



PROCEEDING BOOK & ABSTRACTS

CPEAA 2017

**PENGEMBANGAN DAN PENINGKATAN SUMBER
DAYA MANUSIA PADA BIDANG REKAYASA
PERPIPAAN UNTUK MENDUKUNG PEMANFAATAN
SUMBER ENERGI NASIONAL**

**23 SEPTEMBER 2017
GRHA DEWA RUCI PPNS, SURABAYA
2nd CONFERENCE ON PIPING ENGINEERING
AND IT'S APPLICATION**



CPEAA

PROCEEDING
2nd CONFERENCE ON PIPING ENGINEERING
AND ITS APPLICATION

23 September 2017
GRHA DEWARUCI, PPNS
JL. Teknik Kimia Kampus ITS Sukolilo, Surabaya

Penerbit:
Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya
Alamat Sekretariat/Redaksi:
Jurusan Teknik Permesinan Kapal Gedung Direktorat Lt.2
Jalan Teknik Kimia, Kampus ITS Sukolilo, Surabaya 60111
Telp: +62315947186 Fax: +62315942887
Email: cpeaa@ppns.ac.id, cpeaa2017@gmail.com

PROCEEDING
2nd Conference On Piping Engineering and Its Application
(CPEAA) 2017
Program Studi D4 Teknik Perpipaan,
Jurusan Teknik Permesinan Kapal,
Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya

Penanggung Jawab : Ir. Eko Julianto, M.Sc.,MRINA.
Pemimpin Umum : George Endri Kusuma, ST., Msc.Eng
Pemimpin Redaksi : R. Dimas Endro W, ST., MT.
Anggota Redaksi : Pekik Mahardhika, S.ST.,MT.
Nurvita Arumsari, S.Si.,M.Si
Ekky Nur Budianto, S.ST.,MT.
Masruki, S.ST
Reviewer : Nurvita Arumsari, S.Si.,M.Si
Pelaksana Teknis : Aziz Rafif Nabhan
Editor dan Penyunting : *Kholifah Turrohmah*
Chrisdianty Enggarsari
Mersa Suwandi

ISBN :

Cetakan kedua : Kedua, September 2017

Penerbit:
Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya
Alamat Sekretariat/Redaksi:
Jurusan Teknik Permesinan Kapal Gedung Direktorat Lt.2
Jalan Teknik Kimia, Kampus ITS Sukolilo, Surabaya 60111
Telp: +62315947186 Fax: +62315942887
Email: cpeaa@ppns.ac.id, cpeaa2017@gmail.com

Hak cipta dilindungi undang-undang
Dilarang memperbanyak karya tulis ini dalam bentuk dan dengan cara apapun tanpa ijin
tertulis dari penerbit

KATA PENGANTAR

Assalamualaikum Wr. Wb.

Salam sejahtera bagi kita semua

Puji syukur kehadiran Allah Tuhan Yang Maha Esa, atas ijinNya “ 2nd Conference of Piping Engineering and Its Application” ini dapat terselenggara sesuai yang diharapkan. Seminar ini merupakan implementasi nyata Tridharma Perguruan Tinggi khususnya pada unsur pendidikan dan dilaksanakan sebagai wujud kepedulian Teknik Perpipaan-PPNS serta partisipasi nyata civitas akademika untuk meningkatkan kualitas/mutu pendidikan Teknik Perpipaan-PPNS.

Ucapkan terimakasih kami haturkan kepada Direktur PPNS, Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Koordinator Program Studi Teknik Perpipaan, dan segenap panitia pengarah serta pelaksana yang telah bersedia meluangkan waktu, tenaga, dan pikiran hingga terselenggaranya seminar ini. Kepada seluruh peserta seminar, kami juga mengucapkan selamat mengikuti seminar. Peserta diharapkan dapat memahami makna penting kegiatan seminar ini dan dapat meningkatkan kapasitas keilmuan yang dimiliki sehingga kelak dapat menindaklanjuti dengan karya nyata yang bermanfaat. Akhir kata, kami mohon maaf jika selama pelaksanaan seminar ada hal-hal yang kurang berkenan.

Wassalamualaikum Wr. Wb.

Surabaya, 23 September 2017

Ketua Panitia

Pekik Mahardhika SST, MT

NIP. 198910092015041001

KATA SAMBUTAN KOORDINATOR PROGRAM STUDI TEKNIK PERPIPAAN

Assalamualaikum Wr. Wb., salam sejahtera bagi kita semua,

Puji syukur kita panjatkan kehadirat Allah SWT, Tuhan Yang Maha Esa, yang telah melimpahkan rahmatNya sehingga kita dapat hadir di Seminar Nasional “2ndConference on Piping Engineering and Its Application”, yang diselenggarakan oleh Program Studi Teknik Perpipaan-PPNS. Kegiatan seminar nasional ini merupakan kegiatan tahunan yang pada tahun 2017 ini merupakan penyelenggaraan kedua dari seminar nasional program studi ini.

Tema seminar yang pertama ini adalah Pengembangan dan Peningkatan Sumber Daya Manusia pada Bidang Rekayasa Perpipaan Untuk Mendukung Pemanfaatan Sumber Energi Nasional, khususnya industri rekayasa kelautan (*marine engineering*), yang mana peranan dari sistem dan instalasi pipa merupakan hal yang paling mendasar. Mayoritas sistem di dalam bangunan rekayasa khususnya rekayasa kelautan didukung dengan instalasi dan jaringan perpipaan. Selain itu di Indonesia masih banyak diperlukan tenaga ahli bidang rekayasa dan aplikasi perpipaan. Sehingga peluang yang diberikan pada bidang ini masih sangat besar. Dan sudah saatnya kita mampu menjawab tantangan Indonesia sebagai poros maritim dunia.

Saya ucapkan terimakasih dan penghargaan kepada para undangan, pembicara utama, pemakalah maupun peserta yang telah berpartisipasi dan mendukung terselenggaranya seminar ini. Terima kasih dan penghargaan juga saya sampaikan kepada seluruh panitia penyelenggara yang telah berupaya keras untuk kesuksesan acara. Akhir kata, saya berharap seluruh peserta seminar dapat berperan aktif dalam kegiatan. Selamat mengikuti seminar dan semoga bermanfaat untuk kemajuan ilmu pengetahuan dan lingkungan,

Wassalamualaikum Wr. Wb

Surabaya, 23 September 2017

**Koordinator Program Studi D4 Teknik
Perpipaan**

R. Dimas Endro W, ST., MT
NIP.197604122002121003

2nd Conference on Piping Engineering and It's Application (CPEAA 2017) Table of Contents

DESIGN AND STRESS ANALYSIS

Desain dan Manufacturing Smart Pig Visual Inspection untuk Pipelines Oil & Gas Industry Ade Maulana Surya ,	1
Perencanaan General Service System Kapal Perintis 1200 GT Adhitya Tri Prasetyo,	7
Desain Insulasi dan Expansion Loop pada Penggantian Jalur Pipa Transfer Amoniak (NH₃) Diameter 8 Inch (Studi Kasus di PT Petrokimia Gresik) Bhima Lazuardi,	13
Analisa Tegangan Pipa Main Steam dari Outlet Secondary Superheater Menuju Inlet Turbin – Studi Kasus PLTU Tembilahan 2X7 MW Tri Handika Rachmanu,	19
Redesign Sistem Perpipaan pada Jalur Distribusi Air Bersih (Studi Kasus Distribusi Air Bersih di PPNS). Ivan Anggi Karisma,	25
Desain expansion loop pada line 116SV203-150-16H20 PT. Wilmar Nabati Indonesia M. Hasan,	31
Redesain Jaringan Pipa Proses 4” line P-239005-PR33-HC115-PR33-HC115 di PT. Trans Pasific Petrochemical Indotama. Andri Suharsono,	37
Redesain Saluran Distribusi Udara Ruang Muat Sapi Kapal Livestock Vessel Hasan Syaiful Islam,	43
Desain dan Pemodelan Pada Storage Tank Kapasitas 50.000 kL (Studi Kasus PT.PERTAMINA Region V TBBM Tuban) Atrasani Bananudin Winarno,	49
Analisa Potensi Water Hammer Terhadap Pipe Stress Jalur Pipa Avtur Terminal ISG Tanjung Perak - DPPU Bandara Juanda Gery Adam Wahyu Pribadi,	61
Analisa Perbandingan Sistem Pengendali Buoyancy pada Jalur Pipeline di Lingkungan Swampy Menggunakan Metode Concrete Weight Coating, Set On Weight dan Bolt On Weight Yayan Lutfi Syarafi,	67

Analisa Redesain Pipe Support Terhadap Local Stress Shell Pada Percabangan Nozzle Cylindrical Vessel Akibat Pembebanan Line Pipe Proyek Tomori

Bagus Wahyu Dwi Putra,

73

Analisa Tegangan dan Frekuensi Alami pada Pipa Line 116OTH202-200-40C10 di Plant Fatty Acid Fractionation Upgrade

Viqqi Vadilla Vauzia Azizah,

79

Redesain Sistem Perpipaan Metering Regulating Station (M/RS) Proyek Pengadaan dan Pemasangan Gas Metering Package Pipa Looping Gresik-PKG

Yanu Isma Wardani,

85

Desain Sistem Hydrant pada Proyek Amurea II di PT. Petrokimia Gresik

Fathu Thoriq Ahmad,

91

Desain support pipeline aboveground KM 00.950-KM 01.100 jalur Balongan-Mundu PT. Pertamina Gas di pesisir Balongan

Abdul Fajri Prasetyo,,

97

Analisa Efektifitas Mitigasi Upheaval Buckling Pipeline 16"-HL-4064-3B Sukowati A-Central Processing Area (CPA) Mudi

Anggalih Arya Kusuma,

103

Analisa Tegangan Sistem Perpipaan pada Jalur Metering sampai Tanki TB-T01, TB-T02 dan TB-T03

Muhammad Rosyidul Aththar,

109

Analisa Efektivitas Desain Horizontal Directional Drilling (HDD) River Crossing pada KP 47+25 – KP 48+000 di Project PT.PETRONA MALAYSIA.

Denny Cahyo Hartanto,

115

Redesain Water Sprinkler System Pada Livestock Vessel.

Umar Gomo Pramesti Sungkono

121

Analisa Pengaruh Settlement Terhadap Stress dan Clearance Pada Offshore Crossing Pipeline.

Andra Wahyu Wicaksono,

127

Resign Cryogenic Ethilene Pipe Dari Demethanizer Flux Drum Menuju Offgas Exchanger Terhadap Displacement CAPEX Project.

Mohammat Rohmad Fuadi,

133

Analisa Stress pada Critical Line Flexible Pipe Akibat Penambahan Concrete Matress Support.

Fiqih Azmi Aziz,

139

Analisa Tegangan Tie-in Spool 6 Inch Pada Sistem Offshore Pipeline Saat Kondisi Hydrotest Dan Operasi pada Proyek PT.X.

Bekti Nur Pambudi,

145

Analisa Tegangan pada Desain Instalasi Pipeline Bawah Laut Terhadap Potensi Terjadinya Buckling pada Metode S-Lay.

Muhammad Khoirul Khabibi,

151

Rancang Ulang Jalur Perpipaan Line 8"-1001-11(H50) dari Taping Point Pipa Existing 8" menuju ke Air Heater Protek PT Pupuk Kaltim

Januar Ghifari,

157

Studi Teknis Kelayakan Pemilihan Pemberat Pipa Sebagai Metode Anti Buoyancy River Crossing Pipeline pada Jalur Distribusi Natural Gas.

Pramudyia Bagus Kuncoro,

163

Distribusi Stress Akibat Vortex Induced Vibration (Viv) di Helical Strakes Freespaning Offshore Pipeline pada Berbagai Sudut Kemiringan.

Ilafi Ramadhan,

169

Desain Alternatif Jalur Pipa Transfer High Steam 16"-HS-2003-D22A-HS.

Dede Malik Prastian,

175

Analisa Tegangan Pipa Steam pada Jalur Interkoneksi Line 300-S2-B2A-4101-H100 PT.PETROKIMIA GRESIK.

Chaira Nabila,

181

Redesain Pipe Support pada Sistem Perpipaan dari Pressure Safety Valve (PSV) dengan Pemodelan Caesar II.

Drajat Kukuh Widya Raharjo,

187

PIPING MATERIAL, MANUFACTURE, AND PROJECT MANAGEMENT

Pengaruh Efek Panas Pipa Carbon Steel terhadap Pip FRP pada EPC1 Water Injection Pipeline Project di PT.X.

Alvian Julianto William Sesa,

193

Pengaruh Resistivitas Tanah Terhadap Metode Proteksi Katodik SACP dan ICCP untuk Underground Pipeline.

Fandi Ahmad,

199

Analisa Pengaruh Penambahan Inhibitor Terhadap Laju Korosi Material pada Pipa Sistem Pendingin Fresh Water (Studi Kasus pada Kapal KM. Setya Kencana).

Samuel Hermawan,

205

Analisa Kegagalan dan Perkiraan Umur Sisa Water Walls Tubes Pada Coal Boiler I Unit II di PT.ECOGREEN OLEOCHEMOCALS BATAM (Studi Kasus di PT.ECOGREEN OLEOCHEMICALS BATAM).

Ade Aryandi Putra,

211

Analisa Teknis dan Ekonomis Proteksi Sacrificial Anode dengan Proteksi Impressed Current Pada Submarine Pipeline Offshore Tuban Loop Sepanjang 7750 meter di PT.PERTAMINA TBBM TUBAN.

Aditya Koko Ubaidillah,

217

Optimasi Duration-cost trade off dengan metode PERT dan Least Cost untuk pembangunan AMMOERA

Dicnanda Wildan Saputra,

223

Analisa Pengaruh Sudut Jarak dan Waktu Terhadap Kekerasan dan Kekasaran Pemukaan Material A36 pada Proses Sand Blasting Sebagai Bahan Baku Demin Water Tank.

Nur Kholis Ghozali,

229

Studi Eksperimen Perbandingan Coating Inorganic Zinc dan Silicon As dengan Pengujian Backing dengan Pengujian Backing Thermal Sensitivity dan Banding Test .

Mada Subangkit Dewantara A.S,

235

Analisa Pigging Stuck pada Bending Pipa API 5L X-52 Diameter 24 Inch pada Cleaning Pipeline Jalur Pipeline Arun – Belawan.

Nur Qonitatin,

241

Analisa Laju Erosi dan Perhitungan Lifetime terhadap Material Stainless Steel 304, 316, dan 317 pada Aliran Reject 1st Cleaner to 2nd Cleaner OCC Line Voith Unit SP 3-5 di PT.PAKERIN (Pabrik Kertas Indonesia).

Arif Muhammad Yunan,

247

Analisa Optimasi Proyek Filtered Water Supply dengan Metode Precedence Diagram Method-Least Cost Analysis dengan Penambahan Jam dan Tenaga Kerja.

Fikri Mubarak,

253

Pengaruh Jenis Lapisan Cat, Ketebalan Cat,dan Komposisi Cat Terhadap Laju Korosi Pipa Baja Karbon.

Fahmi Haqqi,

259

Analisis Pengaruh Bolt & Nuts Tightening Pada Sambungan Flange Adaptor dengan Weld Neck Flange Terhadap Deformasi Pipa PE dan Pipa Baja.

Arimby Sabatini,

265

Analisis Perbandingan Metode Painting, Wrapping, dan Proteksi Katodik Terhadap Laju Korosi Underground Pipe PLTU Sintang.

Alif Fauzan Falah,

271

Pengaruh Variasi Kelembapan, Temperatur dan Ketebalan Cat pada Baja SS400 Terhadap Daya Rekat dan Laju Korosi. Anggara Firda Yunata Putra,	277
Analisa Managemen Proyek Pipa HSD Di PT XYZ Menggunakan Critical Path Method. Aimatul Khasanah,	283
Analisa Pengaruh Variasi Jenis Filler Metal Terhadap Laju Korosi dan Sifat Mekanik Mateial pada Pengelasan Pipa SMO254 dengan Media Korosi CLO2.. Rahardian Bagus K,	289
Analisa Variasi Jumlah Groundbed terhadap Kemampuan Proteksi pada Metode Proteksi Katodik ICCP Untuk Underground Trunkline PGDP. Fajar Kurniawantoro,	295
Analisa Wall Thickness dan Pengaruh Ketebalan Concrete pada Jalur Pipa Platform 24 Menuju Offshore Process Platform. Nabilah Atika Rahman,	301
Evaluasi Interval Waktu Pemeliharaan Komponen FLY ASH Handling System PLTU Paiton Unit 7 Berdasarkan Nilai Keandalan dan Ketersediaan. Taufan Taqdir Alamsyah,	307
Pengaruh Proses Penambahan ScaleRemover Terhadap Pengurangan Kerak pada Pipa 4” di SP 1 Ledok KSOPT. Pertamina EP- PT Geo Cepu Indonesia. Qonitah Zahroh Irawan,	313

FLUID MECHANIC, STEAM POWER PLANT, HEAT TRANSFER, THERMODYNAMIC

Analisa pengaruh watter hammer terhadap jalur pipa discharge pompa BS6 Pertamina EP Bagaskoro F.J.P,	319
Laju Erosi Elbow 90° Akibat Aliran 2 Phase (Padat-Gas) Pada Berbagai Turning Radius. Muhammad Chairul Nurrahman,	325
Analisa Pengaruh Erosi Terhadap Life Time Jalur Pipa Avtur Terminal Isg Tanjung Perak – Dppu Bandara Juanda. Yoga Pratama,	331
Analisa Vibrasi pada Pipa OCC Line Voith Group Pulp Suspension Area OCM 03 dari Hydro menuju Cyclone. Herdiana Kristi,	337

Analisa Pengaruh Vibrasi Pompa dan Flow Induced Turbulence (FIT) Terhadap Tegangan Pipa dari Feed Water Pump Discharge (16212-U2011) Menuju Line Header pada Recovery Boiler. Ika Yunita,	343
Desain Jalur Pipa Untuk Pemanfaatan Coke Oven Gas pada Proyek Blast Furnace PT.KRAKATAU STEEL. Mukhamad Angga Setiawan,	349
Perancangan Insulasi dan Pipa Interkoneksi dari Heat Recovery Steam Generator menuju Steam Turbin. Heri Kurniawan,	455
Desain Ulang Pada Suction Pompa GA-1813 C/D Naphta Tank Project. Muhammad Shaleh,	461
Analisa Pressure Drop Aliran Udara dan Coal ASH dari Economizer Pressure Vessel menuju Fly ASH SILO pada PLTU IPMOMI Unit 7. Samuel Wahyu Pradipta,	467
Solusi Kasus Kebocoran Expander Pipa FRP Pada Jalur Sea Water Make-Up Proyek PKT-5, Bontang Tri Agung Prasetyo,	473
Analisa Flow Pattern dan Pengaruhnya pada Laju Erosi di Mitered Elbow Sistem Perpipaan Nira D2 Siwi Tri Anggarani,	479
Desain ulang sistem perpipaan pada palung pendingin D2 menuju continuous vacuum pan (CVP) di PG Kebon Agung Malang Irma Masruro,	485
Redesain Cold Insulation Dengan Fluida Chlorine Dioxide Pada Jalur Perpipaan Line 12020-5042-DDW-250-10K2AA Proyek PT Oki Pulp & Paper Mills Palembang. Doni Prastyo,	491

Desain dan Manufacturing Smart Pig Visual Inspection untuk Pipelines Oil & Gas Industri

Prodi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya

Ade Maulana Surya. ^{1*}, Subagio Soim, ST., MT. ², Bambang Antoko, ST., MT. ³

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya Indonesia^{1*}

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia²

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia³

Email : ademaulana43@gmail.com^{1*};

Abstrak

Pig merupakan alat bantu yang digunakan untuk membersihkan permukaan dalam pipa, tetapi semakin teknologi berkembang pig mempunyai beberapa jenis salah satunya adalah smart pig. Smart pig ini selain dapat membersihkan permukaan dalam pipa dapat sekaligus memberi informasi keadaan permukaan dalam pipa yang sangat membantu dalam inspeksi dan perawatan system perpipaan. Selama ini masih terdapat 2 macam smart pig yaitu MLT (Magnetic Leak Test) dan UT (Ultrasonic Test). Pada tugas akhir ini, dilakukan pembuatan prototype smart pig untuk membantu inspeksi secara visual agar mengurangi adanya kegagalan didalam sistem perpipaan dan mengurangi biaya yg dikeluarkan untuk mengganti pipa yang rusak. Pembuatan smart pig ini membutuhkan biaya Rp 11.750.000,00, dengan waktu pengerjaan kurang lebih 4 bulan. Hasil pengujian smart pig ini menunjukkan bahwa adanya perubahan kecepatan dalam melaksanakan pigging tergantung dengan kebutuhan inspeksi, pig dapat dijalankan dengan kecepatan rendah untuk hasil inspeksi yang membutuhkan ketelitian lebih, dan pig dapat dijalankan dengan kecepatan tinggi yang akan menghasilkan kekuatan dorong yg dapat membantu pig untuk mendorong benda yang ditemukan didalam pipa pada saat inspeksi.

Kata Kunci : *Prototype, Smart Pig, Manufacturing, Pipelines, Visual Inspection*

1. PENDAHULUAN

Industri – Industri saat ini khususnya dalam bidang perminyakan hampir semuanya menggunakan system perpipaan untuk proses transportasi fluida baik itu jarak dekat atau jarak jauh dan memungkinkan adanya suatu penghalang yang menghambat laju fluida. Untuk menjamin tidak terjadi hal – hal tersebut dan system dapat berjalan dengan lancar, maka perlu dilakukan pemeriksaan rutin. Metode pigging merupakan salah satu metoda yang digunakan untuk pembersihan bagian dalam pipa. Perkembangan teknologi saat ini juga memungkinkan metoda pigging digunakan sebagai alat pendeteksi kebocoran korosi inspeksi bagian dalam pipa.

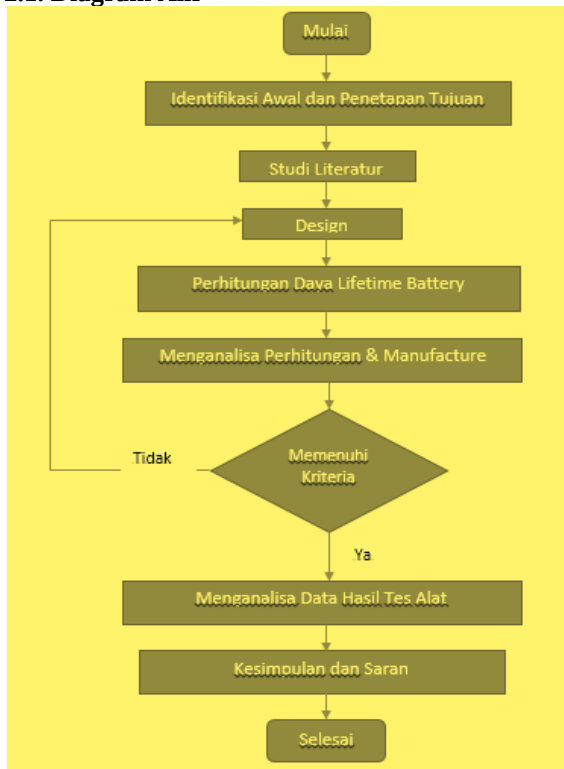
Pig yang merupakan komponen penting dalam metode pigging dan komponen – komponen lain yang menunjang adalah pig launcher, pig receiver, pipa dan fitting. Pig sendiri memiliki berbagai macam bentuk dan fungsi yang berbeda, tetapi smart pig mengandung beberapa komponen yang dapat menunjang inspeksi meskipun dengan bantuan smart pig tetap sulit untuk menentukan hasil dari

inspeksi. Hampir semua pig menggunakan udara bertekanan untuk mendorongnya dari pig launcher hingga pig receiver, sehingga kecepatan laju pig ditentukan oleh besar tekanan yang dihasilkan oleh compressor untuk mendorongnya.

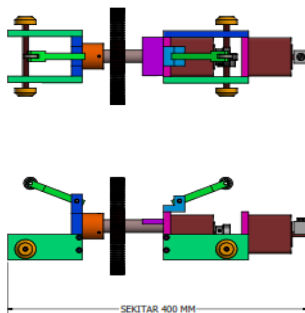
Code & Standard yang menjelaskan tentang metode pigging hanya pada lingkup pig launcher dan pig receiver saja. Peraturan untuk desain dan perancangan pig tidak dijelaskan secara mendetail pada Code & Standard (*Intellegent Piging of Pressurized Natura Gas Pipelines Code Practice*) yang merujuk pada NACE standard (*Standard Recommended Practice Inline Inspection of Pipeline*), ASME B31.8 2003 (*Gas Transmission and Distribution Piping System*).

2. METODOLOGI

2.1. Diagram Alir



2.2. Desain



Gambar 1 Desain *smart pig* visual inspeksi

2.3. Komponen

Berdasarkan gambar 1 komponen utama *smart pig* adalah sebagai berikut :

1. Balance Roller
Roller ini berfungsi mengimbangi kecepatan roda depan agar lebih stabil
2. Suppressor Roller
Roller ini berfungsi untuk menekan *pig* agar tepat pada tengah – tengah pipa, tidak terlalu kebawah atau keatas agar memudahkan *driving roller*
3. Driving Roller
Roller ini berfungsi sebagai kemudi yang akan menjalankan *pig* dari *pig launcher* ke *pig receiver*
4. Brush
Brush berfungsi sebagai alat bantu untuk membersihkan bagian dalam

pipa, dan *brush* yg dipakai adalah kawat besi

5. MotorStepper
Motorstepper berfungsi untuk menggerakkan *drivingroller*
6. Kamera
Kamera merupakan alat yang digunakan untuk melihat secara langsung keadaan dalam pipa sekaligus sebagai media inspeksi *visual*.

2.4. Jadwal Produksi

Tabel 1 Jadwal produksi(a)

No.	Tahapan Produksi	Progr ess (%)	April				Mai				Juni				Juli			
			1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
1	Pemesanan Material	30		10	5	5	5	5										
2	Persiapan Material	25																
	Pemotongan Aluminium	7		1	3	3												
	Penyesuaian Part per Part	8			2	2	2	2										
	Pengaturan Motor Penggerak	4			1	1	2											
3	Pengaturan Motor Penggerak dan Controller	6					2	2	2									
	Pemasangan Part	20						5	5	5	5							
4	Pengujian Alat	15										5	10					
5	Lain - Lain	10													5	5		
JUMLAH		100	0	11	11	11	11	14	7	5	5	5	10	5	5			
JUMLAH KUMULATIF			0	11	22	33	44	58	65	70	75	80	90	95	100			
REALISASI																		

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Manufaktur

Manufakturing alat ini memakan waktu kurang lebih 4 bulan dengan biaya Rp 11.750.00,00, dengan waktu realisasi seperti pada tabel 2 Jadwal produksi (b), pada saat pembuatan alat terdapat kendala dalam keterlambatan komponen datang seperti motor dan kamera, dan juga beberapa hal terkait dengan hari raya dan puasa. Rincian biaya terdapat pada tabel 3 Rancangan Anggaran Biaya

Tabel 2 Jadwal produksi (b)

No.	Tahapan Produksi	Progr ess (%)	April				Mai				Juni				Juli			
			1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
6	Pemesanan Material	30		10	5	5	5	5										
8	Persiapan Material	25																
	Pemotongan Aluminium	7		1	3	3												
	Penyesuaian Part per Part	8			2	2	2	2										
	Pengaturan Motor Penggerak	4			1	1	2											
9	Pengaturan Motor Penggerak dan Controller	6					2	2	2									
	Pemasangan Part	20						5	5	5	5							
10	Pengujian Alat	15										5	10					
11	Lain - Lain	10													5	5		
JUMLAH		100	0	11	11	11	11	14	7	5	5	5	10	5	5			
JUMLAH KUMULATIF			0	11	22	33	44	58	65	70	75	80	90	95	100			
REALISASI			0	8	18	30	42	58	65	70	70	80	90	90	100			

Tabel 3 Rancangan anggaran biaya

NO	JENIS PART	DESCRIPTION	QTY	UNIT PRICE
1	Part 00-01	Aluminium	1	400,000.0
2	Part 00-02	Aluminium	1	500,000.0
3	Part 00-03	Aluminium	1	300,000.0
4	Part 00-04	Aluminium	1	250,000.0
5	Part 00-05	Aluminium	2	150,000.0
6	Part 00-06	Roller	4	200,000.0
7	Part 00-07	Aluminium	1	200,000.0
8	Part 00-08	Aluminium	2	300,000.0
9	Part 00-09	Aluminium	1	300,000.0
10	Part 00-10	Aluminium	1	300,000.0
11	Part 00-11	Aluminium	1	250,000.0
12	Part 00-12	Aluminium	2	300,000.0
13	Part 00-13	Aluminium	1	300,000.0
14	Bearings	DIN 625 SKF - SKF 635	2	50,000.0
15	Gear	Crossed-helical (Skew) gear	2	600,000.0
16	Bearings	DIN 625 SKF - SKF 608	4	50,000.0
17	Brush		1	350,000.0
18	Spring		2	50,000.0
19	Pipe		1	
20	Motor 60 x 60		2	500,000.0
21	Controller		1	2,000,000.0
22	Camera		1	750,000.0
23	Part Assembly		1	250,000.0
24	Cost Assembly		1	700,000.0
				Total

3.2. Pengujian Alat

Pengujian alat dilakukan dengan cara menjalankan alat pada pipa 6" PVC 2 meter seperti pada gambar 2 Pipa PVC 6" 2 Meter dengan variasi kecepatan *pig* 300 rpm, 600 rpm, 950 rpm, dan 1300 rpm dengan hasil gambar setiap *pig* dapat dilihat pada Gambar 3 Pengujian *Pig* dan tabel 4 Hasil Pengujian *Pig*



Gambar 2 Pipa PVC 6" 2 Meter



Gambar 3 Pengujian *Pig*

Tabel 4 Hasil Pengujian *Pig*

Kecepatan (RPM)	Waktu Tepuh (DETIK)	Keterangan
300	10	Tampilan gambar saat pengujian bagus kamera dapat mengikuti pergerakan <i>pig</i> dalam pengambilan gambar
600	8	Tampilan gambar saat pengujian terdapat penurunan fps dan kamera mulai terlihat beberapa detik terlambat dari pergerakan <i>pig</i>
950	7	Tampilan gambar saat pengujian fps rendah dan kamera terlambat beberapa detik dari pergerakan <i>pig</i>
1300	6	Tampilan gambar jelek dengan fps rendah dan kamera terlihat jelas keterlambatan penangkapan gambar dari pergerakan <i>pig</i>

3.3 List of Error

Dari pengujian alat, ditemukan beberapa *error* yang terjadi. Beberapa *error* dapat ditanganin dan beberapa tidak sempat ditanganin Karena kurangnya waktu pengerjaan tugas akhir, *list of error* dapat dilihat pada tabel 5 *list of error*.

Tabel 5 List of Error

No	Error / Problem	Deskripsi	Keterangan	Solusi
1	Kamera	kamera pada pengujian awal fps yang dihasilkan terlalu kecil, sehingga motor sudah jalan tetapi kamera telat 3 detik pada setiap pergerakannya	Fixed	Penggantian kamera dengan kamera yang lebih bagus kualitas gambar dan kecepatan penangkapan gambar
2	Spring	Spring tidak dapat menahan pipa kebawah sehingga menyebabkan roller tidak menyentuh bagian dalam pipa dan hanya berputar tanpa menghasilkan gerakan <i>pig</i>	Fixed	Penggantian <i>spring</i> dengan <i>spring</i> yang lebih kuat pada bagian <i>spring</i> motor
3	Motor Speed	Pada pengujian awal, kecepatan motor hanya dapat dibagi menjadi 3V, 6V dan 12V, dalam artian lain kecepatan minimal, menengah dan maksimal	Fixed	Penambahan komponen elektro pada <i>pig</i> memungkinkan penggantian <i>speed</i> motor dengan satuan rpm
4	Roller	Jika <i>prototype pig</i> ini dijalankan lama, maka roller akan tersangkut pada badan <i>pig</i> yang mengakibatkan <i>roller</i> tidak dapat berputar dan <i>stuck</i>	Not yet fixed	Untuk memperbaiki sementara roller pada <i>camera</i> didorong hingga tidak <i>stuck</i> lagi, untuk solusi mengenai roller dapat diberikan ring anti roller dan body agar roller tidak tersangkut pada badan <i>pig</i>
5	Infrared	Infrared seperti tidak terlalu jelas pada keadaan gelap yang menyebabkan kamera tidak dapat digunakan pada keadaan gelap tanpa cahaya bantuan	Not yet fixed	Untuk <i>Infrared</i> ini perlu adanya penambahan <i>power source</i> yang lebih besar

4. KESIMPULAN

Dari hasil manufaktur dan pengujian pada tugas akhir ini, dapat disimpulkan beberapa hal sebagai berikut:

1. Manufaktur *smart pig* membutuhkan waktu kurang lebih 4 bulan dengan kendala – kendala seperti keterlambatan material datang, hari raya dan puasa dan

- hal – hal lainnya, dan membutuhkan biaya sebesar Rp 11.750.000,00.
2. Pada pengujian *smart pig* untuk visual inspeksi memang paling bagus menggunakan kecepatan rendah yaitu 600 rpm kebawah, tetapi jika pada saat inspeksi ditemukan benda dalam pipa, maka pig dapat mendorong benda tersebut dengan memakai kecepatan tinggi yaitu 600 rpm keatas. Sehingga untuk kecepatan pig semua tergantung oleh kebutuhan pada saat inspeksi dilapangan.
 3. Error yang didapat setelah pengujian beberapa telah ditangani karena material telah tersedia dan tidak perlu pemesanan kembali, tetapi untuk error yg tidak dapat ditangani dikarenakan material tidak tersedia, memakan waktu untuk pemesanan material yg dibutuhkan, dan memungkinkan untuk merubah desain pig untuk menyesuaikan dengan kondisi material yg akan dipesan.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Kedua orang tua (Danang Sanyoto dan Novita Desi Kuntari Dwi Anggraini) yang telah memberi dukungan materi, motivasi, kasih sayang, do'a dan nasehat hidup bagi penulis
2. Bapak Subagio Soim selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir
3. Bapak Bambang Antoko selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir

4. Teman-teman TP 2012 dan TP 2013 yang telah memberikan motivasi dukungan, warna kehidupan dan kebersamaan.
5. Keluarga besar Iman Soewarso

6. PUSTAKA

1. ASME IX, (2013). *Welding, Brazing and Fusing Qualifications*. New York : American Society of Mechanical Engineers.
2. ASME, (2007). *ASME B31.8, Gas Transmission and Distribution Piping Systems*. United State of America : The American Society of Mechanical Engineering, 2007.
3. Blogspot.co.id, 2014. *Gears Type* [Online] (Updated 10 Oct 2014) Available at : <http://machiningtool.blogspot.co.id/2014/10/jenis-jenis-roda-gigi-gears-type.html>
4. Hansen Scott, dkk. (2002). *Offshore Oil Pipelines in the Cook Inlet*. Join Industry-Regulator Form. Unocal 76 Alaska
5. Indian Standard. (2006). *Intellegent Pigging of Pressurized Natural Gas Pipelines-Code of Practice*. New Delhi : Bureau of Indian Standard
6. Partner3d.com. Motor Stepper [Online] Available at : <http://www.partner3d.com/motor-stepper-pengertian-cara-kerja-dan-jenis-jenisnya/>
7. Tiratsoo J.N.H, dkk. (1992). *Pipeline Pigging Technology Cleaning, Inspection, Fitness for purpose*. Gulf Professional Publishing. Houston, TX

Perencanaan *General Service System* Kapal Perintis 1200 GT (Studi Kasus KM. Sabuk Nusantara)

Adhitya Tri Prasetyo^{1*}, M. M. Eko Prayitno², Sudiyono³.

¹Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111.

²Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

³Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

E-mail: adhityapro@gmail.com^{1*}; ekoprayitno@gmail.com^{2*}; sudiyono@gmail.com^{3*}

Abstrak

Penelitian tugas akhir ini bertujuan untuk perencanaan *general service system* kapal bangunan baru KM. Sabuk Nusantara (Kapal Perintis 1200 GT) yang sesuai dengan persyaratan kelas Biro Klasifikasi Indonesia (BKI). Perlunya dilakukan perencanaan karena proses fabrikasi sistem perpipaan dikerjakan tanpa menggunakan gambar representasi dari *routing* pipa atau gambar kerja isometri. Dengan adanya gambar representasi *routing* pipa yang akan terinstal di kapal, akan mempermudah dan mempercepat proses fabrikasi dan *erection* sistem perpipaan sehingga berpengaruh pada peningkatan produktivitas galangan kapal. Perencanaan sistem *general service* dilakukan dengan mendesain sistem bilga, ballast, dan pemadam hydrant menggunakan *software* AutoCAD Plant 3D yang dapat menunjukkan model *routing* pipa yang akan terinstal di KM. Sabuk Nusantara 1200 GT. Kemudian dari hasil desain sistem *general service* dilakukan evaluasi desain dan peralatan pada sistem pemadam hydrant menggunakan *software* Pipe Flow Expert. Material pipa menggunakan pipa galvanis untuk memenuhi persyaratan spesifikasi teknis kapal. Dari hasil penelitian ini kemudian dapat diketahui model *routing* yang merepresentasikan jalur pipa *general service system* dengan visualisasi 3D, dan gambar kerja isometri sekaligus *material take off*. Spesifikasi pipa yang digunakan pada sistem bilga yaitu menggunakan pipa galvanis NPS 3 (*header*), dan NPS 2,5 (*branch*) dengan *schedule* 20. Pada sistem ballast yaitu menggunakan pipa galvanis NPS 4 (*header*), dan NPS 3 (*branch*) dengan *schedule* 20. Pada sistem pemadam hydrant yaitu menggunakan pipa galvanis NPS 2,5 (*header*), dan NPS 2 (*branch*) dengan *schedule* 20. Sistem *general service* menggunakan pompa sentrifugal merk Ebara dengan daya 5,55 kW (bilga), 18,5 kW (ballast), 15 kW (pemadam hydrant). Berdasarkan hasil simulasi evaluasi desain sistem pemadam hydrant disimpulkan bahwa telah memenuhi persyaratan Biro Klasifikasi Indonesia, tahun 2016, volume III, section 12. Total biaya yang dibutuhkan untuk pengadaan material *general service system* kapal KM. Sabuk Nusantara 1200 GT yaitu sebesar Rp. 749.112.000.

Keywords : Biro Klasifikasi Indonesia, *Erection*, Fabrikasi, *General Service System*, Isometri, *Routing*.

1. PENDAHULUAN

Galangan kapal baja di tahun 2016 mengalami peningkatan produksi yang sangat signifikan. Hal ini untuk mendukung program Tol Laut pemerintah yang ingin mempermudah distribusi logistik antar pulau. Dengan demikian maka produktifitas galangan kapal perlu ditingkatkan agar dapat menyelesaikan pembangunan kapal bangunan baru tepat waktu. Dalam pembangunan kapal bangunan baru

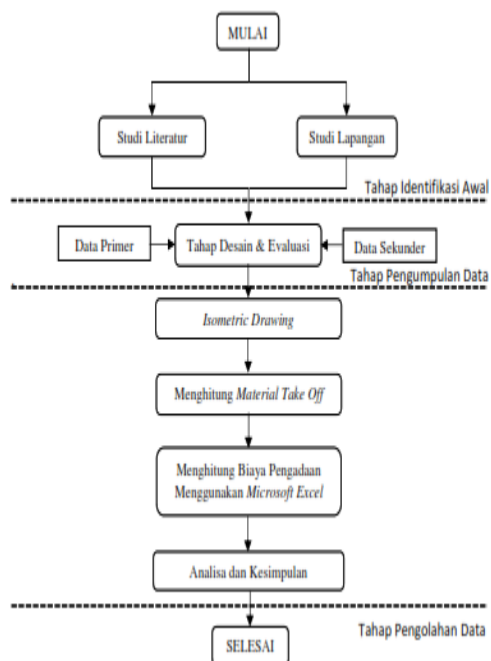
terdapat 6 (enam) pokok kegiatan yaitu *design*, *fabrication*, *assembly*, *erection*, *outfitting*, and *launching*. *Outfitting* merupakan proses pemasangan komponen kapal, meliputi *hull outfitting*, *piping and electrical installation*, *accomodation*, *machinery outfitting*, dan sistem propulsi. Dimulainya fabrikasi sistem perpipaan setelah tahap penyambungan antar *block/erection* selesai. Permasalahan timbul ketika terjadi keterlambatan dalam tahap *erection*, sehingga fabrikasi sistem perpipaan

mengalami keterlambatan pengerjaan. Bergantungnya proses fabrikasi sistem perpipaan pada tahap *erection* dikarenakan tidak adanya sebuah gambar representasi dari *routing* pipa atau gambar isometri yang nantinya digunakan sebagai acuan fabrikasi sistem perpipaan.

Pada tugas akhir ini, dilakukan perencanaan sistem pelayanan umum atau *general service system* untuk kapal bangunan baru KM. Sabuk Nusantara (Kapal Perintis 1200 GT). Perencanaan dilakukan dengan memperhatikan aspek-aspek yang disyaratkan oleh Biro Klasifikasi Indonesia (BKI) dan Kementerian Perhubungan Direktorat Jenderal Perhubungan Laut (*Owner*). Penelitian ini tidak hanya melakukan desain *general service system*, akan tetapi juga menentukan spesifikasi pipa, spesifikasi pompa, dan menghitung biaya yang dibutuhkan untuk pengadaan material untuk *general service system* yang terdiri dari sistem bilga, ballast, dan pemadam hydrant yang selanjutnya dapat diaplikasikan untuk *sister ship*.

2. METODOLOGI

2.1. Diagram Alir



2.2. Formula Matematika

2.2.1 Diameter Pipa Bilga

Berdasarkan apa yang telah disyaratkan oleh Biro Klasifikasi Indonesia (BKI) vol. 3 section 11, perhitungan diameter pipa bilga sebagai berikut:

$$d_H = 1,68 \cdot \sqrt{(B + H) \cdot L} + 25 \quad (1)$$

$$d_Z = 2,15 \cdot \sqrt{(B + H) \cdot l} + 25 \quad (2)$$

Dimana:

d_H = inside diameter of main bilge pipe (mm)

d_Z = inside diameter of branch bilge pipe (mm)

L = panjang kapal LPP (m)

B = lebar kapal (m)

H = tinggi kapal (m)

l = panjang dari kompartemen kedap air

2.2.2 Diameter Pipa Pemadam Hydrant

Berdasarkan apa yang telah disyaratkan oleh Biro Klasifikasi Indonesia (BKI) vol. 3 section 12, perhitungan diameter pipa pemadam hydrant sebagai berikut:

$$d_F = 0,8 \times d_H \quad (3)$$

Dimana:

d_H = inside diameter pipa bilga (header)

d_F = inside diameter pipa hydrant (header)

2.2.3 Ketebalan Pipa

Berdasarkan apa yang telah disyaratkan oleh Biro Klasifikasi Indonesia (BKI) vol. 3 section 11, perhitungan ketebalan pipa sebagai berikut:

$$S = S_o + c + b \quad (4)$$

Dimana:

d_a = outside diameter pipa)

P_c = 16 bar (design pressure)

σ_{perm} = 80 N/mm² (maximum design stress)

V = 1 (faktor efisiensi pengelasan)

c = 3 (corrosion allowance)

b = 0 (faktor bending)

$$S_o = \frac{(d_a \cdot P_c)}{(20 \cdot \sigma_{perm} \cdot V) + P_c}$$

(5)

2.2.4 Kapasitas Pompa

Berdasarkan apa yang telah disyaratkan oleh Biro Klasifikasi Indonesia (BKI) vol. 3 section 11, perhitungan kapasitas pompa sebagai berikut:

$$Q = 5,75 \times 10^{-3} \times d_H^2$$

(6)

Dimana:

Q = kapasitas pompa

d_H = inside diameter pipa (header)

2.2.5 Bilangan Renold

Untuk menentukan jenis aliran, apakah turbulen atau laminar. Dapat menggunakan perhitungan sebagai berikut.

$$Re = \frac{V \times D_h}{\nu'} \quad (7)$$

Dimana:

Re = reynold number

V = kecepatan aliran fluida (m/s)

ν' = viskositas kinematik fluida

D_h = diameter pipa

2.2.6 Kerugian Gesek Akibat Pipa Lurus (Mayor Losses)

Untuk mencari nilai kerugian gesek akibat pipa lurus dapat menggunakan persamaan berikut.

$$h_{f \text{ mayor}} = \frac{10,67 \times Q^{1,85}}{C^{1,85} \times D_h^{4,85}} \times L \quad (8)$$

Dimana:

h_f = head friction (kerugian head)

Q = kapasitas pompa (m³/s)

C = Hazen-Williams coefficient (Galvanized iron = 120)

D_h = inside diameter pipa (m)

L = panjang total suction side (m)

2.2.7 Kerugian Gesek Akibat Belokan (Minor Losses)

Untuk mencari nilai kerugian gesek akibat aksesoris pipa dapat menggunakan persamaan berikut.

$$h_{f \text{ minor}} = f \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (9)$$

Dimana:

f = koefisien kerugian aksesoris pipa

v = kecepatan aliran fluida (m/s)

2.2.8 Head Total Pompa

Untuk menghitung total head dari suatu pompa dapat ditentukan dari rumus Bernoulli berikut.

$$H = H_s + H_p + H_L + \frac{v^2}{2 \times g} \quad (10)$$

Dimana:

H = head total

H_s = head statis (m)

H_p = head tekan (m)

H_L = head losses (suction & discharge), (m)

V = kecepatan aliran (m/s)

2.2.9 Daya Pompa

Perhitungan daya pompa untuk menentukan jenis pompa yang tepat untuk sebuah sistem sebagai berikut.

$$P_w = \rho \times g \times H_{\text{pompa}} \times Q \quad (11)$$

Dimana:

P_w = daya motor (Watt)

ρ = massa jenis air laut (kg/l)

Q = kapasitas pompa (m³/s)

$$P = \frac{P_w}{\eta_p} \quad (12)$$

Dimana:

P = daya pompa (kW)

P_w = daya motor (Watt)

η_p = efisiensi pompa

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Diameter Pipa Utama (Header)

Hasil perhitungan diameter utama (header) pipa bilga yaitu 3 inch, pipa ballast yaitu 4 inch, pipa pemadam hydrant yaitu 2,5 inch.

3.2 Diameter Pipa Cabang (Branch)

Hasil perhitungan diameter cabang (branch) pipa bilga yaitu 2,5 inch, pipa ballast yaitu 3 inch, pipa pemadam hydrant yaitu 2 inch.

3.3 Ketebalan Pipa Utama (Header)

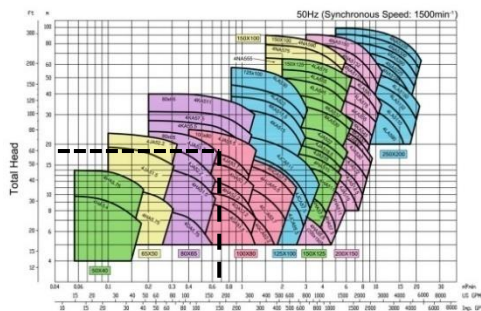
Hasil perhitungan ketebalan utama (header) pipa bilga, ballast, dan pemadam hydrant yaitu 4,5 mm (schedule 20).

3.4 Ketebalan Pipa Cabang (Branch)

Hasil perhitungan ketebalan cabang (branch) pipa bilga, ballast, dan pemadam hydrant yaitu 4,5 mm (schedule 20).

3.5 Spesifikasi Pompa Bilga

Setelah melakukan perhitungan untuk mencari spesifikasi pompa bilga yang tepat, diketahui kapasitas pompa 0,62 m³/min, head pompa 17 m, daya pompa 2,14 kW. Kemudian diputuskan untuk menggunakan pompa dengan merk EBARA yang selanjutnya melakukan pemilihan model pompa dengan cara penarikan grafik sebagai berikut.



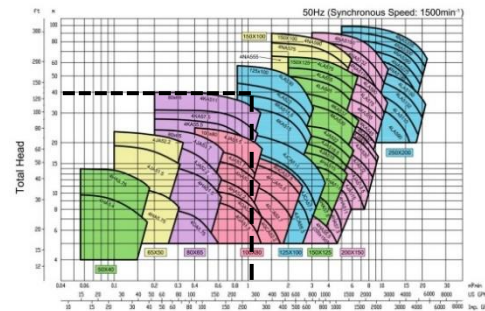
Gambar 1. Grafik performa pompa bilga.

Dari grafik di atas dapat diketahui jenis pompa yang sesuai dengan kebutuhan operasional sistem bilga. Jenis pompa untuk sistem bilga adalah pompa sentrifugal dengan model 100x80 FS4JA 5 5.5 dengan kapasitas 0,027 m³/s, head 24,7 m, daya 5,55 kW, putaran 1450 rpm.

3.6 Spesifikasi Pompa Ballast

Setelah melakukan perhitungan untuk mencari spesifikasi pompa ballast yang tepat, diketahui kapasitas pompa 1,06 m³/min, head pompa 38 m, daya pompa 8,45 kW. Kemudian diputuskan untuk menggunakan pompa dengan merk EBARA yang selanjutnya melakukan

pemilihan model pompa dengan cara penarikan grafik sebagai berikut.

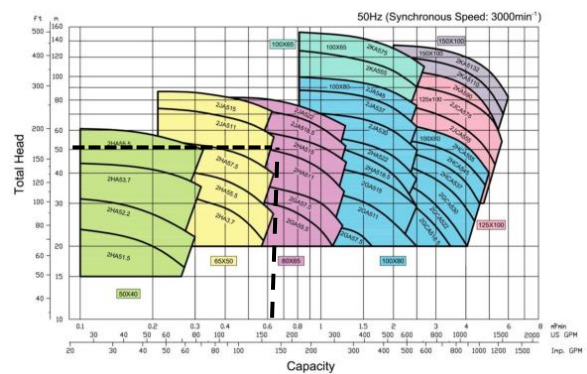


Gambar 2. Grafik performa pompa ballast.

Dari grafik di atas dapat diketahui jenis pompa yang sesuai dengan kebutuhan operasional sistem ballast. Jenis pompa untuk sistem ballast adalah pompa sentrifugal dengan model 125x100 FS4KA 5 18.5 dengan kapasitas 0,059 m³/s, head 38,5 m, daya 18,5 kW, putaran 1450 rpm.

3.7 Spesifikasi Pompa Pemadam Hydrant

Setelah melakukan perhitungan untuk mencari spesifikasi pompa pemadam hydrant yang tepat, diketahui kapasitas pompa 0,62 m³/min, head pompa 51 m, daya pompa 6,4 kW. Kemudian diputuskan untuk menggunakan pompa dengan merk EBARA yang selanjutnya melakukan pemilihan model pompa dengan cara penarikan grafik sebagai berikut.



Gambar 3. Grafik performa pompa pemadam hydrant.

Dari grafik di atas dapat diketahui jenis pompa yang sesuai dengan kebutuhan operasional sistem pemadam hydrant. Jenis pompa untuk sistem pemadam hydrant adalah pompa sentrifugal dengan model 80x65 FS2HA

5 15 dengan kapasitas 0,025 m³/s, head 63,1 m, daya 15 kW, putaran 2925 rpm.

3.8 Biaya Pengadaan

Hasil perhitungan biaya pengadaan sistem bilga yaitu Rp. 238.403.000, sistem ballast yaitu Rp 322.808.300, dan sistem pemadam hydrant yaitu Rp. 187.900.700.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan dan analisa yang telah dilakukan, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut.

1. Pipa yang digunakan untuk sistem bilga menggunakan pipa galvanis dengan diameter 3 inch (*header*) dengan ketebalan 4,5 mm (*schedule* 20), dan diameter 2,5 inch (*branch*) dengan ketebalan 4,5 mm (*schedule* 20).
2. Pipa yang digunakan untuk sistem ballast menggunakan pipa galvanis dengan diameter 4 inch (*header*) dengan ketebalan 4,5 mm (*schedule* 20), dan diameter 3 inch (*branch*) dengan ketebalan 4,5 mm (*schedule* 20).
3. Pipa yang digunakan untuk sistem pemadam hydrant menggunakan pipa galvanis dengan diameter 2,5 inch (*header*) dengan ketebalan 4,5 mm (*schedule* 20), dan diameter 2 inch (*branch*) dengan ketebalan 4,5 mm (*schedule* 20).
4. Pompa yang digunakan untuk sistem bilga menggunakan pompa sentrifugal merk Ebara dengan model 100x80 FS4JA 5 5.5 dengan kapasitas 0,027 m³/s, head 24,7 m, daya 5,55 kW, putaran 1450 rpm.
5. Pompa yang digunakan untuk sistem ballast menggunakan pompa sentrifugal merk Ebara dengan model 125x100 FS4KA 5 18.5 dengan kapasitas 0,059 m³/s, head 38,5 m, daya 18,5 kW, putaran 1450 rpm.
6. Pompa yang digunakan untuk sistem pemadam hydrant menggunakan pompa sentrifugal merk Ebara dengan model 80x65 FS2HA 5 15 dengan kapasitas 0,025 m³/s, head 63,1 m, daya 15 kW, putaran 2925 rpm. Berdasarkan hasil simulasi evaluasi desain sistem pemadam hydrant dengan

menggunakan spesifikasi pompa tersebut, telah memenuhi persyaratan tekanan minimal di *nozzle hydrant* (Biro Klasifikasi Indonesia tahun 2016 *volume* III *section* 12).

7. Biaya yang dibutuhkan untuk pengadaan material sistem bilga yaitu sebesar Rp. 238.403.000.
8. Biaya yang dibutuhkan untuk pengadaan material sistem ballast yaitu sebesar Rp. 322.808.300.
9. Biaya yang dibutuhkan untuk pengadaan material sistem pemadam hydrant yaitu sebesar Rp. 187.900.700.

5. PUSTAKA

1. Biro Klasifikasi Indonesia. 2016. "Rules for Machinery Volume III". Jakarta: Biro Klasifikasi Indonesia.
2. Harrington, Roy L. 1992. "Marine Engineering". The Society Of Naval Architects And Marine Engineers 601. Pavonia Avenue, Jersey City.
3. Sularso. Haruo Tahara. 2006. "Pompa dan Kompresor", Jakarta: PT Pradnya Paramitha.

“Desain Insulasi dan Expansion loop pada Penggantian Jalur Pipa Transfer Ammonia (NH₃) Diameter 8 Inch (Studi Kasus di PT. Petrokimia Gresik)”

Bhima Lazuardi^{1*}, George Endri Kusuma², Nora Amelia Novitrie³

*Mahasiswa Teknik Perpipaan PPNS^{1*}, Staf Pengajar Teknik Perpipaan PPNS^{2,3}
Teknik Perpipaan, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya (PPNS)
bhimalazuardi03@gmail.com^{1*}*

Abstrak

PT. Petrokimia Gresik berencana melakukan penggantian pipa transfer amoniak berukuran 8 inch. General Arrangement dan routing pipa dari desain lama akan dirubah. Hal ini tentunya perlu dilakukan analisa khususnya dari sisi tegangan yang terjadi agar memperoleh desain terbaik. Pada penelitian ini dilakukan analisa desain expansion loop dan desain insulasi baru pada pipa transfer amoniak 8” dengan menggunakan perhitungan manual dan pemodelan software CAESAR II. Pemasangan expansion loop diperlukan untuk mengurangi tegangan dan displacement akibat beban ekspansi.

Proses analisa dilakukan perhitungan tegangan akibat beban sustain, occasional, ekspansi secara manual pada desain expansion loop berjenis “Z” bend loop dan dilakukan perhitungan kehilangan panas dengan menggunakan temperature existing sesuai di lapangan, dengan insulasi Phenolic, Poliolefine, dan Polyisocyanurate dengan tebal 55 mm, tebal 70 mm, tebal 85 mm. 3. Dari hasil perhitungan nilai tegangan pada desain expansion loop jenis Z bend dengan radius 12 inchi, diketahui nilai tegangan tertinggi akibat beban ekspansi yakni sebesar 4030.37 Psi untuk perhitungan manual dan 10758 psi untuk output software Caesar. Sedangkan untuk tegangan tertinggi akibat beban sustain yakni 9811 Psi untuk perhitungan manual dan 4129 Psi untuk hasil output software. Sedangkan untuk tegangan tertinggi akibat beban occasional yakni 13149 Psi untuk perhitungan manual dan 4126 Psi untuk hasil output software. Dari beberapa hasil tersebut desain Z Bend Loop diyakini masih aman. Untuk desain insulasi terbaik dipilih insulasi jenis phenolic foam dengan tebal 85 mm dengan nilai heat loss hanya sebesar 1144 watt.

Kata kunci : PT. Petrokimia Gresik, Amonia, Heat loss, pemodelan, insulasi, Stress analysis

1. PENDAHULUAN

PT. Petrokimia Gresik memiliki jalur pipa transfer untuk ammonia dari tanki penyimpanan menuju pelabuhan sepanjang total 1,8 km. Material jalur pipa ini adalah berjenis ASTM A 333 grade 6 (sch 20) dan terdapat tiga ukuran pipa yang masing-masing mempunyai diameter berbeda, yaitu untuk pipa berdiameter 12 inch, 8 inch, dan 4 inch. Akan tetapi, pada kondisi di lapangan jalur pipa transfer berukuran 8 inch untuk ammonia mengalami kerusakan pada insulasi yang berjenis *polyurethane* dan jalur pipa akan dilakukan pergantian. Maka, opsi untuk menanggulangi masalah tersebut adalah

dengan membuat desain baru. Adapun opsi yang digunakan untuk mengurangi beban ekspansi adalah dengan menambahkan desain *expansion loop* sepanjang jalur pipa transfer. Opsi desain dari expansion loop yaitu berjenis “Z” bend loop. Desain tersebut dipilih atas pertimbangan masih tersedianya tempat yang mencukupi. Adapun faktor lain yang harus diperhatikan adalah pemilihan jenis support pada expansion loop. Pada akhirnya opsi desain loop tersebut akan dianalisa tegangan (stress) dan pergeseran (displacement) yang terjadi. Dikarenakan jalur pipa ini menyalurkan fluida bertemperatur. Oleh karena itu, pada penelitian ini selain dilakukan

dianalisa tegangan (*stress*) dan pergeseran (*displacement*) yang terjadi akan dilakukan analisa dan perhitungan untuk menemukan jenis insulasi yang baru. Peneliti diharuskan melakukan sebuah analisa berapa jumlah panas yang hilang akibat kerusakan insulasi dan melakukan perhitungan ulang untuk desain insulasi. dengan pemasangan insulasi tersebut haruslah diperhatikan juga karakteristik material insulasi terhadap jalur pipa untuk menghindari kerusakan terhadap material insulasi yang dapat merugikan di kemudian hari.

2. METODOLOGI

2.1 konduksi pada silinder lapis banyak

Berkaitan dengan teori perpindahan panas konduksi dan tahanan thermal yang telah dibahas diatas, pada sub bab ini akan dijelaskan mengenai aplikasi dari dua teori tersebut dalam sistem perpipaan sehingga dapat diaplikasikan pada suatu pipa yang memiliki lapisan banyak. persamaan 2.2, 2.2,2.3 sebagai berikut :

$$Q = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{R_{total}} \quad (2.2)$$

$$R_{total} = R_{cyl1} + R_{cyl2} + R_{cyl3} + R_{conv} \quad (2.3)$$

$$Q = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi L k_1} + \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi L k_2} + \frac{\ln \frac{r_4}{r_3}}{2\pi L k_3} + \frac{1}{h_2 A_4} \quad (2.4)$$

Dimana :

Q= nilai kalor yang diperlukan (*heat loss*) (W)

h_1 = *heat transfer coefficient* permukaan bagian dalam pipa (W/m² °K)

A₁= luas permukaan perpindahan panas bagian dalam pipa (m²)

h_2 = *heat transfer coefficient* permukaan bagian luar pipa (W/m² °K)

A₂=luas permukaan perpindahan panas bagian luar pipa (m²)

K= *konduktivitas thermal* (W/m °K)

2.2 Angka nusselt

Untuk angka nusselt pada aliran turbulen menggunakan rumus sebagai berikut:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (2.5)$$

2.3 Heat transfer coefficient

Nilai heat transfer coefficient menggunakan rumus sebagai berikut:

$$h = k/D Nu \quad (2.6)$$

Dimana :

k = *thermal conductivity* (W/mK)

D = *inside diameter* (m)

Nu = *nusselt number*

2.4 Pipe Support

Penyangga pipa dalam sistim perpipaan adalah sebuah alat yang berfungsi untuk menjadipenahan atau penumpu pipa yang melintas dari suatu tempat ke tempat yang lain. Sebuah support adalah sebuah komponen dari sistim perpipaan yang menyalurkan beban yang bekerja pada pipa ke struktur penyangga.

$$Allowable \text{ pipe span} = \sqrt{0,33xZxSh/W} \quad (2.7)$$

Dimana :

Z = *Modulus section* (in³)

Sh = *Allowable stress hot* (Psi)

W = *Berat pipa* (lb/in)

2.5 Beban pada Pipa

Pipe load adalah beban yang terjadi pada sistim perpipaan yang diteruskan ke srtuktur bangunan penumpu melalui peralatan penumpu atau restraint. Sistem perpipaan pada kondisi operasi tentunya mengalami berbagai macam beban. Beban yang dialami diantaranya beban akibat pipa itu sendiri, berat fluida yang mengalir, insulasi pipa, beban angin maupun gempa bumi.

2.5.1 Beban Sustain (Sustained Load)

Beban sustain adalah beban yang bekerja secara terus-menerus pada pipa. Tegangan yang terjadi pada beban sustain merupakan hasil dari jumlah tegangan longitudinal SL akibat tekanan, berat, dan beban sustain lain dengan tidak melebihi dari Sh (SL < Sh). Nilai tegangan izin pada kondisi sustained load berdasarkan ASME B31.3 Appendix A Table A-1. Beban sustain menyebabkan terjadinya tegangan

antara lain axial stress, longitudinal pressure stress, dan bending stress.

$$S_L = \frac{Fax}{Am} + \frac{Mbc}{I} + \frac{pdo}{4t} \quad (2.8)$$

Dengan :

Fax = Gaya aksial (lb)

Am = Luas penampang pipa (in²)

M = Momen bending (lb.in)

c = Jarak dari sumbu pipa (in)

I = Momen inersia penampang (in⁴)

P = Tekanan internal

do = Diameter luar pipa (in)

t = Tebal pipa (in)

SL = Tegangan longitudinal (Psi)

2.5.2 Beban Okasional

Beban gempa biasanya juga disebut beban *seismic*, disebabkan oleh Bergeraknya tanah secara acak yang melalui anchor struktur/pipa ke tanah dan menyebabkan beban inersia dari struktur/pipa yang terinduksi. Tekanan gempa yang mengenai pipa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$S = 0.75ix \ 12 \times \frac{WL^2}{8Z} \times 1.5G \quad (2.9)$$

Dengan :

S = Seismic Stress (Psi)

i = Stress intensification factor

W = Berat pipa (lb/in)

L = Panjang pipa (in)

Z = Modulus section (in³)

G = Seismic acceleration

2.5.3 Beban ekspansi Thermal

Beban ekspansi merupakan beban yang timbul akibat ekspansi panas. Beban dapat disebabkan oleh Beban thermal akibat pembatasan gerak oleh tumpuan, beban ini (gaya dan momen) timbul jika ekspansi atau kontraksi bebas perpipaan akibat termal terhalang oleh tumpuan. Setiap material pipa mempunyai koefisien ekspansi yang berbeda.

Perhitungannya menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\Delta = \frac{5WL^4}{384EI} \quad (2.10)$$

$$M = \frac{6EI\Delta}{L^2} \quad (2.11)$$

$$S = \frac{iM}{Z} \quad (2.12)$$

Dimana :

M = Momen yang terjadi pada tumpuan (in-lb)

I = Momen inersia (in⁴)

Z = Modulus section (in³)

= Displacement (in)

L = Panjang pipa (in)

E = Modulus elastisitas (Psi)

2.6 Resultan Tegangan

Selayaknya tegangan yang terhitung harus dibandingkan dengan allowable material. Piping code allowable sebagaimana ditentukan diatas adalah semua berkaitan dengan uji tarik uniaxial material, (yaitu Sc dan SH). Oleh karena itu tegangan yang terhitung harus juga berkaitan dengan uji tarik uniaxial. Resultan tegangan yang dihitung adalah nilai tegangan geser maksimum. Berikut adalah persamaannya :

$$\tau_{max} = \frac{(S_1 - S_3)}{2} \quad (2.12)$$

$$S_1 = \frac{(S_x + S_y)}{2} + \sqrt{\left(\frac{(S_x - S_y)}{2}\right)^2} + \tau^2 \quad (2.13)$$

$$S_3 = \frac{(S_x + S_y)}{2} - \sqrt{\left(\frac{(S_x - S_y)}{2}\right)^2} + \tau^2 \quad (2.14)$$

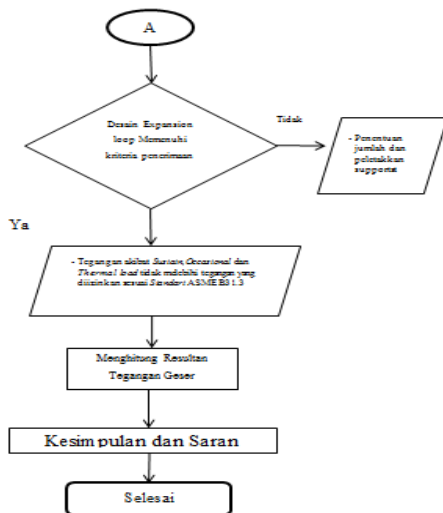
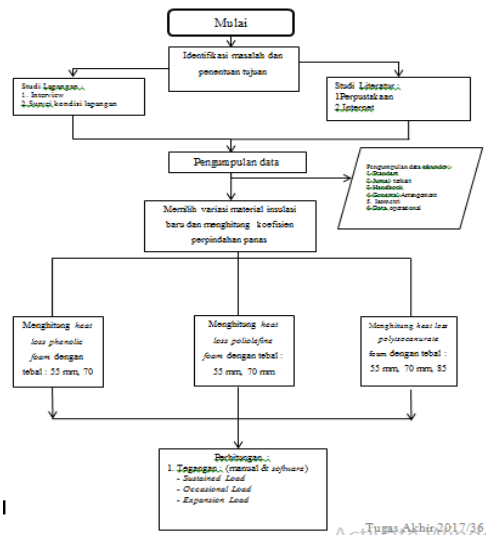
Dimana :

S1 = Tegangan Principal Terbesar

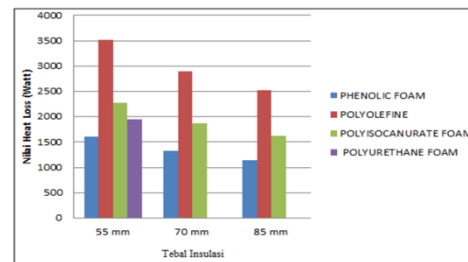
S3 = Tegangan principal terkecil

max = Tegangan geser maximum

2.7 Diagram Alir



NO	JENIS BAHAN INSULASI	JENIS SIMULASI	HASIL PERHITUNGAN (watt)
1	PHENOLIC FOAM	POLYURETHANE FOAM	1940.79
		HEAT LOSS DENGAN INSULASI 55 mm	1606.36
		70 mm	1319.14
2	POLYOLEFINE	HEAT LOSS POLYURETHANE 85 mm	1144.41
		HEAT LOSS DENGAN INSULASI 55 mm	1940.79
		70 mm	3511.82
3	POLYISOCANURATE FOAM	HEAT LOSS DENGAN INSULASI 85 mm	2889.59
		55 mm	2509.85
		70 mm	1940.79
		HEAT LOSS POLYURETHANE 55 mm	2273.92
		70 mm	1868.63
		85 mm	1621.79



Gambar 4.2 Grafik Pengaruh Ketebala terhadap heat loss

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Hasil perhitungan analisa heat loss

Berikut ini adalah tabel 3.1 yang menunjukkan hasil perhitungan nilai heat loss dari 3 macam insulasi yaitu phenolic, polyolefine, polyisocanurate sebagai berikut:

Tabel3.1 hasil perhitungan heat loss

Pada analisa kehilangan panas dapat dilihat pada tabel 4.2 dengan menggunakan beberapa variasi material insulasi baru yaitu Phenolic Foam, Polyolefine, Polyisocanurate Foam dengan variasi ketebalan sebesar 55 mm, 70 mm, 85 mm didapatkan hasil seperti table 4.7 di atas dengan kerugian panas menggunakan bahan isolasi tebal 55 mm yang memiliki nilai terkecil adalah isolasi Phenolic Foam dengan hasil 1606,36 watt , lalu Polyisocanurate Foam dengan hasil 2273,92 watt dan Polyolefine dengan hasil 3511,9 watt . Analisa kerugian panas menggunakan bahan isolasi tebal 70 mm yang memiliki nilai terkecil adalah isolasi Phenolic Foam dengan hasil 1319.14 watt , lalu Polyisocanurate Foam dengan hasil 1868.63 watt dan Polyolefine dengan hasil 2889,6 watt. Sedangkan analisa kerugian panas menggunakan bahan isolasi tebal 85 mm yang memiliki nilai terkecil adalah isolasi Phenolic Foam dengan hasil 1144,41 watt , lalu Polyisocanurate Foam dengan hasil 1621.79 watt dan Polyolefine dengan hasil 2509.85 watt.

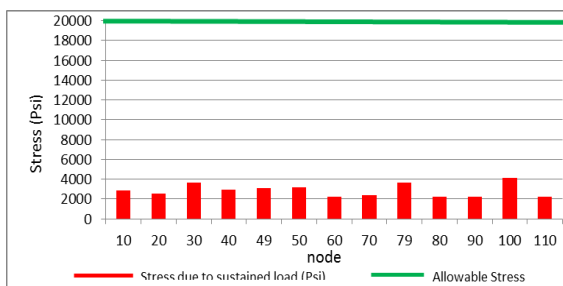
Ketiga bahan isolasi tersebut mampu meminimalisasi kehilangan panas (heat loss) dengan hasil yang bervariasi, namun hasil yang terbaik adalah pada bahan isolasi Phenolic Foam dengan ketebalan 85 mm yang secara data spesifikasi dan hasil perhitungan memiliki nilai heat loss yang kecil hanya sebesar 1144,41 watt dibandingkan lainnya. Hal ini menunjukkan bahwa, material insulasi existing berjenis polyurethane disarankan untuk dilakukan pergantian dengan material baru. Jadi semakin tebal insulasi, perpindahan panas semakin berkurang, dikarenakan ketebalan insulasi mempengaruhi besar tahanan termal pada pipa tersebut. Berdasarkan persamaan perpindahan panas, nilai tahanan thermal berbanding terbalik dengan perpindahan panas. Semakin besar tahanan termal semakin berkurang perpindahan panas yang terjadi.

3.2 stress due sustained load

Berikut ini hasil perhitungan Sustained load adalah total dari longitudinal stress yang diakibatkan oleh tekanan dan berat pada sistem perpipaan (ASME B31.3, 2010). Sehingga sustained load dapat dikatakan istilah lain dari longitudinal stress yang meliputi axial stress, pressure stress dan bending stress.

Tabel 3.3 hasil *stress due sustained load*

Segmen	Axial Stress (psi)	Longitudinal Stress (psi)	Bending Stress (psi)	Sustain load manual (psi)	Software (psi)	Allowable stress (psi)	acc
S1	10648.91	1778.18	6448.61	9811.00	3629	20000.00	yes
S2	10648.91	1778.18	332.53	3694.92	3747	20000.00	yes
S3	10648.91	1778.18	583.47	3945.87	4129	20000.00	yes



Gambar 4.5 Grafik tegangan akibat beban sustain (software)

Analisa tegangan akibat beban sustain dapat dilihat pada gambar 4.12. Gambar tersebut menunjukkan nilai tegangan di setiap node pada desain Z bend loop. Dikarenakan semua desain memiliki dimensi yang sama maka setiap desain memiliki nilai tegangan yang relatif sama, hanya berbeda di beberapa node saja yang memiliki nilai tegangan yang berbeda. Hasil nilai tegangan yang dihasilkan oleh software CAESAR II menunjukkan semua nilai tegangan di setiap node akibat beban sustain masih dibawah nilai tegangan izin yang disyaratkan oleh ASME B 31.1. Sehingga desain tersebut dirasa cukup aman.

Dapat dilihat nilai tegangan yang dihasilkan pada node 10-20 dan 40-50 memiliki nilai yang relatif sama karena tegangan yang terjadi pada sepanjang pipa lurus, terkecuali untuk 30 dan node 100. Nilai tegangan pada segmen tersebut mengalami kenaikan. Hal ini dikarenakan pipa pada node tersebut pipa ditumpu oleh support dan masing-masing berada di dekat elbow, yang juga mengharuskan support menahan gaya yang bekerja searah sumbu Y. Sehingga tegangan yang dihasilkan berbeda dengan tegangan yang terjadi sepanjang pipa lurus yang lain. Pada node 40-50 dan 70-80 berada pada pipa belok (elbow) nilai tegangan tertinggi yang dihasilkan terletak pada node 79 yang berada belokan dengan radius 12 inchi atau pada hal ini segmen tersebut terletak pada bawah kaki loop.

3.3 stress due occasional load

berikut inisalah satu contoh perhitungan manual pada segmen 1 beban *occasional* yang dialami sistem perpipaan :

Perhitungan segmen 1

$$\sigma_b = 3230.40$$

$$i = 1,15$$

$$G = 0.15 \text{ (seismic acceleration)}$$

$$S = 0,75 \times i \times 12 \times \sigma_b \times 1,5 G$$

$$S = 0,75 \times 1,15 \times 12 \times 3235,40 \times 1,5 \times 0.15$$

$$S = 6555,69 \text{ psi}$$

$$\text{Occ} = S + \text{Sus loads}$$

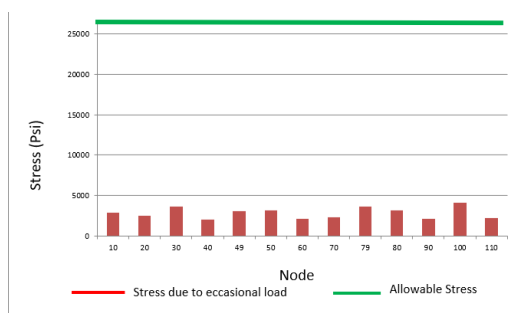
$$= 3235,40 \text{ Psi} + 6597.79 \text{ Psi}$$

$$= 13149.48 \text{ Psi}$$

Tabel 4.12 hasil perhitungan *stress due occasional loads*

Segmen	i	G	Bending Stress (psi)	Occasional load manual (psi)	Software (psi)	Allowable stress (psi)	acc
S1	1	0.15	6448.61	13149.48	3631	26600.00	yes
S2	1	0.15	332.53	4368.28	3741	26600.00	yes
S3	1	0.15	583.47	5127.40	4126	26600.00	yes

Tahap berikutnya menganalisa nilai tegangan yang disebabkan oleh beban okasional. Beban okasional adalah beban yang tidak terjadi seterusnya, selama sistim beroperasi. Tegangan yang dianalisa pada tahap ini adalah beban akibat gempa. Dalam hal ini analisa yang dilakukan dengan menggunakan software *CAESAR II*.



Gambar 4.6 Grafik tegangan akibat beban gempa (*software*)

Gambar 4.6 menunjukkan nilai tegangan akibat beban okasional gempa, semua nilai tegangan pada tiap node masih berada dibawah nilai tegangan izin berdasarkan ASME B31.3. Nilai tegangan akibat beban gempa nilainya hampir sama dengan tegangan akibat beban sustain, akan tetapi

ditambah dengan nilai beban gempa itu sendiri. Dapat dilihat dari grafik di atas nilai tegangan akibat beban okasional yang di dapat dari software *CAESAR II* adalah terbesar terjadi pada Node 100, yaitu sebesar 4123 Psi, dan yang terkecil pada node 40, yaitu sebesar 2089 Psi. Nilai tegangan yang cukup besar lain dihasilkan pada node yang berada pada support. Seperti pada node 30 nilai tegangan yang dihasilkan sebesar 3631 Psi. Untuk node nilai tegangan akibat beban okasional, tegangan terbesar cenderung terjadi pada node yang dekat dengan support dan anchor. Seperti hasil nilai tegangan pada node 100 yang juga menimbulkan gaya searah sumbu Y yang terjadi sebesar 1120 lb. Hal ini dikarenakan, pada saat terjadi gempa anchor menahan pipa yang bergerak akibat beban gempa. Maka dari itu, pada node dekat anchor nilai tegangan dan gaya yang dihasilkan cukup besar.

3.4 *Stress due to expansion load*

Tabel 4.13 menunjukkan hasil perhitungan manual stress due to expansion load dan software yang terjadi pada segmen 1 sampai segmen 3 expansion loop. Berikut ini contoh perhitungannya untuk segmen 3 straight pipe :

Menentukan displacement pipa

- Menentukan displacement pipa

$$\Delta = \frac{5Wl^4}{384 EI}$$

$$\Delta = \frac{5 \times 3,156 \times 142,11^4}{384 \times 30.4 \times 10^6 \times 58,87}$$

$$\Delta = 0.00937$$

- Nilai thermal ekspansi

$$M = \frac{6EI\Delta}{L^2}$$

$$M = 4979,44 \text{ lb.in}$$

$$S = \frac{iM}{Z}$$

$$S = \frac{1 \times 4979,44}{13,65}$$

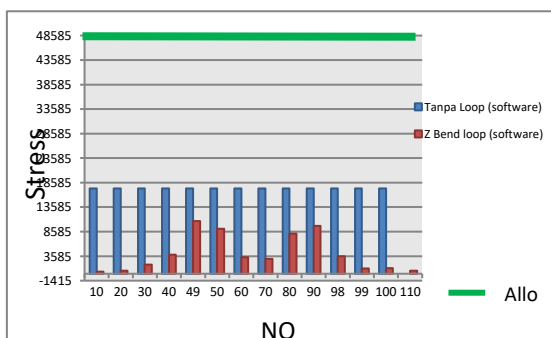
$$S = 364.67 \text{ Psi}$$

Tabel 4.13 hasil perhitungan *stress due*

Expansion Loads

Segmen	Thermal Load manual (psi)	software (psi)	Allowable stress	acc
S1	4030.37	1841	48585.00	yes
S2	132.93	10758	48585.00	yes
S3	364.67	641	48585.00	yes

Analisa beban ekspansi berikut ini ditujukan untuk membandingkan desain baru *Z bend loop* dengan jalur sistem perpipaan tanpa adanya *expansion loop*. Hal ini dikarenakan pada *expansion loop* beban yang paling dominan terjadi adalah beban dikarenakan adanya beban ekspansi *thermal*. Dalam hal ini, analisa tegangan dilakukan dengan menggunakan *software Caesar II*.



Gambar 4.7 Grafik perbandingan tegangan *expansion loads* software Caesar II

Berdasarkan gambar 4.7 menunjukkan bahwa seluruh nilai tegangan yang muncul pada jalur pipa tanpa menggunakan *expansion loop* dan menggunakan *Z bend loop* masih dibawah nilai tegangan izin untuk pembebanan ekspansi. Dapat dilihat pada

seluruh node 10-100 dapat diterima oleh code ASME B31.3. Untuk jalur pipa tanpa menggunakan *expansion loop* hasil nilai tegangan yang muncul pada *software Caesar II* nilainya cukup besar dan nilainya relatif sama, yaitu sebesar 17408.5 Psi. Hal ini, dikarenakan pada contoh kasus ini jalur pipa tanpa menggunakan *expansion loop* adalah pipa lurus tanpa adanya belokan sama sekali dan efek lain yang ditimbulkan pada sistem perpipaan adalah *anchor* harus menyerap gaya yang juga sangat besar dengan nilai sebesar 114508 lb.

Sedangkan, nilai tegangan untuk jalur pipa dengan menggunakan *expansion loop* dari node 10-110 menunjukkan nilai yang cukup *fluktuatif*. Hal itu ditunjukkan dengan nilai tegangan yang semula kecil pada node 10 sebesar 403 Psi menjadi naik perlahan sampai node 49 sebesar 10758,2 dan turun lagi sampai dengan node 60. Gambar 4.12 dapat juga disimpulkan nilai tegangan maksimum yang terjadi pada jalur pipa dengan menggunakan *Z bend loop* yaitu sebesar 10758 Psi dan tegangan terkecil sebesar 641 Psi pada node 20. Kenaikan nilai tegangan tersebut disebabkan karena pada segmen tersebut pipa mengalami ekspansi sehingga menyebabkan defleksi yang terjadi. Pada segmen tersebut defleksi diserap oleh belokan (elbow). Dapat dilihat nilai tegangan maksimum sebesar 10758,2 Psi yaitu pada segmen belokan elbow dengan radius 12 inch. Jadi, dari beberapa analisa di atas pada jalur pipa disarankan untuk dipasang *expansion loop*. Karena dengan beberapa mempertimbangkan nilai tegangan yang dihasilkan lebih kecil dan *expansion loop* dapat menyerap beban ekspansi daripada jalur pipa hanya didesain lurus.

3.5 Resultant Tegangan

Perhitungan nilai resultan tegangan geser maksimum dapat diperoleh sebagai berikut :

Diketahui :

$$S_b = 4030.37 \text{ Psi}$$

$$S_{ip} = 1778.184 \text{ psi}$$

$$S_h = 3572.86 \text{ Psi}$$

$$S_t = 0,3327 \text{ Psi}$$

$$\begin{aligned} S_1 &= \frac{(S_b + S_{ip} + S_h)}{2} + \sqrt{\left(\frac{(S_b + S_{ip} - S_h)}{2}\right)^2} + \tau^2 \\ &= \frac{(4030.37 + 1778.184 + 3572.86)}{2} + \\ &\quad \sqrt{\left(\frac{(4030.37 + 1778.184 + 3572.86)}{2}\right)^2} + 0,3327^2 \\ &= 8007,65 \text{ Psi} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_3 &= \frac{(S_b + S_{ip} + S_h)}{2} - \sqrt{\left(\frac{(S_b + S_{ip} - S_h)}{2}\right)^2} + \tau^2 \\ &= \\ &\quad \frac{(4030.37 + 1778.184 + 3572.86)}{2} - \sqrt{\left(\frac{(4030.37 + 1778.184 + 3572.86)}{2}\right)^2} + 0,3327^2 \\ &= 1373.98 \text{ Psi} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= \frac{(S_1 - S_3)}{2} \\ &= \frac{(8007,65 - 1373.98)}{2} \\ &= 3316,83 \text{ Psi} \end{aligned}$$

Jadi, diketahui hasil dari perhitungan tegangan geser maksimum sebesar 3316,83 Psi

4. KESIMPULAN

1. Heat Loss : dari hasil perhitungan manual nilai heat loss yang didapat dari material insulasi berjenis polyuethane dengan tebal insulasi 55 mm pada expansion loop jalur pipa ammonia existing sebesar 1940.79 watt. Dan untuk nilai heat loss dengan 3 jenis material baru dengan 3 variasi ketebalan sebesar 55 mm, 70 mm, dan 85 mm memiliki nilai bervariasi antara lain untuk material insulasi Phenolic Foam dengan tebal 55 mm nilai heat loss-nya sebesar 1606.36 watt, 70 mm nilai heat loss-nya sebesar 1319.14 watt, dan 85 mm nilai heat loss-nya sebesar 1144.41 watt. Selanjutnya untuk material insulasi Polyolefine dengan tebal 55 mm nilai heat loss-nya sebesar 3511,82 watt, 70 mm nilai heat loss-nya sebesar 2889.59 watt, dan 85 mm nilai heat loss-nya sebesar 2509.85 watt. Dan yang terakhir untuk material insulasi Polyisocyanurate Foam dengan tebal 55 mm nilai heat loss-nya sebesar 2273.92 watt, 70 mm nilai heat loss-nya sebesar 1868.63 watt, dan 85 mm nilai heat loss-nya sebesar 1621.79 watt.

2. Desain Insulasi baru: dari hasil perhitungan dapat disimpulkan bahwa, nilai heat loss terkecil terdapat pada jenis material Phenolic Foam dengan ketebalan 85 mm yang menghasilkan nilai heat loss hanya sebesar 1144.41 watt, oleh karena itu desain baru insulasi disarankan menggunakan jenis material phenolic foam dengan ketebalan 85 mm dengan metode MLI (Multi Layer Insulation) dengan lapisan terluar insulasi yaitu Almunium Sheet dengan tebal 3 mm sebagai pelindung dari insulasi utama agar tidak mudah rusak.

3. Dari hasil perhitungan nilai tegangan pada desain expansion loop jenis Z bend dengan radius 12 inchi, diketahui nilai tegangan tertinggi akibat beban ekspansi yakni sebesar 4030.37 Psi untuk perhitungan manual dan 10758 psi untuk output software Caesar. Sedangkan untuk tegangan tertinggi akibat beban sustain yakni 9811 Psi untuk perhitungan manual dan 4129 Psi untuk hasil output software. Sedangkan untuk tegangan

tertinggi akibat beban occasional yakni 13149 Psi untuk perhitungan manual dan 4126 Psi untuk hasil output software. Dari beberapa hasil tersebut desain Z Bend Loop diyakini masih aman dikarenakan masih berada di bawah masing-masing allowable stress.

4. Dari hasil perhitungan resultant tegangan, diperoleh nilai tegangan geser maksimum pada expansion loop sebesar 3316,83 Psi untuk Z Bend loop dengan radius 12 inci.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Terimakasih kepada bapak George Endri Kusuma, ST.,M.Sc.Eng. Dan Bu Nora Amelia Novitrie, ST., MT. atas arahan dan bimbingannya selaku dosen pembimbing. Terimakasih kepada semua pihak yang telah membantu terselesaikannya Tugas Akhir ini.

6. PUSTAKA

- Agustinus, D. (2009). PENGANTAR PIPING STRESS ANALYSIS. Jakarta : Entry Augustino Publisher

- ASME. (2013). ASME Code For Process

Piping B.31.3 New York : THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.

- Chamsudi, A. (2005). DIKTAT – PIPING STRESS ANALYSIS. Jakarta : REKAYASA INDUSTRI.

- Grinnel ITT (1981), Piping Design and Engineering, ITT Grinnel Corporation. USA

- Kannappan, S. (1986). Introduction to Pipe Stress Analysis. U.S.A : John Wiley & Sons Inc.

- MW Kellogg Company. (1956). DESIGN OF PIPING SYSTEMS. U.S.A : John Wiley & Sons.

- Nayyar, M, L. (2000). PIPING HANDBOOK. U.S.A : McGraw Hill Inc.

- Smith, P. R., & Van Laan, T. J. (1987), PIPING AND PIPE SUPPORT SYSTEM. U.S.A : McGraw Hill Inc.

- TIJARA PRATAMA. (2004). ANALISA DASAR PELATIHAN TEGANGAN PIPA. Jakarta : TIJARA PRATAMA Inc.

- Cengel. Y. A.(2002). Heat Transfer Second Edition.

Analisa Tegangan Pipa Main Steam Dari Outlet Superheater Menuju Inlet Turbin

Studi Kasus PLTU Tembilahan 2x7 MW

Tri Handika Rachmanu^{1*}, Mardi Santoso², Nurvita Arumsari³

Student of Ship Building of Politechnic Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*}

Teacher of Ship Building Politechnic of Surabaya, Surabaya, Indonesia²

Teacher of Ship Building Politechnic of Surabaya, Surabaya, Indonesia³

Email: Trihandikarachmanu31@gmail.com^{1*}; Mardisantoso@ppns.com^{2*}; Arum.up3d@gmail.com^{3*};

Abstrack - The main steam pipe connected between the secondary superheater outlet to the turbine inlet. The piping system requires the flexibility calculations using computer analysis. Analysis is done to keep the piping system can operate safely in accordance with the limits on ASME B31.1. Stress analysis in this thesis focuses on the analysis of static voltage which includes a voltage due to sustained load, occasional load, and thermal expansion. From the above problems analyzed by comparing the results of running the manual calculation with CAESAR II 5.1 software. so that the bias voltage value corresponding known limitations ASME B31.1 code. Result obtained from this analysis is the comparison between the results of manual calculations and software. Due to sustained load voltage difference occurs in the lowest segment 1 with the results of manual calculations and results amounted to 1277.88 psi software amounted to 2316.9 psi. While the value of the highest voltage occurs in segment 2 of 4552.62 psi on manual calculations and 4099.1 psi on a calculation software. For occasional tension voltage value is highest in segment 2 of 5130.12 psi on manual calculations and 4221.2 psi on a calculation software. While the value of the lowest voltage occurs in segment 1 with a value of 1835.17 psi on manual calculations and 2146.7 psi on a calculation software. For the highest thermal stress occurs at node 1 with the results of manual calculations and results amounted to 70 417 psi software amounted to 8314.5 psi. While the value of the lowest voltage occurs in node 3 with manul calculations and results amounted to 4070.02 psi psi 3142.9 software. Nevertheless all voltages result in both manual and software is still in the allowable stress limits of the material used. To support the corresponding technical standards using a guide support with the force direction Y + and Z 3 units with a minimum distance of 102.36 in.

Keyword : Stress, sustained loads, occasional loads, thermal ekspansi, support.

1. PENDAHULUAN

Pipa *main steam* adalah suatu pipa yang mengalirkan fluida yang bertekanan tinggi dan bertemperatur tinggi. Dalam tahap perancangan sistem perpipaan perlu dilakukan perhitungan yang kompleks untuk menjaga agar sistem perpipaan aman pada waktu beroperasi.

Salah satu perhitungan *engineering* yang vital dan menentukan keberhasilan suatu sistem perpipaan adalah perhitungan peletakan support dan analisa tegangan pipa (*pipe stress analysis*). Dalam hal yang ini dipakai jenis support *constans spring hanger*. penggunaan *contains spring hanger* dilakukan karena persentase variasi kondisi *cold* ke *hot* lebih kecil dari 6% dan jika pergerakan vertikalnya sangat besar lebih dari 50 mm. kedua kondisi ini pada umumnya terjadi pada pipa yang dekat dengan *nozzle equipment* yang *critical*. (*equipment* yang *critical* seperti *reciprocating compressor, turbin, boiler*) Untuk memenuhi suatu kriteria keselamatan kerja maka sistem perpipaan ini

harus bisa menahan beban keseluruhan yang sedang berjalan atau bekerja terus menerus (*working load*), diantaranya beban statis (*static load*) dimana menghitung beban yang bekerja secara terus menerus maupun beban dinamis (*dynamic load*) menghitung beban yang berubah-ubah sesuai fungsi waktu.

Jalur perpipaan ini berdiameter 8 inchi dan *operating temperature* sebesar 485° C, dengan demikian beban dan ekspansi panas yang diterima pipa sangat besar sehingga perlu adanya perhitungan dan simulasi yang tepat, antara lain perhitungan peletakan *support* yang berpengaruh penting terhadap keberhasilan sistem perpipaan. Maka dari itu pengerjaan tugas akhir ini menitikberatkan pada analisa tegangan pipa untuk memenuhi kriteria keamanan dari *line pipe* yang dianalisa. Standar yang akan digunakan sebagai acuan dalam dalam perhitungan analisa tegangan adalah ASME B31.1 2014.

1 Berdasarkan latar belakang di atas maka tujuannya ialah menentukan jumlah dan posisi penyangga yang sesuai setandart teknis pada pipa *main steam*, menentukan perhitungan insulasi untuk jalur pipa *main seam*, menentukan nilai tegangan akibat *sustained load* yang terjadi pada pipa *main steam*, menentukan nilai tegangan akibat *occasional load* yang terjadi pada pipa *main steam*, dan menentukan nilai tegangan akibat ekspansi termal yang terjadi pada pipa *main steam*.

2 2. TEORI PENELITIAN.

2.1 Formula perhitungan insulasi

Panas ditransfer oleh salah satu dari, atau kombinasi, konduksi, konveksi, dan atau radiasi. Konduksi hanya terjadi ketika ada kontak fisik. Panas ditransfer melalui logam yang paling sangat secara efisien karena logam adalah konduktor yang baik. Bahan isolasi yang baik adalah konduktor yang buruk. Konveksi, sehubungan dengan sistem isolasi, adalah gerakan udara pada atau sekitar permukaan tubuh terisolasi. Dan radiasi paling tepat digambarkan dengan mengacu pada kehangatan yang anda rasakan ketika anda berdiri di bawah sinar matahari atau dengan kebakaran. Panas yang ditransfer melalui isolasi terutama fungsi dari ketahanan isolasi terhadap ketebalannya, suhu operasi permukaan yang terisolasi, karakteristik permukaan membran luar (lihat daya pancar di atas), dan kondisi lingkungan yang terlibat. Konduktivitas termal, seperti didefinisikan di atas adalah laju perpindahan panas dalam satu arah (tegak lurus ke area) per satuan luas, per unit suhu diferensial per satuan ketebalan, per satuan waktu. Dalam sistem unit, konduktivitas $k = (W/(m^2.K))$.

2.2 Formula perhitungan support

Support adalah alat yang digunakan untuk menahan atau menyangga suatu sistem perpipaan. Support dirancang untuk dapat menahan berbagai macam bentuk pembebanan baik statis maupun dinamis. Penempatan support harus memperhatikan dari pergerakan sistem perpipaan terhadap profil pembebanan yang mungkin terjadi pada berbagai kondisi. Berdasarkan pembebanannya penyangga pipa dapat dibagi menjadi dua yaitu pembebanan statis dan pembebanan dinamis [7]. Penyangga harus mampu menahan keseluruhan berat suatu sistem perpipaan, termasuk didalamnya berat pipa, insulasi,

fluida yang terkandung, komponen, dan penyangga itu sendiri.

Hal penting yang perlu diperhatikan dalam mendesain *piping support*, antara lain [7] Berat pipa, jenis pipa, mencegah perambatan getaran, ekspansi pipa, jarak antar pipa.

Untuk menghindari defleksi pada pipa, support yang baik perlu mempertimbangkan jarak antar tumpuan atau *pipe span*. Jarak ini dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$L_s = \sqrt{0,33SZh/W} \dots\dots\dots(2.1)$$

Keterangan:

L_s = allowable pipe span (in)

L = panjang pipa (in)

Z = section modulus (in³)

S_h = allowable tensile stress pada temperatur tinggi (psi)

W = berat total pipa (lb/in)

2.3 Formula perhitungan sustained load

Sustained load

$$\frac{PDc}{4t} + \frac{Fax}{Am} + \frac{Mb}{Z} \leq 1 \cdot S_H \dots\dots\dots(2.2)$$

2.4 Formula perhitungan occasional load

Occasional loads Seismic

$$S_{sustained} + \frac{MB}{Z} \leq k S_H \dots\dots\dots(2.3)$$

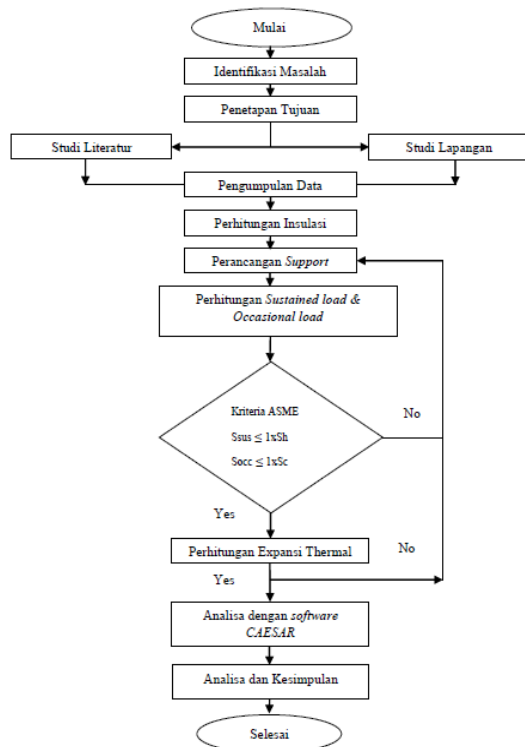
2.5 Formula perhitungan expansion thermal load

Expansion thermal loads

$$\text{Seksansi} = f (1.25 S_c + 0.25 S_h) \dots\dots\dots(2.4)$$

2.1 3. METODOLOGI.

Diagram alir penelitian jurnal ini ditunjukkan pada gambar di bawah ini:



Gambar 1 Diagram Alir Peneitian

3 4. HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Tebal insulasi

Tebal insulasi yang digunakan adalah:

$$\begin{aligned}\Delta x &= 0,41\text{m} - 0,31\text{m} \\ &= 0,1\text{m} \\ &= 3,937 \text{ in}\end{aligned}$$

Jadi untuk tebal insulasi yang digunakan adalah 3,937 in dengan menggunakan jenis insulasi *calcium silicate*.

4.2 Peletakan support

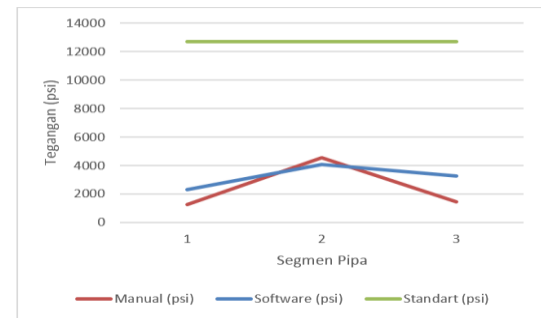
$$\begin{aligned}\text{Jumlah support} &= \frac{L_{\text{pipe}}}{L_{\text{span}}} \\ &= \frac{1016,9\text{in}}{273,8\text{in}}\end{aligned}$$

$$= 3,02 \approx 3 \text{ buah support}$$

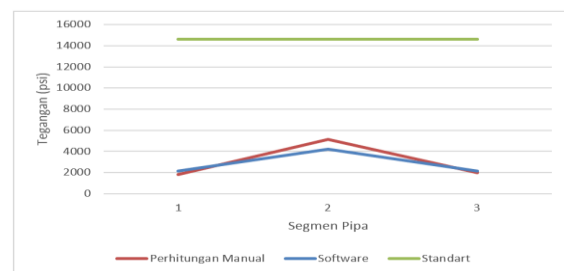
Jadi untuk pemilihan *support* yang sesuai standart teknis adalah menggunakan *contains spring hanger* 1 unit dan *guide support* dengan arah gaya Y dan Z sebanyak 2 unit. Dengan jarak minimal 102.36 in.

4.3 Sustained load

Segmen	Manual (psi)	Software (psi)	Standart (psi)	εa (%)	Kriteria
1	1277.81	2316.9	12700	10.39	Acc
2	4552.62	4099.1	12700	4.53	Acc
3	1465.23	3255.9	12700	17.9	Acc



Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa nilai tegangan terbesar terjadi pada segmen 2 dengan nilai 4099.1 psi untuk perhitungan software dan 4552.62 psi pada perhitungan manual. Tegangan ini terjadi karena moment bending pada segmen tersebut sebesar 37805,13lb.in. dikarenakan 2 elbow yang terpasang pada segmen menambah gaya ke arah sumbu Y-. Untuk nilai tegangan terkecil terjadi pada segmen 1 dengan nilai 1277.81 psi pada manual dan 2316.9 pada software. Hal ini dikarenakan beban terbesar senilai 89.28 lb pada segmen tersebut



ditahan oleh anchor yang kemudian diteruskan oleh support di ujung segmen..

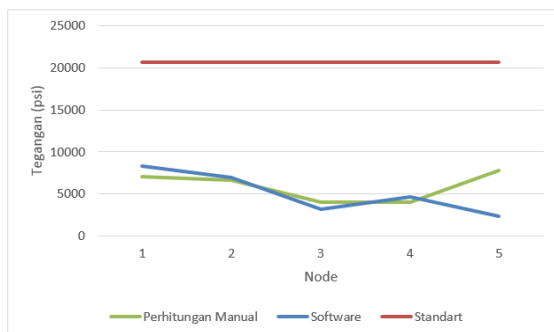
4.4 Occasional Load

Segmen	Manual (psi)	Software (psi)	Standart (psi)	εa (%)	Kriteria
1	1835.71	2146.7	14605	3.1	Acc
2	5130.12	4221.2	14605	9	Acc
3	2002.44	2141.2	14605	1.3	Acc

Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa tegangan *occasional load* merupakan penjumlahan dari tegangan *sustained load* ditambah dengan beban gempa. Sehingga grafik yang terbentuk hampir sama dengan tegangan *sustained load*. Nilai selisih terendah yang terjadi pada segmen 3 dengan hasil perhitungan manual sebesar 2002.44 psi dan *software* 2141.2 psi, sedangkan selisih tertinggi berada pada segmen 2 dengan hasil perhitungan manual 5130.12 psi dan hasil *software* 4221.2 psi. Untuk perbedaan selisih tegangan antara perhitungan manual dan *software* disebabkan karena perbedaan metode, untuk perhitungan manual menggunakan metode *simple beam formula and response spectrum* sedangkan pada *software* CAESAR II 5.1 menggunakan metode *finite element analysis*.

Untuk hasil perhitungan nilai tertinggi yang terjadi pada segmen 2 dengan hasil perhitungan manual 5130.12 psi dan hasil *software* 4221.2 psi, tingginya nilai tegangan diakibatkan dari jarak antar *support* yang jauh sehingga menyebabkan nilai tegangan akibat beban gempa menjadi besar.

4.5 Thermal load



Node	Manual (psi)	Software (psi)	Standart (psi)	εa (%)	Kriteria
1	7041.47	8314.5	20675	1.2	Acc
2	6639.6	6940.1	20675	0.3	Acc
3	4050.71	3142.9	20675	0.9	Acc
4	4070.02	4656.7	20675	0.5	Acc
5	7753.4	2359.5	20675	5.3	Acc

- dan hasil *running software* sebesar 2316.9 psi.
- Semua nilai tegangan diatas masih berada dibawah tegangan ijin sebesar 12700 psi sesuai standart ASME B31.1 dan dinilai aman untuk beroperasi.
- Nilai tegangan tertinggi *occasional load* akibat beban gempa berdasarkan perhitungan manual terjadi pada segmen 2 dengan nilai sebesar

Dari tabel dan grafik di atas dapat diketahui bahwa besarnya tegangan terbesar akibat beban thermal terdapat pada node 1 sebesar 7041.47 psi. Hal ini disebabkan karena segmen pada node tersebut menerima gaya searah sumbu X- (axial pipa) sebesar 313.67 lb. Gaya ini tertahan oleh anchor di ujung segmen yang mengakibatkan besarnya nilai tegangan pada titik tersebut. Sedangkan tegangan terkecil berada pada node 3 sebesar 4070.02 psi. Hal ini disebabkan karena momen pada segmen tersebut dipengaruhi oleh gaya searah sumbu Y- dengan nilai 509.32 lb dan mempunyai lengan dari titik centroid sebesar 0.06 ft. nilai tersebut relative kecil dibandingkan dengan node yang lain. Perbedaan selisih antara perhitungan manual dan *software* di karenakan pada perhitungan manual menggunakan metode *free body analisis* sedangkan pada *software* CAESAR II menggunakan metode *finite element metode (FEM)*.

5. KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan dan analisa pada bab sebelumnya, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

- Untuk pemilihan *support* yang sesuai standart teknis adalah menggunakan *contains spring hanger* 1 unit dan *guide support* dengan arah gaya Y dan Z sebanyak 2 unit. Dengan jarak minimal 102.36 in.
- Untuk ketebalan insulasi yang digunakan adalah 3,937 in dengan menggunakan jenis insulasi *calcium silicate*
- Nilai tegangan tertinggi akibat *sustained load* pada hasil perhitungan manual terjadi pada segmen 2 sebesar 4552,62 psi dan hasil *running software* sebesar 4099.1 psi. Sedangkan nilai tegangan terendah terjadi pada segmen 1 dengan hasil perhitungan manual sebesar 1277,88psi

5130,12 psi dan pada perhitungan *software* sebesar 4221.2 psi. Sedangkan nilai tegangan terendah terjadi pada segmen 1 dengan nilai sebesar 1835,17 psi pada perhitungan manual dan 2146.7 psi pada perhitungan *software*. Semua nilai tegangan diatas masih berada dibawah tegangan ijin sebesar 14605 psi sesuai

- standart ASME B31.1 dan dinilai aman untuk beroperasi.
7. Nilai tegangan tertinggi akibat thermal ekspansi terjadi pada node 1 dengan hasil perhitungan manual sebesar 7041.47 psi dan hasil *running software* sebesar 8314.5 psi. Sedangkan nilai tegangan terendah terjadi pada node 3 dengan perhitungan manual sebesar 4070.02 psi dan hasil *running software* sebesar 3142.9 psi. Semua nilai tegangan diatas masih berada dibawah tegangan ijin sebesar 20675 psi sesuai standart ASME B31.1 dan dinilai aman untuk beroperasi.

5.2 SARAN

Dari tugas akhir ini terdapat beberapa usulan dan masukan untuk dilakukan pada riset selanjutnya antara lain:

1. Perhitungan kerugian panas insulasi hanya dilakukan dengan perhitungan manual. Untuk penelitian selanjutnya disarankan untuk menggunakan analisa *software* sebagai perbandingan.
2. Untuk nilai ekspansi thermal metode yang digunakan dapat diambil dari referensi lain selain ITT Grinnel. Seperti referensi karangan MW kellogg sebagai pembanding.

6. PUSTAKA

- [1] ASME (2014). Power Piping, ASME Code for Pressure Piping, B31. The American Society of Mechanical Engineering, USA.
- [2] ASME (2007). An International Code, 2007 ASME Boiler and Pressure Vessel. Code, Section II Part A, Ferrous Material Specifications (Beginning to SA-450) Material. The American Society of Mechanical Engineering, U.S.A.
- [3] Engineer, A. S. (2010). ASME B31.1 Power Piping. New York: American Society of Mechanical Engineer.
- [4] ASM International handbook commitee (2005). Properties and Selection; Irons, Steels and High Performance Alloy 10th edition, U.S.A.
- [5] Basavaraju, C and Saifung Sun, William. (2000). Stress Analysis of Piping Systems – Piping Handbook. McGraw Hill Companies Inc., U.S.A.
- [6] Chamsudi, Achmad. (2005). Piping Stress Analysis. Badan Tenaga Nuklir Nasional PUSPITEK, Serpong
- [7] Kannappan, Sam. (1986). Introduction to Pipe Stress Analysis. John Wiley & Sons, Inc., U.S.A.
- [8] Smith, R. Paul and Van Laan, Thomas. (1987). Piping and Pipe Support System – Piping Handbook. McGraw Hill Companies Inc., U.S.A.
- [9] Grinnel ITT (1981), Piping Design and Engineering, ITT Grinnel Corporation, U.S.A.

REDESIGN SISTEM PERPIPAAN PADA JALUR DISTRIBUSI AIR BERSIH (STUDI KASUS DISTRIBUSI AIR BERSIH DI PPNS)

Ivan Anggi Karisma ^{1*}, Pranowo Sidi ², Mardi Santoso ³

Mahasiswa, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*}

Dosen, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia ²

Dosen, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia ³

Email: Ivananggi56@yahoo.com^{1*}, Pranowosidi@yahoo.com^{1*}, Mardisantoso@ppns.com^{1*};

Abstrak - Air merupakan kebutuhan pokok paling penting bagi kehidupan manusia, industri, dan lainnya. Oleh karena itu, ketersediaannya harus tetap terjamin. Banyak cara yang digunakan untuk mendistribusikan air bersih salah satunya dengan menggunakan sistem perpipaan atau jaringan perpipaan. Sistem distribusi air bersih merupakan salah satu bagian terpenting dari instalasi perpipaan pada gedung, sehingga perancangan sistem dilakukan dengan perhitungan yang tepat sesuai dengan fungsi gedung itu sendiri.

Di PPNS (Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya) meningkatnya pengguna gedung perkuliahan serta fasilitas lainnya, mengakibatkan adanya lonjakan dalam pemakaian air bersih.. Oleh karenanya, perlu dilakukan perhitungan ulang sistem distribusi air bersih meliputi penaksiran kebutuhan air bersih, penentuan kapasitas dan dimensi dari tangki air, penentuan diameter pipa air serta pemilihan pompa air yang sesuai dengan head dan kapasitas yang dibutuhkan.

Hasil yang didapatkan untuk mengatasi lonjakan kebutuhan air bersih adalah dengan memodifikasi sistem distribusi air bersih, seperti menambah tangki air pada gedung perkuliahan M sebesar 4 m³ dan K sebesar 2,5 m³. Dari hasil perhitungan penambahan tangki tersebut tiap gedung perlu adanya penambahan pompa booster dikarenakan head yang tersedia tidak mencukupi, serta menambah kapasitas pompa distribusi air bersih dari 0,0055 m³/s menjadi 0,01117 m³/s

Kata Kunci : Sistem distribusi air bersih, debit aliran, head pompa

1. PENDAHULUAN

Air bersih merupakan kebutuhan dasar manusia, sehingga ketersediaannya harus tetap terjamin . Untuk menjaga ketersediaannya akan air bersih maka perlu adanya sebuah sistem distribusi air bersih. Sistem distribusi air bersih umumnya merupakan suatu jaringan pemipaan yang tersusun atas sistem pipa, pompa, reservoir dan perlengkapan lainnya. Tujuan terpenting dari sistem penyediaan air bersih adalah untuk menyediakan air bersih dengan kualitas dan kuantitas yang baik.

PPNS atau Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya merupakan institusi pendidikan di bidang vokasional perkapalan dan berorientasi pada marine manufacture. Dalam melaksanakan proses belajar mengajar PPNS dilengkapi beberapa fasilitas yaitu gedung kelas, bengkel, laboratorium, kantin dan mushola. Semua fasilitas bangunan tersebut tidak bisa lepas akan kebutuhan air bersih. Untuk memenuhi kebutuhannya akan air bersih, kampus PPNS selama ini memanfaatkan suplai air bersih dari PDAM. Sistem pendistribusiannya yaitu suplai air dari PDAM ditampung di reservoir bawah, kemudian dipompakan ke reservoir atas (menara air) setelah itu air didistribusikan ke tiap daerah

pelayanan dalam lingkungan kampus PPNS. Dilihat dari kondisi eksisting yang terjadi pada kenyataannya pendistribusian air bersih di PPNS tidak sesuai dengan kebutuhan pada masing-masing keluaran (fixture unit).

Pada tugas akhir ini difokuskan pada redesain sistem perpipaan pada jalur distribusi air bersih. Permasalahan utama di PPNS adalah kurang jelasnya sistem perpipaan yang mendistribusikan air bersih sehingga perlu penggambaran ulang untuk mengetahui gambar sistem yang jelas. Adanya pertambahan kebutuhan konsumsi akan air bersih, pada tiap unit beban tidak bisa memenuhi kapasitas dan tekanan kerja pada tiap unit beban plumbing. Sering rusaknya pompa pengisi tangki tandon yang sering beroperasi terus-menerus dikarenakan jumlah kapasitas reservoir (menara air) kurang mencukupi dan tidak ada adanya tangki di setiap bangunan gedung, sehingga perlu adanya perhitungan ulang kapasitas dan jumlah tangki. Dari permasalahan yang timbul pada sistem perpipaan distribusi air bersih di PPNS, maka perlu adanya peninjauan kembali pada sistem perpipaan distribusi air bersih. Sehingga pada pemakaiannya tiap unit beban dapat

dipenuhi akan kapasitas dan head kerja sesuai *National Standard Plumbing Code 2009*.

Berdasarkan latar belakang di atas maka tujuannya ialah mendapatkan sistem perpipaan dan kapasitas tangki air bersih sesuai dengan *National Standard Plumbing Code 2009*, mengidentifikasi kesesuaian sistem perpipaan dan kapasitas air bersih terhadap *National Standard Plumbing Code 2009*, serta bagaimana modifikasi sistem distribusi air bersih untuk memenuhi standard *National Standard Plumbing Code 2009*

2. TEORI PENELITIAN

Sistem penyedia air bersih berfungsi untuk menyediakan aliaran air bersih dengan cara mengalirkan air dari sumber air kota, sumur atau tangki penyimpanan lainnya ke bagian-bagian gedung yang dikehendki. Ada beberapa model system dalam penyediaan air bersih, diantaranya adalah sistem sambungan langsung, sistem tangka atap, sistem tangka tekan, sistem tanpa tangka, Tekanan air yang kurang mencukupi akan menimbulkan kesulitan dalam pemakaian air. Tekanan yang berlebihan dapat menimbulkan rasa sakit bila terkena pancaran air serta mempercepat kerusakan alat plambing. Besarnya tekanan minimum untuk setiap alat plambing adalah 15 psig untuk *Nasional Standart Plumbing Code 2009*. Berikut ini merupakan rumus-rumus yang digunakan dalam pembuatan jurnal :

$$L \text{ efektif total} = (60 - 70)\% \times L \text{ total} \dots\dots\dots(2.1)$$

$$\text{Jumlah penghuni} = \frac{\text{luas lantai efektif}}{\text{kepadatan hunian}} \dots\dots\dots(2.2)$$

$$\text{Persentase suplai air per jam} = \frac{\text{besarsuplai}}{24 \text{ jam}} \dots\dots\dots(2.3)$$

$$\text{Banyaknya pemompaan} = \frac{Qd}{V_{\text{rooftank}}} \dots\dots\dots(2.4)$$

$$\text{Volume roof tank} = Q \times t$$

$$= \frac{L/\text{menit}}{m^3} \times 30 \text{ menit} \dots\dots\dots(2.5)$$

Adapun rumus untuk menentukan *head* pompa adalah sebagai berikut:

$$H = H_s + H_f + \frac{v^2}{2g} + \Delta H \dots\dots\dots(2.6)$$

- H = Head total
- H_s = Head statik pompa
- $v^2/2g$ = Head kecepatan
- ΔH = Sisa tekan yang diinginkan (meter)

$$H_f = \frac{Q^{1.85}}{(0.2785 \times C \times D^{2.63})^{1.85}} \times L \dots\dots\dots(2.7)$$

Keterangan: H_f = Kehilangan Tekanan
 Q = Debit (m^3/det)
 C = Konstanta (110,120,130)
 D = Diameter (m)
 L = Panjang (m)

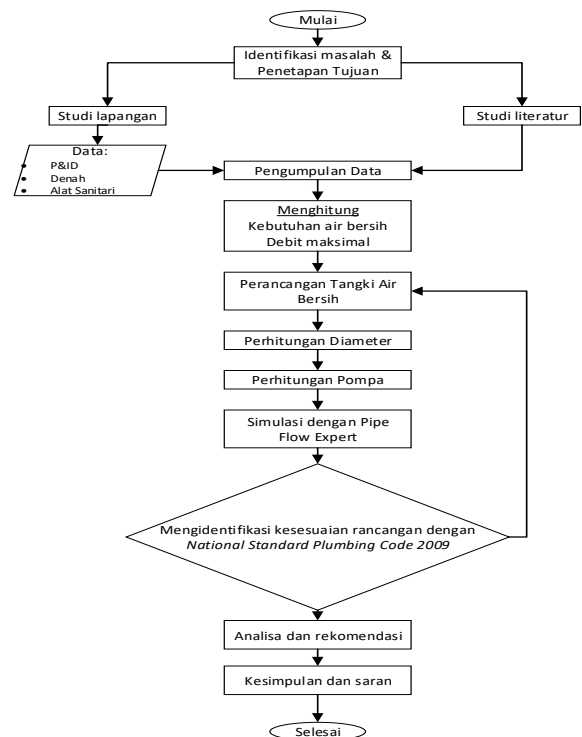
$$H_{f \text{ minor}} = k \times \frac{v^2}{2g} \times \text{jumlah aksesoris} \dots\dots\dots(2.8)$$

Dimana: k = koefisien aksesoris
 g = gravitasi ($9,81 \text{ m/detik}^2$)

$$\text{Diameter pipa keluar} = \left(\frac{4 \times Q}{\pi \times v} \right)^{1/2} \dots\dots\dots(2.9)$$

3. METODOLOGI.

Diagram alir penelitian jurnal ini ditunjukkan pada gambar di bawah ini.



Gambar.1 Diagram penelitian

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

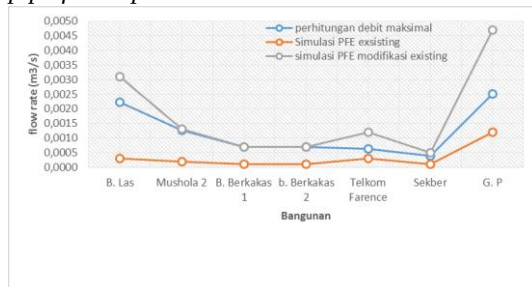
4.1 Kesesuaian Tangki Air Bersih berdasarkan NSPC 2009

Kesesuaian <i>water tower</i> terhadap NSPC 2009	
existing	Menurut NSPC 2009
10,4 m ³	20,253 m ³

Dari tabel diatas diketahui kebutuhan tangki atas (*water tower*) menurut *National Standard Plumbing Code 2009* sebesar 20,25 m³, dilihat dari kondisi

existing yaitu sebesar 10,4 m³ sehingga tangki atas (*water tower*) belum memenuhi standard.

4.2 Perbandingan hitungan manual dengan *software pipe floe expert*



Berdasarkan gambar grafik 4.26 di atas diketahui pada kondisi existing nilai kapasitas air yang menuju beberapa bangunan tidak dapat dipenuhi. Hal itu disebabkan karena minimal diameter yang menuju bangunan tersebut tidak memenuhi. Sesuai persamaan dalam perhitungan kapasitas diketahui bahwa semakin besar diameter pipa yang mengalirkan fluida semakin besar pula kapasitas yang bisa dipindahkan. Oleh sebab itu dilakukan modifikasi *existing* dengan memperbesar diameter sesuai dengan *National Standard Plumbing Code* 2009 untuk memenuhi kapasitas air yang diinginkan.

5. KESIMPULAN DAN SARAN

Berdasarkan hasil analisa yang telah dilakukan, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Setelah dilakukan perhitungan kebutuhan air bersih, maka dapat ditentukan bahwa kebutuhan air bersih sebesar 102017,54 liter/hari. Sehingga dapat ditentukan kapasitas ground reservoir sebesar 103 m³. Maka dari itu kapasitas ground reservoir pada kondisi existing sesuai dengan ketentuan minimal kapasitas ground reservoir pada *National Standard Plumbing Code* 2009.
2. Untuk perhitungan kapasitas minimum tangki atas (*water tower*) dengan pompa suplai yang ada di lapangan belum menyukupi dari kapasitas minimum yang mengacu pada *National Standard Plumbing Code* 2009 yaitu sebesar 20,253 m³. Sedangkan untuk mencukupi kapasitas minimum tidak memungkinkan penambahan kapasitas tangki atas sehingga perlu penambahn kapasitas pompa suplai sebesar 0,01117 m³/s dan penggantian diameter pipa suplai 4'' untuk memenuhi batasan nilai kecepatan yaitu sebesar 2,4 m/s
3. Untuk perhitungan ulang diameter minimum dari kondisi existing yang disesuaikan dengan *national satandard plumbing Code* 2009, dimana

kecepatan maksimum yang dikehendaki oleh *National Standard Plumbing Code* 2009 sebesar 2,4 m/s, didapatkan pada line number WT-22-PVC, WT-21-PVC, WT-18-PVC WT-17-PVC, WT-15-PVC, WT-3-PVC dan WT-1-PVC belum memenuhi persyaratan tersebut, karena itu pada line tersebut harus dilakukan perubahan diameter.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada pihak yang telah membantu dalam pembuatan penelitian ini. Pihak yang dimaksud adalah:

1. Pranowo Sidi ST.,MT
2. Mardi Santoso, ST.,M.Eng.Sc
3. Suhaidi

6. PUSTAKA

- [1] Morimura, T., dan Noerbambang, S.M. 1986. Perencanaan dan Pemeliharaan Sistem Plambing. Jakarta: PT. Pradnya Pramita
- [2] SNI 03-6481-2000: Sistem Plambing. Jakarta.
- [3] SNI 03-7065-2005; Tata Cara Perencanaan Sistem Plambing. Jakarta.
- [4] Plambing-heating-cooling contractor association. 2009. *National Standart Plumbing Code*. Washington DC
- [5] Ginanjar, Yogi. 2011. Tugas Akhir: Perancangan Sistem Perpipaan Air Bersih Di Apartemen Puncak Kertajaya Surabaya. Surabaya: Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya-ITS
- [6] Kreith. F.. Berger. S.A. 1999. "*Fluid Mechanics*" *Mechanical Engineering Handbook*.
- [7] TOTO. 2015. TOTO CATALOGUE

DESAIN EXPANSION LOOP PADA LINE 116SV203-150-16H20 FATY ACID DESTILATION PT.WILMAR NABATI INDONEISIA

M Hasan.^{1*},Emie Santoso ^{2*}, Pekik Mahardhika.³

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*}

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia ²

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia ³

Email: mhasan60872@gmail.com^{1*}; emie.santoso@gmail.com^{2*}; pekikdhika02@gmail.com^{3*}

Abstrak

Faty Acid destiltion adalah *plant* proses minyak kelapa sawit yang terdapat pada PT. WILMAR NABATI INDONESIA (WINA), pada *plant* tersebut terdapat *line* pipa yang memiliki fluida *vapor*& berdiameter 6 inch dengan kode *line*116SV203-150-16H20. Dengan desain awal *line* menggunakan *expansion joint*, PT. WILMAR NABATI INDONESIA mengalami kendala yaitu *Expansion joint* tidak datang, kemudian pihak *engineering* membuat desain baru yaitu *Expansion loop* .*Line* 116SV203-150-16H20 menghubungkan tangki menuju tangki, maka dari itu tekanan dan tegangan harus diperhatikan, jika tidak bisa berdampak pada kerusakan *nozzle* pada tangki. Pipa dengan material material *ASTMA312 / ASME SA 312 TP 316L WEL 6 " SCH 10S* divariasikan dengan empat model *Expansion loop* yaitu *Vertical loop 1 (V1)*, *Vertical loop 2 (V2)*, *Horizontal loop 1 (H1)* & *Horizontal loop 2 (H2)* kemudian dilakukan optimasi desain. Empat desain *Expansion loop* di lakukan perhitungan *allowable stress&pressure drop* . *Expansion loop* dipilih dari keempat desain yang divariasikan dengan mempertimbangkan nilai *pressure drop* dan *allowable stressnya*, perhitungan dilakukan dengan dua metode yaitu perhitungan secara manual dan *software*. Perhitungan tegangan menggunakan *software* CAESAR II sedangkan untuk perhitungan *pressure drop* dengan menggunakan *software* *Pipe Flow Expert*. Perhitungan *allowable stress* sesuai dengan ASME B31.3 dan *pressure drop* menggunakan persamaan dari *darcy wisbach*. Nilai tegangan pada empat desain masih di bawah *allowable stress*, namun desain yang dipilih adalah desain dengan nilai tegangan paling kecil yaitu terdapat pada *Expansion Vertical loop 1* , nilai perhitungan manual *thermal load* 19833,815 Kpa, *Occasional load* 861 Kpa & *Sustain load* 538,100 Kpa. Nilai pada *software* CESAR II *Thermal load* 29553,4 Kpa, *Occasional load* 1592,4 Kpa, *Sustain load* 4392,10 Kpa. Nilai *pressure drop* perhitungan manual 0,00045 bar dan pada *software* pipe flow expert 0,0001 bar. Pada desain *Vertical loop 1* panjang total desain adalah 649,605 in, dengan *allowable pipe span* 4605,765mm dan jumlah *support* 4 buah.

Kata Kunci : *Expansion loop* , *pressure drop* , *allowable stress*.

1. PENDAHULUAN

PT. PRIMA DUTA KARYA(PT.PDK) adalah perusahaan *General Kontraktor & Supplay* , Khususnya jasa penyelenggaraan usaha teknik, konstruksi besi dan baja, instalasi-instalasi dan perbaikan dibidang mekanikal, pompa, piping, turbin dan sebagainya. PT.PDK sebagai perusahaan *General Kontraktor & Supplay* banyak mengerjakan *plant* di berbagai perusahaan besar, salah satunya adalah *plant Faty Acid Destilation Upgrade* (FA UPGRADE) pada PT. Wilmar Nabati Indonesia, GRESIK. *plant* pada FA memilik perancangan sistem perpipaan yang sangat kompleks.

Untuk merancang sistem perpipaan dengan benar, seorang *engineering* perpipaan harus memahami perilaku sistem perpipaan dan diperhatikan juga perhitungan *pressure drop* , Perhitungan *Presure*

drop adalah digunakan untuk menggambarkan penurunan tekanan dari satu titik dalam pipa atau tabung ke titik yang lain. Fleksibilitas dalam perencanaan dan desain pada sebuah sistem perpipaan harus dirancang agar mampu menahan beban yang terjadi. Pipa jika dipanaskan tentu akan mengalami pertambahan panjang. Sebaliknya jika didinginkan akan mengalami pemendekan. Pada akhirnya akan memberikan gaya reaksi pada sisi pipa yang tertahan. Jika beban yang diterima terlalu besar sehingga tidak sanggup untuk diterima, maka dapat menyebabkan kerusakan. Untuk itu perlu dilakukannya sebuah analisis kemampuan pipa untuk mengubah panjang dan deformasi elastis. Kondisi ini terjadi karena beban yang dipengaruhi oleh suhu tinggi selama operasi. Sistem perpipaan harus cukup fleksibel sehingga ekspansi termal atau pergerakan titik *support* atau ujung pipa

tidak akan menyebabkan kerusakan. Kegiatan *engineering* untuk memperoleh perilaku sistem perpipaan ini dikenal sebagai analisa tegangan pipa atau dahulu disebut juga analisa tegangan/fleksibilitas. (Tijara Pratama, 2004)

Analisa tegangan dan nilai *pressure drop* dilakukan dengan perhitungan manual & *software* sehingga didapatkan data informasi tegangan dan nilai *pressure drop* yang terjadi pada pipa yang akan dipasang. Pada *plant* FA UPGRADE di PT. WILMAR NABATI INDONESIA (PT. WILMAR NABATI INDONESIA INDONESIA) terdapat pipa transfer berukuran 6 inch yang berisi proses *vapor* (SV) dari tangki 116D06 ke 116F20. Desain awal yang terdapat pada P&ID adalah menggunakan *Expansion joint*, namun terjadi kendala yaitu *Expansion joint* tidak datang yang sebelumnya telah di pesan oleh pihak PT. WILMAR NABATI INDONESIA, kendala diatas adalah murni kesalahan pemesanan. PT. WILMAR NABATI INDONESIA tidak melakukan pemesanan ulang *Expansion joint* karena membutuhkan biaya lagi dan waktu yang cukup lama, dari kendala yang ada kemudian pihak PT. WILMAR NABATI INDONESIA harus mendesain ulang atau merekayasa agar *line* pada pipa tersebut tetap aman digunakan. PT.PDK sebagai kontraktor hanya menawarkan beberapa solusi yang optimal agar parameter yang didapat masih dalam kondisi *allowable stress* dan *pressure drop* yang diizinkan.

Pada akhirnya, divisi *engineering* mendapatkan keputusan agar desain *line* tersebut menggunakan *Expansion loop*. Desain *Expansion loop* pipa berdasarkan stress & *pressure drop* yang terjadi pada *line* tersebut dengan perhitungan stress secara manual dan CAESAR II, sedangkan untuk perhitungan *pressure drop* dihitung secara manual & *software* Pipe Flow Expert. Dari studi kasus yang telah ditemukan, akan dihitung tegangan dan *pressure drop* yang terjadi setelah dilakukan desain *Expansion loop*. Pada pemasangan *Expansion loop* membutuhkan tata letak atau tempat yang cukup untuk di pasang, jarak anatar vessel 116D06 ke 116F20 pada *plant* *Fatty Acid destillation* masih memungkinkan untuk di pasang *Expansion loop*.

2. METODOLOGI.

2.1 Diagram Alir

2.1.1 Identifikasi Masalah

Tahap identifikasi awal ditujukan untuk menetapkan tujuan dan diadakan

identifikasi mengenai permasalahan terhadap tugas akhir yang akan dikerjakan. Adapun isi dari tahap ini antara lain sebagai berikut :

1. Identifikasi masalah dan penetapan tujuan

Pada tahap ini dilakukan identifikasi beberapa permasalahan yang didapatkan pada saat melakukan pengamatan dan pemikiran sehingga bisa dilakukan sebuah penelitian. Pada tahap ini juga dilakukan penetapan tujuan tentang apa yang ingin dicapai dan manfaatnya bagi pihak terkait serta bagi penelitian selanjutnya. Tahap-tahap ini merupakan dasar tentang apa yang dilakukan selama penelitian. Pada tugas akhir ini, diangkat permasalahan mengenai analisa tegangan & *pressure drop* dengan menggunakan *software* & *manual*.

2. Studi literatur

Pada tahap ini dilakukan pengumpulan teori-teori yang berhubungan dengan tugas akhir ini yang nantinya akan digunakan sebagai acuan dalam menyelesaikan tugas akhir ini. Dalam penelitian ini teori-teori yang diangkat adalah teori yang berhubungan dengan kekuatan mekanik material.

3. Studi lapangan

Pada tahap ini pengamatan dilakukan secara langsung terhadap kondisi aktual di lapangan selama melaksanakan On The Job Training di PT. PRIMA DUTA KARYA pada proyek pengembangan PT. WILMAR NABATI INDONESIA, GRESIK.

4. Studi Pustaka

Studi perpustakaan merupakan suatu metode untuk mendapatkan data-data dari objek penelitian yang bersumber pada buku, manual instruksi, katalog, jurnal, maupun majalan yang membahas tentang objek penelitian. Dalam tahap ini

studi perpustakaan yang telah dilakukan ialah di perpustakaan POLITEKNIK ERKAPALAN NEGERI SURABAYA, dll.

5. Studi Internet

Akses internet merupakan suatu cara untuk mendapatkan data yang erat hubungannya dengan proses pengerjaan tugas akhir. Selain itu studi internet juga difungsikan untuk mencari data-data pembanding yang akan digunakan selama proses pengerjaan tugas akhir berlangsung.

2.2 Tahap Pengolahan Data

Tahap pengumpulan data merupakan tahap untuk mengumpulkan data yang berhubungan dengan permasalahan yang didapat. Data yang dikumpulkan berupa data primer dan data sekunder. Data-data tersebut dijabarkan dibawah ini:

• Data Primer

Data primer dalam penelitian ini antara lain : Tanya jawab dengan *staff engineering* PT.PDK berkaitan dengan objek penelitian yaitu sistem perpipaan di PT. PRIMA DUTA KARYA pada proyek pengembangan PT. WILMAR NABATI INDONESIA, GRESIK.

• Data sekunder

Data spesifikasi teknis yang diteliti meliputi: *mechanical data sheet, expansion bellows manufactured, isometric and P&ID, Inspection Report, material properties* dll.

2.3 Tahap Pengolahan Data

Tahap pengolahan data merupakan tindak lanjut dari pengumpulan data yang telah dilakukan, hal-hal tersebut antara lain :

1. Melakukan perhitungan minimum ketebalan material dan insulasi.
2. Menentukan jumlah dan posisi peletakan *support*
3. Menentukan dimensi sesuai dengan syarat fleksibilitas sistem perpipaan.
4. Melakukan perubahan posisi *support* jika tegangan melebihi tegangan yang diijinkan.
5. Melakukan desain *Expansion loop* dengan menggunakan *software CAESAR II 7.0* dan menjadikanya dalam 4 variasi.

6. Menganalisa tegangan dari *output CAESAR II* untuk menentukan desain yang akan dipilih.
7. Menghitung besar *pressure drop* pada desain *expansion loop*.
8. Menganalisa tegangan secara manual pada desain *Expansion loop* dan membandingkan dengan tegangan ijin material sesuai standar ASME B31.3
9. Menghitung besar beban pada desain *Expansion loop* dengan melihat *output software CAESAR II 7.0* dan secara manual.

2.4 Tahap Analisa dan Kesimpulan

Tahap-tahap yang dilakukan meliputi:

2.4.1 Analisa dan Rekomendasi

Pada tahap ini dilakukan analisis terhadap data-data yang telah diolah kemudian dibandingkan. Tahap rekomendasi adalah hasil dari analisis pengolahan data meliputi perhitungan nilai tegangan pada alternatif desain *Expansion loop* dan membandingkan kedua tegangan *Expansion loop* dan *bellows* dalam bentuk umur keduanya.

2.4.2 Kesimpulan dan Saran

Tahap ini merupakan tahap pengambilan kesimpulan dari analisis dan pengolahan data yang telah dilakukan. Saran dimaksudkan untuk melakukan penelitian selanjutnya dengan obyek penelitian yang lebih luas dan sebagai bahan pertimbangan serta referensi kepada perusahaan untuk dapat diaplikasikan pada sistem perpipaan lain yang memiliki kesamaan.

2.5 Formula Perhitungan manual

2.5.1 Menentukan Jarak antar *support* & jumlah *support* .

$$\text{Allowable pipe span}(L_s) = \sqrt{0.4ZSh/W} \quad (1)$$

Keterangan :

L_s = allowable pipe span (in)

L = panjang pipa (in)

Sh = allowable tensile stress pada temperatur tinggi (psi)

W = berat total pipa (lb/in)

Z = section modulus (in³)

2.5.2 Tegangan statis pada *line116SV203-150-16H20* dilakukan perhitungan *software* CESAR II & manual *Thermal load*, *Occasional load* & *Sustain load*, dengan persamaan sebagai berikut dibawah ini:

a. *Occasional load*

$$S = 0.75 \cdot i \cdot 12 \cdot (WL^2)/8Z \cdot 1.5G \quad (2)$$

Keterangan :

S = Seismic stress (psi)

i = Stress intensification factor

W = Berat pipa (lb)

Z = Modulus penampang pipa (in⁴)

L = Panjang pipa (in)

G = Seismic acceleration

b. *Thermal load*

$$M = \frac{6EI\Delta}{L^2} \quad (3)$$

$$\Delta = \frac{5WL^4}{384EI} \quad (3)$$

$$S = \frac{iM}{Z} \quad (4)$$

Keterangan:

Δ = *displacement* (in)

M = momen yang terjadi pada tumpuan (in.lb)

I = momen inersia (in⁴)

L = panjang pipa (in)

E = modulus elastisitas (psi)

M = momen yang terjadi pada tumpuan (in.lb)

I = Stress intensification factor (1 from ITT Grinnel)

Z = *section modulus* (in³)

c. *Sustain load*

$$A_m = \frac{1}{4} \times 3,14 \times (OD^2 - ID^2) \quad (5)$$

$$A_i = \frac{1}{4} \times 3,14 \times ID^2 \quad (6)$$

$$\sigma_{ax} = \frac{F_a}{A_m} \quad (7)$$

$$\sigma_{ax} = \frac{P \times A_i}{A_m} \quad (8)$$

$$\sigma_{lp} = \frac{P \cdot d_o}{4t} \quad (9)$$

$$M_{max} = \frac{WL^2}{8} \quad (10)$$

$$\sigma_b = \frac{M_{max} \cdot c}{I} \quad (11)$$

$$Sustain = \sigma_{ax} + \sigma_{lp} + \sigma_b$$

Keterangan :

W = berat cross section pipa (lb/in)

L = panjang pipa (in)

T = Thicnes (in)

2.5.3 *Pressure drop* pada *line 116SV203-150-16H20* dapat di cari dengan perhitungan manual & *software* pipe flow expert, rumus manual sebagai berikut :

$$\Delta P = \frac{4f\Delta L \rho v^2}{2D} \quad (12)$$

P₁ = tekanan awal, pa (bar)

P₂ = tekanan akhir, pa (bar)

ΔL = panjang pipa (m)

D = *inside diameter*, (m)

f = *friction loss*

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

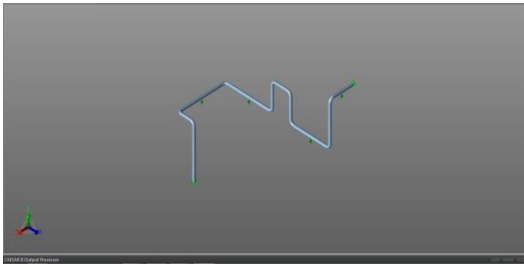
Tabel hasil perhitungan jarak anatar *support* dan jumlah *support* terdapat pada tabel 3.1 Lspan dan jumlah *support*

3.1 Jarak anatar *support* dan jumlah *support*

Nama	Notasi	Besaran	Satuan
VERTICAL LOOP 1			
Panjang	L	649,605	in
Allowable pipe span(maksimal)	-	4605,765	mm
Jumlah support(maksimal)	NOS	4	buah
VERTICAL LOOP 2			
Panjang	L	700,786	in
Allowable pipe span(maksimal)	-	5070,781	mm
Jumlah support(maksimal)	NOS	4	buah
HORIZONTAL LOOP 1			
Panjang	L	688,975	in
Allowable pipe span(maksimal)	-	4605,765	mm
Jumlah support(maksimal)	NOS	4	buah
HORIZONTAL LOOP 2			
Panjang	L	700,786	in
Allowable pipe span(maksimal)	-	5070,781	mm
Jumlah support(maksimal)	NOS	4	buah

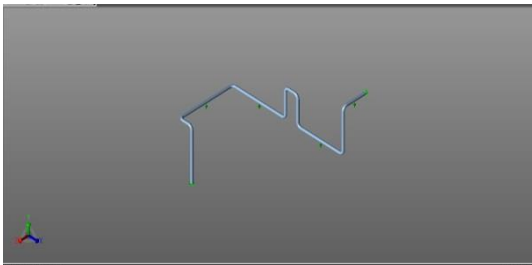
3.2 Pemodelan empat desain *Expansion loop* menggunakan *software* CESAR II untuk mencari nilai tegangan, *software* pipe flow expert (*PIPE FLOW EXPERT*) untuk mencari nilai *pressure drop*.

a. Desain *Expansion loop* Verrtical 1(V1)



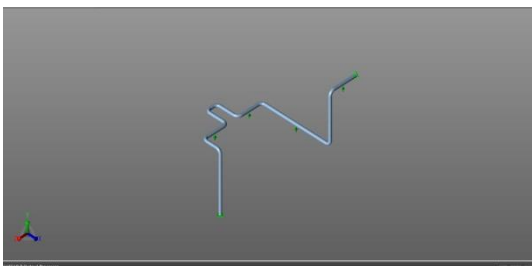
Pada desain V1 didapatkan nilai tegangan manual
Thermal load 19833,8 Kpa, *Occasional load* 861,0 Kpa & *Sustain load* 538,1 Kpa. Pada *Software Thermal load* 29553,4 Kpa, *Occasional load* 592,4 Kpa & *Sustain load* 4392,1 Kpa. Nilai *pressure drop* manual 0,00012 bar & *software PIPE FLOW EXPERT* 0,0001 bar.

b. Desain *Expansion loop* Verrtical 1(V2)



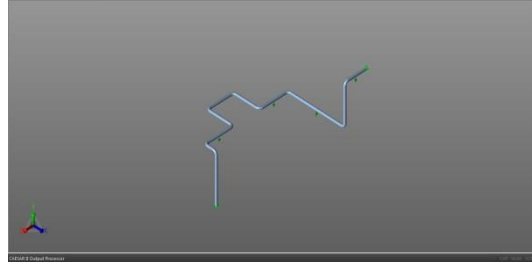
Pada desain V2 didapatkan nilai tegangan manual
Thermal load 27467,6 Kpa, *Occasional load* 1069,8 Kpa & *Sustain load* 862,5 Kpa. Pada *Software Thermal load* 27429,4 Kpa, *Occasional load* 1993,5 Kpa & *Sustain load* 1004,1 Kpa. Nilai *pressure drop* manual 0,00037 bar & *software PIPE FLOW EXPERT* 0,0002 bar.

c. Desain *Horizontal loop* 1 (H1)



Pada desain H1 didapatkan nilai tegangan manual
Thermal load 41001,3 Kpa, *Occasional load* 1397,3 Kpa & *Sustain load* 538,5 Kpa. Pada *Software Thermal load* 30285,8 Kpa, *Occasional load* 1377,6 Kpa & *Sustain load* 5615,8 Kpa. Nilai *pressure drop* manual 0,00028 bar & *software PIPE FLOW EXPERT* 0,0003 bar.

d. Desain *Horizontal* 2 (H2)



Pada desain HH2 didapatkan nilai tegangan manual
Thermal load 41001,3 Kpa, *Occasional load* 1397,3 Kpa & *Sustain load* 664,4 Kpa. Pada *Software Thermal load* 50255,4 Kpa, *Occasional load* 2865,2 Kpa & *Sustain load* 9644,4 Kpa. Nilai *pressure drop* manual 0,00041 bar & *software PIPE FLOW EXPERT* 0,0002 bar.

4. KESIMPULAN

Setelah dilakukan perhitungan dan analisa, maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Nilai jarak antar *support* & jumlah *support* yang terdapat pada tabel 3.1 merupakan nilai maksimal yang boleh digunakan pada desain *Expansion loop*.
2. Nilai tegangan pada empat desain masih di bawah allowable stress, namun desain yang dipilih adalah desain dengan nilai tegangan paling kecil yaitu terdapat pada *Expansion Vertical loop 1*, nilai perhitungan manual *thermal load* 19833,815 Kpa, *Occasional load* 861 Kpa & *Sustain load* 538,100 Kpa. Nilai pada *software CESAR II Thermal load* 29553,4 Kpa, *Occasional load* 1592,4 Kpa, *Sustain load* 4392,10 Kpa. Nilai *pressure drop* perhitungan manual 0,00045 bar dan pada *software pipe flow expert* 0,0001 bar.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Allah SWT atas berkat, rahmat dan hidayah-Nya Penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan lancar dan tepat waktu.
2. Kedua orang tua (Bapak Mat ramin dan Ibu Atmi) yang telah memberikan begitu banyak nasehat hidup, kasih sayang, doa, dukungan moril serta materil, dan segalanya bagi penulis.
3. Bapak Ir. Eko Julianto, M.Sc, M.RINA selaku Direktur Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.

4. Ibu Emie Santoso, selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
5. Bapak Pekik Mahardhika, selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir. Seluruh staf pengajar Program Studi Teknik Perpipaan yang telah memberikan banyak ilmu kepada penulis selama masa perkuliahan.
6. Bapak Projek Priyonggo yang senantiasa memberikan dukungan, teguran dan motivasi penulis, agar menjadi pribadi yang berbakti kepada Agama dan bangsa.
7. Semua teman-teman *piping engineer* 2013, khususnya TP 2013 A yang telah memberikan bantuan berupa semangat, keceriaan, dan ilmu selama penulisan tugas akhir.
8. Irma Masruro yang juga memberikan dukungan dan memotifasi penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir.
9. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu-persatu.
7. Tijara Pratama. (2004). *Analisa Dasar Pelatihan Tegangan Pipa* Jakarta : Tijara Pratama Inc.

6. PUSTAKA

1. ASME. (2013). *ASME Code For Process Piping B. 31.3* New York : The American Society Of Mechanical Engineers.
2. Chamsudi, A. (2005). *Diktat – Piping Stress Analysis*. Jakarta : Rekayasa Industri.
3. EJMA. 2008. *Standard of The Expansion joint* Manufacturers Association – Ninth Edition, New York: *Expansion joint* Manufacturers Association Inc
4. Grinnel ITT (1981), *Piping Design and Engineering*, ITT Grinnel Corporation. USA
5. Kannappan, Sam. 1986. *Introduction to Pipe Stress Analysis*. John Wiley & Sons, Inc., U. Nayyar, M, L. (2000). *Piping Handbook*. U.S.A : McGraw Hill Inc. S.A.
6. Smith, P. R., & Van Laan, T. J. (1987). *Piping And Pipe Support Systems*. U.S.A : McGraw Hill Inc.

Analisa Tegangan Pada Pipa Proses 4” Line P-239005-PR33-HC115 Di PT. Trans Pacific Petrochemical Indotama

Andri Suharsono^{1*}, Raden Dimas Endro W, ST., MT², Mardi Santoso, ST., M.Eng.Sc³

^{1,2,3}Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri
Surabaya, Surabaya 60111

Email: [*andrisuharsono.as@gmail.com](mailto:andrisuharsono.as@gmail.com)¹; [*dimasend@gmail.com](mailto:dimasend@gmail.com)²; [*mardisantoso@gmail.com](mailto:mardisantoso@gmail.com)³

Abstrak

Trans Pacific Petrochemical Indotama atau TPPI adalah perusahaan petrokimia dan refinery terbesar di Asia Tenggara dirintis pada tahun 1995 oleh Tirtamas yang termasuk pabrik penghasil produk-produk Aromatic. Dalam distribusinya PT.TPPI sangat mengandalkan system perpipaan untuk melancarkan transportasi fluida, namun kerusakan system perpipaan terjadi di PT.TPPI tidak dapat dihindari. Pada instalasi system perpipaan dari Heater02 menuju Reaktor mengalami retak (crack) dan mengakibatkan kebakaran. Hal ini mengakibatkan kerugian besar karena pabrik berhenti beroperasi ±1 minggu.

Dalam hal ini system perpipaan yang aman sangat penting untuk menunjang distribusi di PT.TPPI, oleh karena itu pada tugas akhir ini akan dilakukan analisa system perpipaan dari heater02 menuju Reaktor sebagai acuan untuk repair dan dengan menggunakan simulasi pada software Caesar II dan pengujian akan didapatkan nilai tegangannya.

Dengan demikian, Analisa system perpipaan pada heater02 menuju reactor dapat digunakan sebagai acuan perusahaan agar tidak salah melakukan repair desain dan tidak menyebabkan kerusakan.

Kata kunci : Analisa jaringan pipa, CaesarII, Allowable stress, ASME B31.3, Pengujian Impact

1. PENDAHULUAN

Trans Pacific Petrochemical Indotama atau TPPI adalah perusahaan petrokimia dan refinery terbesar di Asia Tenggara. Dalam menunjang distribusi produk-produk tersebut PT. Trans Pacific Petrochemical Indotama menggunakan sistem perpipaan. Namun yang terjadi pada PT.TPPI pipa proses penyalur hydrocarbon (C₂H₄) dari heater02 menuju reactor mengalami retak (crack) yang mengakibatkan kebocoran. Hal tersebut diduga terjadi karena ada beban dari luar yang membebani system perpipaan.

Guna menghindari terjadinya kesalahan dalam melakukan perbaikan akan dilakukan analisa agar langkah perbaikan menjadi tepat dan diharapkan tidak kembali terjadi *crack* pada instalasi pipayang dapat menyebabkan kebakaran, kebakaran yang terjadi pada pipa penghubung dari heater02 menuju reactor yang dapat membahayakan serta merugikan perusahaan.



Gambar 1 Crack pada elbow 90°

Tujuan dalam penelitian ini akan dilakukan analisa tegangan pada desain menggunakan *CaesarII* untuk mengetahui tegangan tertinggi yang kemungkinan dapat terjadi ketika jalur pipa mendapat beban dari luar yang nantinya beban tersebut didapatkan dari pengujian impact untuk mengetahui besar beban dari luar yang mempengaruhi kerusakan pada jalur pipa dari heater02-reactor tersebut dan pengaruh pengantian schedule ketebalan pipa.

2. METODOLOGI

2.1 Tentang CaesarII

CAESARII adalah program computer untuk perhitungan Stress Analysis yang mampu mengakomodasi kebutuhan perhitungan Stress Analysis. Software ini sangat membantu dalam Engineering terutama di dalam desain Mechanical dan system perpipaan. Pengguna CaesarII dapat membuat permodelan system perpipaan dengan menggunakan “simple beam element” kemudian menentukan kondisi pembebanan sesuai dengan kondisi yang dikehendaki. Dengan memberikan/membuat inputan tersebut, CaesarII mampu menghasilkan hasil analisa berupa stress

yang terjadi, beban, dan pergeseran terhadap system yang kita analisa.

2.2 Kombinasi Load Case

Standard load case yang direkomendasikan oleh Caesar II terdapat unsur berat (W), temperatur (T) dan tekanan (P). Kombinasi load case yang terjadi adalah:

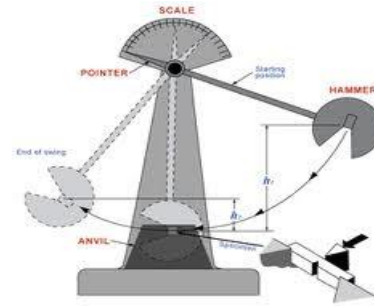
1. Load case akibat hydrotest $L1=W+HP$
2. Load case akibat sistem bekerja (operating) $L3= W+P+T$
3. Load case akibat sustained load $L4= W+P$
4. Load case akibat operating dan occasional $L5= W+P+T+U$, $L6= W+P+T+WIN$
6. Load case akibat occasional load $L7= L5-L3$, $L8= L6-L3$
7. Load case akibat thermal expansion $L11= L3-L4$

Suatu sistem perpipaan dapat dikatakan aman apabila beban tegangan yang terjadi mempunyai nilai rasio lebih kecil atau sama dengan 1 dari tegangan yang diijinkan (*allowable stress*) oleh pipa yang dianalisa, sebagaimana telah ditetapkan dalam code maupun standard. Code adalah Dokumen yang mengatur persyaratan-persyaratan minimal dari suatu desain, material, fabrikasi, instalasi, pengetesan, inspeksi dalam sistem perpipaan (ASME, 2012). Standard adalah Dokumen yang mengandung peraturan desain dan konstruksi dan persyaratan individu dari komponen perpipaan seperti pipa, *elbow*, *fitting*, *flange*, *valve*, *gasket* dan lain-lain (ASME, 2012). Pemakaian code dan standard tersebut harus sesuai dengan proses pada sistem perpipaan yang digunakan.

2.3 Pengujian Impact

Metode pengujian ini menggambarkan pengujian benturan dengan bentangan Bahan logam dengan uji Charpy (simple-beam) dan Uji Izod (kantilever-balok).

Pengujian ini berguna untuk melihat efek-efek yang ditimbulkan oleh adanya takikan, bentuk takikan, temperatur, dan faktor-faktor lainnya. *Impact test* bisa diartikan sebagai suatu tes yang mengukur kemampuan suatu bahan dalam menerima beban tumbuk yang diukur dengan besarnya energi yang diperlukan untuk mematahkan *specimen* dengan ayunan sebagaimana ditunjukkan pada Gambar 2.12 dibawah ini : (Sumber : ASTM E23 Impact Test)



Gambar 2 Mesin Uji Impact
Sumber : ASTM E23 Impact Test

Besarnya energi *Impact* (*joule*) dapat dilihat pada skala mesin penguji. Sedangkan besarnya energi *Impact* dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$E_0 = W \cdot h_0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$E_1 = W \cdot h_1 \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\Delta E = E_0 - E_1 \\ = W (h_0 - h_1) \quad \dots\dots\dots (3)$$

dari Gambar 2.13 didapatkan maka di dapatkan persamaan :

$$h_0 = l - l \cos \alpha \\ = l (1 - \cos \alpha) \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$h_1 = l - l \cos \beta \\ = l (1 - \cos \beta) \quad \dots\dots\dots (5)$$

dengan substitusi persamaan 2.11 dan 2.13 pada 2.14, maka di dapatkan persamaan :

$$\Delta E = W l (\cos \beta - \cos \alpha) \quad \dots\dots (6)$$

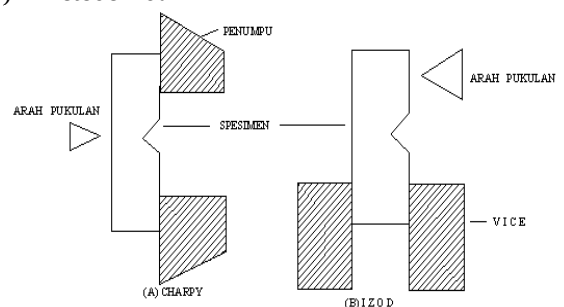
Untuk mengetahui kekuatan *Impact* /*Impact strength* (I_s) maka energi *impact* tersebut harus dibagi dengan luas penampang efektif *specimen* (A) sehingga :

$$I_s = \Delta E / A \\ = W l (\cos \beta - \cos \alpha) / A \quad \dots\dots (7)$$

2.4 Metode Pengujian Impact

Metode pengujian *Impact* dibedakan menjadi 2 macam yaitu Metode *Charpy* dan Metode *Izod*

- 1) Metode *Charpy*
- 2) Metode *Izod*



Gambar 3 Metoda pengujian *charpy* (a) dan *izod* (b)

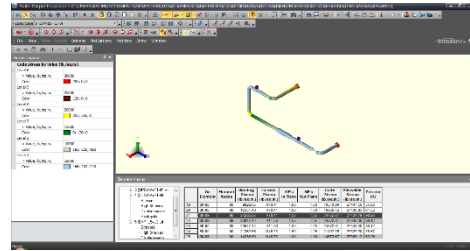
3.1.3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Hasil Pengujian Impact

Hasil dari pengujian impact yang dilakukan di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya dapat dilihat pada **Tabel 1** dibawah ini

Tabel 1 Hasil pengujian Impact

Spesi men	Temperatur (°C)	Impact hasil Uji (Joule)	Impact hasil Uji (lb.in)
1	527	123	1088,424
2	527,5	124	1097,104



(b) Hasil pemodelan Schedule 80s

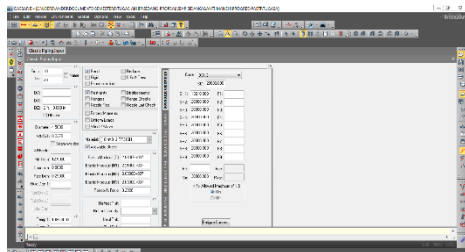
Gambar 5 Pemodelan Schedule 80s

3.4 Pemodelan Schedule 120s

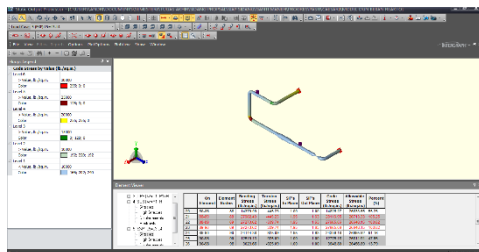
Hasil dari pemodelan dengan CaesarII dengan schedul yang dirubah menjadi 80s nilai terbesar pada kondisi ekspansi dapat dilihat pada gambar dibawah ini:

3.2 Pemodelan Kondisi Existing

Hasil dari pemodelan dengan CaesarII dengan nilai terbesar pada kondisi ekspansi dapat dilihat pada gambar dibawah ini:



(a) Input data Kondisi existing

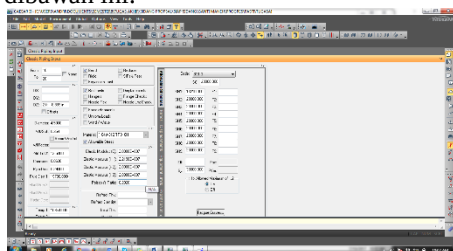


(b) Hasil pemodelan Kondisi existing

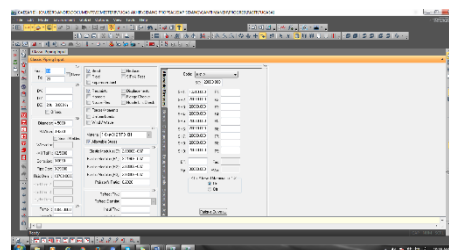
Gambar 4 Pemodelan kondisi existing

3.3 Pemodelan Schedule 80s

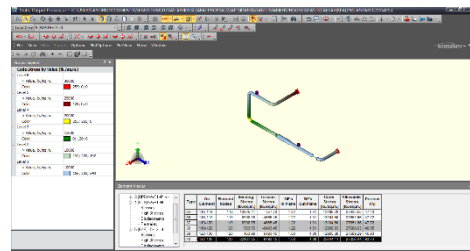
Hasil dari pemodelan dengan CaesarII dengan schedul yang dirubah menjadi 80s nilai terbesar pada kondisi ekspansi dapat dilihat pada gambar dibawah ini:



(a) Input data Schedule 80s



(a) Input data Schedule 120s



(b) Hasil pemodelan Schedule 120s

Gambar 6 Pemodelan Schedule 120s

4. KESIMPULAN

Dari hasil yang didapatkan pada pemodelan caesarII dari desain existing dengan schedule 40s yang ditinggikan menjadi schedule 80s dan 120s bisa dijadikan penyelesaian dalam kasus ini, dikarenakan dengan peningkatan schedule 80s dan 120s nilai stress yang didapatkan dari pemodelan *CaesarII* tidak mengalami over stress. Namun, dari hasil yang didapatkan dari pemodelan pada schedule 80s dan 120s yang lebih baik ada pada schedule 80s, dikarenakan nilai stress factor paling tinggi ada pada node 88-89 sebesar 90,26% dan pada schedule 120s ada pada node 120-130 sebesar 93,74%. Jadi dapat disimpulkan pengantian schedule 80s dapat dijadikan penyelesaian dalam kasus yang ada pada PT. Trans Pacific Petrochemical Indotama.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan materi, motivasi, kasih sayang, do'a, dan nasehat hidup bagi penulis.
2. Bapak Raden Dimas Endro Witjonarko, selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
3. Bapak Mardi Santoso, selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
4. Senior teknik perpipaan yang mau berbagi pengalaman dan dukungan dalam pengerjaan jurnal tugas akhir.
5. Teman-teman seperjuangan teknik perpipaan angkatan tahun 2013 yang telah memberikan motivasi, warna kehidupan, dan kebersamaan.
6. Pembimbing dari PT. Trans Pacific Petrochemical Indotama yang namanya tidak dapat disebut satu persatu.
7. Keluarga besar teknik perpipaan.

6. ASTM (2011). ASTM E23-07a United States : Standart Test Methode for Notched Bar Impact Testing of Methalic Material.
7. TIJARA PRATAMA. (2004). *Analisa Dasar Pelatihan Tegangan Pipa*. Jakarta : TIJARA PRATAMA Inc.
8. Pelatihan CAESAR II Tutorial 1. BY ANDREY PURUHITA
9. <http://www.atlassteel.com.au>. Atlas Steel : Grade Data Sheet Material 304, 304L, 304
10. http://www.teknopoli.com/PDF/Gas_Density_Table : Gas Density, Molekular Weight and Density
11. Pipe Drafting And Desain, Second Edition. By: Roy A. Parisher ! Robert A. Rhae

6. DAFTAR NOTASI

- W = berat (lb)
T = temperatur (°C)
P = tekanan (Psi)
E_o = energi awal (J)
E₁ = energi akhir (J)
W = berat bandul (N)
h_o = ketinggian bandul sebelum dilepas (m)
h₁ = ketinggian bandul setelah dilepas (m)
ℓ = panjang lengan bandul (m)
α = sudut awal (°)
β = sudut akhir (°)

7. DAFTAR PUSTAKA

1. Agustinus, D. (2009). *Pengantar Piping Stress Analisis*. Jakarta : Entry Augustino Publisher
2. ASME. (2013). *ASME Code For Process Piping B.31.3*, New York : The American Society Of Mechanical Engineers.
3. ASME. (2013). *ASME BPVC Section II Ferrous Material*. New York :
4. The American Society Of Mechanical Engineers. Chamsudi, A. (2005). *Diktat–Piping Stress Analisis*. Jakarta : Rekayasa Industri.
5. Grinnel ITT (1981), *Piping Design and Engineering*, ITT Grinnel Corporation. USA

REDESAIN SALURAN DISTRIBUSI UDARA RUANG MUAT SAPI KAPAL LIVESTOCK VESSEL

Hasan Syaiful Islam.^{1*}, Ir. Eko Julianto, M.Sc., MRINA..², Ekky Nur Budiyanto, S.ST., MT³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia³

Email: cakhasan1994@gmail.com^{1*}; ekojulianto@gmail.com^{2*}; ekkynurbudiyanto@gmail.com^{3*};

Abstrak

Kapal Livestock Vessel merupakan kapal yang memuat hewan sapi yang diproduksi oleh PT. Adi Luhung Sarana Segara Indonesia. Pada ruang muat terdapat 72 ekor dengan jenis sapi Fries Holland yang dapat menghasilkan panas di ruang muat sapi geladak dasar. Desain saluran udara yang digunakan untuk mendistribusikan udara di ruang muat sapi kapal Livestock Vessel tidak merata. Dalam hal ini saluran udara harus didesain ulang sesuai standart marine order 43. Pada tugas akhir ini akan dilakukan desain ulang saluran distribusi udara yang ada ruang muat sapi kapal *Livestock Vessel*. Desain saluran udara yang sudah ada setelah ditinjau ulang ternyata tidak sesuai dengan standart Marine Order 43. Dengan tujuan untuk mendapatkan pola aliran, tekanan udara, kecepatan udara, dan distribusi temperatur yang merata terjadi di ruang muat sapi geladak dasar. Dalam mendesain saluran udara khususnya ukuran saluran udara menggunakan metode *Static Regain* panduan *handbook Carrier part 2 air distribution*. Didapatkan desain saluran distribusi baru yang menghasilkan kecepatan udara rata-rata 10 m/s, tekanan udara didalam ruangan sebesar 750 pascal yang terjadi pada *outlet* saluran distribusi udara dan temperature rata-rata 24°C yang ada di ruang muat geladak ganda dasar kapal *Livestock Vessel* telah memenuhi Marine Order 43 dengan menggunakan computational fluid dynamics dalam software ANSYS R 17.2.

Kata kunci: *Beban panas yang dihasilkan ruang muat sapi, Saluran udara, Metode Static Regain, Temperature ruang, Kapal livestock vessel, Computational fluid dynamic ANSYS 17.2*

1. PENDAHULUAN

Fungsi dari saluran udara (ducting) adalah untuk menyalurkan udara dari peralatan pengkondisian udara ke ruang muat sapi yang dikondisikan. Demi memenuhi fungsi tersebut, dalam pelaksanaannya sistem harus dirancang dengan menentukan luas ruangan yang tersedia, kerugian karena debit udara, gesekan, panjang, dan kecepatan. Dalam mendesain kriteria perancangan praktis dan juga pertimbangan keseimbangan antara biaya awal dan biaya operasi. Dalam merancang saluran udara di ruang muat menggunakan *handbook carrier part 2 air distribution* dengan tujuan untuk mendapatkan tekanan udara, kecepatan udara, dan temperature udara yang merata.

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Fungsi dari saluran udara adalah untuk menyalurkan udara dari peralatan pengkondisian udara ke ruangan yang dikondisikan. Demi memenuhi fungsi tersebut, dalam pelaksanaannya sistem harus dirancang dengan menentukan luas ruangan yang tersedia, kerugian karena gesekan (*friction loss*), dan kecepatan. Dalam mendesain kriteria perancangan praktis dan juga pertimbangan keseimbangan antara biaya awal dan biaya operasi. Selain itu, ditambahkan juga mengenai konstruksi yang direkomendasikan untuk berbagai variasi tipe sistem *duct*.

2.2. Beban panas Internal

Panas Internal adalah panas yang dihasilkan oleh segala yang ada dalam ruangan yang di mempengaruhi suhu dan kelembapan di ruangan.

3.1.1 2.2.1. Panas Yang dihasilkan Sapi

Kehilangan panas pada lingkungan kandang akan meningkat seiring dengan menurunnya bobot badan hewan pada kondisi temperatur lingkungan kandang yang semakin menurun. Produksi panas yang berhubungan dengan bobot badan hewan akan memperlihatkan penurunan kehilangan panas (*heat loss*) dengan peningkatan bobot badan. Sebagai contoh sapi dengan bobot 400 – 500 kg menghasilkan panas kisaran 2 W/kg. Dapat disimpulkan bahwa kenaikan suhu lingkungan akan menurunkan total panas yang diproduksi oleh sapi perah. Kondisi ini menunjukkan bahwa ternak (sapi perah) akan mempertahankan panas tubuhnya sesuai dengan keadaan suhu lingkungan. Luas permukaan kulit sapi dengan berat 454,5 kg memiliki luas permukaan $4,3 \text{ m}^2$.

2.2.2. Panas Lampu

Panas dari lampu dalam satu ruangan bisa tidak diperlukan apabila ruangan tersebut didesain dengan penerangan dari sumber alam sebagai contohnya adalah jendela kaca “sky light” sehingga pada siang hari diasumsikan tidak perlu menggunakan penerangan lampu. Apabila ruangan menggunakan penerangan lampu maka beban panas dari lampu penerangan dapat diperhitungkan.

2.3. Panas Eksternal

Panas *eksternal* adalah panas yang dihasilkan oleh segala yang ada dalam ruangan yang di mempengaruhi suhu di ruangan. Untuk membahas panas yang dihasilkan dari beban panas *eksternal* menghitung pancaran yang dihasilkan matahari pada saat siang hari.

2.3.1. Panas yang dihasilkan Matahari

Panas matahari bisa sampai ke planet bumi tanpa zat perantara, perpindahan kalor dari matahari ke bumi adalah melalui pancaran atau radiasi. Josep stefan (1835 – 1893) berdasarkan pada hasil eksperimen menyatakan bahwa besarnya energi yang dipancarkan oleh per satuan waktu persatuan luas. Di buku Wiranto Arismunandar, Heizo Saito, 1980, *Sistim Penyegar Udarahalaman* 112 bab beban panas. Radiasi sangat dipengaruhi dengan kedudukan bidang yang terkena pancaran panas yang dikeluarkan matahari. Sesuai dengan kedudukan permukaan bidang terhadap arah datangnya radiasi, maka radiasi matahari langsung. Mencari ketinggian matahari dan azimut matahari dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

(2.1)

Dimana:

α : Azimut matahari

h : Ketinggian matahari

ψ : Kedudukan garis lintang

(lintang Utara adalah positif, dan lintang selatan adalah negatif)

δ : Deklinasi Matahari

τ : Saat penyinaran matahari

(dalam hal ini: pukul 12.00 siang adalah 0. siang hari (P.M) adalah positif, pagi hari (A.M) adalah negatif.)

Sesuai dengan kedudukan permukaan bidang terhadap arah datangnya radiasi maka radiasi matahari langsung dapat dirumuskan dengan:

$$J_{\beta} = 1164 \times P^{cosec h} \times \cos h \times \cos \alpha \quad (2.2)$$

Dimana:

J_{β} : Radiasi matahari langsung pada bidang vertikal. (kcal/m² jam)

h : Ketinggian matahari

α : Azimut matahari

P : Permeabilitas atmosferik (0,6-0,75 pada hari yang cerah).

1164 : konstanta panas matahari (radiasi matahari rata-rata tahunan di antariksa) (kcal/m² jam)

Sedangkan untuk radiasi matahari tidak langsung dapat dirumuskan dengan:

$$J_s = 1164 \frac{1}{2} \sin h \times \frac{1 - P^{cosec h}}{1 - 1,4 \ln P} \quad (2.3)$$

Dimana:

J_s : Radiasi matahari tidak langsung (kcal/m² jam)

Menghitung volume udara

$$\cos \alpha = \frac{\sin h \sin \psi - \sin \delta}{\cos h \cos \psi}$$

3.1.2 Static regain

Pada metode ini ukuran ducting didesain sesuai ukuran yang telah ditentukan dengan cara mengikuti *procedure* yang ada pada *handbook Carrier part 2 air distribution*. Sehingga kenaikan tekanan static (static regain) akibat penurunan kecepatan didalam percabangan. Setelah mengalami percabangan di rekomendasikan untuk dimensi mengalami reduksi sebesar $\pm 20\%$ dari ukuran section sebelumnya. Akibatnya, tekanan statis dari ujung ducting akan mengalami penurunan atau kenaikan tekanan yang terjadi pada saluran udara yang dipengaruhi panjang dan pengecilan ukuran luas penampang.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Perhitungan beban panas internal dan eksternal ruang muat sapi

Desain ulang saluran udara dilakukan berdasarkan *general arrangement* ruang muat kapal geladak ganda yang disesuaikan dengan luas area yang tersedia di lapangan. Gambar 1 menunjukkan desain saluran udara baru yang didesain sesuai Marine order 43 sehingga dapat mencukupi pada luas area yang tersedia.

Tabel 1 Tabel beban panas sensibel ruang muat sapi Kapal Livestock Vessel

No	Nama	Panas yang dilepas (Watt)	Jumlah	Total Panas yang dilepas (kW)
1	Sapi	443,57	72	31,937
3	Lampu Penerangan	20,00	8	0,160
4	Radiasi matahari deck (starboard)	12440,25	1	12,440
5	Radiasi matahari deck (portside)	6506,83	1	6,507
TOTAL				51,044

Tabel 2 Tabel beban panas laten ruang muat sapi Kapal Livestock Vessel

No	Nama	Panas yang dilepas (Watt)	Jumlah	Total Panas yang dilepas (kW)
1	Sapi	434,47	72	31,282
TOTAL				31,282

3.2 Perhitungan desain saluran udara ruang muat sapi Kapal Livestock Vessel

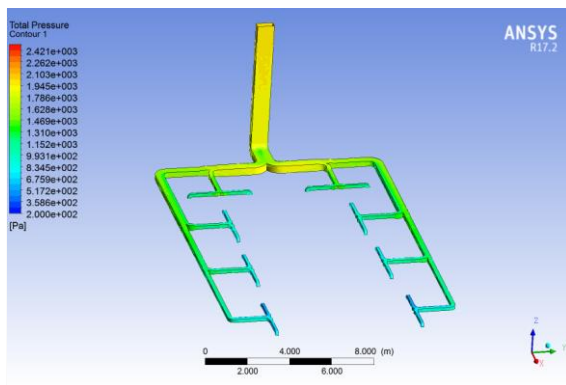
Dalam perhitungan desain *ducting* mengacu pada *handbook Carrier* yang menjelaskan tentang desain dimensi ukuran layout ducting. Dimana dalam penentuan kecepatan mengacu pada kecepatan medium yang telah dijelaskan di buku "*Investigation of Ventilation Efficacy on Livestock vessel*" Sehingga didapatkan desain yang sesuai standart AMSA MO43. Untuk panduan desain saluran distribusi udara diruang muat kapal *livestock vessel* mengacu *handbook Carrier Part 2 Air Distribution* yang mengatur metode Static Regain pembuatan dimensi ducting.

$$\text{Luasan Ducting} = 5392 \text{ cfm} / 1982,7 \text{ fpm} = 2,64 \text{ Sq ft}$$

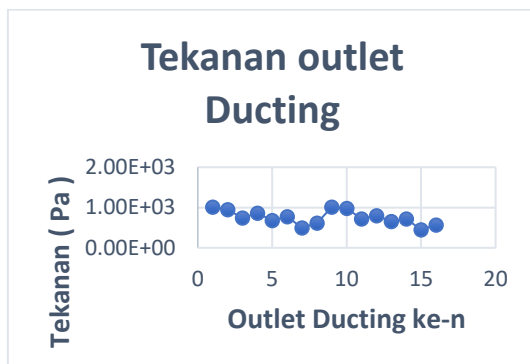
Dari hasil perhitungan diatas didapatkan dimensi *ducting* seluas 2,64 Sq ft yang kemudian dicari diameter ekivalen (D_e) pada *Circular equivalent* diameter sehingga didapatkan diameter equivalent 22,1 inch. sehingga didapatkan dimensi saluran udara rectangular 16x28 in yang kemudian dijadikan sebagai dimensi ducting header.

3.5 Analisa distribusi udara ruang muat sapi

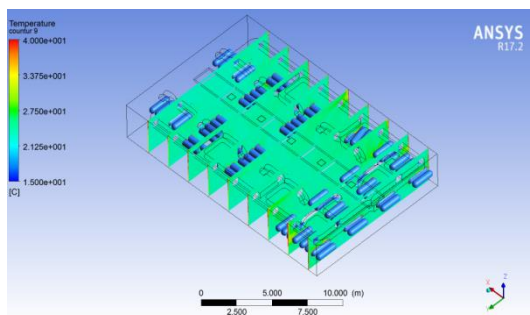
Dari pemodelan software Ansys 17.2 dapat diketahui hasil dari desain yang dibuat dengan metode static regain dengan panduan *handbook carrier part 2 air distribution* Prinsip dasar memperoleh data statis adalah ukuran dari *duct* ditambah dengan tekanan statis (diperoleh dari kecepatan reduksi) pada setiap cabang. Tekanan statis pada setiap cabang direkomendasikan memiliki kecepatan, tekanan yang tidak jauh berbeda. Prosedur yang digunakan untuk merancang sebuah sistem *duct* sesuai dengan prosedur yang telah dijelaskan, pilih terlebih dahulu kecepatan kipas (*fan*) .



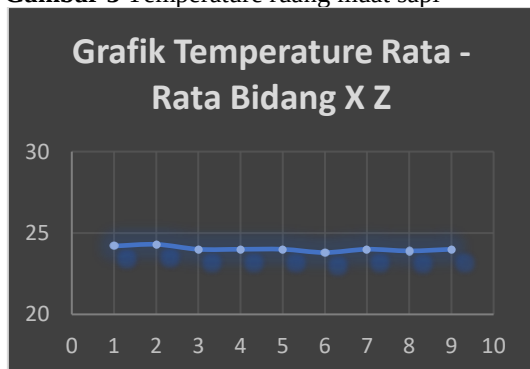
Gambar1 Saluran udara ruang muat



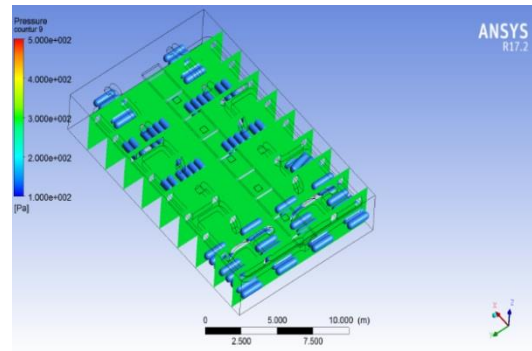
Gambar 2 Grafik distribusi udara pada saluran udara



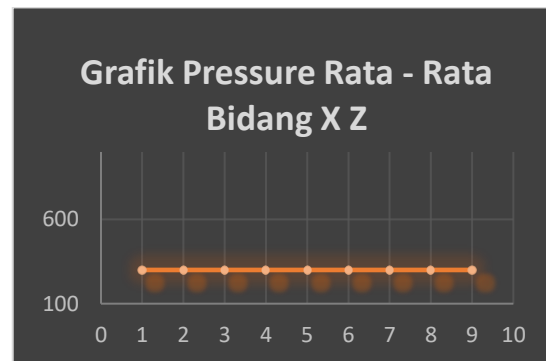
Gambar 3 Temperature ruang muat sapi



Gambar 4 Grafik distribusi temperature pada ruang muat



Gambar 5 Tekanan udara ruang muat sapi



Gambar 6 Grafik distribusi tekanan pada ruang muat

4 KESIMPULAN

Hasil dari pembahasan dan analisa yang telah dilakukan ini dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Total beban panas internal sebesar 32,092 kW sedangkan untuk total beban panas eksternal sebesar 18,947 kW di ruang muat sapi.
2. Redesain saluran distribusi udara pada ruang muat kapal *Livestock vessel* sudah memenuhi sesuai yang ditentukan standar *AMSA MO43* setelah di simulasi pada software Ansys 17.2.
3. Seperti pola aliran udara yang merata memenuhi ruangan, temperature ruangan 24°C, tekanan udara 300 Pa, dan kecepatan udara 10 m/s yang terjadi pada outlet saluran distribusi udara. Pada perhitungan desain saluran yang digunakan mengalami penurunan kecepatan pada titik outlet ducting sebesar 1,5 m/s yang terjadi pada outlet 15 dan outlet 8 disebabkan banyaknya branch dan panjang ducting.
4. Dari pemodelan yang telah dilakukan desain saluran distribusi udara yang telah didesain pada ruang muat sapi kapal *livestock vessel* dengan kapasitas

supply udara sebanyak 5392 CFM dan temperature coil 7 °C yang didapatkan dari diagram psikometrik telah memenuhi kebutuhan temperature diruangan muat sapi. Temperature rata-rata ruangan sebesar 24,25 °C muat sapi kapal *livestock vessel* yang ditentukan “*AMSA MO43*”. Dimana untuk bidang 1 adalah sebesar 24,2 °C, bidang 2 sebesar 24,3 °C, bidang 3 sebesar 24°C, bidang 4 sebesar 24°C, bidang 5 sebesar 25°C, bidang 6 sebesar 23,8°C, bidang 7 sebesar 24°C, bidang 8 sebesar 23,9 °C, serta bidang 9 sebesar 24°C. Dari data tersebut dapat diketahui bahwa nilai temperatur rata-rata tertinggi terletak pada bidang 2 yaitu 24,25°C yang disebabkan total beban panas sapi yang saling berdekatan di daerah bidang tersebut.

5. DAFTAR NOTASI

α	= Azimut matahari
P	= Permeabilitas atmosferik
c	= Panas jenis produk diatas temperatur beku (J/Kg °C)
Q	= Besarnya panas dipindahkan (W/m ²)
h	= Ketinggian matahari
RH	= Kelembaban relatif (%)
τ	= Saat penyinaran matahari
ρ	= Massa jenis udara (kgm ⁻³)
J_{β}	= Radiasi langsung bidang vertical (kcal/m ² jam)
ψ	= Kedudukan garis lintang
K	= Konduktivitas (w)
δ	= Deklinasi Matahari
L	= Panjang (m)
v_s	= Debit udara
m	= Massa benda yang mengeluarkan panas (Kg)

v = Kecepatan udara (m/s)

6. DAFTAR PUSTAKA

- 1.
2. Ardiansyah Misbahuddin, 2016, *Evaluasi Perbandingan Distribusi Aliran Udara pada Saluran Udara Tunggal dengan Saluran Udara Peti di Kapal Ternak 1200 GT (Studi Kasus KM CAMARA NUSANTARA 1)* Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
3. ASHRAE, Chapter 21, *Duct Design*, 2009.
4. *Australian Standard for The Export of Livestock version 2,2*, 2010, *Vessel Preparation and Loading*, Department Agriculture, Fisheries and Forestry.
5. Hidayatullah, Rahmat Nur, (2015). “*Analisa Aliran Udara di Ruang Kamar Mesin dan Ruang Pompa pada Kapal 50 Men Accomadation Work Barge*”, Surabaya. PPNS.
6. Carrier Corporation, McGraw-Hill, 1965. “*Carrier Content Part 2 Air Distribution*” Universitas Michigan.
7. Marine Order 43 (Cargo and cargo handling – Livestock), 2006.
Wiranto Arismunandar, Heizo Saito, 1980, *Sistim Penyegar Udara*, Jakarta: Gramedia.

DESAIN DAN PEMODELAN PADA STORAGE TANK KAPASITAS 50.000 kL (STUDI KASUS PT.PERTAMINA REGION V TBBM TUBAN)

Atrasani Bananudin Winarno^{1*}, Budi Prasajo², M. Muhadi Eko Prayitno³

^{1,2,3}Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

Email: [*Atrasan1@gmail.com](mailto:Atrasan1@gmail.com)¹; [*budiprasajo1968@gmail.com](mailto:budiprasajo1968@gmail.com)²; [*mmekop@yahoo.com](mailto:mmekop@yahoo.com)³

Abstrak

Tangki timbun merupakan komponen penting dalam industri perminyakan. Khususnya pada penerimaan, penimbunan dan pendistribusian (P3). Disini PT.Pertamina Region V TBBM Tuban sebagai distributor Bahan bakar minyak (BBM) terbesar di Jawa Timur, berupaya untuk terus meningkatkan kualitas pelayanan pendistribusian BBM. Dalam hal ini juga menuntut peningkatan komponen yang menunjang kegiatan pendistribusian. Komponen penting yang dimaksud disini yaitu tangki timbun. Saat ini TBBM Tuban sudah memiliki 12 tangki timbun utama. Pembangunan tangki timbun baru berkapasitas 50.000 kL akan dilakukan pada tahun 2017. Perencanaan desain dan pemodelan pada tangki timbun yang tepat, tentunya akan dapat mengurangi resiko kegagalan dalam proses fabrikasi.

Dalam pembahasan disini cakupan perhitungan desain mencakup tebal pelat dari shell, annular bottom dan roof dengan metode One Foot method. Selain itu juga mencakup perhitungan akan stabilitas tangki terhadap angin dan stabilitas tangki terhadap gempa yang mengacu pada API 650. Setelah perhitungan manual selesai maka selanjutnya akan dimodelkan menggunakan software AMETank. Selain aspek desain perhitungan akan aspek biaya investasi juga akan diperhitungkan.

Dengan hasil akhir menghitung berapa ketebalan minimal dari setiap course pada shell, roof, Bottom dan annular Bottom. Menghitung berapa ketahanan tangki terhadap gempa dan angin. Menentukan berapa banyak anoda yang dibutuhkan dalam proteksi katodik dilanjutkan dengan memodelkan dengan software AMETank.

Kata Kunci : Tangki timbun, AMETank, Shell, annular bottom, roof, API 650

1. PENDAHULUAN

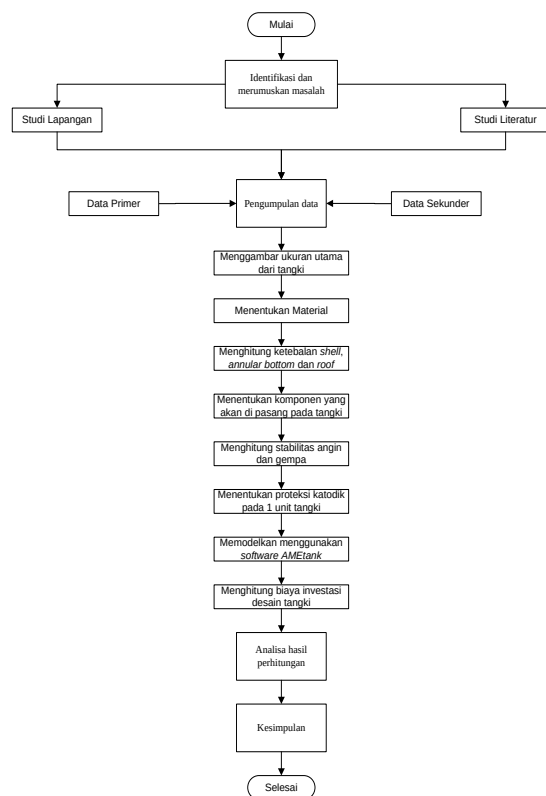
Tangki timbun (Storage Tank) adalah salah satu komponen penting dalam perindustrian di Indonesia, baik itu industri proses maupun industri distribusi. Penggunaan tangki timbun sebagai media penampungan hasil produksi dan bahan baku dirasa menjadi poin yang krusial keberadaannya dalam suatu industri. Dalam hal ini PT.Pertamina Regional V Terminal Bahan Bakar Minyak (TBBM) Tuban yang merupakan badan usaha milik negara yang berfungsi sebagai penerimaan, penimbunan dan pendistribusian atau yang biasa dikenal dengan P3. Dengan tujuan menjamin proses pendistribusian Bahan Bakar Minyak (BBM) tersalurkan dengan baik dan merata, untuk mensejahterakan masyarakat dalam hal energi. Disamping juga sebagai badan usaha yang berfungsi mensejahterakan rakyat, PT.Pertamina selalu memperhatikan aspek ekonomis akan profit. Berupa penekanan akan outcome dan memperbesar income, guna meningkatkan pemasukan bagi kas negara. PT.Pertamina TBBM Tuban saat ini memiliki kapasitas penampungan total tangki hingga 450.000 kL, digunakan menampung BBM jenis

Solar, Premium dan Pertamina. Memiliki total 12 tangki. Terdiri dari 3 buah tangki Pertamina dengan kapasitas masing-masing 20.000 kL, 3 buah tangki premium dengan kapasitas masing-masing 30.000 kL dan 3 tangki solar dengan kapasitas masing-masing 50.000 kL. Sedangkan 3 tangki yang lain masih dalam keadaan kosong yang terdiri dari tangki 7,9 dan 11 dengan kapasitas 50.000 kL. Perencanaan pembangunan tangki akan mengacu pada standart API 650 Twelfth edition, addendum 2 2016, disertai dengan pemodelan tangki dengan software AMETANK.

2. METODOLOGI

Penelitian ini berupa desain dan perancangan tangki timbun kapasitas 50.000 kL. Perencanaan dan desain disini berdasarkan pada API 650. Dalam hal ini meliputi pemilihan material, menentukan jumlah course, perhitungan shell, roof, annular bottom dengan metode One Foot Methode, Perhitungan stabilitas tangki terhadap angin dan gempa, pemilihan komponen pada tangki dan perhitungan dari Bill of quantity. Yang pada akhirnya akan dimodelkan dengan software AMETank. Penelitian yang dilakukan yaitu

tentang perencanaan ekonomis, desain dan pemodelan tangki timbun dengan kapasitas 50.000 kL. Waktu yang digunakan untuk melaksanakan penelitian dan pengumpulan data-data yang diperlukan selama *On The Job Training* di PT. PERTAMINA TBBM Tuban. Pengerjaan laporan tugas akhir dilakukan dengan bimbingan dosen pembimbing jurusan teknik permesinan kapal program studi teknik perpipaan di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya. Langkah dalam melakukan penelitian ini telah disusun pada **gambar 1**.



Gambar 1 Diagram alir penelitian

5.13. HASIL DAN PEMBAHASAN

Tabel 4. 1 Data Utama Tangki

No	Data	Keterangan	
1	Tank		
	Size :		
	Inside Diameter	=	60 m
	Height	=	19,24 m
2	Maximum Liquid Level	=	19.04 m
3	Material	=	Plate - ASTM A 573 Gr 70
4	Corrosion Allowance	=	2 mm

$$5 \quad \text{Tank Volume} = 50.000 \text{ kL}$$

3.1 Hasil Perhitungan Minimal Thickness Pada Tangki

Dari hasil perhitungan *Minimal Thickness* didapatkan nilai sebagai berikut:

Untuk mencari ketebalan minimal pada *roof* sesuai dengan API 650 para. 5.10.2.2, bahwa ketebalan minimal harus ditambah dengan CA (*Corrosion Allowance*)

$$a. \quad t_{\text{roof}} = 7 \text{ mm}$$

Untuk mencari ketebalan minimal pada *bottom* sesuai dengan API 650 para 5.4.1, bahwa ketebalan minimal *bottom* tidak boleh kurang dari 6 mm.

$$b. \quad t_{\text{Bottom}} = 6 \text{ mm}$$

Untuk menghitung ketebalan *annular bottom* pertama menghitung berapa *produk stress* dan *hydrostatic stress* pada course 1, selanjutnya mencari angka ketebalan minimal pada tabel API 650 5.1 A.

$$\text{Produk stress} = (T_d - CA/t) \times St$$

$$\text{Hydrostatic stress} = (T/t) \times St$$

$$c. \quad t_{\text{Annular Bottom}} = 16 \text{ mm}$$

Untuk menghitung ketebalan minimal pada *shell* menggunakan *one foot methode* sesuai dengan API 650 dengan persamaan :

$$t_d = \frac{4.9.D(H-0.3)G}{S_d} + CA$$

$$t_t = \frac{4.9.D(H-0.3)}{St}$$

$$d. \quad t_{\text{shell}} =$$

Tabel 1. Minimal Thickness Pada *Shell*

Course	Tt (mm)	Tt (API 650) (mm)	Minimal Thickness aktual
1	26.77	26.77	28
2	23.37	23.37	26
3	19.97	19.97	22
4	16.57	16.57	18
5	13.17	13.17	14
6	9.78	9.78	10
7	6.97	8	8
8	2.97	8	8

Untuk menentukan tipe, jenis dan ukuran *manhole* mengacu pada API 650 Fig. 5.6. *Thickness ofshell manhole cover plate* dan *Thickness ofshell Bolting flange* mengacu pada API 650 Tabel 5.3A, sedangkan *Dimension for*

shell manhole neck thickness mengacu pada API 650 Tabel 5.3A.

e. Manhole = Tipe

= Regular Type

Reinforcement

Jenis

= Diamond Shape Reinforce

Plate

Thickness of shell manhole

= 19 mm

cover plate

Thickness of shell Bolting

= 14 mm

flange

Dimension for shell manhole

neck thickness = 13 mm

3.2 Hasil Perhitungan Stabilitas Tangki Terhadap Angin dan Gempa

Dari perhitungan stabilitas tangki terhadap angin dan gempa didapatkan nilai ketahanan tangki terhadap angin ($R_{wind\ overturning}$) dan nilai ketahanan tangki terhadap gempa (W_L) sebesar :

Dalam menghitung ketahanan tangki terhadap angina pertama menghitung berapa momen angina yang mengenai tangki, selanjutnya menghitung berapa ketahanan tangki terhadap angina dengan persamaan berikut.

$$R_{wind\ overturning} = 2/3 \times (w \times D/2)$$

$$R_{wind\ overturning} = 11994727800 \text{ N-m}$$

Pada pembahasan ini akan menghitung tentang *Seismic moment* (M_s) yang selanjutnya akan diketahui berapa ketahanan tangki terhadap gempa (W_L) dengan perhitungan sebagai berikut.

$$M_s = Z \times I \times (C_1 \times W_s \times X_s + C_1 \times W_r \times H_t + C_1 \times W_1 \times X_1 + C_2 \times W_2 \times X_2)$$

Z = Zone coefecient for zone 3,(API 650 Tabel E-2)

Z = 0.3

I = 1.25

S = Site amplification factor,(API 650 Table E-3)

S = 1.5

C_1 = Lateral earthquake force coefecient,(API 650 Para E.3.3.1)

C_1 = 0.6

k = 0.62,(factor dari $D/H = 3118$ dari figure E-4)

$$W_L = 379096 \text{ N-m}$$

3.3 Hasil Perhitungan Kebutuhan Proteksi Katodik

Proteksi katodik yang digunakan menggunakan ICCP (*Impressed Current Cathodic Protection*), dengan anoda tumbal DSA Titanium. Berikut ini merupakan perhitungan jumlah anoda tumbal yang dibutuhkan.

$$Q_{min} = \frac{I_p}{I_o}$$

(1)

Q_{min} = Jumlah anoda

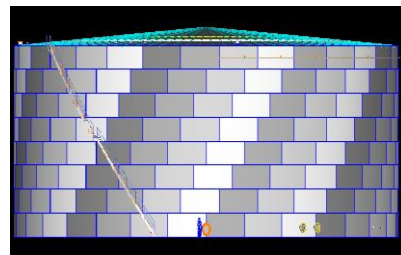
I_p = Total kebutuhan arus proteksi (A)

I_o = Current output anode (A)

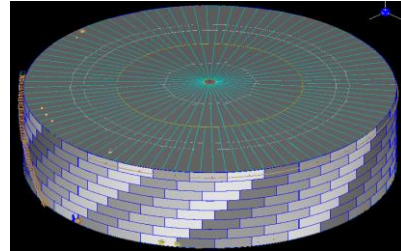
Dari hasil perhitungan tersebut diketahui anoda tumbal DSA Titanium yang dibutuhkan dalam memproteksi 1 buah tangki timbun berjumlah 1 buah.

3.4 Hasil Pemodelan AMETank

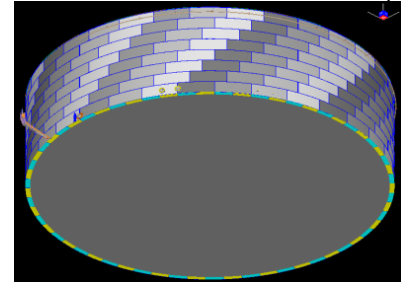
Pemodelan AMETank merupakan simulasi apakah desain yang telah diperhitungkan telah layak untuk dilanjutkan ke tahap selanjutnya. Berikut ini merupakan gambar dari hasil pemodelan AMETank.



Gambar a Front view



Gambar b Top view



Gambar c Top view

Dari Gambar a didapatkan simulasi pemodelan dari sudut pandang front view, Gambar b pandangan simulasi top view dan gambar c pandangan simulasi daro bottom view.

3.5 Hasil Perhitungan Biaya Investasi

Pada perhitungan investasi perhitungan meliputi Bill of quantity. Yang meliputi pelat material pada roof, bottom dan shell. Selain pelat ada pula komponen pada tangki seperti nozzle, manhole, stairway dengan total biaya investasi sebesar Rp 10.056.048.890

4. KESIMPULAN

- A. Dengan menggunakan metode perhitungan 1 foot methode didapat ketebalan minimal shell sebagai berikut : Course 1 = 26,77 mm, Course 2 = 23,37 mm, Course 3 = 19,97 mm, Course 4 = 16,57 mm, Course 5 = 13,17 mm, Course 6 = 9,78 mm, Course 7 = 8 mm dan Course 8 = 8 mm. Sedangkan ketebalan minimal pada roof sebesar 7 mm, Bottom sebesar 6 mm dan annular bottom sebesar 16 mm.
- B. Wind moment (339.823,037 N.m), lebih kecil dari moment overturning tangki terhadap angin (11.994.727.800 N.m). Sehingga tangki tidak membutuhkan anchorage. Tangki mampu untuk menahan momen guling gempa (379.096 N.m). lebih kecil dari moment overturning tangki terhadap gempa (161.932,1 N.m), sehingga tangki tidak membutuhkan anchorage.
- C. Pada saat pemodelan menggunakan AMETank, hasil input perhitungan manual tidak mengalami kendala pada simulasi sehingga tangki mampu untuk dilanjutkan pada tahap ereksi.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan materi, motivasi, kasih sayang, do'a, dan nasehat hidup bagi penulis.
2. Bapak Budi prasojo, selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
3. M. Muhadi Eko Prayitno, selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
4. Senior teknik perpipaan yang mau berbagi pengalaman dan dukungan dalam pengerjaan jurnal tugas akhir.
5. Teman-teman seperjuangan teknik perpipaan angkatan tahun 2013 yang telah memberikan motivasi, warna kehidupan, dan kebersamaan.
6. Pembimbing dari PT. Pertamina TBBM Tuban yang namanya tidak dapat disebut satu persatu.
7. Keluarga besar teknik perpipaan.

6. DAFTAR NOTASI

t_r	=	ketebalan roof plate (inch)
CA	=	corrosion allowance
L	=	$(500 D t)^{0.5}$, dalam mm.
D	=	Diameter tangki dalam m.
t	=	Tebal pelat dinding terbawah, dalam mm.
H	=	Tinggi permukaan desain maksimum dari cairan, dalam mm.
H_1	=	Jarak vertical, antara penopang angin antara (intermediet wind girder) dengan topangel dari dinding tangki atau antara penopang angin dengan penopang angin puncak dari tangki tanpa tutup.
t	=	Tebal ring dinding teratas yang diminta, kecuali apabila ditentukan lain, dalam mm.
D	=	Diameter nominal tangki.
t_d	=	Design shell thickness
t_t	=	Hydrostatic shell thickness
D	=	Diameter
H	=	Ketinggian
G	=	Specific Gravity
S_d	=	Allowable Stress for Design Condition
S_t	=	Allowable Stress for Hydrostatic Condition
Q_{min}	=	Jumlah Anoda
I_t	=	Total Arus Proteksi (A)
I_o	=	Keluaran Arus Anoda (A)

6. DAFTAR PUSTAKA

1. American Petroleum Institute 650, Twelfth Edition, Addendum 2, 2016.
2. Widharto, Sri., 2002, Inspeksi Teknik : Buku 2, Jakarta, PT. Pradnya Pramita.
3. B.Geyer, Wayne, 2000, Hanbook of storage tanks, codes, regulation, design, 207 madison avenue, new york.
4. I.Terrace, Norton, 2009, Aboveground Oil Storage Tanks, Nova Science Publisher, New york.
5. Dets Norske Veritas (DNV)-RP- B401, 2011, CHATODIC PROTECTION DESIGN
6. Pratama, Eka, 2016, Perencanaan desain fire water tank upgrading fasilitas produksi stasiun pengumpul bango dua pertamina ep asset 3, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.

ANALISA PENGARUH WATER HAMMER TERHADAP PIPE STRESS JALUR PIPA AVTUR TERMINAL ISG TANJUNG PERAK–DPPU BANDARA JUANDA

Gery Adam Wahyu P.^{1*}, Ir. Emie Santoso, M.T.^{2*}, Agus Priyo S, ST., M.T.³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri
Surabaya 60111

Email: geryadamwp@gmail.com^{1*}; emie.santoso@gmail.com^{2*} aguspriyo@gmail.com^{3*}

Abstrak

Aplikasi dari sistem perpipaan untuk jalur fluida banyak kita jumpai pada dunia industri. Salah satu parameter yang harus diperhitungkan yaitu adalah fenomena Water Hammer pressure pada sistem perpipaan tersebut. Fenomena ini terjadi karena adanya kenaikan gelombang tekanan yang dapat menyebabkan nilai negatif. Dampak dari fenomena tersebut sangat bervariasi mulai dari timbulnya getaran sampai pecahnya dinding pipa akibat besarnya gelombang dan tekanan yang terjadi.

Penelitian ini dilakukan untuk dapat mengetahui serta menentukan distribusi tekanan akibat water hammer, tegangan yang telah diprhitungkan akan di simulasikan dengan software caesar, serta memberikan solusi pada perusahaan agar mencegah terjadinya water hammer.

Penelitian ini menunjukkan bahwa tekanan terbesar terjadi pada katub penutup, terjadi kenaikan tekanan sebesar 148,7 bar dari tekanan operasi sebesar 63,27 bar. Dan untuk mengurangi lonjakan tekanan tersebut digunakan akumulator dari pemodelan software pipenet. Hasil penelitian dengan software menunjukkan stress yang dihasilkan ketika terjadi efek water hammer sebesar 99514,2 KPa pada tekanan 148,7 bar. Setelah memakai akumulator dengan dimensi diameter 40 inch dengan tinggi 1 m didapatkan hasil tegangan menurun sebesar 29661,7 KPa pada tekanan 69,2 bar.

Kata kunci : CAESAR II, PIPENET, Stress, Water hammer

1. PENDAHULUAN

Semakin berkembangnya dunia industri masak ini dalam berbagai sektor, menjadikan aplikasi sistem perpipaan didalamnya sangat dibutuhkan perannya, terutama dalam memindahkan fluida dari satu titik ke titik lain. Berbagai keuntungan didapatkan dari penerapan sistem perpipaan di dunia industri, salah satunya dalam sector distribusi yang dapat diandalkan dalam distribusi avtur dari ISG Pelabuhan Tanjung Perak yang akan mensuplai kebutuhan avtur dari maskapai penerbangan yang terdaftar di Bandar Udara Juanda. Keuntungan dari penggunaan sistem perpipaan ini membuat PT. PERTAMINA (PERSERO) menjadikan PT. BARATA INDONESIA sebagai kontraktor dalam realisasi proyek pipanisasi Avtur dari Pelabuhan Tanjung Perak hingga Bandar Udara Juanda, dimana diharapkan dapat menambah efisiensi dari aktivitas distribusinya dibandingkan penggunaan truckline pada sistem pendistribusian Avtur sebelumnya.

Dalam distribusi avtur dari ISG pelabuhan tanjung perak menuju bandara juanda sangat dihindari terjadinya fenomena waterhammer karena apabila ini terjadi, maka akan menyebabkan

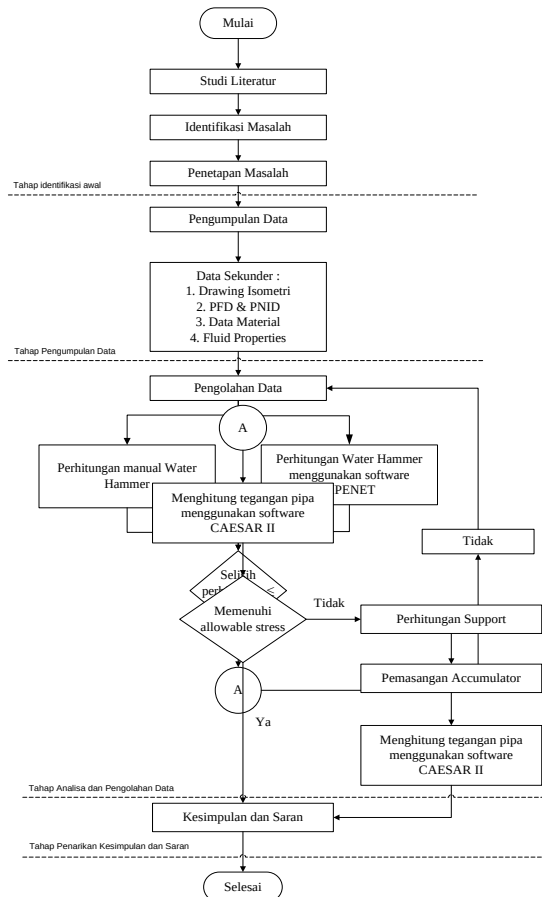
pecahnya pipa yang berpengaruh pada sistem distribusi avtur tersebut. Water hammer adalah terjadinya kenaikan tekanan aliran fluida yang disebabkan oleh terhentinya atau dehintikannya aliran didalam pipa secara mendadak. Hal ini bias terjadi karena kesalahan operasional penutupan katup yang dilakukan secara mendadak. Oleh karena itu diperlukan adanya analisa potensi terjadinya water hammer akibat kesalahan operasional penutupan katup.

Analisa ini bertujuan untuk mengetahui potensi terjadinya water hammer dan pengaruhnya terhadap nilai tegangan yang diterima pipa, sehingga dapat ditentukan metode penanggulangannya agar dapat meminimalisir kegagalan sistem distribusi avtur dari ISG Pelabuhan Tanjung Perak menuju Bandar Udara Juanda. Daerah yang menjadi focus utama dalam penelitian ini yaitu line number PRK-05-8" #600. Material yang digunakan adalah API5LX42(PSL42); 4inch; schedule 40 Metode yang digunakan untuk menganalisa pengaruh water hammer terhadap kenaikan nilai stress pipa adalah

pendekatan pemodelan dan perhitungan dengan menggunakan *software* PIPE NET dan CAESAR II.

2.2 Metode Perhitungan Water Hammer

Berikut ini merupakan metode yang digunakan untuk menganalisa water



hammer :

- Kecepatan Suara Water Hammer
- Penurunan kecepatan fluida
- Tekanan kejut
- Kenaikan tekanan saat terjadi water hammer

2.2.1 Kecepatan Suara Water Hammer

Persamaan berikut digunakan untuk menghitung kecepatan suara yang ditimbulkan oleh water hammer : (Caesar II, 2014)

$$a = \sqrt{\frac{K}{1 + \left(\frac{K}{E}\right) + \left(\frac{D}{e}\right)}} \dots\dots\dots 2.1$$

Keterangan:

a = kecepatan suara fluida (ft/s)

ρ = massa jenis fluida (lb/ft³)

K = bulk modulus (psi)

E = modulus elastisitas material (psi)

e = tebal pipa (ft)

2.2.2 Penurunan kecepatan fluida

Persamaan yang digunakan ialah : (Caesar II, 2014)

$$\Delta V = \frac{m}{\rho \times A} \dots\dots\dots 2.2$$

Keterangan:

Δv = penurunan kecepatan fluida (ft/s)

m = laju aliran massa (lb/s)

ρ = masa jenis fluida (lb/ft³)

A = luas penampang pipa (ft²)

2.2.3 Tekanan kejut

Tekanan kejut karena penutupan katup secara tiba-tiba. Persamaan berikut untuk menghitung tekanan kejut yang terjadi saat water hammer muncul: (Caesar II, 2014)

$$\Delta \rho = \rho \times \alpha \times \Delta v \dots\dots\dots 2.3$$

Keterangan:

Δv = penurunan kecepatan fluida (ft/s)

α = kecepatan suara fluida (ft/s)

$\Delta \rho$ = tekanan kejut (psi)

2.2.4 Kenaikan tekanan saat terjadi water hammer

Kenaikan tekanan saat water hammer dihitung menggunakan *software* Caesar II 2014

$$\Delta P = \text{tekanan normal} + \Delta \rho \dots\dots\dots 2.4$$

Keterangan:

ΔP = tekanan total

$\Delta \rho$ = tekanan kejut

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Perhitungan kecepatan suara fluida

Kecepatan suara digunakan untuk perhitungan pada *software* pipenet. Perhitungan Kecepatan suara seperti dibawah berikut :

Massa jenis fluida (ρ fluida) : 830 kg/m³

Bulk modulus fluida (K) : 1,78 x 10⁵ psi

Modulus elastisitas material (E) : 2,9 x 10⁷ psi

D = 4,26 inch

e = 0.24 inch

$$\alpha = \sqrt{\frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \left(\frac{K}{E}\right) + \left(\frac{D}{e}\right)}} =$$

$$\sqrt{\frac{\frac{1,78 \times 10^5 \frac{lb}{in^2} \times 144 \frac{in^2}{ft^2} \times 32 \frac{ft \cdot lb}{s^2 \cdot lb}}{51,815 \frac{lb}{ft^3}}}{1 + \left(\frac{1,78 \times 10^5 \frac{psi}{psi}}{2,9 \times 10^7 \frac{psi}{psi}}\right) + \left(\frac{4,26 \frac{inc}{inc}}{0,24 \frac{inc}{inc}}\right)}} =$$

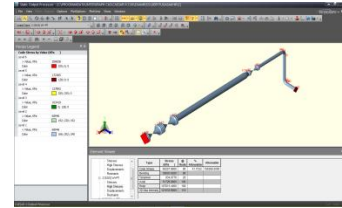
$$\alpha = \sqrt{\frac{15819170,69 \frac{ft^2}{s^2}}{1,108}} = 3778,52 \frac{ft}{s}$$

3.1.1 Perhitungan Penurunan Kecepatan Fluida

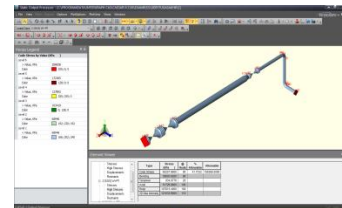
Penurunan kecepatan fluida dicari untuk mengetahui seberapa besar tekanan kejut akibat penutupan katup

Pada gambar 3.1 adalah sebuah output dari pemodelan *water hammer* dengan menggunakan software *pipenet* dimana pada gambar 3.1 menunjukkan maksimal pressure pada node 3 sebesar 148,7 bar dari tekanan awal sebesar 63,27 dimana lonjakan ini terjadi pada detik ke 5 dimana tekanan tersebut nantinya digunakan sebagai input pemodelan tegangan pada software *caesar ii*. Pada gambar 3.2 adalah sebuah output dari pemodelan akumulordengan menggunakan software *pipenet* dimana pada gambar 3.2 menunjukkan maksimal pressure pada node 3 sebesar 69,2 bar dari tekanan *water hammer* sebesar 148,7 bar. Akumulator yang digunakan memiliki diensi diameter 40 inch dan tinggi 1 m, sehingga desain tersebut adalah desain paling optimal.

3.3 Hasil pemodelan software Caesar II



Gambar 3.3 Kenaikan tekanan *water hammer*



Gambar 3.4 Kenaikan tekanan *water hammer*

Pada gambar 3.4 menunjukan sebuah output dari pemodelan tegangandengan menggunakan software *CAESAR II* dimana pada gambar 4.3 menunjukan maksimal stress pada node 90 sebesar 99514,2 KPa, oleh karena itu perlu adanya peredam tekanan pada sistem untuk mengurangi tegangan pipa akibat *water hammer* menggunakan software *pipenet*. Pada gambar 4.4 menunjukan hasil pemodelan desain dengan menggunakan akumulator dan suport pada software *caesar*, nilai maksimal stres pada pipa terjadi pada node 100 sebesar 29661,7 KPa. Peletakan support berjarak 2,6 m dari discharge pompa.

4. Kesimpulan

Berdasarkan analisa yang telah dilakukan, maka dapat diambil kesimpulan antara lain sebagai berikut:

1. Berdasarkan perhitungan besarnya nilai tekanan saat terjadinya *water hammer* mengalami kenaikan tekanan yaitu dari 63,27 bar menjadi sebesar 142,7 bar.
2. Berdasarkan pemodelan menggunakan software *PIPENET* didapatkan hasil kenaikan tekanan sebesar 148,7 bar dan perhitungan manual sebesar 142,76 bar. Selisih antara hasil perhitungan manual dan software *PIPENET* didapatkan 3,99%.
3. Distribusi tegangan dari prmodelan software *CAESAR II* didapatkan tegangan maksimal sebesar 99514,2 KPa akibat terjadinya *water hamer*.
4. Dari pemodelan variasi akumulator didapatkan hasil terbaik penurunan tekanan tekanan *water hammer* menjadi 69,2 bar,

dengan dimensi akumulator diameter 40 inch dan tinggi 1 m.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan materi, motivasi, kasih sayang, do'a, dan nasehat hidup bagi penulis.
2. Ibu Emie Santoso, selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
3. Bapak Priyo Agus, selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
4. Teman-teman seperjuangan teknik perpipaan angkatan tahun 2013 yang telah memberikan motivasi, warna kehidupan, dan kebersamaan.
7. Keluarga besar teknik perpipaan.

6. DAFTAR NOTASI

V = kecepatan (rata-rata) fluida yang mengalir (ft/s)

D = diameter dalam pipa (ft)

ρ = masa jenis fluida (lb/ft³)

μ = viskositas dinamik fluida (lb/ft.s)

m = adalah masa fluida (lb)

V = adalah volume fluida (ft³)

Q = debit aliran (ft³/s)

V = volume fluida (ft³)

T = waktu (s)

a = kecepatan suara fluida (ft/s)

ρ = massa jenis fluida (lb/ft³)

K = bulk modulus (psi)

E = modulus elastisitas material (psi)

e = tebal pipa (ft)

Δv = penurunan kecepatan fluida (ft/s)

M = laju aliran massa (lb/s)

ρ = masa jenis fluida (lb/ft³)

A = luas penampang pipa (ft²)

Δv = penurunan kecepatan fluida (ft/s)

α = kecepatan suara fluida (ft/s)

Δp = tekanan kejut (psi)

7. DAFTAR PUSTAKA

1.ASME, (2010). B31.3 *proces piping*. USA: The America Society ofmechanical Engineer

2.ASME, (2010). B31.1 *Power Piping*. USA: The America Society ofMechanical Engineer

3.Caesar II. (2014). *User's Guides*. USA : Caesar II Coade,(1992).*Pipestress analysis*. USA: Coade Cesar II

4.Coade,(1992).*Pipe stress analysis*. USA: Coade Cesar II

5.P.E Sam Kannapan,(1985).*Introduction to pipe strss analysis*

6.Zaruba, Josef. (1993).*Water hammer in Pipe-Line System*. Prague:Czechoslovak Academy of Sciences

Analisa Perbandingan Sistem Pengendali *Buoyancy* pada Jalur *Pipeline* di Lingkungan Rawa Menggunakan Metode *Concrete Weight Coating* dan *Set On Weight*

Yayan Lutfi Syarafi^{1*}, Pekik Mahardhika², M. Choirul Rizal³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia³

Email: Yayanlutfi19@gmail.com^{1*}; pekikdhika02@gmail.com^{2*};
mohammadchoirulrizal@yahoo.com^{3*};

Abstrak

Proyek Pipeline jalur rawa milik PT. Citra Panji Manunggal mengalami gaya *buoyancy*. Gaya *buoyancy* tersebut dapat mengakibatkan kegagalan operasi karena pipa muncul ke permukaan rawa. Berdasarkan kondisi tersebut, metode pengendali *buoyancy* pipeline diperlukan agar pipeline dapat beroperasi dengan aman. Oleh karena itu, metode pengendali *buoyancy* pipeline dijadikan fokus dalam penelitian ini. Metode pengendali *buoyancy* tersebut harus memenuhi kriteria code ASME B 31.8. Metode tersebut ditentukan berdasarkan perhitungan dari segi teknis dan ekonomisnya. Perhitungan teknis dilakukan dengan menghitung analisa tegangan secara manual dan menggunakan software CAESAR II. Hasilnya akan dibandingkan dengan kriteria yang diijinkan pada code ASME B31.8. Perhitungan biaya instalasi kedua metode pengendali *buoyancy* dilakukan untuk menentukan metode yang paling efisien. Perhitungan manual metode *concrete weight coating* menghasilkan nilai tegangan sebesar 21498,64 psi sedangkan metode *set on weight* sebesar 21499,18 psi. Pemodelan kondisi *buried* pada software CAESAR II menunjukkan nilai tegangan *concrete weight coating* sebesar 21838,53 psi sedangkan metode *bolt on weight* sebesar 21781,09 psi. Nilai tegangan tersebut memenuhi tegangan ijin pada code ASME B 31.8. Instalasi metode *concrete weight coating* membutuhkan biaya sebesar 4,6 miliar rupiah sedangkan metode *concrete weight coating* sebesar 5,6 miliar rupiah. Hasilnya, metode *concrete weight coating* merupakan metode pengendali *buoyancy* yang paling efisien untuk lingkungan rawa.

Kata kunci : Biaya Instalasi, *Buoyancy*, *Concrete Weight Coating*, Lingkungan Rawa, Tegangan

1. PENDAHULUAN

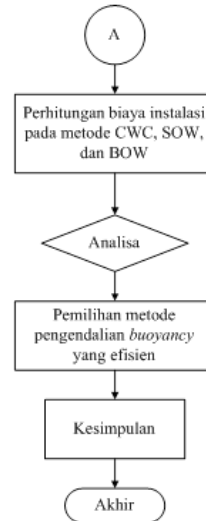
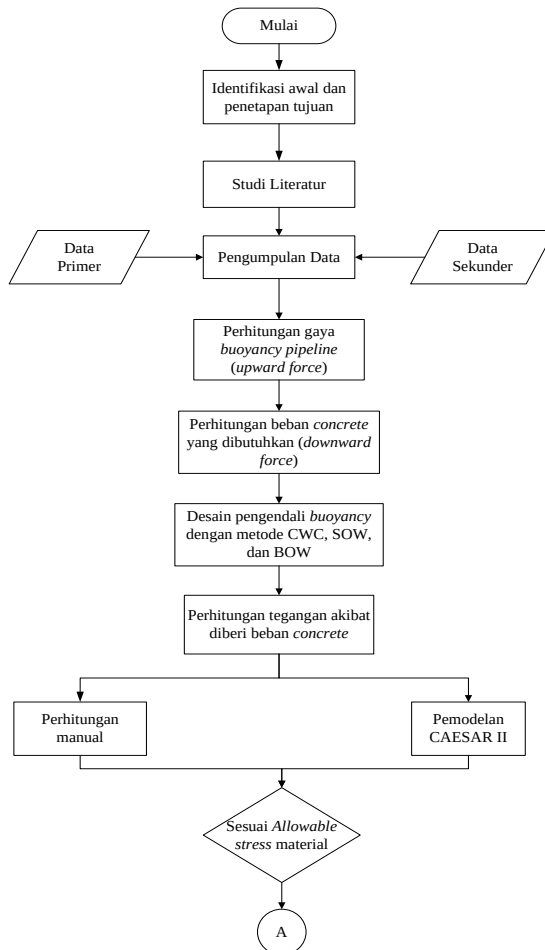
Buoyancy merupakan daya tekan keatas terhadap *pipeline* yang berlawanan dengan massa benda dan efek gravitasi. Jika desain pengendali *buoyancy* tidak sesuai dengan lingkungan rawa maka dapat menyebabkan pekerjaan konstruksi menjadi terhambat dan hal itu menyebabkan pengendalian *buoyancy pipeline* mengalami kegagalan. Terhambatnya pekerjaan konstruksi juga dapat merugikan dari segi nilai ekonomi. Selain itu, penggunaan pengendali *buoyancy* yang tidak sesuai dengan lingkungan dapat menyebabkan pipa muncul ke permukaan karena terdorong oleh gaya *buoyancy* tersebut dan juga dikhawatirkan pipa bergerak atau bergeser dari posisi desain yang seharusnya sehingga pipa dapat terjadi *buckling* dan mengalami *stress*

yang berlebihan sehingga mempengaruhi kualitas pipa *pipeline*, bahkan jika tekanan fluida didalam pipa cukup besar maka bisa menyebabkan *pipeline* pecah. Penelitian ini akan menganalisa perbandingan sistem pengendali *buoyancy* pada jalur *pipeline* di lingkungan rawa menggunakan metode *concrete weight coating* dan *set on weight*. Perhitungan biaya instalasi dilakukan untuk mendapatkan metode pengendali *buoyancy* yang paling efisien.

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Desain *concrete* ditentukan dengan mempertimbangkan beban *concrete* yang dibutuhkan agar *pipeline* tidak mengalami gaya *buoyancy* sehingga didapatkan dimensi setiap sisi *concrete*, panjang dan ketebalan *concrete*. Perhitungan tegangan dilakukan secara manual dan *software* CAESAR II untuk memastikan *pipeline* dapat beroperasi dengan aman akibat pemberian beban *concrete* dan sesuai dengan kriteria yang diijinkan pada code ASME 31.8. Perhitungan biaya instalasi dari kedua metode dilakukan untuk mendapatkan desain yang paling efisien.



2.2. Downward Force

Downward force adalah gaya tekan kebawah yang dialami pipa karena beban yang mempengaruhi. Beban yang didapatkan pipa untuk penelitian ini meliputi beban pipa, beban *corrosion coating* dan beban tanah.

$$F_d = W_p + W_{corr} + W_{soil}$$

(1)

a. Berat Pipa (W_p)

$$W_p = \frac{\pi}{4} (OD^2 - ID^2) \times \rho_p \times L_p$$

(2)

Persamaan 2 menunjukkan persamaan berat pipa. Sesuai dengan persamaan diatas, W_p merupakan berat pipa (kg), OD merupakan diameter luar (m), ID merupakan diameter dalam (m), ρ_p merupakan *density* pipa (k/m^3) dan L_p merupakan panjang pipa.

b. Berat *corrosion coating* (W_{corr})

$$W_{corr} = \frac{\pi}{4} (OD^2 + 2t_{corr} - OD^2) \times \rho_{corr} \times L_{corr}$$

(3)

Persamaan 3 menunjukkan persamaan berat *corrosion coating*. Sesuai dengan persamaan diatas, W_{corr} merupakan berat *corrosion coating* (kg), OD merupakan diameter luar (m), ID merupakan diameter dalam (m), ρ_p merupakan *density corrosion coating* (k/m^3) dan L_p merupakan panjang pipa.

c. Berat tanah (W_{soil})

$$W_{soil} = b \times h \times L_{soil} \times \gamma_{soil} \quad (4)$$

Persamaan 4 menunjukkan persamaan berat tanah. Sesuai dengan persamaan diatas, W_{soil} merupakan berat tanah (kg), b merupakan *width soil load* (m), h merupakan *pipe depth cover* (m), γ_{soil} merupakan *soil submerge density* (k/m³) dan L_{soil} merupakan panjang pipa.

2.3. Upward Force

$$F_u = \frac{\pi}{4} (OD^2) \rho_w \times L_p \quad (5)$$

Ketika air dipindahkan dan gaya apung lebih besar dari berat benda untuk memindahkan air, maka *floatasi* akan terjadi. Persamaan 5 menunjukkan persamaan *upward force*. Sesuai dengan persamaan diatas, F_u merupakan berat *upward force* (kg), OD merupakan diameter luar (m), ID merupakan diameter dalam (m), ρ_p merupakan *density* air (k/m³) dan L_p merupakan panjang pipa.

2.4. Persyaratan Minimum Berat Terendam

$(F_d - F_u) \geq 0.2 F_u \quad (6)$

Kondisi ini dirancang dan diinstal dengan sistem gravitasi beban yang akan memastikan bahwa *Pipeline* memiliki minimal 20% gaya apung negatif dan mengabaikan perlawanan terangkat yang diberikan oleh *backfill*.

2.5. Analisa Tegangan

Tegangan yang terjadi di pipeline rawa adalah tegangan *longitudinal*. Tegangan *longitudinal* merupakan tegangan yang terjadi searah dengan sumbu pipa.

$$S_L = S_p + S_t + S_b + S_r \quad (7)$$

Sesuai dengan persamaan (7) diatas, S_L merupakan tegangan *longitudinal pipeline* (psi), S_p merupakan tegangan akibat *internal pressure* (psi), S_t merupakan tegangan akibat *ekspansion thermal* (psi) dan S_r merupakan tegangan aksial (psi).

2.5.1. Tegangan Longitudinal Akibat Tekanan Internal (S_p)

$$S_h = \frac{P \cdot D}{2t} \quad (8)$$

$$S_p = 0,3 \times S_h \quad (9)$$

Persamaan (8) menunjukkan persamaan *hoop stress*. Sesuai persamaan (8), P merupakan tekanan internal (psi), D merupakan diameter luar (inch) dan t merupakan *thickness* pipa (inch). Pada persamaan (9) merupakan persamaan tegangan akibat *internal*

pressure. Nilai *internal pressure* adalah 0,3 dari *hoop stress*.

2.5.2. Tegangan Longitudinal Akibat Ekspansi Termal

$$S_t = E \times \alpha (T_1 - T_2) \quad (10)$$

Persamaan (10) menunjukkan persamaan *tegangan longitudinal akibat ekspansi thermal*. Sesuai dengan persamaan (10), E merupakan modulus elastisitas pipa (psi), α merupakan koefisien *ekspansion thermal* dan T merupakan nilai *temperature* (°F)

2.5.3. Tegangan Longitudinal akibat Bending

$$S_s = 6,6 \sqrt{D} \quad (11)$$

$$M_b = \frac{W \times (L_s)^2}{8} \quad (12)$$

$$S_b = \frac{M_b}{z} \quad (13)$$

Persamaan (11) menunjukkan persamaan *Length of allowable pipe span*. Persamaan (12) merupakan persamaan momen bending. Sesuai dengan persamaan tersebut, W merupakan penjumlahan dari berat keseluruhan meliputi berat pipa, berat fluida dan berat *concrete* (lb). Sedangkan persamaan (13) merupakan persamaan tegangan akibat bending. Sesuai dengan persamaan (13), z merupakan *selection modulus* pipa (in³).

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Analisa Gaya Buoyancy

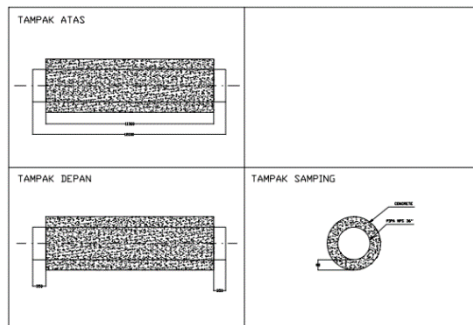
Gaya *buoyancy* pada *pipeline* rawa dapat beroperasi aman jika memiliki nilai *ratio* 0,2. Pada tabel 1 dijelaskan besar nilai sebelum dan sesudah *pipeline* rawa menggunakan metode *concrete*.

Tabel 1 Nilai Gaya Buoyancy

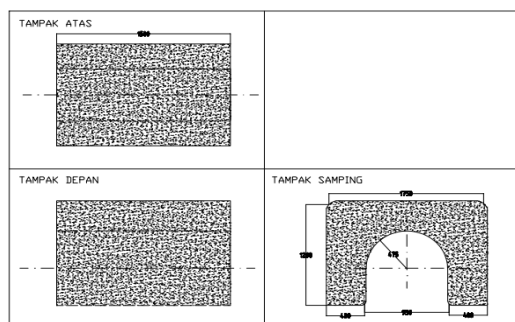
Metode Pengendali Buoyancy	Sebelum Pemberian Concrete		Ratio Buoyancy	Setelah Pemberian Concrete		Ratio Buoyancy
	Upward force (kN)	Downward Force (kN)		Upward force (kN)	Downward Force (kN)	
Concrete Weight Coating	78,345	86,92	0,11	106,21	128,67	0,21
Set On Weight	78,345	86,93	0,11	86,43	106,32	0,23

3.2 Desain Metode Pengendali Buoyancy

Setelah mendapatkan nilai beban *concrete* yang dibutuhkan untuk mengendalikan *buoyancy pipeline* rawa maka dapat ditentukan dimensi pada kedua metode.



Gambar 1. Metode Concrete Weight Coating



Gambar 2. Metode Set On Weight

Sesuai gambar 1 didapatkan nilai dimensi *concrete weight coating* dengan panjang *concrete* 11,30 m dan *thickness* sebesar 0,08 m. Gambar 2 merupakan desain metode *set on weight*. Sesuai gambar 2 didapatkan nilai dimensi *set on weight* yang dijelaskan pada tabel 2.

Tabel 2. Dimensi Set On Weight

Sisi No	Lebar (m)	Tinggi (m)	Luas (m ²)
1	0,400	1,200	0,480
2	0,950	0,280	0,266
3	0,400	1,200	0,480
4	0,475	0,475	0,074
5	0,475	0,475	0,074
Luas sisi =			1,375

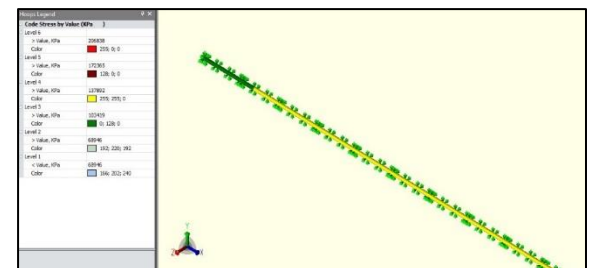
5.2 3.3 Analisa Tegangan

Perhitungan analisa tegangan pipa menggunakan perhitungan manual dan software CAESAR II didapatkan nilai tegangan yang aman

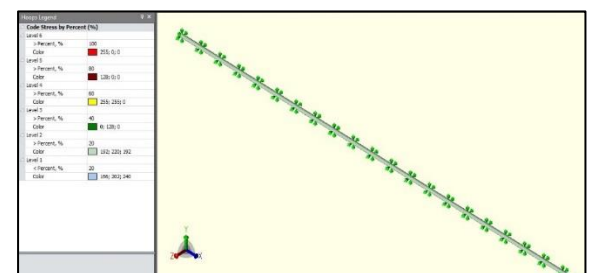
yakni dibawah batasan *stress* pada code ASME B31.8, 2012.

Tabel 3. Analisa Tegangan

Metode Pengendali Buoyancy	Perhitungan Manual Tegangan Pipeline				Total Tegangan Efektif (psi)	Tegangan CAESAR II (psi)
	Beban Internal (psi)	Ekspansi thermal (psi)	Beban Bending (psi)	Aksial (psi)		
Concrete Weight Coating	8284,86	101179,00	3034,78	0	21498,65	21838,53
Set On Weight	8284,86	101179,00	3035,32	0	21499,19	21781,09



Gambar 3. Pemodelan CAESAR II CWC



Gambar 4. Pemodelan CAESAR II SOW

Hasil perhitungan tegangan manual dan software CAESAR II mendapatkan nilai tegangan masih dibawah tegangan ijin yang sesuai dengan ASME 31.8, tahun 2012. Nilai tegangan ijin yang disyaratkan sebesar 63000 psi, maka pipeline rawa menggunakan metode *concrete weight coating* dan *set on weight* dapat beroperasi dengan aman.

3.8 Biaya Instalasi

Biaya *instalasi* pada *pipeline* rawa menggunakan metode pengendali *buoyancy* memperhitungkan pekerjaan pembesian, pekerjaan bekisting, pekerjaan pengecoran, pekerjaan *hauling and stringing*, pekerjaan *fit-up & welding*, pekerjaan NDT, pekerjaan *field join coating*, pekerjaan *trenching*, pekerjaan *lowering* dan pekerjaan *backfilling*. Biaya instalasi pada metode *concrete weight coating* membutuhkan biaya sebesar 4,60 milyar rupiah dan metode *set on weight* membutuhkan biaya sebesar 5,67 milyar rupiah.

4. KESIMPULAN

Hasil dari pembahasan dan analisa yang telah dilakukan ini dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Berdasarkan hasil perhitungan, didapatkan nilai dimensi pada desain setiap metode pengendali *buoyancy*. Pada metode *concrete weight coating* didapatkan nilai dimensi *concrete* yaitu *thickness concrete* sebesar 0,08 m dan panjang *concrete* 11,30 m. Nilai dimensi pada setiap metode pengendali *buoyancy* didapatkan berdasarkan nilai beban *concrete* yang dibutuhkan untuk mengendalikan *buoyancy pipeline*.
2. Berdasarkan hasil perhitungan manual dan CAESAR II dalam menentukan nilai *longitudinal* efektif, didapatkan nilai tegangan manual untuk metode *set on weight* sebesar 21499,18psi dan metode *concrete weight coating* sebesar 21498,64 psi Sedangkan hasil perhitungan tegangan CAESAR II untuk metode *set on weight* sebesar 21781,09psi dan metode *concrete weight coating* sebesar 21838,53 psi. Nilai tegangan yang terjadi pada pipeline baik secara manual dan CAESAR II tidak melebihi batas tegangan ijin yang disyaratkan dan *pipeline* dapat dinyatakan dalam batas aman.
3. Berdasarkan hasil perhitungan total biaya yang dibutuhkan untuk pengendali *buoyancy* di lingkungan *rawa* untuk metode *set on weight* biaya instalasi yang dibutuhkan sebesar Rp. 5.667.906.534,44 dan untuk metode *concrete weight coating* biaya instalasi yang dibutuhkan sebesar Rp. 4.605.884.667,90.
4. Metode pengendali *buoyancy* di lingkungan *rawa* menggunakan metode *concrete weight coating* merupakan metode yang paling efisien dengan alasan biaya instalasi yang lebih murah dari pada metode *set on weight*. Selain dari segi biaya instalasi, nilai tegangan yang terjadi pada metode *concrete weight coating* memiliki nilai tegangan yang lebih rendah dari metode *set on weight* dan instalasi menggunakan metode *concrete weight coating* lebih mudah dan praktis dibandingkan metode *set on weight*.

6. DAFTAR PUSTAKA

1. ALA. (2001). *Guidelines for the Design of Buried Pipe*. New York: American Lifelines Alliance.
2. API 5L. (2012). *Line Pipe Specification*. New York: American Petroleum Institute.
3. API RP 1117. (2008). *Movement of In-service Pipeline. Movement of In-service Pipeline*. New York : American Petroleum Institute.
4. ASME B31.8. (2014). *Gas Transmission and Distribution Piping System*. New York: American Society of Mechanical Engineers.
5. Chandra, A. (2012). *Studi Teknis Kelayakan Desain Buried Pipe Menembus Sungai Terhadap Beban Operasi Dan Instalasi Pada Proyek Mrs Japanan..* Surabaya: Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
6. McAllister, E.W. (2009). *Pipeline Rules of Thumb Handbook*. Oxford: Gulf Professional publishing.
7. Rizkalla, M. (2008). *Pipeline Geo-Environmental Design and Geohazard management*. New York: American Society of Mechanical Engineers
8. SNI. (2007). SK SNI T-15-1991-03, Tata Cara Perhitungan Struktur Beton Untuk Bangunan Gedung. Yayasan Lembaga Penyelidikan Masalah Bangunan. Bandung

Analisa Redesain Pipe Support Terhadap Local Stress Shell Percabangan Nozzle Cylindrical Vessel Akibat Internal Pressure dan Pembebanan Line Pipe Proyek Tomori

Bagus Wahyu Dwi Putra^{1*}, Moh. Miftachul Munir², Sudiyono³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TBK, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia³

Email: bwahyu1994@gmail.com^{1*}; mas.munir@gmail.com²; sudiyono2000@yahoo.com³

Abstrak

Desain jalur pipa gas 8"-HG-5001-6A, 8"-HG-5003-6A, dan 10"-HG-5002-6A terhubung dengan separator SNO-V-5301 proyek Tomori Sulawesi. Analisa desain jalur pipa tersebut terdapat overstress akibat sustained load. External load yang diterima separator akibat beban dari sistem perpipaan tersebut memungkinkan penyebab terjadinya kegagalan pada shell separator seperti tegangan berlebih. Tugas Akhir ini bertujuan mendesain support baru, dan menganalisa tegangan jalur pipa gas baru menggunakan software Caesar II sesuai code ASME B31.3, serta analisa local stress shell percabangan nozzle separator akibat internal pressure dan external load dari sambungan sistem perpipaan menggunakan standard WRC 107, teori von mises Mechanical Metallurgy George E. Dieter dan pemodelan finite element software Ansys dengan variasi geometri shell attachment pejal, hollow, dan opening nozzle, untuk memastikan stress yang terjadi tidak melebihi allowable stress material. Tegangan maksimum desain baru jalur pipa akibat sustained load (8.818,4 psi) dan expansion load (10.049,4 psi). Local stress pada shell nozzle inlet WRC 107 (19.326,97 psi) pada posisi Cl, selisih hasil dengan FEM pejal (0,994%), FEM hollow (2,846%), FEM opening nozzle (0,424%), dan von mises (1,149%). Sedangkan, local stress pada shell nozzle outlet WRC 107 (19.673,86 psi) pada posisi Cl, selisih hasil dengan FEM pejal (0,274%), FEM hollow (1,637%), FEM opening nozzle (0,706%), dan von mises (2,916%).

Kata kunci : Local stress shell nozzle, external load, tegangan sistem perpipaan, WRC 107, finite element method

1. PENDAHULUAN

Local stress yang terjadi pada shell percabangan nozzle pressure vessel separator akibat internal pressure dan external load line pipe proyek Tomori harus dianalisa karena dapat menyebabkan kegagalan.

Petrovic [5] melakukan analisa tegangan pada pembebanan sebuah cylindrical vessel dengan gaya aksial dan transversal yang terjadi pada ujung bebas dari nozzle. Hasil tegangan yang dihasilkan dari fungsi algebraic tidak lebih dari 12,5% dan +12,8% dari finiteelement. Kesimpulan dari perbedaan antara tegangan dari pembacaan strain gauge pada

eksperimen dan perhitungan stress maksimal adalah 12%.

Weiss e Joost [10] melakukan penelitian mengenai beban lokal yang berasal dari sistem perpipaan. Pada kebanyakan kasus reaksi intersection dari socket dan vessel tidak diketahui. Mereka telah melakukan penelitian mengenai elasticfiniteelementanalysis yang dikombinasikan dengan investigasi eksperimen dan perbandingan hasil.

Andrade and others [9] melakukan analisa perbandingan antara metode WRC 107, WRC 297, dan finiteelementmethod dalam menentukan nilai local stress cylindrical shell/nozzle akibat

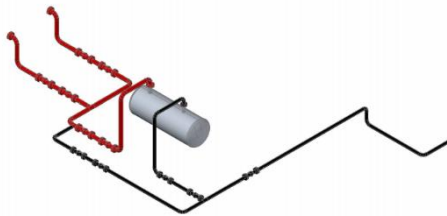
external loads. Untuk membuat perbandingan antara ketiga metode, model geometri pada *nozzle* yang digunakan adalah tanpa *reinforcement plate*.

Pada penelitian ini akan dianalisa tegangan *line pipe* desain lama dan desain baru proyek Tomori, serta pengaruhnya terhadap *local stress* yang terjadi pada *shell* percabangan *nozzle inlet* dan *nozzle outlet separator* SNO-V-5301. Selain itu, pada penelitian ini akan dilakukan perbandingan tiga metode yaitu WRC 107, teori *von misses*, dan *finite element method* dengan variasi geometri *attachment* pejal, *hollow* dan *opening nozzle*. Variasi geometri dilakukan karena formula yang terdapat pada WRC 107 untuk menghitung *local stress shell* pada percabangan *nozzle*, *nozzle* tersebut diibaratkan dengan *attachment* pejal. Sehingga perlunya analisa untuk membandingkan tiga metode tersebut dengan tiga variasi geometri.

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Desain jalur pipa gas 8"-HG-5001-6A, 8"-HG-5003-6A, dan 10"-HG-5002-6A terhubung dengan *separator* SNO-V-5301 proyek Tomori Sulawesi ditunjukkan pada **Gambar 1**.



Gambar 1. Desain *Line Pipe* dan *Separator* SNO-V-5301

2.2 Formula Matematika

Perhitungan *allowable pipe span*

Perhitungan *allowable pipe span* (L) [4] berdasarkan maksimum *stress* pada desain *support* sistem perpipaan dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (1) dan berdasarkan maksimum defleksi menggunakan Persamaan (2).

$$L = \sqrt{\frac{10 Z Sh}{w}} \quad (1)$$

$$L = \sqrt[4]{\frac{128 \Delta E I}{w}} \quad (2)$$

Perhitungan *local stress* WRC 107 [1]

Perhitungan parameter *cylindrical shell* (γ) dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (3) dan

parameter *round attachment* (β) menggunakan Persamaan (4).

$$\gamma = \frac{R_m}{T} \quad (3)$$

$$\beta = \frac{0,875 r_o}{R_m} \quad (4)$$

Perhitungan nilai *Stress Concentration Factor for membrane load* (K_n) dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (5) dan nilai *Stress Concentration Factor for bending* (K_b) menggunakan Persamaan (6).

$$K_n = 1 + \left[\frac{1}{5,6 \frac{r}{2T}} \right]^{0,65} \quad (5)$$

$$K_b = 1 + \left[\frac{1}{9,4 \frac{r}{2T}} \right]^{0,8} \quad (6)$$

Perhitungan umum tegangan (σ_i) pada WRC 107 dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (7).

$$\sigma_i = K_n \frac{N_i}{T} \pm K_b \frac{6M_i}{T^2} \quad (7)$$

Perhitungan tegangan geser akibat momen torsi ($\tau_{\phi x}$) pada WRC 107 dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (8), tegangan geser akibat v_c ($\tau_{x\phi}$) menggunakan Persamaan (9) dan tegangan geser akibat v_L ($\tau_{\phi x}$) menggunakan Persamaan (10).

$$\tau_{\phi x} = \tau_{x\phi} = \frac{2MT}{2 \pi r_o T} \quad (8)$$

$$\tau_{x\phi} = \frac{v_c}{\pi r_o T} \cos \theta \text{ (maksimum)} \quad (9)$$

pada A dan B)

$$\tau_{\phi x} = \frac{v_L}{\pi r_o T} \sin \theta \text{ (maksimum)} \quad (10)$$

pada C dan D)

Perhitungan tegangan intensitas (S) pada WRC 107 dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (11) dan Persamaan (12).

jika τ tidak sama dengan 0,

$$S = \frac{(|0,5[\sigma_x + \sigma_\phi \pm \sqrt{(\sigma_x - \sigma_\phi)^2 + 4\tau^2}]|, |\sqrt{(\sigma_x - \sigma_\phi)^2 + 4\tau^2}|)}{(11)}$$

jika $\tau = 0$,

$$S = \max(|\sigma_\phi|, |\sigma_\phi|, |\sigma_\phi - \sigma_\phi|) \quad (12)$$

Perhitungan tegangan *Von Misses* (σ_0)

Perhitungan tegangan *von misses* [2] dapat dihitung dengan menggunakan formula (13)

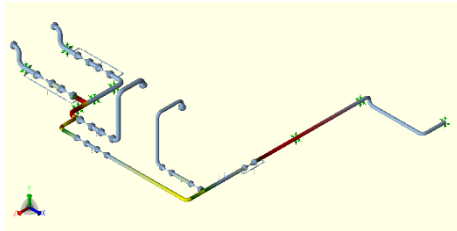
$$\sigma_0 = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y) + (\sigma_y - \sigma_z) + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\sigma_{xy}^2 + \sigma_{yz}^2 + \sigma_{xz}^2)]^{1/2} \quad (13)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Desain Sistem Perpipaan

Analisa desain *support lama line pipe* dan WRC 107

Berikut **Gambar 2**. Analisa desain *support lama line pipe*.



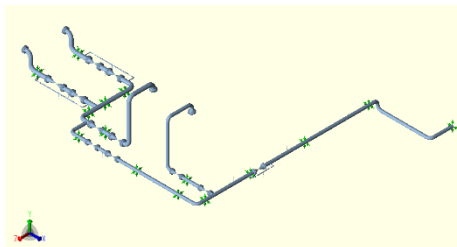
Gambar 2. Analisa Desain *Support Lama Line Pipe*

Dari hasil analisa *software* Caesar II tegangan terbesar pipa akibat *sustained load* (44.771,5 psi) di atas tegangan ijin material A106 gr B (20.000 psi), dan *expansion load* (633,9 psi) di bawah tegangan ijin ekspansi pipa (30.000 psi). Sehingga menyebabkan *local stress* WRC 107 [1] *nozzle inlet* (27639,86 psi) dan *nozzle outlet* (23369,04 psi) pada posisi Cu.

Desain dan analisa *support baru line pipe*

Dari hasil perhitungan Persamaan (1) dan Persamaan (2) didapatkan nilai *allowable pipe span* yang paling kecil antara *pipe span* maksimum *stress* dan defleksi yaitu sepanjang 15,03 m. Sehingga, terdapat penambahan 7 *support* U-bolts.

Berikut **Gambar 3**. Analisa desain *support baru line pipe*



Gambar 3. Analisa Desain *Support Baru Line Pipe*

Dari hasil analisa *software* Caesar II tegangan terbesar pipa akibat *sustained load* (8.818,4 psi) di bawah tegangan ijin material A106 gr B (20.000 psi), dan *expansion load* (10.049 psi) di bawah tegangan ijin ekspansi pipa (44.774 psi). Sedangkan nilai

defleksi terbesar (-0,456 inch) masih dibawah *allowable deflection* (1,5 inch).

3.2 Perhitungan WRC 107 Desain Baru *Line Pipe*

3.2.1 *Local Stress Shell Nozzle Inlet*

Beban *Nozzle*

Sambungan antara *line pipe* dan *nozzle separator* diibaratkan *Anchor* pada pemodelan *software* Caesar II. Maka didapat beban pada **Tabel 1** dan **Tabel 2**.

Tabel 1. Beban *Nozzle* Akibat *Sustained Load Line Pipe*

BEBAN NOZZLE AKIBAT BEBAN SUSTAIN LINE PIPE

No	Nozzle	WRC 107					
		VL (lb)	P (lb)	VC (lb)	ML (in.lb)	MT (in.lb)	MC (in.lb)
1	Inlet	2632	-6398	283	-49764	-181536	-418416
2	Outlet	263	-4736	745	-5844	-39000	-256608

Tabel 2. Beban *Nozzle* Akibat *Expansion Load Line Pipe*

BEBAN NOZZLE AKIBAT BEBAN EKSPANSI LINE PIPE

No	Nozzle	WRC 107					
		VL (lb)	P (lb)	VC (lb)	ML (in.lb)	MT (in.lb)	MC (in.lb)
1	Inlet	127	-3	-2	8232	-14388	-96
2	Outlet	647	506	-40	16740	-38352	28356

Local stress nozzle inlet

Perhitungan *local stress shell* akibat *sustained load* dan *expansion load* dihitung menggunakan *standard* WRC 107 [1].

Hasil rangkuman *local stress shell* WRC 107 akibat *sustained load*, *expansion load* dan *internal pressure* terdapat pada **Tabel 3**.

Tabel 3. Rangkuman *local stress shell*

Type of	Stress Values at (lb / sq.in)

N o	Stress Int									
	Locat ion	A u	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	DI	
1	Circ. Pm (SUS)	17963.39	19063.39	17963.39	19063.39	17963.39	19063.39	17963.39	19063.39	
2	Circ. Pl (SUS)	37.30	37.30	51.33	51.33	65.05	65.05	8.41	8.41	
3	Circ. Q (SUS)	87.32	-87.32	116.66	-116.66	554.22	-554.22	-263.04	263.04	
4	Circ. Q (EXP)	12.62	-0.27	-216.14	80.49	-904.67	752.74	651.05	-601.31	
5	Long. Pm (SUS)	8981.70	8981.70	8981.70	8981.70	8981.70	8981.70	8981.70	8981.70	
6	Long. Pl (SUS)	34.58	34.58	38.89	38.89	87.42	87.42	1.21	1.21	
7	Long. Q (SUS)	12.88	-12.88	173.99	-173.99	322.89	-322.89	-118.92	118.92	
8	Long. Q (EXP)	1.25	-29.63	-262.58	188.77	-571.76	356.64	368.24	-276.41	
9	Shear . Pm (SUS)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	
10	Shear . Pl (SUS)	1.47	1.47	-1.47	-1.47	2.29	2.29	-2.29	-2.29	
11	Shear . Q (SUS)	10.18	10.18	10.18	10.18	10.18	10.18	10.18	10.18	
12	Shear . Q (EXP)	13.80	13.80	20.79	20.79	24.34	24.34	10.24	10.24	
13	Pm (SUS)	17963.39	19063.39	17963.39	19063.39	17963.39	19063.39	17963.39	19063.39	
14	Pm + Pl (SUS)	1800.70	1910.70	1801.72	1911.72	1802.45	1912.45	17971.80	19071.80	
15	Pm + Pl + Q (TOTAL)	1810.63	1901.31	1791.97	1901.97	1767.99	1932.97	1835.82	18733.53	

Dari hasil perhitungan WRC 107 didapat nilai *local stress* pada *nozzle inlet* (19.326,97 psi) pada posisi Cl.

3.2.2 Local Stress Shell Nozzle Outlet

Dari hasil perhitungan WRC 107 didapat nilai *local stress* pada *nozzle outlet* (19.673,86 psi) pada posisi Cl.

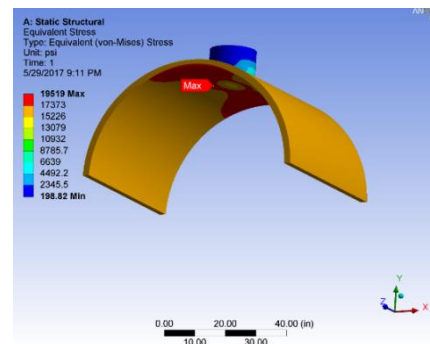
3.3 Perhitungan Tegangan Von Misses

Dari hasil perhitungan Persamaan (13) dapat diketahui bahwa tegangan *von misses shell nozzle*

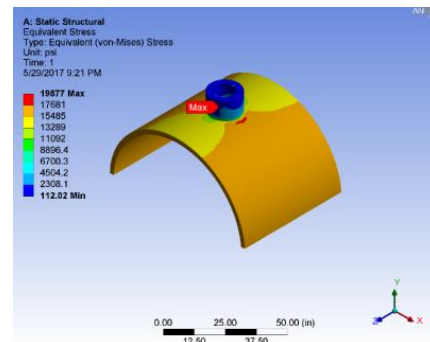
inlet (19.104,858 psi) dan *nozzle outlet* (19.100,105 psi).

3.4 Hasil Analisa Finite Element Ansys Local Stress Shell Nozzle Inlet

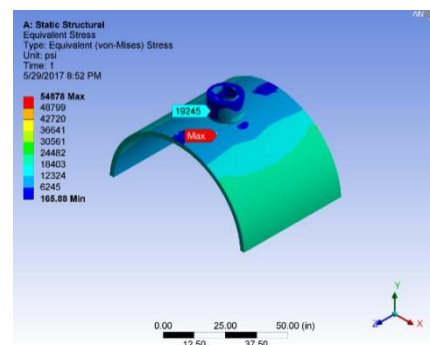
Equivalent stress terbesar **Gambar 4.** FEM Pejal (19.519 psi) pada posisi Cl, **Gambar 5.** FEM Hollow (19.877 psi) pada posisi Cl, **Gambar 6(a)** dan **Gambar 6(b).** FEM *opening nozzle* (54.878 psi) pada posisi *edge* antara *shell* dan *opening nozzle* akibat *internal pressure*, akan tetapi pada posisi Cl (19.245 psi). Nilai tersebut masih dapat diterima karena tidak melebihi nilai dari *allowables stress* yaitu 3SE [3] A516-70 (60000 psi).



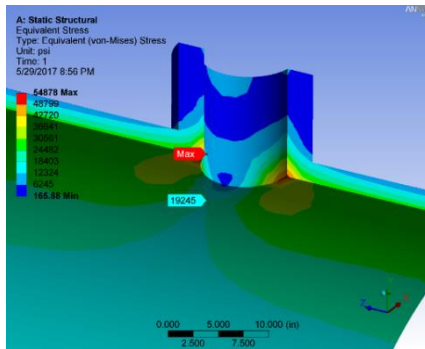
Gambar 4. FEM Pejal



Gambar 5. FEM Hollow



Gambar 6(a). FEM Opening Nozzle



Gambar 6(b).FEM Opening Nozzle

Local Stress Shell Nozzle Outlet

Equivalent stress terbesar FEM Pejal (19.620 psi) pada posisi Cl, FEM Hollow (19.996 psi) pada posisi Cl, dan FEM opening nozzle(54.810 psi) pada posisi edge antara shell dan opening nozzle akibat internal pressure, akan tetapi pada posisi Cl (19.535 psi). Nilai tersebut masih dapat diterima karena tidak melebihi nilai dari *allowables stress* yaitu 3SE [3] A516-70 (60000 psi).

4. KESIMPULAN

Dari pembahasan dan analisa yang telah dilakukan dapat diambil beberapa kesimpulan.

Tegangan terbesar pipa desain lama akibat *sustained load* (44.771,5 psi) di atas tegangan ijin material A106 gr B (20.000 psi), dan *expansion load* (633,9 psi) di bawah tegangan ijin ekspansi pipa (30.000 psi). Menyebabkan *local stress shell* WRC 107 nozzle inlet (27639,86 psi) dan nozzle outlet (23369,04 psi) pada posisi Cu.

Desain baru *linepipe* terdapat 7 penambahan *support* tipe U-bol dengan nilai maksimum *pipe span* sepanjang 15,03 m.

Tegangan terbesar pipa desain baru akibat *sustained load* (8.818,4 psi) di bawah tegangan ijin material A106 gr B (20.000 psi), dan *expansion load* (10.049 psi) di bawah tegangan ijin ekspansi pipa (44.774 psi). Sedangkan nilai defleksi terbesar (0,456 inch) pada arah -Y masih dibawah *allowable deflection* (1,5 inch).

Local stress akibat beban desain baru *line pipe* pada *shell nozzle inlet* WRC 107 (19.326,97 psi) pada posisi Cl, selisih dengan FEM pejal (0,994%), FEM hollow (2,846%), FEM opening nozzle (0,424%), dan von misses (1,149%). Sedangkan, *local stress* pada *shell nozzle outlet* WRC 107 (19.673,86 psi) pada posisi Cl, selisih dengan FEM pejal (0,274%), FEM hollow (1,637%), FEM opening nozzle (0,706%), dan von misses (2,916%).

5. DAFTAR NOTASI

5.1 Notasi *pipe span* dan WRC 107

L = *pipe span* (in)

i = arah sirkumferensial (ϕ)

arah longitudinal (x),

Z = *modulus section*(in³)

w = *total weight* (lb/in)

M_T = *moment torsi*

S_h = *allowable stress hot temp* (psi)

v_c = *concentrated shear load*

in the circumferential direction (lb)

Δ = *deflection* (in)

E = *modulus elasticity* (psi)

v_L = *concentrated shear load*

in the longitudinal direction (lb)

I = *moment inertia* (in⁴)

R_m = *rata rata radius shell* (in)

P = *internal pressure* (psi)

T = *tebal shell* (in)

K_n = *stress concentration factor for membrane load*

r_o = *outside radius attachment /nozzle* (in)

N_i = *tegangan membrane tiap satuan panjang arah i* (lb/in)

K_b = *stress concentration factor for bending*

M_i = *tegangan bending tiap satuan panjang arah i* (lb.in/in)

σ_x = *Longitudinal Stress* (psi)

N_i = *tegangan membrane tiap satuan panjang arah i* (lb/in)

σ_ϕ = *Circumferential Stress* (psi)

5.1 Notasi *von misses*

σ_x = *Circumferential Stress Shell* (psi)

$$\frac{P \times R}{T}$$

σ_y = *Longitudinal Stress Shell* (psi)

$$= \frac{P \times D}{4T}$$

σ_z = Tegangan Circumferential Nozzle + external load (psi)

σ_{xy} = Tegangan Geser v_c (psi)

σ_{yz} = Tegangan Geser v_L (psi)

σ_{xz} = Tegangan Geser Momen Torsi (psi)

Nozzle/Shell of Cylindrical Pressure Vessel under Internal Pressure and External Loads in Nozzle. International Journal of Engineering and Applications. www.ijera.com, 84-91

Weiss, E, Joost, H. (1997). *Local And Global Flexibility of Nozzle-to-Vessel-Intersection Under Local Loads as Boundary Conditions For Piping System Design.* Dortmund. Internasional Journal of Pressure Vessels and Piping Elsevier.

6. DAFTAR PUSTAKA

Wichman, K. R., Hopper, A. G., & Mershon, J. L. (1979). *Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shells due to External Loadings.* New York: WELDING RESEARCH CAUNCIL 107

George E. Dieter, Jr. (1961). *Mechanical Metallurgy.* New York, Toronto, London: MCGRAW-HILL BOOK COMPANY.

Moss Dennis R. (2003). *Pressure Vessel Design Manual Third Edition.* California : Gulf Professional Publishong is an imprint of Elsevier.

Peng, L. C., & Peng, T.L. (2009). *Pipe Stress Engineering.* Houston: ASME Press.

Petrovic, Aleksandar. (2011). *Stress Analysis In Cylindrical Pressure Vessels with Loads applied to the free end of a nozzle.* Internasional Jurnal of Pressure Vessel and Piping, 9, Elsevier.

Process Piping ASME Code Pressure Piping B31.3. (2008). The American Society of Mechanical Engineers.

ASME Boiler and Pressure Vessel Code : Section VIII, Division I. (2007). New York. The American Society of Mechanical Engineers.

Properties (Customary) Materials ASME II Part D. (2011). The American Society of Mechanical Engineers.

Andrade, T. L., Paula, W. A., Junior, P. A., & Almeida, M. (2015). *Analysis of Stress in*

Analisa Tegangan dan Frekuensi Alami pada Pipa Line 116OTH202-200-40C10 di Plant Fatty Acid Fractionation Upgrade

Viqqi Vadilla Vauzia A. ^{1*}, Adi Wirawan Husodo ², Pekik Mahardhika³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia³

Email: v.azizah@live.com^{1*}; adi_wirawan@ppns.ac.id^{2*}; pekikmahardhika@ppns.ac.id^{3*};

Abstrak

Berdasarkan studi fleksibilitas, sistem perpipaan yang terhubung dengan rotating equipment perlu dianalisa secara statik dan dinamik. Resonansi akibat rotating equipment merupakan permasalahan getaran yang banyak terjadi. Analisa statik dan dinamik dilakukan menggunakan software CAESAR II meliputi analisa tegangan pipa berdasarkan standar ASME B3.13, beban nozzle pada pompa berdasarkan standar API 610, tegangan lokal pada nozzle vessel berdasarkan standar WRC 107, frekuensi alami dengan metode modal analisis berdasarkan standar API 610 dan DNV-RP-D101 dan respon kecepatan getaran dengan metode harmonik analisis berdasarkan standar API 618. Hasilnya dibandingkan untuk menunjukkan penyebab resonansi.

Kata Kunci : Beban nozzle, Frekuensi alami, Harmonik analisis, Modal analisis, Beban ekspansi termal, Beban sustain.

1. PENDAHULUAN

Getaran pada sistem perpipaan dapat terjadi karena berbagai sumber, salah satunya pulsasi dari sebuah rotating equipment. Kerusakan pipa banyak disebabkan getaran akibat pompa. Ketika frekuensi alami sama dengan atau mendekati frekuensi yang dihasilkan oleh mesin/ frekuensi eksitasi, maka akan terjadi resonansi (Wu, et al., 2014) [6]. Resonansi mengakibatkan kerusakan parah pada sistem perpipaan. Pada penelitian ini, CAESAR II digunakan untuk menganalisa tegangan pipa, beban nozzle pada pompa, tegangan lokal pada nozzle vessel, frekuensi alami dan respon kecepatan getaran.

2. METODOLOGI.

2.1. Prosedur Penelitian

Desain eksisting line 116OTH202-200-40C10 merupakan sistem perpipaan dari discharge pump 116G25A menuju Falling Film Evaporator 116EO6A. Desain perpipaan tersebut menggunakan pipa 8 inci schedule 20 material carbon steel A106 Gr. B dengan desain temperatur 428°F dan desain pressure 72,5 psia mengalirkan fluida terminol. Analisa tegangan pada pipa line 116OTH202-200-40C10 meliputi 5 aspek, yaitu analisa tegangan pada

pipa, analisa beban nozzle pada pompa, analisa tegangan lokal pada nozzle vessel, analisa frekuensi alami dan analisa respon kecepatan getaran.

2.2. Tegangan pada Pipa

Tegangan pada pipa meliputi tegangan akibat pembebanan sustain dan ekspansi termal. Nilai tegangan pada pipa tidak boleh melebihi tegangan izin berdasarkan standar ASME B31.3 [3].

2.2.1. Tegangan akibat pembebanan sustain

$$S_L = \frac{F_{ax}}{A_m} + \frac{M_{b.c}}{I} + \frac{P.do}{4t} \leq S_h \quad (1)$$

Persamaan (1) menunjukkan persamaan tegangan akibat pembebanan sustain. Dimana F_{ax} merupakan gaya aksial karena beban tetap (lb), A_m merupakan cross section area of pipe (in²), M_b merupakan momen bending (lb.in), c merupakan jarak dari netral axis (in), I merupakan momen inersia penampang (in⁴), P merupakan design pressure (psig), do merupakan outside diameter (in), t merupakan ketebalan pipa (in), S_L merupakan tegangan longitudinal (psi), dan S_h merupakan tegangan dasar yang diizinkan oleh material menurut Appendix A ASME B31.3 (psi)

2.2.2. Tegangan akibat pembebanan ekspansi termal

$$S_E = \sqrt{4S_t^2 + S_b^2} \quad (2)$$

$$S_A = f(1.25S_c + 0.25S_h) \quad (3)$$

Persamaan (2) menunjukkan persamaan tegangan akibat pembebanan ekspansi termal dan persamaan (3) menunjukkan tegangan izin pembebanan ekspansi termal. Dimana S_t merupakan tegangan momen puntir (lb/in²), S_b merupakan tegangan bending (lb/in²), S_A merupakan *allowable stress* untuk ekspansi termal (psi), Z merupakan *section modulus of pipe* (in³), f merupakan *stress range reduction factor*, S_c merupakan *basic allowable stress at minimum metal* temperatur (psi), S_h merupakan *basic allowable stress at maximum metal* temperatur (psi).

2.3. Beban Nozzle pada Pompa

Penentuan beban *nozzle* yang diizinkan pada *pump 116G25A* mengacu pada standar API 610 [1]. Berdasarkan standar API 610 beban *nozzle* yang diizinkan pada flange *discharge* 4 inchi.

2.4. Tegangan Lokal pada Nozzle Vessel

Penentuan tegangan lokal yang diizinkan pada *nozzle vessel 116EO6A* mengacu pada standar WRC 107 [5]. Berdasarkan perhitungan *software CAESAR II 2014* sesuai standar WRC 107.

2.5. Frekuensi Alami

Penentuan frekuensi alami yang diizinkan mengacu pada standar API 610 dan DNV-RP-D101. Di dalam API 610 part 6.9.2.6 tentang frekuensi alami, untuk memastikan sebuah sistem perpipaan tidak mengalami resonansi, nilai frekuensi alami suatu sistem perpipaan harus di bawah atau di atas $\pm 10\%$ dari nilai frekuensi eksitasi. Di dalam DNV-RP-D101 part 2.2.7.1 tentang Modal Analisis [4], nilai terkecil frekuensi alami suatu sistem perpipaan harus $\geq 4-5$ Hz. Dengan speed pompa sebesar 1458 rpm, maka besar frekuensi eksitasi adalah 24,3 Hz. Sehingga, dapat ditentukan nilai frekuensi alami perpipaan harus $n < 24,3 \text{ Hz} < n$, dengan nilai mode terkecil tidak boleh kurang dari 4 Hz.

2.6. Respon Kecepatan Getaran

Penentuan kecepatan getaran pada pipa yang diizinkan mengacu pada standar API 618 [2]. Di dalam part 7.9.4.2.5.3.2 tentang *Separator Margin*, terdapat 2 *point* pemenuhan kriteria penerimaan, yaitu :

1. Nilai frekuensi alami suatu sistem perpipaan sebaiknya lebih besar 2,4 kali dari *maximum rated speed*, sehingga nilai frekuensi alami perpipaan harus $> 58 \text{ Hz}$. Apabila *point* 1 tidak dapat terpenuhi, dapat mengikuti aturan *point* 2.

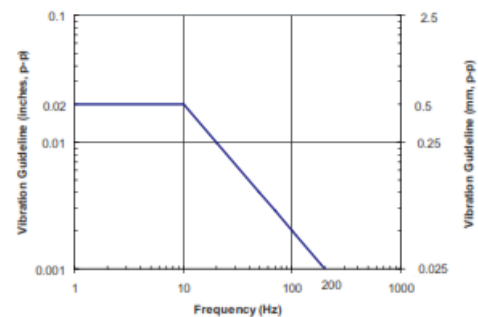
2. Nilai frekuensi alami perpipaan harus di bawah atau di atas $\pm 20\%$ dari nilai frekuensi eksitasi, sehingga nilai frekuensi alami perpipaan harus $n < 19,44 \text{ Hz}$ atau $n > 29,16 \text{ Hz}$.

Pemenuhan kriteria batas izin kecepatan getaran diatur dalam standar API 618 [2] part 7.9.4.2.5.2.4 tentang *Piping Design Vibration Criteria* sebagai berikut :

- When the frequency is lower than 10 Hz, the allowable amplitude is 0,5 mm/s peak-peak value.
- When the frequency is within 10-200 Hz, the allowable amplitude is 32 mm/s peak-peak value

$$V = 2\pi f A \quad (4)$$

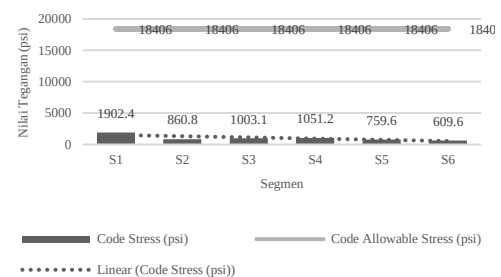
Persamaan (4) menunjukkan rumus perhitungan kecepatan getaran dimana V merupakan kecepatan getaran (mm/s), f merupakan frekuensi getaran (Hz), A merupakan amplitudo (mm). Gambar 1 menunjukkan *design vibration guideline* sesuai standar API 618.



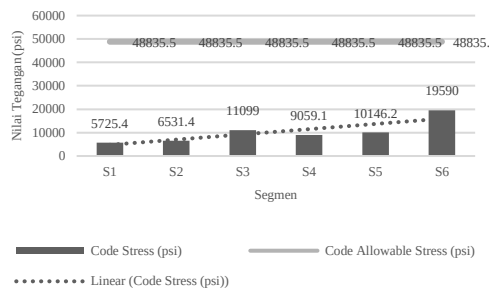
Gambar 1. API 618 Piping design vibration at discrete frequencies

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Tegangan pada Pipa



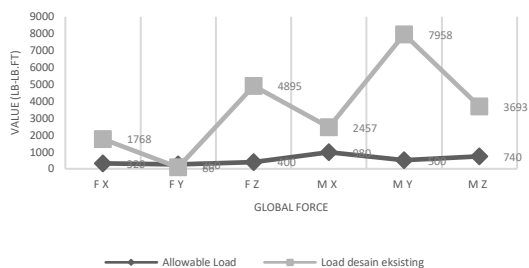
Gambar 2(a). Tegangan akibat pembebanan sustain pada desain eksisting



Gambar 2(b). Tegangan akibat pembebanan ekspansi termal pada desain eksisting

Gambar 2 (a) dan (b) menunjukkan tegangan akibat pembebanan sustain dan ekspansi termal pada desain eksisting. Hasil pemodelan desain eksisting menunjukkan bahwa tegangan pada pipa memenuhi tegangan izin yang disyaratkan oleh ASME B31.3. Nilai tegangan pada pipa meliputi tegangan akibat pembebanan sustain dan ekspansi termal.

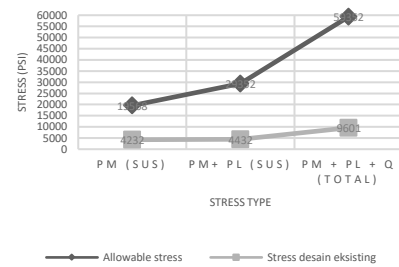
3.2. Beban Nozzle pada Pompa



Gambar 3. Beban *nozzle* pada pompa pada desain eksisting

Gambar 3 menunjukkan beban *nozzle* pada pompa pada desain eksisting. Hasil pemodelan desain eksisting, menunjukkan bahwa beban *nozzle* pada pompa melebihi beban izin yang disyaratkan oleh API 610. Terjadi kegagalan pada *nozzle discharge* pompa. Hal ini disebabkan desain eksisting menggunakan pompa dengan *nozzle discharge* tipe *top side*, dimana gaya secara vertikal menyebabkan momen bending yang sangat besar. Terjadi pemusatan beban pada *connection flange* pada pompa dan pipa. Kegagalan akibat besarnya momen yang terjadi menyebabkan kerusakan yang lebih berat dari pada kerusakan akibat berat total pipa. Momen tersebut menyebabkan *shaft misalignment* dan deformasi casing pompa. Kerusakan ini memperngaruhi *internal moving* pompa sehingga menurunkan keandalan pompa.

3.3. Tegangan Lokal pada Nozzle Vessel



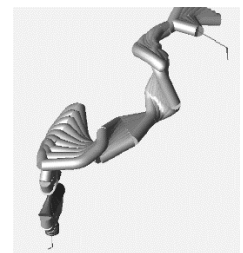
Gambar 4. Tegangan lokal pada *nozzle* vessel pada desain eksisting

Gambar 4 menunjukkan tegangan lokal pada *nozzle* vessel pada desain eksisting. Hasil pemodelan desain eksisting menunjukkan bahwa tegangan lokal *nozzle* vessel memenuhi tegangan izin yang disyaratkan oleh WRC 107. Gambar 6 menunjukkan besarnya tegangan akibat *internal pressure* (Pm), tegangan akibat *primary local stress sustain* (Pl) dan tegangan akibat *secondary local stress sustain* (Q) memenuhi batas yang diizinkan.

3.4. Frekuensi Alami



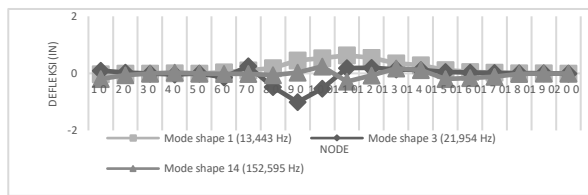
Gambar 5(a). Mode shape pada 13,443 Hz (Modal analisis di CAESAR II 2014)



Gambar 5 (b). Mode sZhape pada 152,595 Hz (Modal analisis di CAESAR II 2014)



Gambar 5(c). Mode shape pada 21,954 Hz (Modal analisis di CAESAR II 2014)



Gambar 6. Frekuensi alami pada mode 1,3, dan 14 (Modal analisis di CAESAR II 2014)

Gambar 5 (a), (b) dan (c) menunjukkan *mode shape* pada berbagai frekuensi. Gambar 6 menunjukkan perubahan defleksi setiap node pada *mode shape*. Hasil pemodelan desain eksisting menunjukkan bahwa frekuensi alami pada mode terkecil memenuhi frekuensi izin yang disyaratkan oleh API 610 dan DNV-RP-D101. Diantara mode shape 1 dengan frekuensi sebesar 13,443 Hz (mode terkecil), mode shape 3 dengan frekuensi sebesar 21,954 Hz (mode dengan frekuensi mendekati frekuensi eksitasi), dan mode shape 14 dengan frekuensi sebesar 152,595 (mode terbesar), menunjukkan bahwa amplitudo terbesar terjadi pada mode shape 3. Hal ini membuktikan hipotesa bahwa frekuensi alami sistem perpipaan tidak boleh mendekati frekuensi eksitasi, karena dapat menyebabkan resonansi pada sistem tersebut.

3.5. Respon Kecepatan Getaran

Tabel 1 menunjukkan perhitungan beban harmonik pada desain eksisting.

Tabel 1. Perhitungan beban harmonik.

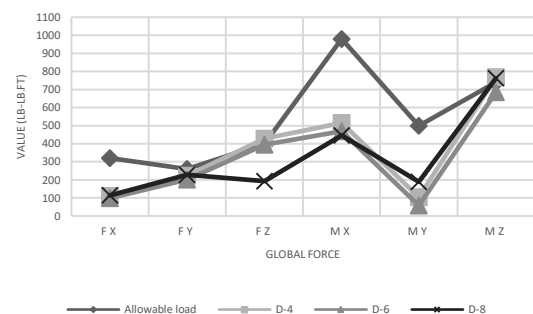
Nod e	Posis i (tipe)	Pha se angl e	Arah beban harmoni k	Beban harmonik (lb)
200	Flang e pomp a	90	Y axis	94,027

Harmonic force sebagai akibat getaran *rotating equipment*, berdasarkan hasil analisa getaran pada *software* CAESAR II 2014 di dapatkan hasil maksimum *displacement* terjadi pada node 90 dengan maksimum *displacement* sebesar 0.3641 inchi pada frekuensi 24.3 Hz dengan *phase angel* sebesar 90°. Respon kecepatan getaran pada sistem perpipaan sebesar 111.18 in/s, melebihi batas aman dengan maksimum kecepatan getaran sebesar 1.28

in/s dari API 618, sehingga respon kecepatan getaran sistem perpipaan tersebut tidak memenuhi kriteria keamanan.

3.6. Modifikasi Desain Perpipaan

Gambar 7 menunjukkan beban *nozzle* pada pompa pada desain modifikasi. Modifikasi perpipaan dilakukan karena terjadi kegagalan pada *nozzle discharge* pompa dan respon kecepatan getaran pada pipa. Dilakukan beberapa modifikasi dan didapatkan desain modifikasi terbaik, yaitu desain modifikasi D-6. Tabel 2 menunjukkan frekuensi alami pada berbagai modus pada desain modifikasi D-6. Penambahan *expansion loop* menyebabkan nilai gaya dan momen pada *nozzle* pompa jauh lebih rendah dari desain eksisting. Beban *nozzle* pada pompa desain modifikasi D-6 tidak melebihi beban izin yang disyaratkan oleh API 610. Selanjutnya dilakukan analisa frekuensi alami pada mode 1 sebagai modus dengan nilai frekuensi alami terkecil. Nilai frekuensi alami pada mode 1 sebesar 2,401 Hz. Nilai ini tidak memenuhi kriteria penerimaan standar DNV-RP-D101 karena nilai frekuensi alami terkecil kurang dari 4 Hz. Berdasarkan hasil tersebut, modifikasi pada desain D-6 tidak dapat diterima.



Gambar 7. Beban *nozzle* pada pompa pada desain modifikasi

Tabel 2. Frekuensi alami pada berbagai modus pada desain modifikasi D-6

Mo de	Frekuensi (Hz)	Frekuensi (rad/sec)	Period (sec)
1	2,401	15,083	0,417
2	6,314	39,67	0,158
3	14,846	93,283	0,067
4	16,684	104,827	0,06
5	20,249	127,227	0,049

4. KESIMPULAN

Berdasarkan penelitian “Analisa Tegangan dan Frekuensi Alami pada Pipa Line 116OTH202-200-40C10 di Plant Fatty Acid Fractionation Upgrade” yang telah dilakukan didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

1. Desain eksisting memiliki nilai tegangan akibat pembebanan sustain sebesar 1902,4 psi dan nilai tegangan akibat pembebanan ekspansi termal sebesar 19590 psi. Nilai kedua tegangan tersebut memenuhi tegangan izin berdasarkan standar ASME B31.3 sehingga hasil analisa tegangan dapat diterima. Nilai beban *nozzle* pada pompa tersebut tidak memenuhi batas izin berdasarkan standar API 610 sehingga hasil analisa beban *nozzle* tidak dapat diterima. Nilai tegangan lokal pada vessel tersebut memenuhi batas izin berdasarkan standar WRC 107 sehingga hasil analisa tegangan lokal pada vessel dapat diterima.
2. Desain eksisting memiliki nilai frekuensi alami terkecil sebesar 13,443 Hz. Nilai frekuensi alami tersebut memenuhi batas izin berdasarkan standar API 610 dan DNV-RP-D101 sehingga hasil analisa frekuensi alami pada pipa dapat diterima.
3. Desain eksisting memiliki nilai respon kecepatan getaran sebesar 111,18 in/s. Nilai respon kecepatan getaran tersebut tidak memenuhi batas izin berdasarkan standar API 618 sehingga hasil analisa respon kecepatan getaran pada pipa tidak dapat diterima.
4. Desain modifikasi terbaik adalah desain modifikasi D-6. Desain tersebut memenuhi batas izin beban *nozzle* pada pompa sesuai standar API 610, namun tidak memenuhi batas izin nilai frekuensi alami sesuai standar API 610 dan DNV-RP-D101 sehingga desain modifikasi D-6 tidak dapat diterima

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1.] API-610. 2010.*API 610-2010, Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries*. Washington DC. : API Publishing Service, 2010.
- [2.] API-618. 2007.*Reciprocating Compressor for Petroleum, Chemical and Gas Industry Service*. Washington D.C. : API Publishing Services, 2007.
- [3.] ASME B31.3. 2010.*ASME B31.3-2010 (Revision of ASME B31.3-2008), Process Piping, ASME Code for Pressure Piping B31.3*. New York, U.S.A : s.n., 2010.
- [4.] DNV-RP-D101. 2008.*Structural Analysis of Piping Systems* . Havik, Norway : s.n., 2008.
- [5.] J. L. Mershon, K. Mokhtarian, G. V. Ranjan, E. C. Rodabaugh. 1987.*Welding Research Council (WRC) 107 Bulletin* . New York : s.n., 1987.
- [6.] Wu, Xiaonan and Lu, Hongfang. 2014.*Stress Analysis of Reciprocating Pump Pipeline System in Oil Station*. s.l. : Journal of Chemical and Pharmaceutical Research, 2014. Vol. VI. ISSN 0975-7384.

Analisa Tegangan Pipa dan *Flange Leakage* pada Redesain Sistem Perpipaan *Metering Regulating Station* (M/RS)

Yanu Isma Wardani.^{1*}, George Endri K², Nopem Ariwiyono³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan Teknik Permesinan Kapal, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Jurusan Teknik Permesinan Kapal, PPNS, Surabaya, Indonesia³

*Email: yanuismawardani19@gmail.com^{1*}; kusuma.george@gmail.com^{2*}; nopem.ppns@gmail.com^{3*};

Abstrak

Penambahan pipeline dibutuhkan untuk meningkatkan flow rate natural gas kepada customer. Pipeline baru terkoneksi dengan metering regulating station (M/RS) yang berfungsi untuk mengukur laju aliran gas (*metering*) dan mengatur tekanan gas (*regulating*). Perubahan desain awal M/RS disebabkan oleh ketidaksesuaian luas area yang disepakati ketika tender dengan kondisi aktual di lapangan. Redesain dan analisa tegangan pipa dan flange desain M/RS baru dibutuhkan karena termasuk sistem dengan jalur kritis agar dapat beroperasi dengan aman. Analisa tegangan pipa dan flange leakage pada M/RS dilakukan dengan menggunakan software CAESAR II. Kriteria nilai tegangan pada pipa dan flange harus memenuhi allowable stress pada code ASME B31.3 dan ASME Sec. VIII Div I untuk dapat diterima sebagai desain M/RS yang aman. Analisa biaya dari material take off desain awal dibandingkan dengan redesain untuk mendapatkan desain yang terbaik. Proses redesain menghasilkan tiga alternatif desain baru sistem perpipaan M/RS yang memiliki nilai tegangan pipa dan flange sesuai dengan batasan allowable stress pada code ASME B31.3 dan ASME Sec. VIII Div I. Desain baru sistem perpipaan M/RS dengan jumlah 19 support dipilih karena memiliki biaya yang lebih rendah dan aman berdasarkan analisa tegangan pipa dan flange.

Kata kunci : Analisa Tegangan, CAESAR II, Flange Leakage, Metering Regulating Station (M/RS).

1. PENDAHULUAN

M/RS berfungsi sebagai tempat untuk melakukan aktifitas pengukuran laju aliran gas (*metering*) dan mengatur tekanan gas (*regulating*). M/RS yang terpasang pada suatu lokasi disesuaikan dengan kebutuhan pelanggan dan disesuaikan dengan kondisi jaringan pipa *natural gas* yang berkaitan. Setelah dilakukan survey lokasi M/RS *existing* milik *customer*, luas area yang disepakati ketika tender memiliki ukuran yang tidak sesuai dengan kondisi aktual di lapangan. Penelitian ini akan menganalisa tegangan dan *flange leakage* pada desain ulang M/RS sesuai dengan luas area yang tersedia dan aman sesuai dengan batasan *allowable*

stress pada code ASME B31.3 dan ASME Sec. VIII Div I. Perhitungan biaya dari *material take off* dilakukan untuk mendapatkan perbandingan biaya antara desain awal dan baru M/RS.

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Desain perpipaan M/RS menggunakan pipa 12 inch, material API 5L grade X52 dengan desain temperatur 100°F dan desain *pressure* 1000 psi yang mengalirkan fluida *natural gas*. Analisa tegangan dan *flange leakage* dilakukan untuk memastikan sistem perpipaan M/RS dapat beroperasi dengan aman. Analisa biaya *material take off* dari untuk

mengetahui perbandingan biaya desain sistem perpipaan M/RS awal dan baru.

2.2. Allowable Pipe Span

- Berdasarkan *limitation of stress*

$$L = \sqrt{\frac{0,33 Z S_h}{w}} \quad (1)$$

- Berdasarkan *Limitation of deflection*

$$L = \sqrt[4]{\frac{\Delta E s I}{22,5 w}} \quad (2)$$

Persamaan (2) dan (3) menunjukkan persamaan perhitungan *allowable stress* berdasarkan *limitation of stress* dan *deflection*. Dimana L merupakan *allowable pipe span* (in), Z merupakan *modulus of section* pada pipa (in³), S_h merupakan *allowable tensile stress* pada material pipa (psi), w merupakan total berat dibagi panjang pipa (lb/in), I merupakan *area moment of inertia of pipe* (in⁴), dan E merupakan modulus elastisitas dari material pipa (psi).

2.3. Tegangan pada Pipa

Tegangan pada pipa meliputi tegangan akibat pembebanan sustain, ekspansi termal, operating, dan hydrostatic test. Nilai tegangan pada pipa tidak boleh melebihi tegangan izin berdasarkan standar ASME B31.3.

2.3.1. Sustained Load

$$S_L = \sqrt{(I_a(S_p + S_a) + S_b)^2 + 4S_t^2} < S_H \quad (3)$$

Persamaan (4) menunjukkan persamaan tegangan pipa akibat *sustained load*. Dimana S_L merupakan tegangan longitudinal (psi), S_H merupakan tegangan ijin pada suhu maksimum dari suatu material (psi), I_a merupakan *sustained axial force index* (psi), S_p merupakan *longitudinal pressure stress* (psi), S_a merupakan *axial stress* (psi), S_b merupakan *bending stress* (psi), dan S_t merupakan *torsional stress* (psi).

2.3.2. Ekspansion Load

$$S_E = \sqrt{((i_a S_a) + S_b)^2 + 4S_t^2} < S_A \quad (4)$$

$$S_A = f((1,25(S_c + S_h) - S_L) \quad (5)$$

Persamaan (5) dan (6) menunjukkan persamaan tegangan pipa akibat *ekspansion load*. Dimana S_E merupakan tegangan akibat *ekspansion load* (psi), S_A merupakan *allowable displacement stress range*

(psi), f merupakan *stress range reduction factor*, S_h merupakan *basic allowable stress* pada temperatur metal max (psi), S_c merupakan *basic allowable stress* pada temperatur metal min (psi), S_L merupakan tegangan longitudinal (psi), i_a merupakan *axial stressintensification factor* (psi), S_a merupakan *axial stress* (psi), S_b merupakan *bending stress* (psi), dan S_t merupakan *Torsional stress* (psi).

2.3.3. Operating

$$S_{opek} = S_a + S_p + S_b \quad (6)$$

Persamaan (7) menunjukkan persamaan tegangan pipa akibat *operating*. Dimana S_a merupakan *aksial stress* (psi), S_p merupakan *pressure stress* (psi), S_b merupakan *bending stress* (psi).

2.3.4. Hydrostatic Test

$$S_{hyd} \leq S_{yield} \quad (7)$$

Persamaan (8) menunjukkan persamaan tegangan pipa akibat *hydrostatic test*. Dimana S_{hyd} merupakan *stress* akibat *hydrostatic test* (psi), S_{yield} merupakan *strength* material pada titik *yield* (psi).

2.4. Tegangan pada flange

2.4.1. Longitudinal hub stress

$$S_H = \frac{f M_o}{L g_1^2 B} \leq 1,5 S_f \quad (8)$$

Persamaan (9) menunjukkan persamaan *longitudinal hub stress*. Dimana S_H merupakan *longitudinal hub stress* (psi), S_f merupakan *allowable stress* material *flange* (psi).

2.4.2. Radial flange stress

$$S_R = \frac{(1,33 te+1) M_o}{L t^2 B} \leq S_f \quad (9)$$

Persamaan (10) menunjukkan persamaan *radial flange stress*. Dimana S_R merupakan *radial flange stress* (psi), S_f merupakan *allowable stress* material *flange* (psi).

2.4.3. Tangensial flange stress

$$S_T = \frac{Y M_o}{t^2 B} - Z S_R \leq S_f \quad (10)$$

Persamaan (11) menunjukkan persamaan *tangential flange stress*. Dimana S_T merupakan *tangensial flange stress* (psi), S_f merupakan *allowable stress* material *flange* (psi).

2.4.4. Bolting Stress

$$B_s = \frac{W_{m1}}{A_b} \leq 2 S_b \quad (11)$$

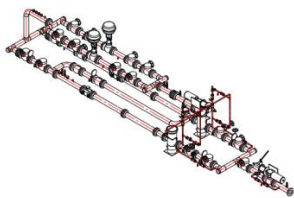
Persamaan (12) menunjukkan persamaan *bolting stress*. Dimana B_s merupakan *bolting stress* (psi), S_b

merupakan *allowable stress material bolt* (psi).

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Redesain *Metering Regulating Station (M/RS)*

Desain ulang M/RS dilakukan berdasarkan *general arrangement* saat tender disesuaikan dengan luas area yang tersedia di lapangan. Gambar 1 menunjukkan desain M/RS baru yang didesain bertingkat sehingga dapat mencukupi pada luas area yang tersedia.



Gambar 1. Redesain M/RS

3.2 Tegangan Izin

Tegangan izin pada pipa dan *flange* ditentukan sesuai dengan persamaan 3 sampai dengan 12. Tabel 1 dan 2 merupakan nilai tegangan izin pada pipa dan *flange* sesuai dengan *code ASME B31.3* dan *ASME Sec.VIII Div. I*.

Tabel 1.Nilai Tegangan Izin pada Pipa

Tabel 2. Nilai Tegangan Izin pada *Flange*

Sh , psi	Sa , Psi	Shyd , psi	Sope , psi
22000	39117,5	52214,8	0,00

3.3 Allowable Span

Jarak yang diizinkan antar *support* dapat dihitung berdasarkan persamaan 1 dan 2. Pada Tabel 1 dan 2

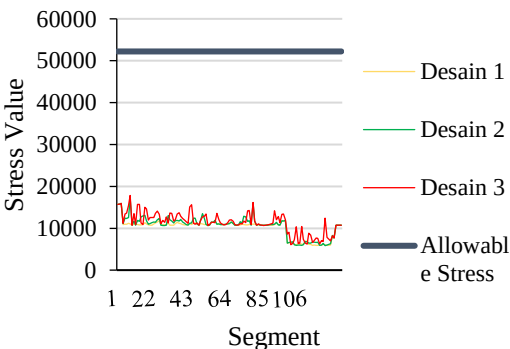
merupakan hasil perhitungan *allowable span* berdasarkan batasan tegangan dan defleksi.

Tabel 3. Perhitungan *allowable span*

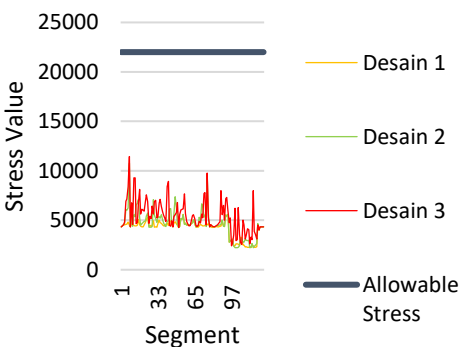
Allowable span	Nilai	Satuan
Berdasarkan batasan tegangan	193,479	In
Berdasarkan batasan defleksi	93,042	In

3.4 Analisa tegangan pipa

Dari perhitungan analisa tegangan pipa menggunakan software CAESAR II pada 4 load case yakni *hydrostatic test*, *sustained load*, *operating load* dan *ekspansion load* didapatkan nilai tegangan yang aman yakni dibawah batasan stress pada code *ASME B31.3*.

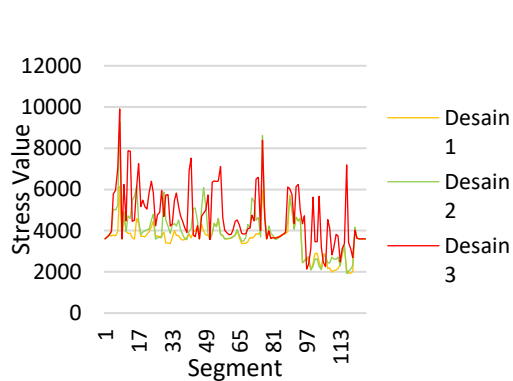


Gambar 2.Hydrostatic Test

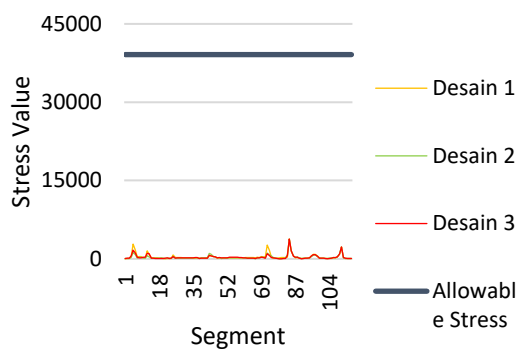


Longitudinal Hub Stress , psi	Radial Flange Stress , psi	Tangential Flange Stress , psi	Bolting Stress , psi
30000	20000	20000	40000

Gambar 3. Sustained Load



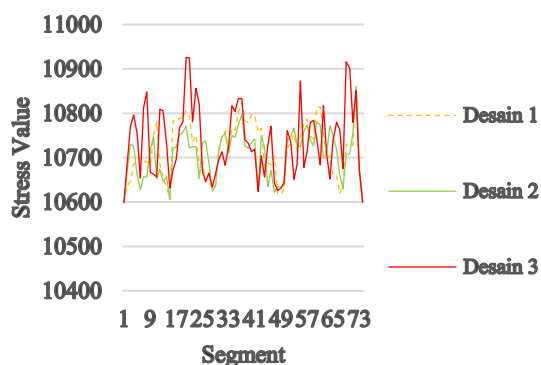
Gambar 4. Operating Load



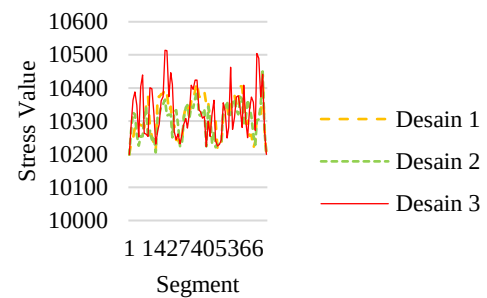
Gambar 5. Ekspansi Load

3.7 Analisa flange leakage

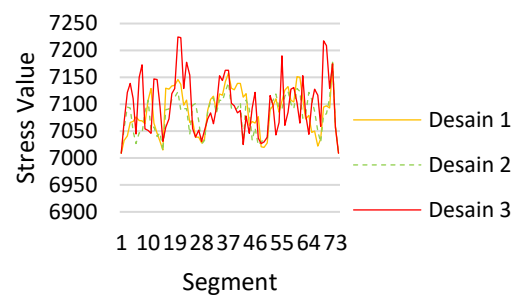
Dari perhitungan tegangan pada flange menggunakan software CAESAR II didapatkan nilai tegangan flange yang aman yakni dibawah batasan stress pada code ASME Sec. VIII Div. I.



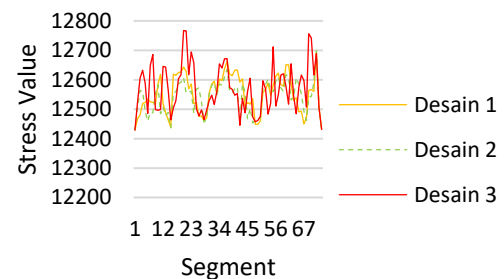
Gambar 6. Longitudinal Hub Stress



Gambar 7. Radial Flange Stress



Gambar 8. Tangential Flange Stress



Gambar 9. Bolting Stress

3.8 Biaya Material take off

Biaya pada desain baru M/RS lebih rendah daripada desain awal M/RS yakni Rp 4.219.647.903,00 (empat milyar dua ratus sembilan belas juta enam ratus empat puluh tujuh ribu sembilan ratus tiga) dan Rp 4.244.816.617,00. (empat milyar dua ratus empat puluh empat juta delapan ratus enam belas ribu enam ratus tujuh belas).

4. KESIMPULAN

Hasil dari pembahasan dan analisa yang telah dilakukan ini dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Desain baru sistem perpipaan M/RS didapatkan tiga desain alternatif dengan perbedaan jumlah, posisi, dan letak *support*. Ketiga desain alternatif memiliki nilai tegangan pipa dan *flange leakage* dibawah *allowable stress* yang diatur dalam code ASME B31.3 “*Process Piping*” dan ASME Sec. VIII Div. I. Dari tiga desain alternatif dipilih desain dengan 19 *support* yang memiliki nilai tegangan tertinggi akibat *sustained load* terjadi pada segment 8 yakni 11441 psi dengan *allowable stress* 22000 psi, akibat *expansion load* terjadi pada 3745,05 psi dengan *allowable stress* 39117,5 psi, akibat *hydrostatic test* terjadi pada segment 3 dengan nilai 15928 psi dengan *allowable stress* 52214,8 psi, akibat *operating* pada segment 8 dengan nilai 9905,25 psi dengan *allowable stress* 0 psi.
2. Analisa *flange leakage* pada desain sistem perpipaan M/RS masih dibawah *allowable stress* pada code ASME Sec. VIII Div. I dengan nilai tegangan *longitudinal hub stress* tertinggi berada pada *flange* nomor 20 sebesar 10926 psi dengan *allowable stress* sebesar 30000 psi, *radial flange stress* berada pada *flange* nomor 20 sebesar 10514 psi dengan *allowable stress* sebesar 20000 psi, *tangensial flange stress* tertinggi berada pada *flange* nomor 20 sebesar 7225 psi dengan *allowable stress* sebesar 20000 psi, *bolting stress* tertinggi berada pada *flange* nomor 8 sebesar 12700 psi dengan *allowable stress* sebesar 40000 psi.
3. Biaya pada desain baru dan awal memiliki selisih Rp 25.168.714,00 (dua puluh lima juta seratus enam puluh delapan ribu tujuh ratus empat belas).

5. DAFTAR NOTASI

L = *allowable pipe span*, (in)
 Z = *modulus of section* pada pipa (in³)
 S_h = *allowable tensile stress* pada material pipa (psi)
 W = total berat dibagi panjang pipa (lb/in)
 I = *area moment of inertia of pipe* (in⁴)
 E = *modulus elastisitas* (psi)
 S_L = *tegangan longitudinal* (psi)
 S_H = *tegangan ijin pada suhu maksimum* (psi)

I_a = *sustained axial force index* (psi)
 S_p = *longitudinal pressure stress* (psi)
 S_a = *axial stress* (psi)
 S_b = *bending stress* (psi)
 S_t = *torsional stress* (psi)
 S_E = *tegangan akibat ekspansi load* (psi)
 S_A = *allowable displacement stress range* (psi)
 f = *stress range reduction factor*
 S_h = *basic allowable stress* pada temperatur metal max (psi)
 S_c = *temperatur metal min* (psi)
 i_a = *axial stress intensification factor* (psi)
 S_{hyd} = *stress akibat hydrostatic test* (psi)
 S_{yield} = *strength material pada titik yield* (psi)
 S_H = *longitudinal hub stress* (psi)
 S_f = *allowable stress material flange* (psi)
 S_R = *radial flange stress* (psi)
 S_T = *tangensial flange stress* (psi)
 S_B = *bolting stress* (psi)
 S_b = *allowable stress material bolt* (psi).

6. DAFTAR PUSTAKA

1. Agustinus, Donny. 2009. *Pengantar Piping Stress Analysis dengan Caesar II*. Jakarta. Entry Agustino Publisher
2. ASME. 2014. *ASME B31.3, Process Piping, ASME code for Pressure Piping*. The American Society of Mechanical Engineer. USA
3. ASME. 2013. *ASME B16.5, Pipe Flanges and Flanged Fittings*. The American Society of Mechanical Engineer. USA
4. ASME. 2013. *ASME Sec.VIII Div.1 Rules for Construction of Pressure Vessels, ASME Code for Boiler and Pressure Vessel*. The American Society of Mechanical Engineers. U.S.A.
5. Kannappan, Sam. 1985. *Introduction to Pipe Stress Analysis*. New York. Wiley Publication

6. Nayyar, Mohinder L. (1973). *Piping Handbook Seventh Edition*. New York: Mc Graw-Hill.
7. Peng, L.C. (1967). *Piping Stress Engineering*. Houston, Texas: Peng Engineering.
8. Tijara, Pratama. 2004. *Pelatihan Dasar Analisa Tegangan Pipa menggunakan Software COADE – CAESAR II*. USA. Coade I

Desain Sistem *Hydrant* pada Proyek Amura II di PT. Petrokimia Gresik

Fathu Thoriq Achmad ^{1*}, Priyo Agus Setiawan ², Pranowo Sidi ³

^{1,2,3}Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

Email: *fathuthoriqachmad@gmail.com¹; *Priyoaguss@gmail.com²; *pransidi03@gmail.com³

Abstrak

PT. AdhiKarya adalah perusahaan general kontraktor yang sedang mengerjakan plant AMUREA II di PT. Petrokimia Gresik. Plant tersebut belum tersedia sistem *hydrant*. Sistem *hydrant* sangat dibutuhkan di setiap plant, hal ini diperlukan pada setiap plant yang bertujuan untuk media pemadam pada saat terjadi kebakaran pada plant. Sistem *hydrant* harus didesain sesuai dengan standard NFPA 20, NFPA 24, SNI 03-1745-2000, dan SNI 03-3989-2000. Pada plant AMUREA II akan didesain menggunakan sistem *hydrant* pillar.

Pada Tugas Akhir ini akan dilakukan desain sistem *Pillar Hydrant*. Metode iterasi digunakan untuk menentukan debit aliran hingga didapatkan hasil yang konvergen pada tiap percabangan yang berada di Plant AMUREA II. Serta melakukan pemodelan menggunakan software *Pipe Flow Expert* untuk mendapatkan head menggunakan perhitungan software.

Didapatkan nilai aliran tertinggi pada pipa 5 sebesar 0.064556541 m³ dan yang terendah pada pipa 12 sebesar 0.002333217 m³. Nilai head menggunakan perhitungan manual sebesar 49.463 m, perbandingan hasil dengan perhitungan software *pipe flow expert* didapatkan nilai sebesar 51.660 m dengan daya pompa sebesar 42.316746 kW. Serta hasil perhitungan biaya ekonomis antara material A 53 dan A 106 gr A. Maka material yang digunakan adalah A 53 dengan biaya sebesar Rp6.996.339.400.

Kata Kunci : *Desain, Perhitungan Ekonomis Material, Daya Pompa, Pipe Flow Expert, Iterasi, Hydrant.*

1. PENDAHULUAN

Sistem *hydrant* sangat dibutuhkan di setiap plant, hal ini diperlukan pada setiap plant yang bertujuan untuk media pemadam pada saat terjadi kebakaran pada plant tersebut. Kebakaran bisa terjadi karena hal yang sangat sederhana seperti halnya *human error* (kelalaian manusia), konsleting listrik, dan lain-lain. Kebakaran dapat merugikan secara material dan non material. Sehingga dalam hal ini *hydrant* sangat diperlukan dalam setiap plant. *Hydrant* bisa terletak diluar bangunan dan didalam bangunan yang desain dari sitem *hydrant* tersebut harus dapat menjangkau segala sisi dari plant dan yang paling utama yaitu menjangkau titik api atau lokasi kebakaran. *Hydrant* bila memungkinkan terletak pada lokasi yang kemungkinan dapat terjadinya kebakaran. *Hydrant* pada umumnya berwarna mencolok (merah atau kuning) hal itu dikarenakan untuk memudahkan pemadam kebakaran dan orang-orang sekitarnya apabila petugas pemadam kebakaran belum datang. Sedangkan di Indonesia sendiri *hydrant* umumnya berwarna merah. *Hydrant* dibedakan menjadi dua tipe yaitu kebutuhan perkotaan (*municipal system*) dan kebutuhan pribadi (*private system*). *Hydrant* sendiri harus sesuai standard NFPA (*National Fire Protection Association*).

2. METODOLOGI

2.1 Jumlah *Pillar Hydrant*

$$\text{Jumlah Pillar} = \frac{A}{1000m^2} \dots \dots \dots (1)$$

Cover area jangkauan terjauh

$$(X_i) = V_0^2 \times \sin 2\alpha_0 / g \dots \dots \dots (2)$$

Cover area jangkauan tertinggi

$$(Y_i) = V_0^2 \times \sin^2 \alpha_0 / 2g \dots \dots \dots (3)$$

2.2 Head

1. Head Total Pompa

Head total pompa yang harus disediakan untuk mengalirkan jumlah air dapat ditentukan berdasarkan kondisi instalasi yang akan dilayani oleh pompa. Head total pompa dapat ditulis sebagai berikut:

$$H = H_v + H_s + H_L \dots \dots \dots (4)$$

Head ini adalah perbedaan tinggi antara muka air disisi keluar dan sisi isap, tanda positif dipakai apabila muka air disisi keluar lebih tinggi dari pada sisi isap.

2. Head kerugian

a) Kerugian Gesekan dalam Pipa (*Major Losses*)

Kerugian gesekan didalam pipa bergantung pada panjang pipa. Untuk menghitung besarnya

kerugian akibat gesekan didalam pipa digunakan persamaan:

$$hf = \frac{f}{D} \times \frac{L v^2}{2 \times g} \dots \dots \dots (5)$$

b) Kerugian Karena Perubahan Bentuk Geometri (*Minor Losses*)

- Kerugian head pada katup (valve)
Kerugian head pada katup dapat ditulis sebagai berikut:

$$hf = k \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (6)$$

- Kerugian Head pada *fitting*
Dalam aliran melalui jalur pipa, kerugian akibat gesekan juga akan terjadi apabila ukuran pipa, bentuk penampang, belokan, dan arah aliran berubah. Kerugian head transisi tersebut dinyatakan dalam persamaan:

$$hf = f \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (7)$$

c) Kerugian Head pada *nozzle*
Kerugian head untuk pengecilan mendadak dapat dinyatakan pada persamaan:

$$hf = f \frac{v D^2}{2g} \dots \dots \dots (8)$$

d) Kerugian Head pada Selang
 $hf = \frac{f \times L \times v^2}{2 \times D \times g} \dots \dots \dots (9)$

3. Perbedaan head kecepatan

a) Diameter pipa isap

$$D_{isap} = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times v_s}} \dots \dots \dots (10)$$

b) Kecepatan aliran (V)

$$V = \frac{4 \times Q}{\pi \times (D)^2} \dots \dots \dots (11)$$

2.3 Daya pompa

a) Putaran Spesifik (n_s)

$$n_s = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \dots \dots \dots (12)$$

Daya Fluida

Daya fluida adalah energy yang secara aktif diterima oleh air akibat dari bekerjanya pompa. Daya fluida dapat dihitung menggunakan rumus berikut

$$P_w = \rho \times g \times Q \times H \dots \dots \dots (13)$$

b) Daya Pompa

Daya pompa adalah daya yang harus tersedia dan digunakan oleh fluida. Daya ini adalah daya yang harus digerakkan oleh pompa. Maka dapat ditentukan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$P = \frac{\rho \times g \times Q \times H}{\eta_p} \dots \dots \dots (14)$$

c) Daya motor

Daya motor adalah daya mula yang digunakan untuk memutar pompa.

$$P_m = \frac{P(1-\alpha)}{\eta_t} \dots \dots \dots (15)$$

2.3 Iterasi

Persamaan pada Aliran dalam Pipa

Persamaan-persamaan dasar yang digunakan untuk menganalisa aliran fluida dalam pipa, diantaranya sebagai berikut :

Persamaan untuk mengetahui Area,

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \dots \dots \dots (16)$$

Persamaan untuk mengetahui nilai kecepatan aliran,

$$V = \frac{Q}{A} \dots \dots \dots (17)$$

Persamaan bilangan Reynold,

$$Re = \frac{Vd}{\nu} \dots \dots \dots (18)$$

Dimana V adalah kecepatan aliran dalam pipa sedangkan d adalah diameter pipa.

f adalah koefisien gesekan pipa, dapat ditentukan :

- Untuk aliran laminar ($Re < 2000$)

$$f = \frac{64}{Re} \dots \dots \dots (19)$$

- Untuk aliran turbulen $Re > 4000$, Colebrook (1939) merumuskan untuk menentukan harga f dengan metode interpolasi matematis:

$$\frac{1}{f^2} = -2.0 \log \left(\frac{\epsilon/d}{3.7} + \frac{2.51}{Re f^{1/2}} \right) \dots \dots \dots (20)$$

Swamee-Jain memberikan pendekatan persamaan untuk menentukan koefisien faktor gesekan (f)

$$f = \left(\ln \left(\frac{\epsilon}{3.7d} \right)^{1.11} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right)^{-2} \dots \dots \dots (21)$$

koefisien gesek (f) juga dapat ditentukan menggunakan *moody* diagram berdasarkan parameter bilangan Reynold dan kekasaran relatif permukaan pipa.

$$f = Re; \epsilon/d \dots \dots \dots (22)$$

3.3.3 HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Hasil Perhitungan jumlah Pillar Hydrant

Jumlah pillar hydrant

$$= \frac{\text{Luas Area}}{1000m^2} = \frac{120000}{1000m^2} = 120 \text{ buah}$$

3.2 Hasil Perhitungan Biaya Material

A53(black steel)				
No.	Equipment	Jumlah	Harga satuan	Total harga
1	pipa 10 inch sch 40	382	12,277,000.00	4,689,814,000.00
2	reducer tee	75	1,329,100.00	99,682,500.00
3	tee	26	1,499,500.00	38,987,000.00
4	elbow 90	12	1,385,700.00	16,628,400.00
5	elbow 45	7	944,800.00	6,613,600.00
6	flange 10 inch	699	955,800.00	668,104,200.00
7	gate valve 10 inch	21	38,293,200.00	804,157,200.00
8	gate vale 4 inch	75	8,189,500.00	614,212,500.00
9	flange 4 inch	300	193,800.00	58,140,000.00
total				6,996,339,400.00

A106 gr A				
No.	Equipment	Jumlah	Harga satuan	Total harga
1	pipa 10 inch sch 40	382	10,323,560.00	3,943,599,920.00
2	reducer tee	75	1,329,100.00	99,682,500.00
3	tee	26	1,499,500.00	38,987,000.00
4	elbow 90	12	1,385,700.00	16,628,400.00
5	elbow 45	7	944,800.00	6,613,600.00
6	flange 10 inch	699	955,800.00	668,104,200.00
7	gate valve 10 inch	21	69,043,700.00	1,449,917,700.00
8	gate vale 4 inch	75	17,917,900.00	1,343,842,500.00
9	flange 4 inch	300	193,800.00	58,140,000.00
total				7,625,515,820.00

Gambar 1 Hasil perhitungan material

Dari perhitungan biaya antara material A 53 dan A 106 gr A, maka dipilih material A53. Karena biaya yang dikeluarkan lebih ekonomis.

3.3 Hasil Perhitungan Head Total

Perhitungan head loss suction

$$\begin{aligned}\text{Total HLsuction} &= H_f + H_{Lms} \\ &= 0.02519 \text{ m} + 0.165 \text{ m} \\ &= 0.190 \text{ m}\end{aligned}$$

Perhitungan perhitungan head loss discharge

$$\begin{aligned}\text{Total HLD} &= H_f + H_{Lm} \\ &= 22.5064 \text{ m} + 15.691 \text{ m} \\ &= 38.198 \text{ m}\end{aligned}$$

Perhitungan head total

$$\begin{aligned}\text{Head total} &= H_v + H_s + H_{L\text{.....}}(2.3) \\ &= 9.1757 \text{ m} + 1.9 \text{ m} + 38.388 \text{ m} \\ &= 49.463 \text{ m} \text{.....}(4.11)\end{aligned}$$

3.4 Hasil Perhitungan Iterasi

Nilai Q baru pada iterasi pertama dijadikan inputan pada Q₀ pada proses iterasi selanjutnya.

Hasil iterasi selanjutnya terdapat pada lampiran. Untuk hasil nilai Q_{baru} pada iterasi ke 6 dapat dilihat pada **Gambar 2**

no. pipa	Laju aliran (Qoi baru) dalam m ³ /s					
	Q Asumsi (m ³ /s)	Iterasi 1	Iterasi 2	Iterasi 3	Iterasi 4	Iterasi 5
1	0.0375	0.03942379	0.040212509	0.04028742	0.040294632	0.040295394
2	0.0375	0.03557621	0.034787491	0.03471258	0.034705368	0.034704673
3	0.0375	0.03557621	0.034787491	0.03471258	0.034705368	0.034704673
4	0.01875	0.014737632	0.015526352	0.015601263	0.015608474	0.01560917
5	0.01875	0.024686158	0.033184508	0.046129618	0.06567091	0.064822899
6	0.01875	-0.012813842	-0.004315492	0.008629618	0.027567091	0.027322899
7	0.01875	-0.020534186	-0.021116987	-0.032348808	-0.047698249	-0.039999397
8	0.01875	0.014598008	0.00668248	0.00468999	0.001381157	-0.006673501
9	0.01875	-0.025987142	-0.017504593	-0.016325098	-0.020048128	-0.024992407
10	0.0234375	-0.014191707	-0.029123125	-0.034034766	-0.038911317	-0.046667248
11	0.0140635	-0.019157301	-0.012141412	-0.009043261	-0.007654542	-0.007953369
12	0.0046875	-0.010786153	-0.005040275	-0.000871884	0.001993605	0.002248741
13	0.0046875	-0.003845144	0.003170746	0.006268897	0.007657616	0.007358889
14	0.009375	0.008370148	0.009375	0.011384703	0.012389555	0.013394407
15	0.009375	0.008370148	0.007100137	0.008170377	0.009647146	0.010201009
16	0.009375	0.016316009	0.017586021	0.016515781	0.015393011	0.01485148
17	0.028125	0.026535061	0.01390052	0.01390052	0.008140071	0.008932358
18	0.028125	0.026535061	0.01390052	0.01390052	0.008140071	0.008932358
19	0.009375	0.001165745	0.013121678	0.013121678	0.028201387	0.021425566
20	0.01875	-0.008950806	-0.009629413	-0.006303299	-0.000310153	0.004423313

Gambar 2 Hasil nilai Q_{baru}

4. KESIMPULAN

A. Berdasarkan dua material yang dibandingkan yaitu material A 106 Gr A dan material A53, dipilih material A53 karena biaya yang dikeluarkan lebih ekonomis.

B. Nilai debit pada masing-masing line terdapat pada Gambar 2. Debit terbesar berada pada line 5 sedangkan debit terkecil pada line 12.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan materi, motivasi, kasih sayang, do'a, dan nasehat hidup bagi penulis.
2. Bapak Priyo Agus Setiawan, selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
3. Bapak Pranowo Sidi, selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
4. Senior teknik perpipaan yang mau berbagi pengalaman dan dukungan dalam pengerjaan jurnal tugas akhir.
5. Teman-teman seperjuangan teknik perpipaan angkatan tahun 2013 yang telah memberikan motivasi, warna kehidupan, dan kebersamaan.
6. Pembimbing dari PT. Adhi Karya yang namanya tidak dapat disebut satu persatu.
7. Keluarga besar teknik perpipaan.

6. DAFTAR NOTASI

A	= Area (m^2)
H _f	= Head karena kerugian gesekan friction (m)
L	= panjang saluran (m)
D	= diameter dalam saluran (m)
V	= kecepatan rata-rata aliran
G	= kecepatan grafitasi (m/s^2)
N _s	= Putaran spesifik
n	= putaran dalam 1 menit
H	= Head Total (m)
H ₁	= Kerugian head dipipa, katup, belokan dan sambungan (m)
ΔH _p	= Perbedaan tekanan yang bekerja pada kedua permukaan air (m)
H _a	= Head static total (m)
Q	= Debit yang mengalir (m^3/s)
V _s	= kecepatan aliran pada pipa isap
Q	= Debit yang mengalir (m^3/s)
P	= Massa jenis fluida
P _m	= Daya nominal penggerak mula (kW)
α	= Faktor cadangan sebesar 0.15 karena menggunakan motor induksi
η _t	= Effisiensi transmisi sebesar 0.93 karena menggunakan sabuk rata.

6. DAFTAR PUSTAKA

Building & Plant Institute dan Ditjen Binawas Depnaker. 2005.

Sularso, Tahara. 2004. Pompa dan Kompresor: Pemilihan, pemakaian dan Pemeliharaan. Jakarta: PT. Pranadya Paramita.

Direktorat pengawasan keselamatan kerja Ditjen pembinaan pengawasan ketenagakerjaan, 2001: 8.

KEPMEN PU NO.10/KPTS/2000, ketentuan teknis pengamanan terhadap bahaya pada gedung dan lingkungan.

NFPA (National Fire Protection Association), NFPA 20-2007, Installation of Stationary Pumps for Fire Protection.

NFPA (National Fire Protection Association), NFPA 24-2007, standard for the installation of private fire service mains and their of appurtenances.

SNI (Standard Nasional Indonesia), 03-1745-2000, Tata cara perencanaan akses bangunan dan akses lingkungan untuk pencegahan bahaya kebakaran pada bangunan gedung.

SNI (Standard Nasional Indonesia), 03-3989-2000, Tata cara perencanaan dan pemasangan sistem springkler otomatis untuk pencegahan bahaya kebakaran pada bangunan gedung

Analisa Redesain Support Pipeline Aboveground KM 00.950 – KM 01.100 Jalur Balongan – Mundu di Pesisir Balongan

Abdul Fajri Prasetyo^{1*}, George Endri Kusuma², Daisy Dwijati K. R. A.³

¹Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia

^{2,3}Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia

*E-mail: abdul.fajri@gmail.com; kusuma.george@gmail.com; daisy.dwijati@gmail.com

Abstrak

Pipeline yang berada di KM 00.950 sampai ke KM 01.00 pada jalur pesisir daerah Balongan terkena abrasi. Abrasi tersebut mengakibatkan penurunan permukaan tanah sehingga *pipeline* yang sebelumnya dalam kondisi tertanam (*buried*) berubah menjadi *pipeline aboveground* yang tidak tersangga. Berdasarkan masalah tersebut di atas suatu desain *support pipeline* dijadikan fokus penelitian ini. *Support pipeline* tersebut harus memenuhi kriteria *code* ASME B 31.8. Analisa tegangannya dilakukan secara manual dan menggunakan *software* CAESAR II yang akan dibandingkan dengan kriteria penerimaan pada *code* ASME B31.8. Perhitungan dan pemodelan pada balok kolom beton menggunakan *software* SAP2000, yang akan digunakan sebagai penyangga *pipeline aboveground*. Desain *support pipeline aboveground* menghasilkan 7 buah *support* dengan jenis U-Bolt. Pemodelan kondisi redesain pada *software* CAESAR II menunjukkan nilai tegangan sebesar 11,6 % dari batasan *allowable stress* pada *code* ASME B 31.8. Nilai momen *ultimate* pada balok yang digunakan sebagai penyangga lebih kecil daripada momen balok yang direncanakan ($M_u \leq M_n$), yaitu $401288,11 \text{ Nmm} \leq 2957880 \text{ Nmm}$ sehingga mampu menyangga dengan aman.

Keywords : Analisa tegangan, ASME B 31.8, Detail Engineering Drawing (DED), desain *support, pipeline aboveground*.

1. PENDAHULUAN

Pipeline merupakan sistem jaringan penghubung untuk sarana transportasi fluida produksi dari satu tempat ke tempat lainnya. *Pipeline* yang berada pada jalur pantai beresiko terkena abrasi. Abrasi adalah proses pengikisan pantai oleh tenaga gelombang laut dan arus laut yang bersifat merusak. Permasalahan yang terjadi pada *pipeline* jalur Balongan – Mundu KM 00.950 sampai KM 1.100 adalah pada saat muka air laut naik dan pantai mengalami abrasi. Hal ini menyebabkan penurunan permukaan tanah sedalam 2,2 m dan jarak muka tanah ke pipa setinggi 1,4 m. Kondisi *pipeline* setelah terkena abrasi dapat dilihat pada Gambar 1



Dari Gambar 1.1 jalur *pipeline* mengalami *freSPAN* karena tanah yang menjadi tumpuan tergerus oleh abrasi dan *pipeline* tersebut bergesekan dengan *pipeline* yang berada di bawahnya. Berdasarkan masalah tersebut pemasangan *support* perlu dilakukan. *Support* adalah alat yang digunakan untuk menyangga dan menahan sistem perpipaan. *Support* tersebut dirancang agar dapat menahan berbagai macam bentuk pembebanan baik karena berat pipa, fluida, maupun beban dari luar.

2. METODOLOGI .

2.1. Prosedur Penelitian

Redesain *pipeline* dilakukan pada jalur Balongan – Mundu KM 00.950 sampai KM 1.100. Analisa penelitian dilakukan sesuai dengan referensi yang telah ditentukan. Tahapan tersebut menghitung secara manual jumlah dan posisi *pipesupport* untuk menyangga *pipeline* yang terkena abrasi. Kemudian perhitungan tegangan akibat beban *sustain* pada *pipeline* dilakukan baik secara manual maupun menggunakan *software* CAESAR II. Nilai perhitungan tersebut akan dievaluasi menggunakan

allowable stress material ASME B31.8. Perhitungan dan pemodelan pada balok kolom beton menggunakan *software* SAP2000, yang akan digunakan sebagai penyangga *pipeline aboveground*.

2.2. Pipe Span

2.2.1 Weight Total

$$W = W_{pipe} + W_{content} + W_{insulasi} \quad (1)$$

Persamaan (1) menunjukkan persamaan berat total dari *pipeline*. Dimana W_{pipe} merupakan berat dari pipa (lb/in), $W_{content}$ merupakan berat fluida (lb/in), $W_{insulasi}$ merupakan berat dari lapisan luar pipa (lb/in).

2.2.2 Limitation of Stress

$$L_s = \sqrt{\frac{0.33Zsh}{W}} \quad (2)$$

Persamaan (2) menunjukkan persamaan *limitation of stress*. Dimana Z merupakan *section Modulus* (in³), S_h merupakan *allowable tensile stress* (psi), W merupakan berat total *pipeline* (lb/in).

2.2.3 Limitation of Deflection

$$L_d = \sqrt[4]{\frac{\Delta EI}{22,5 W}} \quad (3)$$

Persamaan (3) menunjukkan persamaan *limitation of deflection*. Dimana Δ merupakan *allowable deflection* (in), E merupakan modulus elastisitas dari material pipa (psi), I merupakan *area moment of inertia of pipe* (in⁴), W merupakan berat total *pipeline* (lb/in).

2.3. Analisa Tegangan

2.3.1 Tegangan Hoop

$$S_H = \frac{PD}{2t} \quad (4)$$

Persamaan (4) menunjukkan persamaan tegangan *hoop*. Dimana P merupakan tekanan desain (psi), D merupakan diameter *pipeline* (in), t merupakan tebal dinding *pipeline* (in).

2.3.2 Tegangan Longitudinal

$$S_L = S_p + S_T + S_B + S_X \leq 0.9 ST \quad (5)$$

Persamaan (5) menunjukkan persamaan tegangan longitudinal. Dimana S_p merupakan tegangan longitudinal tekan (psi), S_T merupakan tegangan termal (psi), S_B merupakan tegangan tekuk (psi), S_X merupakan tegangan aksial (psi), S merupakan *specified minimum yield strength* (psi), T merupakan *temperature derating factor*.

2.4. Dimensi Balok dan Kolom

Dimensi balok dan kolom dapat dikatakan aman apabila momen yang direncanakan lebih besar dari momen dari *pipeline*.

$$\phi Mn \geq Mu \quad (6)$$

Persamaan (6) menunjukkan kriteria penerimaan dimensi balok dan kolom. Dimana M_n merupakan *moment ultimate* akibat beban berfaktor (Nmm), M_u merupakan *moment nominal* yang dibutuhkan (Nmm).

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

a. Berat Total

Berat total akan digunakan untuk perhitungan penentuan jarak antar *support*. Nilai berat total dapat dilihat pada Tabel 3.1.

Tabel 3.1 Berat Total

Jenis Berat	Nilai	Satuan	Nilai	Satuan
Berat Pipa	2637,97	Lb	1196,563	Kg
Berat Fluida	1,8718	Lb	0,849	Kg
Panjang Pipa	590,55	Inch	15000	Mm
Total Weight	2639,84	Lb	1197,411	Kg
Weight per Length	4,47013	lb/inch	0,0978	Kg/m

b. Jarak Antar Support

Jarak antar *support* ditentukan menggunakan *allowable span* berdasarkan batasan tegangan dan batasan defleksi yang dapat dilihat pada Tabel 3.2.

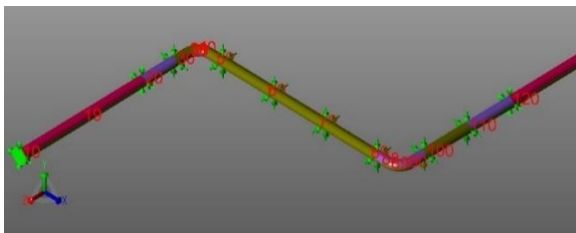
Tabel 3.2 Allowable Span

Allowable span	Nilai	Satuan
Berdasarkan batasan tegangan	8544,8	mm
Berdasarkan batasan defleksi	2667,43	mm

Hasil perhitungan jarak antar penyangga pada perhitungan diatas berdasarkan batasan tegangan dan batasan defleksi maksimal diambil diambil yang lebih kecil yaitu 2667,43 mm. Sehingga penentuan jarak penyangga pada *pipeline aboveground* tidak diijinkan melebihi 2667,43 mm.

c. Analisa Displacement

Nilai *displacement* redesign *pipeline* didapat dari pemodelan menggunakan software CAESAR II. Gambar *displacement pipeline* redesign dapat dilihat pada Gambar 3.1.



Gambar 3.1 Displacement pipeline redesign

Berdasarkan Gambar 3.1 node 10 sampai node 20 merupakan bagian *pipeline* yang tertanam, kemudian node 20 sampai 120 adalah *pipelinedalam* kondisi diatas tanah (*aboveground*) dan node 120 sampai 220 adalah *pipeline* tertanam (*buried*). Analisa ini hanya dilakukan pada *pipeline aboveground* yaitu pada node 20 sampai 120. Pada pemodelan ini *pipeline aboveground* sudah dipasang penyangga (*support*). Nilai *displacement pipeline* kondisi redesign dapat dilihat pada Tabel 3.3.

Tabel 3.3 Displacement Redesign

No.	Node	DX (in)	DY (in)	DZ (in)

1.	20	-0,00	-0,0008	-0,00
2.	30	-0,00	-0,0000	-0,00
3.	50	0,00	-0,0000	0,00
4.	60	0,00	-0,0000	-0,00
5.	80	0,00	-0,0000	0,00
6.	90	0,00	-0,0000	-0,00
7.	110	-0,00	-0,0000	-0,00
8.	120	0,00	-0,0016	-0,00

Pada Tabel 3.3 nilai *displacement pipeline* kondisi redesign lebih dominan bergerak pada arah sumbu Y daripada arah sumbu X dan Z. Nilai *displacement* terbesar terjadi pada sumbu Y node 120 yaitu -0,0016 inch atau -0,04 mm.

d. Analisa Tegangan

Total tegangan longitudinal yang terjadi pada jalur *pipeline* dapat diketahui dengan cara menjumlahkan keseluruhan nilai tegangan longitudinal yang terjadi pada *pipeline* menggunakan persamaan 5. Hasil perhitungan total tegangan longitudinal dapat dilihat pada Tabel 3.3.

Tabel 3.3 Nilai Total Tegangan Longitudinal

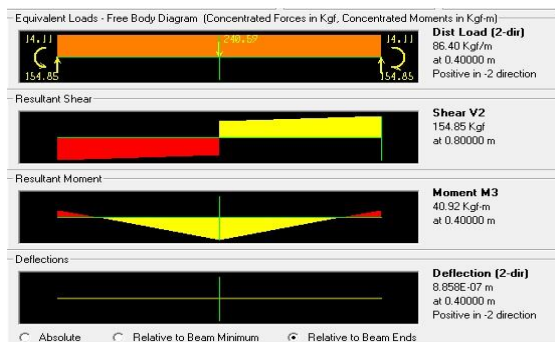
Segm ent	S _P	S _T	S _B	S _x	S _L	Allow able Stress (psi)
1	1514 ,7	6457 ,011	22,2 78	0	7993,9 89	31500
2	1514 ,7	6457 ,011	52,7 28	0	8024,4 39	31500
3	1514 ,7	6457 ,011	58,1 33	0	8029,8 44	31500
4	1514 ,7	6457 ,011	58,1 13	0	8029,8 44	31500

5	1514 ,7	6457 ,011	58,1 13	0	8029,8 44	31500
6	1514 ,7	6457 ,011	47,5 87	0	8019,0 81	31500
7	1514 ,7	6457 ,011	40,3 70	0	8012,0 81	31500
8	1514 ,7	6457 ,011	40,3 70	0	8012,0 81	31500

Berdasarkan Tabel 3.3 nilai total tegangan longitudinal terbesar berada pada *segment* 3,4 dan 5. Nilai tegangan total longitudinal seluruh *segment* pada kondisi redesain masih dibawah *allowable stress* (tegangan yang diijinkan).

e. Desain Kolom dan Balok

Momen *ultimate* (Mu) merupakan momen akibat beban berfaktor. Nilai momen *ultimate* (Mu) didapat dari pemodelan menggunakan *software* SAP2000. Hasil momen yang terjadi pada balok dan kolom dapat dilihat pada Gambar 3.2 dan Gambar 3.3



Gambar 3. 2 Hasil momen balok



Gambar 3. 3 Hasil momen kolom

Dari hasil pemodelan menggunakan *software* SAP2000 didapat nilai momen *ultimate* (Mu) pada balok yaitu 40,92 Kgfm atau 401288,11 Nmm sedangkan pada kolom didapat nilai momen *ultimate* (Mu) yaitu 20,99 Kgfm atau 9806.65 Nmm.

Berdasarkan perhitungan manual didapat nilai Mn adalah 2957880 Nmm. Balok dapat dikatakan aman apabila momen *ultimate* yang dihasilkan dari beban *pipeline* kurang dari sama dengan momen balok yang direncanakan ($Mu \leq Mn$).

$$Mu \leq Mn$$

$$401288.11 \text{ Nmm} \leq 2957880 \text{ Nmm}$$

Jadi dimensi balok yang direncanakan untuk menyangga *pipeline* aman untuk digunakan, karena nilai momen *ultimate* lebih kecil dari momen balok yang direncanakan.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisa yang telah dilakukan, maka dapat diambil kesimpulan antara lain.

1. Nilai perhitungan jarak antar penyangga berdasarkan batasan tegangan adalah 8544,8 mm dan berdasarkan batasan defleksi adalah 2667,43 mm. Nilai jarak yang digunakan adalah nilai yang lebih kecil yaitu berdasarkan batasan defleksi 2667,43 mm. Dengan demikian *pipeline aboveground* dengan panjang 15000 mm menggunakan *support* jenis U-Bolt sebanyak 7 buah.
2. Nilai tegangan tertinggi *pipeline aboveground* pada kondisi desain, *existing* dan redesain adalah 3534,3 psi, 5718,4 psi, 3671,6 psi. Dari ketiga kondisi tersebut masih dalam batasan aman sesuai dengan *code* ASME B 31.8 yaitu 31500 psi. Nilai tegangan tertinggi yang terjadi pada kondisi *existing* berada di segmen 8. Kondisi tersebut terjadi setelah *pipeline* terkena abrasi oleh air laut dan melendut karena tidak adanya penyangga.
3. Dimensi balok beton yang menyangga *pipeline aboveground* aman karena nilai momen *ultimate* lebih kecil dari momen balok yang direncanakan ($Mu \leq Mn$), yaitu $333823,14 \text{ Nmm} \leq 2957880 \text{ Nmm}$.

5. DAFTAR PUSTAKA

1. ASME B31.8-2014, *Gas Transmission and Distribution Piping Systems*, U.S.A: American Society of Mechanical Engineer.
2. SNI, 2002. SNI 03-2847-2002, *Tata Cara Perhitungan Beton Untuk Bangunan Gedung*, Bandung-Indonesia: Standard Nasional Indonesia.
3. DPMB. 1981. *Peraturan Pembebanan Indonesia Untuk Gedung*. Bandung- Indonesia: Direktorat Penyelidikan Masalah Bangunan.
4. Chamsudi, Achmad. (2005). *Piping Stress Analysis*. Badan Tenaga Nuklir Nasional PUSPITEK, Serpong.
5. Kannapan, Sam. (1986). *Introduction to pipe stress Analysis*. John Wiley & Sons, Inc., U.S.A.
6. Nugraha, Budi. (2012). *Piping and Pipeline Components*. Jakarta. Budi: Nugraha Copyright.
7. Pratama, PT. Tijara. (2004). *Pelatihan dasar analisa tegangan pipa*. IOCS. Ptc. Ltd (Singapore) dan COADE Inc. Jakarta.

ANALISA EFEKTIVITAS MITIGASI UPHEAVAL BUCKLING PIPELINE 16"-HL-4064-3B SUKOWATI A – CENTRAL PROCESSING AREA (CPA) MUDI

Anggalih Arya Kusuma^{1*}, George Endri Kusuma², Mardi Santoso³

¹Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia

^{2,3}Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia

Email: anggaliharyakusuma@gmail.com^{1*}; kusuma.george@gmail.com^{2*}; mardisantoso@gmail.com^{3*}

Abstrak

Upheaval buckling sering terjadi pada kasus kegagalan *pipeline* penyalur *crude oil*, seperti yang terjadi pada jalur *pipeline* 16"-HL-4064-3B menyalurkan *crude oil* Sukowati A – Central Processing Area Mudi Tuban Jawa Timur. *Upheaval buckling* terjadi karena beban *thermal expansion* dan faktor – faktor eksternal seperti *imperfection tanah* dan faktor tanah yang bersifat gembur. Kasus tersebut sudah dilakukan mitigasi dengan memberikan *downforce* berupa 3 titik beton dengan berat masing – masing 2 ton. Fokus penelitian ini pada perhitungan dan pemodelan untuk mencari nilai tegangan yang mengacu pada ASME B31.4 dan nilai *strain* yang mengacu pada ASME B31.1 *Power Piping Non-mandatory Appendix VII*. Nilai efektivitas mitigasi didapat dari analisa teknis tegangan. Hasil perhitungan dan pemodelan *software* CAESAR II nilai tegangan akibat beban *sustained* tidak melebihi *allowable stress* sebesar 18900 Psi. Nilai tegangan akibat beban ekspansi melebihi *allowable stress* sebesar 25200 Psi. Hasil perhitungan dan pemodelan *software* ANSYS 14.5 untuk mencari nilai *strain* sebesar $3,25 \times 10^{-4}$ in/in dan $3,067 \times 10^{-5}$ in/in. Dari analisa efektivitas mitigasi didapatkan bahwa mitigasi yang dilakukan kurang efektif.

Kata kunci : *Efektivitas, Mitigasi, Pipeline, Strain, Stress, Upheaval buckling*

1 PENDAHULUAN

Pipeline 16"-HL-4064-3B adalah sistem transportasi pipa yang dibangun oleh JOB PPEJ sepanjang 10,5 Km untuk menyalurkan *crude oil* dari sumur di Sukowati A Bojonegoro menuju Central Processing Area yang terletak di Mudi Tuban. *Pipeline* tersebut terpasang secara *underground* dengan temperatur design sebesar 250 F dan tekanan design sebesar 1480 Psi yang telah terjadi *upheaval bukling* pada koordinat X 603255,250 – 603267,089 dan koordinat Y 9209987,443 – 9210007,076 area *block valve* 2 – *block valve* 3 yang ditunjukkan pada Gambar 1.1



Gambar 1.1 *Upheaval Buckling Pipeline*



Gambar 1.2 Mitigasi Upheaval Buckling

Upheaval buckling adalah kegagalan suatu segmen pipeline yang mengalami deformasi global. Kegagalan pipeline tersebut terjadi karena faktor *thermal expansion* dan faktor eksternal seperti *imperfection* tanah yang sudah dilakukan mitigasi dengan memberikan timbunan tanah setinggi 1 meter dan 3 titik *downforce* masing – masing seberat 2 ton yang ditunjukkan pada Gambar 1.2. Oleh karena itu dilakukan analisa efektivitas mitigasi dan mencari nilai tegangan dan *strain* pada area yang terjadi upheaval buckling

2 METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Analisa efektivitas mitigasi upheaval buckling dilakukan pada pipeline 16”-HL-4064-3B antara BV 2 – BV 3. Analisa penelitian dilakukan dengan tahapan yang telah ditentukan. Tahapan tersebut menghitung secara manual tegangan akibat beban sustained dan ekspansi dan dimodelkan dengan software CAESAR II mengacu pada code B31.4. Permodelan ANSYS untuk mendapatkan nilai strain pada area upheaval buckling dan perhitungan nilai strain mengacu pada ASME B31.1 Power Piping Non-mandatory Appendix VII. Analisa efektivitas mitigasi menggunakan metode *paired t-test sample* dan analisa teknis tegangan sebagai acuan utama.

2.2 Analisa Tegangan

2.2.1 Sustained Load

Sustained load merupakan beban yang dialami oleh instalasi sistem pipa secara terus menerus. Beban ini merupakan kombinasi beban yang diakibatkan oleh tekanan internal fluida atau gas yang dialirkan dan beban berat yang ditunjukkan oleh persamaan 1.

$$S_L = S_{Lp} + S_b < 0,75 \times 0,72 \times S_y \quad (1)$$

2.2.2 Expansion Load

Expansion load terjadi akibat perbedaan temperatur fluida atau gas yang dialirkan dengan temperatur dinding pipa yang ditunjukkan oleh persamaan 2.

$$S_E = (S_b^2 + 4S_t^2)^{1/2} < 0,72 S_y \quad (2)$$

2.2.3 Hoop Stress

$$S_H = \frac{P_i D}{2t} \leq 0.72 S_{MYS} \quad (3)$$

Persamaan (3) menunjukkan persamaan tegangan hoop. Dimana P merupakan tekanan desain (psi), D merupakan diameter pipeline (in), t merupakan tebal dinding pipeline (in).

2.2.4 Longitudinal Stress

$$S_L = S_E + vS_H + \frac{M}{Z} + \frac{F_a}{A} \quad (4)$$

Persamaan (4) menunjukkan persamaan tegangan longitudinal. Dimana S_E merupakan thermal expansion stress (psi), S_H merupakan hoop stress (psi), M/Z merupakan tegangan bending (psi), dan F_a/A merupakan tegangan aksial (psi).

2.3 Gaya Aksial

$$F = -PA_i + v. S_H . A_s - E \alpha (T_2 - T_1) . A_s \quad (5)$$

2.4 Gaya Friksi

$$P_c = \omega H \quad (6)$$

Persamaan 6 menunjukkan P_c merupakan tekanan tanah yang bekerja pada pipa (psi), ω merupakan berat jenis pipa (lb/in³), H merupakan kedalaman pipa (in).

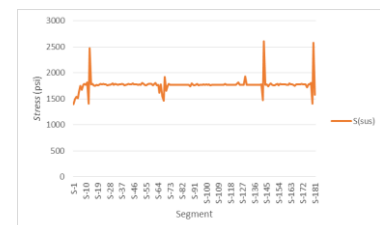
2.5 Maximum Relative Strain

$$\epsilon = \alpha (T - T_o) \quad (7)$$

Persamaan 7 menunjukkan ϵ merupakan nilai strain (in/in), α merupakan Coefficient of thermal expansion (in/in/F), dan $(T - T_o)$ merupakan perbedaan temperatur saat instalasi dan operasi (C).

3 HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Analisa Tegangan Sustained Load

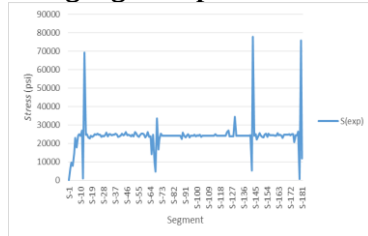


Gambar 3.1 Grafik Tegangan Sustained Load

Berdasarkan Gambar 3.1 didapatkan grafik hasil perhitungan manual tegangan akibat beban sustained. Perhitungan beban sustained mengacu pada persamaan (1). Didapatkan beberapa nilai yang besar yaitu pada segmen 13 sebesar 7347,993 psi, segmen 143 sebesar 8077,898, dan segmen

180 sebesar 7901,084 psi. Nilai dari perhitungan manual akibat beban *sustained* seluruhnya tidak mengalami *overstress* yaitu masih dibawah 18900 psi.

3.2 Analisa Tegangan Expansion Load



Gambar 3.1 Grafik Tegangan Expansion Load

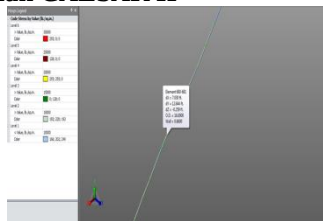
Berdasarkan Gambar 3.2 didapatkan grafik hasil perhitungan manual akibat beban ekspansi. Perhitungan tegangan akibat beban ekspansi mengacu pada persamaan (2). Nilai tegangan memiliki beberapa nilai

yaitu pada segmen 13 sebesar 69506,916, segmen 143 sebesar 7896,137 psi

dan segmen 180 sebesar 76167,022 yang seluruhnya melebihi *allowable stress*

sebesar 25200 psi.

3.3 Pemodelan CAESAR II



Gambar 3.3 Pemodelan sebelum Buckling



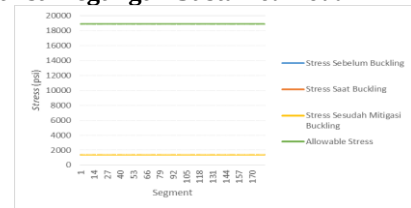
, Gambar 3.4 Pemodelan saat Buckling, Gambar



Gambar 3.5 Pemodelan sesudah Mitigasi Buckling

3.4 Analisa Software Caesar

3.4.1 Analisa Tegangan Sustained Load



Gambar 3.6 Sustained Load

Berdasarkan Gambar 3.6 didapatkan tentang *report stress sustained load* dari ketiga pemodelan software CAESAR II bahwa tidak terdapat perbedaan. Nilai dari tegangan *sustained load* adalah 1383,6 psi dan tidak mengalami *overstress* karena tidak melebihi *allowable stress* yaitu 18900 psi sehingga *upheaval buckling* tidak terjadi akibat pengaruh *sustained load*.

3.4.2 Analisa Tegangan Expansion Load



Gambar 3.7 Expansion Load

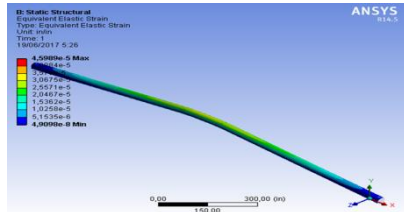
Berdasarkan Gambar 3.7 didapatkan grafik *report stress* akibat *expansion load*. Nilai tegangan yang mengalami *overstress* pada node 130 sebesar 40598 psi, dan pada area *upheaval buckling* 670, 680, 690 sebesar masing – masing 30810,6 psi, 57781 psi, dan 44721,9 pada pemodelan saat *buckling* dan sesudah mitigasi *buckling*.

3.5 Analisa Nilai Strain

3.5.1 Pemodelan ANSYS 14.5

Berdasarkan Gambar 3.8 telah didapatkan pemetaan nilai strain dari pemodelan ansys dengan menggunakan solution equivalent elastic strain bahwa nilai strain terendah yaitu $4,9098 \times 10^{-8}$ in/in yang ditunjukkan

dengan warna biru tua terdapat pada titik ke tiga sedangkan nilai strain tertinggi adalah $3,067 \times 10^{-5}$ in/in yang ditunjukkan oleh warna kuning yang terletak pada puncak areabuckling.



Gambar 3.8 Pemodelan ANSYS 14.5

3.5.2 Perhitungan Manual Nilai Strain

Perhitungan *maximum relative strain* untuk thermal ekspansi yang menghasilkan *thermal elongation* pada *underground pipeline* dihitung menggunakan persamaan (7) sebagai berikut :

$$\epsilon = \alpha (T - T_0)$$

$$\epsilon = 6,5 \times 10^{-6} (250 - 200)$$

$$\epsilon = 3,25 \times 10^{-4} \text{ in/in}$$

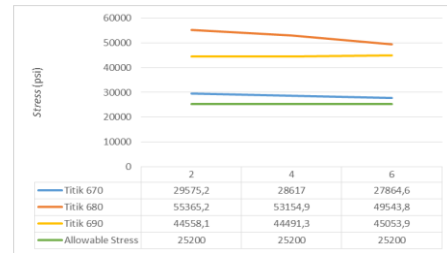
Nilai maksimal *strain* yang didapat adalah $3,25 \times 10^{-4}$ in/in. Indikasi nilai *strain* tertinggi adalah terletak pada puncak area *upheaval buckling*.

3.6 Analisa Efektivitas Mitigasi Upheaval Buckling

3.6.1 Analisa Teknis Tegangan

Analisa efektivitas parameter tegangan dianalisa secara teknis dengan simulasi *software* Caesar. Simulasi dilakukan dengan beberapa variasi besar *downforce* dan lokasi titik *downforce*. Variasi besar *downforce* yaitu sebesar 2 Ton, 4 Ton, dan 6 Ton serta variasi lokasi *downforce* pada titik 670, 680, 690 dan 671, 680, dan 681. Beban yang dianalisa adalah akibat beban ekspansi. Beban akibat *sustained* tidak dianalisa karena tidak mempengaruhi *upheaval buckling*.

3.6.6.1 Variasi Besar Downforce 2T, 4T, 6T pada Titik 670, 680, 690



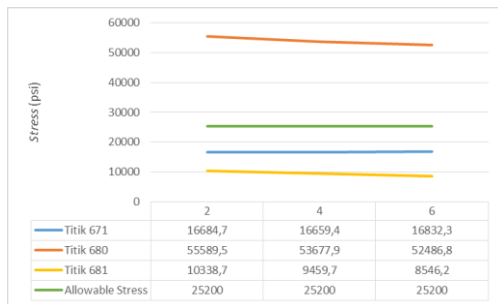
Gambar 3.9 Report Expansion Load 670,680,690

Berdasarkan Gambar 3.9 didapatkan bahwa nilai tegangan masih melebihi *allowable stress* untuk semua titik yang diberikan *downforce* pada area *upheaval buckling*. Nilai tegangan tertinggi sebesar 55465,2 psi terletak pada titik 680 dengan *downforce* sebesar 2 Ton. Nilai tegangan pada seluruh titik berturut – turut turun setelah *downforce* diganti menjadi 4 Ton dan 6 Ton tetapi nilai tegangan masih melebihi *allowable stress* sebesar 25200 psi. Berikut adalah Tabel 4.1 menunjukkan ringkasan analisa teknis titik 670, 680, dan 690.

Tabel 4.1 Ringkasan Hasil Analisa Teknis Tegangan Titik 670, 680, 690

Beban (Ton)	Titik	Tegangan (psi)	Allowable stress (psi)	Keterangan
2	670	29575,2	25200	Overstress
4	670	28617	25200	Overstress
6	670	27864,6	25200	Overstress
2	680	55365,2	25200	Overstress
4	680	53154,9	25200	Overstress
6	680	49543,8	25200	Overstress
2	690	44558,1	25200	Overstress
4	690	44491,3	25200	Overstress
6	690	45053,9	25200	Overstress

3.6.6.2 Variasi Besar Downforce 2T, 4T, 6T pada Titik 670, 680, 690



Gambar 3.9 Report Expansion Load
671,680,681

Berdasarkan Gambar 3.9 didapatkan bahwa nilai tegangan masih melebihi *allowable stress* untuk titik 680 yang diberikan *downforce* pada area *upheaval buckling*. Pada titik 671 dan 681 nilai tegangannya tidak melebihi *allowable stress*. Nilai tegangan tertinggi sebesar 55589,5 psi terletak pada titik 680 dengan *downforce* sebesar 2 Ton. Nilai tegangan pada titik 680 berturut – turut turun setelah *downforce* diganti menjadi 4 Ton dan 6 Ton tetapi nilai tegangan masih melebihi *allowable stress* sebesar 25200 psi. Berikut adalah Tabel 4.2 menunjukkan ringkasan analisa teknis titik 671, 680, dan 681.

Tabel 4.2 Hasil Ringkasan Analisa Teknis
Tegangan Titik 671, 680, 681

Beban (Ton)	Titik	Tegangan (psi)	Allowable stress (psi)	Keterangan
2	671	16684,7	25200	safe
4	671	16659,4	25200	safe
6	671	16832,3	25200	safe
2	680	55589,5	25200	overstress
4	680	53677,9	25200	overstress
6	680	52486,8	25200	overstress
2	681	10338,7	25200	safe
4	681	9459,7	25200	safe

6	681	8546,2	25200	safe

4 KESIMPULAN

- Hasil perhitungan dan pemodelan untuk mencari nilai tegangan pada pipeline 16”-HL-4064-3B pada area block valve 2 – block valve 3 adalah sebagai berikut.
 - Perhitungan manual akibat beban sustained seluruhnya tidak mengalami overstress yaitu masih dibawah 18900 psi dengan nilai tertinggi pada segmen 143 sebesar 8077,988 psi. Perhitungan nilai tegangan akibat beban ekspansi melebihi allowable stress sebesar 25200 psi dengan nilai tertinggi pada segmen 143 sebesar 78296,137 psi.
 - Nilai tegangan akibat beban sustained untuk ketiga pemodelan nilainya sama yaitu sebesar 1383,6 psi dan tidak melebihi allowable stress sebesar 18900 psi.
 - Nilai tegangan akibat beban ekspansi untuk ketiga pemodelan melebihi allowable stress sebesar 25200 psi. Overstress terletak pada node 670, 680, 690 area upheaval buckling dengan nilai tertinggi sebesar 64316,3 psi pada node 680 pemodelan sesudah mitigasi upheaval buckling.
- Hasil perhitungan manual nilai strain sebesar $3,25 \times 10^{-4}$ in/in. Nilai perhitungan manual tidak berbeda jauh dari nilai maksimal pada pemodelan software Ansys sebesar $3,067 \times 10^{-5}$ in/in yang terletak pada puncak area buckling sedangkan nilai terendah dari hasil pemodelan sebesar $4,9098 \times 10^{-8}$ in/in.
- Mitigasi upheaval buckling yang telah dilakukan oleh perusahaan adalah kurang efektif.

5 UCAPAN TERIMA KASIH

- Ibu dan bapak penulis yang senantiasa memberikan kasih sayang, do’a, dan dukungan kepada penulis baik dari segi moral maupun dari segi finansial.
- Bapak Ir. Eko Julianto, M.Sc., MRINA selaku Direkur Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
- Bapak George Endri Kusuma, ST., M.Sc.Eng sebagai Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya serta sebagai dosen pembimbing 1 yang telah memberikan

- bimbingan dan pengarahan selama pengerjaan proposal tugas akhir.
4. Bapak Mardi Santoso, ST., M.Eng.Sc Sebagai dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama pengerjaan proposal tugas akhir.
 5. Bapak Dimas Endro Witjanarko, ST., MT Sebagai Ketua Program Studi Teknik Perpipaan, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
 6. Teman – teman seperjuangan Teknik Perpipaan 2013 yang senantiasa memberikan suka dan duka selama masa perkuliahan di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
 7. Defi Mayang Sari (*my future*) yang selalu memberikan perhatian dan motivasi kepada penulis

Harahap, D. (2007). Analisa Kasus Upheaval Buckling pada Onshore Pipeline. 7-17.

L.C Peng, T.-L. P. (2009). *PIPE STRESS ENGINEERING*. Houston, Texas, USA: ASME PRESS.

Muhammad, R. (2008). Perencanaan Pipa dan Expansion Loop pada Pipa Penyalur SPM. 44-48

6 DAFTAR PUSTAKA

- 5L, A. (2005). *Specification for Line Pipe*. Washington, DC USA: API Publishing Services.
- Antaki, G. A. (2003). *Piping and Pipeline Engineering*. Aiken, South Carolina, USA: Marcel Dekker, Inc.
- B31.1. (2008). *Power Piping Non - Mandatory Appendix VII*. New York, USA: ASME B31 Commite.
- B31.4, A. (2012). *Pipeline Transportation Systems for Liquids and Slurries*. New York: ASME B31 Commite.
- Chamsudi, A. (2005). *Piping Stress Analysis*. Jakarta.
- Engineer, C. (1985-1998). *Piping Stress Analysis (Seminar Notes)*. Houston, Texas: COADE Inc.
- F110, D. R. (2007). *Global Buckling of Submarine Pipelines*. Norwegia: DNV Commite.
- Fahmi Fazlur Ramlan, W. W. (2012). Analisa Penyebab Terjadinya Upheaval Buckling pada Pipeline 16" dan Corrective Action. *JURNAL TEKNIK POMITS Vol. 1*, 1-6.
- Fahmi, A. (2016). Analisa Potensi Upheaval Buckling di 10"-CH-PG-032 Trunkline dari SPG Kuang ke SPG Pakugajah pada PGDP. *1 Conference on Piping Engineering and Its Application (CPEAA) 2012* (hal. 8-13). Surabaya: PPNS.

ANALISA TEGANGAN SISTEM PERPIPAAN PADA JALUR METERING SAMPAI TANKI TB-T 01, TB-T 02, TB-T 03

M. Rosyidul Aththar^{1*}, Mardi Santoso, S.T., Msc.Eng.Sc.², Ir. Arie Indartono, M.MT.³

^{1,2,3}Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

Email: aththar95@gmail.com^{1*}, mardisantoso@gmail.com², arie.indartono@gmail.com³

Abstrak

Di PT. PERTAMINA Terminal BBM Tuban tidak luput dari sistem perpipaan. Pada jalur *aboveground* khususnya pada jalur penyaluran dan penerimaan telah terpasang *support* yang mempunyai jarak antar *support* $\pm$ 12 meter antar *support*, baik untuk pipa dengan diameter 32 inchi sampai dengan pipa dengan diameter 6 inchi, mengingat pada ASME B31.4 telah mengatur batasan tegangan pada setiap pipa serta untuk melihat pada MSS SP69 dimana dalam standart menjelaskan bahwa jarak antar *support* memiliki batasan tertentu. Penentuan jarak *support* yang tepat sangatlah penting karena penentuan jarak *support* sangat berpengaruh terhadap tegangan yang terhadap sistem perpipaan.

Perhitungan yang dilakukan adalah perhitungan tegangan akibat beban sustain, menggunakan software Caesar II dan perhitungan manual terhadap pipa dengan diameter 32 inchi. Nilai tegangan kemudian dianalisa menggunakan standard ASME B31.4. Selanjutnya pemaksimalan jarak *support* dihitung berdasarkan *limitation allowable deflection* dan *limitation of stress*.

Dari hasil penelitian ini didapatkan jarak antar *support* baru yaitu 22.36 meter dengan mempertimbangkan nilai defleksi dan tegangannya. Nilai tegangan tertinggi akibat beban sustain pada jarak *support* lama terdapat pada segmen 44 yaitu sebesar 7306,095 psi dan pada jarak *support* baru terdapat pada segmen 21 yaitu sebesar 13380,673 psi, nilai defleksi terbesar pada jarak antar *support* lama terdapat pada node 670 sebesar - 0,1253 dan terbesar pada jarak antar *support* baru terdapat pada node 420 sebesar -0,6749 kearah sumbu Y.

Kata Kunci : *Support, Analisa Tegangan, Deflection, Sustained Load.*

1. PENDAHULUAN

Pada jalur perpipaan di Terminal BBM Tuban untuk penggunaan jarak *support*nya diambil jarak 12 meter untuk jarak antar *support*, baik untuk diameter 32 inchi sampai 6 inchi, serta banyaknya penambahan fitting baru pada jalur perpipaan ini mengakibatkan beban pada sitem perpipaan akan bertambah sedangkan untuk *support*nya masih tetap dengan jarak yang sama antar *support*. Serta perlu adanya perhitungan tentang *support* tersebut, mengingat bahwa jarak antar *support* bisa dihitung dengan menggunakan rumus tertentu sehingga tegangan pada jalur pipa tersebut akan memenuhi tegangan yang sudah diatur dalam Standart B31.4.

Penentuan jarak *support* yang tepat sangatlah penting karena penentuan jarak *support* sangat berpengaruh terhadap tegangan yang terhadap sistem perpipaan. Dalam peneletian ini pemaksimalan jarak *support* dihitung berdasarkan *limitation allowable deflection* dan *limitation of stress*.

Tujuan penelitian ini pada akhirnya dari kedua desain jarak antar *support* yaitu eksiting dan desain baru tersebut kemudian nantinya akan dilakukan analisa tegangan akibat beban sustain dan defleksi sehingga akan diketahui jarak *support* yang optimum dimana nilai tegangan akibat beban sustain dan defleksi masih dibawah *allowablenya*.

2. METODOLOGI

Tegangan adalah besaran vektor yang selain memiliki nilai juga memerlukan arah. Nilai dari tegangan didefinisikan sebagai gaya (F) persatuan luas (A). Untuk mendefinisikan arah pada tegangan sebuah sumbu pipa dibuat saling tegak lurus seperti terlihat pada Gambar 2.1 dibawah ini. Sumbu ini terletak di bidang tengah dinding pipa dan salah satu arahnya yang sejajar den panjang pipa disebut sumbu axial atau longitudinal.

2.1 Tegangan pada Pipa

Tegangan pada pipa dikategorikan menjadi dua kategori dari tegangan. Pertama tegan yang diakibatkan oleh tekanan baik dari dalam pipa maupun dari luar pipa. Kedua, tegangan yang datang dari gaya-gaya dan momen-momen yang bekerja pada sumbu x, y dan z yang diakibatkan oleh berat total, pemuaian panas, angin, gempa bumi dan yang lainnya (ITT Grinnell Industrial, 1981).

2.1.1 Tegangan Longitudinal (*Longitudinal Stress*)

1. Gaya aksial

Selain dipengaruhi oleh tegangan longitudinal kompresif akibat pengaruh ekspansi termal, gaya aksial efektif pada pipa yang berada pada kondisi

restraint juga dipengaruhi oleh tekanan internal di dalam pipa. Pada pipa kondisi tertahan, maka pada dinding pipa akan terbentuk tegangan kompresif pada arah longitudinal dapat menggunakan persamaan berikut.

$$S_{Lax} = F_{ax}/A_m \quad (1)$$

Dimana

F_{ax} = gaya dalam axial

A_m = luas penampang material

2. Tekanan Dalam Pipa

Tekanan dalam ini dikarenakan fluida yang ada didalam pipa, fluida ini akan memberikan tekanan baik searah dengan panjang pipa dan kesegala arah permukaan pipa. Didapatkan rumus sebagai berikut.

$$S_p = Pd_o/4t \quad (2)$$

S_p = tegangan longitudinal akibat beban dalam

P = tekanan dalam akibat fluida

t = ketebalan dinding pipa

3. Tegangan longitudinal akibat momen bending.

Momen bending menghasilkan distribusi tegangan yang linear dengan tegangan terbesar berada pada bagian terluar permukaan terjauh dari sumbu aksis bending, dapat menggunakan persamaan berikut.

$$S_b = M_b c / I \quad (3)$$

M_b = moment lendutan pada sebuah penampang pipa

c = jarak dari sumbu netral ke titik yang diperhatikan

I = moment inersia dari penampang pipa

2.2 Pipe Support

Penyangga pipa dalam sistem perpipaan adalah sebuah alat yang berfungsi untuk menjadi penahan atau penumpu pipa yang melintas dari suatu tempat ke tempat yang lain. Sebuah support adalah sebuah komponen dari sistem perpipaan yang menyalurkan beban yang bekerja pada pipa ke struktur penyangga. Penempatan support harus memperhatikan dari pergerakan sistem perpipaan. Untuk jarak antar support sendiri berdasarkan pendekatan *limitation allowable deflection* dan *limitation of stress* yang diambil dari buku Sam Kannapan dapat menggunakan persamaan berikut :

a. *Base on limitation of stress*

$$L = \sqrt{\frac{0,4 \times Z \times S_h}{w}} \quad (4)$$

b. *Base on limitation allowable deflection*

$$L = \sqrt[4]{\frac{\Delta \times E \times I}{13,5 \times w}} \quad (5)$$

Dimana

Δ = Allowable Defleksi

E = Modulus elastisitas

W = weight per lenght

2.3 Defleksi

Secara definisi, defleksi adalah fenomena dimana material logam mengalami perpanjangan atau perenggangan ketika terjadi peningkatan temperatur ataupun karena berat yang diberikan kepada material logam tersebut. Kebanyakan material logam akan memanjang atau mengerut secara proporsional pada segala arah secara linear ketikadiberi panas.

6.1 2.4 Perhitungan Berat Pipa

Berat total pipa dalam kasus ini terdapat dua komponen utama, yaitu berat fluida yang mengalir di dalam pipa dan berat dari pipa itu sendiri. untuk perhitungan berat total pipa seperti berikut.

- *self weight of pipe* = $\pi \times 0.25 (OD^2 - ID^2) \times \rho_{pipa} \times \text{panjang pipa}$ (6)
- *content weight* = $\pi \times 0.25 (ID^2) \times \rho_{pertamax} \times \text{panjang pipa}$ (7)

2.5 Beban pada Pipa

Pipe load adalah beban yang terjadi pada sistem perpipaan yang diteruskan ke struktur bangunan penumpu melalui peralatan penumpu atau restraint. Sistem perpipaan pada kondisi operasi tentunya mengalami berbagai macam beban. Beban yang dialami diantaranya beban akibat pipa itu sendiri, berat fluida yang mengalir, insulasi pipa, beban angin maupun gempa bumi.

2.5.1 Beban Sustain (Sustained Load)

Beban sustain adalah beban yang bekerja secara terus-menerus pada pipa. Tegangan yang terjadi pada beban sustain merupakan Jumlah dari seluruh tegangan longitudinal (SL) akibat tekanan, berat dan akibat beban sustain yang lain tidak boleh melebihi S_h , dimana S_h adalah basic allowable stress pada kondisi atau suhu logam maksimum.

$$S_l = \frac{F}{A_m} + \frac{M_b}{z} + \frac{Pd_o}{4t} \leq S_h \quad (8)$$

Dimana :

S_l = tegangan akibat beban sustain

A_m = luas penampang pipa

F = gaya dalam axial

M_b = momen bending

P = tekanan kerja

d_o = diameter outside

z = section modulus

t = tebal pipa

S_h = Allowable stress material

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Nilai Tegangan Akibat Beban Sustained Kondisi Eksisting

3.1.1 Tegangan Akibat Gaya Aksial

Dari hasil perhitungan sesuai persamaan 1 didapatkan nilai tegangan akibat gaya aksial sebesar 1648,955 psi

3.1.2 Nilai Tegangan Longitudinal Akibat Tekanan
Dari hasil perhitungan sesuai persamaan 2 didapatkan nilai tegangan longitudinal akibat tekanan sebesar 1729,6 psi.

3.1.3 Nilai Tegangan Bending
Nilai dari tegangan bending berbeda untuk setiap segmenhal ini dikarenakan untuk menentukan nilai tegangan bending terdapat fungsi dari panjang pipa.

nilai dari total longitudinal stress terbesar pada segmen 44 yaitu 7306,095 psi dan terkacil pada segmen 59 yaitu sebesar 3421,434 psi, sehingga dapat diketahui nilai untuk masing-masing segmen masih dibawah dari nilai allowable stress pada standard ASME B31.4.

3.2 Penentuan Posisi Support

3.2.1 Penentuan Posisi Support Berdasarkan *Limitation Allowable Deflection*

Sesuai dengan persaman 5 didapatkan hasil untuk jarak posisi antar support berdasarkan *limitation allowable deflection* sebesar $L = 880,314$ inchi.

3.2.2 Penentuan Posisi Support Berdasarkan *Limitation of Stress*

Sesuai dengan persaman 4 didapatkan hasil untuk jarak posisi antar support berdasarkan *limitation of stress* sebesar $L = 1004,988$ inchi.

Sehingga span yang dipilih yang yaitu 880,314 inchi yang memiliki NOS 30 buah dengan pertimbangan memaksimalkan jarak tidak overstress atau masih dibawah allowablenya dan tidak terjadi defleksi yang tidak melebihi dari 1 inchi.

3.3 Nilai Tegangan Akibat Beban Sustained Kondisi Terpasang

3.3.1 Tegangan Akibat Gaya Aksial

Dari hasil perhitungan sesuai persamaan 1 didapatkan nilai tegangan akibat gaya aksial sebesar 1648,955 psi

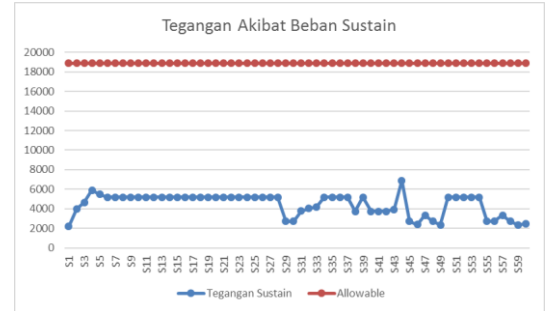
3.1.2 Nilai Tegangan Longitudinal Akibat Tekanan
Dari hasil perhitungan sesuai persamaan 2 didapatkan nilai tegangan longitudinal akibat tekanan sebesar 1729,6 psi.

3.1.3 Nilai Tegangan Bending
Nilai dari tegangan bending berbeda untuk setiap segmenhal ini dikarenakan untuk menentukan nilai tegangan bending terdapat fungsi dari panjang pipa.

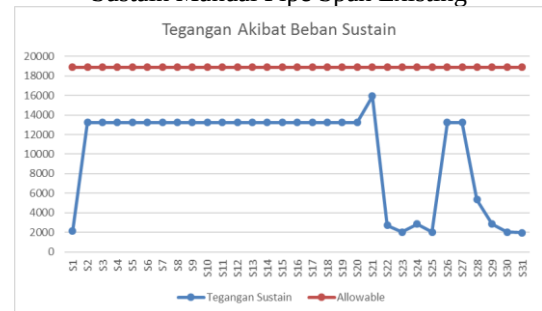
nilai dari total longitudinal stress terbesar pada segmen 21 yaitu 13380,673 psi dan terkacil pada segmen 59 yaitu sebesar 3417,025 psi, sehingga dapat diketahui nilai untuk masing-masing segmen masih dibawah dari nilai allowable stress pada standard ASME B31.4.

3.4 Analisa Pipe Span Kondisi Eksisting Dan Baru Terhadap Tegangan Akibat Beban Sustain.

3.4.1 Pada Perhitungan Manual



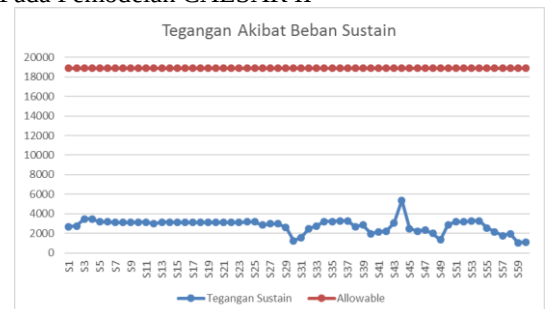
Gambar 3.1 Nilai Tegangan Akibat Beban Sustain Manual Pipe Span Existing



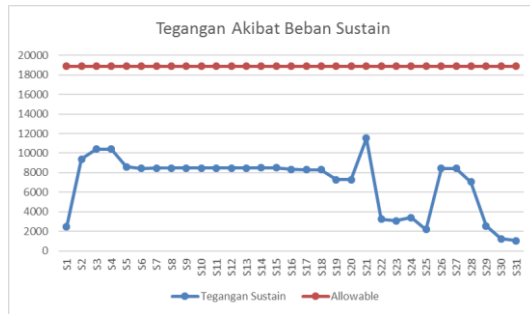
Gambar 3.2 Nilai Tegangan Akibat Beban Sustain Manual Pipe Span Baru

Pada desain jarak support baru semuanya mengalami kenaikan tetapi masih dalam allowable hal ini dikarenakan memaksimalkan jarak antar support sehingga mengurangi support yang akan tetapi pengurangan support tersebut masih tergolong aman. Untuk nilai tegangan yang terbesar pada kondisi eksisting yaitu pada segmen 44 sedangkan untuk kondisi jarak antar support baru pada segmen 21 hal ini kedua segmen tersebut terdapat dua percabangan sehingga pada kedua segmen tersebut mengalami peningkatan tegangan sedangkan untuk tegangan terendah pada kondisi eksisting pada segmen segmen 59 sedangkan untuk kondisi jarak antar support baru pada segmen 31 keduanya dikarenakan memiliki jarak support yang dekat sehingga tegangan yang terjadi menjadi kecil.

3.4.2 Pada Pemodelan CAESAR II



Gambar 3.3 Nilai Pemodelan Tegangan Akibat Beban Sustain Pipe Span Existing



Gambar 3.4 Nilai Pemodelan Tegangan Akibat Beban Sustain *Pipe Span* Baru

Pada desain jarak support baru semuanya mengalami kenaikan tetapi masih dalam allowable hal ini dikarenakan memaksimalkan jarak antar support sehingga mengurangi support yang akan tetapi pengurangan support tersebut masih tergolong aman. Untuk nilai tegangan yang terbesar pada kondisi eksisting yaitu pada segmen 44 sedangkan untuk kondisi jarak antar support baru pada segmen 21 hal ini kedua segmen tersebut terdapat dua percabangan sehingga pada kedua segmen tersebut mengalami peningkatan tegangan sedangkan untuk tegangan terendah pada kondisi eksisting pada segmen 59 sedangkan untuk kondisi jarak antar support baru pada segmen 31 keduanya dikarenakan memiliki jarak support yang dekat sehingga tegangan yang terjadi menjadi kecil.

Sehingga untuk perhitungan manual dan software menunjukkan hasil yang aman untuk kondisi jarak antar support yang baru baik nilai tegangan dan defleksi. Hal ini dapat mengurangi pemakaian support dan tidak terpaku pada menggunakan support yang semuanya menggunakan 12 meter antar support.

4. KESIMPULAN

1. Dari hasil perhitungan manual nilai tegangan tertinggi pada kondisi pipe support eksisting terbesar pada segmen 44 yaitu 7306,095 psi dan terkecil pada segmen 59 yaitu sebesar 3421,434 psi. Untuk hasil pemodelan CAESAR II pada kondisi eksisting terbesar pada Segmen 44 yang memiliki nilai tegangan akibat beban sustain yang terbesar yaitu 6329,8 psi dan nilai tegangan terkecil pada segmen 59 yaitu sebesar 1750 psi
2. Dari hasil perhitungan *allowable spacing* yang baru dikarenakan memaksimalkan jarak antar *pipe support*, diketahui jarak antar *pipe support* pada pipa dengan diameter 32 inchi material API 5L Grade B terdapat 2 jarak support akan tetapi yang diambil yang terkecil yaitu 880,314 in (22.36 meter) antar support dengan NOS 30 buah akan tetapi pemasangan menyesuaikan lapangan. perhitungan *pipe support* ini

bedasarkan *limitation of stress dan limitation of deflection*.

3. Dari hasil perhitungan manual nilai tegangan tertinggi pada kondisi *pipe support* baru yaitu terbesar pada segmen 21 yaitu 13380,673 psi dan nilai terendah pada segmen S31 yaitu 3417,025 psi. Untuk hasil pemodelan CAESAR II terbesar pada atau Segmen 21 yaitu sebesar 9876 psi sedangkan untuk nilai tegangan terendah pada segmen 31 yaitu sebesar 1745,2 psi

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan materi, motivasi, kasih sayang, do'a, dan nasehat hidup bagi penulis.
2. Bapak Mardi Santoso, S.T., Msc. Eng.Sc. selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
3. Bapak Ir. Arie Indartono, M.MT., selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
4. Teman-teman seperjuangan teknik perpipaan angkatan tahun 2013 yang telah memberikan motivasi, warna kehidupan, dan kebersamaan.
5. Senior teknik perpipaan yang mau berbagi pengalaman dan ilmu dalam pengerjaan jurnal ini.
6. karyawan TBBM Tuban yang namanya tidak dapat disebut satu persatu.
Keluarga besar teknik perpipaan

6. DAFTAR NOTASI

S_L	= tegangan Logitudinal [psi]
S_R	= tegangan sirkumferensial [psi]
S_C	= tegangan Radial [psi]
S_T	= tegangan Geser [psi]
F_{ax}	= gaya dalam aksial [psi.inchi2]
A_m	= luas penampang material [inchi2]
P	= tekanan dalam aksial [psi]
A_i	= luas penampang pipa [inchi2]
t	= ketebalan dinding pipa [inchi]
M_b	= moment lendutan pada sebuah penampang pipa [lb.inc]
I	= moment inersia dari penampang pipa [inchi4]
R_o	= radius luar pipa [inchi]

Z	= modulus permukaan (section modulus) [inchi ³]
P	= tekanan desain [kg/mm ²]
S _A	= tegangan yang diizinkan akibat beban berulang [psi]
S _c	= tegangan izin pada temperatur dingin [psi]
S _h	= tegangan izin pada temperatur operasi [psi]
f	= faktor stress range reduction
S _I	= tegangan akibat beban sustain [psi]
A _m	= luas penampang pipa [inchi ²]

7. PUSTAKA

1. ASME B31.4. (2012). *Pipeline Transportation Systems for Liquids and Slurries*. New York: American Society of Mechanical Engineers.
2. Grinnel ITT (1981), *Piping Design and Engineering*, ITT Grinnel Corporation, U.S.A.
3. Kannapan, Sam. (1986). *Introduction to pipe stress Analysis*. John Wiley & Sons, Inc., U.S.A.
4. Liang-Chuan (L.C) Peng and Tsen –Loong (Alvin) Peng. (2009). *Pipe Stress Engineering – ASME Press*. Peng Engineering, Houston, Texas, U.S.A.
5. MSS-SP 69. (1996). *Pipe Hanger and Supports - Selection and Application of Pipe Supports*. Valve and Fitting Industri, Inc., Vienna, Virginia, U.S.A.
6. Pratama, PT. Tijara Pratama. (2004). *Pelatihan dasar analisa tegangan pipa*. IOCS Ptc. Ltd (Singapore) dan COADE Inc. Jakarta.
7. Smith, Paul R. And Van Laan, Thomas J. (1987). *Piping and Pipe Support System*, McGraw Hill, Inc. U.S

Analisa Efektivitas Desain *Horizontal Directional Drilling* (HDD) *River Crossing* pada KP 47+25 - KP 48+000 di *Project PT. Petronas Malaysia*

Denny Cahyo H. ^{1*}, Heroe Poernomo², Raden Dimas Endro W. ³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia³

Email: [^{1*}dennycahyo01@gmail.com](mailto:dennycahyo01@gmail.com); [^{2*}heroep@na.its.ac.id](mailto:heroep@na.its.ac.id); [^{3*}dimasend@yahoo.com](mailto:dimasend@yahoo.com);

Abstrak

Pipeline atau jaringan pipa adalah sistem jaringan penghubung untuk sarana transportasi fluida hasil produksi dari satu tempat ke tempat lainnya, dimana pipa-pipa tersebut biasanya terletak didalam tanah atau biasa disebut buried pipe, juga bisa ditempatkan di atas permukaan tanah atau juga bisa disebut above ground. Pada saat ini PT. Citra Panji Manunggal tengah melaksanakan konstruksi, salah satunya adalah pembangunan Transmission gas pipeline dari Terminal RGT2 ke existing Peninsular Gas Utilisation (PGU) proyek PT. Petronas Malaysia. Proyek tersebut melewati selat Mendana sejauh ± 285 meter dengan metode yang dipakai adalah horizontal directional drilling (HDD). Pada desain HDD tersebut dapat di optimalkan dengan cara merubah entry point dan exit point sehingga proses construction akan lebih efisien dan pemborosan material dapat diminimalisir. Metode analisa desain pada tugas akhir ini dilakukan dengan cara perhitungan manual dan juga menggunakan software Pipeline Toolbox dengan keluaran yaitu Total Pull Force, Individual Load, Combined load, dan tegangan operasi. Pada penelitian ini diharapkan agar desain Horizontal Directional Drilling (HDD) mampu di jakan referensi untuk desain HDD yang lebih optimal. Hasil perhitungan manual dan menggunakan software Pipeline Toolbox harus memenuhi allowable pada setiap poin. Dari hasil penelitian kali ini didapat desain yang paling optimal yang terdapat pada variasi angle entry point 9° dan exit point 19° dengan panjang pipa yang dibutuhkan untuk HDD sepanjang 401 m.

Kata Kunci: *Pipeline, horizontal directional drilling (HDD), Analisa desain, software Pipeline Toolbox.*

1. PENDAHULUAN

Proses pengerjaan *pipeline project* melibatkan sistem perpipaan yang cukup kompleks dan rumit. Dalam pelaksanaannya, jaringan pipa gas akan melewati daerah-daerah seperti sungai, jalan raya, dan kereta api. Salah satu metode yang biasa digunakan untuk melewati atau *crossing* sungai, jalan raya, dan rel kereta api adalah metode *Horizontal Directional Drilling* (HDD). Pada penelitian ini akan menganalisa efektivitas desain *horizontal directional drilling* (HDD) *river crossing* pada Kp 47+250 – Kp 48+000 di proyek PT. Petronas, berapa tension maksimal dan radius bending maksimal yang diperbolehkan untuk *crossing* tersebut. Analisa ini dilakukan untuk mengetahui desain yang paling efisien sehingga akan meminimalisir biaya yang dikeluarkan selama proses proyek berjalan.

2. METODOLOGI

2.1. Prosedur Penelitian

Desain *horizontal directional drilling* (HDD) *river crossing* pada Kp 47+250 – Kp 48+000 merupakan *pipeline* dari Terminal RGT2 ke existing Peninsular Gas Utilisation (PGU) proyek PT. Petronas Malaysia. Pipa gas dibangun sepanjang 72 Km berkapasitas 1400 MMSCFD Natural Gas dengan debit awal sebesar 700 MMSCFD natural gas. Desain tersebut menggunakan pipa 36 inchi material API 5L X70 mengalirkan fluida *natural gas*. Analisa pada desain HDD meliputi 4 aspek, yaitu analisa beban tarik, analisa tegangan *individual load*, analisa tegangan *combined load* dan analisa tegangan pada saat operasi.

2.2. Analisa Beban Tarik

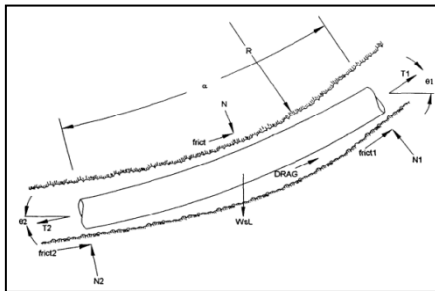
Metode perhitungan yang dijelaskan disini dimulai dari perhitungan *finite difference* dari gaya tarik yang dibutuhkan untuk menginstal bagian pipa dari *entry point* ke *exit point* dari lubang percontohan atau *pilot hole*. Perhitungan dilakukan dengan cara menentukan beban tarik maksimal yang diasumsikan terjadi saat pipa masuk dari *entry point*. (Utility and Pipeline Applications, 2005)

2.2.1. Beban tarik pada bagian lurus

$$T_2 = T_1 + |\text{fric}| + \text{DRAG} \pm W_s \times L \sin \theta \quad (3)$$

Persamaan (1) menunjukkan setiap bagian yang lurus, tegangan diujung T2, ditentukan dari keseimbangan gaya statis. Dimana T₂ merupakan tegangan (atau beban tarik) pada ujung kiri dari bagian lurus, diperlukan untuk mengatasi hambatan dan gesekan (lbs), T₁ merupakan tegangan (atau menarik beban) pada ujung kanan, ini diasumsikan nol untuk section pertama dari lubang (lbs), Fric merupakan gesekan antara pipa dan tanah (lbs), DRAG merupakan drag fluidic antara pipa dan cairan pengeboran (lbs), W_s merupakan banyak berat (terendam) efektif pipa ditambah isi internal *pipeline* (lbs/ft), L merupakan panjang dari *section* (feet), θ merupakan sudut dari sumbu lubang lurus relatif terhadap horizontal (nol sama dengan horizontal, 90° sama dengan vertikal).

2.2.2. Beban tarik pada bagian lengkung



Gambar 2.1 Model bagian lengkung

$$N = \frac{[12 \times T \times h - (W_s/12) \times \cos \theta \times Y]}{X} \quad (2)$$

$$h = R \times \left[1 - \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right] \quad (3)$$

$$X = 3 \times L_{arc} - \frac{j}{2} \times \tanh\left(\frac{U}{2}\right) \quad (4)$$

$$Y = 18 \times (L_{arc})^2 - j^2 \times \left[1 - \frac{1}{\cosh\left[\frac{U}{2}\right]} \right] \quad (5)$$

$$j = \left(E \times \frac{I}{T} \right)^{1/2} \quad (6)$$

$$I = \pi \times (D - t)^3 \times \frac{t}{8} \quad (7)$$

$$U = \frac{12 \times L_{arc}}{j} \quad (8)$$

Persamaan (2) menunjukkan persamaan beban tarik pada saat lengkung, dimana h merupakan *displacement* (feet), T merupakan *average* dari T1 and T2. Persamaan (3) merupakan turunan dari persamaan (1), dimana R merupakan *radius of curvature of the curved section between point 2 and 3* (feet), α merupakan *included angle of the curved section* (degrees). Persamaan (5) merupakan turunan dari persamaan (1), dimana Larc merupakan $R \times \theta \times (\pi/180)$ (feet). Persamaan (6) merupakan turunan dari persamaan (4), dimana E merupakan Modulus Young untuk baja ($2,9 \times 10^7$ psi), t merupakan tebal dinding pipa (inch)

2.3. Analisa Tegangan Pada Pipa

Kasus kondisi tegangan *critical* untuk pipa berada pada saat kombinasi *tensile*, *bending* dan *hoop* terjadi pada waktu yang sama.

i. Individual Load

Untuk lokasi yang dipilih dalam profil jalan yang dibor yang dicurigai sebagai lokasi tegangan kritis, pertama menghitung tekanan individual untuk kondisi pembebanan tertentu (tarik, *bending*, *hoop stress*) dan membandingkan terhadap tingkat *allowable* untuk tegangan tersebut. (Utility and Pipeline Applications, 2005)

- Tensile stress*

$$f_t = T/A \quad (9)$$

$$F_t = 0.9 \times \text{SMYS} \quad (10)$$

Persamaan (9) dan (10) menunjukkan persamaan beban tarik pada saat instal pipa, dimana F_t merupakan *allowable tensile stress* (psi), f_t merupakan *tensile stress* (psi). T merupakan *tension*

pada *point interest* (lb), dan A merupakan Persamaan luas penampang dinding pipa (in)

- *Bending stress*

$$f_B = (E \times D \times 12) / (24 \times R) \quad (11)$$

$$F_B = 0.75 \times SMYS \quad (12)$$

for $D/t \leq 1,500,000/SMYS$

$$F_B = [0.84 - \{1.74 \times SMYS \times D/(E \times t)\}] \times SMYS \quad (13)$$

for $1,500,000/SMYS < D/t \leq 3,000,000/SMYS$

$$F_B = [0.72 - (0.58 \times SMYS \times D/(E \times t))] \times SMYS \quad (14)$$

for $3,000,000/SMYS < D/t \leq 300,000$

Persamaan (11) dan (13) menunjukkan persamaan tegangan bending pada saat instal pipa, dimana F_B merupakan *allowable bending stress* (psi), f_B merupakan *bending stress* (psi).

- *Hoop stress*

$$F_H = (\Delta p \times D) / (2 \times T)$$

Dimana Δp (psi) adalah sama dengan perbedaan antara tekanan hidrostatik yang diberikan oleh lumpur pengeboran di *hole acting* pada bagian luar pipa dan tekanan dari air, lumpur atau *acting air* di dalam pipa, di kedalaman tempat tujuan (Δp menghasilkan tegangan *external hoop* diambil sebagai positif).

external mud pressure = mud wt (lb/ft³) x depth (ft)

Allowable Hoop Buckling Tress sebagai berikut:

$$F_H < F_{HC} / 1.5 \quad (15)$$

Dimana F_{HC} , adalah fungsi dari T_{HE} , sebagai berikut

$$F_{HE} = 0.88 \times E \times (t/D)^2 \quad (16)$$

dan,

$$F_{HC} = F_{HE} \quad (17)$$

for $0.55 \times SMYS < F_{HE} \leq 1.6 \times SMYS$

Untuk elastic hoop buckling,

$$F_{HC} = 0.45 \times SMYS + 0.18 \times F_{HE} \quad (18)$$

for $0.55 \times SMYS < F_{HE} \leq 1.6 \times SMYS$

$$F_{HC} = 1.31 \times SMYS / [1.15 + (SMYS/F_{HE})] \quad (19)$$

for $1.6 \times SMYS < F_{HE} \leq 6.2 \times SMYS$

$$F_{HC} = SMYS \quad (20)$$

for $F_{HE} > 6.2 \times SMYS$

Persamaan (15) dan (16) menunjukkan persamaan tegangan hoop pada saat instal pipa, dimana F_{HE} merupakan *Elastic hoop buckling stress*, F_{HC} merupakan *Critical hoop Buckling Stress*.

ii. Combined Load

Setelah memeriksa beban tunggal dan lulus, maka harus diperiksa untuk keamanan di bawah beban dikombinasikan dengan melakukan dua cek kesatuan; pertama kondisi ganda beban (tension plus bending) dan pada akhirnya beban interaktif seluruhnya yang diperiksa harus sesuai kombinasi *tensile, bending dan hoop stress*. (Utility and Pipeline Applications, 2005)

Untuk memeriksa kombinasi dari *stress, tensile, dan bending*, adalah:

$$[f_t / (0.9 \times SMYS)] + [f_b / F_B] \leq 1.0 \quad (21)$$

Untuk memeriksa kombinasi penuh dari *tensile, bending dan external hoop stresses*, adalah:

$$A^2 + B^2 + 2v \times [A] \times B \leq 1 \quad (22)$$

Dimana,

$$A = (F_t + F_b - 0.5 \times F_h) \times 1.25 / SMYS \quad (23)$$

$$B = 1.5 \times F_h / F_{hc} \quad (24)$$

v = Poisson's ratio (0.3 for steel)

2.4. Beban Operasi dan Analisa Tegangan

Beban operasi yang di alami pada *pipeline* dengan metode HDD tercantum di bawah ini:

- *Hoop stress*, dari fluid,

$$F_H = (\Delta p \times D) / (2 \times T) \quad (25)$$

Dalam hal ini Δp adalah sama dengan perbedaan antara tekanan hidrostatik yang diberikan oleh air tanah yang bekerja pada bagian luar pipa dan tekanan dari fluida (gas) yang mengalir dalam pipa. Perhatikan bahwa untuk analisis ini Δp menghasilkan tegangan *tensile external hoop* diambil sebagai positif.

- *Bending Stress* di pipa sesuai bentuk lubang yang sudah di bor,

$$F_B = (E \times D) / (24 \times R) \quad (26)$$

- *Thermal Stress* yang dihasilkan dari perbedaan antara suhu konstruksi dan suhu operasi.

$$FT = (E \times k) \times (T1-T2) \quad (27)$$

Dimana,

k = the coefficient of thermal expansion for steel (0.000065 inches per inch per °F) (ASME B31.8)

TI = Constructed temperature in °F

T2 = Operating temperature in °F

- *Total Longitudinal Compressive Stress*

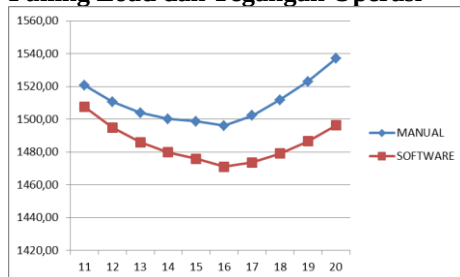
$$FL = \text{Bending Stress} + \text{Thermal Stress} + (\text{Hoop Stress} \times \text{Poisson's ratio}) \quad (28)$$

- *Maximum shear stress*

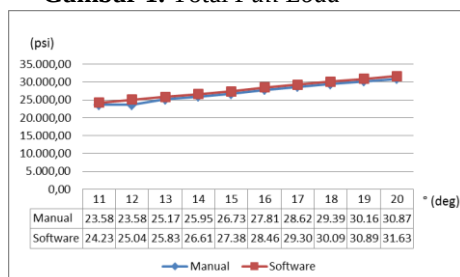
$$\text{Shear stress} = (FH - FL)/2 \quad (29)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Pulling Load dan Tegangan Operasi



Gambar 1. Total Pull Load

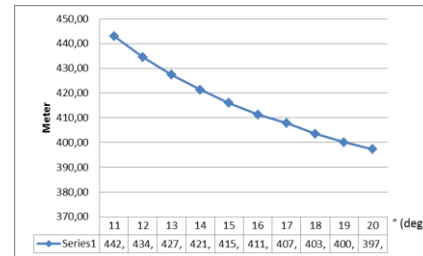


Gambar 2. Tegangan pada saat operasi

Gambar 1 menunjukkan gaya total (beban tarik) diperlukan untuk menarik pipa melalui *borehole* adalah penjumlahan semua kebutuhan gaya baik lurus maupun bagian melengkung pada *pipeline*. Hasil *Pulling Load* dari beberapa variasi menunjukkan bahwa semua beban memenuhi izin yang di syaratkan oleh PRCI *hand book*. Gambar 2 menunjukkan tegangan yang terjadi pada saat operasi. Dari hasil analisa terdapat 3 tegangan yang terjadi pada saat

operasi, yang pertama adalah *bending stress*, yang kedua adalah *external hoop stress*, dan yang ketiga adalah *thermal stress*.

3.2. Panjang Desain



Gambar 3. Panjang dari beberapa variasi

Gambar 3 menunjukkan hasil dari beberapa variasi yang dilakukan dengan melihat panjang sebagai hasil akhir desain. Hasil yang paling efektif didapat pada variasi dengan entry point 9° dan exit point 19° dengan panjang pipa yang dibutuhkan ± 400 m.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan penelitian “Analisa Efektivitas Desain *Horizontal Directional Drilling* (HDD) *River Crossing* pada KP 47+25 - KP 48+000 di *Project PT. Petronas Malaysia*” yang telah dilakukan didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

1. Semakin besar sudut pada *bending horizontal directional drilling* maka semakin kecil gaya tarik yang diperlukan untuk menarik pipa, dari analisa didapat sudut yang paling optimal adalah variasi *entry point* 9° dengan *exit point* 19°.
2. Semakin besar sudut pada *bending horizontal directional drilling* maka semakin kecil gaya tarik yang diperlukan untuk menarik pipa, namun pada variasi sudut *exit* 16° mengalami kenaikan kembali karena pada ujung pipa keluar tidak terdapat bagian pipa yang lurus. Gaya tarik dari desain paling optimal dengan variasi sudut *entry point* 9° dengan *exit point* 19° yaitu sebesar 1.523,06 kN, gaya tersebut masih diterima karena berada di bawah *allowable* sebesar 11.412,54 kN.
3. Tegangan dari desain paling optimal dengan variasi sudut *entry point* 9° dengan *exit point* 19° yaitu tegangan *tensile* 4.794,58 psi, *bending* 31.479 psi, dan *hoop stress* 1.313,99 psi, dari hasil tersebut berada dibawah *allowable* dari masing-masing tegangan sehingga variasi tersebut diterima.
4. Pada saat operasi semakin besar sudut pada *bending horizontal directional drilling* maka semakin besar tegangan yang dihasilkan pipa. Pada analisa kali ini *Max Shear Stress* yang paling mendekati *allowable* yaitu variasi sudut *entry point* 9° dengan *exit point* 19° dengan hasil

sebesar 30.168,1 psi sedangkan *Max allowable shear stress* sebesar 31.500 psi, maka dari itu desain tersebut bisa digunakan untuk HDD.

5. Dari hasil analisa didapat desain paling optimal dengan variasi sudut *entry point* 9° dengan *exit point* 19° dengan panjang pipa yang dibutuhkan sepanjang 401 m.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan materi, motivasi, kasih sayang, do'a, dan nasehat hidup bagi penulis.
2. Bapak Heroe Poernomo, S.T., M.T, selaku dosen pembimbing 1 dan Bapak Raden Dimas Endro W, S.T., M.T, selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
3. Teman-teman seperjuangan teknik perpipaan angkatan tahun 2013 yang telah memberikan motivasi, warna kehidupan, dan kebersamaan.

6. DAFTAR PUSTAKA

1. API. (2012). Specification for Line Pipe, API Specification 5L Forty-Fifth Edition Washington D.C: American Petroleum Institute.
2. ASME B31.8. (2012). Gas Transmission and Distribution Piping System. U.S.A: American Society of Mechanical Engineering.
3. Hill, McGraw. (2005). Horizontal Directional Drilling: Utility and Pipeline Applications. New York.
4. McAllister, E. W. (2009). Pipeline Rules of Thumb-Hand Book, Seventh Edition. Gulf Professional Publishing: USA.
5. PFI ES-24. (2001). Pipe Bending Methods, Tolerance, Process, and Material Requirements. Wasington D.C: Pipe Fabrication Institute
6. Watson, Paul D. (1995). Installation of Pipeline by Horizontal Directional Drilling An Engineering Design Guide. PRCI: Texas.
7. Polak, Maria Anna. Mechanical modelling for pipesin horizontal directional drilling. Journals Department of Civil Engineering, University of Waterloo, Waterloo, Ontario, Canada N2L 3G1. (2002).
8. Liu, Xu, Zhijiu Ai, Junchen Qi, Shuang Wang, Hao Qin, Huijie Qian. Mechanics analysis of pipe lifting in horizontal directional drilling. Journal College of Mechanical Engineering, Southwest Petroleum University, China. (2015).

REDESAIN WATER SPRINKLER SYSTEM PADA LIVESTOCK VESSEL

Umar Gomo Pramesti S.^{1*}, Arie Indartono², Projek Priyonggo S.L.³

¹Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

^{2,3}Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia

Email: umar_gomo@yahoo.co.id^{1*}; arie.indartono@gmail.com²; Projek_me@yahoo.co.id³

Abstrak

Water sprinkler system adalah sistem pemadam kebakaran otomatis pada kapal ternak yang menggunakan *fire sprinkler* sebagai sensor yang mendeteksi panas ketika terjadi kebakaran. Pada desain yang sudah ada terjadi ketidakwajaran yaitu terjadi pembesaran pipa dari *fresh water hydrophore* ke pipa utama yaitu dari diameter 1-1/2" ke 3" dengan . Hal ini mungkin dapat mengakibatkan penurunan tekanan dan debit air pada sistem sehingga dilakukan redesain pada sistem tersebut mengganti pipa dari *fresh water hydrophore* dengan pipa 1-1/2".

Hal yang dilakukan adalah *redrawing* pada *water sprinkler system* kemudian dilanjutkan perhitungan tentang *head loss* pada sistem tersebut yang digunakan untuk mencari kebutuhan daya pompa yang dibutuhkan dan juga perhitungan tekanan kerja pada sistem, perhitungan dibantu dengan *software pipe flow expert*. Kemudian hasil perhitungan akan dibandingkan dengan daya pompa yang sudah ada sehingga bisa diketahui selisih dari desain yang baru dan desain yang lama. Dari hasil redesain *water sprinkler system* didapat bahwa tekanan ujung *sprinkler* terjauh adalah 5,034 bar dan telah memenuhi standart BKI yaitu minimal adalah 1,75 bar, *headloss* hasil redesain adalah 49,36 m maka daya pompa yang baru didapat adalah 26,9 kW dengan merek GRUNDFOS tipe 4AEF9.

Kata kunci : *Fire sprinkler, water sprinkler system, head loss, freash water hydrophore.*

1. PENDAHULUAN

Program tol laut dilaksanakan untuk membangun transportasi laut dengan kapal atau sistem logistik kelautan, yang melayani tanpa henti dari Sabang hingga Merauke. Salah satunya adalah kapal ternak atau *livestock vessel* yang berfungsi khusus untuk mengangkut dan mendistribusikan hewan ternak khususnya sapi. Pada tahun 2015 silam Indonesia meluncurkan kapal ternak untuk pertama kalinya dan kapal tersebut dikerjakan oleh perusahaan yang bergerak dalam bidang pembuatan dan perawatan kapal. *Water sprinkler system* merupakan salah satu komponen penting di dalam kapal ternak. Kapal ternak memerlukan *water sprinkler system* sebagai pemadam api otomatis ketika terjadi kebakaran di dalam kapal. Sistem ini bermula dari tanki air tawar kemudian dipompa menuju *fresh water hydrophore tank*. Pada *fresh water hydrophore tank* air akan disimpan dengan tekanan yang sudah ditentukan

sehingga bisa menjangkau pada sistem yang berada pada *deck* yang paling atas.

Namun pada saat melakukan *On Job Training* di perusahaan galangan kapal, ditemukan kegagalan saat melakukan pengujian *water sprinkler system* pada kapal ternak. Debit air pada *sprinkler deck* paling atas tidak memenuhi standard, hal ini dikarenakan pipa dari *fresh water hydrophore tank* sebesar 1-1/2" menuju pipa percabangan sebesar 3" kemudian bercabang lagi sebesar 2-1/2", seharusnya pipa percabangan harus sama atau lebih kecil agar tekanan, kecepatan dan debit pada sistem tersebut sama atau lebih besar. Perancangan ulang dibutuhkan untuk merancang ulang *water sprinkler sistem* dengan mengganti pipa utama 3" dengan pipa 1-1/2" dan percabangannya 2-1/2" dengan pipa 3/4 ". Setelah melakukan perancangan ulang dilanjutkan dengan menghitung *head loss* mayor, *head loss* minor dan tekanan pada sistem dan daya pompa yang baru.

Setelah perancangan ulang yaitu mengganti pipa utama 3" dengan 1-1/2" dan pipa cabang 2-1/2" dengan 3/4" perhitungan dilakukan maka diketahui hasil dari desain yang baru yaitu *headloss total* yaitu sebesar 70,362 m. Tekanan pada *sprinkler* pada *deck* paling atas atau *deck C* adalah sebesar 5,034 bar dan daya pompa pada sistem yang baru adalah sebesar 26,9 kW. Berdasarkan BKI *rules for Machinery Installations (Part 1, Vol III), sec 12* tekanan *water sprinkler system* harus mampu bekerja pada tempat *spray nozzle* tertinggi yaitu 1,75 bar berarti redesain sistem tersebut sudah memenuhi standart.

2. METODOLOGI .

2.5. Prosedur Penelitian

Redesain *water sprinkler system* dilakukan dengan cara menggambar ulang *gambar isometri water sprinkler system* pada kapal ternak sehingga dengan mengganti pipa 3" menjadi 1-1/2" atau 1" dan 2-1/2" menjadi 3/4". Kemudian menghitung *headloss* mayor dan *headloss* minor pada sehingga bisa ditemukan nilai *headloss* totalnya. Stelah itu menghitung tekanan sistem dan menentukan daya pompa baru.

2.6. Headloss

2.2.1 Headloss Mayor

$$hL = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (1)$$

Persamaan (1) menunjukkan persamaan menghitung *headloss mayor*. Dimana *f* adalah faktor gesekan (tanpa dimensi), *L* adalah panjang pipa (m), *D* adalah diameter dalam pipa (m²), *v* adalah kecepatan fluida (m/s), *g* adalah percepatan gravitasi (m/s²).

2.2.2 Headloss Minor

$$h = K \frac{v^2}{2g} \quad (2)$$

Persamaan (2) menunjukkan persamaan menghitung *headloss minor*. Dimana *K* adalah koefisien *fitting* (tanpa dimensi), *v* adalah kecepatan fluida (m/s).

2.2.3 Head Tekanan

$$hP = \frac{P_2 - P_1}{2g} \quad (3)$$

Persamaan (3) menunjukkan persamaan *head* tekanan. Dimana *P* merupakan tekanan (Pa), *g* adalah percepatan gravitasi (m/s²).

2.2.4 Head Kecepatan

$$hK = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (4)$$

Persamaan (4) menunjukkan persamaan *head* kecepatan. Dimana *v* merupakan kecepatan (m/s), *g* adalah percepatan gravitasi (m/s²).

2.2.5 Head Ketinggian

$$\Delta Z = Z_1 - Z_2 \quad (5)$$

Persamaan (5) menunjukkan persamaan *head* ketinggian. Dimana *Z* merupakan ketinggian (m).

2.2.6 Headloss Total

$$H = hL + h + Z + hP + hK \quad (6)$$

Persamaan (6) menunjukkan persamaan *headloss* total. Dimana *hL* adalah penjumlahan *headloss* mayor *r* (m), *h* merupakan *headloss* minor (m), *Z* adalah *head* ketinggian (m), *hP* adalah *Head* tekanan (m), *hK* adalah *head* kecepatan (m).

2.3 Reynolds Number

2.3.1 Bilangan Reynolds

$$e = \frac{vD}{\nu} \quad (7)$$

Persamaan (7) menunjukkan persamaan Reynolds. Dimana *v* merupakan kecepatan fluida (m/s), *D* merupakan diameter *pipeline* (m), *ν* merupakan kekentalan kinematik (m²/detik).

2.4 Faktor Gesekan

2.4.1 Faktor Gesekan Pada Aliran Laminar

$$f = \frac{64}{Re} \quad (8)$$

Persamaan (8) menunjukkan persamaan faktor gesekan pada aliran laminar. *Re* merupakan *reynolds number* (tanpa dimensi).

2.4.2 Faktor Gesekan Untuk Aliran Turbulen

$$Relative\ pipe\ roughness = \frac{\epsilon}{D} \quad (9)$$

Persamaan (9) menunjukkan persamaan faktor gesekan pada aliran turbulen. *ε* merupakan *relatif roughness* (mm), *D* merupakan diameter dalam pipa (mm).

2.5 Tekanan Pada Sistem

2.5.1 Tekanan

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 + hL \quad (10)$$

Persamaan (9) menunjukkan persamaan Bernoulli. ϵ merupakan *relatif roughness* (mm), P merupakan tekanan (Pa), ρ merupakan masa jenis fluida (kg/m^3), g merupakan percepatan gravitasi (m/s^2), Z merupakan ketinggian (m), v merupakan kecepatan fluida (m/s), hL merupakan *headloss* akibat gesekan pipa maupun *fitting* (m).

2.6 Daya

2.6.1 Daya Fluida

$$P_w = \rho \times g \times Q \times H \quad (11)$$

Persamaan (1) menunjukkan persamaan Bernoulli. ρ merupakan masa jenis fluida (kg/m^3), g merupakan percepatan gravitasi (m/s^2), Q merupakan debit (m^3/s), H merupakan *headloss* total (m).

2.6.2 Daya Pompa

$$P_w = \frac{\rho \times g \times Q \times H}{\eta} \quad (12)$$

Persamaan (12) menunjukkan persamaan Bernoulli. ρ merupakan masa jenis fluida (kg/m^3), g merupakan percepatan gravitasi (m/s^2), Q merupakan debit (m^3/s), H merupakan *headloss* total (m), η merupakan efisiensi pompa (%).

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

a. Headloss Total

Headloss total sistem digunakan untuk menghitung daya pompa yang dibutuhkan. Nilai *Headloss* total dapat dilihat pada Tabel 3.1.

Tabel 3.1 *Headloss* Total

Deck C				
Lin e No	Diamet er (in)	Debit (m^3/s)	Kecepat an (m/s)	Headlo ss (m)
FW -	¾	0,000040 8	0,1176	1,1180 9
SP- DC -01	1-1/2	0,000485 7	0,3698	

Deck B

FW -	1-1/2	0,000121 44	0,09246	6,0193 44
SP- DB -06				
FW -	¾	0,000040 8	0,1176	3,0048 25
SP- DB -05	1-1/2	0,001254 8	0,30819	
FW -	¾	0,000040 8	0,1176	1,0410 4
SP- DB -04	1-1/2	0,001255	0,9554	
FW -	¾	0,000040 8	0,1176	5,8174 6
SP- DB -03	1-1/2	1,63345	0,00214 54	

Deck A

FW -	¾	0,000040 8	0,1176	2,3195
SP- DA -06	1-1/2	0,000242 88	0,11766 7	
FW -	¾	0,000040 8	0,1176	5,2015
SP- DA -03	1-1/2	0,000489 6	0,216	
FW -	¾	0,000040 8	0,1176	3,0399 5
SP- DA -04	1-1/2	0,000489 6	0,3727	
FW -	¾	0,000040 8	0,1176	2,1083
SP- DA -05	1-1/2	0,000445	0,339	
FW -	¾	0,000040 8	0,1176	4,561
SP- DA -02	1-1/2	0,000267 2	2,0341	

FW

-
SP-
DA
-01

1-1/2

0,002672

2,0341

2,062

Bottom Deck

FW

-
SP-
BD
-02

3/4

0,000040
8

0,1176

1,6482

1-1/2

0,000404
8

0,3082

FW

-
SP-
BD
-01

1-1/2

0,004372

3,329

11,896

Headloss Total

49,36

FW

-
PM
-
BD
-01

1-1/2

0,0233

17,739

21,002

Headloss Total dengan suction

70,362

Hasil perhitungan *headloss* di atas berdasarkan perhitungan *headloss* mayor dan *headloss* minor sehingga bisa diambil bahwa *headloss* total sistem hasil redesain dengan *headloss suction* pompa adalah 70,362 m.

b. Nilai Tekanan Pada Sprinkler Tertinggi

Nilai tekanan pada sprinkler tertinggi apada sistem dapat dilihat pada Tabel 3.2.

Tabel 3.2 Nilai Tekanan

Tekanan	Nilai	Satuan
Berdasarkan perhitungan manual	5,034	Bar

Hasil perhitungan tekanan pada perhitungan diatas berdasarkan hukum Bernoulli maka didapat tekanan pada sprinkler pada tempat paling tinggi atau *deck C* yaitu sebesar 7,2 bar.

3.3 Nilai Daya Pompa

Nilai daya pompa hasil redesain dapat dilihat pada Tabel 3.3

Tabel 3.3 Nilai Daya Pompa

Daya Pompa	Nilai	Satuan
Perhitungan daya pompa	26,9	kW

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisa yang telah dilakukan, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut.

1. Nilai perhitungan *headloss* total dari sistem yang baru dengan mengganti pipa 3" dengan 1-1/2" dan pipa 2-1/2" dengan 3/4" adalah sebesar 49,36 m. Jika ditambah dengan *headloss* pipa hisap dan tekan pompa maka didapat *headloss* total adalah 70,362 m
2. Tekanan pada sprinkler yang berada di *deck C* jika semua sistem sprinkler berfungsi adalah sebesar 5,034 bar dan telah memenuhi standad BKI yaitu minimal tekanan pada sprinkler tertinggi adalah sebesar 1,75 bar
3. Daya pompa yang dibutuhkan untuk menjalankan sistem yaitu adalah 26,9 kW dan dipilih pompa dengan merk GRUNFOZ dengan tipe 4AEF9.

5. DAFTAR PUSTAKA

1. BKI. 2015. *Vol 4 Guides for Livestock Carriers*. Jakarta, Indonesia.
2. BKI. 2016. *Vol 3 Rules for Machinery Instalations*. Jakarta, Indonesia.
3. Cengel, Yusuf A dan Cimbala, John M. 2006. *Fluid Mechanics Fundamentals and Applications*. USA: McGraw-Hill.
4. Gilles-Soemitro. 1986. *Mekanika Fluida & Hidraulika*. Jakarta: Erlangga.
5. Parisher, A Roy dan Rhea, Robert A. 2002. *Pipe Drafting and Design*. USA: Butterworth-Heinemann.

6. Raswari. 2007. *Perencanaan dan Penggambaran Sistem Perpipaan*. Jakarta: Penerbit Universitas Indonesia (UI-Press).
7. SOLAS. 2002. *Chapter II-2 Construction - Fire Protection, Fire Detection And Fire Extinction*.
8. Sularso dan Tahara, Haruo. 2000. *Pompa dan Kompresor*. Jakarta: PT. Pradnya Paramita.

Analisa Pengaruh *Settlement* Terhadap *Stress* dan *Clearance* Pada *Offshore Crossing Pipeline*

Andra Wahyu Wicaksono¹, Heroe Poernomo², Adi Wirawan Husodo³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya,
Surabaya, Indonesia^{1,2,3}

Email: andrawahyu11@gmail.com¹; hero_e_p@na.its.ac.id²; adi_wirawan@ppns.ac.id³

Abstrak

Pada saat penentuan rute pipa tidak jarang ditemukan kasus dimana rute pipa yang akan ditentukan bertemu dengan sebuah objek *existing* seperti pipa bawah laut dan kabel bawah laut. Oleh karena itu *pipeline* diusahakan tidak terlalu dekat dengan lokasi objek *existing* dengan jarak aman vertikal (*clearance*) pipa minimal 0.3 meter (DNV OS-F101). Nilai tegangan didapat dengan memodelkan *crossing pipeline* pada Autopipe. Variasi dilakukan dengan menggunakan 3 *support*, 4 *support* dan 3 kondisi pembebanan, antara lain instalasi, *hydrotest*, dan operasi. Analisa penurunan tanah dilakukan dengan menentukan nilai *immediate settlement* dan nilai *consolidation settlement*. Hasil analisa menunjukkan nilai tegangan pada pipa sebelum dan sesudah *settlement* masih dalam batas aman berdasarkan ASME B.31.4. Dengan *unity check* 0.96 pada kondisi *hydrotest* untuk 4 *support* sebelum *settlement*, dan *unity check* 0.91 pada kondisi *hydrotest* pada 3 *support* setelah *settlement*. Total penurunan tanah yang terjadi pada *support* tipe *concrete sleeper* sebesar 401.927 mm dengan nilai *clearance* 491.927 mm. dan pada *support* tipe *concrete mattress* sebesar 334.319 mm dengan nilai *clearance* 265.681 dengan nilai *clearance* 265.681 mm. Dari nilai *clearance* pada *support* utama maka jarak aman vertikal (*clearance*) 0.3 m antar kedua pipa aman dan tidak terlampaui selama masa operasi.

Keywords: *Clearance; Crossing Pipeline, Settlement, Stress Analysis, Pipeline Support*

1. PENDAHULUAN

Pada saat penentuan rute pipa, tidak jarang ditemukan kasus dimana rute pipa yang akan ditentukan bertemu dengan sebuah objek *existing* seperti pipa bawah laut dan kabel bawah laut. Maka dengan banyaknya faktor yang dipertimbangkan dalam pemilihan rute pipa dapat dimungkinkan adanya kondisi silangan (*crossing*) antara *pipeline*. *Crossing* sendiri merupakan kondisi dimana terdapat lebih dari satu jalur pipa bawah laut yang saling berdekatan dalam kondisi vertikal. Media antara *crossing* tersebut dapat berupa *concrete mattress* maupun *concrete sleeper* atau dengan melakukan *burial* dibawah *seabed*. Selain itu *pipeline* diusahakan tidak berada terlalu dekat dengan lokasi struktur lain atau *pipeline* lain (*Det Norske Veritas 2000; DNV OS F-101, Submarine Pipeline Systems*), dengan jarak vertikal minimal yang memisahkan antara pipa satu dengan yang lainnya sejauh 0,3 m.

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui bagaimana pengaruh dari *settlement* (penurunan tanah) di bawah struktur *crossing pipeline* dengan variasi 3 buah dan 4 buah *support* yang berupa *concrete sleeper* dan *concrete mattress* terhadap nilai *stress* pipa dan *clearance* antara kedua pipa yang saling bersilangan. Analisa *stress* dan *settlement* dilakukan dalam 3 kondisi, antara lain kondisi instalasi, kondisi *hydrotest*, dan kondisi operasi. Hal tersebut dikarenakan di 3 kondisi

tersebut *pipeline* mengalami perlakuan berbeda. Oleh karena itu perlu adanya analisa per kondisi agar diketahui hasil analisa secara lebih spesifik (Arifianti, 2011).

2. METODOLOGI

Analisa dilakukan untuk mengetahui bagaimana pengaruh *soil settlement* atau penurunan tanah yang terjadi pada *support crossing pipeline* pada nilai *stress* dari *pipeline* yang ada di atasnya. Lalu dilakukan perbandingan antara sebelum dan sesudah *settlement* selama masa operasi apakah batas aman sebesar 0.3 m terlampaui atau tidak.

2.1 Prosedur Penelitian

Prosedur penelitian ini terdiri dari 4 komponen utama, yaitu perhitungan *stress* pada pipa sebelum *settlement*, perhitungan besar *settlement* yang terjadi dibawah struktur *support* pipa, perhitungan *stress* setelah terjadi *settlement*, dan pengecekan *clearance* antar kedua pipa. Perhitungan *stress* dilakukan dengan memodelkan *crossing pipeline* pada software Autopipe. Akan tetapi sebelumnya dilakukan dahulu perhitungan *span* untuk mendapatkan panjang bentang bebas yang diijinkan. Perhitungan *settlement* dilakukan dengan menghitung *immediate settlement* dan *consolidation settlement*. *Clearance* didapat dari

nilai total *settlement* yang terjadi pada *support* utama.

2.2 Calculation

1. Pipe Span

Perhitungan yang tepat diperlukan dalam menentukan panjang maksimum dari bentang bebas yang diakibatkan oleh pipa *tersupport* tersebut sehingga aman dari kemungkinan terjadinya kegagalan struktur.

$$L_C = \sqrt{\frac{C_e U_r D}{2\pi U_c}} \sqrt{\frac{EI}{M_e}} \quad (2.1)$$

$$L_C = \sqrt{\frac{C_e}{2\pi f_n}} \sqrt{\frac{EI}{M_e}} \quad (2.2)$$

2. Stress Analysis

Menurut ASME B.31.4-2012-Pipeline Transportation Systems for Liquid and Slurries Chapter IX mengenai Offshore Liquid Pipeline Systems, telah dijelaskan mengenai Analisa stress yang terjadi pada pipa antara lain *hoop stress*, *longitudinal stress*, dan *combine stress*.

$$S_h \leq F_1(S_y) \quad (2.3)$$

$$S_h = (P_i + P_e) \frac{D-t}{20t} \quad (2.4)$$

$$|S_L| \leq F_2 S_y \quad (2.5)$$

$$2 \left[\left(\frac{S_L - S_H}{2} \right)^2 + S_t^2 \right]^{1/2} \leq F_3 S_y \quad (2.6)$$

$$(S_h^2 - S_L S_H + S_L^2 + 3S_t^2)^{1/2} \leq F_3 S \quad (2.7)$$

3. Settlement

Penambahan beban di atas permukaan tanah dapat menyebabkan lapisan tanah di bawahnya mengalami pemampatan. Ketika nilai beban (*load*) per unit area pada pondasi bertambah secara kontinu maka nilai *settlement* juga akan bertambah.

$$\Delta_H = qB \frac{1-\mu^2}{E_s} I_w \quad (2.8)$$

$$S_{cp} = \frac{C_c H}{1+e_o} \log \left(\frac{P_o + \Delta P}{P_o} \right) \quad (2.9)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Pipe Span

Salah satu faktor yang mempengaruhi besaran nilai *stress* adalah panjang *span* atau bentang bebas. Maka dari itu perlu dihitung berapa nilai panjang *span* agar nantinya nilai *stress* tidak melebihi batas

maksimum sesuai standar yang digunakan yaitu ASME B31.4. Dari perhitungan yang dilakukan pada pipa baik kondisi instalasi, *hydrotest*, dan operasi maka diperoleh nilai-nilai yang ditunjukkan pada tabel 3.1 di bawah ini.

Tabel 3.1 Hasil perhitungan span pada 3 kondisi secara statis dan dinamis

Parameter	Phase		
	Installation	Hydrotest	Operating
	m	m	m
Cross-Flow	23.829	22.604	23.629
In-Line	16.132	15.303	13.518
Static	49.598	41.151	45.45

3.2 Analisa Stress Sebelum Settlement

Nilai *stress* didapat dengan cara memodelkan *crossing pipeline* pada software Autopipe dengan 2 variasi jumlah *support*, yaitu 3 *support* dan 4 *support*. Hasil dari nilai *stress* sebelum *settlement* bisa dilihat pada tabel 3.2 dan 3.3 dibawah ini

Tabel 3.2 Nilai Stress dengan 4 support

Description	Units	Value	Allowable
Installation	Mpa	299.14	322.68
Hydrotest	Mpa	310.10	322.68
Operation	Mpa	216.25	322.68

Tabel 3.3 Nilai Stress dengan 3 support

Description	Units	Value	Allowable
Installation	Mpa	274.80	322.68
Hydrotest	Mpa	286.68	322.68
Operation	Mpa	192.67	322.68

3.3 Analisa Settlement

Perhitungan nilai *settlement* dilakukan pada 2 jenis *support* yang digunakan, yaitu *concrete sleeper* dan *concrete mattress*, dan dalam 3 kondisi pembebanan yaitu kondisi instalasi, kondisi *hydrotest*, dan kondisi operasi. Hasil perhitungan *immediate settlement* dapat dilihat pada table 3.4 dan 3.5.

Tabel 3.4 Nilai Immediate Settlement

Phase	Concrete Sleeper	Concrete Mattress
	mm	mm

Installation	16.52	26.67
Hydrotest	33.75	50.38
Operation	66.35	103.52

Tabel 3.5 Nilai *Consolidation Settlement*

Phase	Concrete Sleeper	Concrete Mattress
	mm	mm
Installation	66.357	67.468
Hydrotest	73.314	75.153
Operation	81.689	84.739

3.4 Analisa Stress Setelah *Settlement*

Hasil dari nilai *stress* setelah *settlement* bisa dilihat pada tabel 3.6 dan 3.7 dibawah ini.

Tabel 3.6 Nilai Stress dengan 4 *support*

Description	Units	Value	Allowable
Installation	Mpa	269.97	322.68
Hydrotest	Mpa	278.38	322.68
Operation	Mpa	175.64	322.68

Tabel 3.7 Nilai Stress dengan 3 *support*

Description	Units	Value	Allowable
Installation	Mpa	278.76	322.68
Hydrotest	Mpa	293.38	322.68
Operation	Mpa	183.09	322.68

3.5 Analisa *Clearance* Pada *Crossing Pipeline*

Dari hasil total *settlement* yang terjadi pada masing-masing jenis *support* selama 3 kondisi antara lain instalasi, *hydrotest*, dan operasi dapat diketahui apakah jarak aman vertikal tersebut aman sampai masa akhir operasi dari pipa yang saling bersilangan. Nilai total *settlement* dari masing masing jenis *support* dapat dilihat pada table 3.8 dibawah ini.

Tabel 3.8 Nilai Total *Settlement*

	Concrete Sleeper	Concrete Mattress
	mm	mm
Total Settlement	401.927	344.319

4. KESIMPULAN

Hasil dari pembahasan dan analisa yang telah dilakukan dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Nilai *stress* paling besar yang didapat pada kondisi *crossing* dengan 4 *support* adalah 310.10 Mpa pada saat *hydrotest*, dan 286.68 Mpa saat *hydrotest* dengan 3 *support*. Keduanya masih memenuhi batas izin sebesar 322.68 Mpa sesuai dengan ASME B31.4.
2. Nilai total *settlement* yang terjadi pada *concrete sleeper* sebagai *support* utama sebesar 401.927 mm, dan pada *concrete mattress* sebagai *support* pendukung sebesar 344.319 mm.
3. Nilai *stress* paling besar yang didapat pada kondisi *crossing* setelah *settlement* dengan 4 *support* pada saat *hydrotest* sebesar 278.38 Mpa dan 293.38 Mpa saat *hydrotest* dengan 3 *support*.
4. Nilai *clearance* yang didapat pada *concrete sleeper* sebagai *support* utama sebesar 498.073 mm, dan pada *concrete mattress* sebagai *support* pendukung sebesar 255.681 mm. Dari nilai *clearance* pada *support* utama dapat disimpulkan bahwa jarak aman vertikal antar pipa pada kondisi *crossing* sebesar 300 mm aman sampai masa akhir produksi.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Dalam penyelesaian Jurnal ini tentunya tidak lepas dari bantuan dan motivasi dari berbagai pihak. Oleh karena itu, pada kesempatan kali ini penulis ingin mengucapkan banyak terima kasih kepada:

1. Allah SWT atas berkat, rahmat, dan anugerah-Nya yang tak terkira pada penulis sehingga mampu menyelesaikan pengerjaan tugas akhir ini.
2. Kedua orangtua tersayang dan tercinta, Sutrisno dan Rini Winarsih, yang selalu mendukung dan mendoakan disetiap waktu agar diberi kemudahan dalam menyelesaikan tugas akhir. Semua usaha dan karya ini penulis persembahkan sebagai salah satu upaya untuk menciptakan sedikit senyum bangga di wajah Bapak dan Ibu.
3. Adi Wirawan Husodo, S.T., M.T. selaku dosen pembimbing 1 dan dosen pembimbing 2, atas segala bimbingan dan arahan kepada penulis dengan baik dan sabar.
4. Rekan-rekan Teknik Perpipaan 2013, khususnya kelas B, yang selalu memberikan kebersamaan baik suka maupun duka. Semoga kebersamaan ini akan selalu tetap terjaga kapanpun dan dimanapun kita berada selanjutnya.

6. DAFTAR NOTASI

- L_C : Panjang *span* (m)
 C_e : 9.87 (*pinned-pinned*)
 M_e : Masa efektif pipa

U_r	: <i>Reduced velocity</i>
f_n	: Frekuensi natural (<i>in-line motion</i>)
F_1	: Hoop Stress Design Factor (0.72)
S_y	: SMYS (psi)
S_h	: Hoop Stress (psi)
F_2	: Longitudinal stress design factor (0.80)
S_L	: Maximum longitudinal stress (psi)
F_3	: Combined stress design factor (0.80)
S_t	: Torsional stress (psi)
Δ_H	: Penurunan segera (mm)
q	: Besarnya tegangan kontak (kN/m ²)
B	: Lebar Pondasi (m)
I_w	: Faktor kekakuan pondasi
μ	: <i>Poisson's ratio of soil</i>
E_s	: Sifat elastisitas tanah
S_{cp}	: Perkiraan konsolidasi (m)

7. DAFTAR PUSTAKA

- Abbas, Hafizhuddin Rahmansyah. 2015. **Analisis Stabilitas Support Pipeline Tipe Concrete Mattress pada Crossing Offshore Pipelines.** Jurusan Teknik Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh November. Surabaya.
- Arifianti, Ratih Putri. 2011. **Analisa Stabilitas Subsea Crossing Gas Pipeline Dengan Support Pipa Berupa Concrete Mattress Dan Sleeper (Studi Kasus Crossing South Sumatera West Java (SSWJ) Milik PT. Perusahaan Gas Negara (Persero) Tbk. Dan**

Redesain Cryogenic Ethylene Pipe Dari Demethanizer Flux Drum Menuju Offgas Exchanger Terhadap Displacement (Studi Kasus di Capex Project)

Mohammad Rohmat Fuadi ^{1*}, Pekik Mahardhika. ², Nopem Ariwiyono ³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia ²

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia ³

Email: rohmatfuad@gmail.com¹ pekikmahardhika@ppns.ac.id² nopem.ppns@gmail.com³

Abstrak

Pada jalur *demethaniser flux drum* menuju *off gas exchanger* di PT Candra Asri Petrochemical, *ethylene* dialirkan melalui pipa A312 gr tp 304 sepanjang 257,87 meter. Namun pada saat beroperasi, pipa mengalami kompresi yang mengakibatkan perubahan *displacement* sebesar -364.87 mm. Penunjangnya (*Support*) tidak dapat mengakomodir perubahan tersebut sehingga pipa mengalami pembengkokan. Nilai *displacement* yang ditentukan oleh pihak kontraktor sebesar +/- 40 mm. Perubahan desain, perhitungan tegangan, dan *displacement* dilakukan untuk mengatasi masalah tersebut di atas. Perhitungan tegangan dilakukan secara manual dan menggunakan *software CAESAR II*. Laluperhitungan ekonomis dilakukan untuk mengetahui penambahan material dan biaya pemasangan pada desain baru. Hasilnya, 4 buah *expansion loop* ditambahkan pada desain baru. Hasil perhitungan *displacement* manualnya sebesar -39,05 mm dan -39,44 mm pada perhitungan *software*. Hasil perhitungan tegangan maksimal akibat *sustain load* 10798.8Psi, *occasional load* 21318 Psi dan *thermal load* 24070 Psi. Nilai tegangan desain pada sistem tidak melebihi nilai tegangan ASME B31.3 sehingga sistem tersebut dinyatakan aman. Pipa sepanjang 22,24 meter dan 24 buah *fitting elbow 90°* juga harus ditambahkan pada desain baru tersebut. Anggaran biayanya sebesar Rp 3.991.000 atau \$ 307

Kata kunci : *Expansion loop, Cryogenic Pipe, Desain Ulang , Analisa Tegangan, Analisa biaya, CAESAR II*

1. PENDAHULUAN

PT IKPT (Inti Karya Persada Teknik) mendapat proyek Candra Asri Petrochemical Ethylene Cracker Complex Expansion Project (CAPEX) di PT Candra Asri Petrochemical Anyer, Jawa Barat dari tahun 2013 hingga 2016. Perubahan *displacement* pada pipa yang terlalu besar dapat menjadi masalah yang serius karena dapat menyebabkan kegagalan sistem, pada masa garansi terjadi suatu masalah pada sistem perpipaan pada *line number* 2P-4326N-B11K-R yang terletak di *pipe rack*. Pipa *line number* 2P-4326N-B11K-R mengalami kompresi saat pipa dialiri fluida dingin dengan temperatur operasional -105,8°C dan mengalami ekspansi saat *line* tidak beroperasi. Akibatnya *Support* tidak bisa mengakomodir perubahan *displacement* yang melebihi lebar *beam pipe rack*, sehingga beberapa *support* terjatuh. Pada saat ekspansi, *support* yang jatuh tersebut mengunci pergerakan pipa sehingga semakin jauh jarak *support* dengan *anchor* semakin besar perubahan *displacement* yang terjadi. Berdasarkan *client specification*, *line number* 2P-4326N-B11K-R tidak termasuk *critical line list*. Sehingga perhitungan

tegangan tidak diperlukan dan hanya dilakukan perhitungan *pipe span*. IKPT sebagai pihak kontraktor pada Candra Asri Petrochemical Ethylene Cracker Complex Expansion Project (CAPEX) melakukan peninjauan kembali dilakukan berupa perhitungan ulang dan redesain. Pada jurnal tugas akhir ini akan dilakukan perbandingan desain, kalkulasi tegangan, dan analisa biaya. Sehingga dapat diketahui desain optimal yang dapat diaplikasikan pada sistem perpipaan *naphtha cracker*

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Penelitian yang dilakukan pada tugas akhir ini secara umum digunakan untuk merubah desain dari jalur pipa sepanjang 257.87 m yang terletak di atas *pipe rack* di kompleks industri Candra Asri Petrochemical. Perubahan desain dilakukan karena terjadi perubahan *displacement* yang melebihi batas toleransi *contractor* sebesar +/- 40 mm yang mengakibatkan pembengkokan pada pipa *line number* 2P-4326N-B11K-R. Untuk mengatasi perubahan *displacement* yang terlalu besar, tugas akhir ini mencoba membandingkan desain 1 dengan

desain 2. Perubahan desain dengan penambahan *expansion loop*. Perbandingan desain 1 dan 2 akan dianalisa menggunakan *software Caesar II* untuk mengetahui tegangan dan *displacement* pipa.

2.2 Tegangan izin

- Untuk kondisi *occasionalload*

$$S_{occasional} = 1.33Sh \quad (1)$$

- Untuk kondisi *Thermal load*

$$S_{ekspansi} = f(1.25Sc + 0.25Sh) \quad (2)$$

Nilai tegangan ijin yang digunakan sebagai acuan adalah nilai tegangan ijin berdasarkan desain temperatur. Nilai tegangan ijin dari setiap kondisi berbeda. Untuk kondisi *sustained load* nilai tegangan ijin material sesuai dengan tegangan ijin pada *ASME B31.3*. Untuk kondisi *sustained load* nilai tegangan ijin tidak boleh lebih dari tegangan ijin berdasarkan *ASME B31.3*. untuk kondisi *occasional* dan *Thermal* mengacu pada persamaan (1) dan (2)

2.3. Tegangan pada Pipa

Tegangan pada pipa meliputi tegangan akibat pembebanan sustain, ekspansi termal, operating, dan hydrostatic test. Nilai tegangan pada pipa tidak boleh melebihi tegangan ijin berdasarkan standar *ASME B31.3*.

2.3.1. Sustained Load

$$\sigma_L = \frac{MC}{I} + \frac{F}{A} + \frac{Pdo}{4t} \quad (3)$$

Sustained load adalah total dari *longitudinal stress* yang diakibatkan oleh tekanan dan berat pada sistem perpipaan (*ASME B31.3 2010*), sehingga dapat dikatakan istilah lain dari *sustained load* adalah *longitudinal stress*, jenis tegangan dari *longitudinal stress* meliputi *axial stress*, *pressure stress*, dan *bending stress* ketiga persamaan ini ditunjukkan pada persamaan (3)

2.3.2. Occasional load – seismic

$$S = 0.75i12 \frac{WL^2}{8Z} 1.5 \quad (4)$$

Dalam merancang suatu sistem perpipaan, tidak akan lepas dari perhitungan mengenai beban dinamis yang terjadi. Salah satu beban dinamis tersebut adalah *seismic load* (*Piping Handbook*).. Besarnya tegangan akibat *seismic load* dapat dirumuskan dalam persamaan (4)

2.3.3. Thermal Load

$$M = \frac{6EI\Delta}{L^2} \quad (5)$$

$$\Delta = \alpha \times L \times (T_o - T_i) \quad (6)$$

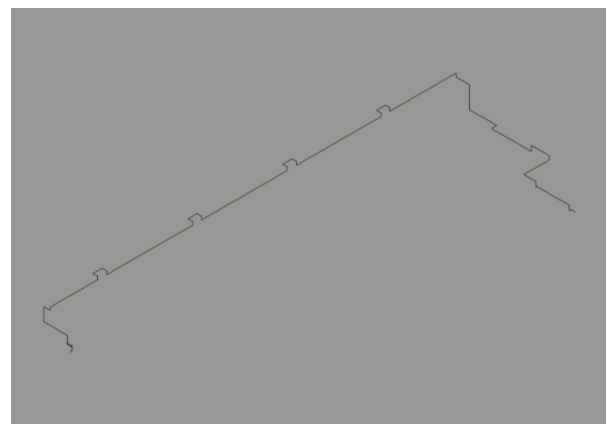
$$S = \frac{iM}{Z} \quad (7)$$

Akibat dari temperatur fluida alir dan sifat material pipa, dapat menyebabkan terjadinya perpanjangan pada pipa (ekspansi) Untuk metode guided cantilever momen yang dihasilkan akibat pengaruh defleksi ditunjukkan pada persamaan (5) dan (7). Sementara untuk perhitungan *displacement* ditunjukkan pada persamaan (6)

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Redesain Desain 2

Desain ulang dilakukan berdasarkan kebutuhan *displacement* yang ditentukan oleh kontraktor serta disesuaikan dengan luas area yang tersedia di lapangan. Gambar 1 menunjukkan desain baru yang didesain memiliki 4 buah *expansion loop* guna menyerap *displacement* yang terjadi



Gambar 1. Redesain Jalur 2P-4326N-B11K-R

3.2 Tegangan Izin

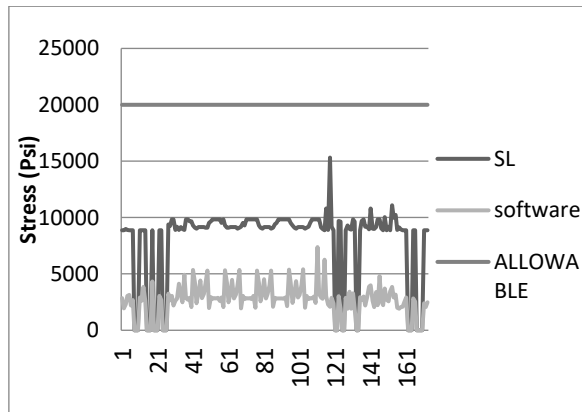
Tegangan izin pada pipa ditentukan sesuai dengan persamaan 3 sampai dengan 12. Tabel 1 dan 2 merupakan nilai tegangan izin pada pipa dan sesuai dengan *code* ASME B31.3 dan ASME Sec.VIII Div. I.

Tabel 1. Nilai Tegangan Izin pada Pipa

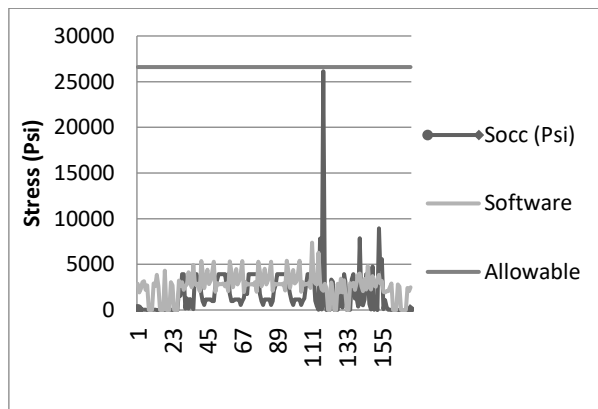
Parameter	Besaran	Satuan
Sc	20000	Psi
Sh	20000	Psi
F	1	
S expansion	30000	Psi
S occasional	26600	Psi

3.4 Analisa tegangan pipa

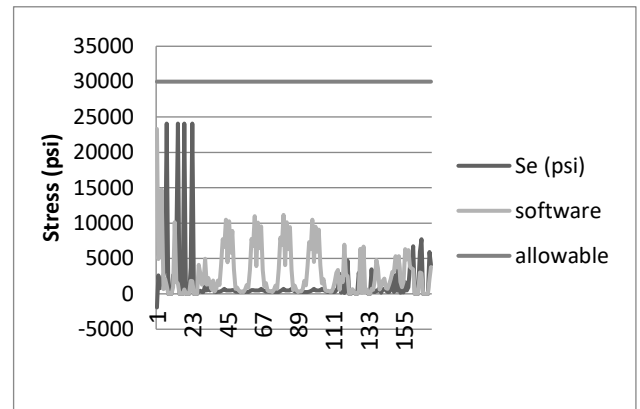
Dari perhitungan analisa tegangan pipa menggunakan *software* CAESAR II pada 3 *load case* yakni, *sustained load*, *occasional load* dan *thermal load* didapatkan nilai tegangan yang aman yakni dibawah batasan *stress* pada *code* ASME B31.3.



Gambar 2 (a) Sustain Load



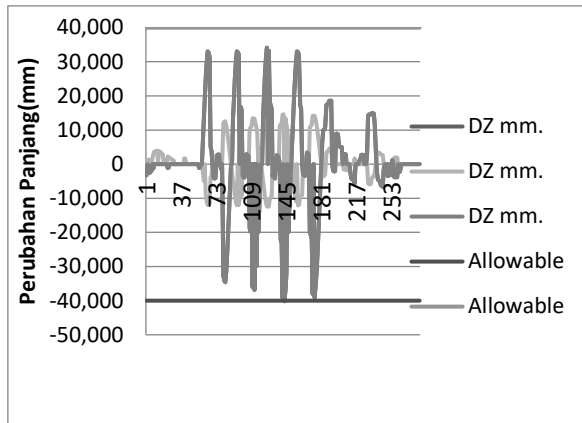
Gambar 2(b) Occasional Load



Gambar 2(c). Thermal load

Gambar 2 (a) (b) dan (c) menunjukkan tegangan akibat pembebanan *sustain*, *occasional* dan *thermal* pada kondisi redesain. Hasil pemodelan desain 2 menunjukkan bahwa tegangan pada pipa memenuhi tegangan izin yang disyaratkan oleh ASME B31.3. Nilai tegangan pada pipa meliputi tegangan akibat pembebanan *sustain load*, *occasional load* dan *thermal load*.

3.5 Displacement pipa



Gambar 3. Displacement

Gambar 3 menunjukkan nilai *displacement* yang terjadi pada kondisi redesain. Hasil pemodelan desain 2 menunjukkan bahwa penambahan *expansion loop* pada pipa memenuhi nilai *displacement* yang disyaratkan oleh kontraktor sebesar +/- 40 mm. Nilai *displacement* pada desain baru yakni -39,05 mm pada segmen 18 perhitungan manual dan sebesar -39,44 mm pada perhitungan *software* sehinggadesain dinyatakan aman

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisa yang telah dilakukan, maka dapat diambil kesimpulan antara lain sebagai berikut:

1. Besar tegangan maksimal yang terjadi pada line number 2P-4326N-B11K-R akibat *sustain load* sebesar 15924.5 Psi, akibat *occasional load* sebesar 21318 Psi dan akibat *thermal load* sebesar 22692.5 Psi. Nilai tegangan desain pada sistem tidak ada yang melebihi nilai tegangan yang diizinkan (*over stress*) sehingga sistem dinyatakan aman. Nilai *displacement* yang terjadi sebesar -364,87 mm pada segmen 11 perhitungan manual dan sebesar -257.7 mm pada perhitungan *software*. Nilai *displacement* pada sistem melebihi nilai yang diizinkan kontraktor (*over displacement*) yaitu sebesar +/- 40 mm ke arah samping dan +/- 20 mm keatas

2. Pada line number 2P-4326N-B11K-R dilakukan penambahan 4 buah *expansion loop* guna mengakomodir perubahan *displacement*. Nilai *displacement* pada desain baru yakni -39,05 mm pada segmen 18 perhitungan manual dan sebesar -39,44 mm pada perhitungan *software*. Pengaruh perubahan desain terhadap tegangan maksimal akibat *sustain load* adalah sebesar 10798.8 Psi, akibat

occasional load sebesar 21318 Psi, akibat *thermal load* sebesar 24070 Psi. Nilai tegangan desain pada sistem tidak ada yang melebihi nilai tegangan yang diizinkan (*over stress*) sehingga sistem dinyatakan aman

3. Desain 2 mengalami penambahan pipa sepanjang 22,24 meter dan *fitting elbow* 90° pada desain dua mengalami penambahan 24 buah. Anggaran biaya yang dikeluarkan untuk desain 2 sebesar Rp 3.991.000 atau \$ 307

5. DAFTAR NOTASI

S_h = basic allowable stress pada temperatur metal max (psi)

S_c = temperatur metal min (psi)

A_i = luas area diameter dalam pipa (in²)

A_m = luas area cross section pipa (in²)

P = pressure (psi)

W = berat pipa (lb/in)

L = panjang pipa per node (in)

I = Momen inersia penampang (in⁴)

M_b = Momen bending (in-lb)

t = Tebal pipa (in)

S = Seismic stress (psi)

i = Stress intensification factor

W = Berat pipa (lb)

Z = Modulus penampang pipa (in⁴)

L = Panjang pipa (in)

G = Seismic acceleration

Δ = displacement (in)

α = Koefisien Thermal Expansion

T_o = Temperatur Operasi (°F)

T_i = Temperatur Instalasi (°F)

M = momen yang terjadi pada tumpuan (in-lb)

I = momen inersia (in⁴)

L = panjang pipa (in)

E = modulus elastisitas (psi)

Z = *section modulus* (in³)

6. DAFTAR PUSTAKA

1. ASME (2010). ASME B31.3-2010 (Revision of ASME B31.3-2008), Process Piping, ASME Code for Pressure Piping, B31. The American Society of Mechanical Engineering, U.S.A.
2. Chamsudi, Achmad. (2005). Piping Stress Analysis. Badan Tenaga Nuklir Nasional PUSPITEK, Serpong.
3. Grinnel, ITT (1981), Piping Desain and Engineering, ITT Grinnel Corporation, U.S.A.
4. Helguero M., Victor. (1986). Piping Stress Handbook. Gulf Publishing Company, Houston, Texas.
5. Kannappan, Sam. (1986). Introduction to Pipe Stress Analysis. John Wiley & Sons, Inc., U.S.A.
6. Peng, L.C., Alvin Peng. Pipe Stress Engineering. Peng Engineering, Houston, Texas, USA.
7. Teguh Pudji Hertanto M.Sc, Ir. (2009). Program Keahlian Sistem Pemipaan. PT. Karinda Sumber Daya, Jakarta.

ANALISA STRESS PADA CRITICAL LINE FLEXIBLE PIPE AKIBAT PENAMBAHAN CONCRETE MATTRESS SUPPORT

Fiqih Azmi Aziz^{1*}, Muh. Anis Mustaghfirin², Daisy Dwijati Kumala R³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia³

Email: Fiqihazmi@gmail.com^{1*}; mustaghfirin@gmail.com^{2*}; daisy.dwijati@gmail.com^{3*};

Abstrak

Pada penelitian ini, proyek PT.ZEE INDONESIA melingkupi jalur yang menyambungkan antara Mopu dan *subsea manifold* berisi fluida yang diasumsikan *crude oil* bersuhu 120°C dengan dimensi *flexible pipe* sebesar 10" dan 12". Pada tahap engineering atau analisa ditemukan adanya *over stress* sebesar 2161 MPa yang berada pada sambungan antara *flexible pipe* dengan *subsea manifold*. *Allowable stress* dari material *flexible pipe* tersebut sebesar 103,4 MPa sehingga *pipe support* perlu dipasang pada jalur tersebut. Metode yang digunakan pada penelitian ini adalah pemodelan konfigurasi *catenary free hanging* dan *lazy wave*. *Support* yang efisien dari segi pemasangan dan biaya adalah *concrete mattress support*. Pemodelan software ORCAFLEX menghasilkan besar tegangan yang dinamis dan posisi tegangan terbesar. Penelitian ini dilanjutkan dengan perhitungan manual tegangan statis sehingga hasil perhitungan secara manual dan menggunakan software dapat divalidasi. Berdasarkan hasil pengolahan dan analisa pemodelan tersebut dapat disimpulkan bahwa konfigurasi yang nilai tegangannya berada di bawah tegangan ijin adalah konfigurasi *Lazy Wave* dengan *mattress support* yang menghasilkan nilai tegangan von mises sebesar 2,648 Mpa. Model konfigurasi *Free Hanging* menghasilkan nilai tegangan *Von Mises* sebesar 261,500 Mpa. Jadi pemodelan yang cocok untuk kasus ini adalah konfigurasi *lazy wave* dengan *mattress support*.

Kata kunci : Analisa Tegangan, Mattress Support, Flexible Pipe.

1. PENDAHULUAN

Overstress dalam dunia industri sangat dihindari karena hal ini dapat menyebabkan kebocoran atau kegagalan dalam sistem perpipaan. Dalam dunia offshore terdapat beberapa metode untuk menghindari terjadinya *overstress* yaitu dengan pemasangan *support*, terdapat beberapa tipe *support* yang umum digunakan yaitu seperti *sleeper support*, *pyramid bag support* dan *concrete mattress support*, namun *support* yang digunakan pada penelitian ini adalah *concrete mattress support* karena dinilai lebih layak digunakan untuk material *flexible pipe*. *Concrete mattress support* dinilai lebih mudah dalam segi pemasangan dan juga murah dari segi biaya dibandingkan dengan *pyramid bag support*. Kasus ini menggunakan konfigurasi *free hanging catenary* dan *lazy wave*. Dalam kasus ini material *flexible pipe* menggunakan pvd 740 dan fluida yaitu *crude oil* dengan suhu 120 °C. Dan diharapkan *overstress* yang

terjadi dapat berkurang hingga dibawah *allowable* dari pipa.

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Pemodelan konfigurasi *free hanging* dan *lazy wave* dilakukan dalam software orcaflex untuk menghasilkan tegangan dinamis yang terjadi serta posisi node yang mengalami stress paling tinggi. Setelah melakukan pemodelan maka dilanjutkan dengan melakukan perhitungan manual untuk memvalidasi antara perhitungan software dan manual tersebut.

2.2. Gaya pada pipa

Terdapat beberapa gaya yang bekerja pada pipa yaitu gaya Tarik dan gaya horizontal berikut adalah formula dari masing masing gaya yang terjadi.

- a. Gaya horizontal pipa (Fh)

$$F_h = R_{cv} \times W_{sw} \quad (1)$$

Persamaan 1 menunjukkan persamaan gaya horizontal pada pipa. Sesuai dengan persamaan diatas, F_h merupakan gaya horizontal (kN), R_{cv} (m), W_{sw} merupakan berat pipa terendam *full of water (fluid)* (kN/m)

- b. Gaya tarik pipa (T)

$$F_h + (W_{sw} \times d) \quad (2)$$

Persamaan 2 menunjukkan persamaan gaya Tarik pipa (N). Sesuai dengan persamaan diatas, W_{sw} merupakan berat pipa terendam berisi fluida (Kn/m), dan d merupakan kedalam tiap node pada pipa (m).

- c. Momen Inersia (I)

$$(D_o^4 - D_i^4) \times \frac{\pi}{64} \quad (3)$$

Persamaan 3 menunjukkan persamaan momen inersia. Sesuai dengan persamaan diatas, D_o merupakan diameter luar pipa (m), D_i merupakan diameter dalam pipa (m).

2.3. Perhitungan Catenary

Pada perhitungan ini terdapat beberapa point perhitungan, berikut adalah perhitungannya,

- a. Jarak horizontal (XTDP)

$$\frac{T}{w} \times \cosh^{-1} \left(\frac{z \times w}{T_h} + 1 \right) \quad (4)$$

Persamaan 4 menunjukan perhitungan desain catenary, dimana T adalah tegangan tarik (N), z adalah kedalam node (m), dan w adalah berat pipa terendam (N/m).

- b. Panjang kurva atau catenary hingga TDP

$$\frac{T}{w} \times \sinh \left(\frac{w \times XTDP}{T_h} \right) \quad (5)$$

Persamaan 5 menunjukan berapa panjang kurva hingga ke TDP atau touch down point. Dimana (T) adalah gaya tarik (N), w adalah kedalam setiap node (m), XTDP adalah jarak horizontal antar node (m).

- c. Tegangan tarik ujung SCR

$$T = \sqrt{Tva^2 + Tha^2} \quad (6)$$

Pada persamaan 5 digunakan untuk menghitung tegangan Tarik pada ujung SCR dimana, Tva adalah $w \times XTDP$ dan Tha adalah gaya Tarik pada pipa.

- d. Momen bending

$$M = \frac{E I}{R} \quad (7)$$

$$\theta = \frac{S}{R} \quad (8)$$

Variable R atau radius kurva harus diketahui terlebih dahulu sehingga perhitungan diawali dengan persamaan 8. Dimana E adalah modulus elastisitas atau modulus young (Mpa), I adalah momen inersia (m^4), R radius kurva (m).

2.4. Perhitungan Tegangan Von Mises.

- a. Hoop Stress

$$(P_i - P_o) \frac{D_o}{2t} \quad (9)$$

Perhitungan di atas menunjukan formula untuk mengkalkulasi hoop stress yang dimana P_i adalah tekanan internal (N/mm^2), P_o adalah tekanan eksternal (N/mm^2) dimana tekanan eksternal ini mengikuti tekanan pada tiap node yang terbagi dalam beberapa meter kedalam yang berbeda.

- b. Radial Stress

$$\sigma_r = \frac{(P_o D_o + P_i D_i)}{D_o + D_i} \quad (10)$$

Persamaan 10 menunjukan perhitungan radial stress yang dimana P_i adalah tekanan internal (N/mm^2), D_i adalah diameter dalam (m) P_o adalah tekanan eksternal (N/mm^2) dimana tekanan eksternal ini mengikuti tekanan pada tiap node yang terbagi dalam beberapa meter kedalam yang berbeda dan D_o adalah diameter luar *flexible pipe* (m).

c. Axial stress

$$\sigma_A = \frac{D_i M_b}{2 \times I} + \frac{T a}{A} \quad (11)$$

persamaan 11 menjelaskan perhitungan axial stress yang dimana D_i adalah diameter dalam pipa (m), M_b adalah momen bending pipa pada tiap node (Kn.m), T adalah gaya tarik pipa (Kn), I adalah momen inersia (m^4) dan A adalah luas penampang pipa (mm^4).

d. Von Mises Stress

$$\sqrt{2} \sigma_v = \sqrt{(\sigma_r - \sigma_h)^2 + (\sigma_h - \sigma_a)^2 + (\sigma_a - \sigma_r)^2} \quad (12)$$

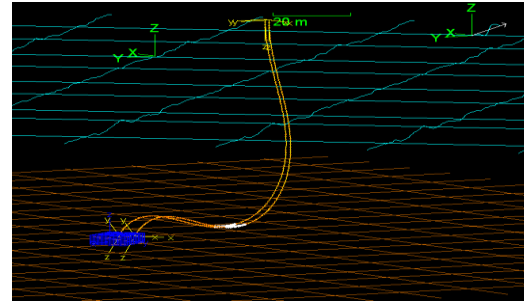
Persamaan 12 ini adalah persamaan terakhir yang dikalkulasi yang nantinya akan menemukan hasil akhir untuk divalidasi dengan software orcaflex. Dimana σ_r adalah radial stress (N/mm^2), σ_h adalah hoop stress (N/mm^2) dan σ_a adalah axial stress (N/mm^2).

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

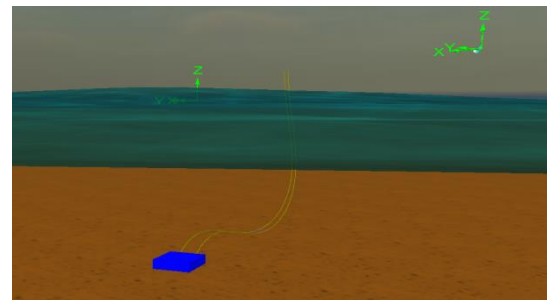
3.1. Analisa

Pada studi kasus ini terdapat 2 model *catenary* yaitu *Free hanging Catenary* dan konfigurasi *Lazy Wave*. Kedua konfigurasi ini dianalisa agar mendapatkan nilai tegangan yang di bawah allowable yaitu sebesar 103,4 Mpa. setelah dilakukan pemodelan dan perhitungan manual pada konfigurasi *free hanging catenary* dihasilkan nilai tegangan yang masih di atas nilai *allowable* yaitu sebesar 261500 kPa atau 261,500 Mpa tegangan itu terjadi pada ujung riser atau pada node 1, nilai tersebut dihasilkan pada software orcaflex, sedangkan apabila di hitung manual nilai dari tegangan Von Mises konfigurasi *Free hanging catenary* adalah sebesar 96126 kPa. Sehingga error yang terjadi antara perhitungan manual dengan software adalah sebesar 63%. Berikut adalah table analisa perbandingan perhitungan software dan perhitungan manual. Lalu pada konfigurasi *Lazy wave* dilakukan pula perhitungan melalui software dan manual, hasil dari perhitungan manual adalah sebesar 2648,02 kPa hasil perhitungan ini telah berada di bawah nilai tegangan yang diijinkan yaitu sebesar 103,4 Mpa.

pada konfigurasi ini pula dilakukan perhitungan menggunakan bantuan software orcaflex dan dihalikan tegangan von mises sebesar 2206,521 kPa. Sehingga eror yang di dihasilkan pada perhitungan antara manual dan software adalah sebesar 16 %

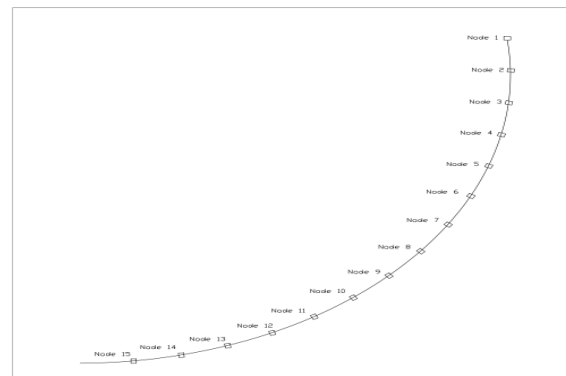


Gambar 1. Pemodelan orcaflex free hanging Catenary



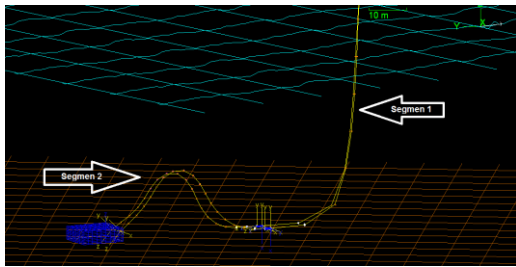
Gambar 2. Pemodelan orcaflex free hanging catenary 3d

Pada pemodelan *free hanging catenary* dibagi menjadi 15 node yang seperti pada gambar dibawah ini

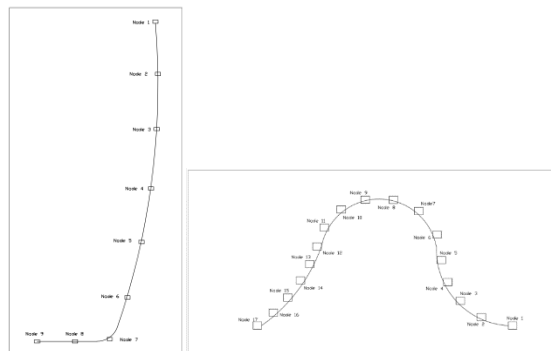


Gambar 3. Node pada *free hanging*

Berbeda dengan *free hanging* pemodelan lazy wave dibagi menjadi 2 segmen dan pada tiap segmen dibagi lagi menjadi beberapa node. Pada segmen 1 terbagi menjadi 9 node dan pada segmen 2 terbagi menjadi 17 node. Berikut adalah gambar detail dari node tersebut.



Gambar 4. Pemodelan konfigurasi *Lazy Wave*



Gambar 5. Pembagian node pada lazy wave, segmen 1 (kiri) segmen 2 (kanan).

4. KESIMPULAN

Hasil dari pembahasan dan analisa yang telah dilakukan ini dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Berdasarkan bentuk, panjang dan faktor lingkungan, tegangan von mises pada *Free Hanging Catenary* sangat besar dan melampaui tegangan ijin yaitu sebesar 261,500 Mpa sedangkan tegangan ijin pada kasus ini sebesar 103,4 Mpa. Maka *Free*

hanging catenary tidak di anjurkan untuk kasus ini.

2. Hasil perhitungan kedua yaitu menggunakan model lazy wave, dan pada model ini dihasilkan tegangan von mises sebesar 2648 kPa dan hasil ini telah memenuhi atau berada di bawah nilai tegangan ijin sebesar 103,4 Mpa. jadi konfigurasi yang cocok adalah Lazy Wave.
3. Hasil perhitungan manual dengan hasil dari program orcaflex terlihat terdapat perbedaan yang cukup besar. Hal ini dikarenakan program orcaflex mempunyai kemampuan melakukan iterasi untuk mendapatkan bentuk *catenary* yang paling ideal berdasarkan data-data input, dan data lingkungan. Pada orcaflex juga di analisa secara dinamis yang mengutamakan factor lingkungan, sedangkan perhitungan manual tidak mengutamakan data lingkungan atau ahanya perhitungan statis. Dalam perhitungan manual ini dibagi sebanyak 15 segmen pada riser sepanjang 150 m.

6. DAFTAR PUSTAKA

1. American Petroleum Institute. (2008). *Spesification for Unbonded Flexible Pipe*. America: American Petroleum Institute.
2. Associates, T. J. (2004). *Offshore Pipeline Construction*. England.
3. Chamsudi, A. (2005). *Piping Stress Analysis*. Jakarta: Rekayasa Industry.
4. Guo, B. (2005). *Offshore Pipeline*. Elsevier.
5. Indonesia, U. (2009). DESAIN CATENARY RISER PADA FPSO. 55-78.
6. Li, H. (2012). *Flexible Pipe Stress and Fatigue Analysis*. Norwegian University of Science and Technology.
7. Li, M. (2015). Dynamic Stress due to End Effects in Non-bonded Flexible Pipes.
8. Weidong, R., & Bai, Y. (2016). Ocean Engineering. In *Ocean Engineering* (pp. 583-596). College of Civil Engineering and Architecture Zheijang University.

Analisa Tegangan pada Tie-in Spool 6 Inch pada Sistem Offshore Pipeline Saat Kondisi Hydrotest dan Operasi

Bekti Nur Pambudi^{1*}, Mardi Santoso², Edi Hariyono³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia³

Email: bektinurp@gmail.com^{1*}; mardisantoso@gmail.com^{2*}; kadir.me97@gmail.com^{3*}.

Abstrak

Tie-in Spool merupakan salah satu komponen yang terdapat pada sistem *offshore pipeline*. *Tie-in spool* memiliki fungsi yaitu menyerap ekspansi *thermal* pada *subsea pipeline* akibat induksi temperatur. Ekspansi pipa dapat menyebabkan *overload* dan kerusakan *offshore platform* atau *subsea structure* yang terhubung dengan jaringan pipa. Dalam karakteristiknya, *tie-in spool* merupakan pipa yang *stiff*. Selain itu juga terdapat banyak *bend* dan sambungan yang dapat mengakibatkan terjadinya konsentrasi tegangan pada *tie-in spool*. Oleh karena itu maka perlu dilakukannya perhitungan pipa pada saat kondisi *hydrotest* dan operasi antara lain yaitu perhitungan *wall thickness*, *on-bottom stability*, *thermal expansion*, dan yang terakhir yaitu pemodelan pada *software*. Hasil yang didapat pada perhitungan maksimum tebal pipa adalah 8,13 mm. Sedangkan tebal pipa nominal yang dipilih berdasarkan standard adalah 8,7 mm. Kestabilan pipa yang diperoleh dari analisa *on-bottom stability* yaitu stabilitas vertikal sebesar 0,47 dan stabilitas *lateral* sebesar 0,27 atau masih bias dikatakan pipa masih dalam keadaan stabil. Ekspansi yang terjadi pada ujung pipa yang dianalisa yaitu sebesar 46,4 mm. Dalam pemodelan *software* diperoleh bahwa nilai tegangan yang terjadi pada sistem *pipeline* masih berada di bawah *allowable stress*.

Kata kunci : ekspansi *thermal*, *hydrotest*, operasi, *stress*, *tie-in spool*

1. PENDAHULUAN

Sistem pipeline merupakan nadi dalam suatu pengeboran minyak dan gas alam. Dalam peranannya sistem pipeline berfungsi untuk mendistribusikan fluida dari tempat satu ke tempat lainnya seperti dari suatu platform ke platform lainnya. Dalam sistem pipeline terbagi menjadi dua segmen yaitu sistem *subsea pipeline* dan sistem riser pipeline. Dalam suatu desain sistem riser pipeline terdapat berbagai komponen diantaranya yaitu *riser pipeline*, *support clamp*, *tie-in spool*, *flange* dan *anchor blok*. Dari komponen-komponen tersebut, bagian *tie-in spool* harus dilakukan analisa secara detail karena merupakan bagian yang sangat rentan terjadi kerusakan. Dalam desain *tie-in spool* terdapat banyak *bend* dan sambungan. Selain itu *tie-in spool* juga memiliki fungsi menyerap *thermal expansion* yang terjadi pada sistem *pipeline*. Adanya *pressure* dan temperatur pada *tie-in spool* dapat mengakibatkan terjadinya tegangan pada pipa.

2. METODOLOGI

2.1. Identifikasi Masalah

Pada pengerjaan tugas akhir ini, yang perlu dilakukan pertama kali yaitu menentukan permasalahan yang akan dibahas. Tahap ini yaitu menggagas tujuan yang ingin dicapai dan manfaat bagi pihak terkait serta bagi peneliti selanjutnya. Dasar kegiatan yang dilakukan selama penelitian juga dibahas pada tahap ini. Selain itu pada tahap ini juga membahas tentang literature yang digunakan dan dipelajari, seperti buku-buku mengenai pipeline engineering, tugas akhir sebelumnya yang berkaitan dengan pembahasan ini, serta sumber lain seperti code dan standard sebagai yang harus dipenuhi.

2.2. Pengumpulan data

Data yang dihimpun untuk penelitian ini antara lain data pipa seperti jenis material pipa dan karakteristik pipa. Kemudian data lingkungan

berupa kedalaman laut, data arus, data gelombang dan temperature lingkungan.

2.3. Perhitungan Wall Thickness

Dalam menentukan perhitungan wall thickness adapun faktor-faktor yang perlu dipertimbangkan yaitu *pressure containment*, *hydrostatic collapse pressure*, *Propagation buckling*, dan *buckling due to combined bending and external pressure*. Rumus perhitungannya yaitu seperti dibawah ini:

- *pressure containment*

Pressure containment merupakan salah satu persyaratan dalam penentuan tebal pipa. *Pressure containment* yang digunakan berdasarkan pada ASME B 31.8 seperti pada Gambar 2. Untuk ketebalan pipa berdasarkan *pressure containment* pada saat operasi dan 2 untuk ketebalan pipa berdasarkan *pressure containment* pada *hydrotest*.

$$t_{\text{cont}} = \frac{P D_1 \cdot OD}{2 \cdot SMYS \cdot f_d \cdot T_{df}} \quad (1)$$

$$t_{\text{hydro}} = \frac{P D_{dh} \cdot OD}{2 \cdot SMYS \cdot f_h} \quad (2)$$

- *hydrostatic collapse pressure*

Runtuhnya pipa dapat terjadi ketika tekanan eksternal yang disebabkan oleh tekanan hidrostatik karena kedalaman air melebihi tekanan internal dan cukup untuk membuat deformasi pada pipa. *The collapse pressure* pipa harus melebihi tekanan eksternal disepanjang pipa, sebagai berikut:

$$P_o - P_1 \leq f_o P_c \quad (3)$$

Persamaan berikut digunakan untuk mendekati tekanan runtuhnya:

$$P_x = 2 \cdot E_1 \cdot \left(\frac{t_n}{OD} \right)^3 \quad (4)$$

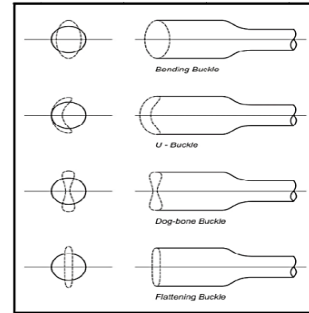
$$P_y = 2 \cdot S \cdot \left(\frac{t_n}{D} \right) \quad (5)$$

$$P_c = \frac{P_y \cdot P_e}{\sqrt{P_y^2 + P_e^2}} \quad (6)$$

- *Propagation buckling*

Propagation buckling adalah perambatan deformasi bentuk pada penampang melintang pipa yang memanjang dan merambat di sepanjang pipa. Prinsip *propagation buckling*

adalah adanya tekanan yang dapat menimbulkan *propagation buckle* (tekanan inisiasi *buckle*) yang nilainya lebih besar dari tekanan yang diperlukan untuk mencegah terjadinya perambatan *buckle* tersebut.



$$P_p = 24 \cdot SMYS \cdot f_t \cdot \left(\frac{t_n}{OD} \right)^{2.4} \quad (7)$$

$$P_i - P_o \geq f_p P_p \quad (8)$$

- *buckling due to combined bending and external pressure*

Perhitungan *buckling* disini merupakan perhitungan kombinasi antara nilai *bending strain* dan tekanan eksternal. Perhitungan ini berasal dari API RP 1111 sect. 4.3.2.2.

$$\epsilon_b(t) = \frac{t}{2 \cdot OD} \quad (9)$$

$$g\delta = (1 + 20 \cdot \delta)^{-1} \quad (10)$$

$$\epsilon_{\text{inst}} = \epsilon_1 \cdot f_1 \quad (11)$$

$$\epsilon_{\text{inp}} = \epsilon_2 \cdot f_2 \quad (12)$$

$$\frac{\epsilon}{\epsilon_b} + \frac{P_i - P_o}{f_c \cdot P_c} \leq g\delta \quad (13)$$

2.4. Perhitungan *On-bottom Stability*

- Stabilitas Vertikal
Pada stabilitas vertikal dilakukan analisa apakah pipa akan tenggelam atau mengambang di dalam air. Gaya yang menentukan stabilitas pipa pada tahap ini adalah gaya *buoyancy* atau gaya angkat dan gaya berat dari pipa tersebut. Pada perhitungan ini dapat diketahui apakah pipa memerlukan berat tambahan atau tidak, serta besarnya berat tambahan yang diperlukan untuk menjaga pipa tetap stabil.

$$\gamma_W \cdot \frac{b}{W_s + b} \leq 1.1 \quad (14)$$

- Stabilitas Lateral
Pada bagian ini dianalisa stabilitas pipa dalam arah lateral. Faktor yang mempengaruhi stabilitas pipa dalam arah lateral adalah besarnya ombak dan arus. Analisa stabilitas pipa dalam arah lateral memiliki dua metode, yaitu metode absolut dan metode umum. Metode yang dipilih untuk digunakan pada analisa ini adalah metode absolut. Metode absolut menggunakan kesetimbangan gaya untuk memastikan stabilitas pipa. Proses iterasi pada metode ini digunakan agar syarat terpenuhi dengan mengganti tebal beton yang dibutuhkan.

$$\gamma_{sc} \cdot \frac{F^* \gamma + \mu \cdot F^* z}{\mu \cdot W_s + F_R} \leq 1.1 \quad (15)$$

2.5. Perhitungan *Thermal expansion*

Tujuan dari perhitungan ekspansi termal adalah untuk mendapatkan nilai ekspansi termal pada kedua ujung pipa.

$$\Delta L_h = \int_0^{L_h} \epsilon_{net} \cdot dx \quad (16)$$

$$\Delta L_c = \int_{L-L_c}^L \epsilon_{net} \cdot dx \quad (17)$$

2.6. Perhitungan Tegangan

Tegangan yang terjadi pada pipa dihitung berdasarkan persamaan yang dimuat dalam ASME B31.8 *Offshore*

- Tegangan *hoop*
$$\sigma_h = (P_i - P_e) \frac{D}{2t} \quad (18)$$

- Tegangan Longitudinal
$$\sigma_L = \sigma_a + \sigma_b \quad (19)$$

- Tegangan Kombinasi
$$\sigma_c = 2 \sqrt{\left(\frac{\sigma_h + \sigma_L}{2}\right)^2 + (\sigma_t)^2} \quad (20)$$

Persamaan (17), (18), dan (19) Menunjukkan perhitungan tegangan akibat pembebanan dan lingkungan. Dimana nilai P merupakan tekanan kerja sistem (inch), D_o diameter luar pipa (inch)

3. HASIL dan PEMBAHASAN

3.1 Perhitungan Tebal pipa

Tebal pipa dihitung berdasarkan persamaan (1) sampai (12). Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan, didapatkan tebal minimum pipa sebesar 8.131 mm . dengan mempertimbangkan nilai yang ada pada API 5L maka diambil nominal thickness sebesar 8.7 mm.

Tabel 3.1 Perhitungan *Wall Thickness*

Wall Thickness	Tie-in Spool (mm)	
	Hydrotest	Operation
Required Thickness		
Internal Pressure Containment	1.408	1.821
Hydrostatic Collapse		2.143
Buckling Propagation		3.543
Buckling akibat kombinasi Bending dan Tekanan Eksternal		2.656
Allowable		
Corrosion Allowance	0	3
Mill Tolerance		1.25
Construction Allowance		4.3793
Min Hydrotest	2.658	-
Min operating (Functional)	-	6.071
Min operating (Depressurized)	-	8.131

3.2 Perhitungan *On-bottom stability*

Perhitungan stabilitas pipa bawah laut dilakukan dengan menggunakan standar DNV RP F109 (*ON-Bottom Stability Design of Submarine Pipeline*). Kestabilan pipa ditinjau dari *safety factor*

stabilitas vertical dan lateral. Berikut adalah beberapa variabel penting yang diperoleh dari perhitungan stabilitas pipa bawah laut :

Tabel 3.2 Hasil Perhitungan *on-bottom Stability*

Tebal Concrete coating	FD (kg/m)	FL (kg/m)	FI (kg/m)	SFV	SFL	Allowable	Mark
25 mm	2.125	2.849	0.222	0.427	0.27	1.1	OKE

3.3 Perhitungan Thermal Expansion

Setelah dilakukan perhitungan ekspansi termal, maka didapat panjang ekspansi yang terjadi pada ujung-ujung pipa dan anchor length untuk setiap variasi ketebalan seperti pada tabel di bawah ini

Tabel 3.3 Hasil Perhitungan *thermal expansion*

Variasi Ketebalan (mm)	Operasi		Hydrotest	
	L anchor (m)	Expansion (m)	L anchor (m)	Expansion (m)
7.9	147	0.0494	103	0.0442
8.7	137	0.0464	88	0.0432
9.5	129	0.0442	83	0.0421
11	124	0.0415	68.8	0.0405
12.7	121	0.0395	58	0.0385

3.6 Analisa Tegangan Pipa

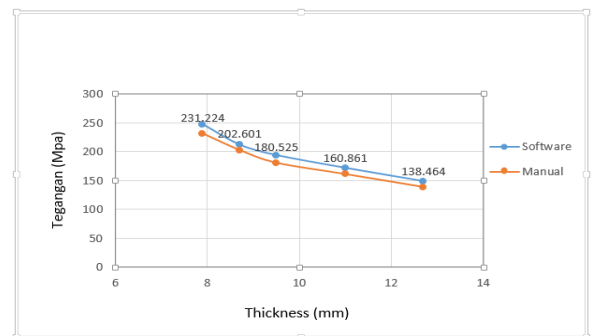
Perhitungan tegangan dilakukan dengan menggunakan simulasi *software*. Perhitungan juga dilakukan dengan menggunakan secara manual.

Tabel 3.4 Perhitungan *software* tegangan pada pipa

Variasi Thickness (mm)	Hoop (N/mm ²)	Longitudinal (N/mm ²)	Combine (N/mm ²)	Allowable Hoop	Allowable Longitudinal	Allowable Combined
7.9	39	115	247	180	288	324
8.7	36	110	212	180	288	324
9.5	33	106	194	180	288	324
11	28	102	172	180	288	324
12.7	24	94	149	180	288	324

Tabel 3.5 Perhitungan manual tegangan pada pipa

Thickness (mm)	Hoop (N/mm ²)	Longitudinal (N/mm ²)			Torsional (N/mm ²)	Combine (N/mm ²)	Allowable hoop (N/mm ²)	Allowable Long (N/mm ²)	Allowable Combined (N/mm ²)
		Σa	ab	ΣL					
7.9	34.560	92.22	15.84	108.060	91.770	233.212	180	288	324
8.7	31.382	91.47	11.10	102.570	76.440	201.063	180	288	324
9.5	28.740	90.80	9.77	100.540	63.550	180.525	180	288	324
11	24.821	89.92	7.98	97.900	52.450	160.861	180	288	324
12.7	21.498	89.14	5.10	94.244	38.400	138.464	180	288	324



Gambar 3.1 perbandingan *software* dengan manual

4. KESIMPULAN

1. Tebal dinding *pipeline* yang didapatkan adalah 8.7 mm (0.342 inc). Tebal ini memenuhi semua kriteria yang diberikan oleh ASME B31.8 dan API RP 1111 tentang *minimum wall thickness*, *hoop stress*, *collapse due to external pressure*, *buckling due to combined bending and external pressure*, dan *propagation*
2. Dalam analisa *On-Bottom Stability* secara umum diperoleh bahwa dengan ketebalan *concrete* 25 mm dalam kondisi operasi, berat pipa dapat menahan gaya-gaya yang bekerja di dasar laut. Dimana hal ini ditunjukkan dengan adanya nilai safety factor untuk stabilitas vertical sebesar $S_v = 0.427$ dan stabilitas lateral sebesar $S_l = 0.27$ atau nilai tersebut kurang dari batas stabilitas yaitu = 1.1
3. Dari analisa thermal expansion yang dihitung dengan menggunakan *software mathcad* diperoleh nilai thermal expansion dalam kondisi operasi sebesar 46.44 mm sehingga diperoleh nilai panjang anchor sebesar 137m. Sedangkan dalam kondisi *hydrotest* diperoleh nilai thermal expansion sebesar 43.263 mm sehingga diperoleh nilai panjang anchor sebesar 88 m.
4. Dalam kondisi *hydrotest* dengan ketebalan 8.7 mm di peroleh nilai tegangan maksimum untuk masing-masing *hoop stress* = 52 Mpa, *longitudinal stress* = 101 Mpa, dan *combined*

stress =138 Mpa. Sedangkan dalam kondisi operasi diperoleh nilai tegangan maksimum untuk masing-masing *hoop stress* = 36 Mpa, *longitudinal stress* = 110 Mpa, dan *combined stress* = 212 Mpa.

5. Dalam analisa tegangan axial pada *tie-in spool* , semua nilai tegangan masih berada dibawah batas ambang atau masih dibawah allowable stress yang sesuai dengan ASME B31.8 sehingga dapat dikatakan kalau sistem ini masih aman.

6. DAFTAR PUSTAKA

1. ASME B31.8, *Gas Transmission and Distribution Piping Systems*
2. API Spec 5L, *Specification for Line Pipe*
3. API RP 1111, *Design, Construction, Operation, and Maintenance of Offshore Hydrocarbon Pipelines*
4. DNV RP F109, *On-Bottom Stability Design of Submarine Pipelines*
5. Bai, Qiang. 2014. *Subsea Pipeline Design, Analysis, and Installation*. Oxford:Elsevier
6. Chamsudi, Ahmad. 2005. Diklat – *Piping Stress Analysis*

Analisa Tegangan Pada Desain Instalasi *Pipeline* Bawah Laut Terhadap Potensi Terjadinya *Buckling* Pada Metode *S-Lay*

Muhammad Khoirul Khabibi^{1*}, M. Choirul Rizal², Ekky Nur Budiyo³

¹Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

²Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

³Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

*E-mail: mk.khabibi@gmail.com

Abstrak

Dalam proses instalasi pipa bawah laut, banyak sekali resiko yang dapat mengakibatkan struktur pipa gagal, yang dapat mengakibatkan kerugian waktu, material dan lain-lain yang berujung pada kerugian berbentuk materi. Instalasi pipa bawah laut mendapatkan banyak pengaruh dalam proses instalasinya, mulai dari tekanan dalam laut yang harus di perhitungkan besarnya, kecepatan arus, besarnya gelombang, dan tentunya faktor kedalaman laut yang berbeda-beda. Analisa ini dibantu dengan software pemodelan instalasi yaitu OFFPIPE V3.02 yang merupakan software khusus untuk instalasi pipeline bawah laut. Software tersebut mampu mengakomodir analisa statis serta dinamis. Keluaran dari software tersebut berupa stress, strain, maksimal bending, axial tension yang akan digunakan untuk menghitung combined load yang sesuai standard DNV. Tegangan yang terjadi pada pipeline terhadap variasi kedalaman laut 10 m dan 20 m pada daerah overbend dan sagbend masih memenuhi kriteria sederhana DNV OS F101 yaitu $<0.250\%$ untuk statis dan $<0.305\%$ untuk dinamis. Namun pada desain 30 m regangan yang terjadi lebih dari kriteria sederhana. Dalam perhitungan local buckling pada main pipeline, kasus desain 1 dan 2 tidak berpotensi terjadi buckling karena nilai local controlled condition dan displacement controlled condition <1 . Namun pada kasus desain 3 nilai dari perhitungan LCC >1 , maka pada desain tersebut perlu didesain ulang lagi.

Keywords: Analisa Tegangan, buckling, submarine pipeline, S-Lay, OFFPIPE

1. PENDAHULUAN

Pipeline digunakan untuk berbagai maksud dalam pengembangan sumber daya alam di lepas pantai, termasuk pipa transportasi untuk ekspor, pipa penyalur untuk mengangkut produksi dari suatu platform ke pipa ekspor. Terdapat banyak konfigurasi *pipeline*, salah satunya adalah *single pipeline* dan *piggyback pipeline*. Konfigurasi *piggyback pipeline* dengandua atau lebih dalam satu operasi telah menjadi hal yang biasa dilakukan pada proyek *offshore oil and gas*. Konfigurasi *piggyback pipeline* merupakan konfigurasi yang dimana ada dua diameter pipa yang berbeda di sepanjang pipa dengan diameter pipa yang besar sebagai penopang diameter pipa yang kecil. Konfigurasi tersebut mengurangi biaya instalasi, meningkatkan reliabiliti operasi dan mengurangi waktu perbaikan.

Metode instalasi pipa bawah laut bermacam-macam, salah satunya yaitu metode *S-Lay*. Instalasi yang menggunakan metode *S-Lay* memiliki tegangan yang besar dari pada metode lainnya dengan kondisi *axial tension* agar pipa yang akan disambung tidak lepas dan jatuh ke dasar laut. Pada proses ini, pipa bawah laut banyak sekali resiko yang dapat mengakibatkan struktur pipa gagal, yang dapat mengakibatkan kerugian waktu, material dan lain sebagainya yang berujung pada kerugian berbentuk materi, sedangkan pipa laut kebanyakan dipasang dalam kondisi kosong, sehingga pipa tersebut dibebani tekanan hidrostatik yang tinggi. Oleh karena itu kemungkinan *buckling* (tekuk) di bawah *combined loading* menjadi pertimbangan saat instalasi. Selain itu kondisi lingkungan juga akan memberikan beban hidrodinamis berupa gerakan pada *laybarge* dan kestabilan *pipeline*. Akibatnya beban dinamis ini akan mengakibatkan tegangan

(*tension* dan *bending*) pada daerah tertentu sepanjang *pipeline* saat instalasi.

Metode instalasi yang digunakan dalam Tugas Akhir ini berdasarkan proyek ialah metode S-Lay. Tugas akhir ini dilakukan untuk menganalisa tegangan *pipeline* untuk menggelar pipa hingga kedalaman laut 30 m. Studi kasus yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah proyek *Pipeline Installation* yang dilakukan oleh PT. ZEE INDONESIA terhadap *pipeline* milik PT. XXX, dimana *pipeline* tersebut dalam konfigurasi *Piggyback*. *Software* yang digunakan pada studi ini adalah OFFPIPE Versi 3.02 dengan menggunakan metode *Finite Element Model*. Untuk mengetahui tegangan pipa dari *barge* hingga ke *seabed* dan *limit state* mengacu pada standar DNV OS F101.

2. METODOLOGI

2.1 Kriteria Penerimaan

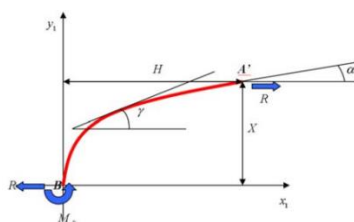
Kriteria sederhana penggelaran pipa (*laying*) digunakan sebagai pendahuluan kriteria sederhana untuk mengecek *local buckling* selama awal tahap desain. Untuk beban statis dihitung regangannya harus memenuhi kriteria (pada daerah *overbend*, *sagbend* dan ujung *stinger*). Untuk beban perhitungan regangan statis harus memenuhi kriteria I dan untuk perhitungan regangan dinamis harus memenuhi kriteria II yang ditunjukkan dalam tabel 1 berikut ini [2].

Tabel 1. Kriteria Regangan Pada DNV OS F101

Kriteri	X70	X65	X60	X52
a				
I	0.270 %	0.250 %	0.230 %	0.205 %
II	0.325 %	0.305 %	0.290 %	0.260 %

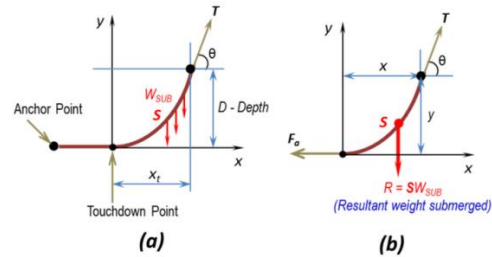
2.2 Analisa Model

Dalam model ini, titik seperti itu bertepatan dengan jalan di kapal, titik A pada Gambar. 1, jadi adalah mungkin untuk mengasumsikan bahwa pada titik ini momen tekuk adalah nol [1].



Gambar 1. Free-body diagram for the suspended span

Rentang pipa yang diletakkan di dasar laut dimodelkan sebagai balok pada pondasi elastis, mengadopsi model Winkler: karena panjangnya lebih panjang dari rentang pipa yang ditangguhkan, ia dapat diperlakukan seperti balok panjang yang tak terbatas [1].



Gambar 2. Free Body Diagram on The Touch Down Point

2.3 Analisa Buckling DNV OS-F101

2.2.1 Load Controlled Condition

Bagian pipa yang dikenai momen *bending*, gaya aksial yang efektif dan tekanan internal yang berlebih harus di desain memenuhi persamaan serta digunakan untuk daerah *sagbend* [2] berikut :

$$\left\{ \gamma_m \cdot \gamma_{SC} \cdot \frac{|M_{sd}|}{a_c \cdot M_p(t_2)} + \left\{ \frac{\gamma_m \cdot \gamma_{SC} \cdot S_{sd}(p_i)}{a_c \cdot S_p(t_2)} \right\}^2 \right\}^2 + \left(a_p \cdot \frac{p_i - p_e}{a_c \cdot p_b(t_2)} \right)^2 \leq 1 \quad (1)$$

Bagian pipa yang terkena momen *bending*, gaya aksial yang efektif dan tekanan eksternal yang berlebih harus di desain [2] memenuhi persamaan berikut:

$$\left\{ \gamma_m \cdot \gamma_{SC} \cdot \frac{|M_{sd}|}{a_c \cdot M_p(t_2)} + \left\{ \frac{\gamma_m \cdot \gamma_{SC} \cdot S_{sd}}{a_c \cdot S_p(t_2)} \right\}^2 \right\}^2 + \left(\gamma_m \cdot \gamma_{SC} \cdot \frac{p_e - p_{min}}{p_c(t_2)} \right)^2 \leq 1 \quad (2)$$

Jika *pipeline* ditambahkan beban aksial, tekanan dan momen juga mempunyai beban titik lateral, ini harus termasuk dalam pembaruan dari kapasitas momen plastis [2] sebagai berikut :

$$M_{p,pointload} = M_p \cdot a_{pm} \quad (3)$$

2.2.2 Displacement Controlled Condition

Kriteria ini dipilih untuk pertimbangan terjadinya *buckling* dan menjelaskan kondisi pembebanan *pipeline* akibat *longitudinal compressive strain* (*bending moment* dan gaya tarik aksial efektif) dan *eksternal overpressure*.

Pipa dikenai *longitudinal compressive strain* (momen *bending* dan gaya aksial) dan *internal overpressure* harus didesain memenuhi kriteria berikut ini pada semua *cross section*. Perhitungan ini digunakan untuk mengecek daerah overbend [2].

$$\varepsilon_{sd} \leq \varepsilon_{Rd} = \frac{\varepsilon_c(t_2 p_{min} - p_e)}{\gamma_\varepsilon} \quad (4)$$

$$D/t_2 \leq 45, p_i \geq p_e \quad (5)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam pembahasan ini, diperoleh nilai *Load Controlled Condition* sebagai berikut :

Tabel 2. Hasil Perhitungan *Local Controlled Condition* (LCC)

Design Case	Pipeline Section	Water Depth (m)	Heading Env.	Node	Lc
1	KP 71.00 to KP 65.00	10	0	17	0.205
			45	17	0.212
			90	17	0.214
			135	17	0.177
			180	17	0.189
			225	17	0.203
			270	17	0.183
			315	17	0.212
2	KP 65.00 to KP 62.00	20	0	30	0.453
			45	30	0.442
			90	30	0.442
			135	30	0.427
			180	30	0.433
			225	30	0.449
			270	30	0.415
			315	30	0.471
3	KP 62.00 to KP 54.50	30	0	30	2.596
			45	30	2.637
			90	30	2.745
			135	30	2.547
			180	30	2.544

Design Case	Pipeline Section	Water Depth (m)	Heading Env.	Node	Lc
			225	30	2.584
			270	30	2.541
			315	30	2.627

Pada table 2, menunjukan *loadcombination* pada daerah *sagbend*. Diperoleh hasil perhitungan *Local Controlled Condition* dalam kondisi dinamis dengan kedalaman 10 m, 20 m, 30 m. pada kedalaman 30 m nilai LCC >1, maka pada kedalaman 30 m perlu adanya desain ulang.

Dan diperoleh nilai *Displacement Controlled Condition* sebagai berikut :

Tabel 3. Hasil Perhitungan *Displacement Controlled Condition* (DCC)

Design Case	Pipeline Section	Water Depth (m)	Heading Env.	Node	εsd
1	KP 71.00 to KP 65.00	10	0	17	0.00036
			45	17	0.00036
			90	17	0.00036
			135	17	0.00036
			180	17	0.00036
			225	17	0.00036
			270	17	0.00036
2	KP 65.00 to KP 62.00	20	0	30	0.00302
			45	30	0.00307
			90	30	0.00307
			135	30	0.00302
			180	30	0.00298
			225	30	0.00309
			270	30	0.00300
3	KP 62.00 to KP 54.50	30	0	30	0.00537
			45	30	0.00539
			90	30	0.00543
			135	30	0.00534
			180	30	0.00532
			225	30	0.00540
			270	30	0.00533
			315	30	0.00538

Pada table 3, menunjukkan perhitungan *load combination* pada daerah *overbend*. Diperoleh hasil perhitungan DCC pada setiap kedalaman <1, maka semua desain pada daerah *overbend* aman untuk dilakukan instalasi.

4. KESIMPULAN

Setelah dilakukan perhitungan dan analisa, maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Tegangan yang terjadi pada *pipeline* saat instalasi terhadap variasi kedalaman laut 10 m dan 20 m pada daerah *overbend* dan *sagbend* masih memenuhi kriteria sederhana DNV OS F101 yaitu <0.250% untuk statis dan <0.305% untuk dinamis. Namun pada desain 3 regangan yang terjadi lebih dari kriteria sederhana.
2. Pada desain 1 dan 2 tegangan yang diterima oleh pipa telah memenuhi standard DNV OS F101. Sehingga sesuai analisa yang dilakukan, *pipeline* aman untuk diinstal. Namun pada desain 3, tidak memenuhi kriteria, sehingga perlu adanya penggantian *barge* yang mampu untuk menginstal pipa pada kedalaman 30 m.
3. Dalam perhitungan *local buckling* pada *main pipeline*, kasus desain 1 dan 2 tidak berpotensi terjadi *buckling* karena nilai *local controlled condition* dan *displacement controlled condition* <1. Maka pada desain tersebut sudah layak untuk dilakukannya instalasi pipa di bawah laut. Namun pada kasus desain 3 nilai dari perhitungan LCC >1, maka pada desain tersebut perlu didesain ulang lagi.
4. Pada kedalaman 30 m berpotensi terjadinya *buckling*. Dikarenakan dalam analisa didapatkan nilai >1.

5. DAFTAR NOTASI

γ_m	= faktor ketahanan material
γ_{SC}	= faktor ketahanan keamanan
a_c	= parameter tegangan aliran (maks. 1.2)

a_p = faktor tegangan dalam kriteria beban kombinasi

a_{pm} = faktor pengurangan momen plastis untuk beban poin

M_{sd} = momen bending desain

M_p = kapasitas plastis momen

p_e = tekanan eksternal

p_{min} = tekanan internal minimal

p_c = tekanan *collapse* karakteristik

S_{sd} = gaya aksial efektif desain

S_p = kapasitas plastis gaya aksial

ε_{sd} = design compressive strain

γ_ε = faktor ketahanan regangan

ε_c = karakteristik ketahanan *bending strain*

t_2 = ketebalan dinding pipa

6. PUSTAKA

- [1] CALLEGARI M. [et al.] DYNAMIC MODELS OF MARINE PIPELINES FOR INSTALLATION IN DEEP AND ULTRA-DEEP WATERS: ANALYTICAL AND NUMERICAL APPROACHES [Journal]. - Ancona : AIMETA '03, 2003.
- [2] DNV. (2013). DNV OS F101 *Submarine Pipeline Systems*. Norwegia: DNV.
- [3] Gullik Anthon Jensen. (2010). *Offshore Pipelaying Dynamics*. Norwegian University of Science and Technology. Master's Thesis, 13-61.
- [4] Guo, B., Song, S., Chacko, J., & Ghalambor, A. (2005). *Offshore Pipelines*. USA: Elsevier.
- [5] Jihan Herdiyanti. (2013). *Comparisons Study of S-Lay and J-Lay Methods for Pipeline Installation in Ultra Deep Water*. Master's Thesis, 1-104.
- [6] Nugroho, A. H., Priyanta, D., & Arif, I. S. (2008). *Analisis Tegangan Terhadap Risiko*

Terjadinya Buckling Pada Proses
Penggelaran Pipa Bawah Laut. *ITS Paper*, 1-
6.

[7] Qiang Bai, Yong Bai. (2014). Subsea
Pipeline Design, Analysis and Installation.

[8] Rizaldy, A., Ikhwani, H., & Sujantoko.
(2009). Analisa Buckling Pada Saat Instalasi
Pipa Bawah Laut: Studi Kasus Saluran Pipa
Baru "Karmila-Titi" Milik CNOOC di
Offshore South East Sumatera. *ITS Paper*, 1-
8.

[9] Robert and Malahy Robert C OFFPIPE
USER'S GUIDE [Book]. - [s.l.] : OFFPIPE,
Nvember 1, 1996. - Vol. 2.05.

DESAIN ULANG JALUR PERPIPAAN DARI TAPING POINT PIPA EXISTING 8" MENUJU KE AIR HEATER E-401 PADA PROYEK UREA BULK STORAGE 6 (UBS 6)

Januar Ghifary¹, Muh. Anis Mustaghfirin², Nora Amelia Novitrie³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia³

Email: januar19.ghifary@gmail.com^{1*}; mustaghfirin@gmail.com^{2*}; noranovitrie@gmail.com^{3*}

Abstrak

Sistem perpipaan line 8"-SL-1001-11 (H50) pada proyek Urea Bulk Storage 6 (UBS 6) merupakan jalur perpipaan penyalur steam dari jalur perpipaan proses utama menuju ke air heater. Pada desain awal line 8"-SL-1001-11 (H50) yang disimulasikan menggunakan software Caesar II terjadi indikasi over stress akibat penempatan support dan gate valve yang tidak sesuai. Tugas akhir ini memperhitungkan tegangan akibat beban sustain, beban ekspansi thermal, dan beban occasional sesuai ASME B31.3. Berdasarkan hasil perhitungan yang telah dilakukan dengan software, nilai tegangan akibat beban sustain, beban ekspansi thermal, dan beban occasional masih dibawah batas tegangan ijin. Perhitungan penurunan tekanan (pressure drop) dan tebal insulasi juga dilakukan untuk menjaga tekanan dan suhu steam agar tidak berubah fase menjadi cair dan sesuai dengan spesifikasi air heater. Persamaan Darcy Weisbach digunakan untuk menghitung nilai pressure drop, dan didapatkan hasil ΔP desain lama sebesar 88499.198 Pa dan ΔP desain baru sebesar 97665.6 Pa. Adapun metode perhitungan tebal insulasi dilakukan dengan cara menghitung perpindahan panas konveksi, konduksi dan radiasi. Dari hasil perhitungan perpindahan panas didapatkan tebal insulasi untuk masing-masing diameter pipa sebesar 50 mm dengan material calcium silicate.

Kata kunci : Caesar II, Pressure Drop, Tebal insulasi, Tegangan Pipa, Urea Bulk Storage.

1. PENDAHULUAN

Urea Bulk Storage (UBS) merupakan tempat penyimpanan sementara urea. Temperatur dari UBS haruslah terjaga pada range 30-40 °C oleh karena itu dibutuhkan udara panas untuk mempertahankan suhu ruangan dari UBS. Sistem perpipaan line 8"-SL-1001-11 (H50) merupakan jalur perpipaan penyalur steam dari jalur perpipaan proses utama menuju ke air heater yang selanjutnya dialirkan menuju ke UBS. Pada desain awal line 8"-SL-1001-11 (H50) yang disimulasikan menggunakan software Caesar II terjadi indikasi over stress akibat penempatan support dan gate valve yang tidak sesuai. Tugas akhir ini memfokuskan pada perhitungan nilai tegangan yang sesuai dengan code ASME B31.3 Process Piping. Peletakan dari support dan main gate valve dipertimbangkan agar tidak terjadi tegangan yang berlebih/over stress. Selain itu perhitungan tebal insulasi optimal dan pressure drop juga perlu

dilakukan agar mengetahui kedua nilai tersebut pada jalur baru dari tapping point menuju ke air heater. Pentingnya dalam melakukan desain ini adalah untuk mendapat jalur perpipaan suplai steam ke air heater yang akan digunakan untuk menjaga temperatur UBS 6 tetap 30-40 °C.

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Penelitian ini merupakan penelitian mengenai desain ulang sistem perpipaan. Adapun metodologi penyelesaian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Mensimulasikan jalur eksisting menggunakan software Caesar II kemudian dicek dengan allowable stress ($S_L < S_A$).
2. Menghitung allowable span pada jalur perpipaan line 8"-SL-1001-11 (H50).

3. Melakukan desain ulang pada jalur perpipaan line 8"-SL-1001-11 (H50).
4. Perhitungan tegangan pada pipa line 8"-SL-1001-11 (H50) kemudian dicek dengan *allowable stress*.
5. Perhitungan *pressure drop* dan *heat transfer* yang terjadi pada line 8"-SL-1001-11 (H50).

2.2 Allowable Span

- *Limitation stress*

$$L \text{ Span Stress} = \sqrt{\frac{0.4 \times Z \times S}{W_o}} \quad (1)$$

- *Limitation deflection*

$$L \text{ Span Deflection} = \sqrt{\frac{\Delta \times E \text{ carbon} \times I}{13,5 \times W_o}} \quad (2)$$

- *Nominal support*

$$N_o s = \frac{L \text{ pipe}}{\text{Minimum } L \text{ span}} \quad (3)$$

Persamaan (1), (2) Menunjukkan batasan nilai span. Dimana S merupakan nilai *Allowable Stress Material* (Mpa), E modulus elastisitas (Pa), W_o berat per panjang pipa (kg/m), Z *section modulus* (m³), Inersia silinder (m⁴)

2.3 Perhitungan Tegangan Akibat Pembebanan

Tegangan akibat beban dihitung berdasarkan persamaan yang dimuat dalam ASME B31.3 *Process Piping*

- Tegangan Akibat Beban Sustain

$$S_L = \frac{P D_o}{4t} + \frac{0.75 i M_A}{Z} \leq 1.0 S_h \quad (4)$$

Persamaan (4) menunjukkan perhitungan tegangan akibat pembebanan. Dimana nilai P merupakan tekanan kerja sistem (inch), D_o diameter luar pipa (inch), M_A, M_A, M_c Resultan momen beban (lb.inch), Z *Section Modulus* (inch⁴), S_h *Allowable Stress Material Hot Working* (Psi), S_A *Allowable Stress Displacement* (Psi), i intensitas factor.

2.4 Heat transfer

untuk mendapatkan nilai tebal insulasi dapat dihitung dengan menggunakan metode *heat transfer*

2.4.1 Konveksi dalam

$$Nu = \frac{h D}{K} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (5)$$

Persamaan (5) menunjukkan perhitungan konveksi dalam pipa. Dimana Nu merupakan nusselt number, Re nilai reynold, Pr nilai prndtl, h laju perpindahan panas (W/m²°C), K nilai konduktivitas thermal (W/m²°C), D diameter pipa (m)

2.4.2 Konveksi Luar Alami

$$\beta = \frac{1}{\left(\frac{T_o + T_\infty}{2} \right)}$$

(6)

$$Gr = \left(\frac{X_3^3 \rho^2 g \beta (T_o - T_\infty)}{\mu \text{ air}^2} \right)$$

(7)

$$Rad = Gr \times Pr$$

(8)

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Rad^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

(9)

Pada persamaan (6), (7), (8) dan (9) menunjukkan perhitungan konveksi luar alami. Dimana nilai β Koefisien ekspansi thermal (°C⁻¹), $\mu \text{ air}$ visikositas kinematik udara (kg/ms), Rad Rayleigh number, Gr Grushof number, T_o suhu fluida(°C), T_∞ suhu lingkungan (°C).

2.4.3 Radiasi

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_o^2 + T_\infty^2) (T_o + T_\infty) \quad (10)$$

Pada persamaan (10) menunjukkan perhitungan radiasi. Dimana ε emisivitas *cladding*, σ konstanta bloltzman 5.67x10⁻⁸ W/m² K⁴.

2.4.4. Heat Losses

$$Q = \frac{2\pi L(T_1 - T_4)}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{kA} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{kB} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{kC}} \quad (11)$$

Persamaan (11) menunjukan perhitungan *Heat Losses* dimana KA,KB,KC merupakan konduktivitas material (W/m² °C), r jari jari silinder (m), L panjang bidang (m), T1 temperatur dalam silinder (°C), T2 temperatur luar silinder (°C).

2.5 Pressure Drop

2.5.1 Bilangan Reynold

$$Re = \frac{\rho \cdot D \cdot V}{\mu} \quad (12)$$

Pada persamaan (12) menunjukkan perhitungan bilangan Reynold. Dimana Re Reynold number, ρ densitas fluida ($\frac{kg}{m^3}$), D diameter pipa (m), V kecepatan fluida (m/s), μ Viskositas dinamik (kg/ms).

2.5.2 Headloss Mayor

$$\bullet \quad H_{L_{mayor}} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (13)$$

Pada persamaan (13) menunjukkan perhitungan *headloss mayor*. Dimana $H_{L_{mayor}}$ *headloss mayor*, f *friction factor*, L panjang pipa (m), v kecepatan fluida (m/s), D diameter pipa (m), g percepatan gravitasi ($\frac{m}{s^2}$).

2.5.2 Headloss Minor

$$\bullet \quad H_L = K \frac{v^2}{2g} \quad (14)$$

Pada persamaan (14) menunjukkan perhitungan *headloss minor*. Dimana H_L *headloss minor*, K koefisien gesek, v kecepatan fluida (m/s), g percepatan gravitasi ($\frac{m}{s^2}$).

2.5.2 Pressure drop (ΔP)

$$\bullet \quad \Delta P = \rho g H_L \quad (15)$$

$$\bullet \quad \Delta P = \rho g \Sigma z \quad (16)$$

Pada persamaan (15) dan (16) menunjukkan perhitungan *pressure drop*. Dimana ρ densitas fluida ($\frac{kg}{m^3}$), g percepatan gravitasi ($\frac{m}{s^2}$), H_L *Headloss mayor* maupun *minor*, z elevasi pipa (m).

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Perhitungan Allowable Span

Jarak yang diizinkan antar *support* dan jumlah kebutuhan *ssupport* dapat dihitung berdasarkan persamaan (1), (2) dan (3). Hasil perhitungan ditunjukkan pada tabel 3.1.

Tabel 3. 1 Perhitungan Allowable Span

Allowabele Span	Nilai	Satuan	Keterangan
Berdasarkan batasan tegangan	239.06	in	Pipa 8"
Berdasarkan batasan defleksi	6182616.906	in	

Number of support	122	buah	Pipa 6"
Berdasarkan batasan tegangan	206.81	in	
Berdasarkan batasan defleksi	0.838	in	
Number of support	3	buah	Pipa 4"
Berdasarkan batasan tegangan	168.693	in	
Berdasarkan batasan defleksi	0.788	In	
Number of support	3	buah	

3.2 Perhitungan Pressure Drop

Perhitungan insulasi didasarkan pada sub bab 2.5 *Pressure Drop*. Adapun hasil perhitungan pressure drop desain lama maupun desain baru sebagai berikut:

Tabel 3. 2 Perhitungan Pressure Drop

Pin (Pa)	ΔP (Pa)	Pout (Pa)	Ket.
400000	88499.198	311500.802	Desain Lama
400000	97665.6	302334.4	Desain Baru

Dari tabel di atas didapatkan bahwa pada desain lama penurunan tekanan yang terjadi pada sistem sebesar 88499.198 Pa sehingga tekanan keluar sistem/tekanan masuk air heater sebesar 311500.802 Pa. Adapun pada desain baru penurunan tekanan yang terjadi pada sistem sebesar 97665.6 Pa sehingga tekanan keluar sistem/tekanan masuk air heater sebesar 302334.4 Pa.

3.3 Perhitungan Tebal Insulasi Optimal

Perhitungan tebal insulasi optimal dilakukan dengan menggunakan metode perpindahan panas konveksi, konduksi dan radiasi. Dari perhitungan perpindahan panas tersebut maka didapatkan nilai tebal insulasi optimal. Berikut ini adalah tabel perhitungan perpindahan panas pada *line 8"-SL-1001-11 (H50)*:

Pipa 8"			
Tebal insulasi (mm)	Qkonduksi (W/°C)	Qkonveksi2 (W/°C)	Qkonveksi1 (W/°C)
25	1270.67	1583.413	63791.063
30	1079.181	1640.643	63791.063
40	839.279	1755.102	63791.063
50	694.822	1869.56	63791.063
60	598.132	1984.019	63791.063
65	560.821	2041.249	63791.063
70	528.768	2098.478	63791.063
75	500.925	2155.707	63791.063
80	476.505	2212.937	63791.063
90	435.659	2327.396	63791.063

Tabel 3. 3 Perhitungan Perpindahan Panas Pipa 8

Pipa 6"			
Tebal insulasi (mm)	Qkonduksi (W/°C)	Qkonveksi2 (W/°C)	Qkonveksi (W/°C)
25	4.589	8.517	230.778
30	3.915	8.858	230.778
40	3.07	9.54	230.778
50	2.56	10.219	230.778
60	2.218	10.897	230.778
65	2.086	11.235	230.778
70	1.972	11.573	230.778
75	1.787	12.248	230.778
80	1.71	12.585	230.778
90	1.641	12.921	230.778

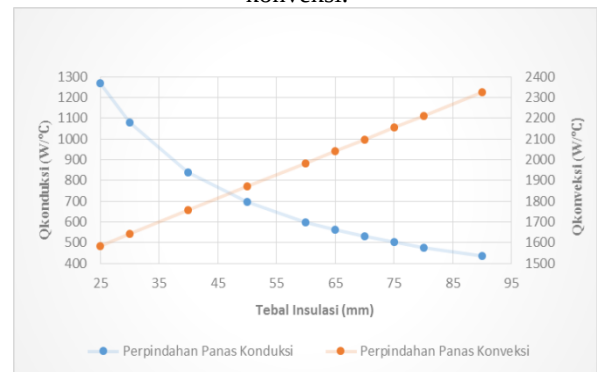
Tabel 3. 4 Perhitungan perpindahan panas pipa 6

Dari tabel 3.3 dan 3.4 didapatkan nilai perpindahan panas secara konduksi dan konveksi untuk masing-masing tebal insulasi. Semakin tebal insulasi maka nilai konduksi akan semakin kecil. Akan tetapi, semakin tebal insulasi maka nilai konveksi akan semakin besar.

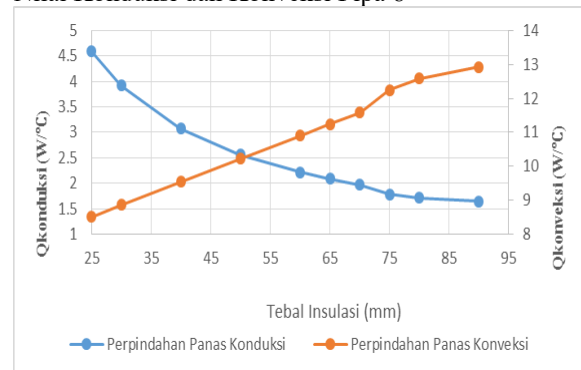
Adapun nilai tebal insulasi optimal didapatkan dari grafik berikut:

Dari gambar 3.1 dan 3.2 terdapat perbandingan antara tebal insulasi terhadap nilai konduksi dan

konveksi.



Gambar 3. 1 Perbandingan Tebal Insulasi Terhadap Nilai Konduksi dan Konveksi Pipa 8"

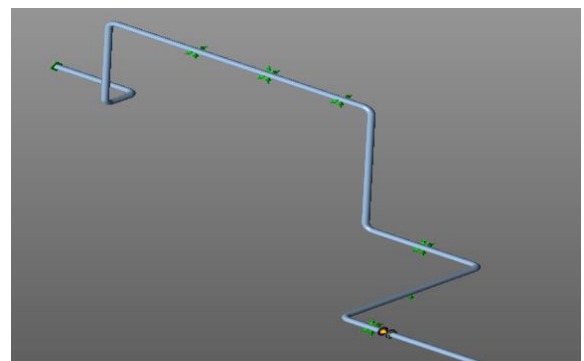


Gambar 3. 2 Perbandingan Tebal Insulasi Terhadap Nilai Konduksi dan Konveksi Pipa 6"

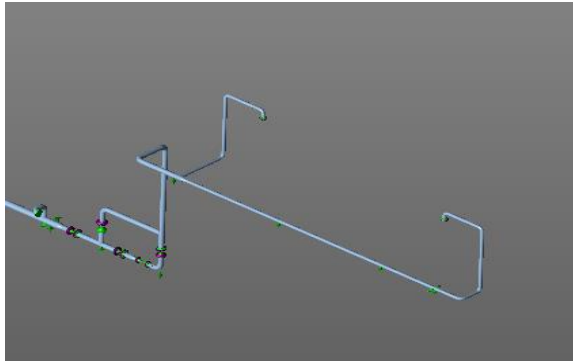
Perpotongan grafik nilai konduksi dan nilai konveksi merupakan nilai tebal insulasi optimal. Jadi tebal insulasi optimal untuk masing-masing diameter pipa adalah 50 mm.

3.4 Hasil Simulasi Line 8"-SL-1001-11 (H50) pada Software Caesar II

Untuk mengetahui hasil simulasi line 8"-SL-1001-11 (H50) dapat dilihat pada gambar 3.3 dan 3.4



Gambar 3. 3 Simulasi Line 8"-SL-1001-11 (H50) Menggunakan Software Caesar II (Part 1)



Gambar 3. 4 Simulasi Line 8"-SL-1001-11 (H50)
Menggunakan Software Caesar II (Part 2)

4. KESIMPULAN

1. Setelah dilakukan perhitungan *allowable span*, maka pada desain baru didapatkan jarak antar *support* pipa 8 inchi sebesar 6.072 m, jarak antar *support* pipa 6 inchi sebesar 5.25 m dan jarak antar *support* pipa 4 inchi sebesar 4.28 m. Selain itu terdapat perubahan jalur pada *node* 10-30 serta pemindahan letak *gate valve* agar *valve* tersebut tidak mengalami kerusakan.
2. Pada desain lama *longitudinal stress* terbesar terjadi pada *node* 900-910 yakni 39895.15 psi. Sedangkan setelah didesain ulang nilai tegangan di setiap *node* berada dibawah nilai *allowable stress* ($S_L < S_A$).
3. Pada desain lama nilai displacement terbesar yang terjadi adalah $dx=136.115$ mm pada *node* 858. $Dy=32,33$ pada *node* 1029 dan $dz=400.377$ mm pada *node* 868.
4. Pada jalur dari *taping point* menuju ke *air heater* E-401, tekanan fluida *steam* yang masuk sebesar 400 kPa sedangkan tekanan fluida *steam* yang keluar (tekanan masuk *air heater*) sebesar 311.5 kPa.
5. Setelah melakukan perhitungan dan analisa perpindahan panas yang terjadi pada jalur perpipaan dari *taping point* menuju ke *air heater* E-401 didapatkan tebal insulasi optimal pada pipa 8 inchi sebesar 50 mm, pada pipa 6 inchi sebesar 50 mm dan pada pipa 4 inchi sebesar 50 mm.

5. DAFTAR NOTASI

P	=	Tekanan internal operasi kerja (Psi)
D_o	=	Outside Diameter (inch)

D_i	=	Inside Diameter (inch)
s	=	Allowable Stress Material (Psi)
Re	=	Reynold Number
H_L	=	Headloss (m)
K	=	Koefisien Gesek
z	=	Elevasi Pipa (m)
ΔP	=	Pressure Drop (Pa)
S_L	=	Tegangan Akibat Sustain Load (psi)
h	=	Laju perpindahan panas ($W/m^2\text{ }^\circ C$)
A	=	Luas perpindahan panas (m^2)
T_o	=	Temperatur fluida ($^\circ C$)
T_∞	=	Temperatur lingkungan ($^\circ C$)
μ	=	Visikositas kinematik Fluida (kg/ms)
k	=	Konduktivitas Thermal ($W/m^2\text{ }^\circ C$)
g	=	Percepatan gravitas (m/s^2)
β	=	Expansion thermal ($^\circ C^{-1}$)
ε	=	Emissivitas material
σ	=	Konstanta Boltzman ($W/m^2\text{ }^\circ K$)

6. DAFTAR PUSTAKA

1. ASME. 2013. *ASME B31.3, Process Piping, ASME code for Pressure Piping*. The American Society of Mechanical Engineer. USA
2. Crane. (1982). *Flow of Fluid Trough Valve, Fittings and Pipe*. New York: Metric Edition.
3. J.P. Holman. 2010. *Heat transfer 10th Edition*. McGraw-Hill Companies, Inc., 1221 Avenue of the Americas, New York
4. Kannapan, S. (1986). *Introduction to Pipe Stress Analysis*. U.S.A: John Wiley & Sons Inc.
5. Smith, P.R., & van Laan, T.J. (1987). *Piping and Support System*. U.S.A: McGraw Hill Inc.

STUDI TEKNIS KELAYAKAN PEMILIHAN PEMBERAT PIPA SEBAGAI METODE ANTI *BUOYANCY RIVER CROSSING PIPELINE* PADA JALUR DISTRIBUSI *NATURAL GAS*

Pramudhyia Bagas Kuncoro.^{1*}, Heroe Poernomo², M. Choirul Rizal³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia³

Email: pramudhyiabagaskuncoro@gmail.com^{1*}; heroe_p@na.its.ac.id^{2*};
mochammadchoirulrizal@yahoo.com^{3*};

Abstrak

Pada jalur distribusi *natural gas*, jalur pipa harus melewati sungai (*river crossing pipeline*). Pipa yang terpendam di sungai harus memenuhi kriteria nilai *negative buoyancy* yang ditentukan oleh klien sebesar 10%. Pada desain awal sesuai permintaan klien, *continous concrete weight* digunakan untuk mengatasi *buoyancy* yang terjadi. Akan tetapi pada saat konstruksi pihak kontraktor menggunakan *set-on saddle weight* untuk mengoptimalkan waktu pengerjaan dan efisiensi biaya. Analisa teknis dan ekonomis dilakukan dari metode *continous concrete weight* dan *set-on saddle weight*, serta metode alternatif yang ditawarkan yaitu *geo-textile fabric weight*. Perhitungan manual dilakukan untuk mengetahui *primary and secondary stress* sedangkan analisisnya menggunakan *software* untuk mengetahui efek yang ditimbulkan akibat beban tambahan dari pemberat pada pipa. Hasil perhitungan tegangan pipa secara manual dan secara *software* dari ketiga metode anti *buoyancy* tersebut masih berada pada batas aman yang diijinkan oleh standard ASME B31.8. Metode yang paling efisien dari segi teknis dan ekonomis adalah metode *geotextile fabric weight* dengan hasil perhitungan manual tegangan total *longitudinal* efektif sebesar 4762,594 psi. Hasil perhitungan tegangan menggunakan *software* sebesar 6876,12 psi. Sedangkan jumlah biaya instalasi yang harus dikeluarkan untuk metode tersebut adalah Rp.222,420,485. Jumlah unit yang digunakan adalah dua unit *geotextile fabric weight*.

Kata kunci : *Buoyancy*, metode anti-*buoyancy*, *natural gas*, *primary and secondary stress*, *river crossing pipeline*.

1.

PENDAHULUAN

Jalur pipa distribusi *natural gas* pada KP 0+100 harus melewati sungai (*river crossing pipeline*). Pipa yang terpendam di sungai harus memenuhi kriteria nilai *negative buoyancy* yang ditentukan oleh klien sebesar 10%. Terdapat beberapa metode yang dapat digunakan untuk menangani *buoyancy*. Metode awal yang disarankan oleh klien adalah *continuous concrete weight*, metode yang digunakan oleh kontraktor adalah *set on saddle weight*, dan metode alternatif adalah *geo textile fabric weight*. Penelitian ini akan menganalisa nilai *buoyancy* yang terjadi dari ketiga metode tersebut. Tegangan *primary* dan *secondary* diperhitungkan untuk mengetahui nilai tegangan yang terjadi akibat penambahan pemberat pada pipa.

Nilai tegangan yang terjadi harus memenuhi batas nilai yang diijinkan oleh ASME B31.8. Analisa akibat penambahan pemberat juga dilakukan menggunakan *software CAESAR II*. Perhitungan biaya instalasi dari ketiga metode tersebut dilakukan untuk mendapatkan perbandingan biaya yang lebih ekonomis dari ketiga metode tersebut.

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Desain *pipeline* distribusi *natural gas* menggunakan pipa 16 inchi material API 5L grade X46 dengan desain temperatur 129,2 °F dan desain *pressure* 684 psi yang mengalirkan fluida *natural gas*. Analisa nilai *buoyancy* dilakukan dari ketiga metode tersebut. Analisa tegangan *primary*,

secondary, serta menggunakan software CAESAR II dilakukan untuk memastikan pipeline yang menerima beban tambahan dari pemberat dapat beroperasi dengan aman. Analisa biaya instalasi dari ketiga metode *anti buoyancy* juga dilakukan untuk mengetahui perbandingan biaya yang lebih ekonomis dari ketiga metode tersebut.

2.2. Buoyancy

Perhitungan buoyancy dilakukan untuk mendapatkan nilai buoyancy yang dialami oleh pipa. Hasil perhitungan tersebut digunakan untuk mendapatkan nilai *safety factor* yang terjadi. Rumus yang digunakan untuk mendapatkan nilai *safety factor buoyancy* adalah sebagai berikut :

- **Safety Factor Buoyancy**

$$\text{Safety Factor (SF)} = \frac{\text{Down Force}}{\text{Up Force}} = \frac{W_T}{F_B} = \frac{(W_{eff} + W_{Total})}{F_B} \dots\dots\dots(1)$$

Persamaan (1) menunjukkan persamaan perhitungan untuk mendapatkan nilai *safety factor buoyancy*. Nilai *safety factor* minimal yang diijinkan adalah 1,1. Dimana $F_{b_{pipe}}$ merupakan berat air yang tergantikan atau nilai buoyancy (kg/m), W_{total} merupakan berat total pipa (kg/m), W_{eff} merupakan berat efektif pipa (kg/m), dan SF merupakan *safety factor buoyancy* (1,1).

2.3. Metode Anti Buoyancy

Terdapat tiga metode *anti buoyancy* yang digunakan untuk menangani buoyancy yang terjadi. Ketiga metode tersebut harus memenuhi *safety factor* yang diminta yaitu sebesar 1,1 atau nilai *negative buoyancy* 10% agar pipa tidak mengalami buoyancy.

2.3.1. Concrete Weight Coating

- **Berat Concrete Weight Coating**

$$W_{conc} = \frac{\pi}{4} (OD_{conc}^2 - ID_{conc}^2) \times \rho_{concrete} \dots\dots\dots(2)$$

Persamaan (2), menunjukkan persamaan perhitungan nilai berat *concrete weight coating* persatuan panjang. Dimana $W_{concrete}$ merupakan berat *concrete* persatuan panjang (kg/m), OD_{conc} merupakan diameter luar *concrete* (m), ID_{conc} merupakan diameter dalam *concrete* (m), $\rho_{concrete}$ merupakan massa jenis *concrete* (kg/m³).

2.3.2. Set On Saddle Weight (SOSW) dan Geotextile Fabric Weight (GFW)

Perhitungan untuk berat *set-on saddle weight* dan *geotextile fabric weight* yang cukup untuk memenuhi nilai *negative buoyancy* sebesar 10%. Perbedaan perhitungan antara 2 metode tersebut terletak pada massa jenis pemberat yang digunakan. Persamaan dasar yang dapat digunakan adalah sebagai berikut (Connors, 2004)

- **Total Weight Required**

$$TWR = [(F_B - (W_{Pipe})) \times (1 + \text{Negative buoyancy})] \dots\dots\dots(3)$$

- **Weight Submerged**

$$W = V \times (\rho_{pemberat} - \rho_{water}) \dots\dots\dots(4)$$

- **Spacing Or Span**

$$\text{Spacing} = \frac{W}{TWR} \dots\dots\dots(5)$$

Persamaan (3), (4), dan (5) menunjukkan persamaan perhitungan nilai massa pemberat yang dibutuhkan serta jarak peletakkannya. Dimana TWR merupakan berat yang dibutuhkan untuk memenuhi nilai *negative buoyancy* persatuan panjang (kg/m), $F_{b_{pipe}}$ merupakan berat air yang tergantikan atau nilai buoyancy (kg/m), W_{pipe} merupakan berat pipa persatuan panjang (kg/m) dimana $\rho_{pemberat}$ merupakan massa jenis pemberat (kg/m³). ρ_{water} merupakan massa jenis air (kg/m³). V merupakan volume pipa (m³). dan W merupakan berat pemberat yang terendam (kg).

2.4. Primary Stress

Primary stress merupakan resultan gaya internal yang dapat menyebabkan perubahan ukuran atau bentuk pada pipa. Tegangan ini diakibatkan oleh tekanan internal fluida, berdasarkan ASME B31.8 *Gas Transmission and Distribution Piping System* terbagi menjadi :

2.4.1. Longitudinal Stress Restrained Pipe

$$S_p = 0,3 S_H \dots\dots\dots(6)$$

Persamaan (6) menunjukkan persamaan *longitudinal stress*. Dimana SP merupakan *longitudinal stress* (psi), SH merupakan *Hoop stress* (psi).

2.4.2. Longitudinal Stress Akibat Exspansion Thermal

$$S_T = E_a (T_1 - T_2) \dots\dots\dots(7)$$

Persamaan (7) menunjukkan persamaan *longitudinal stress* akibat *ekspansi thermal*. Dimana S_T merupakan *thermal expansion stress* (psi), E merupakan modulus elastisitas pipa (psi), α merupakan koefisien ekspansi termal, T_1 merupakan temperatur instalasi °F, dan T_2 merupakan temperatur operasi °F.

2.4.3. Bending Stress

$$S_B = \frac{M_B}{Z} \dots \dots \dots (8)$$

Persamaan (8) menunjukkan persamaan *bending stress*. Dimana S_B merupakan *bending stress* (psi), M_B merupakan moment bending (lb-in), dan Z merupakan *pipe section modulus* (in³).

2.4.4. Total Longitudinal Stress In Restrained Pipe

$$S_L = S_p + S_T + S_B \dots \dots \dots (9)$$

Persamaan (9) menunjukkan persamaan *total longitudinal stress in restrained pipe*. Dimana S_L merupakan *total longitudinal stress in restrained pipe* (psi), S_p merupakan *longitudinal stress restrained pipe* (psi), S_T merupakan *expansion thermal stress* (psi), dan S_B merupakan *bending stress* (psi).

2.4.5. Allowable Stress

$$S_L \leq 0,9 S_T \dots \dots \dots (10)$$

Persamaan (10) menunjukkan persamaan *allowable stress* yang diijinkan oleh ASME B31.8. Dimana S_L merupakan *longitudinal stress in restrained pipe* (psi), S merupakan *specified minimum yield strength* (psi), dan T merupakan *temperature derating factor* (psi).

2.5. Secondary Stress

Secondary stress merupakan tegangan yang timbul pada dinding pipa disebabkan oleh beban selain tekanan internal fluida, misalnya karena beban

Concrete Weight Coating		
Paramater	Nilai	
W_{Total}	296,98	kg/m
$F_{buoyancy}$	131.963	kg/m
$W_{Effective}$	117,92	kg/m
<i>Safety Factor (1,1)</i>	2,32	

backfill (urukan), dan beban dari pemberat pipa.

2.5.1. Ovality

$$\frac{\Delta y}{D} = \frac{D_1 K P}{\frac{(EI)}{R^3} + 0.061 x E'} \dots \dots \dots (11)$$

Persamaan (11) menunjukkan persamaan prediksi *ovality* yang terjadi akibat beban eksternal berupa beban tanah dan pemberat. Dimana Δy merupakan *Vertical deflection* pipa (in), D merupakan diameter luar pipa (in), D_1 merupakan *deflection lag factor* (1.0-1.5), K merupakan konstanta *bending* (0.1), P merupakan tekanan pada pipa akibat beban tanah + *pipe weighting* (psi), R merupakan radius pipa (in), E merupakan modulus *young* pipa (psi), I merupakan inersia dinding pipa (in³), dan E' merupakan *modulus of soil reaction* (psi).

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Buoyancy

Perhitungan *safety factor buoyancy* pada pipa sebelum menerima beban tambahan ditentukan dengan menggunakan persamaan 1. Tabel 3.1 menunjukkan hasil perhitungan *safety factor buoyancy* sebelum pipa menerima beban tambahan dari pemberat. Nilai *buoyancy* dipengaruhi oleh berat keseluruhan pipa.

Tabel 3. 4 Hasil Perhitungan Safety Factor

Buoyancy Calculation		
Paramater	Nilai	
W_{Total}	125.160	kg/m
$F_{buoyancy}$	131.963	kg/m
$W_{Effective}$	-6.803	kg/m
<i>Safety Factor (1,1)</i>	0.897	

3.2. Metode Anti Buoyancy

3.2.1. Concrete Weight Coating

Perhitungan massa *concrete weight coating* digunakan untuk mendapatkan nilai *safety factor buoyancy* menggunakan persamaan 2. Tabel 3.2 menunjukkan hasil perhitungan massa dari *concrete weight coating* yang digunakan untuk mendapatkan nilai *safety factor* setelah pipa menerima beban tambahan dari pemberat.

Tabel 3. 5 Hasil Perhitungan Concrete Weight Coating

3.2.2. Set On Weight dan Geotextile Fabric Weight

Deskripsi	Metode		
	CWC	SOSW	GFW
Rencana Anggaran Biaya Instalasi (Rp)	328.284.88	254.169.653	222.420.485

Massa pemberat yang dibutuhkan untuk memenuhi nilai *safety factor* sebesar 1,1, serta jarak peletakan antar pemberat dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 3,4, dan 5. Hasil perhitungan terdapat pada tabel 3.3.

Tabel 3. 6 Hasil Perhitungan Metode SOW dan GFW

Parameter	Nilai		Unit
	SOW	GFW	
<i>W_Required</i>	7,482	7,482	kg/m
<i>W_Submerged</i>	213,325	213,452	Kg
<i>Spacing</i>	28,510	28,523	M

3.3. Perhitungan Stress

Stress yang terjadi diakibatkan oleh tekanan internal pipa dan eksternal pipa. Hasil perhitungan untuk *primary* dan *secondary stress* didapatkan dari persamaan 6,7,8,9,10, dan 11. Tabel 3.4 merupakan hasil perhitungan untuk *primary stress* dan *secondary stress*.

Tabel 3. 7 Hasil Perhitungan Primary Stress dan Allowable Stress

3.4. Analisa Software CAESAR II

Tabel 3.5 menunjukkan hasil perhitungan analisa tegangan pipa menggunakan software CAESAR II pada 3 metode *anti buoyancy* didapatkan nilai tegangan yang aman dibawah batasan *stress* pada code ASME B31.8.

Tabel 3. 8 Hasil Pemodelan Software CAESAR II

Metode	Operation Stress (psi)	Allowabel	Ratio (%)
Concrete Weight Coating	6989,86	41400	16,88
Set On Saddle Weight	6853,03	41400	16,56
Geotextile Fabric Weight	6876,12	41400	16,6

3.8 Rencana Anggaran Biaya Instalasi

Perhitungan rencana anggaran biaya instalasi dilakukan untuk mendapatkan hasil biaya terendah dari ketiga metode *anti buoyancy*. Ketiga metode tersebut adalah *concrete weight coating (cwc)*, *set on saddle weight (sosw)*, dan *geotextile fabric weight (gfw)*. Tabel 3.6 merupakan hasil perhitungan rencana anggaran biaya instalasi.

Tabel 3. 9 Rencana Anggaran Biaya Instalasi

4. KESIMPULAN

Hasil dari pembahasan dan analisa yang telah dilakukan ini dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Nilai *buoyancy* pada *pipeline river crossing*, nilai *safety factor buoyancy* yang terjadi pada kondisi instalasi adalah 0,897. Sehingga pipa membutuhkan pemberat tambahan. Metode yang disarankan klien *concrete weight coating* menghasilkan nilai *safety factor* sebesar 2,32.

Metode	SP (psi)	SB (psi)	ST (psi)	SL (psi)	Allowabel	Ovality
Tanpa Pemberat	323,82	34209,055	1123,2	38615,455	41400	0,0024
Concrete Weight Coating	3238,2	844,621	1123,2	5251,021	41400	0,0033
Set On Saddle Weight	3238,2	356,194	1123,2	4762,594	41400	0,0024
Geotextile Fabric Weight	3238,2	356,194	1123,2	4762,594	41400	0,005

2. Metode yang digunakan kontraktor *set on saddle weight* untuk memenuhi nilai *safety factor* 1,1, seharusnya cukup ditambahkan 2 unit *sosw* dengan jarak peletakan 28,52m.

Metode alternatif *geotextile fabric weight* untuk memenuhi nilai *safety factor* 1,1 dengan massa *gfw* 367,5 kg cukup ditambahkan 2 unit dengan jarak peletakkannya 58,53m.

3. Nilai tegangan pada pipa sebelum ditambahkan pemberat adalah nilai (SP) sebesar 3283,2 psi, nilai (ST) sebesar 1123,2 psi, dan nilai (SB) sebesar 34209,055 psi. Maka, nilai (SL) adalah 38615,455 psi. batas nilai (SL) yang diijinkan oleh ASME B31.8 adalah 41400 psi untuk material API 5L X46 dengan diameter 16 in.
4. Nilai perhitungan manual total tegangan *longitudinal* efektif pada pipa setelah menerima beban tambahan dari pemberat untuk ketiga metode adalah : (a) *cwc* sebesar 5251,021 psi, (b) *sosw* sebesar 4762,594 psi, dan (c) *gfw* sebesar 4762,594 psi. Sementara untuk pemodelan dengan menggunakan *software Caesar II* nilai tegangan untuk ketiga metode adalah : (a) *cwc* sebesar 6989,86 psi, (b) *sosw* sebesar 6853,03 psi, dan (c) *gfw* sebesar 6876,12 psi.
5. Perhitungan total biaya instalasi yang dibutuhkan untuk proyek *pipeline river crossing* untuk metode *concrete weight coating* adalah sebesar Rp. 328.254.888, metode *set on weight* dengan jumlah 50 unit adalah sebesar Rp. 254.169.653, sedangkan untuk *set on weight* dengan jumlah 2 unit adalah sebesar Rp. 223.960.486, dan untuk metode *geotextile fabric weight* adalah sebesar Rp. 222.420.485.

5. DAFTAR NOTASI

Fb_{pipe}	= buoyancy Force (kg/m)
Z	= modulus of section pada pipa (in ³)
W_{total}	= berat total pipa (kg/m)
S_H	= hoop stress (psi)
W_{eff}	= berat efektif pipa (kg/m)
I	= area moment of inertia of pipe (in ⁴)
W_T	= berat total (kg/m)
S_L	= tegangan <i>longitudinal</i> (psi)
W_{conc}	= berat concrete (kg/m)
S_p	= longitudinal pressure stress (psi)
OD_{conc}	= diameter luar concrete (m)
S_b	= bending stress (psi)
ID_{conc}	= diameter dalam concrete (m)
E	= modulus elastisitas (psi)
ρ_{conc}	= massa jenis concrete (kg/m ³)

S_T	= thermal stress (psi)
ρ_{water}	= massa jenis air (kg/m ³)
α	= koefisien ekspansi termal
$\rho_{pemberat}$	= massa jenis pemberat (kg/m ³)
T_1	= temperatur instalasi (°F)
W	= berat pemberat terendam (kg)
T_2	= temperatur operasi (°F)
TWR	= berat total yang dibutuhkan (kg/m)
M_B	= bending moment (lb.in)
V	= volume pemberat (m ³)
Δ_y	= vertical deflection (in)
D	= diameter luar pipa (in)
D_1	= deflection lag factor (1,0-1,5)
K	= konstanta bending (0,1)
P	= tekanan akibat tanah + pemberat (psi)
R	= radius pipa (in)
E'	= modulus of soil reaction (psi)

6. DAFTAR PUSTAKA

1. Agustinus, Donny. 2009. *Pengantar Piping Stress Analysis dengan Caesar II*. Jakarta. Entry Agustino Publisher
2. Kannappan, Sam. 1985. *Introduction to Pipe Stress Analysis*. New York. Wiley Publication
3. Nayyar, Mohinder L. (1973). *Piping Handbook Seventh Edition*. New York: Mc Graw-Hill.
4. Peng, L.C. (1967). *Piping Stress Engineering*. Houston, Texas: Peng Engineering.
5. Tijara, Pratama. 2004. *Pelatihan Dasar Analisa Tegangan Pipa menggunakan Software COADE – CAESAR II*. USA. Coade Inc
6. Wu, X., Hongfang L., Shijuan W., etc.(2014). *Stress Analysis of the Large Excavation River Crossing Oil Pipeline. Conference Paper. Geotechnical Special Publication. Southwest Petroleum University and Research Institute of Xinjiang Oil Exploration and Design, China.*
7. Shrivastava, G.S.(2009). *Fluid Mechanics Aspects of A Buried Natural Gas Pipeline At A River Crossing*. Proceeding of the 11th Pan-American Congress of Applied Mechanics (PACAM). 04-08 January, Foz do Iguaçu, PR, Brazil.
8. Connors, G.W.(2004). *The Use of Geotextile Fabric, Anti-Buoyancy Weights for Buried*

- Pipelines. Proceeding of International Pipeline Conference (IPC). 04-08 October, Calgary, Alberta, Canada.*
9. ALA. (2001). *Guidelines for the Design of Buried Pipe*. New York: American Lifelines Alliance.

Distribusi Stress akibat Vortex Induced Vibration (VIV) di Helical Strakes Freespanning Offshore Pipeline pada Berbagai Sudut Kemiringan

Ilafi Ramadhan^{1*}, M. Anis Mustaghfirin², Ekky Nur Budiyo³

¹Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

²Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

³Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

*E-mail: ilafi_ramadhan@yahoo.com

Abstrak

Banyak penelitian yang dilakukan mengenai cara mereduksi vortex induced vibration (VIV) dengan menambahkan vortex suppression devices. Vortex suppression devices mempunyai prinsip kerja dengan cara merusak boundary layer atau memodifikasi formasi dari vortex shedding sehingga akan merubah baik pola maupun frekuensi vortex shedding yang terjadi, yang mana agar menjauhi frekuensi alami struktur. Penelitian ini mengambil bentangan terpanjang dari sebuah pipeline yang sudah terinstal yang beroperasi di daerah Madura offshore. Penelitian ini dilakukan dengan memodelkan vortex shedding yang terjadi pada bentangan pipa dengan suppression devices jenis helical strakes untuk mengurangi gaya hidrodinamis dan respon getaran struktur akibat beban arus pada berbagai variasi sudut, dengan demikian diketahui nilai stress yang terjadi di free span pada sudut-sudut tertentu. Pemodelan dilakukan secara numerik dengan metode finite element computational fluid dynamic (CFD). Pemodelan numerik menggunakan dimensi pada aslinya. Pemodelan dibantu dengan software fluent dari Ansys. Hasil studi yang dilakukan pada metode perhitungan manual, diketahui bahwa nilai maximum allowable span paling rendah pada fase hydrottest tanpa mitigasi helical strakes yaitu 48,558 m. Metode pemodelan software didapatkan hasil bahwa nilai maximum allowable span paling rendah pada fase operasi dengan mitigasi helical strakes. Seluruh nilai tersebut masih berada diatas nilai span yang terjadi pada pipeline.

Keywords: free span, helical strakes, offshore pipeline, vortex induced vibration, computational fluid dynamic

1. PENDAHULUAN

Energi merupakan bagian yang mendasar dari kehidupan manusia, diantaranya adalah energi minyak dan gas bumi. Tingginya permintaan dunia akan energi ini menyebabkan semakin intensifnya usaha dalam pencarian serta eksplorasi minyak dan gas bumi di daerah lepas pantai hingga laut dalam. Sistem pipeline/jalur pipa merupakan akomodasi yang paling murah, aman, serta efisien dalam peyaluran minyak dan gas bumi di daerah lepas pantai hingga laut dalam. Kontruksi pipa bawah laut harus didesain sesuai dengan standar yang berlaku. Jalur pipa bawah laut yang telah didesain kemudian dianalisa agar dapat dipasang dan beroperasi sebagaimana mestinya.

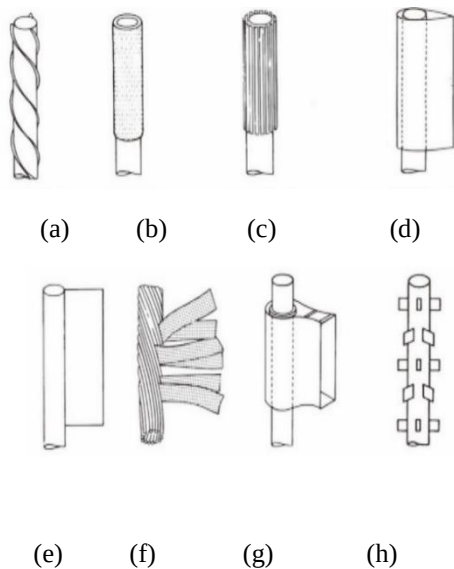
Free span merupakan kontak yang hilang antara pipeline dengan dasar laut. Analisis freespan perlu dilakukan karena apabila pipa dibiarkan tidak tertumpu begitu saja akan menyebabkan kegagalan akibat beban statik (*excessive yielding*) atau beban dinamik (*fatigue*). Beban statik dipengaruhi oleh

tegangan akibat berat pipa itu sendiri sedangkan beban dinamik dipengaruhi oleh arus dan gelombang laut yang dapat menyebabkan vibrasi (*vortex induced vibration*). Analisa freespan merupakan salah satu dari tahap dalam desain offshore pipeline yang perlu sangat diperhatikan. Beban dinamik yang mempengaruhi freespan diantaranya adalah *vortex induced vibration* (VIV). *Vortex induced vibration* (VIV) merupakan getaran yang diakibatkan oleh fenomena sekunder dari interaksi antara fluida dan struktur pipa. VIV dapat didefinisikan dekatnya frekuensi *shedding vortex* dengan frekuensi alami struktur. Fenomena sekunder tersebut dinamakan fenomena pelepasan vortex. VIV pada struktur bawah laut, khususnya pipeline merupakan faktor penting yang mempengaruhi semua tahap pengembangan offshore structure

Hingga kini, telah banyak penelitian dilakukan guna mereduksi *vortex induced vibration* (VIV) dengan menambahkan *vortex suppression devices* (Zdakovich, 1981). Gambar 1 memperlihatkan

beberapa jenis peralatan tersebut yang dewasa ini telah dikembangkan (Blevins, 1990). Prinsip kerja alat tersebut adalah dengan cara merusak *boundarylayer* atau memodifikasi formasi dari *vortexshedding* sehingga akan merubah pola maupun frekuensi *vortexshedding* agar menjauhi frekuensi alami struktur. Dengan demikian getaran *lock-in* yang beramplitudo besar bisa dihindari. Salah satu jenis *vortexsuppressiondevice* yang efektif mereduksi VIV adalah jenis *helicalstrakes* (Gambar 2).

Studi kasus dalam penelitian ini adalah sebuah jalur *pipeline* yang berlokasi di selat Madura, jalur pipa ini memiliki kriteria yang sesuai dengan kebutuhan penelitian. Pada penelitian ini telah dilakukan analisa mengenai distribusi *stress* yang terjadi pada struktur *pipeline* yang berinteraksi dengan *vortexshedding*. Selain itu, dianalisa pula pengaruh sudut kemiringan yang terjadi pada *pipeline* terhadap nilai *stress* maksimumnya.



Gambar 1. *VortexSuppressionDevice* (Blevins, 1990)



Gambar 2. *HelicalStrakes*

2. METODOLOGI

2.4 Perhitungan Manual

Perhitungan manual dilakukan untuk mencari nilai *maximumallowablespan* pada bentangan *pipeline* tanpa penggunaan *helicalstrakes*. Proses perhitungan dilakukan dengan dasar standar DNV RP F105 *freespanningpipeline*. Analisis terhadap *freespan* pada pipa bawah laut dilakukan terhadap dua kriteria utama, yaitu *FatigueLimitStrength* dan *UltimateLimitStrength*. *Freespan* merupakan bentang bebas pada suatu pipa bawah laut, bentang bebas tersebut terjadi tegangan dengan besar tertentu akibat massa pipa yang tidak tertumpu oleh *seabed*. Bentang bebas yang terlalu panjang dapat menyebabkan tegangan berlebih pada pipa. Dengan asumsi kedua ujung pipa pada bentang bebas tertumpu peletakan sederhana. Panjang bentang statik dapat dapat ditentukan berdasarkan Persamaan 2.1 dan 2.2 berikut ini.

$$L_{st} = \sqrt{\frac{2.C.I.\sigma_e}{W_t.D_{tot}}} \dots\dots\dots(1)$$

$$W_t = \sqrt{W_{sub}^2 + (F_D + F_I)^2} \dots\dots\dots(2)$$

Panjang bentang dinamik dapat dapat ditentukan berdasarkan Persamaan 2.3 dan 2.4 berikut ini.

$$f_{n_{IL}}(L_{dyn_{IL}}) = C_1 \cdot \sqrt{1 + CSF} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{M_{eff} \cdot L_{dyn_{IL}}^4} \left[1 + \frac{S_{eff}}{P_{cr_{IL}}(L_{dyn_{IL}})} + C_3 \cdot \left(\frac{\delta_{IL}}{D} \right)^2 \right]} \dots\dots\dots(3)$$

$$(L_{dyn_{IL}}) = \frac{f_{n_{IL}}(L_{dyn_{IL}})}{\gamma_{IL}} = \frac{u_{r100}}{VR_{on_{IL}} \cdot D} \cdot \left(1 - \frac{\left(\frac{L_{dyn_{IL}}}{D} \right)}{250} \right) \cdot \frac{1}{\alpha_{fc}} \dots\dots\dots(4)$$

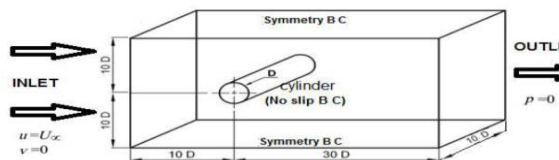
2.5 Pemodelan Software

Pada penelitian ini digunakan 2 metode pemodelan menggunakan *software*. Hal ini disebabkan tidak adanya standar yang mengakomodasikan untuk dilakukan perhitungan maupun analisa manual pada kasus yang akan diteliti. Sehingga untuk menyelesaikan rumusan masalah dalam penelitian ini harus menggunakan metode lain di luar *scope* dari standar. Metode yang digunakan adalah *computationalfluiddynamic* dengan menggunakan *softwareFluent Ansys*. Penggunaan metode ini mengacu pada jurnal-jurnal internasional

yang telah dipublikasikan. Metode pemodelan dalam jurnal-jurnal tersebut tidak seluruhnya sesuai dengan penelitian ini, oleh karena itu peneliti mengembangkan metode pemodelan baru berdasarkan jurnal-jurnal tersebut.

1. Geometri

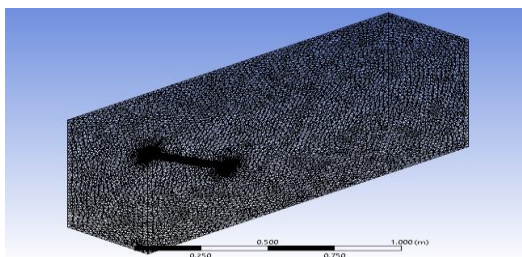
Model bentangan bebas pipa disederhanakan menggunakan *software SpaceClaim* bawaan *Ansys*. Tipe file ini adalah (*.scdoc), file ini kemudian di-impor ke *software fluentAnsys* untuk selanjutnya di-mesh. Geometri tersebut perlu ditentukan dahulu daerah aliran fluida, bagian padat, dan nama batasan permukaan. Dimensi geometri pada pemodelan ini disesuaikan dengan penelitian terdahulu oleh Ranjith E.R. pada tahun 2015. Gambaran geometri tersebut dapat dilihat pada Gambar 3 berikut ini.



Gambar 3 Geometri Pemodelan (Ranjith E. R. 2015)

2. Validasi Meshing

Sebelum dilakukan tahap validasi antara hasil model numerik terhadap hasil eksperimen *Constantinides et al.*, (2006), terlebih dahulu dilakukan analisis sensitivitas *meshing* (*meshing sensitivity analysis*). Tujuannya untuk mendapatkan ukuran *meshing* yang tepat sehingga output yang dihasilkan menjadi relatif stabil/stasioner, tidak lagi fluktuatif dengan berubahnya ukuran/jumlah *meshing*.

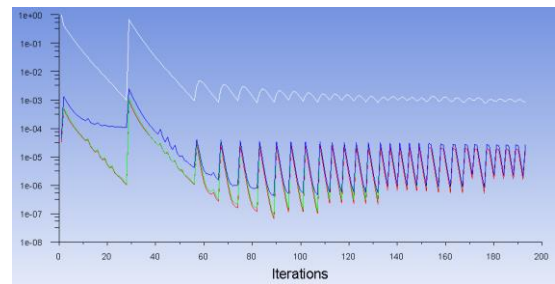


Gambar 4 Hasil Meshing

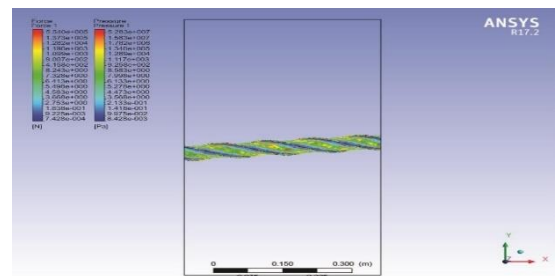
3. Setup dan PostModeling

Pada tahapan ini, didefinisikan kondisi fisik dari simulasi yang merupakan masukan pada proses komputasi. Tahapan dasar dalam mendefinisikan kondisi fisik Mendefinisikan jenis aliran pada

simulasi, Mendesain tipe domain, Mendefinisikan kondisi batas (*boundary condition*), Menentukan parameter solusi kontrol



(a)



(b)

Gambar 5 (a) Iterasi (b) Hasil PostModeling

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Nilai Stress pada FreeSpan tanpa Metode Mitigasi Helical Strakes

Perhitungan manual dilakukan untuk tiga fase, yaitu fase instalasi, fase *hydrotest* dan fase operasi. Proses perhitungan manual berdasarkan standar DNV RP F105 *FreeSpanning Pipeline*. Hasil perhitungan manual digunakan sebagai pembandingan dengan hasil dari pemodelan *software*. Hasil perhitungan manual dapat dilihat pada Tabel 1 berikut ini.

Tabel 1 Hasil Perhitungan Maximum Allowable Span Kondisi tanpa Helical Strakes

Cases	Condition	MaximumSpan
1	Installation	75.329 m
2	Hydrotest	48.558 m
3	Operation	69.489 m

Tabel 2 Hasil Perhitungan Maximum Allowable Span Kondisi dengan Helical Strakes

Cases	Condition	MaximumIn-lineVIVSpan	MaximumCross-flowVIVSpan
1	Installation	17.266 m	23.417 m
2	Hydrotest	17.356 m	17.949 m
3	Operation	17.071 m	17.862 m

3.2 Nilai Stress pada FreeSpan tanpa metode Mitigasi HelicalStrakes

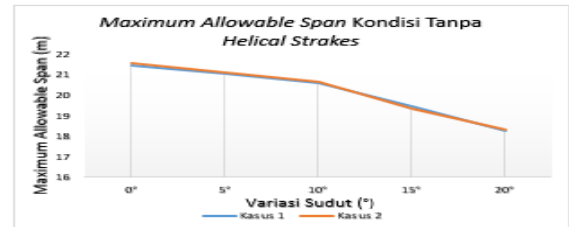
Dalam pemodelan ini perlu dilakukan analisa dan pengolahan hasil pemodelan untuk mendapatkan jenis hasil yang diharapkan. Hasil pasca pemodelan tersebut ditunjukkan pada Tabel 3 berikut ini.

Tabel 3 Maximum Allowable Span berdasarkan Pemodelan Software

No	Kedalaman	Kondisi	Variasi Sudut	Tegangan (Mpa)	Force (N)	Max. Span (m)	Max. Span (m)
1	55 meter	Dinamis tanpa Helical Strakes	0°	188.223848	1965135.53	21.472	21,564
2			5°	195.716144	2050570.41	21.057	2.11
3			10°	204.674986	2140042.35	20.591	20.664
4			15°	229.086808	2435018.32	19.463	19.372
5			20°	260.608815	2719139.3	18.248	18.332
6	55 Meter	Dinamis dengan Helical Strakes	0°	51.5661624	541041.917	41.023	41.097
7			5°	52.8334902	554014.347	40.528	40.613
8			10°	56.1040016	591170.155	39.329	39.316
9			15°	59.6471847	627497.009	38.143	38.161
10			20°	65.948482	693562.752	36.275	36.298

Nilai stress yang digunakan sebagai dasar analisa adalah hasil dari pemodelan software. Pada rumusan masalah ini dilakukan pemodelan dengan bantuan software untuk mendapatkan nilai stress yang terjadi pada pipeline pada berbagai sudut kemiringan. Variasi sudut tersebut adalah 0°, 5°, 10°, 15°, 20°. Output software fluent ansys berupa nilai tegangan, nilai tersebut dikonversi menjadi nilai stress

menggunakan persamaan yang terdapat pada standar DNV RP F105. Analisa stress yang terjadi pada setiap variasi sudut kemiringan freespan tanpa metode mitigasi helicalstrakes dapat dilihat pada Gambar 3 berikut ini.



Gambar 6 Grafik Pengaruh Sudut Kemiringan Terhadap Nilai Stress

Grafik di atas menunjukkan pengaruh variasi sudut terhadap nilai stress yang terjadi pada freespan. Kedua kasus tersebut terjadi pada kondisi dimana pipeline tidak dimitigasi dengan suppressiondevice model helicalstrakes. Grafik di atas menunjukkan pipeline pada fase operasi. Nilai maximumallowablesan tertinggi terjadi pada sudut 0 derajat yaitu sepanjang 21.564 m. Nilai maximumallowablesan terendah terjadi pada sudut 20 derajat yaitu sepanjang 18.248 m. Terjadi kecenderungan yang mana bertambahnya nilai sudut akan meningkatkan nilai stress. Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa peningkatan nilai sudut akan berdampak pada peningkatan nilai stress.

3.3 Korelasi Nilai Stress dengan Sudut Kemiringan

Korelasi Sederhana merupakan suatu teknik statistik yang digunakan untuk mengukur kekuatan hubungan 2 variabel dan juga untuk dapat mengetahui bentuk hubungan antara 2 variabel tersebut dengan hasil yang sifatnya kuantitatif. Perhitungan nilai korelasi dilakukan dengan bantuan software pemrograman komputer.

Correlation: Sudut Kemiringan; Maximum Allowable Span Kasus 1

Pearson correlation of Sudut Kemiringan and Maximum Allowable Span Kasus 1 = 0,147

P-Value = 0,685

Hasil analisis diatas menunjukkan bahwa korelasi tekanan darah dan umur sebesar 0,147. Dengan memperhatikan nilai P-Value sebesar 0,685 yang lebih besar dari 0,05. Dengan demikian, kita dapat mengatakan bahwa dari data tersebut, terdapat korelasi antara sudut kemiringan dan besaran nilai *stress*. Korelasi yang terjadi bersifat “LEMAH”

Paired T-Test and CI: Tanpa Helical Strakes; Dengan Helical Strakes

Paired T for Tanpa Helical Strakes - Dengan Helical Strakes

	N	Mean	StDev	SE Mean
Tanpa Helical Strakes	5	20,166	1,309	0,585
Dengan Helical Strakes	5	39,060	1,916	0,857
Difference	5	-18,893	0,630	0,282

95% CI for mean difference: (-19,675; -18,111)

T-Test of mean difference = 0 (vs $\neq$ 0): T-Value = -67,08 P-Value = 0,0032

P-value dari uji-t berpasangan di atas adalah 0.0032, yaitu lebih kecil dari 0.05. Dengan demikian kesimpulan statistika yang diambil adalah menolak H_0 , artinya pernyataan bahwa selisih rata-rata antara sebelum dan sesudah penggunaan metode mitigasi *helicalstrakes* pada *freespan* berbeda atau tidak sama dengan nol. Atau dapat dikatakan terdapat pengaruh/efektifitas penggunaan metode mitigasi *helicalstrakes*.

4. KESIMPULAN

Dari Analisa yang telah dilakukan pada penelitian ini, dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut :

- *Vortexsheeding* memiliki pengaruh yang signifikan. Pada *pipelinespan* dalam kondisi statis(tanpa pengaruh *vortexsheeding*), nilai *maximumallowables* pada *freespan* berbeda atau tidak sama dengan nol. Atau dapat dikatakan terdapat pengaruh/efektifitas penggunaan metode mitigasi *helicalstrakes*.
- Perubahan sudut pada *pipeline* span memiliki pengaruh terhadap nilai *maximumallowables*. Hal ini dibuktikan dengan hasil dari perhitungan manual dan pemodelan dengan *software*. Apabila terjadi kenaikan nilai sudut maka berdampak pada penurunan nilai nilai *maximumallowables*.
- Berdasarkan metode statistika, pengaruh sudut kemiringan terhadap nilai *stress* pada bentangan

3.4 Nilai Keefektifan Penggunaan *HelicalStrakes*

Kalkulasi nilai keefektifan penggunaan *helicalstrakes* menggunakan metode statistika. Pada penelitian ini digunakan statistik uji-t berpasangan (*PairedT-Test*). Uji-t berpasangan adalah salah satu metode pengujian hipotesis dimana data yang digunakan tidak bebas (berpasangan).

bebas *pipeline* didapatkan hasil bahwa terdapat hubungan/korelasi dari kedua variabel tersebut. Korelasi kedua variabel tersebut bersifat LEMAH LINIER POSITIF.

- Berdasarkan metode statistika, penggunaan metode mitigasi *helicalstrakes* memiliki pengaruh yang cukup signifikan. Hal ini dapat diketahui dari nilai *maximumallowables* pada kondisi tanpa *helicalstrakes* dan dengan *helicalstrakes*. Nilai *maximumallowables* pada kondisi dengan menggunakan *helicalstrakes* bisa mencapai dua kali lipat dari kondisi tanpa *helicalstrakes*. Hasil analisa statistika menunjukkan hasil bahwa terdapat nilai efektivitas penggunaan *helicalstrakes*.

5. DAFTAR NOTASI

L_{st}	: Panjang <i>freespan</i> statik yang diijinkan
C	: Konstanta ujung peletakan
I	: Momen inersia penampang pipa
σ_e	: Tegangan ekuivalen
W_t	: Berat pipa terdistribusi merata per satuan panjang
D_{tot}	: Diameter total terluar pipa
L_{dyn}	: <i>Critical natural frequencies</i>
$fn (L_{dyn})$	: <i>Fundamental natural frequency</i>
γ	: <i>Safety factor for screening criteria</i>
u_{r100}	: <i>Seabed currenet velocity</i>
VR_{on}	: <i>Onset value reduced velocity</i>
α_{fc}	: <i>Minimal value for curent flow ratio</i>

6. PUSTAKA

- [1] ANSYS, Inc. 2007. “ANSYSCFXManual, Release 11.0” <http://www.ansys.com>.

- [2] Bai, Yong. 2001. *"Pipelines and Risers"*. Amsterdam: Elsevier Science.
 - [3] Callister, W.D. *Materials Science and Engineering*. New York: John Wiley & Sons Inc. 1994.
 - [4] Dalrymple, Dean. 1991. *"Water Wave Mechanics For Engineers and Scientists"*. New Jersey; World Scientific.
 - [5] Guo, Boyun. 2005. *"Offshore Pipelines"*. Massachusetts: Elsevier Inc.
 - [6] Mouselli, A.H. 1985 *"Offshore Pipelines Design, Analysis and Method"*. Oklahoma: PennWell Books.
 - [7] R Development Core Team. 2008. R Datasets.
 - [8] Veritas Offshore Technology and Services A/S. Maret 2002 "DNV RP F105 Free Spanning Pipelines". Norway: DNV Publisher.
- Walpole, R.E. dan R.H. Myers. 1995. Ilmu Peluang dan Statistika untuk Insinyur dan Ilmuwan. Edisi keempat. Penerbit ITB. Bandung

DESAIN ALTERNATIF PIPA TRANSFER HIGH STEAM 16"-HS-2003-D22A-HS

Dede Malik Prastian^{1*}, Adi Wirawan Husodo², Pekik Mahardhika³

^{1*}Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, PPNS, Surabaya, Indonesia

²Jurusan Teknik Permesinan Kapal, PPNS, Surabaya, Indonesia

³Jurusan Teknik Permesinan Kapal, PPNS, Surabaya, Indonesia

*E-mail : dedemalikprastian@gmail.com^{1*}, adi_wirawan@ppns.ac.id²,
pekikmahardhika@ppns.ac.id³

ABSTRAK

Steam dalam dunia industri digunakan untuk pembangkit listrik. Steam didistribusikan menggunakan sistem perpipaan bertemperatur tinggi sehingga pemuaiian terjadi akibat beban ekspansi. Opsi untuk menanggulangi hal tersebut ialah dengan menambahkan *expansion loop*. Desain awal yang dirancang oleh klien mengalami tegangan berlebih pada *expansion loop*, daerah *MRS Utility*. Perancangan *expansion loop* harus mempertimbangkan nilai *displacement* agar pemuaiian yang timbul dapat diminimalisir dan tidak mengalami tegangan berlebih. Hal yang harus diperhatikan dalam perancangan tersebut adalah dimensi dan jumlah dari *expansion loop*, serta pemilihan dan peletakan *pipe support*. Pada penelitian ini variasi jumlah *expansion loop* pada 3 desain alternatif digunakan untuk menganalisa tegangan dan mendapatkan desain yang optimum baik dari segi teknis maupun ekonomis. Software *CAESAR II* digunakan untuk menganalisa tegangan dari segi teknis.

1. PENDAHULUAN

Sistem perpipaan dirancang untuk menyalurkan *high steam* dari boiler menuju turbin. Sistem perpipaan dirancang menggunakan material A-106 Gr.B temperatur operasi 400°C dan diameter pipa 16". Sistem tersebut sangat rawan terhadap terjadinya pemuaiian akibat beban ekspansi. Pemuaiian tersebut disebabkan oleh tingginya temperatur fluida serta perbedaan antara temperatur ambien dan temperatur operasional yang terpaut jauh. Hal tersebut dapat mengakibatkan pipa mengalami perenggangan atau penyusutan, sehingga menambah beban dan momen pada pipa yang berpotensi menyebabkan tegangan berlebih pada sistem perpipaan. Sistem perpipaan dirancang sepanjang 650m dengan menggunakan *expansion loop* berjenis *three dimensional loop*. Pada tahap perancangan awal terjadi tegangan berlebih pada *expansion loop* yang telah direncanakan pada daerah *MRS utility*.

Pada penelitian ini akan dilakukan desain alternatif dan analisa tegangan dengan memvariasikan dimensi serta jumlah *expansion loop* pada jalur pipa *transfer high steam* dengan tujuan untuk mendapatkan desain yang optimum. Peneliti menggunakan *Standard ASME B31.3* sebagai acuan perancangan dan menggunakan software *CAESAR II* untuk melakukan analisa tegangan serta pemodelan secara komputasi.

2. METODOLOGI PENELITIAN

2.1 Thermal Expansion

Thermal Expansion adalah fenomena dimana material logam mengalami perpanjangan atau peregangan ketika terjadi peningkatan temperatur yang diberikan kepada material logam tersebut (Agustinus, 2014). Peningkatan temperatur dapat disebabkan oleh perubahan temperature ketika *start-up* maupun *shutdown* pada sistem perpipaan, yaitu dari temperature kamar (*ambient*) naik/turun ke temperature operasi yang menyebabkan panjang dari pipa dan komponennya berubah karena ekspansi (menambah panjang) ataupun kontraksi (memendek). Perubahan panjang dari *thermal expansion* dapat diketahui dengan persamaan berikut:

$$\Delta = \alpha \times L \times (T_o - T_i)$$

(2.1)

2.2 Penentuan Desain Expansion Loop

Dalam penentuan dimensi *expansion loop* hal yang harus dipertimbangkan adalah dimensi *pipe rack* tempat *expansion loop* tersebut akan terinstal. Penentuan dimensi *expansion loop* dari setiap segment berbeda – beda, hal ini disebabkan karena pemuaiian yang terjadi dan jumlah dari *expansion loop* dari setiap segment juga berbeda – beda. Langkah awal ialah mencari nilai $L_{anchor - anchor}$ dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\Delta L_{loop} = \alpha \times L_{(anchor - anchor)} \times (T_o - T_i)$$

$$L_{(anchor - anchor)} = \frac{\Delta L_{loop}}{\alpha \times (T_o - T_i)}$$

Kemudian langkah selanjutnya setelah mengetahui nilai $L_{anchor - anchor}$ ialah menentukan panjang loop dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$L_{loop} = L_{anchor} - [(L_{anchor\ point} \times 2) + (L_{guide\ span} \times 2)] \quad (2.2)$$

2.3 Sustained Load

Sustained load adalah beban yang bekerja secara kontinyu pada pipa. Tegangan yang terjadi merupakan jumlah dari tegangan longitudinal (S_L) yang dikarenakan tekanan, berat dan beban sustain lainnya. Sehingga *sustained load* dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$S_L = F_{ax}/A_m + M_b/z + \frac{P \times OD}{4 \times t} \quad (2.3)$$

2.4 Expansion Load

Expansion load merupakan beban akibat temperatur fluida yang mengalir beserta sifat dari material pipa yang dapat menyebabkan terjadinya pemuaian. Untuk pipa lurus analisa ekspansi thermal didapat berdasarkan metode guided cantilever. Sebelumnya didapatkan terlebih dahulu nilai *thermal expansion* dengan menggunakan persamaan (2.1) dan *induced moment* dengan menggunakan persamaan (2.4) sebagai berikut :

$$M = \frac{6 E I \Delta}{L^2} \dots\dots\dots(2.4)$$

$$S = M/z \dots\dots\dots(2.5)$$

2.5 Occasional Seismic Load

Occasional Seismic load adalah beban primer yang terjadi hanya dalam kurun waktu yang singkat dan jarang terjadi. Beban ini dapat disebabkan oleh gempa bumi atau juga disebut dengan beban *seismic*. Nilai beban *seismic* dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan berikut (Mohinder L Nayyar, 2000) :

$$S_{occ} = 0.75i \times 12 \times \frac{W \times L^2}{8 Z} 1.5G \dots\dots\dots(2.6)$$

2.6 Pipe Support

Penyangga pipa dalam sistim perpipaan adalah sebuah alat yang berfungsi untuk menjadi penahan atau penumpu pipa yang melintas dari suatu tempat ke tempat yang lain. Untuk perhitungan jarak antar *support* dapat menggunakan persamaan berikut (Kannappan, 1986) :

$$L_s = \sqrt{\frac{0.33 Z S_h}{W}} \dots\dots\dots(2.7)$$

3. HASIL & PEMBAHASAN

3.1 Perhitungan Displacement

Berdasarkan persamaan 2.1. maka dapat dilakukan perhitungan *displacement* pada setiap *segment* untuk mengetahui pemuaian yang terjadi dan memastikan perlu atau tidaknya penambahan *expansion loop*, berikut ini merupakan hasil perhitungan *displacement* :

Tabel 3.1 Perhitungan Displacement

Segment	Panjang Segment (m)	Displacement Segment (m)	Actual Displacement (m)	Keterangan
1	10.7	0.058	0.00842	no need
2	92.75	0.506	0.45642	needed
3	63.5	0.347	0.29671	needed
4	24.5	0.134	0.08377	needed
5	17.91	0.098	0.04779	no need
6	282.52	1.543	1.49253	needed
7	32.75	0.179	0.12883	needed
8	8.3	0.045	-0.00468	no need
9	66.88	0.365	0.31518	needed

3.2 Perhitungan Dimensi Expansion loop

Berdasarkan persamaan 2.2 maka didapatkan dimensi dari *expansion loop* untuk setiap segment dari setiap variasi desain sebagai berikut :

Tabel 3.2 Dimensi Expansion Loop (Desain 1)

Segment	ΔL_{loop} (m)	$L_{anchor - anchor}$ (m)	$L_{anchor\ point}$ (m)	L_{guide} (m)	L_{loop} (m)	W_{loop} (m)
1	0.0000	0.000	0.00	0.00	0.00	6.00
2	0.1521	27.864	9.50	1.50	5.86	6.00
3	0.0989	18.114	5.00	1.00	6.11	5.00
4	0.0838	15.342	4.00	1.50	4.34	5.00
5	0.0000	0.000	0.00	0.00	0.00	5.00
6	0.1493	27.336	6.50	2.50	9.34	3.00
7	0.1288	23.594	6.50	2.50	5.59	3.00
8	0.0000	0.000	0.00	0.00	0.00	3.00
9	0.1576	28.862	7.50	2.00	9.86	5.50

Tabel 3.3 Dimensi Expansion Loop (Desain 2)

Segment	ΔL_{loop} (m)	$L_{anchor - anchor}$ (m)	$L_{anchor\ point}$ (m)	L_{guide} (m)	L_{loop} (m)	W_{loop} (m)
1	0.0000	0.000	0.00	0.00	0.00	6.00
2	0.1141	20.898	6.50	1.50	4.90	6.00
3	0.0742	13.586	3.50	1.50	3.59	5.00
4	0.0838	15.342	4.00	1.50	4.34	5.00

5	0.0000	0.000	0.00	0.00	0.00	5.00
6	0.1244	22.780	6.00	1.50	7.78	3.00
7	0.1288	23.594	6.50	2.50	5.59	3.00
8	0.0000	0.000	0.00	0.00	0.00	3.00
9	0.1051	19.241	4.50	1.50	7.24	5.50

Tabel 3.4 Dimensi Expansion Loop (Desain 3)

Segm ent	ΔL_{loop} (m)	$L_{anchor-}$ $anchor$ (m)	L_{anchor} $point$ (m)	L_{guide} (m)	L_{loop} (m)	W_{loop} (m)
1	0.0000	0.000	0.00	0.00	0.00	6.00
2	0.2282	41.796	13.00	2.50	10.80	6.00
3	0.0989	18.114	2.20	1.50	10.71	5.00
4	0.0838	15.342	4.00	1.50	4.34	5.00
5	0.0000	0.000	0.00	0.00	0.00	5.00
6	0.2132	39.051	10.00	2.50	14.05	3.00
7	0.1288	23.594	6.50	2.50	5.59	3.00
8	0.0000	0.000	0.00	0.00	0.00	3.00
9	0.1576	28.862	7.50	2.00	9.86	5.50

3.3 Peletakan & Jenis Pipe Support

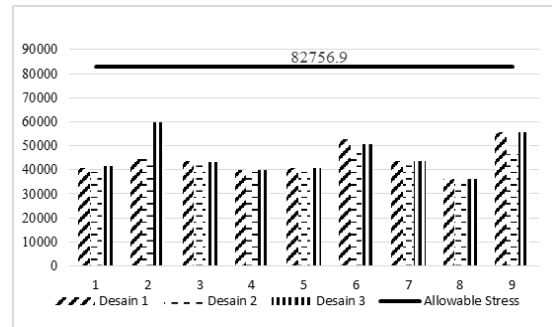
Berdasarkan persamaan 2.7 maka didapatkan nilai *allowable pipe span* sebesar 13.57 m, sedangkan jenis *pipe support* yang digunakan adalah sebagai berikut :

1. *Shoe Support*
Shoe support merupakan *support* pipa dengan penahan beban pipa arah *vertical*. Di antara *guide* dan *limit stopper*.
2. *Guide Support*
Guide support yang berfungsi menahan pipa dari pergerakan arah *lateral*. Peletakkan *support* ini berada disisi kaki *expansion loop*. Tujuannya agar pemuaian yang terjadi pada kaki *expansion loop* hanya dapat bergerak kearah *longitudinal*.
3. *Limit Stopper*
Jenis *support* ini menahan pipa sehingga tidak bisa bergerak kesegala arah sumbu. Sehingga bisa berfungsi sebagai *fix support* yang mana tidak bisa bergerak kearah *vertikal*, arah *lateral*, maupun arah *longitudinal*. Peletakkan *limit stopper* sendiri berada diantara *expansion loop* serta berfungsi menahan gerakan ujung pipa pada *expansion loop*.

3.4 Analisa Tegangan pada Expansion Loop

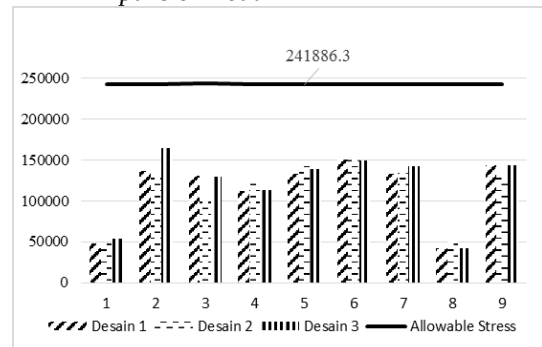
Berdasarkan analisa tegangan yang telah dilakukan dengan menggunakan *software Caesar II*, maka tegangan yang terjadi akibat pembebanan dapat dianalisa dari tiap – tiap desain.

➤ Sustain Load



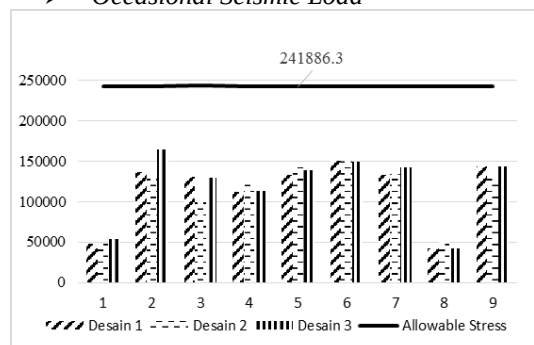
Gambar 3.1 Grafik perbandingan tegangan sustain load

➤ Expansion Load



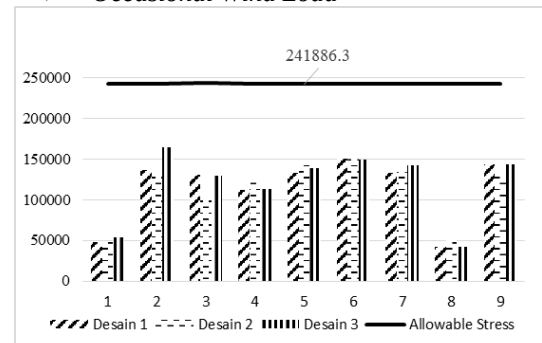
Gambar 3.2 Grafik perbandingan tegangan expansion load

➤ Occasional Seismic Load



Gambar 3.3 Grafik perbandingan tegangan seismic load

➤ Occasional Wind Load



Gambar 3.4 Grafik perbandingan tegangan wind load

3.5 Perhitungan Rencana Anggaran Biaya

Berdasarkan desain yang telah direncanakan maka dapat dihitung rencana anggaran biaya dengan

langkah awal menghitung biaya pengadaan material (MTO) dari tiap – tiap desain dan biaya konstruksi sesuai kegiatan yang dilakukan serta biaya – biaya penunjang lainnya.

Tabel 3.5 Rencana Anggaran Biaya

Keterangan	Desain 1	Desain 2	Desain 3
Cost Procurement	Rp. 5.563.160.000,-	Rp. 7.060.056.667,-	Rp. 5.096.510.000,-
Cost Construction	Rp. 2.477.100.000,-	Rp. 4.071.180.000,-	Rp. 2.150.076.000,-
Total Direct Cost	Rp. 8.040.260.000,-	Rp. 11.131.236.667,-	Rp. 7.247.270.000,-

4. KESIMPULAN

1. Perencanaan dimensi *expansion loop* dipengaruhi oleh keterbatasan ruang pada tempat *expansion loop* tersebut terinstal serta jumlah dari *expansion loop* itu sendiri, namun untuk mendapatkan *expansion loop* dengan penyerapan pemuaian yang terbaik yaitu dengan memperpanjang lengan dari *expansion loop*.
2. Berdasarkan perhitungan yang dilakukan didapatkan jarak peletakan antar support maksimal sejauh 13.57 m. Jenis support yang digunakan antara lain *shoe support*, *guide support* dan *limit stopper*
3. Hasil dari 3 desain alternatif menunjukkan bahwa nilai tegangan akibat beban *sustain*, *thermal* maupun *occasional* masih berada di bawah nilai tegangan ijin berdasarkan standar ASME B31.3. Desain alternatif 3 merupakan desain yang optimum dari segi teknis maupun ekonomis. Jumlah *expansion loop* adalah 16 buah. Rencana anggaran biayanya sebesar Rp.7.247.270.-

5. DAFTAR NOTASI

Δ	= Thermal expansion (m)
α	= Koefisien Thermal Expansion (mm/mm/°C)
T_i	= Temperatur Instalasi (°C)
L	= Panjang Pipa (m)
P	= Tekana Internal (kPa)
F_{ax}	= Gaya aksial (Kg)
OD	= Outside diameter of pipe (m)
A_m	= Cross section area of pipe (m ²)
T	= tebal dinding pipa (m)

M_b = momen bending (kPa)

I = Momen inersia (m⁴)

Z = section modulus (m³)

M = Momen yang terjadi (kPa)

E = Modulus elastisitas (kPa)

i = Stress intensification factor

S_{occ} = Occasional Seismic Stress (kPa)

W = berat total pipa (kg/m)

G = Seicmis acceleration

S_h = Allowable Hot Stress (kPa)

L_s = Allowable pipe span (m)

T_o = Temperatur Operasi (°C)

6. DAFTAR PUSTAKA

- [1] Agustinus, D. (2009). *PENGANTAR PIPING STRESS ANALYSIS*. Jakarta : Entry Augustino Publisher
- [2] ASME. (2014). *ASME Code For Process Piping B.31.3* New York : THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINERS.
- [3] Chamsudi, A. (2005). *DIKTAT – PIPING STRESS ANALYSIS*. Jakarta : REKAYASA INDUSTRI.
- [4] Grinnel ITT (1981), *Piping Design and Engineering*, ITT Grinnel Corporation. USA.
- [5] Kannappan, S. (1986). *Introduction to Pipe Stress Analysis*. U.S.A : John Wiley & Sons Inc.
- [6] MW Kellogg Company. (1956). *DESIGN OF PIPING SYSTEMS*. U.S.A : John Wiley & Sons.
- [7] Nayyar, M, L. (2000). *PIPING HANDBOOK*. U.S.A : McGraw Hill Inc.
- [8] Smith, P. R., & Van Laan, T. J. (1987), *PIPING AND PIPE SUPPORT SYSTEM*. U.S.A : McGraw Hill Inc
- [9] TIJARA PRATAMA. (2004). *ANALISA DASAR PELATIHAN TEGANGAN PIPA*. Jakarta : TIJARA PRATAMA Inc.

Analisa Tegangan Pipa Steam pada Jalur Interkoneksi Line 300-S2-B2A-4101-H100 PT. Petrokimia Gresik

Chaira Nabila^{1*}, Pekik Mahardhika², Nurvita Arumsari³

¹Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

² Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

³ Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

*E-mail: charnab143@gmail.com^{1*}, pekikdhika02@gmail.com², arum.up3d@gmail.com³.

Abstrak

Kondisi operasi pada jalur pipa *Interconnection Line* 300-S2-B2a-4101-H100 memiliki temperatur operasi 270°C dan tekanan operasi sebesar 10 kg/cm². Berdasarkan data pada PT. Petrokimia Gresik bahwa pipa ini harus dianalisa kemampuannya. Analisis yang dilakukan meliputi perhitungan *primary stress*, *secondary stress*, momen dan *displacement*. Proses perhitungan dan analisa menggunakan *code and standard ASME B31.3 process piping*. Analisis metode pemodelan dengan *software*. Hasil analisa tegangan yang telah dilakukan pada desain *existing* tidak terdapat tegangan berlebih (*overstress*) namun nilai *displacement* pada desain *existing* melebihi kriteria perusahaan. Setelah itu dilakukan redesain dengan *variable span* 8 m dan 10m dan didapatkan hasil *span* dengan *displacement* yang memenuhi kriteria perusahaan adalah *span* 8m.

Kata Kunci: *primary stress*, *secondary stress*, *displacement*, *steam pipe*, *over stress*.

1. PENDAHULUAN

PT. Petrokimia Gresik memiliki beberapa jalur untuk pipa steam dan salah satunya yaitu *Interconnection Line* 300-S2-B2a-4101-H100 yang dialirkan dari pabrik 3A menuju ke PT Petro Jordan Abadi. Pipa penyalur *steam* mengangkut fluida bertemperatur tinggi sangat rawan terhadap adanya beban ekspansi. Jalur pipa penyalur *steam* ini menggunakan material steel dengan kondisi operasi pada jalur pipa ini memiliki temperatur operasi 270°C dan tekanan operasi sebesar 10 kg/cm². Berdasarkan hasil analisa sementara dengan pihak PT. Petrokimia Gresik jalur pipa steam *Interconnection Line* 300-S2-B2a-4101-H100 menyatakan performa pada jalur pipa tersebut masih kurang layak keamanannya untuk dipergunakan dalam jangka waktu kedepannya. Sehingga penelitian ini dilakukan untuk menganalisa ulang jalur *steam* ini.

2. METODOLOGI

2.1. Sumber Data

Data yang diperlukan dalam pengerjaan ini didapat dari data sheet proyek pembangunan jalur *interconnection line* 300-S2-B2a-4101-H100 PT. Petrokimia Gresik. Data yang digunakan adalah data spesifikasi pipa, spesifikasi fluida kerja, kondisi operasi.

1) Penentuan desain baru

- Melakukan perhitungan *allowable span* sesuai dengan kondisi operasi dan spesifikasi material.
- Melakukan penentuan *variable span*.
- Melakukan proses desain gambar *isometric* untuk dilakukan analisa tegangan.

2) Perhitungan dan analisa tegangan pada desain pipa baru

- Primary stress*
Menghitung nilai tegangan akibat *sustained load* dan *occasional load* dan melakukan perbandingan desain *span* 8m dan 10m
- Secondary stress*
Menghitung nilai *displacement* dan tegangan akibat *expansion load* dan melakukan perbandingan desain *span* 8m dan 10m
- Analisa terhadap tegangan dan *displacement* yang terjadi pada desain baru serta dibandingkan dengan *allowable stress* dan *allowable displacement*.

3. TEGANGAN PADA DESAIN EXISTING

3.1. Primary Stress

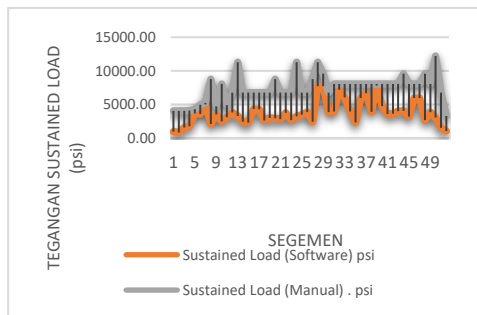
Primary stress dibagi menjadi dua yaitu tegangan akibat beban *sustained load* dan tegangan akibat beban *occasional load* [2].

a. *Sustained load*

Beban *sustained* adalah beban yang bekerja secara terus-menerus padapipa. Nilai tegangan akibat beban *sustained load* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (1)[2].

$$\sigma_L = \frac{F_{ax}}{A_m} + \frac{M c}{I} + \frac{P d o}{4 t} \dots \dots \dots (1)$$

Berdasarkan hasil persamaan (1) didapatkan hasil perhitungan untuk desain *existing* pada gambar 1. Grafik nilai tegangan akibat *sustained load*.



Gambar 1. Grafik Nilai Tegangan *Sustained Load* untuk Perhitungan Manual dan *Software* pada Desain *Existing*

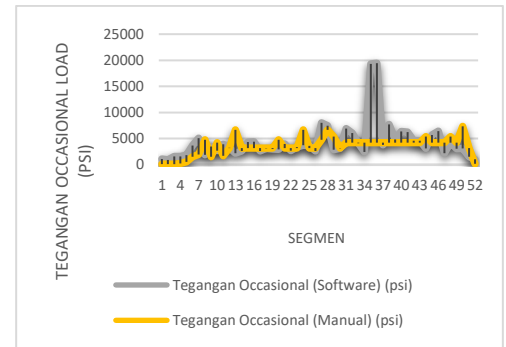
Berdasarkan grafik pada Gambar 1, Tegangan terbesar terjadi pada perhitungan manual desain *existing* untuk segmen 50 pada Table 4.10 sebesar 12213,0477 psi dan pada perhitungan *software* sebesar 3064,6474 psi. Besarnya nilai pada tegangan akibat *sustained load* disebabkan nilai tegangan tekuk yang besar.

b. *Occasional load*

Beban okasional terjadi akibat hembusan angin, gempa bumi atau gaya lain yang intensitasnya secara singkat dan jarang terjadi. Beban okasional gempa yang mengenai pipa dapat dihitung menggunakan persamaan (2) [5].

$$S = 0,75 \times 12 \times \frac{W L^2}{8 Z} \times 1,5 G \dots \dots \dots (2)$$

Berdasarkan hasil persamaan (2) didapatkan hasil perhitungan untuk desain *existing* pada gambar 2. Grafik nilai tegangan akibat *occasional load*.



Gambar 2. Grafik Nilai Tegangan *Occasional Load* untuk Perhitungan Manual Dan *Software* pada Desain *Existing*

Berdasarkan grafik pada Gambar 2, Tegangan terbesar terjadi pada segmen 50 dengan nilai tegangan pada perhitungan *software* sebesar 3096,56 psi dan pada perhitungan manual sebesar 7339,03 psi. Besarnya nilai pada tegangan akibat *occasional load* disebabkan karena segmen yang panjang.

3.2. *Secondary Stress*

Secondary stress merupakan tegangan yang diakibatkan oleh beban *thermal*. Namun sebelum memperhitungkan nilai tegangan akibat *expansion load* harus dilakukan perhitungan *displacement*.

a. Untuk melakukan perhitungan *displacement* dapat dilakukan dengan persamaan (3)[3].

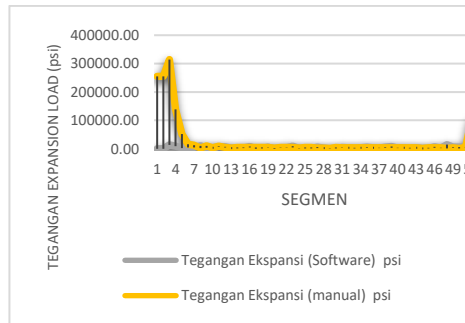
$$\Delta = \frac{5 W L^4}{384 E I} \dots \dots \dots (3)$$

Dari persamaan (3) didapatkan bahwa nilai tertinggi 3,43 in pada segmen 50. Tingginya nilai *displacement* ini didasari oleh temperatur dan panjang pipa. Sedangkan *allowable displacement* yang ditentukan oleh perusahaan adalah 45 mm atau 1,77 in. sehingga diperlukan desain baru.

b. Perhitungan tegangan akibat *expansion load* dapat dilakukan dengan persamaan (4)[3].

$$S = \frac{i M}{Z} \dots \dots \dots (4)$$

Berdasarkan hasil persamaan (4) didapatkan hasil perhitungan untuk desain *existing* pada gambar 3. Grafik nilai tegangan akibat *expansion load*.



Gambar 3. Grafik Nilai tegangan *Expansion Load* Untuk Perhitungan Manual dan *Software* pada Desain *Existing*

Tegangan terbesar terjadi pada segmen 3 dengan nilai tegangan pada perhitungan manual sebesar 314.261,38 psi dan pada perhitungan *software* sebesar 136.045,39 psi. Besarnya nilai pada tegangan akibat *expansion load* disebabkan karena nilai momen yang besar pada segmen.

4. PENENTUAN DESAIN BARU

1. Penentuan *allowable span* untuk desain kondisi operasi *interconnection line* 300-S2-B2a-4101-H100 dapat ditentukan dengan persamaan (5) dan (6)[4].

$$L \text{ base on stress} = \sqrt{\frac{0.33 \times Z \times S_h}{w}} \dots \dots \dots (5)$$

$$L \text{ base on deflection} = \sqrt[4]{\frac{\Delta \times E \times I}{22.5 \times w}} \dots \dots \dots (6)$$

Dari hasil perhitungan *allowable span* menggunakan persamaan (5) dan (6) bahwa nilai terkecil yaitu pada persamaan *L based on deflection* yang nilainya yaitu sebesar 13m. Namun estimasi jarak *span* untuk suatu desain system perpipaan harus disesuaikan dengan analisa tegangan pipa. Sehingga untuk melakukan analisa desain baru akan diambil jarak span 10 meter dan 8 meter.

2. Setelah dilakukan penentuan *variable span* maka dilakukan proses desain gambar *isometric* yang akan digunakan untuk analisa tegangan. Untuk hasil gambar *isometric* akan dilampirkan pada buku Tugas Akhir ini.

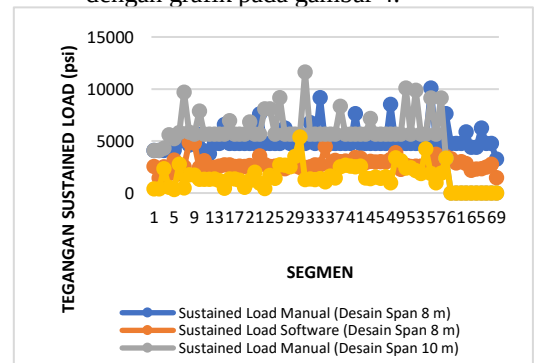
5. ANALISA TEGANGAN PADA DESAIN BARU

5.1. Primary stress

Sama halnya dengan analisa *primary stress* pada desain baru, maka analisa ini dibagi menjadi dua yaitu tegangan akibat beban *sustained load* dan tegangan akibat beban *occasional load*.

a. Sustained load

Beban *sustained* adalah beban yang bekerja secara terus-menerus pada pipa. Nilai tegangan akibat beban *sustained load* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (1) diatas. Dari persamaan tersebut didapatkan hasil perhitungan desain baru dengan *variable* 8 m dan 10 m yaitu sesuai dengan grafik pada gambar 4.



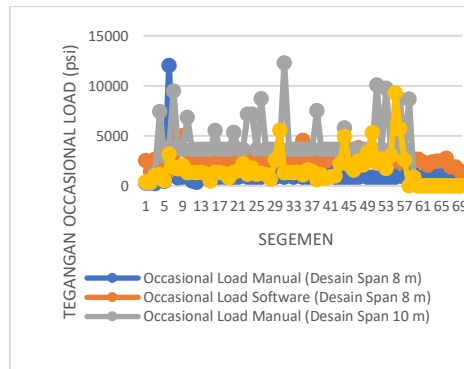
Gambar 4. Grafik Perbandingan Nilai Tegangan *Sustained Load* pada Desain Span 8 M dan 10 M

Pada desain span 10 meter nilai tegangan *sustained load* terbesar pada perhitungan *software* yaitu sebesar 5379,5 psi dan pada perhitungan manual sebesar 11614,7 psi Sedangkan untuk desain span 8 meter nilai terbesar pada perhitungan *software* yaitu sebesar 4797,00 psi dan pada perhitungan manual sebesar 10073,36 psi. Berdasarkan grafik diatas bahwa nilai tegangan akibat *sustained load* pada desain span 8 meter lebih kecil dibandingkan dengan 10 meter.

b. Occasional load

Beban *okasional* terjadi akibat hembusan angin, gempa bumi atau gaya lain yang intensitasnya secara singkat dan jarang terjadi. Beban *okasional* gempa yang mengenai pipa dapat dihitung menggunakan persamaan (2). Dari persamaan tersebut didapatkan hasil perhitungan desain

baru dengan variable 8 m dan 10 m yaitu sesuai dengan grafik pada gambar 5.



Gambar 5. Grafik Perbandingan Nilai Tegangan *Occasional Load* pada Desain Span 8 M dan 10 M

Pada desain span 10 meter nilai tegangan *occasional load* terbesar pada perhitungan *software* yaitu sebesar 9272,28 psi (639,3 kg/sq.cm) dan pada perhitungan manual sebesar 10071,58 psi (694,37 kg/sq.cm). Sedangkan untuk desain span 8 meter nilai terbesar pada perhitungan *software* yaitu sebesar 3384,30psi (233,34 kg/sqcm) dan pada perhitungan manual sebesar 12038,68 psi (829,99 kg/sq.cm).

5.2. Secondary Stress

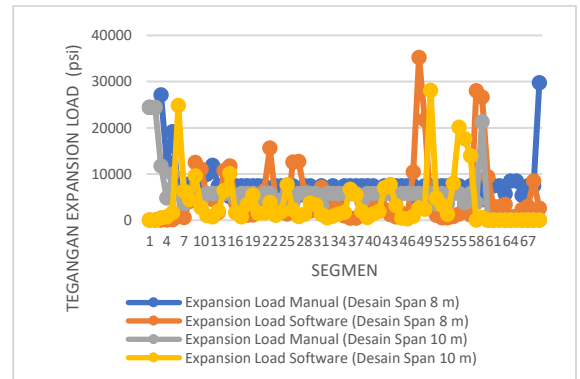
Secondary stress merupakan tegangan yang diakibatkan oleh beban *thermal*. Namun sebelum memperhitungkan nilai tegangan akibat *expansion load* harus dilakukan perhitungan *displacement*.

- a. Untuk melakukan perhitungan *displacement* dapat dilakukan dengan persamaan (3)

Dari persamaan tersebut didapatkan bahwa nilai tertinggi pada desain span 10 meter sebesar 2,28 in. Sedangkan pada desain span 8 meter nilai *displacement* tertinggi yaitu sebesar 1,76 in.

- b. Perhitungan tegangan akibat *expansion load* dapat dilakukan dengan persamaan (4).

Berdasarkan hasil persamaan tersebut didapatkan hasil perhitungan untuk desain *existing* pada gambar 6. Grafik nilai tegangan akibat *expansion load*.



Gambar 6. Grafik Perbandingan Nilai Tegangan *Expansion Load* pada Desain Span 8 M dan 10 M

Tegangan terbesar terjadi pada desain span 8 meter sebesar 27118,04 psi, sedangkan untuk desain span 10 meter sebesar 24387,7 psi. Besarnya nilai pada tegangan akibat *expansion load* disebabkan karena nilai momen yang besar pada segmen.

6. KESIMPULAN

Variasi panjang span dilakukan pada nilai 10 meter dan 8 meter. Hasil dari analisa tegangan menunjukkan pada kedua desain tidak mengalami *overstress*. Dari variasi desain span 8 meter dan 10 meter untuk perhitungan *displacement* menunjukkan lebih besar desain 10 meter dibandingkan dengan 8 meter. Nilai *displacement* untuk desain span 10 meter tidak memenuhi kriteria penerimaan Perusahaan karena nilai maksimumnya yaitu sebesar 57,93 mm. Sedangkan pada desain span 8 meter nilai *displacement* tertinggi yaitu sebesar 44,37 mm.

7. DAFTAR PUSTAKA

- [1] ASME, 2013, *ASME Code For Process Piping B.31.3*, New York : THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.
- [2] Chamsudy, Ahmad. 2005. *Diktat pelatihan pipe stress Anylsis*, Jakarta : Piping department PT. Rekayasa Industri.
- [3] Grinnel ITT (1981). *Introduction to pipe stress analysis*. USA : ITT Grinnel Corporation.
- [4] Kannapan, S. (1985). *Introduction to pipe stress analysis*. New York: John welly.
- [5] Nayyar, M, L. (2000). *PIPING HANDBOOK*. U.S.A : McGraw Hill Inc.

REDESAIN PIPE SUPPORT PADA SISTEM PERPIPAAN DARI PRESSURE SAFETY VALVE (PSV) DENGAN PEMODELAN CAESAR II

Drajat Kukuh Widya Raharjo.^{1*} Muhammad Shah, S.T.,M.T,² Heroe Poernomo S.T.,M.T,³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia³

Email: drajatkuukuh28@gmail.com^{1*}; muh.shah59@yahoo.co.id^{2*}; hero_p@na.its.ac.id^{3*};

Abstrak

Pada jalur keluaran steam, dilakukan desain ulang (*redesign*) support pada pipa umbrella existing proyek PT. Pupuk Kaltim. Pipa umbrella ini digunakan untuk mengalirkan steam pada jalur pembuangan boiler yang keluar dari Pressure Safety Valve (PSV). Pada saat *commisioning* pipa umbrella mengalami kegagalan yang diakibatkan kesalahan dalam peletakan support. Desain ulang support perlu dilakukan untuk mencegah terjadinya kerusakan pada pipa umbrella dan untuk membuang exhaust steam ke atmosfer. Jalur perpipaan yang didesain harus terjamin keamanannya. Oleh karena itu penelitian ini dilakukan untuk mengetahui bagaimanakah desain support yang aman pada line PA105-10RV-15301-A1A2-02. Perhitungan tegangan, beban, displacement secara manual maupun menggunakan software juga dibutuhkan dilakukan untuk memastikan desain support yang aman. Pemilihan jenis support juga sangat penting pada penelitian ini. Dari hasil pengolahan data dan analisa data, dapat disimpulkan bahwa tegangan yang terjadi pada desain baru sebesar 14356,3325 Psi hal ini turun menjadi 54% dari desain yang lama. Turunnya tegangan yang terjadi pada desain baru juga dipengaruhi oleh letak dan jenis supportnya. Pada desain baru menggunakan support shoe, guide dan dummy untuk mengompresikan tegangan yang terdapat pada jalur line PA105-10RV-15301-A1A2-02.

Kata kunci: Analisa Tegangan, Redesain, Support, Pressure Safety Valve (PSV) CAESAR II.

1. PENDAHULUAN

Pressure Safety Valve (PSV) adalah valve yang digunakan untuk mengamankan tekanan yang berlebihan terhadap air, uap ataupun udara. Valve ini merupakan kelengkapan rangkain perpipaan yang mempunyai peranan penting untuk menjaga dan mengamankan suatu peralatan maupun rangkaian perpipaan pada waktu beroperasi. Pada penelitian ini terjadi kegagalan di jalur pipa PA105-10RV-15301-A1A2-02 pembuangan steam dari boiler yang menuju ke Pressure Safety Valve (PSV) yang akan dikeluarkan melalui pipa umbrella sebelum dibuang ke udara. Saat dilakukan *commisioning*, terjadi kegagalan pada pipa umbrella di line PA105-10RV-15301-A1A2-02. Kegagalan terjadi akibat adanya indikasi over stress yang diakibatkan salah dalam peletakan support pada pipa umbrella. Pada tugas akhir ini Selain memperhitungkan insulasi, tugas akhir ini juga memperhitungkan nilai tegangan pipa dengan *software* yang merujuk *Code and Standard*

ASME B31.3 *Process Piping*. Hasil simulasi *software* berupa nilai tegangan akibat beban *sustain*, *occasional* dan ekspansi *thermal*. Desain dapat dikatakan aman apabila ketiga nilai tegangan tersebut dibawah dari *allowable stress*.

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Prosedur penelitian ini berisi tentang perhitungan tegangan yang terjadi pada pipa line PA105-10RV-15301-A1A2-02 dan pemilihan support yang sesuai. Desain isometrik dilakukan untuk mengetahui *route* desain yang akan dibuat. Desain isometrik mengacu pada *General Layout* dan *P&ID*. Tebal pipa dan AWP juga perlu dihitung berdasarkan ASME B31.3 *process piping*. Penentuan tebal pipa dilakukan untuk memastikan bahwa nilai *schedule* pipa memenuhi kriteria aman. Penyangga didesain untuk mengurangi tegangan akibat beban *sustain* dan beban *okassional* yang terjadi pada sistem perpipaan. Letak penyangga ditentukan dari hasil perhitungan *Maximum*

Allowable Span. Sistem yang telah dirancang akan dilakukan simulasi dengan menggunakan *software Caesar II*. Perhitungan Tebal Pipa.

Tebal pipa lurus dihitung berdasarkan asumsi bahwa pipa tidak terdapat belokan atau percabangan, adapun persamaan dalam menentukan tebal pipa untuk pipa lurus sebagai berikut:

$$t = \frac{PD_o}{2(SE+PY)} + A \dots \dots \dots (1)$$

$$t_m = \frac{t}{1-Mt} \dots \dots \dots (2)$$

Persamaan (1) dan (2) Menunjukkan perhitungan tebal pipa lurus. Dimana P merupakan tekanan kerja sistem (Psi), D_o Merupakan diameter luar pipa (inch), S merupakan nilai *Allowable Stress Material* (Psi), E Koefisien sambungan las, Y Koefisien material 0.4, Mt merupakan Mill Tolerance 12.5%, A *Corrosion Allowance* (inch), t tebal pipa (inch), t_m tebal minimum (inch).

2.3. Allowable Span

Limitation stress

$$L \text{ Span Stress} = \sqrt{\frac{0.4 \times Z \times S}{W_o}} \dots \dots \dots (4)$$

Limitation deflection

$$L \text{ Span Deflection} = \sqrt{\frac{\Delta \times E \text{ carbon} \times I}{13.5 \times W_o}} \dots \dots \dots (5)$$

Nominal support

$$N_o s = \frac{L \text{ pipe}}{\text{Minimum } L \text{ span}} \dots \dots \dots (6)$$

Persamaan (4), (5) Menunjukkan batasan nilai span. Dimana S merupakan nilai *Allowable Stress Material* (Mpa), E modulus elastisitas (Pa), W_o berat per panjang pipa (kg/m), Z *section modulus* (m^3), Inersia silinder (m^4)

2.4. Perhitungan Tegangan Akibat Pembebanan

Tegangan akibat beban dihitung berdasarkan persamaan yang dimuat dalam ASME B31.1 *Power Piping*

Tegangan Akibat Beban *Sustain*

Allowable span	Nilai	Satuan
Berdasarkan batasan tegangan	3,6	m
Berdasarkan batasan defleksi	2,2	m
Nominal Support	3	buah

$$1.0 S_h \dots \dots \dots (7)$$

$$\frac{S_L = \frac{PD_o}{4t} + \frac{0.75 i M_A}{Z} \leq}$$

Tegangan Akibat Beban Panas

$$\frac{i M_c}{Z} \leq S_A \dots \dots \dots (8)$$

Tegangan Akibat beban *Occasional*

$$\frac{P D_o}{4 t_n} + \frac{0.75 i M_A}{Z} + \frac{0.75 i M_B}{Z} < k. S_h \dots \dots \dots (9)$$

Persamaan (7), (8), dan (9) Menunjukkan perhitungan tegangan akibat pembebanan. Dimana nilai P merupakan tekanan kerja sistem (inch), D_o diameter luar pipa (inch), M_A , M_B , M_c Resultan momen beban (lb.inch), Z *Section Modulus* ($inch^4$), S_h *Allowable Stress Material Hot Working* (Psi), S_A *Allowable Stress Displacement* (Psi), i intensitas factor.

3. HASIL dan PEMBAHASAN

3.1 Perhitungan Tebal pipa

Tebal pipa dihitung berdasarkan persamaan (1) dan (2). Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan, didapatkan tebal minimum pipa sebesar 0.383 inch dengan menggunakan *Minimum Tolerance* 12.5%. Sesuai standard yang digunakan dalam penentuan *schedule* yaitu ASME B31.3, maka tebal tersebut tidak terdaftar dalam NPS yang ada. Sehingga nilai tersebut dibulatkan menjadi 0.5 inch dan dipilih Sch 60.

3.3 Perhitungan Allowable Span

Jarak yang diizinkan antar *support* dan jumlah kebutuhan *ssupport* dapat dihitung berdasarkan persamaan (4), (5) dan (6). Hasil perhitungan ditunjukkan pada tabel 3.1

Tabel 3.1 Perhitungan *allowable span*

No	Node	Kondisi Eksisting	Kondisi Redesain	Ratio (%)
		Sustained Load(psi)	Sustained Load (psi)	
1	10-20	25700,41703	13364,3221	52,000
2	20-30	25287,6385	13254,6352	52,415
3	30-35	25962,16613	14146,4526	54,489
4	35-41	28567,3501	14356,3325	50,254
5	41-45	26613,28225	13411,5893	50,394
6	45-50	25098,77077	13267,5871	52,862

3.4 Perhitungan Tegangan Manual

Tabel 3.2 Perhitungan Manual

Dari tabel diatas menunjukkan perhitungan nilai tegangan total yang merupakan penjumlahan dari tegangan aksial, tegangan tekan dan juga tegangan bending. Nilai tegangan total pada kondisi eksisting paling besar adalah 28567,3501 Psi, sedangkan nilai *allowable stress* material sebesar 20000 Psi. Hal ini menunjukkan bahwa nilai tegangan *sustain load* material lebih besar dibandingkan dengan tegangan *allowable stress* akibatnya sistem mengalami tegangan yang berlebih. Sedangkan nilai tegangan total pada kondisi redesain paling besar adalah 14356,3325 Psi. Hal ini menunjukkan bahwa nilai tegangan *sustain load* yang terjadi lebih kecil dibandingkan dengan tegangan *allowable stress*. Maka dari hasil perhitungan redesain, dapat diambil kesimpulan bahwa sistem dapat dikatakan aman.

3.5 Perhitungan Tegangan Manual

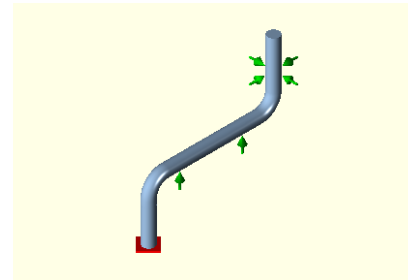
Tabel 3.3 Perhitungan Software

No	Node	Kondisi Eksisting	Kondisi Redesain	Ratio (%)
		Sustained Load(psi)	Sustained Load (psi)	
1	10-20	35393,8492	18566,2808	52,456
2	20-30	40257,8348	18576,5785	46,144
3	30-35	40847,2682	18642,7157	45,640
4	35-41	38345,6573	14562,5141	37,977
5	41-45	38798,175	18574,4029	47,874
6	45-50	38119,9785	18576,7235	48,732

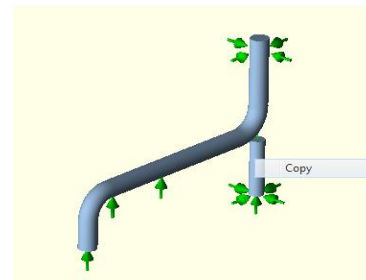
Dari diatas menunjukkan perhitungan software dengan nilai tegangan maksimal yang terjadi untuk kondisi eksisting 40847,2682 psi, yang mana hasil

tersebut masih di atas dari *allowable stress* material sebesar 20000 psi. Sedangkan hasil analisa *software* untuk kondisi redesain tegangan maksimal yang terjadi sebesar 18576,723 psi dan masih berada dibawah *allowable stress* material. Dengan demikian nilai yang keluar dari software pada redesain dapat dikatakan bahwa sistem aman.

3.6 Simulasi Line Number PA105-10RV-15301-A1A2-02 Dengan Pemodelan CAESAR II



Gambar 3.1 Simulasi Jalur Existing



Gambar 3.2 Simulasi Jalur Redesign

4. KESIMPULAN

1. Nilai tegangan maksimum pada *line number* PA105-10RV-15301-A1A2-02 adalah sebesar 14356,33 Psi dengan demikian nilai tersebut masih dibawah nilai *allowable stress* material yang sebesar 20000 Psi.
2. Pada penelitian ini, direkomendasikan penambahan *support tipe shoe*, *guide* dan *dummy* pada *line number* PA105-10RV-15301-A1A2-02. Rekomendasi ini mampu mereduksi nilai stress pada line tersebut sebesar 14211 Psi atau sebesar 54% dan masuk *allowable stress* yang sesuai standard.
3. Tipe support yang digunakan pada desain eksisting adalah *shoe support* dimana pada hasil *software* nilai tegangan yang terjadi sebesar 40847,2682 psi dimana nilai tersebut masih diatas *allowable stress* material. Sedangkan tipe support yang digunakan pada desain baru (redesain) yaitu *shoe support*, *guide support*, dan *dummy support* pada hasil *software* nilai tegangan yang terjadi sebesar 18576,7235 psi dimana nilai tersebut berada dibawah *allowable stress* material. Oleh

karena itu penambahan jenis *support* dapat menahan tegangan yang terjadi pada sistem.

5. DAFTAR NOTASI

- P = Tekanan internal operasi kerja (Psi)
 D_o = *Outside Diameter* (inch)
 D_i = *Inside Diameter* (inch)
 ro = Jari jari luar pipa (inch)
 ri = Jari jari dalam pipa (inch)
 E = *Joint factor*
 s = *Allowable Stress Material* (Psi)
 y = Faktor Koefisien material.
 t_m = Nominal tebal minimum (inch)
 M_t = *Mill Tolerance* 12.5 %

6. DAFTAR PUSTAKA

1. Agustinus, D. (2009). Pengantar *Piping Stress Analysis*. Jakarta: Entry Augustino Publisher
2. *American Society of Mechanical Engineer for Process Piping* B31.3.2012
3. Chamsudi, A. (2005) Diktat – *Piping Stress Analysis*. Jakarta: Rekayasa Industri
4. Kannappan, S. (1986). Introduction to Pipe Stress Analysis. U.S.A John Wiley & Sons Inc.
5. Smith, P.R., & Van Laan, T.J. (1987). Piping and Pipe Support Systems. U.S.A: McGraw Hill Inc.
6. Tijara Pratama (2004). Analisa Dasar Tegangan Pipa. Jakarta: Tijara Pratama Inc.

Pengaruh Resistivitas Tanah terhadap Metode Proteksi Katodik SACP dan ICCP untuk *Underground Pipeline*

Fandi Ahmad^{1*}, Budi Prasajo², Arie Indartono³

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*}

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia²

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia³

Email: fandi31.ahmad@gmail.com^{1*}; budiprasajo1968@gmail.com^{2*}; arindartono@gmail.com^{3*};

Abstract - In this research, analysis the influence of soil resistivity against catodhic protection method of SACP and ICCP for underground pipeline. This research was conducted with the objective to recommend catodhic protection method according with soil resistivity from the result of the analysis comparison the needs of economical between SACP and ICCP based on soil resistivity variation. This research in general will analyzes the influence of soil resistivity against catodhic protection method of SACP and ICCP for underground pipeline. In this case, the calculation is technical calculation and economical from each method by variations of soil resistivity. In addition, this research also analyze comparison the needs of economical between SACP and ICCP based on soil resistivity variation. The result of this research can be concluded that for underground pipeline along 23 km with diameter 12 inch on soil resistivity $\leq 7 \text{ ohm.m}$ more efficient use catodhic protection method of SACP because the costs of catodhic protection method of SACP cheaper than the costs of catodhic protection method of ICCP. While on soil resistivity $\geq 8 \text{ ohm.m}$ more efficient use catodhic protection method of ICCP because the costs of catodhic protection method of SACP cheaper than the costs of catodhic protection method of ICCP.

Keywords : SACP, ICCP, underground pipeline, soil resistivity, technical calculation, economical calculation

1. PENDAHULUAN

Korosi adalah kerusakan material logam yang ditanda dengan adanya pengurangan ketebalan sebagian maupun merata dipermukaan material. Kerusakan ini tidak dapat dihindari atau bahkan dihilangkan. Banyak faktor dari lingkungan yang sangat berpengaruh dalam terjadinya korosi, seperti kelembapan udara, kelembapan tanah, temperatur, dan lain-lain. Usaha yang dapat dilakukan hanyalah “pencegahan”, agar korosi tidak terjadi dalam waktu yang relatif singkat.

Proteksi katodik merupakan salah satu cara untuk mencegah terjadinya korosi pada logam. Proteksi katodik terdiri dari 2 metode, yaitu *Sacrificial Anode Cathodic Protection* (SACP) dan *Impressed Current Cathodic Protection* (ICCP). Perusahaan

Engineering, Procurement, and Construction (EPC) yang bergerak di beberapa bidang, seperti *Oil and Gas*, *Petrochemical*, *Mining*, dan *Power*

Plant, sangat memperhatikan masalah korosi ini.

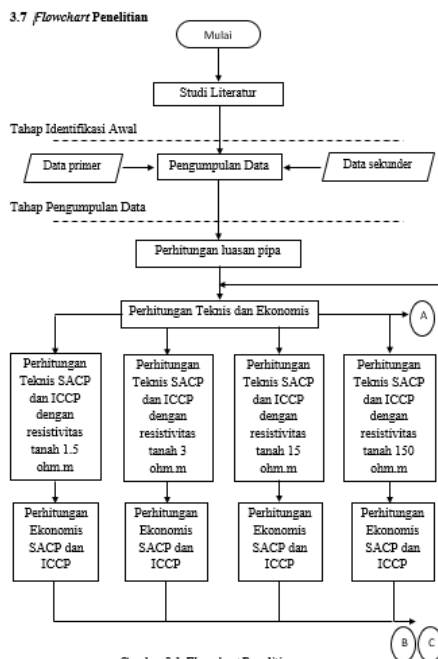
Karena tahap desain yang dilakukan oleh perusahaan EPC adalah langkah pertama dalam pencegahan korosi.

Sebelumnya pernah dilakukan penelitian tentang Studi Komparasi kinerja Anoda Tumbal pada Proses pada Proteksi Katodik di Lingkungan Tanah Humus (Birawidha, 2009), Analisa Perbandingan SACP dan ICCP sebagai Proteksi Katodik untuk *Underground Trunkline* PGDP (Destio, 2016) dan Analisa Ekonomis Pemakaian Anoda dengan Metode *Sacrificial Anode Cathodic Protection* (SACP) pada Pipa API 5L Gr.X52 (Eko, 2016). Permasalahan yang terjadi saat ini adalah pihak perusahaan harus menghitung terlebih dahulu untuk dapat menentukan metode proteksi katodik yang efisien khususnya dalam kasus *underground pipeline* ini. Tugas akhir ini merupakan pengembangan dari penelitian yang sudah dilakukan oleh Destio tersebut. Berdasarkan permasalahan di atas, diangkatlah Tugas Akhir ini yang berjudul “Pengaruh Resistivitas Tanah terhadap Metode Proteksi Katodik SACP dan ICCP untuk *Underground Pipeline*”. Dalam hal ini, yang diperhitungkan adalah pengaruh variasi resistivitas tanah terhadap perhitungan teknis dan ekonomis dari masing-masing metode. Penelitian ini dilakukan dengan tujuan untuk merekomendasikan metode proteksi katodik yang sesuai dengan resistivitas tanah dari hasil analisa keseimbangan kebutuhan antara SACP dan ICCP.

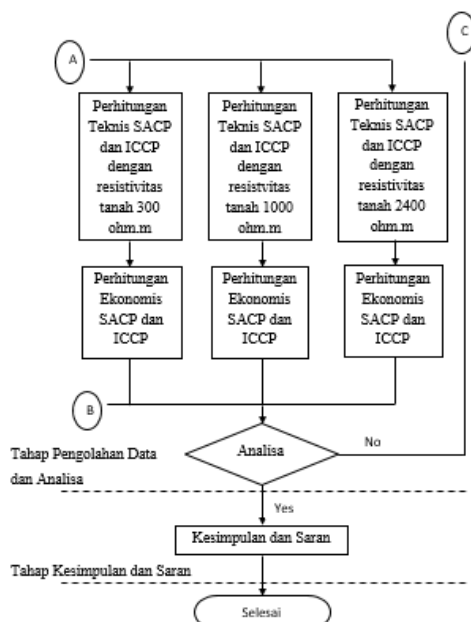
2. METODOLOGI

2.1 Diagram Alir

Diagram alir penelitian jurnal ini ditunjukkan pada gambar di bawah ini:



Gambar 3.1 Flowchart Penelitian



Gambar 3.2 Lanjutan Flowchart Penelitian

2.2 Formula Perhitungan

2.2.1 Perhitungan teknis SACP

Dalam membuat suatu desain proteksi SACP, maka referensi yang digunakan adalah NACE Standard RP-01-

69 Control of External Corrosion on Underground or Submerged Metallic Piping Systems. maka akan digunakan rumus-rumus berikut ini:

1. kebutuhan Arus Proteksi

$$I_t = \frac{SA \times CD \times CB}{1000} \times (1 + sf) \dots\dots\dots(2.1)$$

I_t : Total Arus Proteksi(A)

SA : Luasan Pipa(m^2)

CD : Densitas Arus(mA/m^2)

CB : Coating Breakdown(%)

sf : Safety Factor 1 (%)

2. Jumlah Anoda Dipasang

$$N = N_{min} \times (1 + sf) \dots\dots\dots(2.2)$$

N : Jumlah Anoda(buah)

N_{min} : Jumlah Anoda Minimum (buah)

sf_2 : Safety Factor ke-2 (%)

3. Test Station Box

$$SB = \frac{L_{pipe}}{200m} \dots\dots\dots(2.3)$$

S_B : Jumlah Station Box(buah)

L_{pipe} : Panjang Pipa (m)

2.2.2 Perhitungan teknis ICCP

Dalam membuat suatu desain proteksi SACP, maka referensi yang digunakan adalah NACE Standard RP-01-69 Control of External Corrosion on Underground or Submerged Metallic Piping Systems. maka akan digunakan rumus-rumus berikut ini:

1. Nilai Tegangan DC Transformator Rectifier

$$V_{DC} = [(I_t \times R_t) \times (1 + SF_3)] + B_{emf} \dots\dots(2.4)$$

V_{DC} : tegangan DC(V)

I_t : Total Arus Proteksi(A)

R_t : Tahanan Total (ohm)

SF_3 : Safety Factor 3(persen)

B_{emf} : Tegangan balik(V)

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Tabel 4.1 Spesifikasi objek proteksi katodik

NO	Deskripsi	Nilai	Satuan
1	Material Pipa	API 5L Gr.X52	
2	Diameter Pipa	0.3238	m
3	Panjang Pipa	23000	m
4	Coating	3	LPE
5	Coating Breakdown	1	%
6	Usia Design	20	Tahun

Tabel di atas menunjukkan spesifikasi objek pada penelitian ini. Dari tabel diatas akan dilakukan perhitungan kebutuhan teknis dan ekonomis proteksi katodik SACP dan ICCP berdasarkan variasi resistivitas tanah untuk mengetahui pengaruh resistivitas tanah terhadap kedua metode tersebut. Berikut ini adalah tabel daftar nilai resistivitas tanah dari berbagai jenis tanah.

Tabel 2. Nilai Resistivitas Tanah

NO	Jenis tanah	Nilai	Satuan
1	Tanah lempung, basah lembek	1.5-3.0	Ohm.m
2	Tanah lanau & tanah lanau basah lembek	3-15	Ohm.m
3	Tanah lanau, pasir	15-150	Ohm.m
4	Batuan dasar berkekar terisi tanah lembab	150-300	Ohm.m
5	Pasir kerikil terdapat lapisan lanau	±300	Ohm.m
6	Batuan dasar terisi tanah kering	300-2400	Ohm.m
7	Batuan dasar tak lapuk	>2400	Ohm.m

Menghitung luasan pipa adalah langkah pertama yang dilakukan untuk mengetahui luasan pipa objek yang diproteksi. Perhitungan tersebut dapat dilakukan dengan rumus berikut :

$$SA = \pi \times OD_{\text{pipe}} \times L_{\text{pipe}}$$

SA : Luasan pipa keseluruhan (m²)

OD_{pipe}: Diameter luar pipa (m), dari tabel 4.1

L_{pipe} : Panjang pipa (m), dari tabel 4.1

$$SA = \pi \times 0,3238 \text{ m} \times 23000 \text{ m} = 23397 \text{ m}^2$$

Perhitungan berikutnya adalah mencari arus proteksi yang dibutuhkan untuk memproteksi objek yang diproteksi. Perhitungan tersebut dapat dilakukan dengan rumus berikut :

$$I_t = \frac{SA \times CD \times CB}{1000} \times (1 + s)$$

I_t : Total Arus Proteksi(A)

SA :Luasan Pipa(m²)

CD : Densitas Arus(mA/m²)

CB : Coating Breakdown(%)

sf : SafetyFactor1 (%)

$$I_t = \frac{23397 \text{ m}^2 \times 30 \frac{\text{mA}}{\text{m}^2} \times 0.01}{1000} \times (1 + 10\%)$$

$$= 8,77 \text{ A}$$

Dari perhitungan di atas dapat diketahui bahwa besar arus proteksi dibutuhkan adalah sebesar 8,77 A. Setelah mengetahui besar arus proteksi yang dibutuhkan, untuk perhitungan selanjutnya adalah perhitungan jumlah anoda yang dibutuhkan dari masing-masing resistivitas tanah yang sudah divariasikan.

Tabel 3. Perhitungan Kebutuhan Teknis SACP

NO	Resistivitas (ohm.m)	Jumlah Anoda (set)	Jarak Anoda (m)	Jumlah Station Box (pcs)
1	1,5	9	2555,56	12
2	3	17	1352,94	12
3	15	80	287,5	12
4	150	791	29,08	12
5	300	1579	14,57	12
6	1000	5262	4,37	12
7	2400	12627	1,82	12

Dari tabel di atas menunjukkan bahwa semakin tinggi nilai resistivitas tanah maka semakin banyak anoda yang dibutuhkan dan semakin dekat pula jarak pemasangan antar anodanya

Setelah mengetahui kebutuhan teknis dari setiap variasi resistivitas tanah, kemudian dihitung kebutuhan ekonomisnya. Perhitungan kebutuhan ekonomis ini adalah biaya investasi awal dan biaya pemasangan.

Biaya investasi awal yang dibuthkan untuk proteksi katodik SACP adalah mencakup biaya untuk pembelian anoda *magnesium* sebesar US\$ 55/set dan *test box* sebesar US\$ 200/unit. Berikut ini adalah tabel hasil perhitungan biaya investasi awal yang harus dikeluarkan untuk tiap variasi resistivitas tanah.

Tabel 4. Perhitungan Biaya Investasi Awal SACP

NO	Resistivitas (ohm.m)	Total Harga Anoda (US\$)	Total Harga Test Box (US\$)	Total Biaya (US\$)
1	1,5	495	2400	2895
2	3	935	2400	3335
3	15	4400	2400	6800
4	150	43505	2400	45905
5	300	86845	2400	89245
6	1000	289410	2400	291810
7	2400	694485	2400	696885

Selanjutnya adalah menghitung biaya pemasangan yang dibutuhkan. Biaya pemasangan ini mencakup biaya pemasangan anoda sebesar US\$ 600/set, biaya pemasangan *test box* sebesar US\$ 50/unit, dan biaya *drilling* sebesar US\$ 10000. Berikut ini adalah tabel hasil perhitungan biaya pemasangan yang harus dikeluarkan untuk tiap variasi resistivitas tanah.

Tabel 4. Perhitungan Biaya Pemasangan SACP

NO	Resistivitas (ohm.m)	Biaya Drilling (US\$)	Total Biaya Anoda (US\$)	Total Biaya Test Box (US\$)	Total Biaya (US\$)
1	1,5	10000	5400	600	16000
2	3	10000	10200	600	20800
3	15	10000	48000	600	58600
4	150	10000	474600	600	485200
5	300	10000	947400	600	958000
6	1000	10000	3157200	600	3167800
7	2400	10000	7576200	600	7586800

Setelah mengetahui biaya investasi awal dan biaya pemasangannya, tabel di bawah ini merupakan total biaya yang dibutuhkan untuk proteksi katodik dari variasi resistivitas tanah.

Tabel 5. Perhitungan Kebutuhan Ekonomis SACP

NO	Resistivitas (ohm.m)	Biaya Investasi Awal (US\$)	Biaya Pemasangan (US\$)	Total (US\$)
1	1,5	2895	16000	18895
2	3	3335	20800	24135
3	15	6800	58600	65400
4	150	45905	485200	531105
5	300	89245	958000	1047245
6	1000	291810	3167800	3459610
7	2400	696885	7586800	8283685

Perhitungan selanjutnya adalah perhitungan kebutuhan teknis dan ekonomis metode proteksi katodik ICCP dengan variasi resistivitas tanah. Langkah pertama adalah menghitung jumlah minimal anoda ICCP. Perhitungan tersebut dapat dilakukan dengan rumus berikut :

$$Q_{min} = \frac{I_t}{I_o}$$

Q_{min} : minimal anodayangdibutuhkan(buah)

I_t : Total Arus Proteksi(A)

I_o : Keluaran 1 Anoda(A)

$$Q_{min} = \frac{8,77 A}{7,68 A} = 1,14 \text{ buah anoda}$$

Dari perhitungan di atas, selanjutnya dilakukan perhitungan jumlah anoda dengan menggunakan *safety factor*. Perhitungan tersebut dapat dilakukan dengan rumus berikut :

$$Q = Q_{min} \times (1 + SF_2)$$

Q : Jumlah anoda yang dibutuhkan

Q_{min} : Minimal anoda yang dibutuhkan

SF_2 : *Safety factor* 2

$$Q = 1,14 \times (1 + 0,15) = 2 \text{ buah anoda}$$

Perhitungan selanjutnya adalah perhitungan kebutuhan tegangan DC yang harus dicukupi oleh *transformator rectifier* untuk memproteksi struktur pipa berdasarkan variasi resistivitas tanah. Berikut ini adalah tabel perhitungan tegangan DC *transformator rectifier* berdasarkan variasi resistivitas tanah.

Tabel 6. Perhitungan Tegangan DC Rectifier Berdasarkan Variasi Resistivitas Tanah.

NO	β (ohm.m)	SA (m ²)	V_{DC} (V)
1	1,5	23397	3,24
2	3	23397	3,53
3	15	23397	5,18
4	150	23397	31,47
5	300	23397	59,98
6	1000	23397	193,03
7	2400	23397	459,14

Pada dasarnya resistivitas tanah tidak begitu mempengaruhi kebutuhan teknis dari metode proteksi katodik ICCP. Resistivitas tanah hanya mempengaruhi nilai tegangan DC rectifier. Dari tabel di atas dapat dilihat bahwa semakin tinggi resistivitas tanah maka semakin tinggi pula tegangan DC yang dibutuhkan *rectifier* untuk memproteksi pipa.

Setelah melakukan perhitungan teknis untuk metode proteksi katodik ICCP, berikut ini adalah *bill of material's quantity* untuk desain proteksi katodik ICCP dari berbagai variasi resistivitas tanah.

Tabel 7. *Bill of Material's Quality* untuk ICCP

NO	DESCRIPTION	TOTAL	UNIT
1	Transformer Rectifier	1	Set
2	String Tubular Ti MMO Anode 25,4 mm dia x 1000 mm long	8	Set
3	Positive Junction Box	1	Set
4	Test Station Box	12	Set
5	Power Cable Anodes to PJB	1200	m
6	Power Cable PJB to TR	200	m

Dari tabel di atas dapat dilanjutkan ke tahap perhitungan ekonomis. Perhitungan ekonomis ICCP disini adalah perhitungan biaya investasi awal dan perhitungan biaya pemasangan yang dibutuhkan untuk metode proteksi katodik ICCP. Perhitungan biaya investasi awal ICCP ditunjukkan oleh tabel di bawah ini :

Tabel 8. Perhitungan Biaya Investasi Awal ICCP

NO	DESCRIPTION	TOTAL	UNIT	PRICE (US\$/set)	TOTAL PRICE (US\$)
1	Transformer Rectifier	1	Set	5000	5000
2	String Tubular Ti MMO Anode 25,4 mm dia x 1000 mm long	8	Set	50	400
3	Positive Junction Box	1	Pcs	100	100
4	Test Station Box	12	Set	200	2400
5	Power Cable Anodes to PJB	1200	M	10	15000
6	Power Cable PJB to TR	200	M	10	2000
Total					24900

Selanjutnya adalah menghitung biaya pemasangan yang dibutuhkan. Berikut ini adalah tabel perhitungan biaya pemasangan untuk metode proteksi katodik ICCP.

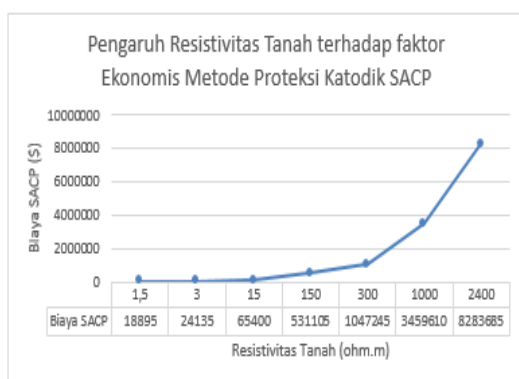
Tabel 9. Perhitungan Biaya Pemasangan ICCP

NO	DESCRIPTION	TOTAL	UNIT	PRICE (US\$/set)	TOTAL PRICE (US\$)
1	Installation of Rectifier	1	Set	2250	2250
2	Installation of Anode	8	Set	500	4000
3	Installation of Junction Box	1	Pcs	600	600
4	Installation of Test Station Box	12	Set	50	600
5	Drilling				10000
Total					17450

Setelah mengetahui biaya investasi awal dan biaya pemasangan metode proteksi katodik ICCP untuk *underground pipeline* sepanjang 23 km dengan diameter 12 inch dan berbagai resistivitas tanah, total keseluruhan kebutuhan ekonomisnya adalah sebesar US\$ 42350.

Selanjutnya adalah analisa pengaruh resistivitas tanah terhadap kebutuhan ekonomis masing-masing metode. Berikut ini adalah gambar grafik pengaruh resistivitas tanah terhadap kebutuhan ekonomis metode proteksi katodik SACP.

Gambar 1. Pengaruh Resistivitas tanah terhadap kebutuhan ekonomis SACP



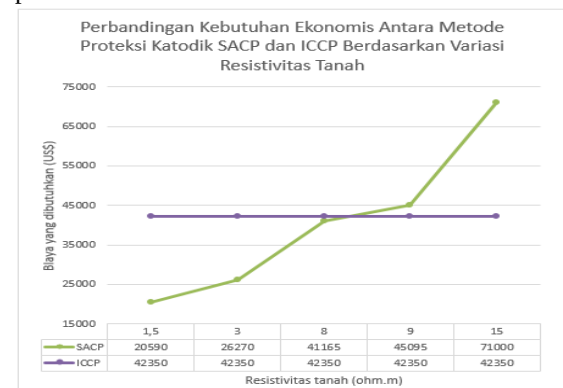
Dari grafik di atas dapat dilihat bahwa semakin tinggi resistivitas tanah maka semakin tinggi pula biaya yang harus dikeluarkan untuk metode proteksi katodik SACP.

Sedangkan untuk metode proteksi katodik ICCP, resistivitas tanah tidak mempengaruhi kebutuhan ekonomisnya. Dari hasil perhitungan

yang sudah dilakukan, biaya yang harus dikeluarkan untuk metode proteksi katodik dari berbagai variasi resistivitas tanah adalah sebesar US\$ 42350.

Setelah menganalisa pengaruh resistivitas tanah terhadap kebutuhan ekonomis dari masing-masing metode, maka langkah selanjutnya adalah membandingkan kebutuhan ekonomis kedua metode dari variasi resistivitas tanah untuk mengetahui sistem yang paling efisien berdasarkan variasi resistivitas tanah sekaligus mengetahui *range* pemilihan sistem metode proteksi katodik SACP dan ICCP berdasarkan resistivitas tanah untuk *underground pipeline* sepanjang dengan diameter 12 inch. Berikut ini merupakan gambar grafik perbandingan kebutuhan ekonomis antara metode proteksi katodik SACP dan ICCP berdasarkan variasi resistivitas tanah.

Gambar 2. grafik perbandingan kebutuhan ekonomis proteksi katodik SACP dan ICCP.



Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa untuk *underground pipeline* sepanjang 23 km dengan diameter 12 inch, pada resistivitas 1,5 ohm.m sampai dengan 8 ohm.m lebih efisien metode proteksi katodik SACP karena kebutuhan ekonomis yang dibutuhkan SACP lebih murah dibandingkan biaya yang dibutuhkan metode proteksi katodik ICCP. Sedangkan apabila resistivitas lebih dari 9 ohm.m maka lebih efisien menggunakan metode proteksi katodik ICCP karena biaya yang dibutuhkan ICCP lebih murah dibandingkan dengan biaya yang dibutuhkan metode proteksi katodik SACP.

4. KESIMPULAN DAN SARAN

4.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan dan analisa pada bab sebelumnya, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Resistivitas tanah sangat mempengaruhi kebutuhan teknis dan kebutuhan ekonomis

metode proteksi katodik SACP, semakin tinggi nilai resistivitas tanah maka semakin banyak anoda yang dibutuhkan dan semakin dekat pula jarak pemasangan antar anodanya. Pengaruh Resistivitas tanah terhadap kebutuhan ekonomis berbanding lurus dengan jumlah anoda yang dibutuhkan, semakin besar resistivitas tanah maka semakin besar pula biaya yang harus dikeluarkan.

2. Resistivitas tanah tidak begitu mempengaruhi kebutuhan teknis dari metode proteksi katodik ICCP, sehingga tidak mempengaruhi kebutuhan ekonomisnya. Resistivitas tanah hanya mempengaruhi nilai tegangan DC yang dibutuhkan oleh *transformator rectifier* untuk memproteksi pipa. Semakin besar resistivitas tanah maka semakin besar pula nilai tegangan DC yang dibutuhkannya.
3. Perbandingan kebutuhan ekonomis kedua metode menunjukkan bahwa untuk pipa *underground pipeline* sepanjang 23 km dengan diameter 12 inch pada resistivitas tanah ≤ 8 ohm.m lebih efisien menggunakan metode proteksi katodik SACP karena biaya yang dibutuhkan untuk metode proteksi katodik SACP lebih rendah daripada metode proteksi katodik ICCP. Sementara itu, untuk resistivitas tanah ≥ 9 ohm.m lebih efisien menggunakan metode proteksi katodik ICCP karena biaya yang dibutuhkan untuk metode proteksi katodik ICCP lebih rendah daripada metode proteksi katodik SACP.

4.2 Saran

Dari penelitian yang sudah dilakukan, dapat dilakukan pengembangan untuk penelitian selanjutnya :

1. Pengaruh diameter terhadap kebutuhan teknis dan ekonomis dari kedua metode.
2. Pengaruh tipe anoda terhadap kebutuhan teknis dan ekonomis dari kedua metode.
3. Pengaruh resistivitas tanah dan panjang pipa terhadap kebutuhan teknis dan ekonomis kedua metode.

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] Adam, Destio Nooris.2016.“Analisa perbandingan SACP dan ICCP sebagai Proteksi Katodik untuk *Underground Trunkline* PGDP”. PPNS, Surabaya
- [2] Isdiantoro, Eko Wahyu.2016.“Analisa Ekonomis Pemakaian Anoda dengan Metode *Sacrificial Anode Cathodic Protection* (SACP) pada pipa API 5L GR.X52”. PPNS, Surabaya
- [3] NACE RP0169. *Control of External Corrosion on Underground or Submerged Metallic Piping System*.
- [4] Setiyawan, T. & W. Utama.2010.“Interpretasi Bawah Permukaan Daerah Porong Sidoarjo dengan Metode Geolistrik Tahanan Jenis untuk Mendapatkan Bidang Patahan”. ITS, Surabaya

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF THE ADDITION OF INHIBITORS AGAINST THE RATE OF CORROSION OF MATERIALS IN THE SYSTEM OF COOLING FRESH WATER PIPES IN THE ENGINE ROOM KM. SATYA KENCANA

Samuel Hermawan^{1*}, Budi Prasajo^{2*}, Nurvita Arumsari^{3*}

Student of Ship Building of Politechnic Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*}

Teacher of Ship Building Politechnic of Surabaya, Surabaya, Indonesia²

Teacher of Ship Building Politechnic of Surabaya, Surabaya, Indonesia³

Email: samuel.hermawan@rocketmail.com^{1*}; @gmail.com^{2*}; Arum.up3d@gmail.com^{3*};

Abstract - An obstacle or problem that frequently occur or arise in piping systems are corrosion. Where one of the causes of corrosion is due to temperature. with various methods are used to minimize the corrosion rate is one of them by adding inhibitor in fresh water cooling pipe systems Main Engine that can inhibit the corrosion rate. In this final Task performed testing using the kind of inhibitor Na₂CrO₄ (sodium Chromate). The purpose of this test is to determine the effect of variation temperature and variations ppm used against corrosion rate of fresh water cooling pipe system Main Engine. Test specimens measuring 50mm, 25mm wide, 3mm thick. The specimens were stored in fresh water solution with a temperature variation of 60 ° C, 70 ° C, 80 ° C, 90 ° C, and each temperature is given variations inhibitor of 0ppm, 150ppm, 250ppm, 350ppm, the test was carried out for 24 hours the method of weight loss method. The results of the testing show that the greatest influence on the rate of corrosion is present on the largest inhibitor inhibitor concentrations Na₂CrO₄ 350 ppm and temperature 70 ° C by the value of 34.35 mpy. While the value of the rate of corrosion is present on the smallest concentrations of 350 ppm and temperature 90 ° C by the value of 1.38 mpy. Views of the value of efficiency then it can be inferred that the great value of efficiency i.e. 0.8% at a temperature of 90 ° C temperature and 0.6% at a temperature of 60 ° C temperature.

Key Words: Corrosion, Inhibitors, Na₂CrO₄, Temperature

1. PENDAHULUAN

7 Pada main engine KM.Satya Kencana terdapat beberapa kendala yaitu terkorosinya pipa tersebut, karena sudah beberapa tahun digunakan. Dilakukannya *repair* pada kapal tersebut dan diambillah *sample* pipa untuk dilakukan pengujian laju korosi.

8 Lalu dilakukannlah pengujian laju korosi yang disertai dengan penambahan inhibitor 0 ppm, 150 ppm, 250 ppm dan 350 ppm untuk melihat seberapa jauh laju korosi yang terjadi pada temperatur 60°C, 70°C, 80°C dan 90°C.

9 Metode pengujian yang akan dilakukan nanti ialah dengan menggunakan metode *weight loss* dan *two way anova*. Dimana metode *weight loss* dipakai pada saat pengujian di laboratorium sedangkan metode *two way anova*, hanya melihat secara signifikan manakah yang berpengaruh pada laju korosi material carbon steel grade a53 sch 40.

10 2. TEORI PENELITIAN.

2.1 Formula perhitungan efisiensi inhibitor

$$E_{inh} = \frac{CR_0 - CR_1}{CR_0} \dots\dots\dots(2.1)$$

Dimana :

E_{inh} : Efisiensi *Inhibitor* Korosi (%)

CR_0 : Kecepatan laju korosi tanpa inhibitor (mpy)

CR_1 : Kecepatan laju korosi dengan menggunakan inhibitor (mpy)

2.2 Formula perhitungan laju korosi

$$\frac{(K.W)}{(D.A.T)} \dots\dots\dots(2.2)$$

Dimana :

K : Konstanta (3,45 x 10⁶)

(ASTM G1-03 (2004). *Standard Practice for Preparing, Cleaning, and Evaluating Corrosion Test Specimen*, American Society for Testing Material, U.S.A).

D : Density of specimen (7,86 gr/cm³)

(ASTM G1-03 (2004). *Standard Practice for Preparing, Cleaning, and Evaluating Corrosion Test Specimen*, American Society for Testing Material, U.S.A).

W : Weight loss (gr)

A : Area of specimen (cm²)

T : Exposure Time (hour)

2.3 Formula perhitungan uji tukey

$$\bar{y}_i - \bar{y}_j \pm Q_{1-\alpha, k, u} \sqrt{\frac{MSE}{2} \left(\frac{1}{n_i} + \frac{1}{n_j} \right)} \dots \dots \dots (2.3)$$

Rumus untuk uji statistik adalah :

$$t_u = \frac{\bar{y}_i - \bar{y}_j}{\sqrt{MSE \left(\frac{1}{n_i} + \frac{1}{n_j} \right)}} \dots \dots \dots (2.4)$$

P-value disesuaikan adalah hasil mengintegrasikan berbagai distribusi untuk uji statistik. Untuk rincian, lihat referensi berikut. Untuk menemukan tingkat kesalahan individu dari tingkat kesalahan simultan, menggunakan rumus berikut :

$$\alpha^* = 2 \left[1 - \rho \left(t_u \leq \frac{1}{\sqrt{2}} Q_{1-\alpha, r, n_j-r} \right) \right] \dots \dots \dots (2.5)$$

Dimana :

$\bar{y}_i$: Rata – rata kombinasi faktor i^{th}

$\bar{y}_j$: Rata – rata kombinasi faktor j^{th}

Q : $1 - \alpha$ untuk membandingkan dengan derajat bebas

k : Jumlah untuk membandingkan

u : Derajat kebebasan untuk kesalahan dari model linear

MSE: Kesalahan mean square dari model linear umum

n_i : Jumlah pengamatan dalam kombinasi faktor i^{th}

n_j : Jumlah pengamatan dalam kombinasi faktor j^{th}

2.4 Formula perhitungan dunnet

$$\bar{y}_i - \bar{y}_j \pm D_{1-\alpha, k-1, u} \sqrt{MSE \left(\frac{1}{n_i} + \frac{1}{n_j} \right)} \dots \dots (2.6)$$

Rumus untuk uji statistik adalah :

$$t_u = \frac{\bar{y}_i - \bar{y}_j}{\sqrt{MSE \left(\frac{1}{n_i} + \frac{1}{n_j} \right)}} \dots \dots \dots (2.7)$$

$\bar{y}_i$: Rata – rata kombinasi faktor i^{th}

$\bar{y}_j$: Rata – rata tingkat kontrol

Q : Persentil α bahwa *Dunnet* mengusulkan $k-1$

α : Tingkat keyakinan -1

k : Jumlah berarti untuk membandingkan

u : Derajat kebebasan untuk kesalahan dari model linear

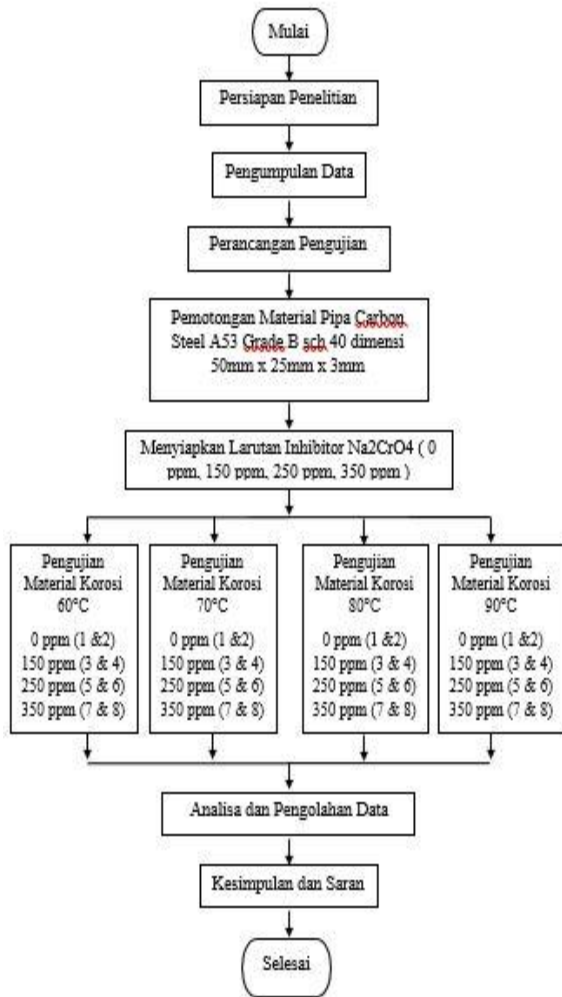
MSE : Kesalahan *mean square* dari model linear umum

n_i : Jumlah pengamatan dalam kombinasi faktor i^{th}

n_j : Jumlah pengamatan dalam tingkat kontrol

10.1 3. METODOLOGI.

Diagram alir penelitian jurnal ini ditunjukkan pada gambar di bawah ini:



Gambar 1 Diagram Alir Penelitian

11 4. HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil pengujian temperatur 60°C - 90°C

Spesimen	Temperatur (°C)	Inhibitor (ppm)	Luas Permukaan (cm²)	Berat Sebelum Penyelesaian (gr)	Berat Sesudah Penyelesaian (gr)	Weight Loss (gr)
1	60°C	0 ppm	26,541	25,351	25,340	0,011
2			26,541	25,810	25,803	0,007
3		150 ppm	26,541	24,658	24,649	0,009
4			26,541	24,595	24,586	0,009
5		250 ppm	26,541	26,107	26,101	0,006
6			26,541	25,129	25,123	0,006
7		350 ppm	26,541	26,044	26,041	0,003
8			26,541	25,265	25,262	0,003

Spesimen	Temperatur (°C)	Inhibitor (ppm)	Luas Permukaan (cm²)	Berat Sebelum Penyelesaian (gr)	Berat Sesudah Penyelesaian (gr)	Weight Loss (gr)
1	90°C	0 ppm	26,541	25,114	25,104	0,010
2			26,541	25,098	25,083	0,015
3		150 ppm	26,541	23,197	23,189	0,008
4			26,541	24,944	24,937	0,007
5		250 ppm	26,541	25,022	25,018	0,004
6			26,541	25,316	25,312	0,004
7		350 ppm	26,541	25,849	25,847	0,002
8			26,541	24,769	24,767	0,002

4.2 Perhitungan Laju Korosi

$$K : 3,45 \times 10^{-6}$$

$$D : 7,86 \text{ gr/cm}^3$$

$$W : 0,011 \text{ gr}$$

$$A : 26,541 \text{ cm}^2$$

$$T : 24 \text{ hour}$$

$$\begin{aligned}
 CR &= \frac{(K \times W)}{(D \times A \times T)} \\
 &= \frac{(3,45 \times 10^{-6} \times 0,011)}{(7,86 \times 26,541 \times 24)} \\
 &= 7,58 \text{ mpy}
 \end{aligned}$$

Keterangan :

Perhitungan lainnya tertera pada lampiran.

Spesimen	Weight Loss (gram)	Luas Permukaan (cm²)	Density Logam (gr/cm³)	Exposure Time (hour)	Corrosion Rate (mpy)	Rata - Rata
1 (0 ppm)	0,011	26,541	7,86	24	5,20	4,26
2 (0 ppm)	0,007	26,541	7,86	24	3,31	
3 (150 ppm)	0,009	26,541	7,86	24	4,25	4,25
4 (150 ppm)	0,009	26,541	7,86	24	4,25	
5 (250 ppm)	0,006	26,541	7,86	24	2,84	2,84
6 (250 ppm)	0,006	26,541	7,86	24	2,84	
7 (350 ppm)	0,003	26,541	7,86	24	2,07	2,07
8 (350 ppm)	0,003	26,541	7,86	24	2,07	

Spesimen	Weight Loss (gram)	Luas Permukaan (cm²)	Density Logam (gr/cm³)	Exposure Time (hour)	Corrosion Rate (mpy)	Rata - Rata
1 (0 ppm)	0,010	26,541	7,86	24	4,73	5,91
2 (0 ppm)	0,015	26,541	7,86	24	7,09	
3 (150 ppm)	0,008	26,541	7,86	24	3,78	3,55
4 (150 ppm)	0,007	26,541	7,86	24	3,31	
5 (250 ppm)	0,004	26,541	7,86	24	1,89	1,89
6 (250 ppm)	0,004	26,541	7,86	24	1,89	
7 (350 ppm)	0,002	26,541	7,86	24	1,38	1,38
8 (350 ppm)	0,002	26,541	7,86	24	1,38	

4.3 Perhitungan Efisiensi Inhibitor

$$CR_0 : \text{Corrosion Rate (Variabel Terkontrol 0 ppm)}$$

CR_1 : Corrosion Rate (Variabel Variasi 150 ppm, 250 ppm, 350 ppm)

$$CR_0 = 7,58 \text{ mpy}$$

$$CR_1 = 7,58 \text{ mpy}$$

$$E_{inh} = \frac{CR_0 - CR_1}{CR_0} = \frac{7,58 - 7,58}{7,58} = 0 \%$$

Keterangan :

Perhitungan lainnya tertera pada lampiran.

Spesimen	Konsentrasi Inhibitor (ppm)	Variasi Temperatur (°C)	Efisiensi Inhibitor (%)	Rata - Rata
1	0	60°	0	0
2	0	60°	0	0
3	150	60°	0,18	0,18
4	150	60°	0,18	0,18
5	250	60°	0,45	0,45
6	250	60°	0,45	0,45
7	350	60°	0,73	0,73
8	350	60°	0,73	0,73

Spesimen	Konsentrasi Inhibitor (ppm)	Variasi Temperatur (°C)	Efisiensi Inhibitor (%)	Rata - Rata
1	0	90°	0	0
2	0	90°	0	0
3	150	90°	0,2	0,2
4	150	90°	0,3	0,3
5	250	90°	0,6	0,6
6	250	90°	0,6	0,6
7	350	90°	0,8	0,8
8	350	90°	0,8	0,8

4.4 Analisa Visual pengujian laju korosi

Variabel	60°C	90°C
0 ppm	6,20	8,61
150 ppm	6,20	5,17
250 ppm	4,13	2,76
350 ppm	2,07	1,38

Nilai rata – rata laju korosi *carbon steel* berdasarkan inhibitor natrium kromat pada temperatur 60°C dan 90°C

Perbandingan pengaruh temperatur terhadap laju korosi.

4.5 Analisa inferensia

Hasil pengujian metode *two way anova* dengan hipotesis :

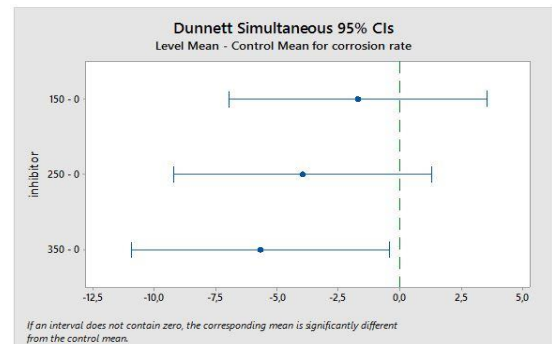


H_0 : Tidak ada pengaruh perlakuan terhadap respon.

H_1 : Ada pengaruh perlakuan terhadap respon.

α : 10% (Tingkat Signifikan)

Source	DF	SS	MS	F	P	R-Square
Inhibitor	3	37,280	12,427	8,19	0,059	89%
Temperatur	1	0,058	0,058	0,04	0,858	
Error	3	4,553	1,518			
Total	7	41,891				



5. KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan dan analisa pada bab sebelumnya, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Berdasarkan hasil analisa pengujian visual yang telah dilakukan maka dapat diambil kesimpulan bahwa nilai laju korosi terbesar pada pengujian ini terdapat pada inhibitor Na_2CrO_4 dengan nilai konsentrasi 350 ppm temperatur 60°C dengan nilai sebesar 34,45 mil / year. Dan dengan nilai laju korosi terendah terdapat pada inhibitor Na_2CrO_4 dengan nilai konsentrasi 350 ppm temperatur 90°C sebesar 1,38 mil per year. Dan berdasarkan hasil analisa pengujian inverensia dengan menggunakan metode *two way anova* dengan hanya melibatkan pengujian temperatur 60°C dan 90°C didapat bahwa inhibitor

berpengaruh signifikan terhadap laju korosi dengan nilai $\alpha = 10\%$.

2. Berdasarkan hasil pengujian yang telah dilakukan dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi temperatur maka semakin tinggi pula laju korosi yang terjadi. Hal ini disebabkan karena semakin tinggi temperatur dapat meningkatkan koefisien difusi dari ion-ion, yang berarti meningkatkan laju korosi. Hasil pengujian menunjukkan laju korosi pada temperatur 70°C dengan nilai antara 18,26 mil per year – 34,45 mil per year. Sedangkan laju korosi yang terendah terdapat pada variasi temperatur 60°C yaitu dengan nilai antara 2,07 mil per year – 6,20 mil per year dan pada temperatur 90°C yaitu dengan nilai antara 1,38 mil per year – 8,61 mil per year. Dengan demikian dapat disimpulkan bahwa besar nilai efisiensi yaitu 0,73% pada suhu 60°C 350 ppm dan 0,8% pada suhu 90°C 350 ppm.

5.2 SARAN

Dari tugas akhir ini terdapat beberapa usulan dan masukan untuk dilakukan pada riset selanjutnya antara lain:

1. Menggunakan jenis inhibitor yang berbeda selain Na_2CrO_4 .
2. Melakukan pengujian dengan kondisi fluida mengalir.
3. Melakukan pengujian dengan alat yang konsisten, seperti glass beaker yang volumenya sama besarnya.
4. Penambahan sambungan las pada strip coupon yang akan diuji.

5. Dilakukan pengujian micro dan macro untuk menentukan seberapa besar perubahan pada saat pengujian selesai.

12 6. PUSTAKA

- [1] ASTM G1-03. (2004). (2004), A. (-7. (2008). *Standart Practice for Laboratory Immersion Corrosion Testing of Metals*. U.S.A: American Society for Testing and Meterial.
- [2] B31.3-2012, A. (2008). *Piping Proses, ASME Code for Pressure Piping*. U.S.A: The American Society of Mechanical Engineer.
- [3] Ganda, A. (2014). *Analisa Pengaruh Penambahan Inhibitor $NaNO_2$ terhadap laju korosi material SA 53 grade B dalam larutan $NaCl$* . PPNS-Surabaya: Perpustakaan PPNS.
- [4] Mars G, F. M. (1987). *Corrosion Engineering*. New York.
- [5] Mars G, Fontana, McGraw, & Hill. (1987). *Corrosion Engineering*. New York.
- [6] R, R. W., & wiley, J. a. (1907). *Corrosion and Corrosion control An Indtroduction to Corrosion Science and Engineering New Engineering*. New York: New Jersey

Analisa Kerusakan *Water Wall Tube* Pada *Coal Boiler* (Studi Kasus PT Ecogreen Oleochemicals Batam)

Ade Aryandi Putra^{1*}, Budi Prasajo², Pranowo Sidi³

¹ Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

² Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

³ Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

*E-mail: ade.aryandi.p@gmail.com^{1*}, budiprasajo1968@gmail.com², pransidi03@gmail.com³.

Abstrak

Peranan boiler sangat penting pada pembangkit listrik di PT. Ecogreen Oleochemicals Batam. Salah satu bagian terpenting adalah *water-wall tube panel*. *Water wall tube coal boiler* 1 unit 2 telah beroperasi selama 5 tahun. Dalam kurun waktu tersebut, terjadi kerusakan pada *water wall tube* (Baja karbon GB 3087-10/SA-192) yaitu *short-term overheating* pada *furnace boiler*. Berdasarkan perhitungan *TLMT* kenaikan temperatur *furnace* sebesar 1100 °C mengakibatkan temperatur fluida meningkat sebesar 730 °C dengan tekanan 12,4 MPa dan tegangan 48,2 MPa, dengan kondisi seperti ini *tube* tidak bisa menahan tekanan dan temperatur pada saat *furnace overheating*, perhitungan nilai tegangan dan temperatur maksimal yang diizinkan tidak lebih besar dari 550 °C dengan *MAWP* 2,3 MPa dan tegangan maksimal yang diizinkan sebesar 12,7 MPa.

Kerusakan diawali dengan *overheating (short term)* pada *furnace boiler* akibat penurunan debit aliran fluida, penyebab utama dari kegagalan sistem yaitu kegagalan fungsi dari *instrument control* dalam mengukur level air pada *steam drum* sehingga informasi yang direkam tidak akurat, dan kelalaian operator (*human error*) dalam menilai dan menganalisa situasi serta kondisi operasi yang tidak normal, serta tidak adanya sistem *emergency control* pada *furnace boiler*, sehingga tidak adanya *control* sistem darurat secara otomatis untuk menangani kondisi jika tidak sesuai operasional.

Kata Kunci: Baja Karbon GB 3087-10/SA-192, *short term overheating*, *stress concentration factor*, *MAWP*, *macroscopic*, mekanisme kerusakan.

1. PENDAHULUAN

Saat *overhaul* pada tahun 2016, tepatnya di *coal boiler* 1 unit 2, semua *water wall tubes* harus diganti dikarenakan semua sisi *water wall tube coal boiler* 1 unit 2 mengalami *bukling* dan satu *tube* terdapat sobekan (*thin edge fish mouth*) dibagian sisi dalam *tube* di elevasi 11 meter dari dasar *furnace boiler*. Kerusakan terjadi pada bulan Agustus tahun 2016 atau setelah mengalami kerja hampir 5 tahun. *Furnace boiler* mengalami *overheat* dikarenakan jumlah debit air yang mengalir turun dari *steam drum* tidak sesuai (kurang) dari desain dan normal operasional pada boiler, akibatnya jumlah panas yang dilepas dari *furnace boiler* tidak seimbang dengan jumlah panas yang diserap oleh air di dalam *tubes* sehingga mengakibatkan *overheat* pada *furnace* sehingga terjadi kerusakan pada *water wall tube*. *Water wall tube* tersebut merupakan baja karbon GB 3087-10/SA-192. Untuk mengatasi permasalahan tersebut diperlukannya penelitian tentang mekanisme kerusakan *tubes* dengan melakukan pengamatan visual terhadap kondisi sampel *tubes*, pengamatan bentuk mikro, serta karakter fisik dan mekanis terkait dengan kondisi operasional dari sistem *coal boiler* 1 unit 2. Hasil akhir dari penelitian

ini diharapkan dapat menjadi dasar untuk pencegahan terjadinya jenis kerusakan komponen yang sama di kemudian hari.

2. METODOLOGI

Short-term overheating adalah kegagalan di mana ketika kondisi suhu logam *tube* meningkat sehingga *hoop stress* dari tekanan *internal steam* sama dengan kekuatan tarik maksimal material *tube* pada suhu tinggi, kondisi ini bisa mengakibatkan *tube* akan pecah, seperti yang terjadi pada *water wall tube coal boiler* 1 unit 2 di PT Ecogreen Oleochemicals Batam. Mengatasi permasalahan tersebut diperlukannya penelitian tentang mekanisme kerusakan *tubes* dengan melakukan pengamatan visual terhadap kondisi sampel *tubes*, pengamatan bentuk makro, dan perhitungan nilai tegangan, serta karakter fisik dan mekanis terkait dengan kondisi operasional dari sistem *coal boiler* 1 unit 2 di PT Ecogreen Oleochemicals Batam. Bagan lengkap metodologi dapat dilihat pada Gambar 1.

KETERANGAN	NILAI						
Temperature °C	450	475	500	525	550	575	730
S Value (MPa)	56.2	44.5	31.9	21.8	12.7	3.6	-54
S Value (Bar)	562	445	319	218	127	36	-540
S Value (psi)	8261.4	6541.5	4689.3	3204.6	1866.9	529.2	-7938
MAWP (psi)	1495.3	1184.0	848.7	580.0	337.9	95.8	1436.7
MAWP (MPa)	10.2	8.1	5.8	3.9	2.3	0.7	9.8
Stress Hoop (Psi)	7371.83	5837.12	4184.091	2859.4	1665.847	472.294	7082.9
Stress Hoop (MPa)	50.1	39.7	28.4	19.4	11.3	3.2	48.2

Gambar 1 Diagram alir penelitian

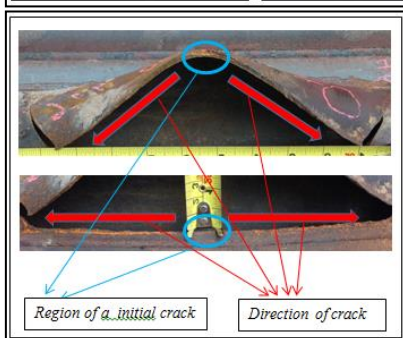
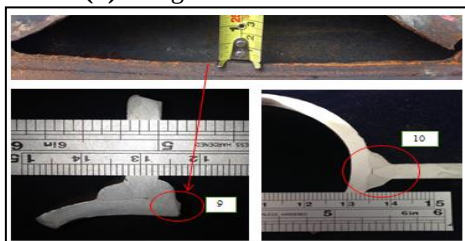
3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Hasil Pengamatan dan Pengujian Makro

(a). Pengamatan Visual



(b). Pengamatan Makro



Gambar 2 Hasil Pengamatan visual dan pengujian makro

(c). Pengamatan permukaan patahan

Pada pengamatan makro yang ditunjukkan pada Gambar 2(b) terlihat bentuk dari daerah weld metal dan base metal dari spesimen tube normal, deformasi, dan tube rusak. kedalaman penetrasi weld metal terhadap base metal dan fin metal terlihat baik, begitu juga pada spesimen tube rusak. Pada spesimen tube rusak yang ditunjukkan pada titik 9,

patahan terjadi 1 mm diluar weld metal diasumsikan daerah HAZ dari weld metal, hal ini diperkirakan initial crack muncul pada daerah tersebut sehingga timbulnya micro crack dan menghasilkan konsentrasi tegangan di area crack tersebut.

Menurut H.E Boyer 1974, pada permukaan patahan material pada Gambar 2 (c), initial crack terbentuk pada daerah permukaan patahan yang terlihat halus, terbentuknya permukaan yang halus disebabkan oleh perambatan crack yang relatif lambat, dan selanjutnya perambatan crack yang sangat cepat terjadi pada daerah yang permukaan patahannya yang relatif kasar dan acak.

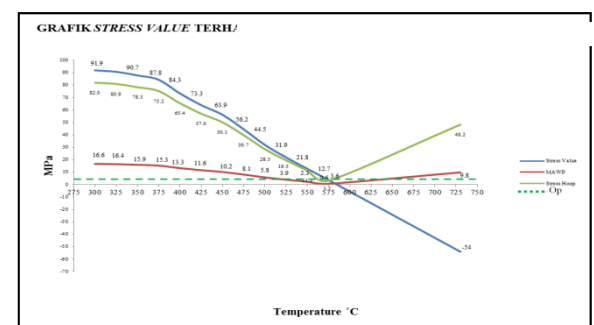
3.2 Perhitungan Nilai Tegangan dan MAWP

Tabel

1. Perhitungan nilai tegangan dan MAWP pada setiap kenaikan temperatur

KETERANGAN	NILAI						
Temperature °C	300	325	350	375	400	425	450
S Value (MPa)	91.9	90.7	87.8	84.3	79.3	63.9	56.2
S Value (Bar)	919	907	878	843	793	639	562
S Value (psi)	13309.3	13332.9	12906.6	12392.1	10775.1	9393.3	8261.4
MAWP (psi)	2445.1	2413.2	2336.0	2242.9	1959.2	1700.1	1495.3
MAWP (MPa)	16.6	16.4	15.9	15.3	13.3	11.6	10.2
Stress Hoop (Psi)	12054.5	11897.05	11516.6	11057.5	9614.7	8381.7	7371.7
Stress Hoop (MPa)	82.0	80.9	78.3	75.2	65.4	57.01	50.1

Tabel 2. Perhitungan nilai tegangan dan MAWP pada setiap kenaikan temperature (lanjutan)

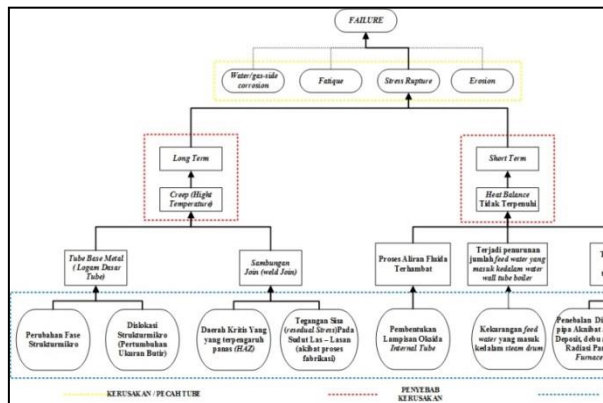


Pada Gambar 3 ketika terjadi kenaikan temperatur menyebabkan menurunnya nilai s value material, begitu juga nilai MAWPnya. Pada temperatur 450 °C nilai MAWPnya lebih besar dari pada tekanan operasionalnya 4,9 MPa dengan nilai tegangan 50,1 MPa, pada kondisi tersebut, tube masih dalam kondisi aman operasional. Ketika kenaikan temperatur 730 °C, s value material akan hilang dan dengan kenaikan temperatur 730 °C menyebabkan meningkatnya tekanan internal sebesar 12,4 MPa dengan tegangan 48,2 MPa.

3.3 Mekanisme Kerusakan Water Wall Tubes (Damage Mechanism)

Ada beberapa hal yang harus diverifikasi dalam menganalisis kondisi yang terjadi di dalam boiler diantaranya yaitu kondisi operasional, kelayakan setiap *equipment*, serta *instrument control*. Untuk itu di perlukanya analisis terhadap permasalahan yang terjadi. Mekanisme kerusakan *water wall tubes* dijelaskan secara diagramatis pada

Gambar 4.



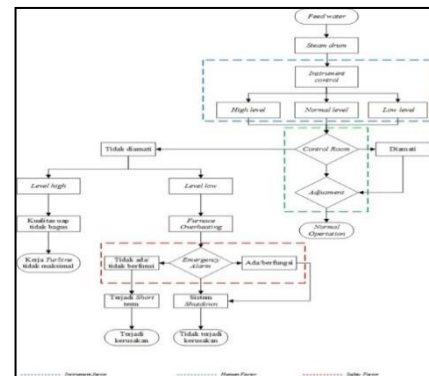
Gambar 4 Diagram mekanisme kerusakan fungsi pada *water wall tube*

Pemicu terjadinya kegagalan adalah korosi dan penipisan pada dinding serta *microcrack* pada material yang terdegradasi akibat *high temperature long time exposure*. Pertumbuhan dari *microcrack* akibat kondisi operasi dan korosi lebih lanjut menyebabkan material mengalami kerusakan.

3.4 Faktor Yang Mempengaruhi Terjadinya

Kerusakan Pada Water Wall Tubes Boiler

Kerusakan pada *water wall tubes* merupakan hal yang paling tidak diinginkan pada sistem pembangkit, disamping itu terjadinya kerusakan pada *water wall tubes* juga dipengaruhi oleh beberapa faktor yang berperan penting terjadinya kerusakan *water wall tubes*, diantaranya faktor keamanan, *instrument control*, dan faktor manusianya selanjutnya dijelaskan pada



Gambar 5 Diagram pengaruh sistem operasional terhadap kerusakan *water wall tubes*

Dalam kasus ini beberapa penyebab utama dari kegagalan sistem yang pertama yaitu kegagalan fungsi dari *instrument control* dalam mengukur level air sehingga informasi yang direkam tidak akurat, dan kelalaian operator dalam menilai dan menganalisa situasi serta kondisi operasi yang tidak normal, serta tidak adanya sistem *emergency control* pada *furnace boiler*, sehingga tidak ada *control* sistem darurat secara otomatis untuk menangani kondisi jika tidak sesuai operasional

4. KESIMPULAN

- Kenaikan temperatur *furnace* sebesar 1100 °C mengakibatkan temperatur fluida meningkat sebesar 730 °C dengan tekanan 12,4 MPa serta dengan nilai tegangan 48,2 Mpa
- Penyebab utama dari kegagalan sistem yang pertama yaitu kegagalan fungsi dari *instrument control* dalam mengukur level air sehingga informasi yang direkam tidak akurat, dan kelalaian operator (*human error*) dalam menilai dan menganalisa situasi serta kondisi operasi yang tidak normal, serta tidak adanya sistem *emergency control* pada *furnace boiler*, sehingga tidak adanya *control* sistem darurat secara otomatis untuk menangani kondisi jika tidak sesuai operasional serta Pemicu terjadinya kegagalan adalah korosi dan penipisan pada dinding material yang telah mengalami degradasi akibat *high temperature long time exposure* dan ditambah dengan adanya tekanan operasi yang tinggi serta kondisi material yang telah terdegradasi menimbulkan *microcrack* pada sisi yang SCFnya lebih besar yaitu sudut las-lasan. Pertumbuhan dari *microcrack* akibat kondisi operasi dan korosi lebih lanjut menyebabkan material mengalami kerusakan.

5. DAFTAR NOTASI

$TLMT$ = Log mean temperature
 T^1 = High temperature ($^{\circ}C$)
 T^2 = Low temperature ($^{\circ}C$)
 ln = Logaritma
 $MAWP$ = Maximum allowable working pressure
 S = Stress value (MPa)
 E = Joint efficiency

6. DAFTAR PUSTAKA

1. ASME. 2010. *ASME Section 1, Rules for Construction of Power Boilers, Section 1*, The American Society of Mechanical Engineers, U.S.A.
2. ASME. 2010. *ASME Boiler & Pressure Vessel Code, Part A-Ferrous Material Specifications*, The American Society of Mechanical Engineers, U.S.A
3. Adit A, H, Kuntari, Hafid. (2009) *Analisa Kegagalan Pipa Superheater Boiler di Industri Kelapa Sawit*
4. Shields, 1961, *Terminology of boiler and specification*, U.S.A
5. Neubauer, B dan Wedel, U. 1983. *Restlife Estimation of Creeping Components by Means of Replicas, in Advances Prediction methods*, Ed. Woodford and Whitehead. *The American Society of Mechanical Engineers*,

t = Thickness (Inch)
 D_o = Outside diameter (Inch)
 D_1 = Inside diameter (Inch)
 R_1 = Inside radius (Inch)
 R_o = Outside radius (Inch)
 R_2 = Average radius (Inch)

U.S.A.

6. Sanford, R.J., *Principles of Fracture Mechanic*, 2003, Prentice Hall, Isbn p-13-192992-1
7. W.D Calilister. *Fundamental of material science and engineering/ an interactive e*. 2001, Jhon Willey & Sons, Inc., New York, ISBN 0-471-3955-x

Analisa Teknis dan Ekonomis Proteksi *Impressed Current* dengan Proteksi *Sacrificial Anode* pada *Submarine Pipeline Offshore Tuban Loop* Sepanjang 7750 meter di PT. PERTAMINA TBBM Tuban

Aditya Koko Ubaidillah^{1*}, Budi Prasajo², Bayu Wiro K³

^{1,2,3}Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

Email: *aditya_koko77@yahoo.com¹; *budiprasajo1968@gmail.com²; *bayuwiro@yahoo.com³

Abstrak

Di PT. PERTAMINA TBBM Tuban terdapat jalur *pipeline* yang menyalurkan BBM dari TBBM Tuban ke ISG Surabaya. Jalur *pipeline* tersebut sepanjang ± 138 km dan terdapat jalur pipa bawah laut atau *submarine pipeline* sepanjang 7750 meter yang terletak di kec. Palang kab. Tuban. Proteksi yang tepat untuk pencegahan laju korosi sangatlah diperlukan untuk menunjang kinerja dari jalur pipa tersebut.

PT. PERTAMINA mempertimbangkan untuk mengganti seluruh proteksi SACP menjadi ICCP yang bertujuan untuk menghindari resiko yang tidak diinginkan yang akan berpengaruh pada jalur *pipeline* milik perusahaan. Pada penelitian Tugas Akhir ini akan dilakukan analisa teknis dan ekonomis untuk proteksi *Sacrificial Anode* dan *Impressed Current* pada *submarine pipeline* selama usia desain 30 tahun.

Dari hasil penelitian ini, dapat diketahui pemilihan anoda yang tepat untuk proteksi SACP adalah *Bracelet Aluminium anode* sedangkan anoda untuk proteksi ICCP adalah anoda MMO (*Mixed Metal Oxide*). Dari perhitungan kebutuhan teknis didapatkan hasil bahwa proteksi SACP membutuhkan 87 anoda dan 4 *test station box* sedangkan proteksi ICCP membutuhkan 1 set anoda MMO, 1 set *transformator rectifier*, 190 meter power kabel dari anoda ke *junction box*, 1 meter power kabel dari *junction box* ke *transformator rectifier*. Dari perhitungan kebutuhan ekonomis, didapatkan hasil untuk biaya instalasi dan biaya *maintanance* selama usia desain 30 tahun untuk proteksi SACP adalah Rp 1.817.750.284 sedangkan untuk proteksi ICCP adalah Rp 326.261.865.

Kata Kunci : *Impressed Current, Korosi, Maintanance, Pipeline, Submarine Pipeline, Sacrificial Anode.*

1. PENDAHULUAN

Pada jalur *pipeline* Tuban-Surabaya sepanjang ± 138 km terdapat jalur *submarine pipeline offshore Tuban loop* tepatnya pada kecamatan Palang, kabupaten Tuban sepanjang 7750 meter. Berhubungan dengan akan dibangunnya jalur *pipeline* baru milik PT. PERTAGAS tepatnya kurang lebih 3 meter di sebelah jalur *pipeline* milik PT. PERTAMINA dan sepanjang ± 38 km, yang mana *pipeline* tersebut akan terproteksi ICCP. Oleh sebab itu, PT. PERTAMINA mempertimbangkan untuk mengganti seluruh proteksi SACP menjadi ICCP yang bertujuan untuk menghindari resiko yang tidak diinginkan yang akan berpengaruh pada jalur *pipeline* milik perusahaan. Kendala berikutnya yang terjadi adalah setiap tahun diperlukan inspeksi bawah laut dan pihak perusahaan sendiri tidak mengetahui apakah pekerjaan tersebut telah dilakukan sesuai prosedur karena dilakukan di dasar laut.

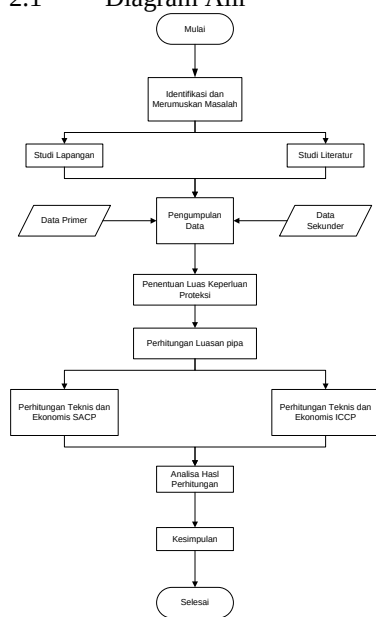
Penelitian mengenai perbandingan efisiensi penggunaan proteksi *Impressed current* dan *Sacrificial anode* pernah dilakukan oleh Alif pada tahun 2013, yaitu membandingkan proteksi katodik pada objek kapal dengan nama MT Kasim. Penelitian serupa pernah dilakukan oleh Benny pada tahun 2015

dengan objek kapal MT Martindok. Sedangkan Destio pada tahun 2016 melakukan penelitian serupa tetapi dengan objek *Underground Trunkline*.

Pada tugas akhir ini ini kebutuhan teknis dan kebutuhan ekonomis antara kedua metode akan diketahui sehingga dapat diketahui ada penghematan biaya ataukah tidak.

2. METODOLOGI

2.1 Diagram Alir



Gambar 1(a). Diagram alir penelitian

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Perhitungan Luas Permukaan Pipa

Perhitungan luas permukaan pipa bertujuan untuk mengetahui luasan pipa yang akan diproteksi, dapat dihitung dengan menggunakan formula:

$$SA = \pi \cdot D \cdot L$$

(1)

Dimana:

SA = Area Permukaan Pipa (m²)

D = Outside Diameter (m)

L = Length of pipe (m)

3.2 Perhitungan Kebutuhan Teknis SACP

Untuk mendesain sistem SACP maka rumus-rumus yang akan digunakan adalah sebagai berikut.

1. Kebutuhan arus proteksi

$$I_p = SA \cdot C_d \cdot C_b \quad (2)$$

Dimana:

I_p = Kebutuhan arus proteksi (A)

SA = Area permukaan pipa (m²)

C_d = Densitas arus (mA/m²)

C_b = Coating Breakdown (%)

2. Kebutuhan berat anoda

$$W = \frac{I_p \times L \times CR}{u} \quad (3)$$

Dimana:

E_L = nilai laju erosi (mm/year)

m_p = rate massa dari pasir (kg/s)

K = material erosion constant (m/s)⁻ⁿ

GF = geometry factor

3. Jumlah Anode Berdasarkan Berat

$$N_w = \frac{W}{W_a} \quad (4)$$

Dimana :

N_w = Jumlah Anode Berdasarkan Berat (buah)

W = Total Berat Anoda yang Dibutuhkan (kg)

W_a = Berat Satuan Anode (m)

4. Resistensi Anoda-Elektrolit

$$R_a = \frac{0,315 \times p}{\sqrt{A_{anode}}} \quad (5)$$

Dimana :

R_a = Resistansi Anode-Elektrolit (ohm)

p = Resistivitas Elektrolit (ohm.cm)

√A_{anode} = Luas Area Anoda (cm²)

5. Kapasitas Arus Keluaran Anoda

$$I_a = \frac{\Delta V}{R_a}$$

(6)

Dimana :

I_a = Kapasitas Arus Keluaran Anoda (ampere)

ΔV = Driving Voltage (volt)

R_a = Resistansi Anoda-Elektrolit (ohm)

6. Jumlah Anoda Berdasarkan Arus

$$N_i = \frac{I_p}{I_a}$$

(7)

Dimana :

N_i = Jumlah Anoda Berdasarkan Arus (buah)

I_p = Kebutuhan arus proteksi (A)

I_a = Kapasitas Arus Keluaran Anoda (ampere)

7. Jarak Pemasangan Anoda

$$S_p = \frac{L_{pipe}}{N} \quad (8)$$

Dimana :

S_p = Jarak pemasangan anoda (m)

L_{pipe} = Panjang pipa (m)

N = Jumlah anoda (buah)

8. Test Station Box

$$S_B = \frac{L_{pipe}}{2000 \text{ m}}$$

(9)

Dimana :

S_B = Jumlah Station Box (buah)

L_{pipe} = Panjang pipa (m)

3.3 Perhitungan Teknis ICCP

Untuk mendesain sistem SACP maka rumus-rumus yang akan digunakan adalah sebagai berikut.

1. Perhitungan Jumlah Minimal Anoda

$$Q_{\min} = \frac{I_t}{I_o} (10)$$

Dimana :

$Q_{\min}$ = Jumlah Anoda

I_t = Total Arus Proteksi (A)

I_o = Keluaran Arus Anoda (A)

2. Tahanan Anoda Relatif

$$R_a = \frac{\text{Resistansi Backfill}}{2 \times \pi \times L_a} \times \ln \left[\left(\frac{8 \times L_a}{D_a} \right) - 1 \right] (11)$$

Dimana :

R_a = Tahanan Anoda Relatif (ohm)

L_a = Panjang Anoda (m)

D_a = Diameter Anoda (m)

3. Faktor Interfensi Antar Anoda

$$f_a = 1 + \frac{\frac{2L_a}{SAA} \ln(0,656 \times N_a)}{\ln \left(\left(\frac{8 \times L_a}{D_a} \right) - 1 \right)} (12)$$

Dimana :

f_a = Faktor Interfensi Anoda

L_a = Panjang Anoda (m)

SAA = Surface Area Anode (m²)

N_a = Jumlah Anoda Dalam 1 Seabed (buah)

4. Tahanan Backfill

$$R_b = \frac{\text{Resistansi Air Laut}}{2 \times \pi \times L_b} \times \ln \left[\left(\frac{8 \times L_b}{D_b} \right) - 1 \right] (13)$$

Dimana :

R_b = Tahanan Backfill (ohm)

L_b = Panjang Backfill (ohm)

5. Tahanan Pada Seabed

$$R_{sb} = \frac{R_a}{N_a} \times f_a + R_b (14)$$

Dimana :

R_{sb} = Tahanan Seabed (ohm)

R_a = Tahanan Anoda Relatif (ohm)

N_a = Jumlah Anoda Dalam 1 Seabed (buah)

f_a = Faktor Interfensi Anoda

R_b = Tahanan Backfill (ohm)

6. Tahanan Kabel DC

$$R_c = \frac{L_c \times R_{cs}}{N \times C} (15)$$

Dimana :

R_c = Tahanan Kabel (ohm)

L_c = Panjang Kabel (m)

R_{cs} = Tahanan Spesifik Kabel (ohm/m)

N = Jumlah Kabel Paralel (buah)

C = Jumlah Inti (buah)

7. Tahanan Total sirkuit Positif

$$R_{pos} = R_{sb} + R_{kabel-pos} (16)$$

Dimana :

R_{pos} = Tahanan Total Sirkuit (ohm)

R_{sb} = Tahanan pada Seabed (ohm)

$R_{kabel-pos}$ = Tahanan Kabel – Tahanan Sirkuit (ohm)

8. Nilai Tegangan DC Transformator Rectifier

$$VDC = [(I_t \times R_t) \times (1 + SF3)] + B_{emf} (17)$$

Dimana :

VDC = tegangan DC (V)

R_t = Tahanan Total (ohm)

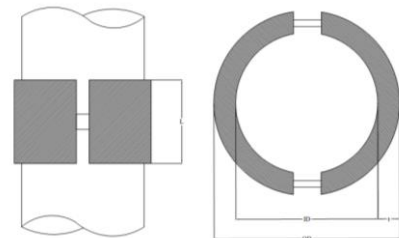
$SF3$ = Safety Factor 3 (%)

B_{emf} = Tegangan balik (V)

3.4 Pemilihan Anoda Proteksi

1. Penentuan pemilihan anoda proteksi SACP

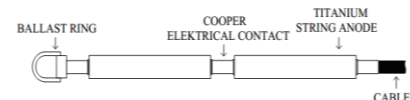
Anoda *alluminium* SACP yang digunakan adalah tipe *Bracelet Aluminium Alloy*. Pertimbangan pemilihan anoda *Aluminium Alloy* dikarenakan anoda *alluminium* memiliki laju konsumsi tiap tahun lebih rendah dibanding anoda *zinc* yaitu sebesar 3,4 kg/A.yr, sedangkan laju konsumsi tiap tahun anoda *zinc* adalah sebesar 11,25 kg/A.yr.



Gambar 1(b). Anoda bracelet aluminium

Kelebihan anoda MMO adalah mudah untuk diaplikasikan sebagai anoda proteksi pipa bawah laut dan juga telah sering digunakan pada stuktur lepas pantai menjadi pertimbangan penting untuk digunakan sebagai anoda proteksi ICCP.

2. Penentuan pemilihan anoda proteksi ICCP



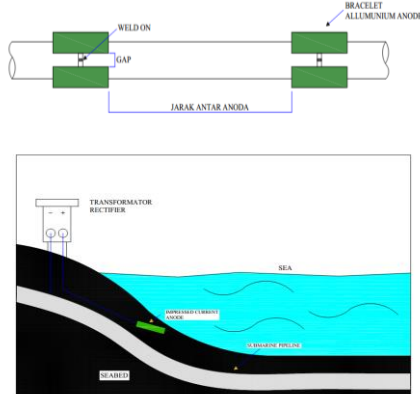
Gambar 1(c). Anoda MMO

3.5 Hasil Perhitungan Kebutuhan Teknis

Dari hasil perhitungan kebutuhan teknis menggunakan rumus dari sub bab 2.3 dan 2.4

didapat hasil untuk kebutuhan anoda proteksi SACP adalah 87 set anoda dengan 4 *station box*, sedangkan untuk proteksi ICCP membutuhkan 1 set anoda MMO, 1 set *junction box*, dan 1 set *rectifier*.

3.6 Proses Pemasangan Proteksi pada Submarine Pipeline



Gambar 1(c). Skema proteksi SACP
Gambar 1(d). Skema proteksi ICCP

Pemasangan anoda proteksi SACP dilakukan bersamaan dengan proses *lowering submarine pipeline*, sedangkan untuk proteksi ICCP dilakukan setelah proses *lowering submarine pipeline* selesai dilaksanakan. Skema proteksi dapat dilihat pada **Gambar 1(c)** dan **Gambar 1(d)**.

3.7 Hasil Perhitungan Ekonomis

Biaya total kebutuhan alat dan pemasangan proteksi *Sacrificial Anode* adalah sebesar Rp. 761.532.784, sedangkan biaya total kebutuhan alat dan pemasangan proteksi *Impressed Current* adalah Rp. 115.018.365. Biaya total *maintenance* proteksi *Sacrificial Anode* meliputi biaya inspeksi yang dilakukan setiap tahun selama usia desain dengan total biaya Rp1.056.217.500, sedangkan kebutuhan biaya *maintenance* proteksi *Impressed Current* meliputi biaya inspeksi yang dilakukan 5 kali selama usia desain dengan biaya total sebesar Rp 211.243.250.

4. KESIMPULAN

1. Proses pemasangan proteksi *Sacrificial Anode* dilakukan bersamaan proses *Lowering Submarine Pipeline* dengan biaya pemasangan anoda adalah US \$600 per anoda, sedangkan pada proses pemasangan proteksi *Impressed Current* dilakukan setelah proses *Lowering Submarine Pipeline* telah selesai dengan biaya

pemasangan adalah US \$400 per anoda dan penyewaan jasa penyelam sebesar Rp 18.000.000.

2. Ditinjau dari segi teknis, proteksi *Sacrificial anode* lebih mudah dan sederhana karena anoda proteksi dipasang bersamaan dengan *lowering* pipa. Sedangkan proteksi *Impressed current* lebih rumit dan membutuhkan dua kali pekerjaan karena sistem proteksi dipasang setelah proses *lowering* pipa. Ditinjau dari segi ekonomis, proteksi *Impressed current* lebih ekonomis karena anoda yang dibutuhkan sedikit dan inspeksi yang dilakukan hanya setiap 5 tahun. Sedangkan proteksi *Sacrificial anode* memerlukan biaya lebih mahal karena anoda yang dibutuhkan lebih banyak dan biaya yang dikeluarkan untuk inspeksi yang dilakukan setiap tahun.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan materi, motivasi, kasih sayang, do'a, dan nasehat hidup bagi penulis.
2. Bapak Budi prasojo, selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
3. Bapak Bayu Wiro K, selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
4. Senior teknik perpipaan yang mau berbagi pengalaman dan dukungan dalam pengerjaan jurnal tugas akhir.
5. Teman-teman seperjuangan teknik perpipaan angkatan tahun 2013 yang telah memberikan motivasi, warna kehidupan, dan kebersamaan.
7. Keluarga besar teknik perpipaan.

6. DAFTAR PUSTAKA

1. API. (2000). 570 Piping Inspection Code. U.S.A: American Petroleum Institute.
2. DNV RP-B401 : *Det nortke Veritas – Cathodic Protection Design*
3. NACE Standard RP-01-69 *Control of External Corrothion on Underground or Submerged Metallic Piping System* ISO 15589 part 1 and 2 (second edition). 2012. *Petroleum, petrochemical and natural gas industries – Cathodic protection of pipeline transportation system*

EVALUASI PROYEK PEMBANGUNAN AMMOERA II DENGANMENGGUNAKAN METODE *PERT* DAN *LEAST COSTANALYSIS*

Dicnanda Wildan Saputra.^{1*}, Nurvita Arumsari.², Mochammad Choirul Rizal³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Email: dicnanda22@gmail.com^{1*}; arum.up3d@gmail.com^{2*}; mochammadchoirul@gmail.com^{3*};

Abstrak

Proyek konstruksi merupakan suatu kegiatan yang berlangsung dalam waktu yang sangat terbatas dengan sumber daya tertentu untuk mendapatkan hasil konstruksi dengan kualitas yang baik. PT. BARATA INDONESIA selaku kontraktor proyek yang bergerak dibidang perencanaan, pengadaan dan pembangunan tangki AMMOERA PROJECT II. Dalam pekerjaan yang telah berlangsung terjadi keterlambatan dalam penyelesaian proyek yang disebabkan tidak sesuainya *start up* dan kurangnya pengawasan untuk bobot pengelasan setiap harinya. Salah satu kunci sebuah kesuksesan proyek ialah urutan kerja, durasi setiap pekerjaan, penjadwalan sesuai urutan pekerjaan, perhitungan biaya dan *s curve* untuk mengetahui rencana bobot pekerjaan. Pada tugas akhir ini dilakukan evaluasi keterlambatan proyek yang sudah berjalan dengan harapan dapat memberikan solusi agar proyek ini dapat selesai sesuai dengan jadwal yang telah disepakati. Dengan menggunakan metode *PERT* untuk mengetahui lama pekerjaan yang akan diselesaikan serta metode *least cost* untuk mengetahui total biaya yang dikeluarkan sesuai dengan durasi yang ditentukan. Berdasarkan hasil analisa, diketahui proyek dapat selesai dalam durasi 259 hari dengan perubahan *Start Up* pada *Brine tank* melakukan pekerjaan seri dengan *potable tank*, *switch* pekerja pada 3 jenis tangki lainnya, serta penambahan pekerja sejumlah 2 orang untuk setiap tangki. Dengan durasi durasi 259 hari dibutuhkan biaya sebesar Rp 21.360.344.222,77. Dengan menggunakan metode *Least Cost Analysis* durasi dapat dipersingkat menjadi 238 hari dengan menambah 2 pekerja dalam setiap pekerjaan tangki. Biaya total untuk durasi 238 hari sebesar Rp 21.465.401.223.

Kata kunci : Urutan pekerjaan, durasi pekerjaan, *PERT*, *Least Cost Analysis*, *S curve*.

1. PENDAHULUAN

Proyek konstruksi merupakan suatu kegiatan yang berlangsung dalam waktu yang sangat terbatas dengan sumber daya tertentu untuk mendapatkan hasil konstruksi dengan kualitas yang baik. Dalam usaha pencapaian hasil pekerjaan konstruksi yang baik dibutuhkan berbagai macam elemen pendukung dalam pelaksanaan pekerjaan. Salah satu proyek yang sedang ditangani adalah pembangunan berjumlah 5 tangki yang berada di daerah Gresik. Proyek sudah berjalan kurang lebih 1 tahun, tetapi dalam pengerjaannya terdapat keterlambatan, dimana tidak sesuai dengan rencana jadwal yang di tentukan. Dalam keterlambatan proyek ini di sebabkan oleh faktor *start up* yang tidak sesuai rencana serta pihak fabrikasi yang lambat dalam pengerjaan. Disamping itu, secara perhitungan apabila tidak ada perubahan proyek ini tidak akan selesai. Oleh karena itu untuk mengejar keteringgalan proyek ini, ingin dilakukan evaluasi penjadwalan proyek yang sudah berjalan dengan

harapan dapat memberikan solusi agar proyek ini dapat selesai sesuai dengan jadwal yang telah disepakati. Serta mengetahui biaya minimum yang digunakan untuk pekerjaan konstruksi tangki.

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Pembangunan AMMOERA project II mengalami keterlamabatan pada penyelesaian sehingga perlu dilakukan evaluasi pekerjaan, evaluasi pekerjaan dengan menggunakan metode *PERT* dan menggunakan *least cost analysis* untuk menentukan biaya paling optimal.

2.2. Menentukan durasi

Perhitungan durasi untuk mengetahui hasil pasti dari lamanya pekerjaan berdasarkan produktivitas dan volume:

$$\text{durasi} = \frac{\text{Volume Pekerjaan}}{\text{Produktivitas} \times \text{jumlah group pekerjaan}} \quad (1)$$

2.3. Perhitungan dengan metode PERT

Persamaan 2 menunjukkan perhitungan untuk menentukan hasil dari durasi rata-rata (TE) untuk menentukan durasi berdasarkan rentang waktu dengan memperkirakan 3 kemungkinan, optimis (a), pesimis (b), realistis (m).

$$Te = \frac{a+4m+b}{6} \quad (2)$$

2.4. Deviasi standart dan varians kegiatan

Deviasi standart mengetahui banyaknya hasil dari pekiraan data durasi pada kemungkinan waktu optimis (a) dan waktu pesimis (b). Berdasarkan ilmu statistik, angka deviasi standar adalah sebesar $\frac{1}{6}$ dari rentang distribusi (b-a).

$$S = \frac{1}{6}(b - a) \quad (3)$$

$$V = S^2 \quad (4)$$

2.5. Target Penyelesaian

Persamaan (5) menunjukkan persamaan untuk menentukan target tercapainya suatu proyek hubungan waktu yang di harapkan (TE) dan target suatu proyek yang ingin di capai t (d).

$$Z = \frac{T(d)-TE}{S} \quad (5)$$

2.6. Least Cost Ananlysis

Leas Cost Analysis adalah suatu analisis untuk memperoleh durasi proyek yang minimal, yaitu durasi dengan biaya total proyek yang optimal.

Gambar 1. Grafik pertukaran biaya dan waktu

2.7. S curve

Kurva S bertujuan untuk mempermudah melihat kegiatan-kegiatan yang masuk dalam suatu jangka waktu pengamatan progres pelaksanaan proyek , harga satuan pekerjaan di peroleh berdasarkan harga bahan dan upah pekerja setiap satuan volume pekerjaan dan total biaya proyek nilai kontrak pada proyek.

$$\text{bobot pekerjaan} = \frac{\text{harga satuan Pekerjaan}}{\text{Total biaya proyek}} \times 100\% \quad (6)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Work Breakdown Structure pekerjaan tangki

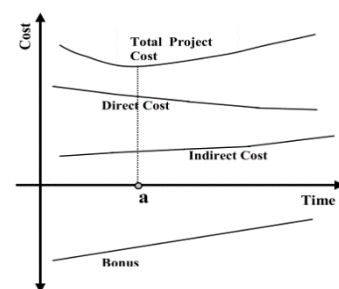
Urutan pekerjaan pembuatan tangki, dengan pekerjaan utama *Fabrication* dan *Erection*. *Fabrication* dengan pekerjaan utama *marking*, *cutting* dan *painting* sedangkan *erection* dengan pengelasan pada seluruh bagian tangki.

3.3 Penjadwalan

Dari hasil perhitungan durasi dengan merubah *start up* pada pekerjaan *brine tank* di seri dengan *potable tank* mendapatkan durasi yang sama sebesar 259 pada *fabrication* dan *erection* dan total 365 untuk keseluruhan proyek.

1. *Filter Water Tank* dengan total durasi 259 untuk pekerjaan *fabrication* dan *erection* mempunyai kegiatan kritis pada *fabrication bottom plate*, seluruh *erection* dan *hydrotest*.
2. *condensate Tank* dengan total durasi 168 untuk pekerjaan *fabrication* dan *erection* mempunyai kegiatan kritis pada *fabrication bottom plate*, seluruh *erection* dan *hydrotest*.
3. *Demineralized Tank* dengan total durasi 182 untuk pekerjaan *fabrication* dan *erection* mempunyai kegiatan kritis pada *fabrication bottom plate*, seluruh *erection* dan *hydrotest*.
4. *Potable Tank* dan *brine tank* dikerjakan secara seri dengan total durasi 181 untuk pekerjaan *fabrication* dan *erection* mempunyai kegiatan kritis pada *fabrication bottom plate*, seluruh *erection* dan *hydrotest* pada *brine tank* dan *potable tank*.

3.4 Hasil penentuan target



Untuk menentukan target penyelesaian proyek pada pekerjaan *filter water tank* dengn target durasi 240 hari dengan probabilitas sebesar 0,494 % . Sedangkan target penyelesaian proyek pada pekerjaan *condensate tank* dengn target durasi 138 hari dengan probabilitas sebesar 100%.Dan menentukan target penyelesaian proyek pada pekerjaan *demineralized tank* dengn target durasi 151 hari dengan probabilitas sebesar 100%.

3.5 Perhitungan biaya total proyek metode *least cost analysis*

Dari hasil perhitungan biaya dengan menggunakan metode *least cost analysis* dapat di ketahui biaya paling minimal dengan total durasi paling pendek. Seperti pada tabel di bawah ini

Tabel 1. Biaya total proyek *filter water tank*

umur proyek	total biaya	pengurangan ongkos	biaya tak langsung	total
259	Rp 12.465.259.635		Rp 512.244.444	Rp 12.977.504.079
257	Rp 12.467.176.635	Rp 3.955.556	Rp 508.288.889	Rp 12.975.465.524
255	Rp 12.467.406.635	Rp 3.955.556	Rp 504.333.333	Rp 12.971.739.968
254	Rp 12.469.927.635	Rp 1.977.778	Rp 502.355.556	Rp 12.972.283.191
253	Rp 12.470.212.635	Rp 1.977.778	Rp 500.377.778	Rp 12.970.590.413
242	Rp 12.476.753.635	Rp 21.755.556	Rp 478.622.222	Rp 12.955.375.857
240	Rp 12.477.425.635	Rp 3.955.556	Rp 474.666.667	Rp 12.952.092.302

Berdasarkan perhitungan biaya total pada *filter water tank* dapat disimpulkan bahwa dengan cara *least cost analysis* proyek biaya paling minimal adalah sebesar Rp 12.952.092.302 untuk durasi proyek paling minimal adalah 240 hari.

Tabel 2. Biaya total proyek *condensate tank*

umur proyek		pengurangan biaya	biaya tak langsung	total
168	Rp 2.172.164.172		Rp 332.266.667	Rp 2.504.430.839
164	Rp 2.173.610.172	Rp 7.911.111	Rp 324.355.556	Rp 2.497.965.728
144	Rp 2.184.782.172	Rp 39.555.556	Rp 284.800.000	Rp 2.469.582.172
142	Rp 2.188.338.172	Rp 3.955.556	Rp 280.844.444	Rp 2.469.182.617
140	Rp 2.188.842.172	Rp 3.955.556	Rp 276.888.889	Rp 2.465.731.061
138	Rp 2.188.954.172	Rp 3.955.556	Rp 272.933.333	Rp 2.461.887.505

Berdasarkan perhitungan biaya total pada *condensate tank* dapat disimpulkan bahwa dengan cara *least cost analysis* proyek biaya paling minimal adalah sebesar Rp 2.461.887.505 untuk durasi proyek paling minimal adalah 138 hari.

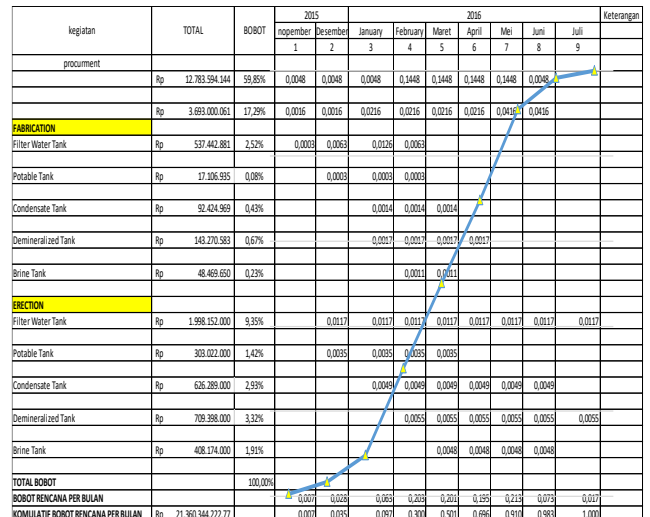
Tabel 3. Biaya total proyek *demineralized tank*

umur proyek		pengurangan biaya	biaya tak langsung	total
182	Rp 1.843.074.755		Rp 359.955.556	Rp 2.203.030.311
179	Rp 1.847.784.755	Rp 5.933.333	Rp 354.022.222	Rp 2.206.739.755
157	Rp 1.860.044.755	Rp 43.511.111	Rp 310.511.111	Rp 2.214.066.877
155	Rp 1.863.600.755	Rp 3.955.556	Rp 306.555.556	Rp 2.174.111.867
153	Rp 1.864.104.755	Rp 3.955.556	Rp 302.600.000	Rp 2.170.660.361
151	Rp 1.864.216.755	Rp 3.955.556	Rp 298.644.444	Rp 2.164.816.755

Berdasarkan perhitungan biaya total pada *demineralized tank* dapat disimpulkan bahwa dengan cara *least cost analysis* proyek biaya paling minimal adalah sebesar Rp 2.162.861.199 untuk durasi proyek paling minimal adalah 151 hari.

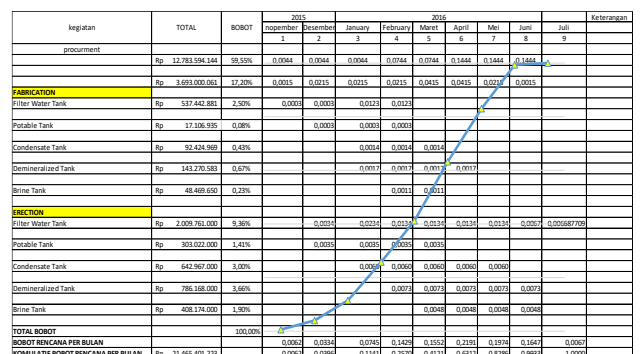
3.6 S curve

Dari hasil penjadwalan dan total biaya proyek didapatkan 2 perbandingan antara *s curve* dengan menggunakan metode PERT dan *least cost analysis*



Gambar 1. S curve dengan metode PERT

PERT dengan total durasi 259 hari selesai pada bulan Juli 2016. Total biaya yang digunakan mencapai Rp 21.360.344.222,77 bobot pekerjaan bulanan yang *maximum* terdapat pada bulan Mei dengan bobot bulanan mencapai 21%.



Gambar 2. S curve dengan metode *least cost analysis*

dengan menggunakan metode *Leas Cost Analysis* dengan total durasi 238 hari selesai pada bulan Juni 2016. Total biaya yang digunakan mencapai Rp 21.465.401.223 bobot pekerjaan bulanan yang *maximum* terdapat pada bulan April dengan bobot bulanan mencapai 22%.

4. KESIMPULAN

1. Pada *Work Breakdown Structure* terdiri dari kegiatan inti fabrikasi dengan jenis kegiatan *marking* dan *cuttingbottom plate, annular, shell, roof* dan pekerjaan *erection* dengan jenis pekerjaan pengelesan pada *bottom, annular, shell dan roof*.
2. Penentuan durasi sesuai dengan kontrak selama 259 hari dengan melakukan perubahan *start up* pada *brine tank*

3. Penjadwalan dengan total durasi 259 hari pada pekerjaan utama *fabrication* dan *erection*, dengan lama pekerjaan filter water tank 259 hari, pada *condensate tank* dengan durasi 168 hari, *demineralized tank* dengan durasi 182 hari. Pekerjaan seri dilakukan *potable tank* dan *brine tank* diselesaikan dengan durasi 181 hari.
4. Dengan menggunakan perhitungan *least cost analysis* pada *filter water tank* dengan durasi normal sebesar 259 didapatkan biaya sebesar Rp 13.051.319.517 dan dilakukan percepatan 240 membutuhkan biaya Rp 13.051.319.517. untuk *condensate tank* dengan durasi 221 hari membutuhkan normal Rp 2.070.596.171 dilakukan percepatan dengan durasi 191 membutuhkan biaya Rp 2.281.379.142. Dan pada kegiatan *demineralized tank* dengan durasi normal 221 hari membutuhkan biaya sebesar Rp 1.986.345.337 dengan dilakukan percepatan dengan durasi 190 hari membutuhkan biaya Rp 2.007.487.337.
5. Pada s curve antara durasi normal dan dilakukan percepatan dengan *least cost analysis* terdapat perbedaan yang pada bobot pekerjaan pada waktu normal bobot tertinggi pada bula Mei sebesar 21% membutuhkan biaya total Rp 21.360.344.222. Sedangkan dengan percepatan bobot tertinggi terjadi pada bulan April sebesar 22% membutuhkan biaya total sebesar Rp 21.465.401.223.

5. DAFTAR NOTASI

- a = *durasi optimis*, (hari)
S = standart devisiasi
m = *durasi realistis* (hari)
V = standart varians
b = *durasi pesimis* (hari)

T_d = Terget selesai (hari)

Z = Probabilitas (%)

T_E = Rata rata hari (hari)

6. DAFTAR PUSTAKA

Dipohusodo, I. *Manajemen Proyek dan Konstruksi, Jilid 1, Edisi Pertama*, Yogyakarta: Penerbit Kanisius. (1996).

Gomes, Faustino Cardoso. *Manajemen Sumber Daya Manusia*. Yogyakarta: Andy Offset. (1995).

H. Bachtiar, Ibrahim. *Rencana dan Estimate Real of*

Cost. Jakarta: PT. Bumi Aksara. (2001).

Nugraha, Paulus, dkk. *Manajemen Proyek Konstruksi 1*. Surabaya: Kartika Yudha. (1985).

Nugraha, Paulus, dkk. *Manajemen Proyek Konstruksi 2*. Surabaya: Kartika Yudha. (1986).

Soeharto, Iman *Manajemen Proyek (Dari Konseptual Sampai Operasional) Jilid 1*. Jakarta: Erlangga. (1999).

Widiasanti, Irika, dan Lenggogeni. *Manajemen Konstruksi*. Bandung: PT. Rosdakarya. (2013).

ANALISA PENGARUH SUDUT, JARAK, DAN WAKTU TERHADAP KEKERASAN DAN KEKASARAN PERMUKAAN MATERIAL A36 PADA PROSES SAND BLASTING SEBAGAI BAHAN BAKU DEMIN WATER TANK

Nur Kholis Ghozali^{1*}, Budi Prasoso², Fipka Biso³

^{1,2,3}Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

Email: *ghozalinurkholis@gmail.com¹; *budiprasoso1968@gmail.com²; *Fipkabizz@gmail.com³

Abstrak

Demin water tank pada *project* PLTU Sintang yang terletak di kelurahan Kapuas Kanan Hilir, kecamatan Sintang, kabupaten Sintang Kalimantan Barat, sudah mulai tahap konstruksi pada tahun 2011, dibawah pengerjaan PT. Adhi Karya (Persero) divisi EPC, namun pada pengerjaannya hingga tahun 2016 belum dilakukan *painting* pada tangki, sehingga material telah lama terkorosi. Sebelum dilakukan proses *painting* terhadap *demin water tank* perlu dilakukan pembersihan korosi pada tangki untuk mendapatkan hasil yang maksimal dan menghambat laju korosi yang terjadi ketika tangki mulai digunakan.

Dalam hal ini menggunakan proses *sand blasting* dimana pada proses tersebut dapat merubah kekerasan dan kekerasan pada permukaan material yang nantinya akan sangat berpengaruh terhadap laju korosi hasil *painting*, oleh sebab itu perlu dilakukan proses *sand blasting* dalam hal ini yang akan menjadi variabel adalah sudut, jarak, dan waktu penembakan yang nantinya akan di uji kekerasan dan *hardness vickers*.

Pada pengujian *hardness* pengaruh sudut *nozzle* 45° mempunyai rata-rata nilai kekerasan tertinggi sebesar 146.89 HV dan rata-rata nilai kekerasan terendah pada sudut *nozzle* 60° sebesar 121.71 HV, sedangkan pengaruh waktu *sand blasting* 35 detik mempunyai rata-rata nilai *hardness* tertinggi sebesar 153.7 HV dan rata-rata nilai kekasaran terendah pada waktu *sand blasting* 75 detik sebesar 119.96 HV. Pada pengujian *roughness* sudut *nozzle* 90° mempunyai rata-rata kekasaran permukaan tertinggi sebesar 93.40 µm, dan nilai rata-rata terendah pada sudut *nozzle* 45° sebesar 85.36 µm, pada jarak *nozzle* 50 cm mempunyai nilai kekasaran permukaan tertinggi sebesar 92.02 µm dan nilai rata-rata nilai terendah pada jarak *nozzle* 70 cm sebesar 86.22 µm, sedangkan pada waktu *sand blasting* 75 detik mempunyai nilai rata-rata kekasaran permukaan tertinggi sebesar 101.18 µm dan nilai rata-rata terendah pada waktu *sand blasting* 35 detik sebesar 76.94 µm.

Kata kunci : *Sand Blasting*, kekerasan, kekasaran permukaan

1. PENDAHULUAN

Sand blasting adalah suatu proses pengerjaan logam dimana permukaan logam dibuat menjadi kasar dan rata dengan derajat kekerasan serta laju pengikisan tertentu sesuai dengan kebutuhan dengan cara menembakkan abrasive ke permukaan logam dengan permukaan tertentu. Proses *sand blasting* bertujuan agar permukaan logam menjadi kasar, sehingga cat atau bahan pelapis lain dapat menempel pada permukaan logam dengan baik, tidak mudah terkelupas dan terhindar dari korosi (dewadas 2007) dalam (rosyid 2011).

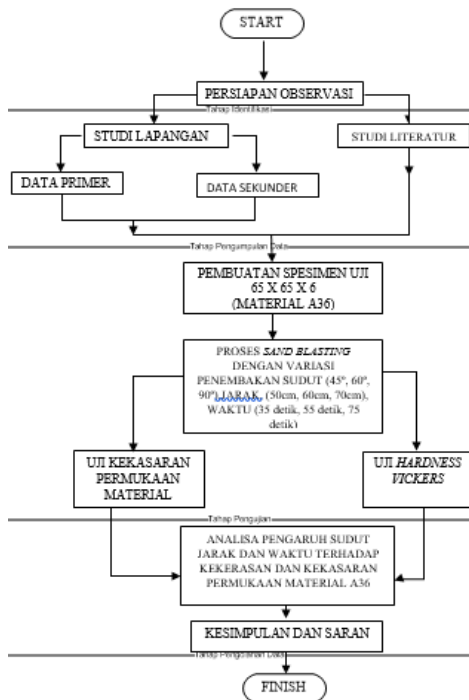
Hal-hal yang menentukan hasil *sand blasting* antara lain adalah keahlian operator, tekanan udara untuk penyemprotan, ukuran pasir yang digunakan, waktu penyemprotan

dan jarak penyemprotan. (metabrasive 2009) dalam (satyarini 2011). Tingkat kekerasan dan laju pengikisan permukaan adalah sangat penting, mengingat tingkat kekerasan akan sangat berpengaruh terhadap daya lekat bahan pelapis terhadap logam yang akan dilapisi (as'ad.2008). kekerasan permukaan *sand blasting* (*protective coating inspektortraining*,2003) kekerasan permukaan *sand blasting* di pengaruhi oleh beberapa hal antara lain :

1. Tipe dan ukuran *abrasive*
2. Jarak dari *nozzle* ke permukaan benda
3. Sudut *nozzle*
4. Aliran *abrasive* dari *hoper* ke selang *nozzle*

2. METODOLOGI

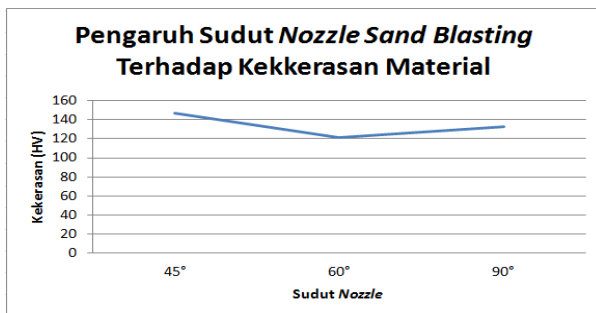
Diagram alir penelitian tugas akhir ini ditunjukkan pada Gambar 1 berikut ini :



Gambar 1 Diagram alir penelitian

12.1 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

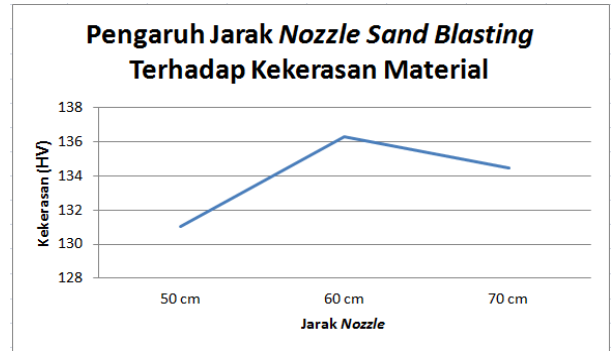
3.1 Hasil Pengujian hardness



Berdasarkan gambar 4.3 di atas dapat diketahui bahwa rata-rata kekerasan material paling tinggi sebesar 146.89 HV pada sudut 45°. kemudian paling rendah rata-rata kekerasan material sebesar 121.71 HV pada sudut 60°. Dari grafik terlihat bahwa polanya fluktuatif, terjadi kenaikan dan penurunan pada kenaikan

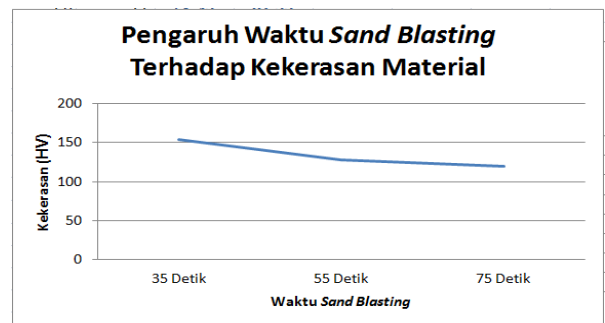
sudut.

Gambar 2 Grafik Nilai HV Berdasarkan Sudut



Berdasarkan gambar 4.4 di atas dapat diketahui bahwa rata-rata kekerasan material paling tinggi sebesar 136.29 HV pada jarak 60 cm. Kemudian paling rendah rata-rata kekerasan material sebesar 131.01 HV pada jarak 50 cm. Dari grafik terlihat bahwa polanya fluktuatif, terjadi kenaikan dan penurunan pada kenaikan jarak.

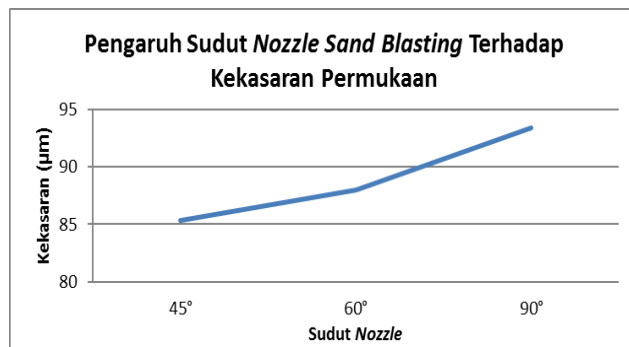
Gambar 3 Grafik Nilai HV Berdasarkan Jarak



Berdasarkan gambar 4.5 di atas dapat diketahui bahwa rata-rata kekerasan material paling tinggi sebesar 153.7 HV pada waktu 35 detik. kemudian paling rendah rata-rata kekerasan material sebesar 119.96 HV pada waktu 75 detik. Dari grafik terlihat bahwa polanya menurun, semakin besar waktu, maka semakin kecil rata-rata nilai kekerasan material.

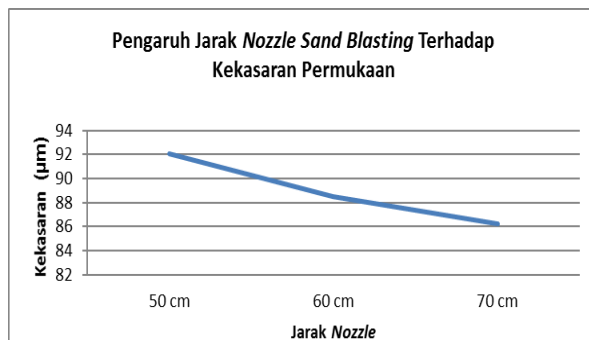
Gambar 4 Grafik Nilai HV Berdasarkan Waktu

3.2 Hasil Pegujian Roughness



Berdasarkan gambar 4.6 di atas dapat diketahui bahwa rata-rata kekasaran permukaan pada material uji paling tinggi sebesar 93.40 µm sudut 90°. Kemudian paling rendah rata-rata kekasaran permukaan pada material uji sebesar 85.36 µm pada sudut 45°. Dari grafik terlihat bahwa polanya meningkat, terjadi kenaikan seiring terjadi kenaikan sudut.

Gambar 5 Grafik Nilai RA Berdasarkan Sudut



Berdasarkan gambar 4.7 di atas dapat diketahui bahwa rata-rata kekasaran permukaan pada material uji paling tinggi sebesar 92.02 µm pada jarak 50 cm. Kemudian paling rendah rata-rata kekasaran permukaan pada material ujisebesar 86.22 µm pada jarak 70 cm. Dari grafik terlihat bahwa polanya menurun, terjadi penurunan setiap terjadi kenaikan jarak.

Gambar 6 Grafik Nilai RA Berdasarkan Jarak

Berdasarkan gambar 4.8 di atas dapat diketahui bahwa rata-rata kekasaran permukaan pada material uji paling tinggi sebesar 101.18 µm pada waktu 75 detik.

Kemudian paling rendah rata-rata kekasaran permukaan material ujisebesar 76.94 µm pada waktu 35 detik. Dari grafik terlihat bahwa polanya menaik, semakin besar waktu, maka semakin besar rata-rata kekasaran permukaan pada material uji.

Gambar 7 Grafik Nilai Ra Berdasarkan Waktu

3.3 Hasil Analisa Varian menggunakan Minitab

Tabel 1 Hasil Pengujian Anova Terhadap Kekerasan Material

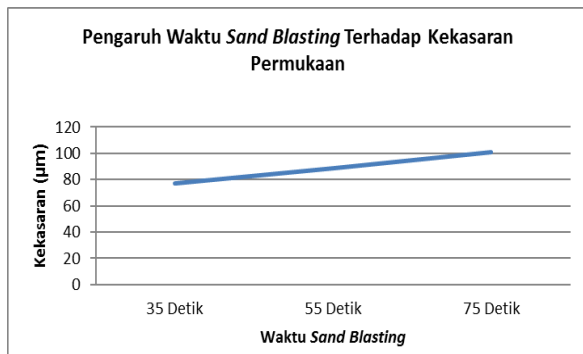
(Sumber : Dokumen Pribadi Minitab 17)

Perlakuan	Jumlah Kuat drat	D b	Kuat drat Tengah	F	Sig .
Sudut	2843.3	2	1421.7	8.40	0.002
Jarak	129.1	2	64.5	0.388	0.688
Waktu	5581.4	2	2790.7	16.49	0.000
Error	3385.3	2	169.3		
Total	11939.1	2			

Tabel 1 di atas menginformasikan bahwa pengujian pengaruh sudut penembakan terhadap kekerasan material menghasilkan statistik uji F sebesar 8.40 dengan probabilitas sebesar 0.002. Hal ini dapat diketahui bahwa probabilitas < alpha (5%), sehingga H₀ ditolak. Oleh karena itu, dapat dinyatakan bahwa minimal ada satu pasang sudut penembakan yang berbeda signifikan terhadap kekerasan material

Pengujian pengaruh jarak penembakan terhadap kekerasan material menghasilkan statistik uji F sebesar 0.38 dengan probabilitas sebesar 0.688. Hal ini dapat diketahui bahwa probabilitas > alpha (5%), sehingga H₀ diterima. Oleh karena itu, dapat dinyatakan bahwa tidak terdapat pengaruh yang signifikan jarak penembakan terhadap kekerasan material.

Pengujian pengaruh waktu penembakan terhadap kekerasan material menghasilkan statistik uji F sebesar 16.49 dengan probabilitas sebesar 0.000 Hal ini dapat diketahui bahwa probabilitas < alpha (5%), sehingga H₀ ditolak. Oleh karena itu, dapat dinyatakan bahwa minimal ada satu pasang waktu Penembakan yang berbeda signifikan terhadap kekerasan material.



Tabel 4.9 Hasil Pengujian Anova terhadap Kekasaran Permukaan

Perlakuan	Jumlah Kuadrat	Db	Kuadrat Tengah	F	Sig.
Sudut	302.45	2	151.22	40.01	0.000
Jarak	153.72	2	76.86	20.34	0.000
Waktu	2644.73	2	1322.36	349.90	0.000
Error	75.58	20	3.78		
Total	3176.48	26			

(Sumber : Dokumen Pribadi Minitab 17)

Tabel 2 di atas menginformasikan bahwa pengujian pengaruh sudut penembakan terhadap kekasaran permukaan pada material uji menghasilkan statistik uji F sebesar 40.01 dengan probabilitas sebesar 0.000. Hal ini dapat diketahui bahwa probabilitas < alpha (5%), sehingga H₀ ditolak. Oleh karena itu, dapat dinyatakan bahwa minimal ada satu pasang sudut penembakan yang berbeda signifikan terhadap kekasaran permukaan pada material uji.

Pengujian pengaruh jarak penembakan terhadap kekasaran permukaan pada material uji menghasilkan statistik uji F sebesar 20.34 dengan probabilitas sebesar 0.000. Hal ini dapat diketahui bahwa probabilitas < alpha (5%), sehingga H₀ ditolak. Oleh karena itu, dapat dinyatakan bahwa minimal ada satu pasang jarak penembakan yang berbeda signifikan terhadap kekasaran permukaan pada material uji.

Pengujian pengaruh waktu penembakan terhadap kekasaran permukaan material pada material uji menghasilkan statistik uji F sebesar 349.90 dengan probabilitas sebesar 0.000. Hal ini dapat diketahui bahwa probabilitas < alpha (5%), sehingga H₀ diterima. Oleh karena itu, dapat dinyatakan bahwa minimal ada satu pasang waktu penembakan yang berbeda signifikan terhadap kekasaran pada material uji.

4. KESIMPULAN

- Dari hasil uji anova menggunakan minitab 17® dengan hasil statistik uji F dengan alpha 5% pada parameter sudut *nozzle* dan waktu *sand blasting* mempunyai

pengaruh yang signifikan terhadap kekerasan material, sedangkan parameter jarak tidak mempunyai pengaruh yang signifikan terhadap kekerasan material

- Pada pengujian *hardness* pengaruh sudut *nozzle* 45° mempunyai rata-rata nilai kekerasan tertinggi sebesar 146.89 HV dan rata-rata nilai kekerasan terendah pada sudut *nozzle* 60° sebesar 121.71 HV, sedangkan pengaruh waktu *sand blasting* 35 detik mempunyai rata-rata nilai *hardness* tertinggi sebesar 153.7 HV dan rata-rata nilai kekasaran terendah pada waktu *sand blasting* 75 detik sebesar 119.96 HV.

- 2.a Dari hasil uji anova menggunakan minitab 17® dengan hasil statistik uji F dengan alpha 5% pada parameter sudut *nozzle*, jarak *nozzle*, dan waktu *sand blasting* mempunyai pengaruh yang signifikan terhadap kekasaran permukaan.

- Pada pengujian *roughness* sudut *nozzle* 90° mempunyai rata-rata kekasaran permukaan tertinggi sebesar 93.40 µm, dan nilai rata-rata terendah pada sudut *nozzle* 45° sebesar 85.36 µm, pada jarak *nozzle* 50 cm mempunyai nilai kekasaran permukaan tertinggi sebesar 92.02 µm dan nilai rata-rata nilai terendah pada jarak *nozzle* 70 cm sebesar 86.22 µm, sedangkan pada waktu *sand blasting* 75 detik mempunyai nilai rata-rata kekasaran permukaan tertinggi sebesar 101.18 µm dan nilai rata-rata terendah pada waktu *sand blasting* 35 detik sebesar 76.94 µm.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada:

- Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan materi, motivasi, kasih sayang, do'a, dan nasehat hidup bagi penulis.
- Bapak Budi prasojo, selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
- Bapak Fipka Bisono, selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
- Senior teknik perpipaan yang mau berbagi pengalaman dan dukungan dalam pengerjaan jurnal tugas akhir.

5. Teman-teman seperjuangan teknik perpipaan angkatan tahun 2013 yang telah memberikan motivasi, warna kehidupan, dan kebersamaan.
6. Pembimbing dari PT. Adhi Karya dan PT. KTE yang namanya tidak dapat disebut satu persatu.

6. DAFTAR PUSTAKA

ASCOATINDO,2007. *Coating Inspektor Muda*.Bandung; *corrosion Care Indonesia*
As'ad, Mahammad. 2008. *Pengaruh Tekanan Udara terhadap Nilai kekasaran pada Benda Kerja Plat dengan Bahan ST 37*

Pada Proses Sand Blasting. Jurusan Teknik Mesin. Universitas Muhammadiyah Surakarta

Erwin Sulisto.(2011). *Pengaruh Waktu dan Sudut Penyemprotan Pada proses Sand Blasting Terhadap Laju Korosi hasil pengecatan Baja AISI 430*

I made Widiyarta, (2015). *kekasaran permukaan baja karbon sedang akibat proses sandblasting dengan variasi tekanan dan sudut penyemprotan*.

Jamil, A'latul. 2012. *Perbandingan Kekuatan pengecatan Pada material yang Disand Blasting dan Tidak Disand Blasting*.Jurusan Teknik Perancangan dan Konstruksi kapal. Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.

Putu Hadi setyarini. (2011). *Optimasi Proses Sand Blasting Terhadap Laju Korosi Hasil Pengecatan Baja Aisi 430*

Rosida, Ardila.2015. *Analisis Kekasaran Permukaan pada Proses Sand Blasting dengan Variasi Jarak, Tekanan, dan sudut pada Pelat A 36 Menggunakan Metode Box Behnken*.Jurusan teknik Desain Manufaktur. Politeknik Perkapalan negeri Surabaya.

Suyitno, (2012). *Effect of cold working and sand blasting on the microhardness,tensile strength and corrosion resisyntance of AISI 316L stainless steel*.

ANALISA PENGARUH SUDUT, JARAK, DAN WAKTU TERHADAP KEKERASAN DAN KEKASARAN PERMUKAAN MATERIAL A36 PADA PROSES SAND BLASTING SEBAGAI BAHAN BAKU DEMIN WATER TANK

Nur Kholis Ghozali^{1*}, Budi Prasoso², Fipka Biso³

^{1,2,3}Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

Email: *ghozalinurkholis@gmail.com¹; *budiprasoso1968@gmail.com²; *Fipkabizz@gmail.com³

Abstrak

Demin water tank pada *project* PLTU Sintang yang terletak di kelurahan Kapuas Kanan Hilir, kecamatan Sintang, kabupaten Sintang Kalimantan Barat, sudah mulai tahap konstruksi pada tahun 2011, dibawah pengerjaan PT. Adhi Karya (Persero) divisi EPC, namun pada pengerjaannya hingga tahun 2016 belum dilakukan *painting* pada tangki, sehingga material telah lama terkorosi. Sebelum dilakukan proses *painting* terhadap *demin water tank* perlu dilakukan pembersihan korosi pada tangki untuk mendapatkan hasil yang maksimal dan menghambat laju korosi yang terjadi ketika tangki mulai digunakan.

Dalam hal ini menggunakan proses *sand blasting* dimana pada proses tersebut dapat merubah kekerasan dan kekerasan pada permukaan material yang nantinya akan sangat berpengaruh terhadap laju korosi hasil *painting*, oleh sebab itu perlu dilakukan proses *sand blasting* dalam hal ini yang akan menjadi variabel adalah sudut, jarak, dan waktu penembakan yang nantinya akan di uji kekerasan dan *hardness vickers*.

Pada pengujian *hardness* pengaruh sudut *nozzle* 45° mempunyai rata-rata nilai kekerasan tertinggi sebesar 146.89 HV dan rata-rata nilai kekerasan terendah pada sudut *nozzle* 60° sebesar 121.71 HV, sedangkan pengaruh waktu *sand blasting* 35 detik mempunyai rata-rata nilai *hardness* tertinggi sebesar 153.7 HV dan rata-rata nilai kekerasan terendah pada waktu *sand blasting* 75 detik sebesar 119.96 HV. Pada pengujian *roughness* sudut *nozzle* 90° mempunyai rata-rata kekasaran permukaan tertinggi sebesar 93.40 µm, dan nilai rata-rata terendah pada sudut *nozzle* 45° sebesar 85.36 µm, pada jarak *nozzle* 50 cm mempunyai nilai kekasaran permukaan tertinggi sebesar 92.02 µm dan nilai rata-rata nilai terendah pada jarak *nozzle* 70 cm sebesar 86.22 µm, sedangkan pada waktu *sand blasting* 75 detik mempunyai nilai rata-rata kekasaran permukaan tertinggi sebesar 101.18 µm dan nilai rata-rata terendah pada waktu *sand blasting* 35 detik sebesar 76.94 µm.

Kata kunci : *Sand Blasting*, kekerasan, kekasaran permukaan

1. PENDAHULUAN

Sand blasting adalah suatu proses pengerjaan logam dimana permukaan logam dibuat menjadi kasar dan rata dengan derajat kekerasan serta laju pengikisan tertentu sesuai dengan kebutuhan dengan cara menembakkan abrasives ke permukaan logam dengan permukaan tertentu. Proses *sand blasting* bertujuan agar permukaan logam menjadi kasar, sehingga cat atau bahan pelapis lain dapat menempel pada permukaan logam dengan baik, tidak mudah terkelupas dan terhindar dari korosi (dewadas 2007) dalam (rosyid 2011).

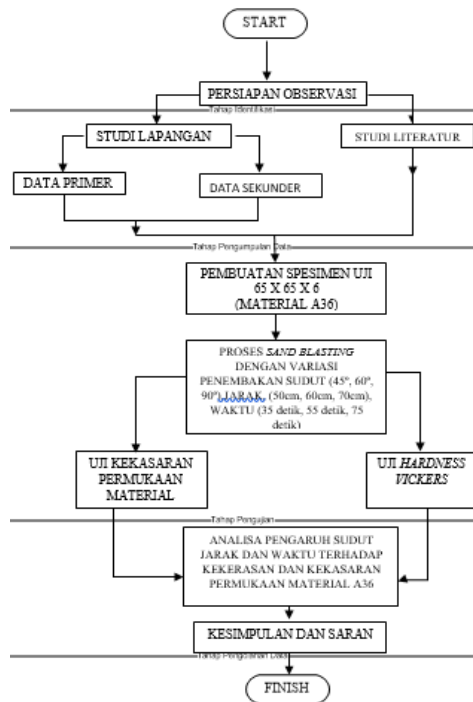
Hal-hal yang menentukan hasil *sand blasting* antara lain adalah keahlian operator, tekanan udara untuk penyemprotan, ukuran pasir yang digunakan, waktu penyemprotan

dan jarak penyemprotan. (metabrisive 2009) dalam (satyarni 2011). Tingkat kekerasan dan laju pengikisan permukaan adalah sangat penting, mengingat tingkat kekerasan akan sangat berpengaruh terhadap daya lekat bahan pelapis terhadap logam yang akan dilapisi (as'ad.2008). kekerasan permukaan *sand blasting* (*protective coating inspektortraining*,2003) kekerasan permukaan *sand blasting* di pengaruhi oleh beberapa hal antara lain :

5. Tipe dan ukuran *abrasive*
6. Jarak dari *nozzle* ke permukaan benda
7. Sudut *nozzle*
8. Aliran *abrasive* dari *hopper* ke selang *nozzle*

2. METODOLOGI

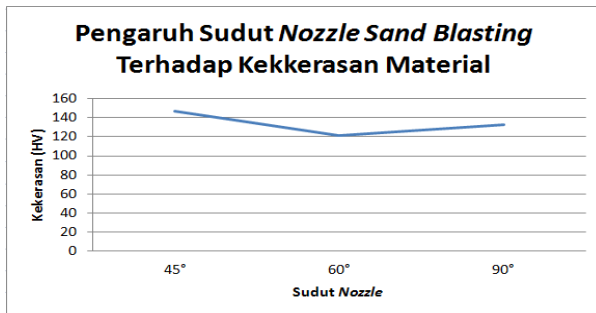
Diagram alir penelitian tugas akhir ini ditunjukkan pada Gambar 1 berikut ini :



Gambar 1 Diagram alir penelitian

12.2 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

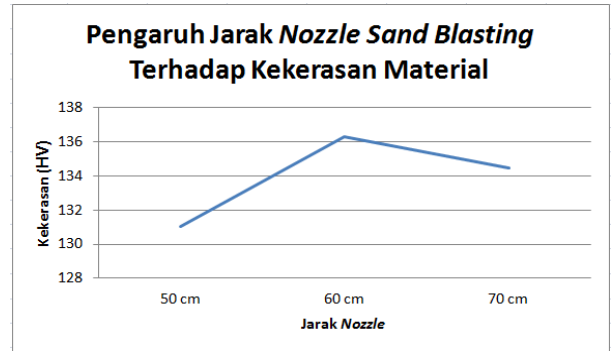
3.1 Hasil Pengujian hardness



Berdasarkan gambar 4.3 di atas dapat diketahui bahwa rata-rata kekerasan material paling tinggi sebesar 146.89 HV pada sudut 45°. kemudian paling rendah rata-rata kekerasan material sebesar 121.71 HV pada sudut 60°. Dari grafik terlihat bahwa polanya fluktuatif, terjadi kenaikan dan penurunan pada kenaikan

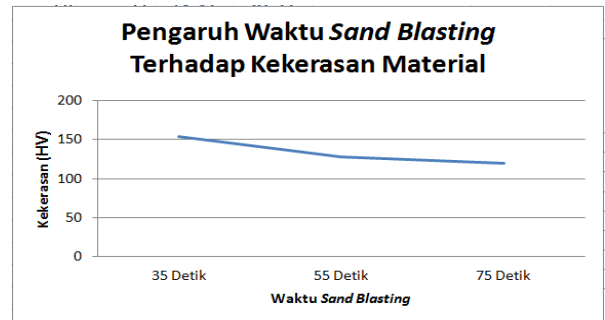
sudut.

Gambar 2 Grafik Nilai HV Berdasarkan Sudut



Berdasarkan gambar 4.4 di atas dapat diketahui bahwa rata-rata kekerasan material paling tinggi sebesar 136.29 HV pada jarak 60 cm. Kemudian paling rendah rata-rata kekerasan material sebesar 131.01 HV pada jarak 50 cm. Dari grafik terlihat bahwa polanya fluktuatif, terjadi kenaikan dan penurunan pada kenaikan jarak.

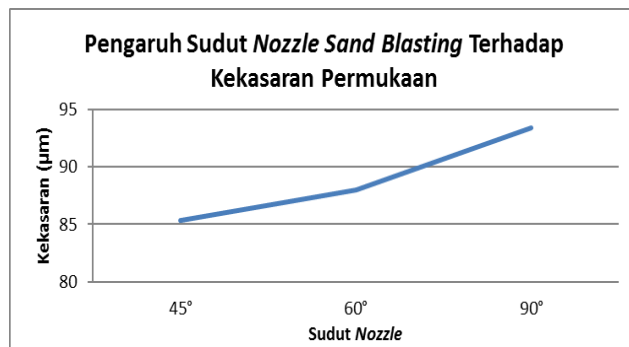
Gambar 3 Grafik Nilai HV Berdasarkan Jarak



Berdasarkan gambar 4.5 di atas dapat diketahui bahwa rata-rata kekerasan material paling tinggi sebesar 153.7 HV pada waktu 35 detik. kemudian paling rendah rata-rata kekerasan material sebesar 119.96 HV pada waktu 75 detik. Dari grafik terlihat bahwa polanya menurun, semakin besar waktu, maka semakin kecil rata-rata nilai kekerasan material.

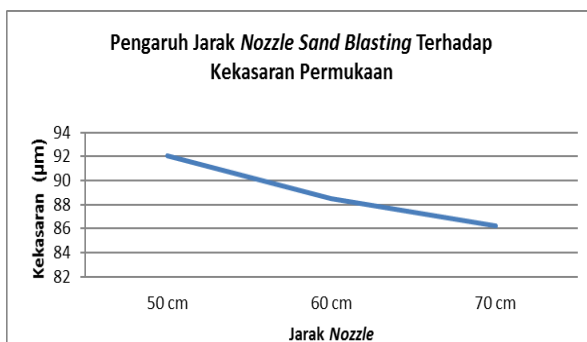
Gambar 4 Grafik Nilai HV Berdasarkan Waktu

3.2 Hasil Pegujian Roughness



Berdasarkan gambar 4.6 di atas dapat diketahui bahwa rata-rata kekasaran permukaan pada meterial uji paling tinggi sebesar 93.40 µm sudut 90°. Kemudian paling rendah rata-rata kekasaran permukaan pada material uji sebesar 85.36 µm pada sudut 45°. Dari grafik terlihat bahwa polanya meningkat, terjadi kenaikan seiring terjadi kenaikan sudut.

Gambar 5 Grafik Nilai RA Berdasarkan Sudut



Berdasarkan gambar 4.7 di atas dapat diketahui bahwa rata-rata kekasaran permukaan pada material uji paling tinggi sebesar 92.02 µm pada jarak 50 cm. Kemudian paling rendah rata-rata kekasaran permukaan pada material ujisebesar 86.22 µm pada jarak 70 cm. Dari grafik terlihat bahwa polanya menurun, terjadi penurunan setiap terjadi kenaikan jarak.

Gambar 6 Grafik Nilai RA Berdasarkan Jarak

Berdasarkan gambar 4.8 di atas dapat diketahui bahwa rata-rata kekasaran permukaan pada material uji paling tinggi sebesar 101.18 µm pada waktu 75 detik.

Kemudian paling rendah rata-rata kekasaran permukaan material ujisebesar 76.94 µm pada waktu 35 detik. Dari grafik terlihat bahwa polanya menaik, semakin besar waktu, maka semakin besar rata-rata kekasaran permukaan pada material uji.

Gambar 7 Grafik Nilai Ra Berdasarkan Waktu

3.3 Hasil Analisa Varian menggunakan Minitab

12.2.1.1.1.1 Tabel 1 Hasil Pengujian Anova Terhadap Kekerasan Material

(Sumber : Dokumen Pribadi Minitab 17)

Perlakuan	Jumlah	D	Kuat	F	Sig.
	Kuat	b	drat		
	drat		Tengah		
Sudut	2843.3	2	1421.7	8.40	0.002
Jarak	129.1	2	64.5	0.38	0.688
Waktu	5581.4	2	2790.7	16.49	0.000
Error	3385.3	2	169.3		
Total	11939.1	2	6		

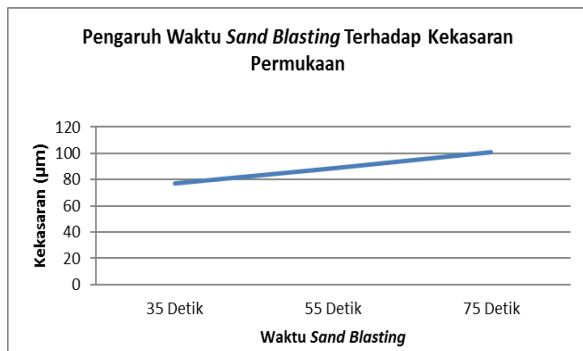
Tabel 1 di atas menginformasikan bahwa pengujian pengaruh sudut penembakan terhadap kekerasan material menghasilkan statistik uji F sebesar 8.40 dengan probabilitas sebesar 0.002. Hal ini dapat diketahui bahwa probabilitas < alpha (5%), sehingga H0 ditolak. Oleh karena itu, dapat dinyatakan bahwa minimal ada satu pasang sudut penembakan yang berbeda signifikan terhadap kekerasan material

Pengujian pengaruh jarak penembakan terhadap kekerasan material menghasilkan statistik uji F sebesar 0.38 dengan probabilitas sebesar 0.688. Hal ini dapat diketahui bahwa probabilitas > alpha (5%), sehingga H0 diterima. Oleh karena itu, dapat dinyatakan bahwa tidak terdapat pengaruh yang signifikan jarak penembakan terhadap kekerasan material.

Pengujian pengaruh waktu penembakan terhadap kekerasan material menghasilkan statistik uji F sebesar 16.49 dengan probabilitas sebesar 0.000 Hal ini dapat diketahui bahwa probabilitas < alpha (5%), sehingga H0 ditolak. Oleh karena itu, dapat dinyatakan bahwa

minimal ada satu pasang waktu Penembakan yang berbeda signifikan terhadap kekerasan material.

12.2.1.1.1.2 Tabel 4.9 Hasil Pengujian



Anova
terhadap
Kekasaran
Permukaan

Perlakuan	Jumlah Kuadrat	Db	Kuadrat Tengah	F	2. a. Sig.
Sudut	302.45	2	151.22	40.01	0.000
Jarak	153.72	2	76.86	20.34	0.000
Waktu	2644.73	2	1322.36	349.90	0.000
Error	75.58	20	3.78		
Total	3176.48	26			

(Sumber : Dokumen Pribadi Minitab 17)

Tabel 2 di atas menginformasikan bahwa pengujian pengaruh sudut penembakan terhadap kekasaran permukaan pada material uji menghasilkan statistik uji F sebesar 40.01 dengan probabilitas sebesar 0.000. Hal ini dapat diketahui bahwa probabilitas < alpha (5%), sehingga H₀ ditolak. Oleh karena itu, dapat dinyatakan bahwa minimal ada satu pasang sudut penembakan yang berbeda signifikan terhadap kekasaran permukaan pada material uji.

Pengujian pengaruh jarak penembakan terhadap kekasaran permukaan pada material uji menghasilkan statistik uji F sebesar 20.34 dengan probabilitas sebesar 0.000. Hal ini dapat diketahui bahwa probabilitas < alpha (5%), sehingga H₀ ditolak. Oleh karena itu, dapat dinyatakan bahwa minimal ada satu pasang jarak penembakan yang berbeda signifikan terhadap kekasaran permukaan pada material uji

Pengujian pengaruh waktu penembakan terhadap kekasaran permukaan material pada material uji menghasilkan statistik uji F sebesar 349.90 dengan probabilitas sebesar 0.000. Hal ini dapat diketahui bahwa probabilitas < alpha (5%), sehingga H₀ diterima. Oleh karena itu, dapat dinyatakan bahwa minimal ada satu

pasang waktu penembakan yang berbeda signifikan terhadap kekasaran pada material uji.

4. KESIMPULAN

1 a. Dari hasil uji anova menggunakan minitab 17® dengan hasil statistik uji F dengan alpha 5% pada parameter sudut *nozzle* dan waktu *sand blasting* mempunyai pengaruh yang signifikan terhadap kekerasan material, sedangkan parameter jarak tidak mempunyai pengaruh yang signifikan terhadap kekerasan material

b. Pada pengujian *hardness* pengaruh sudut *nozzle* 45° mempunyai rata-rata nilai kekerasan tertinggi sebesar 146.89 HV dan rata-rata nilai kekerasan terendah pada sudut *nozzle* 60° sebesar 121.71 HV, sedangkan pengaruh waktu *sand blasting* 35 detik mempunyai rata-rata nilai *hardness* tertinggi sebesar 153.7 HV dan rata-rata nilai kekasaran terendah pada waktu *sand blasting* 75 detik sebesar 119.96 HV.

2. a. Dari hasil uji anova menggunakan minitab 17® dengan hasil statistik uji F dengan alpha 5% pada parameter sudut *nozzle*, jarak *nozzle*, dan waktu *sand blasting* mempunyai pengaruh yang signifikan terhadap kekasaran permukaan.

b. Pada pengujian *roughness* sudut *nozzle* 90° mempunyai rata-rata kekasaran permukaan tertinggi sebesar 93.40 µm, dan nilai rata-rata terendah pada sudut *nozzle* 45° sebesar 85.36 µm, pada jarak *nozzle* 50 cm mempunyai nilai kekasaran permukaan tertinggi sebesar 92.02 µm dan nilai rata-rata nilai terendah pada jarak *nozzle* 70 cm sebesar 86.22 µm, sedangkan pada waktu *sand blasting* 75 detik mempunyai nilai rata-rata kekasaran permukaan tertinggi sebesar 101.18 µm dan nilai rata-rata terendah pada waktu *sand blasting* 35 detik sebesar 76.94 µm.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan materi, motivasi, kasih sayang, do'a, dan nasehat hidup bagi penulis.
2. Bapak Budi prasojo, selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.

3. Bapak Fipka Bisono, selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
4. Senior teknik perpipaan yang mau berbagi pengalaman dan dukungan dalam pengerjaan jurnal tugas akhir.
5. Teman-teman seperjuangan teknik perpipaan angkatan tahun 2013 yang telah memberikan motivasi, warna kehidupan, dan kebersamaan.
6. Pembimbing dari PT. Adhi Karya dan PT. KTE yang namanya tidak dapat disebut satu persatu.

6. DAFTAR PUSTAKA

- ASCOATINDO,2007. *Coating Inspektor Muda*.Bandung; *corrosion Care Indonesia*
- As'ad, Mahammad. 2008. *Pengaruh Tekanan Udara terhadap Nilai kekasaran pada Benda Kerja Plat dengan Bahan ST 37*
- Pada Proses Sand Blasting*. Jurusan Teknik Mesin. Universitas Muhammadiyah Surakarta
- Erwin Sulisto.(2011). *Pengaruh Waktu dan Sudut Penyemprotan Pada proses Sand Blasting Terhadap Laju Korosi hasil pengecatan Baja AISI 430*
- I made Widiyarta, (2015). *kekasaran permukaan baja karbon sedang akibat proses sandblasting dengan variasi tekanan dan sudut penyemprotan*.
- Jamil, A'latul. 2012. *Perbandingan Kekuatan pengecatan Pada material yang Disand Blasting dan Tidak Disand Blasting*.Jurusan Teknik Perancangan dan Konstruksi kapal. Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
- Putu Hadi setyarini. (2011). *Optimasi Proses Sand Blasting Terhadap Laju Korosi Hasil Pengecatan Baja Aisi 430*
- Rosida, Ardila.2015. *Analisis Kekasaran Permukaan pada Proses Sand Blasting dengan Variasi Jarak, Tekanan, dan sudut pada Pelat A 36 Menggunakan Metode Box Behnken*.Jurusan teknik Desain Manufaktur. Politeknik Perkapalan negeri Surabaya.
- Suyitno, (2012). *Effect of cold working and sand blasting on the microhardness,tensile strength and corrosion resisyntance of AISI 316L stainless steel*.

Study Eksperimen Perbandingan Coating Inorganic Zinc dan Silicon As Dengan Pengujian Backing Thermal Sensitivity dan Bending Test

Mada Subangkit^{1*}, M. Muhadi Eko Prayitno², Fipka Biso³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}
Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{2,3}

E-mail: madasubangkit05@gmail.com^{1*}; mmekop@yahoo.com^{2*}; fipkabiz@gmail.com^{3*}

Abstrak

Buckstay boiler adalah sebuah support yang menyangga panel-panel boiler. Setiap *buckstay* mampu menahan beban dan induksi panas yang berkontak dengan panel boiler, hal inilah perlu adanya pemilihan *coating* yang tepat agar mampu mencegah dan memperpanjang umur *buckstay boiler* tersebut. Studi eksperimen perbandingan *coating Inorganic Zinc* dan *Silicon As*. Pengujian yang dilakukan meliputi pengujian ketahanan panas dan fleksibilitas. Variasi yang digunakan pada penelitian ini yaitu variasi tebal kering cat (*Dry film thickness*) range 20 μm – 40 μm , 50 μm - 70 μm , 80 μm - 120 μm dan variasi jenis *coating*.

Kata Kunci : *Coating Inorganic Zinc, Silicon As, Backing Thermal Test, Bending Test.*

1. PENDAHULUAN

Coating pada *buckstay* dituntut mempunyai kualitas yang baik. Karena mengingat pada saat proses *running boiler* di lapangan mampu menahan *thermal high temperatur* pada panas boiler dan mampu memberikan *fleksibilitas* sehingga dapat menghambat korosi pada temperatur. Maka dari itu diperlukan tahapan dan parameter yang baik dan ideal saat proses produksi *coating*, agar *coating* pada *buckstay* yang dihasilkan mempunyai kualitas yang baik dan tahan terhadap perlakuan saat konstruksi dan *running* di lapangan sehingga dapat melindungi *buckstay* secara sempurna. perbandingan kualitas ketahanan *thermal high temperatur* dan fleksibilitas *coating Inorganic Zinc* dengan *Silicon AS* dengan pengujian *Backing Thermal Sensitivity test* dan *bending test* dengan memperhitungkan perbandingan faktor ekonomisnya. Dengan judul “ Studi eksperimen perbandingan *coating Inorganic Zinc* dan *Silicon AS* dengan pengujian *backing thermal sensitivity dan bending Test*

cat adalah 40 μm , 70 μm , 120 μm . Dari variasi yang telah diberikan, dilakukan pengujian pada *coating Inorganic Zinc* dan *Silicon AS* pada masing-masing ketebalan kering cat menggunakan pengujian *Backing Thermal Sensitivity Test* dan *Bending Test*.

2.2 Tahap Penelitian

Metode pengujian yang digunakan pada penelitian ini mengacu pada standard *ASTM D2485 “Standard test methods for evaluating degree of evaluating coatings for high temperature service”, ASTM D610-01 “Standard test methods for evaluating degree of rusting on painted steel surfaces”, ASTM D660 “Standard test methods for evaluating degree of checking of exterior paints” ISO 4628 “Assessment of degree of rusting”, ASTM E 290 - 97a “Standard test methods for band testing of material for ductility”* yang dilaksanakan di *Laboratorium Metalurgi dan Material Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya* dan *Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya*.

2.2.1 Tahap Blasting

Pada tahapan ini material plat dibersihkan dari karat, *mill scale*, debu minyak, dan kontaminasi. Tingkat kebersihan yang di haruskan pada poses *blasting* menggunakan *Near White Cleaning (SSPC SP – 10)* Sa 21/2. Gambar 1 adalah gambar material

2. METODOLOGI

2.1. Prosedur Penelitian

Penelitian ini dilakukan dengan memvariasikan temperatur aplikasi *coating Inorganic Zinc* dan *Silicon As* pada *buckstay*. Variasi ketebalan kering

specimen yang akan di *blasting* dan dilakukan proses pengecatan.



Gambar 1. material specimen

Berikut adalah gambar material yang sudah dilakukan proses *blasting*. Dengan pengecekan hasil material yang sudah di *blasting* menggunakan standart SSPC VIS-1 Gambar 2 material hasil *blasting check* menggunakan SSPC Vis-1.



Gambar 2. material hasil *blasting check* menggunakan SSPC Vis-1



Gambar 4(b). Specimen setelah dipanaskan di dalam furnace

2.2.1 Tahap coating

Pada tahapan ini dilakukan proses pencampuran cat yang akan diaplikasikan pada material. *mixing coating*. Pencampuran komponen base A dan base B dan penambahan thinner menggunakan mesin pengaduk. Hal ini dilakukan agar semua komponen utama liquid *coating* dapat tercampur dengan sempurna. Gambar 3. (a), (b), dan (c) menunjukkan proses tahapan *coating* material



Gambar 3(a). Liquid coat inorganic zinc dan silicon as



Gambar3(b). *Mixing coating*



Gambar 3(c). *Spray coating*



Gambar3(d). mengukur dry

2.2. Pengujian *Backing Thermal Sensitivity*

Pengujian *backing thermal sensitivity* dilakukan untuk mengetahui karakteristik lapisan film terhadap ketahanan panas. Pengamatan struktur metalografi dilakukan untuk melihat penyebaran dan besar cacat *coating*, bentuk ikatan *coating* dengan *substrat* baja standard ASTM D2485 “*Standard test methods for evaluating degree of evaluating coatings for high temperature service*”, ASTM D610-01 “*Standard test methods for evaluating degree of rusting on painted steel surfaces*”. Gambar 4(a). adalah proses pemanasan pada temperaur 100° C, 200 °C, 400 °C dan 450° C dengan hoding time 240 menit. Gambar 4(b). adalah indikasi pengaruh proses pemanasan terhadap daerah lapisan *coating*. Gambar 4(c). pengamatan struktur metalografi dilakukan untuk melihat penyebaran dan besar

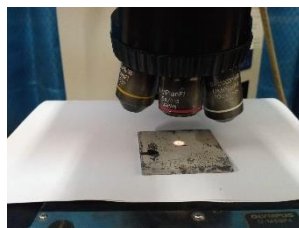
cacat *coating*, bentuk ikatan *coating* dengan *substrat* baja.



Gambar 4(a). Pemanasan specimen pada furnace



Gambar 4(b). Specimen setelah dipanaskan di dalam furnace



Gambar 4(c). Uji metalografi

2.3. Pengujian *Bending test*

Pada tahap ini dilakukan pengambilan specimen untuk uji *bending test*. Specimen diambil langsung dari material plat yang telah di *coating Inorganic Zinc* dan *Silicon As*, kemudian dibentuk sesuai kebutuhan untuk pengujian. Gambar 5(a). menunjukkan mesin bending test dengan sistem komputerisasi dapat menunjukkan nilai gaya tekan terhadap pembebanannya. Gambar 5(b). menunjukkan proses penekanan mandreterhadap specimen. Gambar 5(c). menunjukkan hasil pengujian bending.



Gambar 5(a). Bending machine UTM dartec



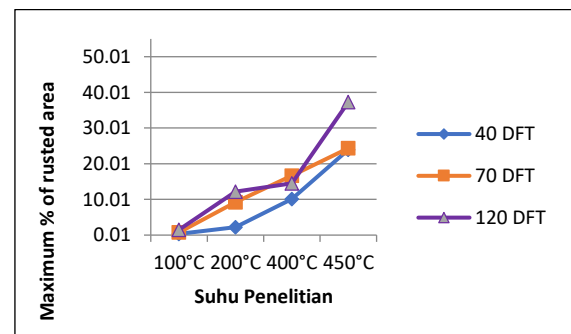
Gambar 5(b). Proses uji bending dartec



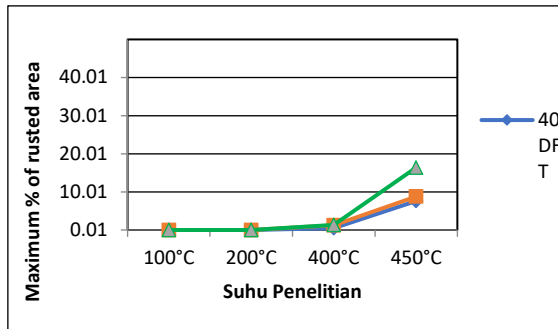
Gambar 5(c). Hasil uji Bending

3 HASIL DAN PEMBAHASAN

3.2 Hasil pengujian *backing thermal sensitivity coating silicon As* dan *coating inorganic zinc*



Gambar 6(a). grafik Pengaruh temperatur terhadap Rust area (ketebalan coating silicon As 40 µm, 70 µm , 120 µm)



Gambar 6(b). Gambar 4.26 grafik Pengaruh Suhu terhadap Rust grade (ketebalan coating Inorganic Zinc 40 µm, 70 µm, 120 µm)

Dengan melihat data gambar 6(a) diatas menunjukkan bahwa dengan ketebalan lapisan *coating* 40 µm yang dipanaskan selama 240 menit pada suhu 100° C menunjukkan nilai *rust area* sebesar 0,36 %, pada suhu 200° C menjadi 2,23 %, suhu 400° C menjadi 10,15 % dan pada suhu 450° C naik menjadi 23,96 %.

Dengan melihat data gambar 6(b) diatas menunjukkan bahwa dengan ketebalan lapisan *coating* 40 µm yang dipanaskan selama 240 menit pada suhu 100° C menunjukkan nilai *rust area* sebesar 0,01 %, pada suhu 200° C menjadi 0,01 %, suhu 400° C menjadi 0,51 % dan pada suhu 450° C naik menjadi 7,60 %. Dengan melihat data gambar 6(a). dan 6(b). diatas menunjukkan bahwa semakin tinggi temperatur pemanasan maka semakin besar nilai *rust grade* pada *coating*. Berdasarkan hasil pengamatan metalurgi *coating* dapat diketahui bahwa besarnya pori yang terjadi hal ini juga berpengaruh terhadap ketahanan *inertness*, tetapi pada penambahan tebal dari *coating* malah menurunkan performa ketahanan *adhesion* terhadap ketahanan temperatur. artinya ketebalan lapisan yang tebal belum tentu bagus pada aplikasi *coating* pada *substrat* dikarenakan lapisan yang sangat tebal akan mengurangi efek *barrier* dan *cohesion*.

3.3 Hasil pengujian *bending coating silicon As* dan *coating inorganic zinc*

Pembebanan dikendalikan dengan komputer yang juga berfungsi sebagai sistem akuisisi data. Selama pengujian, data berupa gaya (*force*) dan perpindahan (*stroke* atau *extension*). Standar pengujian yang digunakan adalah ASTM E-290 – 97a

Tabel 1 hasil pengujian *bending test silicon As* dan *inorganic zinc*

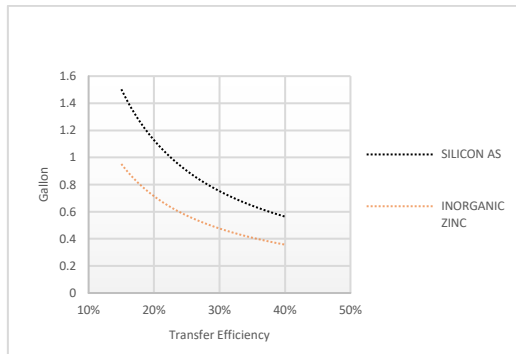
crack pada silicon as			crack pada inorganic zinc		
Parameter	Besaran	Satuan	Parameter	Besaran	Satuan
20 µm - 40 µm	0	mm	20 µm - 40 µm	0	mm
50 µm - 70 µm	0,93	mm	50 µm - 70 µm	3,2	mm
80 µm - 120 µm	2,9	mm	80 µm - 120 µm	7,8	mm

Dari tabel1. diatas memperlihatkan benda uji *coating silicon as* dan *inorganic zinc* memiliki perbedaan nilai cacat *crack*. Pada pengujian fleksibilitas spesimen hingga penekukan sebesar 180°. Lebar cacat *crack* pada range ketebalan 50 µm - 70 µm untuk *coating silicon as* adalah 0,93 mm, sedangkan *coating inorganic zinc* 3,2 mm. Selanjutnya pada ketebalan range 80 µm - 120 µm lebar cacat *coating silicon as* adalah 2,9 mm dan *coating inorganic zinc* 7,85

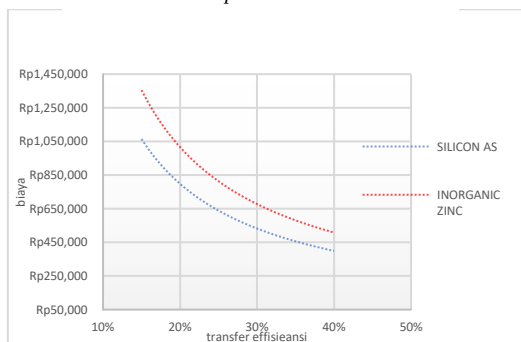
menunjukkan bahwa cat yang baik fleksibilitasnya adalah *coating silicon as*. Menunjukkan daya lekat yang baik terhadap plat yang dilindunginya dengan mengidentifikasi ukuran nilai cacat *crack* yang lebih kecil dibandingkan *coating inorganic zinc*. Fleksibilitas *coating* dapat dipengaruhi oleh tebal lapisan *coating* dan *chemical composition* serta proses *curing*. Karena semakin tipis *coating* maka akan semakin besar daya rekatnya begitu pula sebaliknya. Semakin tebal lapisan *coating* maka akan mengurangi gaya adhesinya dan mengurangi *curing*.

4 .Analisa Perbandingan Ekonomis *Coating Silicon As* dan *Inorganic Zinc*

Analisa perbandingan ekonomis ini dilakukan untuk membandingkan berapa kebutuhan cat yang digunakan pada proyek ini. Dari perhitungan ekonomis dibuat grafik untuk menunjukkan perbandingan harga dan efisiensi dari masing - masing *coating*



Gambar 8(a). grafik Transfer efisiensi terhadap kebutuhan cat



Gambar 8(b). grafik Transfer efisiensi terhadap biaya cat

Dari gambar 8(a), merupakan hasil perhitungan analisa ekonomis pada *coating silicon as* dan *Inorganic Zinc* yang sudah dibuat grafik. Dapat dilihat bahwa adanya perbedaan nilai *efisiensi transfer spray* antara *coating silicon as* dan *Inorganic Zinc* dipengaruhi oleh *volume solid* tiap kandungan masing - masing *coating* yang dapat dilihat dari *technical data sheet* sehingga berpengaruh pada kebutuhan *coating* yang dibutuhkan. Nilai *efisiensi transfer spray* 15 % untuk *silicon as* adalah 1,50 gal dan *Inorganic Zinc* 0,95 gal. Sedangkan pada *efisiensi transfer spray* 40 % adalah 0,56 gal untuk *silicon as* dan 0,36 gal untuk *inorganic zinc*. Sehingga nilai *efisiensi transfer spray* yang sangat efisien adalah *coating inorganic zinc*. Hal ini dapat menghemat kebutuhan operasional *coating* dalam project tersebut.

Dari gambar 8(b), grafik merupakan hasil perhitungan analisa ekonomis pada *coating silicon as* dan *inorganic zinc* yang sudah di buat grafik dapat dilihat bahwa grafik tas menunjukkan hubungan *efisiensi transfer spray* terhadap total biaya. Dapat dilihat bahwa adanya perbedaan nilai *efisiensi transfer spray* antara *coating silicon as* dan *inorganic zinc* dipengaruhi oleh *volume solid* dan *film thicknes* tiap kandungan masing-masing *coating* yang dapat dilihat dari *technical data*

sheet sehingga berpengaruh pada biaya ekonomis *coating* yang diperlukan. Nilai *efisiensi transfer spray* 15% untuk *Silicon As* adalah Rp 1.064.258,- dan *Inorganic Zinc* sebesar Rp 740.092,-.

Sedangkan pada *efisiensi transfer spray* 40 % adalah Rp 399.09,- untuk *Silicon As* dan Rp 277.534,- untuk *Inorganic Zinc*. Sehingga dapat kita ketahui *coating inorganic zinc* lebih ekonomis dibandingkan dengan *coating silicon as*.

5. KESIMPULAN

Kesimpulan dari penelitian tugas akhir ini adalah:

1. Jenis *coating inorganic zinc* lebih tahan terhadap temperatur tinggi dari pada *coating silicon as*. Hal ini bisa dilihat dari nilai *rust area* pad temperatur 100° C ketebalan lapisan 40 µm nilai *rust area* nya adalah 0,01 % dan *coating silicon as* 0,36 %. Begitu pula pada temperatur 200° C sampai 450° C
2. Jenis *coating silicon as* lebih fleksibel dari pada *coating inorganic zinc* Hal ini bisa dilihat dari nilai cacat *crack* yang diterima terhadap penekukan sudut *bending* 180° tebal lapisan range 50 µm - 70 µm, adalah 0,93 mm dan pada *coating inorganic zinc* tebal lapisan range 50 µm – 70 µm adalah 3,27 mm.
3. Jenis *coating inorganic zinc* lebih ekonomis dari pada *coating silicon as*. Hal ini bisa dilihat dari nilai biaya kebutuhan aplikasinya. Pada *coating inorganic zinc* efisiensi *transfer spray* 15 % biaya kebutuhannya sebesar Rp Rp740.092,- dan untuk *coating silicon as* sebesar Rp 1.064.258,-. Sedangkan pada efisiensi *transfer spray* 40 % untuk *inorganic zinc* adalah Rp 277.543,- dan untuk *coating silicon as* Rp 399.097,-..

5 DAFTAR PUSTAKA

1. ASTM D660, *Standard test methods for evaluating degree of checking of exterior paints*
2. ASTM D610-01, *Standard test methods for evaluating degree of rusting on painted steel surfaces*
3. ASTM D2485, *Standard test methods for evaluating degree of evaluating coatings for high temperature service*
4. Ascoatindo Handbook, (2015). Pelatihan Coating Inspector Level 1
5. Dale P. Bentz and jonathan W. Martin (1987). *Using the computer to analyze coating defects*

6. ISO 4628, *Assessment of degree of rusting*, ASTM E 290 -97a *Standard test methods for bend testing of material for ductility*
7. Miko Invik. *New T- Bend testing method to examine formability of color coated steel sheet in different temperatur*
8. NACE *coating and Inspector Hanbook*
9. R. Talbert – *Paint Technology Handbook*
10. T. Easton, Dow Corning Ltd. *Silicones in coating*
11. Teknologi Publishing Company. (2015) *Paint square journal of proctective coating and lining*
12. Umesh G, biradar Mallikarjun, Dr. C.S. Ramesh (2014). *Analysis of bending stresses on coating materials by experimental and FE method*

Analisa Pigging Stuck pada Bending Pipa API 5L X-52 Diameter 24 Inch pada Proses Cleaning Pipeline Jalur Pipeline Arun – Belawan

Nur Qonitatin^{1*}, Raden Dimas Witjonarko², Subagio So'im³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia³

Email: qonitatin24@gmail.com^{1*}; dimasendro@gmail.com^{2*}; bagiosoim@gmail.com^{3*};

Abstrak

Gas pipeline project merupakan proyek yang melibatkan sistem perpipaan yang cukup kompleks dan rumit. Oleh karena fluida yang dialirkan berupa gas yang memiliki tekanan dan temperatur yang cukup tinggi maka perlu adanya tingkat pemeriksaan. Sistem *pigging* merupakan salah satu tahapan *cleaning internal* pipayang harus dilakukan.

Pada tugas akhir ini membahas analisa faktor terjadinya *pig stuck* pada area *bending* pipa yang akan dihitung secara manual dan dengan dimodelkan menggunakan *software ansys 17.2*. Analisa dan perhitungan dilakukan untuk mendapatkan sudut optimal dan juga metode pembendingan yang optimal untuk digunakan agar tidak terjadi *pig stuck*. Hasil perhitungan pada penurunan gradien berdasarkan perbedaan sudut pada kedua proses yakni sudut 17°, 30°, 45°, dan 90° diperoleh bahwa pada sudut terkecil memiliki nilai *pressure drop* yang kecil. Namun pemilihan sudut bukan satu-satunya faktor yang dipertimbangan dalam memilih metode pembendingan. Ada faktor lain yang harus diperhatikan dalam memilih metode pembendingan seperti nilai *ovality factor*.

Hasil *software Ansys 17.2* menunjukkan bahwa dengan nilai sudut 17° terjadi penurunan tekanan atau peningkatan *pressure drop* yang selanjutnya peningkatan tersebut menyebabkan peningkatan kecepatan yang menunjukkan bahwa *PIG stuck* pada peningkatan ekstrem. Dengan demikian, perencanaan penggunaan jenis metode dan desain *bending* yang tepat untuk proyek *gas pipeline* dapat diketahui, untuk mengurangi kegagalan pada proyek *pipeline* selanjutnya yang mengharuskan pipa yang telah di *tie in* harus dipotong kembali akibat adanya *pig stuck* tersebut.

Kata kunci : *gas pipeline, pigging, bending, ovality, gradien tekanan*

1. PENDAHULUAN

Pigging stuck adalah salah satu kegagalan pada proses *pigging* pada proses pembersihan internal atau dalam pipa dimana *PIG* berhenti pada bagian pipa pada saat pengoperasian.

Pigging stuck terjadi biasanya pada area *bending* atau belokan pipa. Pada penelitian ini dilakukan untuk menganalisa faktor – faktor penyebab dari *pigging stuck* dan membandingkan metode fabrikasi pembendingan yang efektif antara metode *hot bend* dan *cold bend*. Penelitian ini dilakukan untuk mengurangi kegagalan pada proyek *pipeline* selanjutnya yang mengharuskan pipa

yang telah *tie in* harus dipotong kembali akibat adanya *pigging stuck* tersebut.

2. METODOLOGI .

2.2 Prosedur Penelitian

Perhitungan dan pemodelan bending pipa menggunakan beberapa variasi sudut pembendingan. Diameter pipa yang digunakan adalah 24 inch dengan ketebalan 0.5 inch material API 5L Gr. X-52. Perhitungan dan analisa meliputi 3 aspek, yaitu analisa dari nilai penipisan dinding pipa, nilai *ovality bending*, dan nilai *pressure gradient* atau penurunan nilai tekanan.

2.3 Wall thinning atau penipisan dinding

Wall thinning merupakan penipisan dinding pipa yang dapat terjadi pada saat proses *bending*, dimana penipisan terjadi pada area *extrados* pipa atau area luar tekukan. *Wall thickness thinning* yang diizinkan tidak boleh kurang dari ketebalan desain dari pipa. Indikasi penipisan dinding pada *hot bend* pada bagian *extrados bend* dapat dihitung dengan persamaan berikut yang mengacu pada BS 8010 (2004).

$$B_t = \frac{50}{n+1} \quad (1)$$

Dimana,

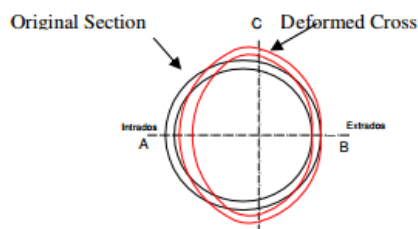
B_t = *bend thinning*, %

n = *inner radius diameter*

divided by pipe diameter

2.4 Nilai ovality

Ovality atau *flattening* pada bagian *bending* pipa adalah cacat utama. *Ovality* pada bagian *bending* pipa menyebabkan deformasi pada area *cross section* dan mengurangi kekuatan *bending*, sehingga mudah terjadi buckling (Alexander Fred D. & Shaw R.M, 1985).



Gambar 1 Deformasi (*Ovality*) Pada Pipa

(Sumber : *All Indian Manufacturing Technology, Design and Research Conference*, 2014)

Formula dibawah ini untuk menentukan nilai *ovality* pada *bending* :

$$ovality \% = \frac{Max\ OD - Min\ OD}{Nominal\ OD} \times 100 \quad (2)$$

Para. 129.1 pada ASME B31.1 adalah merujuk kepada PFI (*Pipe Fabrication Institute*) ES-24 yakni yakni perbedaan antara

diameter maksimum dan minimum tidak melebihi 8% dari rata-rata OD yang diukur dari bagian lurus pipa kecuali melalui kesepakatan antara pembeli dan fabrikator.

2.5 Pressure Gradient atau penurunan tekanan

Pressure drop merupakan istilah yang digunakan untuk menggambarkan penurunan tekanan dari satu titik dalam pipa. *Pressure drop* merupakan hasil dari gaya gesek pada fluida ketika mengalir pada pipa. Salah satu parameter penting dalam mendesain *capsule transporting pipeline* adalah nilai *pressure drop* pada pipa yang membawa *capsule* dan terkait dengan *fitting* seperti *bending pipe*. Menurut jurnal *Pressure Drop In Capsule Transporting Bends Carrying Spherical Capsules* nilai dari *pressure drop* pada pipa yang membawa *capsule* pada *bending* dapat dihitung menggunakan persamaan berikut.

$$\left(\frac{\Delta p}{L}\right) = \frac{n \times \rho \times V^2}{2D} \times f_m \quad (3)$$

Dimana f_m adalah *friction factor* untuk *mixture* dari *capsule* dan fluida pada *bending*. f_m diekspresikan sebagai :

$$f_m = f_a + f_c \quad (4)$$

Dimana f_a adalah *friction factor* dari pipa dan f_c adalah *friction factor* dari *capsule* atau *PIG* yang dapat dihitung melalui persamaan berikut:

$$f_a = \frac{(0,06 \times \sin \theta) - 0,177}{Re_a^{0,2}} \quad (5)$$

$$f_c = \{(0,0025 \times N) + (0,0014 \times \sin \theta) - 0,0021\} \frac{e^{(7,5 \times k)}}{Re_c^{0,2}} \quad (6)$$

Dimana nilai Re atau *reynould number* dapat diperoleh dari persamaan berikut

$$Re = \frac{\rho DV}{\mu} \quad (7)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Data Penelitian

a. Data Bending

Tabel 1 Data properties bending

N o.	Parameter	Hot Bend	Cold Bend
1	OD (Outside Diameter) (inch/m)	24/0,6096	24/0,6096
2	Bending temperature (°C/°F)	25/45	Ambient temperature
3	Bending Radius (m)	5D (0,3048)	40D (24,384)
4	Bending Angle (°)	30 ; 45 ; 90	17

b. Data Piggging

Tabel 2 Data Properties Piggging

Parameter	Symbol	Value	Unit
outside diameter pipe	OD	24	inch
		0,6096	m
inside diameter pipe	ID	23	inch
		0,584	m
wall thickness	t	0,5	inch
		0,0128	m
length of pipe	L	12	m
Area of Pipe	A _{pipe}	0,267729	m ²
volume pipe	Vol _{pipe}	3,2127475	m ³
volume of air in pipe	Vol _{air}	9,6382426	m ³

capacity of comp	Q _{comp}	1070	CFM
		30,571429	m ³ /min

3.2 Analisa wall thinning

Hasil perhitungan nilai penipisan dinding pipa *hot bending* dan *cold bending* dapat dilihat pada tabel berikut.

Tabel 2 nilai wall thinning

Hot Bend	Cold Bend
- Thinning Percentage, % $B_t = \frac{50}{(R \times D - 0,5 \times D + 1)} = \frac{50}{(120 \text{ inch} \times 24 \text{ inch} - 0,5 \times 24 \text{ inch} + 1)} = \frac{50}{2868 + 1} = 0,017$ - Thinning nominal $\text{thinning nominal} = t_{\text{design}} \times \text{thinning} = 0,50 \text{ inch} \times 0,017 = 0,0087 \text{ inch}$ - Pipe wall thickness after bending (t_{AB}) $t_{AB} = t_{\text{design}} - \text{thinning nominal} = 0,50 \text{ inch} - 0,0087 \text{ inch} = 0,49 \text{ inch}$	- Thinning Percentage, % $B_t = \frac{50}{(R \times D - 0,5 \times D + 1)} = \frac{50}{(40 \times 24 \text{ inch} - 0,5 \times 24 \text{ inch} + 1)} = \frac{50}{948 + 1} = 0,053$ - Thinning nominal $\text{thinning nominal} = t_{\text{design}} \times \text{thinning} = 0,50 \text{ inch} \times 0,053 = 0,0265 \text{ inch}$ - Pipe wall thickness after bending (t_{AB}) $t_{AB} = t_{\text{design}} - \text{thinning nominal} = 0,50 \text{ inch} - 0,0229 \text{ inch} = 0,4735 \text{ inch}$

3.3 Nilai ovality

Hasil perhitungan nilai ovality pada *hot bending* dan *cold bending* adalah sebagai berikut

a. Hot Bending

$$\begin{aligned}
 &\text{ovality \%} \\
 &= \frac{\text{Max OD} - \text{Min OD}}{\text{Nominal OD}} \times 100 \\
 &= \frac{0,6304 \text{ m} - 0,5903 \text{ m}}{0,6096 \text{ m}} \times 100 = 6,57 \%
 \end{aligned}$$

b. Cold Bending

$$\begin{aligned} \text{ovality \%} &= \frac{\text{Max OD} - \text{Min OD}}{\text{Nominal OD}} \times 100 \\ &= \frac{0,6431\text{m} - 0,5875\text{m}}{0,6096\text{ m}} \times 100 = 9,12 \% \end{aligned}$$

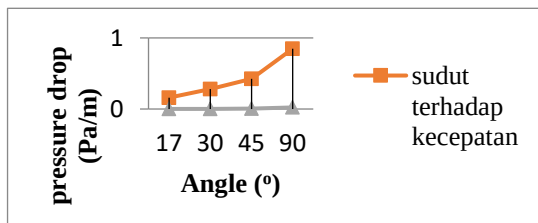
3.4 Perhitungan Pressure Drop

Hasil perhitungan nilai pressure drop pada *hot bending* dan *cold bending* dibedakan berdasarkan variasi sudut pembendungan yang telah ditentukan dimana untuk *hot bend* dengan sudut 30°, 45°, dan 90° sedangkan untuk *cold bend* dengan sudut 17° yang hasilnya dapat dilihat pada tabel berikut.

Tabel 4 Perhitungan Pressure Drop

N o	Sudut Bendin g	Kecepatan linear (m/s)	Friction factor mixture/ f_m	Pressure drop (Pa/m)
1	17	0,1602	0,033931697	0,00898663
2	30	0,2827	0,032227555	0,002658051
3	45	0,4241	0,031501228	0,005845828
4	90	0,8482	0,029619711	0,021986666

Dari tabel diatas didapat grafik hubungan antara sudut dan nilai *pressure drop*

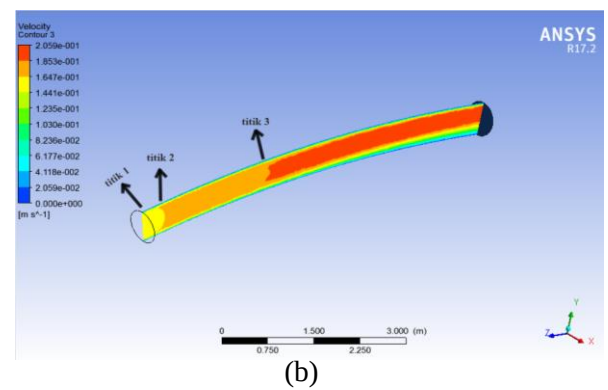
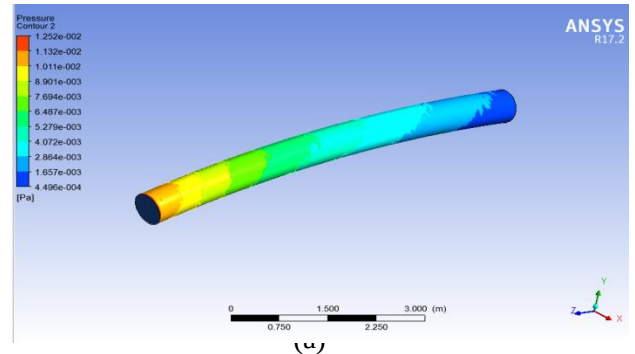


Gambar 2 Grafik Hubungan Antara Sudut dan Nilai Pressure Drop

3.5 Pemodelan Ansys 17.2

Pemodelan pada penelitian ini memiliki tujuan untuk menunjukkan terjadinya *pigging stuck* akibat penurunan tekanan pada saat PIG melewati bending pipa. Model yang diambil adalah bending pipa dengan sudut terkecil

yakni sudut 17°. Bending pipa dimodelkan secara sederhana yakni dengan section pipa dengan panjang 12m yang dibending.



Gambar 3 (a) Hasil pemodelan pressure contour bending sudut 17°. (b) Pemodelan kenaikan kecepatan pada *bending* 17°

Seperti yang ditunjukkan gambar diatas penurunan tekanan yang semakin tinggi menyebabkan naiknya nilai kecepatan. Kenaikan tekanan yang ekstrem terlihat pada titik 3 seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3 di atas menandakan dimana PIG mulai mengalami *stuck*.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

- Nilai penipisan dinding pipa akibat bending atau *wall thinning* untuk masing – masing proses yakni *hot bend* dan *cold bend* yakni 0,017% dan 0,053%. Berdasarkan nilai *wall thinning* kedua metode pembendungan tersebut dikategorikan layak digunakan.
- Nilai radius *curvature* untuk *hot bend* dan *cold bend* adalah 259,3731 meter dan 253,2185 meter sehingga pipa dapat

dibending maksimum 1,33° dan 1,35° pada setiap 1 meternya tanpa terjadinya *overstressing*.

8. Untuk nilai *ovality* yang terjadi pada *hot bend* dan *cold bend* adalah 6,57% dan 9,12%. Sedangkan nilai *ovality* yang diizinkan tidak boleh melebihi 8%, maka ditinjau dari nilai *ovality* untuk metode pembendingan *cold* tidak layak untuk digunakan karena nilai *ovality* melebihi nilai yang diizinkan dan dapat menyebabkan *PIG stuck* pada saat melakukan proses *pigging*.
9. Pengaruh dari gradien tekanan atau *pressure drop* terhadap terjadinya *PIG stuck* adalah semakin besar nilai *pressure drop* maka semakin bertambah tekanan yang berkurang pada *PIG*. Sedangkan nilai *pressure drop* dipengaruhi oleh nilai radius dan juga sudut dari *bend*. Semakin besar nilai *pressure drop* menyebabkan potensi *PIG stuck* lebih besar karena berkurangnya tekanan dari *inserting* *PIG* tersebut.
10. Metode yang optimal untuk mencegah terjadinya *pigging stuck* adalah metode pembendingan dengan menggunakan *hot bend*. Sedangkan metode pembendingan dengan *cold bend* telah ditunjukkan melalui tinjauan nilai *ovality* yang tidak memenuhi kriteria yang diizinkan. Sehingga metode pembendingan dengan menggunakan *cold bend* tidak optimal digunakan untuk mencegah terjadinya *pigging stuck*.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada :

4. Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan materi, motivasi, kasih sayang, do'a, dan nasehat hidup bagi penulis.
5. Bapak Raden Dimas Endro, selaku dosen pembimbing 1 dan Bapak Subagio So'im, selaku dosen pembimbing 2 yang telah

memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.

6. Teman-teman seperjuangan teknik perpipaan angkatan tahun 2013 yang telah memberikan motivasi, warna kehidupan, dan kebersamaan.

6. DAFTAR PUSTAKA

1. API. (2012). *Specification for Line Pipe, API Specification 5L Forty-Fifth Edition*. Washington D.C: American Petroleum Institute.
2. Asim, Taimoor. (2013). *Computational Fluid Dynamic Based Diagnostics and Optimal Design of Hydraulic Capsule Pipeline*. UK: University of Huddersfield
3. ASME B31.8. (2012). *Gas Transmission and Distribution Piping System*. U.S.A: American Society of Mechanical Engineering.
4. ASME B16.49. (2007). *Factory-Made, Wrought Steel, Buttwelding Induction Bends for Transportation and Distribution System*. U.S.A: American Society of Mechanical Engineering.
5. Divyesh D. Panchal, Alpesh M. Patel. (2016). *Experimental Investigation in Pipe Bending Methods: Literature Review*.
6. Henry Liu. (2005). *Pipeline Engineering*. Washington D.C: Lewis Publisher.
7. H.H van den Kroonernberg. (1978). *A mathematical model for concentric horizontal capsule transport, The Canadian Journal of Chemical Engineering*, vol. 56, pp. 538.
8. McAllister, E.W, editor. (2010). *Pipeline Rules of Thumb Handbook*. U.S.A: Elsevier inc.
9. Nurhayati nufus, A. Furqon . (2009). *Fisika SMA/MA Kelas X*. Jakarta: Pustaka Insan madani.
10. PFI ES-24. (2001). *Pipe Bending Methods, Tolerance, Process, and Material Requirements*. Wasington D.C: Pipe Fabrication Institute.

Analisa Laju Erosi dan Perhitungan *Lifetime* Terhadap Material Stainless Steel 304, 316, dan 317 pada Aliran *Reject 1st Cleaner to 2nd Cleaner OCC Line Voith Unit Sp 3-5* di PT.PAKERIN (Pabrik Kertas Indonesia)

Arif Muhammad Yunan^{1*}, Budi Prasajo², Endah Wismawati³

^{1,2,3}Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

Email: *yunan.fans@gmail.com¹; *budiprasajo1968@gmail.com²; *endahsaputra60@gmail.com³

Abstrak

SP 3-5 adalah unit produksi bubur kertas yang terdapat di PT. PAKERIN beroperasi selama 24 jam. Fluida berupa *fiber* bubur kertas, air, dan partikel pasir memiliki sifat erosi yang akan mengikis bagian dalam material. Tambalan akibat kebocoran beberapa *equipment* serta laju kecepatan yang berbanding lurus dengan laju erosi menjadi masalah yang perlu dianalisa agar unit tersebut dapat mengetahui material mana yang lebih efisien dalam segi teknis dan ekonomis.

Pada tugas akhir ini dilakukan perhitungan dan analisa baik menggunakan perhitungan manual dan pemodelan menggunakan *software ANSYS* dan analisa teknis dan ekonomis. Hasil perhitungan untuk memastikan material *stainless steel* jenis apa benar-benar efektif baik secara teknis dan ekonomis. Poin – poin yang harus diperhatikan meliputi diameter pipa, *gate valve*, *reducer*, dan *elbow*, debit aliran yang beroperasi, diameter pasir rata-rata yang terkandung dalam fluida yang mengalir, densitas pasir dan densitas material yang terkandung, harga pasaran pipa, *gate valve*, *reducer*, dan *elbow* baik material *stainless steel 304, 316, 317*, tekanan pada pompa, desain dan temperatur operasional, densitas campuran dari pasir, air, dan *fiber*, dan kekentalan campuran. Hasil dari analisa poin-poin di atas digunakan sebagai acuan dalam perhitungan dan pemodelan nilai kecepatan, perhitungan nilai laju erosi, perhitungan nilai *lifetime*, perhitungan minimal *wall thickness*, perhitungan biaya ekonomis.

Nilai kecepatan paling tinggi berdasarkan perhitungan secara manual terjadi pada *gate valve* terbuka 70% dengan nilai 4,321 m/s dan nilai kecepatan paling tinggi berdasarkan pemodelan menggunakan *software ANSYS* terjadi pada *gate valve* terbuka 70% dengan nilai 5,573 m/s. Nilai laju erosi paling tinggi terjadi pada *equipment reducer* dengan nilai rata-rata 0,2928 mm/year dan nilai laju erosi paling rendah terjadi pada *equipment* pipa dengan nilai rata-rata 0,004805 mm/year. Nilai *lifetime* paling pendek terjadi pada *equipment reducer* dengan nilai rata-rata 29,158 tahun dan nilai *lifetime* paling lama terjadi pada *equipment* pipa dengan nilai rata-rata 1077,696 tahun. Berdasarkan perhitungan ekonomis, material yang memiliki harga paling rendah adalah *stainless steel 304* dengan nilai 57.597.834,31 rupiah dan material yang memiliki harga paling mahal adalah *stainless steel 317* dengan nilai 77.993.735,85 rupiah.

Kata Kunci : *Erosi, Velocity, CFD, Minimal wall thickness, Lifetime, Ekonomis*

1. PENDAHULUAN

Erosi adalah pengikisan permukaan material karena adanya tumbukan unsur *solid* yang ikut terbawa dalam fluida yang mengalir. Penelitian tentang erosi sebelumnya sudah dilakukan oleh M.R. Ansari (2012), penelitian tersebut menjelaskan tentang mencari nilai erosi menggunakan sepenuhnya pemodelan *software* dengan fluida minyak dan pasir serta objek penelitian hanya menggunakan *elbow*. Keterbatasan metode pengerjaan, jumlah objek yang diteliti serta belum dilengkapi dengan perhitungan ekonomis membuat penelitian tersebut perlu dikembangkan agar dengan mudah diterapkan langsung ke dunia industri dan mampu bermanfaat secara langsung terhadap proses produksi pada ruang lingkup industri. Penelitian ini dilakukan untuk mengembangkan dan memvariasikan penelitian tentang nilai erosi dan

lifetime yang pernah dilakukan oleh Mc Elligot. Jurnal atau penelitian tersebut diringkas, dikembangkan, disesuaikan, dan divariasikan dengan perhitungan dan analisa baik secara teknis-ekonomis dan manual-pemodelan *software* yang dibutuhkan untuk dipakai sebagai dasar atau acuan sebelum mengerjakan proyek yang berkaitan dengan proses menghitung nilai erosi dan *lifetime* nya.

2. METODOLOGI

Erosi adalah pengikisan permukaan material karena adanya tumbukan unsur *solid* yang ikut terbawa dalam fluida yang mengalir. Penelitian tentang erosi sebelumnya sudah dilakukan oleh M.R. Ansari (2012), penelitian tersebut menjelaskan tentang mencari nilai erosi menggunakan sepenuhnya pemodelan *software* dengan fluida minyak dan pasir serta objek penelitian hanya

menggunakan *elbow*. Keterbatasan metode pengerjaan, jumlah objek yang diteliti serta belum dilengkapi dengan perhitungan ekonomis membuat penelitian tersebut perlu dikembangkan agar dengan mudah diterapkan langsung ke dunia industri dan mampu bermanfaat secara langsung terhadap proses produksi pada ruang lingkup industri. Penelitian ini dilakukan untuk mengembangkan dan memvariasikan penelitian tentang nilai erosi dan *lifetime* yang pernah dilakukan oleh Mc Elligot. Jurnal atau penelitian tersebut diringkas, dikembangkan, disesuaikan, dan divariasikan dengan perhitungan dan analisa baik secara teknis-ekonomis dan manual-pemodelan *software* yang dibutuhkan untuk dipakai sebagai dasar atau acuan sebelum mengerjakan proyek yang berkaitan dengan proses menghitung nilai erosi dan *lifetime* nya. Bagan lengkap metodologi dapat dilihat pada **Gambar 1**.



Gambar 1 Diagram alir penelitian

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Hasil Perhitungan Kecepatan Manual

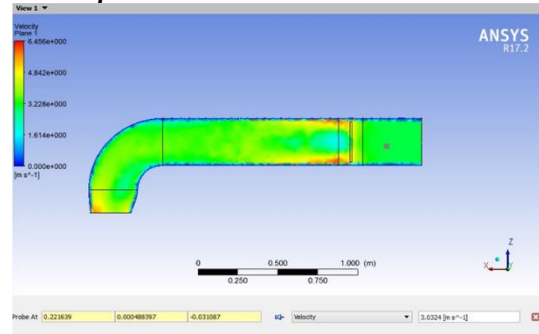
$$V = \frac{Q}{A}$$

(1)

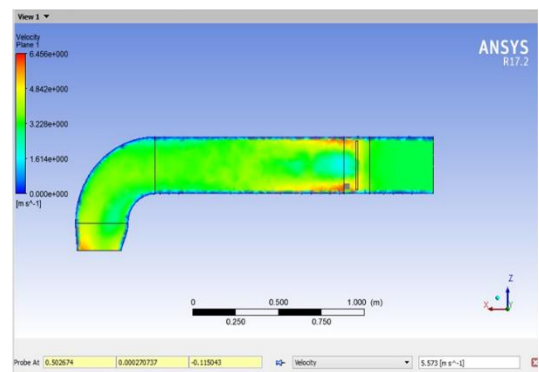
Dari hasil perhitungan persamaan 1 didapatkan nilai kecepatan sebagai berikut:

- $V_{pipa12''} = 3,025 \text{ m/s}$
- $V_{gatevalve12''} = 4,321 \text{ m/s}$
- $V_{elbow12''} = 3,025 \text{ m/s}$
- $V_{reducer12''} = 4,320 \text{ m/s}$

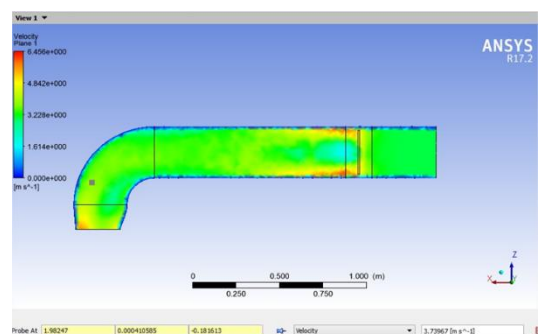
3.2 Hasil Pemodelan Kecepatan menggunakan Software ANSYS



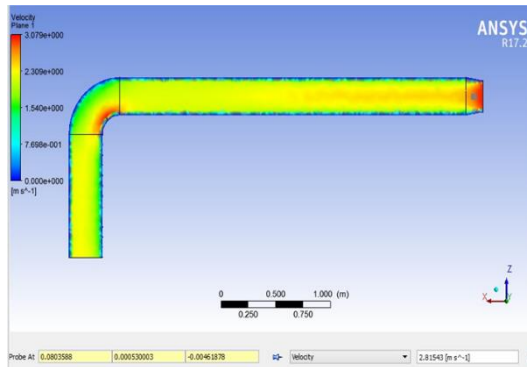
(a). Pemodelan pada pipa



(b). Pemodelan pada *elbow*



(c). Pemodelan pada *gate valve*



(d). Pemodelan pada reducer

Gambar 2 Hasil pemodelan software ANSYS

Dari **Gambar (a)** didapatkan nilai kecepatan pada pipa 12” sebesar 3,032 m/s, **Gambar (b)** didapatkan nilai kecepatan pada elbow 12” sebesar 3,740 m/s, **Gambar (c)** didapatkan nilai kecepatan pada gate valve 12” sebesar 5,573 m/s, dan **Gambar (d)** didapatkan nilai kecepatan pada reducer 12” sebesar 2,815 m/s.

3.3 Hasil Perhitungan Laju Erosi

Perhitungan laju erosi pada pipa dan gate valve dapat dihitung dengan menggunakan formula:

$$E_L = 2,5 \cdot 10^{-5} \cdot U_p^{2,6} \cdot ID^{-2} \cdot mp \quad (2)$$

Perhitungan laju erosi pada reducer dapat dihitung dengan menggunakan formula:

$$E_L = \frac{K.F(\alpha) \cdot U_p^n}{pt \cdot At} \cdot A_{ratio} \cdot C2 \cdot GF \cdot mp \cdot Cunit \quad (3)$$

Perhitungan laju erosi pada elbow dapat dihitung dengan menggunakan formula:

$$E_L = \frac{K.F(\alpha) \cdot U_p^n}{pt \cdot At} \cdot G \cdot C1 \cdot GF \cdot mp \cdot Cunit \quad (4)$$

Dari hasil perhitungan persamaan 2,3, dan 4 didapatkan nilai laju erosi sebagai berikut:

Tabel 1. Hasil Perhitungan Nilai Erosi

No	Eq	Laju Erosi (mmpy)					
		SS 304		SS 316		SS 317	
		Software	Manual	Software	Manual	Software	Manual
1	Pipa	0,00482	0,00479	0,00482	0,00479	0,00482	0,00479
2	Gate Valve	0,0336	0,01730	0,0336	0,01730	0,0336	0,01730
3	Elbow	0,02361	0,01293	0,02373	0,01300	0,02370	0,01298
4	Reducer	0,2929	0,2910	0,2944	0,2925	0,2940	0,2921

3.4 Hasil Perhitungan Minimum Thickness

Perhitungan *thickness minimum* pada pipa, elbow, reducer, dan gate valve dapat dihitung dengan menggunakan formula:

$$T_{min} = \frac{P \cdot OD}{2 \cdot (S \cdot E) + P \cdot Y} + CA$$

(5)

Dari hasil perhitungan persamaan 5 didapatkan nilai *minimum thickness* sebagai berikut:

Tabel 2. Hasil Perhitungan Nilai Minimum Thickness

No	Eq	minimum wall thickness		
		SS304 (mm)	SS316 (mm)	SS317 (mm)
1	Pipa	1,173	1,173	1,173
2	Gate valve	9,9	9,9	9,9
4	Elbow	1,173	1,173	1,173
5	Reducer	0,989	0,989	0,989

3.5 Hasil Perhitungan Lifetime

Perhitungan *lifetime* pada pipa, elbow, reducer, dan gate valve dapat menggunakan formula:

$$Lifetime = \frac{T_{ac} \cdot T_m}{Er}$$

(6)

Dari hasil perhitungan persamaan 6 didapatkan nilai *lifetime* sebagai berikut:

Tabel 3. Hasil Perhitungan Nilai lifetime

No	Eq	Lifetime (year)					
		SS 304		SS 316		SS 317	
		Software	Manual	Software	Manual	Software	Manual
1	Pipa	1074,2	1081,2	1074,2	1081,2	1074,2	1081,2
2	Gate Valve	181,54	352,6	181,54	352,6	181,54	352,6
3	Elbow	219,32	400,54	218,23	398,55	218,50	399,05
4	Reducer	29,15	29,34	29	29,19	29,04	29,23

3.6 Hasil Perhitungan Ekonomis

Dari perhitungan ekonomis asumsi pergantian semua *equipment* meliputi pipa, valve, reducer, dan elbow pada line reject 1st cleaner to 2nd cleaner OCC line with unit SP 3-5 adalah sebagaimana berikut, untuk material SS 304 menghabiskan 57.597.834,31 rupiah, material SS 316 menghabiskan 59.648.967,84 rupiah, dan material SS 317 menghabiskan 77.993.735,85 rupiah.

4. KESIMPULAN

- A. Berdasarkan analisa perhitungan secara teknis, material yang memiliki *lifetime* paling lama adalah *stainless steel 304* dengan nilai pada pipa 1074,2 tahun (*software*) 1081,2 tahun (*manual*), *gate valve* 181,54 tahun (*software*) 352,6 tahun (*manual*), *elbow* 219,32 tahun (*software*) 400,54 tahun (*manual*), *reducer* 29,15 tahun (*software*) 29,34 tahun (*manual*).
- B. Berdasarkan analisa perhitungan secara ekonomis, material yang memiliki harga paling terjangkau adalah *stainless steel 304* dengan nilai 57.597.834,31 Rupiah.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan materi, motivasi, kasih sayang, do'a, dan nasehat hidup bagi penulis.
2. Bapak Budi prasojo, selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
3. IbuEndah Wismawati, selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
4. Senior teknik perpipaan yang mau berbagi pengalaman dan dukungan dalam pengerjaan jurnal tugas akhir.
5. Teman-teman seperjuangan teknik perpipaan angkatan tahun 2013 yang telah memberikan motivasi, warna kehidupan, dan kebersamaan.
6. Pembimbing dari PT. Gearindo Prakarsa dan PT. PAKERIN yang namanya tidak dapat disebut satu persatu.
7. Keluarga besar teknik perpipaan.

6. DAFTAR NOTASI

E_L	= Erosion rate [mm/year]
V	= kecepatan aliran [m/s]
$\dot{m}_p$	= Mass flow of sand [kg/s]
ρ_p	= Densitas pasir [kg/m ³]
μ_m	= Kekentalan campuran [kg/m.s]
ρ_t	= Densitas material [kg/m ³]
Q	= Debit [m ³ /s]
d_p	= Diameter pasir [m]
V	=Kecepatan [m/s]
Q	= Debit [m ³ /s]
A	= Luas[m ²]
<i>lifetime</i>	= <i>lifetime</i> [year]
T_{ac}	= actual thickness [mm]
T_m	= minimum thickness [mm]

U_p	= Kecepatan <i>impact</i> partikel [m/s]
ID	= Inside diameter [m]
K	= Material erosion constant [m/s] ⁻ⁿ
GF	= Geometry factor[-]
$F(\alpha)$	=Fuction characteristic dutility [-]
n	= Velocity exponent[-]
A_t	=Pipe area exposed to erosion [m ²]
C_{unit}	=Unit conversion factor [-]
G	= Particle size correction function [-]
$V T_{min}$	= Thickness minimum [mm]
P	= Pressure design [kg/cm ²]
OD	= Outside diameter [mm]
S	= Allowable stress [kg/cm ²]
E	= Efisiensi joint[-]
Y	= Koefesien Y[-]

6. DAFTAR PUSTAKA

4. ANSYS. (2013). *ANSYS Fluent Tutorial Guide*. U.S.A: ANSYS, Inc.
- Agustinus, D. (2009). *Pengantar Piping Stress Analysis*. Jakarta: Entry Agustino Publisher.
5. API 570. (2016). *Piping Inspection Code: In-Service Inspection, Rating, Repair, and Alteration of Piping Systems*. Washington DC: American Petroleum Institute.
- Chamsudi, A. (2005). *Diktat Piping Stress Analysis*. Jakarta: Rekayasa Industri.
6. ASME B31.3. (2012). *Process Piping*. USA: The American Society of Mechanical Engineering.
- DEP-31.38.60.10. (2010).
7. DNVGL-RP-0501.(2015). Managing sand production and erosion.
5. Parish, A. Roy. (2002). *Pipe Drafting and Design*.
6. Ansari.(2012). Two-Phase Gas/Liquid-Solid Flow Modelling in 90o Bends and Its Effect on Erosion.
7. Haugen.(1995). Sand Erosion of Wear-Resistant Materials: Erosion in Choke Valves.
8. Wildan.(2016). Analisa pengaruh perubahan laju aliran terhadap laju erosi dari production separator menuju gas scrubber.

OPTIMASI PROYEK *FILTERWATER*SUPPLY DENGAN METODE *PRECEDENCE*DIAGRAMMETHOD-LEASTCOSTANALYSIS DENGAN PENAMBAHAN TENAGA KERJA

Fikri Mubarak.^{1*}, Mochammad Choirul Rizal.², Nurvita Arumsari.³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{2,3}

Email: fikri.m24@gmail.com^{1*}; mochammadchoirulrizal@gmail.com^{2*}; arum.up3d@gmail.com^{3*};

Abstrak

Dalam pelaksanaan proyek konstruksi sering terjadi ketidaksesuaian antara jadwal rencana dan realisasi di lapangan, sehingga menyebabkan keterlambatan. Banyak faktor yang menyebabkan keterlambatan, salah satu cara untuk mengantisipasinya dengan melakukan percepatan. Dalam melakukan percepatan, faktor biaya dan mutu harus diperhatikan, sehingga diperoleh biaya optimum dan mutu sesuai standar yang diinginkan. Proyek Pembangunan *pipelineFilterWaterSupply* dipilih untuk studi penelitian karena mengalami keterlambatan dalam penyelesaiannya. Alternatif percepatan yang digunakan yaitu penambahan tenaga kerja. Perhitungan dimulai selama 35 hari setelah diadakan evaluasi pada tanggal 19 Oktober 2016. Dengan menggunakan *PrecedenceDiagramMethod* mencari lintasan kritis kemudian menghitung produktivitas dan biaya untuk mendapatkan *costslope* kegiatan yang berada pada lintasan kritis, selanjutnya dilakukan analisis dengan metode *LeastCostAnalysis*. Kemudian dibuat grafik hubungan biaya dan waktu optimum untuk masing-masing penambahan tenaga kerja berdasarkan variasi durasi kerja yang dilakukan. Dari hasil perhitungan durasi 15 dan 22 hari yang memiliki biaya total proyek masing-masing Rp 3.082.524.631 dan Rp 5.534.567.267. Dengan hasil ini dipilih optimasi 15 hari dengan penambahan 4 alat berat dan tim pekerja dikarenakan mendapat hasil yang optimal dari durasi yang dikerjakan.

Keywords : *Microsoft Project*, lintasankritis, *cost slope*, *Least cost analysis*, *optimum*.

1. PENDAHULUAN

Pengerjaan konstruksi proyek FWS direncanakan $\pm$ 10 bulan, mulai dari 15 Februari sampai 28 November 2016. Namun pada kenyataannya proyek FWS mengalami kemunduran jadwal dari rencana awal sehingga diperlukan optimalisasi pengerjaan proyek untuk mencapai target 28 November 2016 setelahnya denda mulai diberlakukan. Tolok ukur keberhasilan proyek biasanya dilihat dari waktu penyelesaian yang singkat dengan biaya yang minimal tanpa meninggalkan mutu hasil pekerjaan. Pengelolaan proyek secara sistematis diperlukan untuk memastikan waktu pelaksanaan proyek sesuai dengan kontrak atau bahkan lebih cepat sehingga biaya yang dikeluarkan bisa memberikan keuntungan serta menghindarkan dari adanya denda

akibat keterlambatan penyelesaian proyek. Berdasarkan permasalahan yang telah diuraikan maka dilakukan penelitian dengan metode jaringan kerja *PrecedenceDiagramMethod* (PDM) untuk penambahan tenaga kerja. Hasil keluaran dari penelitian berupa variasi opsi durasi dan biaya optimum kerja baik replanning dan rescheduling selama 35 hari optimasi waktu proyek.

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Dengan sisa durasi 35 hari instalasi *pipeline* akan dibuat optimasi durasi dan biaya proyek dengan opsi 15 dan 22 hari penyelesaian proyek. Dengan membuat *Work Breakdown Structure* pada kegiatan

yang mengalami keterlambatan yang akan diteruskan untuk membuat sebuah jadwal baru dengan opsi yang telah disiapkan. Selanjutnya akan dibuatkan sebuah *network planning* berupa *Precedence Diagram Method* untuk mengetahui kegiatan yang berada di jalur kritis. Selanjutnya, membuat sebuah perbandingan harga dengan *least cost analysis* sehingga didapatkan sebuah perhitungan durasi dan biaya paling optimum dari opsi yang disiapkan. Serta mendapatkan kurva s baru hasil optimasi guna memantu keseimbangan *progress* dengan biaya yang tersedia.

2.2. WBS dan Produktivitas

$$Durasi = \frac{volume\ total}{produktivitas\ perhari}$$

(1)

Sebelum menghitung persamaan (1), terlebih dulu menentukan jenis kegiatan/*work breakdown structure* (WBS) yang akan dilakukan setelah itu masuk ke persamaan (1), yang menunjukkan persamaan perhitungan produktivitas per hari. Dimana produktivitas dipengerahui jumlah volume yang dikerjakan dengan durasi yang tersedia. Digunakan mengetahui per orang/tim mampu mengerjakan suatu pekerjaan, sehingga mendapatkan berapa tambahan yang diperlukan untuk mendapatkan produktivitas per harinya.

2.3. Identifikasi Jalur Kritis

Perhitungan untuk mengidentifikasi kegiatan dan jalur kritis akan lebih kompleks karena lebih banyak faktor yang diperhatikan. Untuk maksud tersebut, dikerjakan analisa serupa dengan metode AOA/CPM (Iman Soeharo: 1995:246), yaitu:

2.3.1. Hitungan Maju

$$EF = ES + D$$

(2)

Persamaan (2) menunjukkan persamaan waktu paling cepat suatu kegiatan akan selesai. Dimana EF merupakan *Early Finish* (hari), ES merupakan *Early Start* (hari) dan D adalah durasi kegiatan (hari).

2.3.2. Hitungan Mundur

$$LF = LS + D$$

(3)

Persamaan (3) menunjukkan persamaan waktu paling lambat suatu kegiatan akan selesai. Dimana LF merupakan *Late Finish* (hari), LS merupakan *Late Start* (hari) dan D adalah durasi kegiatan (hari).

2.4. Cost Slope

Biaya Optimasi – Biaya Normal

Waktu Normal – Waktu Optimasi

(4)

Persamaan (4) menunjukkan persamaan *cost slope* merupakan biaya tambahan yang digunakan untuk mencari biaya optimum pada tiap opsi dari durasi optimasi. Dengan catatan *cost slope* terendah yang akan digunakan pada kegiatan yang berada di jalur kritis.

2.4.1. Biaya Langsung

Nilai tambahan didapat dari hasil perkalian *cost slope* dengan durasi pengurangan yang direncanakan. Hasil dari nilai tambahan dijumlahkan dengan Biaya Normal untuk mendapatkan biaya langsung.

2.4.2. Hitungan Biaya Tak Langsung

Perhitungan biaya tak langsung didapatkan dari pengurangan biaya tak langsung dengan biaya ongkos per hari.

2.5. Least Cost Analysis

Suatu analisis untuk memperoleh durasi proyek yang minimal dengan biaya yang optimal.

2.5. Presentase Bobot Pekerjaan

$$\frac{V \times \text{harga satuan Pekerjaan}}{\text{Harga Bangunan}} \times 100\%$$

(5)

Persamaan (5) menunjukkan persamaan bobot kurva s. Dimana V merupakan volume pekerjaan (m³ atau m² atau m).

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Penjadwalan

Dasar melakukan opsi untuk kegiatan optimasi pekerjaan ialah penentuan jenis kegiatan dan produktivitas tiap-tiap pekerjaan. Berikut jenis dan produktivitas pekerjaan. Jalur kritis pada proyek *Filter Water Supply* untuk masing-masing kegiatan adalah 0 hari. Yang artinya, kegiatan-kegiatan tersebut dikategorikan sebagai jalur kritis yang tidak boleh tertunda penyelesaiannya.

Tabel 1. Jenis, Produktivitas dan Jalur Kritis Pekerjaan

No	Kegiatan	Produktivitas	Hitungan Maju

1	Excavation	105 m ³ /hari	0 hari
2	Lowering and joint	35,4 m/hari	0 hari
3	Backfill Pasir	105 m ³ /hari	0 hari
4	Backfill Tanah	105 m ³ /hari	0 hari

3.3 Biaya Proyek

Cost slope merupakan tambahan biaya yang dapat dihitung berdasarkan persamaan 4. Berikut hasil perhitungan *cost slope* untuk optimasi 15 dan 22 hari.

Tabel 2. Perhitungan Biaya Langsung-Tak Langsung dan *Cost Slope* 15 dan 22 Hari

No	Kegiatan	Biaya Normal	<i>Cost Slope</i>	
			15 Hari	22 Hari
1	Excavation	Rp. 161.954.100	Rp. 32.390.820	Rp. 66.744.720
2	Lowering and joint	Rp. 1.553.461.827	Rp. 375.419.941	Rp. 44.784.485
3	Backfill Pasir	Rp. 387.149.301	Rp. 10.754.147	Rp. 125.139.168
4	Backfill Tanah	Rp. 58.303.476	Rp. 103.650.624	Rp. 161.954.100
Total Biaya Langsung		Rp. 2.160.868.704		
5	Biaya Tak Langsung	Rp. 155.600.000		

3.4 Least Cost Analysis

Dari perhitungan *cost slope* didapatkan perhitungan *least cost analysis* untuk biaya optimasi proyek (biaya langsung dan tak langsung) untuk opsi 15 dan 22 hari.

Tabel 3. Biaya Optimasi Proyek 15 dan 22 Hari

Biaya Normal	<i>Cost Slope</i> 15 Hari	<i>Cost Slope</i> 22 Hari	Umur Proyek 15	Biaya Langsung	Biaya Tak Langsung	Biaya Total Proyek
			15	Rp3.031.954.631	Rp50.570.000	Rp3.082.524.631
			22	Rp5.474.920.601	Rp59.646.667	Rp5.534.567.267



Gambar 1. Biaya Optimasi Variasi 15-96 Hari



Gambar 2. Biaya Optimasi Variasi 22-96 H

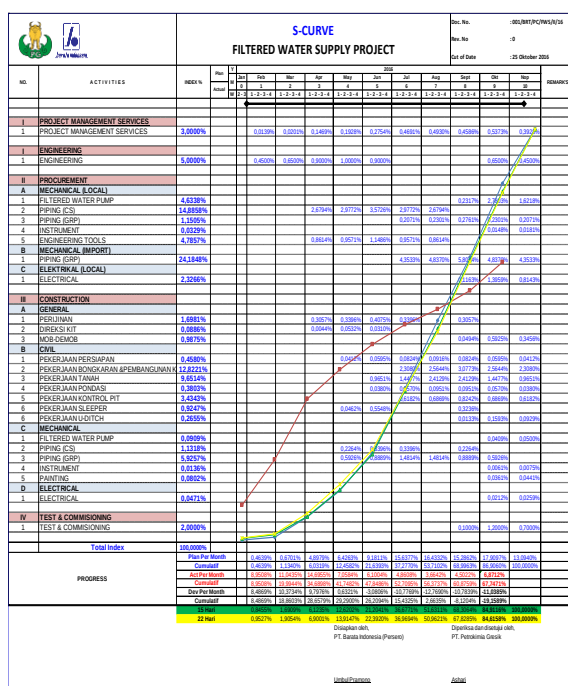
3.7 Kurva S

Dari perhitungan *cost slope*, *least cost analysis* hingga biaya tambahan untuk masing-masing optimasi didapatkan biaya total proyek.

Tabel 4. Biaya Total Proyek

No	Nama	Biaya Total

1	Biaya Total Proyek Normal (Biru)	Rp. 21.750.051.295,472
2	Biaya Total Proyek Optimasi 15 Hari (Hijau)	Rp. 18.519.047.920,974
3	Biaya Total Proyek Optimasi 22 Hari (Kuning)	Rp.20.971.090.556,974



Gambar 3. Perbandingan Kurva S Optimasi 15-22 Hari dan Normal

4. KESIMPULAN

Hasildaripembahasandananalisa yang telah dilakukan ini dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Susunan WBS tersusun atas pekerjaan *construction*, yang terbagi menjadi beberapa *station* (STA.) 454-831 yang termasuk pada 4 area (area 5,6,7 dan 8). Pekerjaan pada setiap *station* berupa kegiatan *civil* dan *mechanical*, kegiatan *civil* meliputi pekerjaan galian dan penimbunan. Sedangkan, kegiatan *mechanical* meliputi pekerjaan *lowering* dan *jointpipe*.
2. Durasi pengerjaan proyek setelah dihitung berdasarkan produktivitas tiap-tiap kegiatan

didapatkan durasi 15 dan 22 hari untuk mencapai target proyek.

3. Kegiatan dilakukan secara paralel pada masing-masing opsi, baik 15 dan 22 hari. Pada opsi 15 hari didapatkan penjadwalan yang dimulai pada 25 Oktober 2016 sampai 4 November 2016. Pekerjaan dimulai senin hingga jumat pada pukul 08.00 sampai 17.00 dengan 4 tim dan alat berat, pekerjaan yang dilakukan adalah penggalian tanah (*excavation*), *lowering-jointpipe*, penimbunan pasir dan tanah. Sedangkan, pada opsi 22 hari didapatkan penjadwalan yang dimulai pada 25 Oktober 2016 sampai 23 November 2016. Pekerjaan dimulai senin hingga jumat pada pukul 08.00 sampai 17.00 dengan 3 tim dan alat berat, pekerjaan yang dilakukan adalah penggalian tanah (*excavation*), *lowering-jointpipe*, penimbunan pasir dan tanah.
4. Didapat dari perhitungan *leastcost* dari opsi durasi 15 dan 22 hari dipilihlah optimasi 15 hari dikarenakan memiliki biaya penambahan proyek lebih rendah dari pada 22 hari, yaitu masing-masing sebesar Rp 3.082.524.631 dan Rp 5.534.567.267.
5. Kurva S optimasi 15 hari dilakukan penambahan 4 tim dan alat berat dengan biaya total proyek Rp 18.519.047.920,974 dari nilai kontrak sebesar Rp 21.750.051.295,472. Sedangkan, pada optimasi 22 hari dilakukan penambahan 3 tim dan alat berat dengan biaya total proyek Rp 20.971.090.556,974 dari nilai kontrak sebesar Rp 21.750.051.295,472.

5. DAFTAR NOTASI

ES = *Early Start* (hari)

LF = *Late Finish* (hari)

LS = *Larly Start* (hari)

D = Durasi (hari)

EF = *Early Finish* (hari)

V = Volume pekerjaan (m^3 atau m^2 atau m)

6. DAFTAR PUSTAKA

1. Dipohusodo, I. Manajemen Proyek dan Konstruksi, Jilid 1, Edisi Pertama, Yogyakarta: Penerbit Kanisius. (1996).
2. Ervianto, W. Manajemen Proyek Konstruksi (Edisi revisi). Yogyakarta: Andi. (2005)
3. Gomes, Faustino Cardoso. Manajemen Sumber Daya Manusia. Yogyakarta: Andy Offset. (1995).

4. Frederika, Arianay. Analisis Percepatan Pelaksanaan Dengan Menambah Jam Kerja Optimum pada Proyek Konstruksi. Jurnal Ilmiah Teknik Sipil Vol. 14, No. 2. (2010)
5. H. Bachtiar, Ibrahim. Rencana dan Estimate Real of Cost. Jakarta: PT. Bumi Aksara. (1993).
6. Husen, Abrar. Manajemen Proyek. Yogyakarta: Andi Offset. (2009).
7. Husen, Abrar. "Duration-Cost Trade Off" Sebagai Solusi Mengatasi Keterlambatan Waktu di Proyek. Jurnal Ilmiah Teknik Sipil Vol. 2, No. 1. (2013).
8. Kalangi, A. Leonardo, Mandangi M. J. Robert, dan Walangitan O. R. Deane. Penerapan Precedence Diagram Method dalam Konstruksi Bangunan (Studi Kasus: Gedung Gmim Syaloom Di Karombasan). Jurnal Sipil Statik Vol.3 No.1, Januari 2015 (49-57) ISSN: 2337-6732. (2015).
9. Kusriyanto, Bambang. Meningkatkan Produktivitas Karyawan. Jakarta: Gramedia. (1984).
10. Nugraha, Paulus, dkk. Manajemen Proyek Konstruksi 1. Surabaya: Kartika Yudha. (1985).
11. Priyo, Mandiyo, dan Aulia, Raa'uf, Muhammad. Aplikasi Metode Time Cost Trade Off Pada Proyek Konstruksi: Studi Kasus Proyek Pembangunan Gedung Indonesia. Jurnal Ilmiah Semesta Teknik Vol. 18 No. 1, 30-43, Mei 2015. (2015).
12. Soeharto, Iman. Manajemen Proyek (Dari Konseptual Sampai Operasional) Jilid 1. Jakarta: Erlangga. (1999).
13. Wideasanti, Irika, dan Lenggogeni. Manajemen Konstruksi. Bandung: PT. Rosdakarya. (2013).

Pengaruh Jenis Lapisan Cat dan Ketebalan Cat dan Komposisi Cat Terhadap Laju Korosi Pipa Baja Karbon A53

Fahmi Haqqi^{1*}, Pranowo Sidi², Budi Prasajo³

¹Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

²Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

³Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

*E-mail: fahmihaqqi.fh@gmail.com, pransidi03@gmail.com, budiprasajo1968@gmail.com

Abstrak

Pipa baja karbon A53 adalah salah satu jenis material yang banyak digunakan di industri dikarenakan pipa baja karbon memiliki keunggulan dari segi ekonomis, namun pipa baja karbon A53 memiliki kekurangan yaitu dengan mudah terkena korosi. Salah satu proses pengendalian korosi yang paling umum digunakan adalah dengan *painting*, namun proses *painting* sebagian besar dilakukan dengan cara manual, sehingga berpotensi menyebabkan perbedaan ketebalan, ada perbedaan jumlah lapisan dan percampuran cat yang kurang optimal, oleh karena itu penelitian ini bertujuan untuk menganalisa pengaruh konsentrasi cat, ketebalan cat dan jumlah lapisan cat terhadap laju korosi pipa baja karbon A53. Untuk menghitung laju korosi digunakan dengan metode *weight loss* seperti yang dijelaskan dalam ASTM G31-72, pengujian *immersion test* dilakukan untuk mencari nilai *weight loss* dengan *exposure* selama 30 hari. Hasil perhitungan laju korosi dengan metode *weight loss* material tanpa dilapisi cat sebesar 0,1646 mm/y, material yang dilapisi cat dengan konsentrasi cat 70% memiliki nilai laju korosi terendah sebesar 0,0349 mm/y, nilai laju korosi tertinggi sebesar 0,0756 mm/y. Pada kondisi konsentrasi cat 80% nilai laju korosi terendah sebesar 0,0377 mm/y, nilai laju korosi tertinggi sebesar 0,0810 mm/y. pada konsentrasi 90% nilai laju korosi terendah sebesar 0,0453 mm/y, nilai laju korosi tertinggi sebesar 0,0858 mm/y. Perbandingan nilai laju korosi material pipa baja karbon A53 tanpa lapisan cat dan menggunakan lapisan cat memiliki nilai tertinggi sebesar 52,12% dan nilai terendah sebesar 21,20%.

Keywords : Laju Korosi, *weight loss*, *immersion test*, ASTM G31-72

1. PENDAHULUAN

Pipa baja karbon A53 adalah salah satu jenis material yang banyak digunakan di industri dikarenakan pipa baja karbon memiliki keunggulan dari segi ekonomis, namun pipa baja karbon A53 memiliki kekurangan yaitu dengan mudah terkena korosi. Salah satu proses pengendalian korosi yang paling umum digunakan adalah dengan *painting*.

Namun proses *painting* sebagian besar dilakukan dengan cara manual, sehingga berpotensi menyebabkan perbedaan ketebalan, ada perbedaan jumlah lapisan dan percampuran cat yang kurang optimal, oleh karena itu penelitian ini bertujuan untuk menganalisa pengaruh konsentrasi cat, ketebalan cat dan jumlah lapisan cat terhadap laju korosi pipa baja karbon A53.

2. METODOLOGI

Pada awalnya spesimen dipotong dengan dimensi yang telah ditentukan dalam ASTM G31-72, kemudian spesimen dilakukan tahap persiapan *painting* yaitu dengan proses blasting SA 2,5 atau *near white metal*, setelah itu spesimen dilakukan proses aplikasi *painting* dengan variasi ketebalan yaitu masing-masing 100-199 μm , 200-299 μm , 300-399 μm , variasi jumlah lapisan cat masing-masing ada satu lapisan cat, dua lapisan cat, dan tiga lapisan cat, variasi konsentrasi cat masing-masing 70%, 80% dan 90%. Kemudian spesimen dilakukan penimbangan awal untuk mendapatkan berat awal (W1), kemudian spesimen diukur luas permukannya, setelah itu dilakukan pengujian *immersion test* selama 30 hari. Setelah pengujian *immersion test* spesimen ditimbang untuk mendapatkan berat akhir (W2). Setelah

didapatkan data W2 laju korosi dapat dihitung menggunakan formula sebagai berikut :

$$\text{Laju Korosi} = \frac{(K \times W)}{(A \times T \times D)}$$

Keterangan :

LajuKorosi

(mm/y)

K = Konstanta $8,76 \times 10^4$

(ASTM G31-72)

W = Weight Loss

(gram)

D = Densitas logam 7,86

(gr/cm³)

A = Luas Permukaan

(cm²)

T = WaktuPengujian

(Jam)

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Berikut ini adalah hasil pengujian celup pada spesimen yang dilaksanakan dalam rentang waktu 30 hari (720 jam).

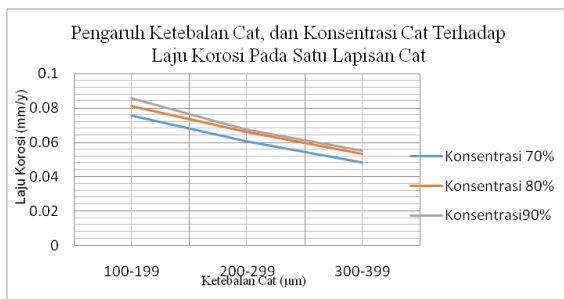
Tabel 1 Hasil Perhitungan Laju Korosi Setelah Dilakukan Immersion Test Selama 30 Hari

No	Konsentrasi Cat (%)	Ketebalan Cat (µm)	Jumlah Lapisan	Konstanta	Area (cm ²)	Time (Jam)	Weight Loss (gram)	Laju Korosi (mm/y)	Laju Korosi Relatif
20	70	Tanpa Pelindung	Tanpa Pelindung	87600	10.5577	720	0.2385	0.1844	0.1844
21				87600	10.5577	720	0.2385	0.1844	0.1844
22				87600	11.5536	720	0.1811	0.1430	0.1430
23				87600	10.5577	720	0.1524	0.1191	0.1191
24				87600	11.5536	720	0.1305	0.1024	0.1024
25				87600	10.5577	720	0.1509	0.1189	0.1189
26				87600	11.5536	720	0.1343	0.1054	0.1054
27				87600	10.5577	720	0.1524	0.1191	0.1191
28				87600	11.5536	720	0.1305	0.1024	0.1024
29				87600	10.5577	720	0.1509	0.1189	0.1189
30	70	100-199	1	87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
31				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
32				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
33				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
34				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
35				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
36				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
37				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
38				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
39				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
40	70	200-299	1	87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
41				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
42				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
43				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
44				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
45				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
46				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
47				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
48				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
49				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
50	70	300-399	1	87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
51				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
52				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
53				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
54				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
55				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
56				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
57				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
58				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
59				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
60	70	100-199	2	87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
61				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
62				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
63				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
64				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
65				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
66				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
67				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
68				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
69				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
70	70	200-299	2	87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
71				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
72				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
73				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
74				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
75				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
76				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
77				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
78				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
79				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
80	70	300-399	2	87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
81				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
82				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
83				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
84				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
85				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
86				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
87				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
88				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
89				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
90	70	100-199	3	87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
91				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
92				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
93				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
94				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
95				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
96				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
97				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
98				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
99				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
100	70	200-299	3	87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
101				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
102				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
103				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
104				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
105				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
106				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
107				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
108				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
109				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
110	70	300-399	3	87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
111				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
112				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
113				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
114				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
115				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
116				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
117				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
118				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
119				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
120	70	100-199	4	87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
121				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
122				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
123				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
124				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
125				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
126				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
127				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
128				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
129				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
130	70	200-299	4	87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
131				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
132				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
133				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
134				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
135				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
136				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
137				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
138				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
139				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
140	70	300-399	4	87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
141				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
142				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
143				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
144				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
145				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
146				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
147				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
148				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
149				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
150	70	100-199	5	87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
151				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
152				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
153				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
154				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
155				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
156				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
157				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
158				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
159				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
160	70	200-299	5	87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
161				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
162				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
163				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
164				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
165				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
166				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
167				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
168				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
169				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
170	70	300-399	5	87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
171				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
172				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
173				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
174				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
175				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976
176				87600	11.5536	720	0.1245	0.0976	0.0976

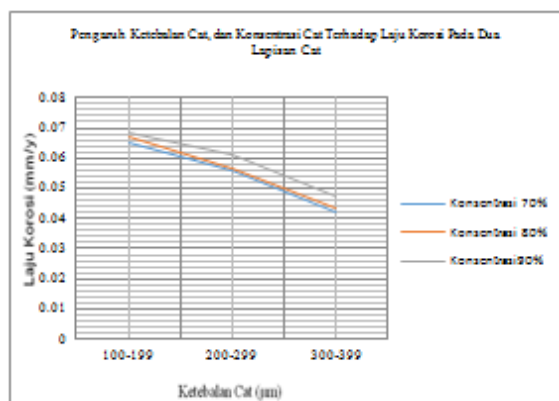
b. Pengaruh ketebalan cat dan jumlah lapisan cat terhadap laju korosi pada konsentrasi cat 90%

Dari grafik di samping pada konsentrasi cat 90%, tampak ada kecenderungan semakin tebal cat maka laju korosi semakin rendah, nilai laju korosi pada *range* ketebalan 300-399. Tampak ada kecenderungan semakin banyak jumlah lapisan cat maka laju korosi semakin menurun. Pada jumlah lapisan cat tiga lapis memiliki nilai laju korosi paling rendah

2. Pengaruh ketebalan cat, dan konsentrasi cat terhadap laju korosi pada kondisi satu jumlah lapisan cat

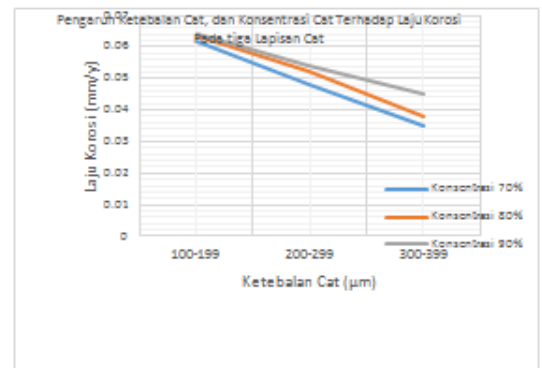


Dari grafik disamping pada kondisi satu lapisan cat, tampak ada kecenderungan semakin tebal lapisan cat maka laju korosi semakin menurun pada *range* ketebalan 300-399 µm memiliki laju korosi yang paling rendah

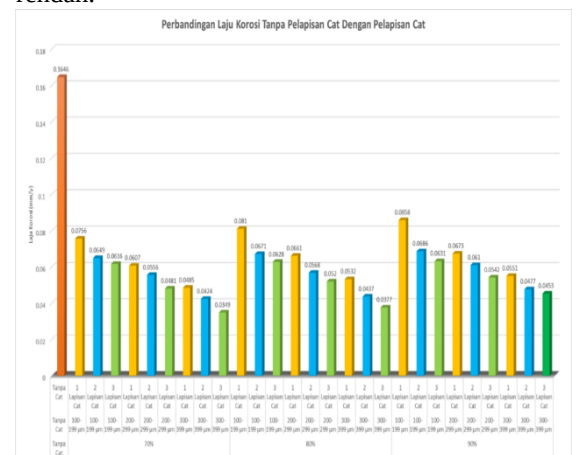


5. Pengaruh ketebalan cat, dan konsentrasi cat terhadap laju korosi pada kondisi dua lapisan cat Dari grafik di samping pada kondisi dua lapisan cat, tampak ada kecenderungan semakin tebal lapisan cat maka laju korosi semakin menurun pada *range* ketebalan 300-399 µm memiliki laju korosi yang paling rendah.

6. Pengaruh ketebalan cat, dan konsentrasi cat terhadap laju korosi pada kondisi tiga lapisan cat



Dari grafik di samping pada kondisi tiga lapisan cat, tampak ada kecenderungan semakin tebal lapisan cat maka laju korosi semakin menurun pada *range* ketebalan 300-399 µm memiliki laju korosi yang paling rendah.



3. Perbandingan Laju Korosi Tanpa Dilapisi Cat Dengan Lapisan Cat

Dari grafik di atas diketahui laju korosi material dengan perlindungan cat paling tinggi berada pada kondisi konsentrasi cat 90% *range* ketebalan 100-199 µm dengan satu lapisan cat memiliki nilai laju korosi sebesar 0,0858 mm/y jika dibandingkan laju korosi tanpa lapisan cat adalah sebesar 52,12%. Sedangkan laju korosi paling rendah berada pada kondisi konsentrasi cat 70% *range* ketebalan 300-399 µm dengan tiga lapisan cat yaitu sebesar 0,0349 mm/y, jika dibandingkan laju korosi tanpa lapisan cat adalah sebesar 21,20

4. Kesimpulan

Adapun faktor yang mempengaruhi nilai laju korosi adalah ketebalan cat, semakin tebal cat maka nilai laju korosi semakin menurun.

Semakin banyak jumlah lapisan cat nilai laju korosi semakin rendah. Konsentrasi cat semakintinggi laju korosi memiliki kecenderungan naik.

Perbandingan laju korosi material tanpa lapisan cat dengan laju korosi dengan material yang telah diberi perlindungan cat dengan laju korosi terendah yaitu sebesar 21,20%. Perbandingan laju korosi tanpa lapisan cat dengan laju korosi material yang telah diberi perlindungan cat dengan laju korosi tertinggi yaitu sebesar 52,12%.

5. Daftar Pustaka

1. ASTM G1 (1999) Standard Practice for Preparing, Cleaning, and Evaluation Corrosion Test Specimens, American Society for Testing and Material, U.S.A
2. ASTM G31 – 72 (2004) Standard Practice for Laboratory Immersion Corrosion Testing of Metals, American Society for Testing and Material, U.S.A
3. Halim, Dekrit (2014) “Pengaruh Kekasaran Permukaan dan Pelapisan Cat Terhadap Laju Korosi”
4. Himawan, Donny S P, S.ST. (2015) “Analisa Ketahanan Material Stainless Steel 316L, 316 TI dan 904L Terhadap Pengaruh Amonium Sulfat (NH₄)₂SO₄ Pada Proses Korosi Dillution Pipe Dengan Variasi Temperature (Studi Kasus Pada Unit ZA PT. Petrokimia Gresik)”
5. Kenneth R. Trethewey, B. P. (1991). KOROSI. Jakarta: P.T Gramedia Pustaka Utama.
6. Kurniawan, Afandi Y. (2015) “Analisa Laju Korosi pada Plat Baja Karbon Dengan

Variasi Ketebalan Coating” Dalam Jurnal teknik ITS Vol 1 No 1 (2105)

Analisis Pengaruh Bolt & Nuts Tightening pada Sambungan Flange Adaptor dengan Weld Neck Flange terhadap Deformasi Pipa PE dan Pipa Baja

Arimby Sabatini¹, Heroe Poernomo², Subagio So'im³

¹Mahasiswa Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

^{2,3}Staf Pengajar Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

*E-mail: arimbysabatini21@gmail.com¹, heroep@na.its.ac.id², bagiosoim@gmail.com³

Abstrak

Terjadinya kegagalan perakitan *flange* untuk sambungan dua material yang berbeda dapat disebabkan karena proses *bolt & nuts tightening* yang tidak sesuai seperti *undertightening* atau *overtightening*. Pada tugas akhir ini, dilakukan studi tentang pengaruh *bolt & nuts tightening* pada sambungan *flange adaptor* dengan *weld neck flange* yang menyambungkan pipa baja dan pipa polyethylene, mengingat kekuatan pipa polyethylene dalam kemampuan menerima beban berbeda dengan kekuatan pipa baja. Perhitungan meliputi beban aksial awal, tegangan, dan deformasi yang terjadi akibat proses *bolt & nuts tightening*. Pemodelan pada *software* ANSYS digunakan untuk mengetahui tegangan dan deformasi yang terjadi pada kedua pipa dan sambungan *flange* setelah diberi beban pengencangan pada baut. Hasil perhitungan beban pengencangan pada baut yang optimum untuk sambungan *flange adaptor* dengan *weld neck flange* sebesar 5,897.724 lb dengan penggunaan *torque* nomor 3 (T₃, 60 lb-ft), karena nilai tegangan yang dihasilkan dengan perhitungan secara manual dan menggunakan *software* ANSYS masih berada dalam batasan aman karena tidak melebihi nilai *allowable stress* masing-masing *case*. Selain itu, deformasi yang terjadi akibat pengencangan baut dengan penggunaan *torque* nomor 3 (T₃, 60 lb-ft) sebesar 0.9623 mm berada dalam batasan aman karena lebih rendah dari nilai *allowable deformation* sebesar 2.5 mm.

Keywords: *Flange stress, bolt preload, bolt torque, ANSYS, bolt tightening, deformation, allowable stress.*

1. PENDAHULUAN

Pengembangan sistem distribusi gas dengan pemasangan jalur yang dilakukan untuk memenuhi tuntutan komersil dan rumah tangga adakalanya bersinggungan dengan pihak ketiga sehingga perlu diadakan relokasi. Namun rencana relokasi yang akan dilakukan ternyata mengalami kendala perijinan sehingga agar tetap dapat menyalurkan gas kepada pelanggan *eksisting*, maka aliran gas menuju pipa baja *eksisting* dialihkan dengan menyambungkan pipa PE *eksisting* yang berada di jalur berbeda. Pemasangan pipa PE *eksisting* dengan OD 125 mm menuju pipa baja *eksisting* ukuran 6 inci sepanjang 250 meter menggunakan sambungan *flange adaptor* dikarenakan sambungan dua pipa yang memiliki jenis material dan jenis *flange* berbeda. *Flange adaptor* yang digunakan sebagai sambungan pada pipa PE berukuran 125 mm × 4 inci. Sedangkan sambungan untuk pipa baja *eksisting* ukuran 6 inci menggunakan *weld neck flange* yang dilas dengan *reducer* berukuran 4 inci × 6 inci. *Flange adaptor* dengan *weld neck flange* akan disambung menggunakan satu rangkaian *stub bolt and nuts*.

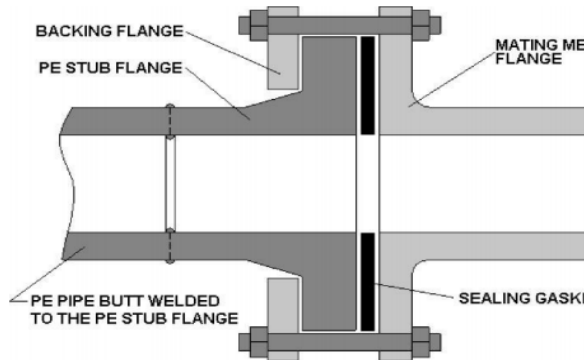
Pada tugas akhir ini akan dilakukan analisa sambungan kekuatan *bolt & nuts tightening* yang optimum untuk sambungan *flange adaptor* dengan *weld neck flange*. Analisa yang dilakukan meliputi perhitungan beban pengencangan baut yang akan diberikan pada sambungan serta perhitungan tegangan, deformasi, dan *contact zone* akibat pemberian beban pengencangan baut. Analisa metode pemodelan dengan *software* ANSYS digunakan untuk mengetahui total deformasi dari *flange*, pipa PE dan pipa baja saat menerima beban pengencangan dari baut pada sambungan *flange adaptor* dengan *weld neck flange*.

2. METODOLOGI

Flange yang digunakan pada penelitian ini adalah *flange* jenis *weld neck flange* dan *flange adaptor*. Dikarenakan jenis *flange* yang berbeda maka perhitungan tegangan akibat adanya pengencangan baut juga berbeda yaitu dihitung pada masing-masing tipe *flange*.

2.1 Prosedur Penelitian

Desain sambungan pipa PE dengan pipa baja dapat dilihat pada Gambar 1. Perhitungan variasi beban pengencangan baut yang akan diberikan pada sambungan dilakukan untuk mendapatkan beban pengencangan baut yang optimum sehingga nilai tegangan dan nilai deformasi yang terjadi ketika baut dikencangkan harus berada dibawah nilai *allowablestress* masing-masing *case*.



Gambar 1.Penyambungan pipa PE dan pipa baja

2.2 Calculation

5. Beban pengencangan pada baut

$$D_{km} = \frac{D_0 + d_h}{2}$$

(2.1)

$$F_{ax} = \frac{T_q}{\left(\frac{p}{2\pi} + \frac{\mu D_2}{2 \cos \beta_{th}} + \frac{\mu D_{km}}{2} \right)}$$

(2.2)

6. Flange Stress

Operating

$$S_H = \frac{f \cdot M_0}{L \cdot g_1^2 \cdot B}$$

(2.3)

$$S_R = \frac{(1.33te+1)M_0}{L \cdot t^2 \cdot B}$$

(2.4)

$$S_T = \frac{Y \cdot M_0}{t^2 \cdot B} - Z \cdot S_R$$

(2.5)

$$B_S = \frac{W_{m1}}{A_b}$$

(2.6)

Seating

$$S_H = \frac{f \cdot M_0}{L \cdot g_1^2 \cdot B}$$

(2.7)

$$S_R = \frac{(1.33te+1)M_0}{L \cdot t^2 \cdot B}$$

(2.8)

$$S_T = \frac{Y \cdot M_0}{t^2 \cdot B} - Z \cdot S_R$$

(2.9)

$$B_S = \frac{W_{m2}}{A_b}$$

(2.10)

7. Allowablestress

Allowablestress pada *flange* dalam perhitungan *flange leakage analysis* sesuai dengan ketentuan ASME Section VIII division 1 sebagai berikut :

Longitudinal hubstress

$$S_H \leq 1,5 S_f$$

(2.11)

Radial flangestress

$$S_R \leq S_f$$

(2.12)

Tangensial flangestress

$$S_T \leq S_f$$

(2.13)

Bolting stress

$$B_S \leq 2 S_b$$

(2.14)

2.3 Finite Element Method (FEM)

Setelah melakukan perhitungan variasi beban pengencangan, kemudian dilakukan perhitungan tegangan, deformasi, dan *contact zone* (gap) antar *flange* menggunakan metode *Finite Element* (FEM) dengan bantuan *software* ANSYS. Dengan menggunakan FEM, hasil perhitungan lebih detail disertai dengan 3D *modeling* FEM.

Desain yang akan dimodelkan pada *software* ANSYS berupa pipa PE, pipa baja, dan sambungan *flange* terlebih dahulu dibuat menggunakan *autocad*. Kemudian format dari *autocad* diubah menjadi (.*acis*) agar dapat dibaca pada *software* ANSYS.

Setelah geometri pada ANSYS sudah tercentang hijau, kemudian melakukan analisa *finite element* dengan meng-input beban apa saja yang akan mengenai pipa dan sambungan (seperti beban pengencangan baut dan beban tanah). Hasil 3D modeling dari running ANSYS harus berada dibawah nilai *allowable stress* dan *allowable deformation* untuk mendapatkan nilai beban pengencangan yang optimum.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Hasil perhitungan beban pengencangan baut

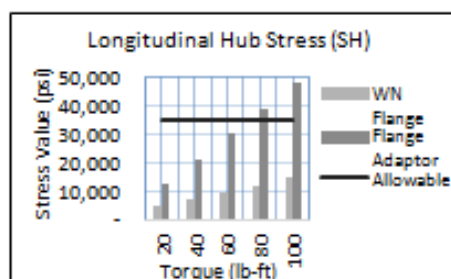
Untuk mendapatkan nilai beban pengencangan baut yang optimum pada sambungan *flange adaptor* dengan *weld neck flange* maka dilakukan variasi perhitungan beban pengencangan baut (F_{ax}) sebanyak 5 kali dengan nilai variasi torque yang berbeda-beda. Hasil perhitungan variasi nilai beban pengencangan baut dapat dilihat pada Tabel 1

Tabel 1. Variasi nilai beban pengencangan baut (F_{ax})

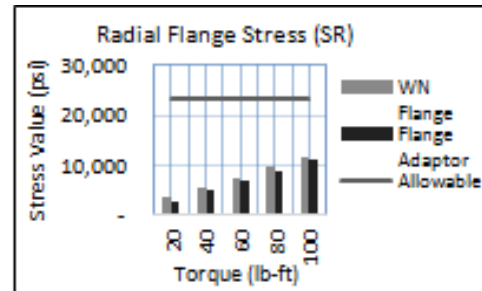
Variasi torque	Torque (T) lb-ft	Beban Pengencangan Baut (Fax) lb
T1	20	1,965.908
T2	40	3,931.816
T3	60	5,897.724
T4	80	7,863.631
T5	100	9,829.539

3.2 Hasil perhitungan tegangan pada sambungan flange

Perhitungan tegangan dilakukan menggunakan dua metode yaitu perhitungan manual dan perhitungan menggunakan software ANSYS. Pada metode manual, perhitungan dilakukan pada bagian *flange* saja dengan memperhatikan beban dari baut dan *gasket*-nya. Perhitungan *flange stress* dengan metode ASME Section VIII Division 1 Appendix 2 digunakan untuk mengetahui besar nilai *stress* yang terjadi pada sambungan *flange*. Tegangan yang terjadi pada sambungan *flange* yaitu *longitudinal hub stress*, *radial flange stress*, *tangensial flange stress*, dan *bolting stress*

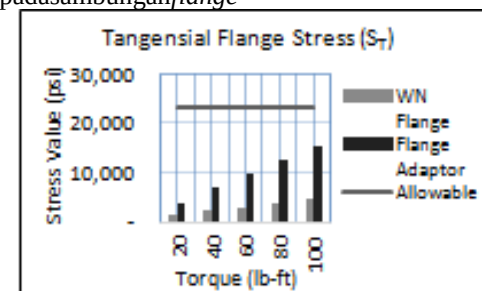


Gambar 2. Grafik perbandingan nilai S_H pada sambungan flange



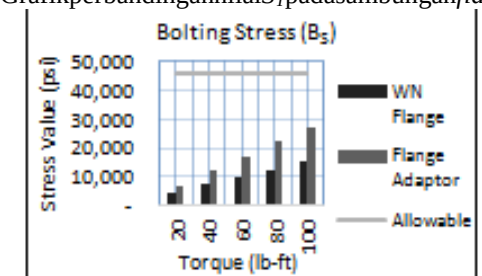
Gambar 3.

Grafik perbandingan nilai S_R pada sambungan flange



Gambar

4. Grafik perbandingan nilai S_T pada sambungan flange

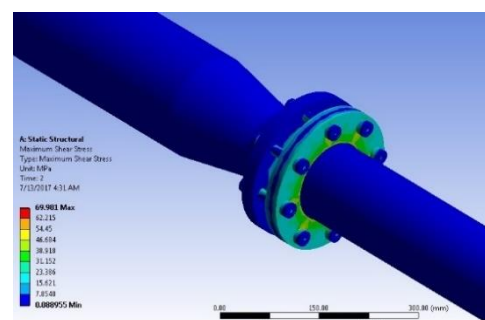


Gambar

5. Grafik perbandingan nilai B_S pada sambungan flange

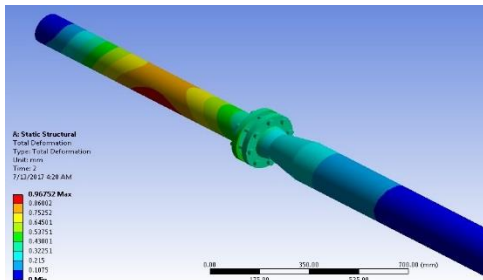
3.3 Hasil perhitungan finite element method (FEM)

Dari hasil pemodelan pada ANSYS akan diperoleh hasil FEM yang dapat dianalisa, pokok bahasan yang akan dianalisa dari hasil running ANSYS meliputi *maximum shear stress*, *total deformation*, dan *contact zone (gap)* antar flange. Hasil 3D modeling dari running ANSYS yang akan ditampilkan hanya pada pemberian torque 20 lb-ft (T_1).



Gambar 6. Maximum shear stress
Tabel 2. Flangestress pada ANSYS

Torque (lb-ft)	Max Shear Stress		Allowable Stress (psi)
	Mpa	psi	
20	69.981	10,149.90	34,950.00
40	141.07	20,460.51	34,950.00
60	213.83	31,013.48	34,950.00
80	286.49	41,551.94	34,950.00
100	359.53	52,145.51	34,950.00



Gambar 7. Total deformation
Tabel 3. Total deformation ketika diberi F_{ax}

Torque (lb-ft)	Total Deformation (mm)	Allowable (mm)
20	0.96752	2.50
40	0.96448	2.50
60	0.96225	2.50
80	1.1064	2.50
100	1.3035	2.50

4. KESIMPULAN

Hasil dari pembahasan dan analisa yang telah dilakukan dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

- Beban pengencangan pada baut (F_{ax}) yang optimum untuk sambungan *flange adaptor* dengan *weld neck flange* sebesar 5,897.724 lb pada penggunaan *torque* nomor 3 (T_3 , 60 lb-ft).
- Tegangan yang diterima *flange adaptor* dan *weld neck flange* ketika diberi beban pengencangan baut dengan *torque* nomor 3 (T_3 , 60 lb-ft).
 - Nilai *longitudinal hub stress* yang diterima oleh sambungan *weld neck flange* sebesar 9,544.61 psi. Sedangkan yang diterima oleh sambungan *flange adaptor* sebesar 30,171.10 psi. Nilai *longitudinal hub stress* untuk kedua sambungan berada dalam batasan aman karena lebih rendah dari nilai *allowable stress* sebesar 34,950.00 psi.
 - Nilai *radial flange stress* yang diterima oleh sambungan *weld neck flange* sebesar

7,457.94psi. Sedangkan yang diterima oleh sambungan *flange adaptor* sebesar 6,814.27psi. Nilai *radial flange stress* untuk kedua sambungan berada dibawah *allowable stress* sebesar 23,300.00 psi.

- Nilai *tangensial flange stress* yang diterima oleh sambungan *weld neck flange* sebesar 2,952.46 psi. Sedangkan yang diterima oleh sambungan *flange adaptor* sebesar 9,619.21psi. Nilai *tangensial flange stress* untuk kedua sambungan berada dalam batasan aman karena lebih rendah dari nilai *allowable stress* sebesar 23,300.00 psi.
 - Nilai *bolting stress* yang diterima oleh sambungan *weld neck flange* sebesar 9,826.84 psi. Sedangkan yang diterima oleh sambungan *flange adaptor* sebesar 16,991.60 psi. Nilai *bolting stress* kedua sambungan berada dibawah *allowable stress* sebesar 46,000.00 psi.
- Deformasi pada pipa akibat adanya pengencangan baut dengan penggunaan *torque* nomor 3 sebesar 0.96225 mm. Nilai deformasi untuk semua *variasi torque* yang digunakan berada dalam batasan aman karena lebih rendah dari nilai *allowable deformation* sebesar 2.5 mm.

5. DAFTAR NOTASI

- A_b = Luasan area baut (available), inch
 B = Flange inside diameter, inch
 B_s = Bolt stress, psi
 β_{th} = Half flank angle of the bolt thread, inch
 $\left(\frac{\pi}{6} \text{ for ISO thread}\right)$
 D_0 = Mayor diameter of bolt, inch
 D_2 = Pitch diameter of bolt thread, inch
 d_h = Outside diameter of nut, inch
 D_{km} = Effective diameter for friction
 e = Faktor
 $e = \frac{F}{h_o}$ for integral type flange
 $e = \frac{F_L}{h_o}$ for loose type flange
 F_{ax} = Aksial force, lb
 f = Hub stress correction factor (ASME VIII figure 2-7.6)
 g_1 = Ketebalanhub at back flange, inch
 L = Faktor = $\frac{te+1}{T} + \frac{t^3}{d}$
 M_0 = Total moment, lb-in
 μ = Coefficient of friction
 P = Pitch of the bolt thread
 S_f = Allowable flange stress at design temperature, psi
 S_H = Longitudinal stress, psi
 S_R = Radial stress, psi

S_T = Tangensial stress, psi

T_q = Torque of bolt, lb-in

t_f = Flange thickness, in

W_{m1} = Minimum required bolt load for operating condition, lb

W_{m2} = Minimum required bolt load for gasket seating condition, lb

Y = Faktor (ASME VIII figure 2-7.1)

Z = Faktor (ASME VIII figure 2-7.1)

(10) SKF Group, T. (2001). *Bolt Tightening*. France: SKF Bolt Tightening Handbook.

(11) TN-38. (2011). *Bolt Torque for Polyethylene Flanged Joints (based on ASME B16.5)*. Plastic Pipe Institute.

6. DAFTAR PUSTAKA

- (1) ASME. (2003). *ASME B1.1 Unified Inch Screw Threads*. An American National Standard.
- (2) ASME. (2009). *ASME B16.5 Pipe Flanges and Flanged Fittings (NPS ½ through NPS 24 Metric/Inch Standard)*. An American National Standard.
- (3) ASME. (2010). *ASME Section VIII Div 1 Rules for Construction of Pressure Vessels*. ASME Boiler and Pressure Vessel Code An International Code.
- (4) ASME. (2012). *ASME B31.3 Process Piping*. An American National Standard.
- (5) Barqi, I. S. (2015). *Analisa Kekuatan Flange jalur Perpipaan dari Output Choke Valve (HV-563301-01) akibat Tekanan dan Temperatur Desain dengan Metode Flange Leakage Analysis di Proyek Banyu Urip EPC 1*. Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
- (6) David A. Willoughby, R. D. (2004). *Plastic Piping Handbook*. McGraw-Hill Handbooks.
- (7) Guidelines, I. (2015, May 27). Metal Backing Flanges for use with Polyethylene (PE) Pipe Flange Adaptors. hal. 18.
- (8) Pawar, J. S. (2015). Modeling and Stress Analysis of Single Lap Bolted Joint. *Universal Journal of Mechanical Engineering*, 21-26.
- (9) Roy A. Parisher, R. A. (2002). *Pipe Drafting and Design*. Boston, Oxford, Auckland, Johannesburg, Melbourne, New Delhi: Butterworth-Heinemann.

Analisa Teknis dan Ekonomis Perancangan Sistem Pencegahan Korosi Underground Pipe PLTU Sintang dengan Perbandingan Metode *Painting* dan Katodik

Alif Fauzan Falah^{1*}, Endah Wismawati², Bambang Antoko³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia³

Email: falahalif@gmail.com^{1*}; endahsaputra60@gmail.com^{2*}; bambangantoko@gmail.com^{3*};

Abstrak

Dalam memenuhi kebutuhan listrik di daerah sintang Kalimantan Barat, dibutuhkan uap untuk proses pembangkitan listrik, didalam produksi uap tersebut juga dibutuhkan air untuk menghasilkan uap, untuk mensuplai air agar menjadi uap dibutuhkan pipa sebagai penyalur fluida, agar proses tersebut berlangsung lama dan minim kendala maka dibutuhkan pemilihan proteksi yang tepat untuk melindungi pipa dari masalah korosi yang akan mengurangi kinerja pipa.

Perhitungan teknis dan ekonomis proteksi akan dilakukan secara manual dan pemodelan menggunakan perhitungan standard yang sudah ada, selanjutnya dari perhitungan teknis dapat diketahui kebutuhan produksi proteksi, selanjutnya menghitung kebutuhan ekonomis dari masing-masing metode untuk didapat biaya yang minimal untuk proteksi pipa bawah tanah.

Dalam analisis dan perhitungan tersebut nantinya akan dapat ditentukan proteksi korosi manakah yang tepat untuk diaplikasikan pada pipa bawah tanah tersebut.

Kata Kunci : *Coating, Underground pipe, Painting Proteksi Katodik, Korosi*

1. PENDAHULUAN

Korosi adalah salah satu masalah penyebab kegagalan material, baik itu pada *equipment* maupun sistem perpipaan yang ada di dunia industri. Hal ini sangat ditakuti oleh semua perusahaan terutama perusahaan yang memiliki sistem produksi dengan menggunakan peralatan bahan material logam. Salah satu perusahaan yang memiliki kekhawatiran terhadap bahaya korosi adalah PT. ADHI KARYA, perusahaan yang bergerak dalam bidang konstruksi ini sedang mengerjakan proyek PLTU (Pembangkit Listrik Tenaga Uap). Dalam proses produksi uap tentu dibutuhkan air untuk bahan dasar produksi uap itu sendiri, dalam hal ini air disuplai dari sungai Kapuas yang berdekatan dengan proyek yang sedang berjalan. Air tersebut diambil melalui pompa yang berada di *water intake*, lalu disalurkan melalui pipa menuju ke *clarifier Water Treatment Process* dan dilakukan proses pengolahan air sebelum disalurkan ke turbin.

Pada bagian *water intake* terdapat pipa bawah tanah (*underground pipe*) yang menjadi jalur air menuju *clarifier WTP (Water Treatment Process)*. Area ini menjadi fokus perhatian dikarenakan tanah yang bersinggungan langsung dengan pipa merupakan tanah liat berkarakter basah, kering, berkerikil dan merupakan jalan utama kampung yang sering dilalui kendaraan. Kejadian ini memberikan tanda bahaya korosi yang bisa terjadi pada material pipa bawah tanah tersebut, bentuk pencegahan korosi adalah dengan melakukan *painting* atau proteksi katodik. Pada dasarnya prinsip proteksi korosi tersebut adalah untuk mencegah kontak langsung antara *base metal* dengan lingkungan untuk meminimalisir terjadinya korosi, oleh karena itu pada penelitian ini berfokus tentang perhitungan teknis dan ekonomis kedua metode proteksi tersebut, sehingga didapat metode proteksi terbaik untuk diterapkan kedalam sistem perpipaan yang sesuai kondisi di lapangan.

2. METODOLOGI.

2.2 Prosedur Penelitian

Analisa dan perhitungan teknis dan ekonomis dilakukan dengan membandingkan dua metode pencegahan, yakni metode *painting* dan metode katodik. Material yang digunakan dalam analisa pipa material A53 diameter 6 inch, jenis *coating* yang digunakan adalah *epoxy* dua lapis, dan anoda proteksi SACP yang digunakan adalah magnesium. Perhitungan meliputi 3 aspek yakni perhitungan laju korosi, perhitungan teknis metode *painting* dan perhitungan teknis dari metode SACP.

2.3 Laju Korosi

Laju korosi adalah kecepatan penurunan kualitas material terhadap waktu. Menghitung laju korosi pada umumnya menggunakan 2 cara, yaitu:

1. Metode Kehilangan Berat (*Weight Loss Method*)

Metode kehilangan berat adalah perhitungan laju korosi dengan mengukur kehilangan berat akibat korosi yang terjadi. Metode ini menggunakan jangka waktu penelitian hingga mendapatkan jumlah kehilangan akibat korosi yang terjadi. Standar yang digunakan untuk mengetahui jumlah kehilangan berat akibat korosi yaitu mengacu (ASTM G1) *Standard Practice for Preparing, Cleaning, and Evaluating Corrosion Test Specimen*, American Society for Testing Material, U.S.A. maka digunakanlah rumus sebagai berikut :

$$Cr = \frac{K.W}{D.A.T} \quad (1)$$

2. Metode Elektrokimia

Metode elektrokimia adalah metode mengukur laju korosi dengan mengukur beda potensial objek hingga didapat laju korosi yang terjadi. Kelemahan metode ini adalah tidak dapat menggambarkan secara pasti laju korosi yang terjadi secara akurat karena hanya dapat mengukur laju korosi hanya pada waktu tertentu saja, hingga secara umum pemakaian maupun kondisi untuk dapat ditreatmen tidak dapat diketahui. Kelebihan metode ini adalah dapat langsung mengetahui laju korosi pada saat diukur, hingga waktu pengukuran tidak memakan waktu yang lama.

$$Cr = K \frac{a.i}{n.D} \quad (2)$$

2.4 Perhitungan Teknis SACP

Dalam membuat suatu desain proteksi SACP, maka referensi yang digunakan adalah NACE *Standard RP-01-69 Control of External Corrosion on Underground or Submerged Metallic Piping Systems*. maka akan digunakan rumus-rumus berikut ini:

1. Perhitungan Luas Permukaan Pipa

$$SA = \pi . D . L \quad (3)$$

2. Kebutuhan Arus Proteksi

$$Ip = SA . Cd . Cb \quad (4)$$

3. Kebutuhan Berat Anode

$$W = \frac{Ip \times L \times CR}{u} \quad (5)$$

\\

\\

\\(5)\\

4. Jumlah Anode Berdasarkan Berat

$$Nw = \frac{W}{Wa} \quad (6)$$

5. Resistensi Anoda-Elektrolit

$$Ra = \frac{0,315 \times p}{\sqrt{A \text{ anode}}} \quad (7)$$

6. Kapasitas Arus Keluaran Anoda

$$Ia = \frac{\Delta V}{Ra} \quad (8)$$

7. Jumlah Anoda Berdasarkan Arus

$$Ni = \frac{Ip}{Ia} \quad (9)$$

8. Jarak Pemasangan Anoda

$$Sp = \frac{L \text{ pipe}}{N} \quad (10)$$

9. Test Station Box

$$SB = \frac{L \text{ pipe}}{2000 \text{ m}} \quad (11)$$

2.5 Perhitungan Teknis Painting

Untuk mengetahui kebutuhan cat yang akan digunakan dalam proses coating, maka referensi yang digunakan adalah CCI *Corrosion Care Indonesia*. maka akan digunakan rumus-rumus berikut ini:

1. Theoretical Spreading Rate

$$TSR = \frac{Vol\ solids\ (\%) \times 10}{DFT\ (\mu m)} \quad (12)$$

2. Theoretical Paint Consumption

$$TPC = \frac{Area}{TSR} \quad (13)$$

3. Practical Paint Consumption

$$PPC = TPC \times CF$$

$$(14)$$

$$CF = \frac{1}{Loss\ Factor}$$

$$(15)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Data Penelitian

- Data Spesifikasi SACP
Tabel 1. Data Spesifikasi Objek Proteksi Katodik

Data Properties milik PT. ADHI KARYA SINTANG KALBAR		
Deskripsi	Keterangan	Satuan
Material	A53	-
Diameter Pipa	0.1524	m
Panjang Pipa	16	m
Coating	3 LPE	m
Coating Break Down	1	%
Diameter Luar Pipa	0.16828	m
Resistivitas Tanah	3000	Ohm.m
Usia Design	15	Tahun

- Data Metode *Painting*
Tabel 2. Data *Painting*

Data Properties milik PT. ADHI KARYA SINTANG KALBAR		
Deskripsi	Keterangan	Satuan
Area	8.5	m ²
Volume solids	80 (Primer coat) 80 (Top coat)	%
Panjang Pipa	16	m
Dry Film Thickness (DFT)	200 (Primer coat) 200 (Top coat)	m
Maksimum Thinner	15	%
Diameter Luar Pipa	0.16828	m
Diameter Dalam Pipa	0.154051	m
Luas Permukaan Pipa	8.5	m ²
Loss factor	40	%
Usia Design	15	Tahun

12.3 3.2 Perhitungan Teknis dan Ekonomis SACP

- Hasil perhitungan teknis dari metode SACP dapat ditunjukkan pada Tabel 3 berikut
Tabel 3. Hasil Perhitungan Teknis Metode SACP

No.	Deskripsi	Hasil Perhitungan	Unit (Satuan)
1	Perhitungan luas permukaan pipa (SA)	8,46	m ²
2	Kebutuhan arus proteksi (I)	0,0028	A
3	Tahanan anoda horizontal (R _a)	2433,28	Ω
4	Tahanan anoda vertikal (R _v)	3199,33	Ω
5	Nilai arus listrik keluaran anoda (I _a)	0,00035	A
6	Jumlah anoda minimum (N _{an})	8	Anoda
7	Jumlah anoda (N)	17	Anoda
8	Jarak pemasangan anoda (Sp)	0,94	m
9	Jumlah station box (SB)	1	Buah

- Hasil perhitungan ekonomis dari metode SACP dapat dilihat pada Tabel 4 berikut.

Tabel 4. Hasil Perhitungan Ekonomis Metode SACP

No.	Description	Unit	Price	Total Price	Total Price (Rp)
1	Packaged Magnesium - Sacrificial Anode high potential magnesium alloy (-0,85 vs Cu/CuSO4	17	110 US\$/set	1.870 US\$	Rp 24.893.440
2	Test Station Box	1	300 US\$/pcs	300 US\$	Rp 3.993.600
Total			2.170 US\$		Rp 28.887.040

Daritabel diatas, dapat dilihat bahwa proteksi katodik menggunakan metode SACP ini membutuhkan 2.170 US\$ atau set aradengan Rp 28.887.040 dengan nilai tukar US\$ terhadap rupiah sebesar 13.312 rupiah (menurut www.xe.com tanggal 20 Mei 2017).

12.4 3.3 Perhitungan Teknis dan Ekonomis Metode *Painting*

- Hasil perhitungan teknis metode *painting* dapat dilihat pada Tabel 5 berikut.

No.	Deskripsi	Nilai	Unit (Satuan)
1	Theoretical Spreading Rate (TSR) • TSR Primer • TSR Top	4 4	m ² /liter m ² /liter
2	Theoretical Paint Consumption (TPC) • TPC Primer • TPC Top	2,2 2,2	Liter Liter
3	Practical Paint Consumption (PPC) • PPC Primer • PPC Top	5,5 5,5	Liter/m ² Liter/m ²
4	Kebutuhan Total cat = (Area x PPC) = 8,5 m ² x 5,5 liter/m ²	47	Liter
5	Kebutuhan Thinner = maksimum thinner x kebutuhan cat = 15% x 47 liter	7	liter

Tabel 5. Hasil Perhitungan Teknis Metode *Painting*

No	Deskripsi	Nilai	Unit (Satuan)
1	<i>Theoretical Spreading Rate (TSR)</i> - TSR Primer - TSR Top		m ² /liter m ² /liter
2	<i>Theoretical Paint Consumption (TPC)</i> - TPC Primer - TPC Top		Liter Liter
3	<i>Practical Paint Consumption (PPC)</i> - PPC Primer - PPC Top		Liter/m ² Liter/m ²
4	Kebutuhan Total cat = (Area x PPC) = 8,5 m ² x 5,5 liter/m ²	47	Liter
5	Kebutuhan <i>Thinner</i> = maksimum <i>thinner</i> x kebutuhan cat = 15% x 47 liter	7	liter

Hasil perhitungan ekonomis dari metode *painting* dapat dilihat pada Tabel 6 berikut.

Tabel 6. Perhitungan Ekonomis Metode *Painting*

No.	Description	Liter	Price	Total Price (Rp)
1	<i>Paint Primer coat (Jotun 87 GF Grey) Top coat (Jotun 87 GF Black)</i>	47 47	15800 0/lt 27800 0/lt	Rp 7.426.000 Rp 13.066.000
2	<i>Thinner Jotun No.17 (Primer and Top)</i>	7 7	81700 /lt 81700 /lt	Rp 571.000 Rp 571.000
3	Sand 1000/kg	90kg		Rp 90.000
TOTAL				Rp 21.724.000

Dari tabel diatas, dapat dilihat bahwa proteksi korosi menggunakan metode coating painting ini membutuhkan biaya sebesar Rp 21.724.000

4. KESIMPULAN

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

1. Pemilihan anoda untuk metode SACP menggunakan anoda magnesium, Karena untuk resistivitas tanah sebesar 3000 ohm.m, magnesium lebih bisa diandalkan jika dibandingkan dengan anoda zink ataupun aluminium.
2. Penggunaan metode SACP untuk underground pipe water intake PLTU Sintang ini membutuhkan 17 set anoda magnesium dan 1 test station box, sehingga biaya yang dibutuhkan untuk proteksi metode ini adalah sebesar Rp 28.887.040.
3. Penggunaan metode Coating Painting untuk underground pipe PLTU Sintang ini membutuhkan cat jenis epoxy dua lapis, Thinner untuk pencampuran cat, dan pasir untuk proses sand blasting untuk keperluan pembersihan pipa terhadap karat, sehingga biaya yang dibutuhkan untuk proteksi metode ini adalah sebesar Rp 21.724.000.

4. Proteksi korosi metode coating painting lebih dipilih dibandingkan metode SACP, karena bahan coating painting lebih mudah didapat dan pengaplikasiannya yang tergolong praktis, selain itu metode coating lebih murah dibandingkan metode SACP dengan selisih biaya ± 7 juta rupiah.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan materi, motivasi, kasih sayang, do'a, dan nasehat hidup bagi penulis.
2. Ibu Endah Wismawati, selaku dosen pembimbing 1 dan Bapak Bambang Antoko selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
3. Teman-teman seperjuangan teknik perpipaan angkatan tahun 2013 yang telah memberikan motivasi, warna kehidupan, dan kebersamaan

6. DAFTAR PUSTAKA

1. Crame, Stephen D., 2003, *Corrosion: Fundamentals, Testing, and Protection*, USA, ASM International
2. Darowicki K, Bohdanowicz W. 2001. "Pro-Ecological Aspects of Application of Cathodic Protection" dalam *Journal of Environment* Vol. 10 No. 5, 2001
3. Fontana, Mars G., 1987, *Corrosion Engineering*, Singapore: McGraw-Hill Book Company
4. Kreysa, Gerhard., 2007, *Corrosion Handbook – Corrosive Agents and Their Interaction with Material*, Weinheim, Wiley-VCH
5. McAllister, E. W., 2002, *Pipeline Rules of Thumb Handbook, United States of America*, Butterworth-Heinemann
6. Parker, Marshall., 1999, *Pipeline Corrosion and Cathodic Protection*, Houston, Gulf Publishing Company
7. ISO 15589-1 Internasional Standard
8. PEABODY'S Control of pipeline Corrosion
9. Elektro Indonesia, 1999, *Peraturan Umum untuk Elektrode Bumi dan Penghantar Bumi* (elektroindonesia.com)

Pengaruh Variasi Kelembaban, Temperatur dan Ketebalan Cat Pada Baja SS400 Terhadap Daya Rekat dan Laju Korosi

Anggara F.Y.P^{1*}, Bambang Antoko ², Bayu Wiro K³

^{1,2,3}Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

Email: *ang8694@gmail.com¹; *bambangantoko@gmail.com²; *bayuwiro@yahoo.com³

Abstrak

PT. Cilegon Fabricator merupakan salah satu perusahaan yang bergerak dibidang fabrikasi di Indonesia yang memproduksi *Boiler, Steel structure, Crane* dan *bridge*. Pada proses *finishing* dalam produksi melakukan proses *painting*. Proses *painting* ini bertujuan agar memberi proteksi agar melindungi dari proses korosi. Penelitian ini ditunjukan untuk mengetahui Analisa variasi kelembaban, temperatur lingkungan dan lapisan cat terhadap daya rekat material SS400 pada proses *painting*.

Penelitian ini menggunakan cat jenis *epoxy* dan *polyurethane* dan desain eksperimen dengan menggunakan metode desain faktorial, dengan 3 faktor, 3 faktor mempunyai 2 level berdasarkan rancangan desain faktorial dilakukan 27 kali percobaan. Kemudian dilakukan uji daya rekat cat, pengujian tersebut menggunakan *pull off test* dan *immersion test*. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh kelembaban, temperatur dan ketebalan cat yang sesuai agar memperoleh daya rekat cat dan laju korosi yang sesuai dengan spesifikasi perusahaan dan mengetahui optimasi proses *painting* untuk daya rekat cat benda uji dengan menggabungkan variasi parameter yang di ujikan.

Hasil pengujian *pull of test* menunjukan bahwa pengaruh untuk kelembaban sebesar 76,34%, temperatur sebesar 15,11% dan ketebalan cat sebesar 8,55%. Parameter tersebut mempunyai pengaruh terhadap daya rekat cat. Sedangkan pada pengujian *immersion test* menunjukan bahwa untuk kelembaban sebesar 78,86%, temperatur sebesar 17,39% dan ketebalan cat sebesar 3,75%. Parameter tersebut mempunyai berpengaruh pada pengujian laju korosi.

Kata Kunci : *immersion test*, metode desain faktorial, proteksi, *pull of test*

1. PENDAHULUAN

Hampir 90% bangunan *power plant* dibangun dengan bahan dasar baja sebagai penyangga. Baja sendiri rawan mengalami korosi. Banyaknya material baja yang digunakan pada lingkungan yang korosif seperti pada lingkungan pinggir laut memiliki tingkat kelembaban yang tinggi dan mengandung kandungan garam yang dapat menyebabkan terjadinya proses korosi. Korosi terjadi karena kelembaban dan air laut merupakan elektrolit yang agresif. Korosi itu sendiri dapat mempengaruhi pada umur masa *steel strukture* pada bangunan *power plant*. Korosi tidak dapat dicegah namun bisa dikendalikan. Salah satunya dengan proteksi dengan perlindungan lapisan material dengan *coating*. Berdasarkan permasalahan yang telah diuraikan maka dilakukan penelitian pada material yang akan mengalami proses *coating*. Beberapa hal yang mempengaruhi faktor yang mempengaruhi korosi pada material steel strukture dijadikan parameter untuk di uji dengan *pull of test* dan *weight loss*. Dalam pengolahan data menggunakan design faktorial yang berfungsi untuk mencari variasi parameter yang optimal.

2. METODOLOGI

Pelaksanaan penelitian dilakukan dengan cara penelitian sebagai berikut :

1. Pengujian *pull of test*

Persiapan alat material dan instrument ukur.

Alat meliputi : *pull of adhesion tester elcometer*, kain, kertas *abrasive*, *blasting*, *convetional spray*, *termocouple*, *sling humidity*, kamera digital, DFT, WFT.

Material meliputi : Baja SS400 dan cat produk CMP.

Pemotongan plat baja sebanyak 54 buah dengan ukuran 100mmx100mmx5mm.

2. Pengujian *immersion test*

Persiapan alat dan instrument ukur.

Alat meliputi : wadah, larutan NaCl, amplas, gerinda, spidol, bor, aquades, timbangan, kamera digital, *convetional spray*, *blasting chambers*, *termocouple*, *sling humidity*, DFT, WFT, gelas beker.

Material meliputi : Baja SS400 dan cat produk CMP.

Pemotongan plat baja sebanyak 54 buah dengan ukuran 50mmx25mmx3mm. Rancangan eksperimen ditunjukkan pada Tabel 1 sebagai berikut.

Tabel 1 Rancangan eksperimen desain faktorial

No	Kelembaban	Temperatur	Ketebalan
1	77	33	150
2	77	33	200
3	77	33	250
4	77	36	150
5	77	36	200
6	77	36	250
7	77	39	150
8	77	39	200
9	77	39	250
10	80	33	150
11	80	33	200
12	80	33	250
13	80	36	150
14	80	36	200
15	80	36	250
16	80	39	150
17	80	39	200
18	80	39	250
19	82	33	150
20	82	33	200
21	82	33	250
22	82	36	150
23	82	36	200
24	82	36	250
25	82	39	150
26	82	39	200
27	82	39	250

B.Pelaksanaan pengujian pull of test sebagai berikut :

- Siapkan benda uji dan bersihkan dan bersihkan permukaan *coating* dari kotoran yang menempel dengan menggunakan lap atau kertas tisu
- Buat agar luasan permukaan yang diuji 10 mm dari sisi atau pinggiran benda uji
- Lakukan pengukuran tebal *coating* pada benda uji tersebut sesuai dengan pengukuran tebal *coating* kering pada *subtract* baja karbon dengan menggunakan *Elcometer*
- Menentukan lokasi pengujian pada permukaan *coating* dengan menggunakan kertas *abrasive* No 400
- Siapkan dan bersihkan permukaan *dolly* yang akan dilekatkan pada permukaan *coating* dengan menggunakan kertas *abrasive* No 200
- Lekatkan permukaan *dolly* pada permukaan *coating* yang sudah disiapkan dengan menggunakan

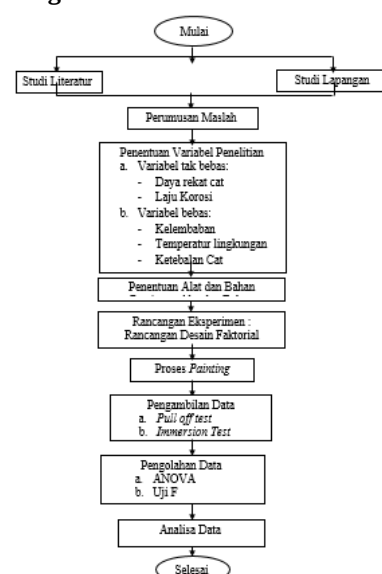
lapisan *epoxy* dan *polyurethane* dan biarkan sampai kering

- Biarkan minimum selama 12 jam atau mengacu pada manual *instruction product epoxy adhesive* dan *polyurethane adhesive*
- Lepaskan sisa cat dari sisi *dolly* dengan menggunakan *dolly cutter* yang sudah disiapkan atau dengan peralatan lain
- Tarik *dolly* dengan alat *adhesion tester* sampai *dolly* terlepas
- Catat angka yang ditunjukkan yang ditunjukkan pada *adhesion tester*

C.Pelaksanaan pengujian immersion test sebagai berikut :

- Siapkan spesimen, bak plastik, larutan, amplas, spidol, larutan garam dan air, kain dan timbangan
- Bersihkan spesimen dengan menggunakan gerinda dan amplas sampai permukaan tidak ada kotoran
- Tandai spesimen dengan tipe X
- Timbang spesimen tersebut dan catat hasil
- Masukan campuran aquades dan NaCl ke dalam bak
- Tunggu sampai waktu yang ditentukan 14 hari
- Angkat spesimen dan masukan ke dalam NaCl selama 5 menit
- Tunggu sampai material kering kemudian di timbang

2.1 Diagram Alir



Gambar 1(a). Diagram alir penelitian

2.2 Pengolahan data menggunakan desain faktorial

Di bawah ini adalah rumus-rumus yang dipakai untuk menentukan nilai jumlah kuadrat pada perhitungan manual.

1. Faktor Kuadrat (FK)

$$FK = \left(\sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^b \sum_{k=1}^c \sum_{l=1}^d \gamma_{ijkl} \right)^2 / rabc$$

2. Jumlah Kuadrat Total (JK_T)

$$JK_T = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^b \sum_{k=1}^c \sum_{l=1}^d \gamma_{ijkl}^2 - FK$$

3. Jumlah Kuadrat perlakuan (JK_p)

$$JK_p = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^b \sum_{k=1}^c \left[\left(\sum_{l=1}^d \gamma_{ijkl} \right)^2 / r \right] - FK$$

4. Jumlah Kuadrat Faktor A (JK_A)

$$JK_A = \sum_{i=1}^a \left[\left(\sum_{j=1}^b \sum_{k=1}^c \sum_{l=1}^d \gamma_{ijkl} \right)^2 / rbc \right] - FK$$

5. Jumlah Kuadrat Faktor B (JK_B)

$$JK_B = \sum_{j=1}^b \left[\left(\sum_{i=1}^a \sum_{k=1}^c \sum_{l=1}^d \gamma_{ijkl} \right)^2 / rbc \right] - FK$$

6. Jumlah Kuadrat Interaksi Faktor A dan Faktor B (JK_{AB})

$$JK_{AB} = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^b \left[\left(\sum_{k=1}^c \sum_{l=1}^d \gamma_{ijkl} \right)^2 / rc \right] - FK - JK_A - JK_B$$

7. Jumlah Kuadrat Faktor C (JK_C)

$$JK_C = \sum_{k=1}^c \left[\left(\sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^b \sum_{l=1}^d \gamma_{ijkl} \right)^2 / rab \right] - FK$$

8. Jumlah Kuadrat Faktor A dan Faktor C (JK_{AC})

$$JK_{AC} = \sum_{i=1}^a \sum_{k=1}^c \left[\left(\sum_{j=1}^b \sum_{l=1}^d \gamma_{ijkl} \right)^2 / rb \right] - FK - JK_A - JK_C$$

9. Jumlah Kuadrat Faktor B dan Faktor C (JK_{BC})

$$JK_{BC} =$$

$$\sum_{j=1}^b \sum_{k=1}^c \left[\left(\sum_{i=1}^a \sum_{l=1}^d \gamma_{ijkl} \right)^2 / ra \right] - FK - JK_B - JK_C$$

10. Jumlah Kuadrat Faktor A, Faktor B dan Faktor C (JK_{ABC})

$$JK_{ABC} = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^b \sum_{k=1}^c \left[\left(\sum_{l=1}^d \gamma_{ijkl} \right)^2 / r \right] - JK_A - JK_B - JK_C - JK_{AB} - JK_{AC} - JK_{BC}$$

11. Jumlah Kuadrat Galat (JK_G)

$$JK_G = JK_T - JK_p$$

2.3 Pengolahan data menggunakan minitab 17

Minitab merupakan salah satu program aplikasi statistika yang banyak digunakan untuk mempermudah pengolahan data statistik. Keunggulan *software* ini adalah dapat digunakan untuk pengolahan data statistik untuk tujuan sosial maupun teknik. Dibandingkan dengan program statistik lainnya, Minitab telah diakui sebagai program statistik yang sangat kuat dengan tingkat akurasi taksiran statistik yang tinggi.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Hasil perhitungan ANOVA pull of test

SK	Db	JK	KT	F hitung	F Tabel	Keputusan
Perlakuan	26	185,528	7,135692	22,13762		
A	2	123,458	61,729	191,5067	3.35	F Hitung > F tabel H0 Ditolak
B	2	27,23329	13,61665	42,24399	3.35	F Hitung > F tabel H0 Ditolak
C	2	5,87327037	2,936635	9,110554	3.35	F Hitung > F tabel H0 Ditolak
AB	4	15,54792	3,8698	12,05888	2.73	F Hitung > F tabel H0 Ditolak
AC	4	3,8652	0,9663	2,997828	2.73	F Hitung > F tabel H0 Ditolak
BC	4	2,41925185	0,604813	1,876359	2.73	F Hitung < F tabel H0 Diterima
ABC	8	7,130856	0,891357	2,765327	2.31	F Hitung > F tabel H0 Ditolak
Galat (error)	27	8,7034mpa	0,322333	22,13762		
Total	53	194,231		191,5067		

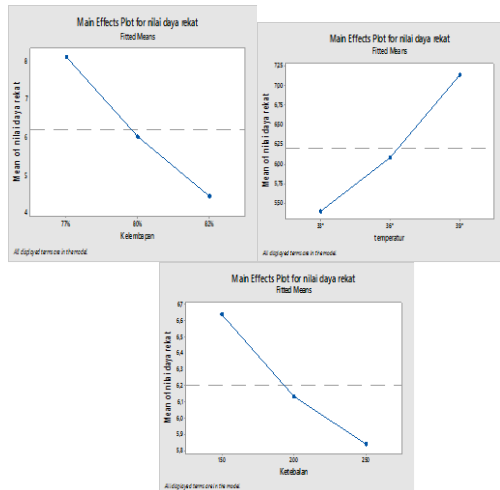
Tabel 1(a). Hasil perhitungan manual

SK	Db	JK	KT	F hitung	F Tabel	Keputusan
Perlakuan	26	0,397618	0,015293	2,873424348		
A	2	0,252004	0,126002	23,66646261	3.35	F Hitung > F tabel H0 Ditolak
B	2	0,049889	0,0249445	4,685227826	3.35	F Hitung > F tabel H0 Ditolak
C	2	0,028211	0,0141055	2,64938087	3.35	F Hitung > F tabel H0 Ditolak
AB	4	0,004641	0,00116025	0,217925217	2.73	F Hitung < F tabel H0 Diterima
AC	4	0,036698	0,0091745	1,723210435	2.73	F Hitung < F tabel H0 Diterima
BC	4	0,009663	0,00241575	0,45374087	2.73	F Hitung < F tabel H0 Diterima
ABC	8	0,016513	0,002064125	0,387696522	2.31	F Hitung < F tabel H0 Diterima
Galat (error)	27	0,14375	0,005324074			
Total	53	0,411993	0,007773453			

Tabel 1(b). Hasil perhitungan minitab

Dari perbandingan hasil pengujian pull of test antara perhitungan manual dan perhitungan menggunakan minitab 17 diperoleh hasil yang sama sehingga hasil perhitungan dinyatakan equivalent.

3.2 Grafik pull of test



Gambar 1(a). Grafik kelembaban terhadap daya rekat **Gambar 1(b).** Grafik temperatur terhadap daya rekat **Gambar 1(c).** Grafik ketebalan terhadap daya rekat

Dari **Gambar 1(a)** didapatkan semakin besar kelembaban semakin kecil nilai daya rekat **Gambar 1(b)** didapatkan semakin besar temperatur semakin besar nilai daya rekat **Gambar 1(c)** didapatkan semakin besar ketebalan semakin kecil nilai daya rekat

3.3 Hasil ANOVA immersion test

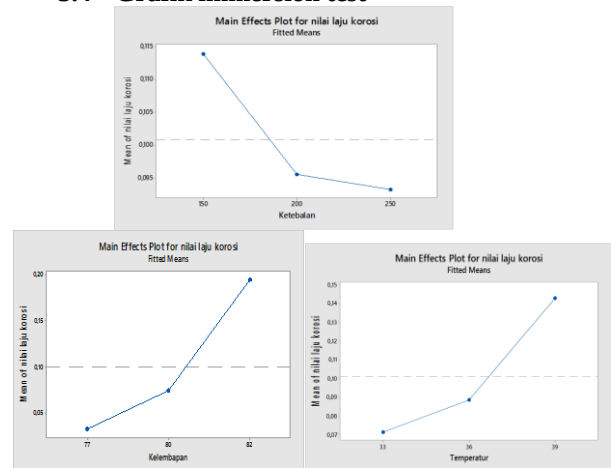
SK (Sumber Keragaman)	DF	Adj SS	Adj MS	F- Value	P- Value
Perlakuan	26	0,397618	0,015293	28,72	0,000
A (Kelembaban)	2	0,252004	0,126002	236,66	0,000
B (Temperatur)	2	0,040889	0,020444	46,85	0,000
C (Ketebalan)	2	0,004641	0,002320	4,36	0,023
AB	4	0,028111	0,007028	13,25	0,000
AC	4	0,036698	0,009175	17,23	0,000
BC	4	0,009663	0,002416	4,54	0,006
ABC	8	0,016513	0,002064	3,88	0,005
Galat	27	0,014375	0,000532		
Total	53	0,411993			
S = 0,567720	R-sq = 96,51%			R-sq(adj) 93,15%	

SK (Sumber Keragaman)	DF	Adj SS	Adj MS	F- Value	P- Value
Perlakuan	26	185,528	7,1357	22,14	0,000
A (Kelembaban)	2	123,458	61,7292	191,52	0,000
B (Temperatur)	2	27,233	13,6166	42,25	0,000
C (Ketebalan)	2	5,873	2,9366	9,11	0,001
AB	4	15,548	3,8870	12,06	0,000
AC	4	3,865	0,9663	3,00	0,036
BC	4	2,419	0,6048	1,88	0,144
ABC	8	7,131	0,8914	2,77	0,023
Galat	27	8,702	0,3223		
Total	53	194,231			
S = 0,567720	R-sq = 95,52%			R-sq(adj) 91,21%	

Tabel 1(c). Hasil perhitungan manual **Tabel 1(d).** Hasil perhitungan minitab

Dari perbandingan hasil pengujian immersion test antara perhitungan manual dan perhitungan menggunakan minitab 17 diperoleh hasil yang sama sehingga hasil perhitungan dinyatakan equivalent.

3.4 Grafik immersion test



Gambar 1(d). Grafik kelembaban terhadap daya rekat **Gambar 1(e).** Grafik temperatur terhadap daya rekat **Gambar 1(f).** Grafik ketebalan terhadap daya rekat

Dari **Gambar 1(d)** didapatkan semakin besar kelembaban semakin besar nilai laju korosi **Gambar 1(e)** didapatkan semakin besar temperatur semakin besar nilai laju korosi **Gambar 1(f)** didapatkan semakin besar ketebalan semakin kecil nilai laju korosi.

4. KESIMPULAN

Dari hasil pengolahan dan analisa data dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1.Parameter yang memiliki pengaruh terhadap daya rekat cat dan sesuai dengan hasil pengujian adalah sebagai berikut:

- Pada pengujian *pull off test* dapat disimpulkan bahwa persentase yang berpengaruh yaitu : kelembaban memiliki persentase 76,34%, temperatur memiliki persentase 15,11% dan ketebalan memiliki persentase 8,55%. Semua parameter tersebut berpengaruh terhadap daya rekat cat.
- Pada pengujian *pull of test* dapat disimpulkan bahwa parameter kelembaban 77%, temperatur 33 ° dan ketebalan 150 mikron adalah variasi parameter yang optimal.
- Pada pengujian *pull off test* dapat disimpulkan bahwa 3 parameter tersebut berpengaruh pada daya rekat. Sesuai dengan persyaratan nilai daya rekat lebih dari 1,4 MPa sehingga dikategorikan kuat

2. Parameter yang memiliki pengaruh terhadap laju korosi dan sesuai dengan hasil pengujian adalah sebagai berikut:

- a. Pada pengujian *weight loss* dapat disimpulkan bahwa kelembaban memiliki *persentase* 78,86%, temperatur memiliki *persentase* 17,39% dan ketebalan memiliki *persentase* 3,75%. Semua parameter tersebut berpengaruh terhadap laju korosi
- b. Pada pengujian *weight loss* dapat disimpulkan bahwa parameter kelembaban 77%, temperatur 33 ° dan ketebalan 250 mikron adalah variasi parameter yang optimal.
- c. Pada pengujian immersion test dapat disimpulkan bahwa 3 parameter berpengaruh pada laju korosi. Sesuai dengan persyaratan nilai laju korosi lebih rendah dari 1 mpy sehingga dikategorikan outstanding atau proteksi untuk perlindungan material dengan coating dikategorikan luar biasa karena menghambat laju korosi.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan materi, motivasi, kasih sayang, do'a, dan nasehat hidup bagi penulis.
2. Bapak Bambang Antoko, selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
3. Bapak Bayu Wiro K, selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.

6. DAFTAR PUSTAKA

- Admijai. 2015. *Analisa laju korosi pada plat baja dengan variasi ketebalan coating*. Jurusan Teknik Sistem Perkapalan. Intitut Teknologi Sepuluh Nopember
- ASCOATINDO. 2007. *Coating Inspektor Muda*. Bandung: Corrosion Care Indonesia.
- ASTM D1005-95.2007. *Standard Test Method for Measurement of Dry Film Thickness of Organic Coatings Using Micrometers*.
- ASTM D2247.2002. *Standard Praticce for Testing Water Resistance of Coatings in 100% Relative Humidity*.
- ASTM D2651.2001. *Standard Guide for Preperation of Metals Surfaces for Adhesive Bonding*.
- ASTM D4541-02. 2002. *Standard Test Method for Pull-Off Strength of Coatings Using Portable Testers*.
- ASTM G1. 2011. *Standard Practice for Immersion Test*.
- ASTM G31-72.2004. *Standard Praticce for Laboratory Immersion Corrosion Testing of Metals*.
- DIN EN ISO.2002. *Pull Of test for adhesion*.
- Faiq. 2016. *Analisa Daya Rekat Pada Proses Painting Dengan Variasi Jumlah Lapisan, Surface preparation dan Aplikator Pada Baja A36 Menggunakan metode Desain Faktorial*. Teknik Desain Manufaktur. Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.

Analisa Teknis dan Ekonomis Perancangan Sistem Pencegahan Korosi Underground Pipe PLTU Sintang dengan Perbandingan Metode *Painting* dan Katodik

Alif Fauzan Falah^{1*}, Endah Wismawati², Bambang Antoko³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia³

Email: falahalif@gmail.com^{1*}; endahsaputra60@gmail.com^{2*}; bambangantoko@gmail.com^{3*};

Abstrak

Dalam memenuhi kebutuhan listrik di daerah sintang Kalimantan Barat, dibutuhkan uap untuk proses pembangkitan listrik, didalam produksi uap tersebut juga dibutuhkan air untuk menghasilkan uap, untuk mensuplai air agar menjadi uap dibutuhkan pipa sebagai penyalur fluida, agar proses tersebut berlangsung lama dan minim kendala maka dibutuhkan pemilihan proteksi yang tepat untuk melindungi pipa dari masalah korosi yang akan mengurangi kinerja pipa.

Perhitungan teknis dan ekonomis proteksi akan dilakukan secara manual dan pemodelan menggunakan perhitungan standard yang sudah ada, selanjutnya dari perhitungan teknis dapat diketahui kebutuhan produksi proteksi, selanjutnya menghitung kebutuhan ekonomis dari masing-masing metode untuk didapat biaya yang minimal untuk proteksi pipa bawah tanah.

Dalam analisis dan perhitungan tersebut nantinya akan dapat ditentukan proteksi korosi manakah yang tepat untuk diaplikasikan pada pipa bawah tanah tersebut.

Kata Kunci : *Coating, Underground pipe, Painting Proteksi Katodik, Korosi*

1. PENDAHULUAN

Pengerjaan pembangunan proyek diperkirakan kurang lebih 4 bulan. Tolok ukur keberhasilan proyek dapat dilihat dari waktu penyelesaian lebih singkat dari yang direncanakan dengan biaya minimal tanpa merubah mutu hasil pengerjaan sehingga memberi keuntungan. Pengerjaan pembangunan proyek diperkirakan kurang lebih 4 bulan. Tolok ukur keberhasilan proyek dapat dilihat dari waktu penyelesaian lebih singkat dari yang direncanakan dengan biaya minimal tanpa merubah mutu hasil pengerjaan sehingga memberi keuntungan. Penyelesaian proyek dengan simulasi Monte Carlo digunakan untuk mengurangi risiko dan ketidakpastian dalam biaya dan waktu pengerjaan proyek. Simulasi ini juga dapat memperbaiki masalah identifikasi jalur kritis. Setiap kegiatan akan dipilih secara acak atau random, kemudian jalur yang terbentuk dari rangkaian kegiatan yang memiliki kurun waktu terpanjang diidentifikasi dan dicatat kurun waktu maupun komponen kegiatannya.

Prosedur ini dilakukan berulang kali sehingga dapat diamati kemungkinan berapa kali suatu aktivitas terletak pada keberhasilan. Hal tersebut juga berlaku untuk pembiayaan proyek. Simulasi Monte Carlo dilakukan untuk pengendalian proyek dengan kendala keterbatasan durasi dalam pembangunan proyek.

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Dengan durasi 4 bulan yang diberikan pihak *owner* untuk menyelesaikan tahapan pembangunan proyek. Pembuatan *Work Breakdown Structure* pada kegiatan yang memungkinkan keterlambatan yang akan diteruskan untuk membuat sebuah tahapan kegiatan pembangunan. Selanjutnya akan dilakukan perhitungan produktivitas agar dapat mengetahui durasi yang dibutuhkan dalam setiap kegiatan. Selanjutnya, membuat perencanaan durasi minimal dan maksimal yang dibutuhkan perkegiatan dan

membuat RAB pekerja, RAB material dan RAB penyewaan alat, serta menghitung biaya minimal dan maksimal yang dibutuhkan perkegiatan. Selanjutnya memperkirakan waktu dan biaya pembangunan menggunakan simulasi monte carlo dengan *error* 1% agar dapat mengetahui durasi dan biaya yang dibutuhkan untuk menunjang keberhasilan proyek.

2.2. Produktivitas

$$\text{Durasi} = \frac{\text{volume total}}{\text{produktivitas perhari}}$$

Persamaan (1) menunjukkan persamaan perhitungan produktivitas per hari. Dimana produktivitas dipengaruhi jumlah volume yang dikerjakan dengan durasi yang tersedia. Digunakan mengetahui per orang/tim mampu mengerjakan suatu pekerjaan, sehingga mendapatkan berapa tambahan yang diperlukan untuk mendapatkan produktivitas per harinya.

2.3. Tahapan Proyek

Eksekusi (pelaksanaan dan konstruksi). Setelah mendefinisikan proyek dengan jelas dan terperinci, kegiatan proyek siap untuk memasuki tahap eksekusi, dimana pada tahap ini tujuan proyek secara fisik akan dibangun. Semua kegiatan yang ada dalam *projectplan* akan dieksekusi.

2.4. Manajemen Biaya Proyek

Manajemen biaya proyek merupakan proses yang bertujuan untuk memastikan bahwa proyek selesai sesuai dengan anggaran yang telah disetujui.

2.4.1. Biaya Langsung

biaya yang dikeluarkan untuk segala sesuatu yang akan menjadikan komponen permanen hasil proyek.

2.4.2. Hitungan Biaya Tak Langsung

biaya yang digunakan untuk perihal manajemen, jasa, dan lain – lain.

2.5 Simulasi Monte Carlo

Simulasi Monte Carlo adalah sebuah metode numerik yang digunakan sebagai percobaan statistik buatan untuk mengestimasi jumlah atau angka yang tidak diketahui (Uher, 1996). Salah satu prosedur yang dikenal sebagai simulasi Monte Carlo dengan menggunakan komputer, dapat memperbaiki

masalah identifikasi jalur kritis dan subkritis (Iman Soeharto, 1999: 278). Angka rata-rata kurun waktu penyelesaian proyek dan deviasi standar yang diperoleh dari simulasi ini lebih akurat disbanding dengan pendekatan konvensional yang telah dibahas terdahulu (Iman Soeharto, 1999).

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

1. Produktivitas Tiap Pekerjaan

Penentuan produktivitas tiap-tiap pekerjaan dilakukan agar dapat menentukan durasi yang dibutuhkan perkegiatan. Berikut produktivitas tiap-tiap pekerjaan.

Tabel 1. Produktivitas Pekerjaan

No	Kegiatan	Produktivitas
1	Grouting dan Bekisting support	60 item/hari
2	Fit Up pipa	56 tack/hari
3	Pengelasan	9 joint/hari
4	Pengecoran support	400 item/hari
5	Cleaning dan Coating	560 m ² /hari

3.2 Durasi

Durasi merupakan waktu yang dibutuhkan untuk mengerjakan tahapan proyek.

Tabel 2. Durasi

Durasi Hari				
Kegiatan	Quality	Produktivitas Harian	Hasil	Pembulatan (hari)
Grouting dan Bekisting support	323	60	5.3833	6
Fit Up pipa	388	56	6.928	7
Pengelasan	388	9	43.11	44
Pengecoran support	323	400	0.8075	1
Cleaning dan Coating	3220	560	5.75	6
Total				64

3.3 Simulasi Monte Carlo

Nilai minimal dan maksimal durasi hari dan biaya yang dibutuhkan perkegiatan disimulasikan untuk mengetahui nilai durasi hari kerja dan biaya keseluruhan proyek melalui presentase keberhasilan proyek tertinggi.

3.3.1 Durasi

Tabel 3. Durasi minimal dan maksimal

No	Kegiatan	Code	Durasi	
			Min	Max
1	Persiapan Material	A	1	2
2	Grouting dan Bekisting support	B	6	7
3	Fit Up pipa	C	7	8
4	Pengelasan	D	44	45
5	Pengecoran dan Pengeraman	E	7	9
6	Hydrotest	F	0,5	1
7	Cleaning dan Coating	G	6	7

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (x - \bar{x})^2}{N}}$$

$$= 3,75$$

Jika menginginkan nilai *error* dari 1%, maka:

$$e = \frac{1}{\frac{1}{0,01}}$$

$$= 0,7525$$

Jumlah iterasi yang dibutuhkan untuk mendapatkan hasil dengan *error* 1%

$$N = \left[\frac{3 \times \sigma}{e} \right]^2$$

$$= 223,6$$

Banyaknya iterasi yang digunakan untuk durasi adalah 223.

Tabel 4. Hasil Simulasi Monte Carlo

Aktivitas	A	B	C	D	E	F	G	Total
Minimum	1	6	7	44	7	0,5	6	71,5
Maksimum	2	7	8	45	9	1	7	79
Iterasi 1	1.715365	6.37963	7.268122	44.94441	7.049725	0.506266	6.068778	73.93229
Iterasi 2	1.792736	6.827727	7.283056	44.9848	7.960913	0.890759	6.917195	76.65918
Iterasi 3	1.792673	6.547652	7.281384	44.94779	7.129669	0.770615	6.404898	74.87469
Iterasi 4	1.792709	6.703176	7.283948	44.96968	7.786005	0.834728	6.739736	76.12998
Iterasi 5	1.792683	6.597754	7.283274	44.94896	7.212689	0.824123	6.416205	75.07569
Iterasi 6	1.792704	6.649476	7.283924	44.96286	7.531249	0.829657	6.718408	75.76823
Iterasi 7	1.792685	6.656992	7.283865	44.96152	7.412992	0.828843	6.667381	75.58428
Iterasi 8	1.792699	6.646007	7.283916	44.96239	7.486862	0.828892	6.699741	76.70051
Iterasi 9	1.792688	6.642542	7.283886	44.96171	7.418808	0.828889	6.678706	76.60723
Iterasi 10	1.792694	6.644337	7.283907	44.96206	7.425402	0.82889	6.694534	75.63182
Iterasi 11	1.792691	6.644274	7.283895	44.96203	7.423096	0.82889	6.686413	75.62128
Iterasi 12	1.792692	6.64432	7.283896	44.96204	7.42457	0.82889	6.694422	75.63083
Iterasi 13	1.792692	6.644293	7.283894	44.96204	7.42314	0.82889	6.69229	75.62723
Iterasi 14	1.792692	6.644315	7.283894	44.96204	7.423863	0.82889	6.694392	76.63008
Iterasi 15	1.792692	6.644308	7.283894	44.96204	7.423749	0.82889	6.692744	76.62831
Iterasi 16	1.792692	6.644314	7.283894	44.96204	7.423763	0.82889	6.693172	76.62876
Iterasi 17	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.42375	0.82889	6.693051	76.62862
Iterasi 18	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.42376	0.82889	6.69311	75.6287
Iterasi 19	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.423757	0.82889	6.693077	76.62866
Iterasi 20	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.42376	0.82889	6.693097	76.62868
Iterasi 21	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.423759	0.82889	6.693079	76.62866
Iterasi 22	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.423759	0.82889	6.693087	76.62867
Iterasi 223	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.423759	0.82889	6.693086	76.62867
Rata-rata								76.58914

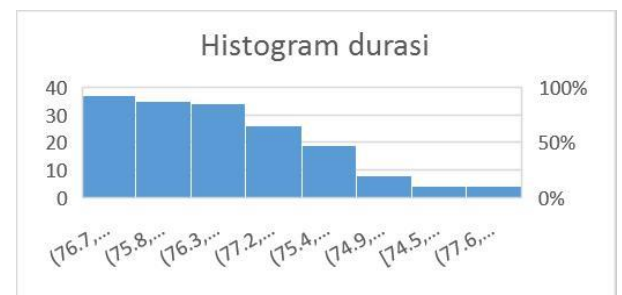
Durasi rata-rata yang dihasilkan dengan menggunakan simulasi monte carlo adalah 76, 58

hari. Durasi rata-rata hasil dari simulasi monte carlo dapat di artikan sebagai durasi yang paling memungkinkan untuk mencapai keberhasilan.

Tabel 5. Ringkasan Statistik Hasil Simulasi Monte Carlo

Summary Statistics	
Average	76,488
SD	0,7101
Maximal	78,031
Minimal	74,484

rangkaian statistik hasil simulasi monte carlo menunjukkan bahwa durasi *average* atau durasi rata-rata yang diperoleh adalah 76,488 hari. Nilai *error* yang dihasilkan dalam simulasi adalah 0,7101. Durasi maksimal yang diperoleh dari hasil simulasi monte carlo untuk mengerjakan proyek mencapai 78,031 hari dan durasi minimal yang diperoleh dari hasil simulasi monte carlo untuk mengerjakan proyek adalah 74,48 hari.



Gambar 1 Histogram Durasi

persentase keberhasilan tertinggi yaitu 95%, dimana persentase tersebut tercapai dengan durasi 76,7 dan durasi 77,2 hari kerja. Dengan persentase keberhasilan tersebut, durasi waktu 76,7 dan 77,2 hari merupakan durasi yang memiliki kemungkinan tertinggi untuk diterapkan

3.3.2 Biaya

Tabel 6. Biaya minimal dan maksimal

No	Kegiatan	Biaya	
		Min	Max
1	Persiapan Material	Rp 139,000.00	Rp 278,000.00
2	Grouting dan Bekisting support	Rp 1,778,427,764.00	Rp 1,796,883,050.00
3	Fit Up pipa	Rp 5,189,615,523.00	Rp 5,264,041,996.00
4	Pengelasan	Rp 1,497,732,932.00	Rp 1,530,693,412.00
5	Pengecoran	Rp 34,470,983.00	Rp 53,642,466.00
6	Hydrotest	Rp 676,440.00	Rp 1,352,880.00
7	Cleaning dan Coating	Rp 140,304,123.00	Rp 160,464,123.00
Total		Rp 8.641.366.765	Rp 8.807.355.927

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (X_i - \bar{X})^2}{N}}$$

$$= 58.686.031$$

Jika menginginkan nilai *error* 1%, maka:

$$E = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$$

$$= 87.243.613.46$$

Jumlah iterasi yang dibutuhkan untuk mendapatkan hasil dengan *error* 1% adalah:

$$N = \left(\frac{Z \cdot \sigma}{E} \right)^2$$

$$= 8,145$$

Banyaknya iterasi yang digunakan untuk durasi adalah 8.

Tabel 7. Biaya Hasil Simulasi Monte Carlo

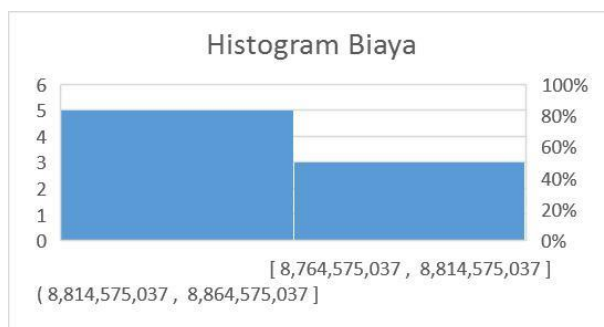
Aktivitas	a	b	c	d	e	f	g	Total
Minimum	138.000	1.778.427,764	5.189.615,523	1.497.732,932	34.470,983	676,440	140.314,122	8.641.366,765
Maximum	278.000	1.796.883,050	5.264.041,996	1.530.693,412	53.642,466	107.284,932	180.444,122	8.913.287,979
Iterasi 1	207.672	1.782.818,592	5.210.261,975	1.510.899,309	42.544,255	9.038,665	159.429,246	8.715.199,715
Iterasi 2	275.095	1.786.440,132	5.245.091,477	1.529.716,031	49.786,497	26.982,585	180.117,129	8.798.408,950
Iterasi 3	229.716	1.783.442,447	5.234.806,349	1.514.930,365	48.151,536	18.528,514	180.961,741	8.760.160,588
Iterasi 4	268.944	1.784.044,404	5.242.120,260	1.529.413,301	49.502,390	22.048,290	180.079,731	8.787.475,319
Iterasi 5	248.963	1.783.919,317	5.237.271,366	1.518.783,774	49.361,804	18.663,612	180.072,345	8.768.321,201
Iterasi 6	252.933	1.783.963,028	5.241.417,105	1.523.029,224	49.410,533	21.452,523	180.073,652	8.779.598,999
Iterasi 7	249.247	1.783.955,766	5.240.936,592	1.521.837,959	49.384,946	21.318,628	180.072,347	8.777.775,495
Iterasi 8	252.743	1.783.960,792	5.241.354,191	1.522.157,654	49.408,533	21.332,325	180.073,639	8.778.519,278
							Rata-rata	8.772.011,429

rata-rata yang dibutuhkan dengan menggunakan simulasi monte carlo adalah Rp 8.813.007.247. Biaya rata-rata hasil dari simulasi monte carlo dapat di artikan sebagai biaya yang paling memungkinkan untuk mencapai keberhasilan.

Tabel 8. Ringkasan statistik hasil simulasi monte carlo

Summary Statistics	
Average	8,815,646,406
SD	28,807,544
Maximal	8,851,994,835
Minimal	8,764,575,037

rangkaian statistik hasil simulasi monte carlo menunjukkan bahwa biaya *average* atau biaya rata-rata yang dibutuhkan adalah Rp 8.815.646.406. Nilai *error* yang dihasilkan dalam simulasi adalah Rp 28.807.544. Biaya maksimal yang dibutuhkan dari hasil simulasi monte carlo untuk mengerjakan proyek mencapai Rp 8.851.994.835 dan biaya minimal yang dibutuhkan dari hasil simulasi monte carlo untuk mengerjakan proyek adalah Rp 8.764.575.037.



Gambar 2. Biaya Optimasi 15 Hari

histogram hasil dari simulasi monte carlo menunjukkan bahwa persentase keberhasilan tertinggi yaitu 85%, dimana persentase tersebut tercapai dengan biaya 8.814.575.037 dan 8.864.575.013. Dengan persentase keberhasilan tersebut, biaya 8.814.575.037 dan 8.864.575.013 merupakan biaya yang memiliki kemungkinan tertinggi untuk disediakan.

4. KESIMPULAN

Hasil dari pembahasan dan analisa yang telah dilakukan ini dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Perencanaan proyek dilakukan guna kelancaran berjalannya proyek dengan sistematis dan menghasilkan hasil yang diharapkan. Untuk menyelesaikan proyek pembangunan relokasi pipa HSD di PT. XYZ tahap kegiatan yang harus diselesaikan adalah persiapan material, *gouting* dan *bekisting support, fit up* pipa, penyambungan/pengelasan, pengecoran, *hydrotest*, dan *cleaning* dan *coating*.
2. Durasi perkegiatan dan biaya yang dibutuhkan dihitung untuk mengetahui durasi dan biaya total yang dibutuhkan untuk menyelesaikan proyek. Dari hasil pengolahan data didapatkan durasi selama 71,5 hari dan biaya sejumlah Rp 8.641.386.815. Apabila terjadi keterlambatan penyelesaian proyek dimana durasi meningkat, maka semakin besar pula biaya yang dibutuhkan untuk menyelesaikan proyek.
3. Perkiraan durasi dan biaya proyek pembangunan relokasi pipa HSD di PT. XYZ menggunakan simulasi monte carlo dengan *error* 1% menghasilkan durasi selama 76 sampai 77 hari dengan presentase keberhasilan 95% dan biaya sejumlah Rp 8.814.575.037 sampai Rp 8.864.575.013 dengan presentase keberhasilan 85%.

5. DAFTAR NOTASI

- D = Durasi (hari)
= deviasi standar dari variable random.
- V = Volume pekerjaan

6. DAFTAR PUSTAKA

1. Dipohusodo, I. 1996. *Manajemen Proyek dan Konstruksi, Jilid 1, Edisi Pertama*, Yogyakarta: Penerbit Kanisius.

2. Ervianto, W. 2005. *Manajemen Proyek Konstruksi (Edisi revisi)*. Yogyakarta: Andi.
3. Fadjar, Adnan. 2008. *Aplikasi Simulasi Monte Carlo Dalam Estimasi Biaya Proyek*. Vol. 6, No. 4. Nopember 2008.
 (<https://www.yumpu.com/id/document/view/32212367/aplikasi-simulasi-monte-carlo-dalam-estimasi-biaya-jurnalsmartek>)
4. Fisk, E.R. 1997. *Costruction project administration 5 th edition*, New Jersey: Prentice Hall. Flanagan, R. & Norman, G. (1993). *Risk management and construction*. London: Blackwell Scientific Publications.
5. Gomes, Faustino Cardoso. 1995. *Manajemen Sumber Daya Manusia*. Yogyakarta: Andy Offset.
6. Handoko, T. Hani. 2000. *Manajemen*. Edisi 2. Yogyakarta: BPFE
7. Husen, Abrar. 2009 *Manajemen Proyek*. Yogyakarta: Andi Offset.
8. Kerzner, Harold. 1995. *Project Management: A system Approach to Planning Scheduling and Controlling*, Van Nostrand Reinhold.
9. Kusriyanto, Bambang. 1984. *Meningkatkan Produktivitas Karyawan*. Jakarta: Gramedia
10. Kwak, Y & Ingall, L. 2007. Exploring Monte Carlo simulation Applications For Project Management. Journal: Risk management 2007, 9, (44-57): www.palgrave-journals.com/rm
11. Lowe J and Whitworth T. 1996. *Risk Management and Major Construction Project- The Organization and Management of Construction: Shaping theory and practice (vol. Two)* E & FN Spon
12. Pangestuti, A. 2010. Penerapan penjadwalan probabilistic pada pembangunan jembatan Ngurah Rai Proyek Kanal Timur Paket 26, Jakarta timur. Surabaya: Perpustakaan ITS.
13. Schwalbe, Kathy. 2004. *Information Technology Project Mnanagement, 3rd edition*. Thompson, Canada.
14. Soeharto, Iman. 1999. *Manajemen Proyek Jilid 2*. Semarang: Erlangga.
15. Soeharto, Iman. 2001. *Manajemen Proyek (Dari Konseptual Sampai Operasional) Jilid 1*. Jakarta: Erlangga.
16. Taylor, Benard W. 1996. *Saint Manajemen (Pendekatan Matematika Untuk Bisnis) II*. Jakarta: Salemba Empat
17. Uher, T. E. 1996. *Programming And Scheduling Techniques*. Australia: School of Building, University of NSW.
18. Wulfram I, Ervianto. 2008. *Pengukuran Produktivitas Kelompok Pekerja Bangunan Dalam Proyek Konstruksi: Study Kasus Proyek Gedung Bertingkat Di Surakarta*. Jakarta: Jurnal Teknik Sipil. Vol. 9, No. 1, Oktober 2008
 (<http://puslit2.petra.ac.id/ejournal/index.php/uaj/article/download/17543/17648>)
19. Yadi, Mul. 2014. Proposal Penelitian Kemampuan Membaca Tabel dan Diagram
 (<https://www.slideshare.net/mOelady/ba-b-ii-34223890>)

Pengaruh Variasi Kelembaban, Temperatur dan Ketebalan Cat Pada Baja SS400 Terhadap Daya Rekat dan Laju Korosi

Anggara F.Y.P^{1*}, Bambang Antoko ², Bayu Wirowi K³

^{1,2,3}Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

Email: *ang8694@gmail.com¹; *bambangantoko@gmail.com²; *bayuwiro@yahoo.com³

Abstrak

PT. Cilegon Fabricator merupakan salah satu perusahaan yang bergerak dibidang fabrikasi di Indonesia yang memproduksi *Boiler, Steel structure, Crane* dan *bridge*. Pada proses *finishing* dalam produksi melakukan proses *painting*. Proses *painting* ini bertujuan agar memberi proteksi agar melindungi dari proses korosi. Penelitian ini ditujukan untuk mengetahui Analisa variasi kelembaban, temperatur lingkungan dan lapisan cat terhadap daya rekat material SS400 pada proses *painting*.

Penelitian ini menggunakan cat jenis *epoxy* dan *polyurethane* dan desain eksperimen dengan menggunakan metode desain faktorial, dengan 3 faktor, 3 faktor mempunyai 2 level berdasarkan rancangan desain faktorial dilakukan 27 kali percobaan. Kemudian dilakukan uji daya rekat cat, pengujian tersebut menggunakan *pull off test* dan *immersion test*. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh kelembaban, temperatur dan ketebalan cat yang sesuai agar memperoleh daya rekat cat dan laju korosi yang sesuai dengan spesifikasi perusahaan dan mengetahui optimasi proses *painting* untuk daya rekat cat benda uji dengan menggabungkan variasi parameter yang di ujikan.

Hasil pengujian *pull of test* menunjukkan bahwa pengaruh untuk kelembaban sebesar 76,34%, temperatur sebesar 15,11% dan ketebalan cat sebesar 8,55%. Parameter tersebut mempunyai pengaruh terhadap daya rekat cat. Sedangkan pada pengujian *immersion test* menunjukkan bahwa untuk kelembaban sebesar 78,86%, temperatur sebesar 17,39% dan ketebalan cat sebesar 3,75%. Parameter tersebut mempunyai berpengaruh pada pengujian laju korosi.

Kata Kunci : *immersion test*, metode desain faktorial, proteksi, *pull of test*

1. PENDAHULUAN

Hampir 90% bangunan *power plant* dibangun dengan bahan dasar baja sebagai penyangga. Baja sendiri rawan mengalami korosi. Banyaknya material baja yang digunakan pada lingkungan yang korosif seperti pada lingkungan pinggir laut memiliki tingkat kelembaban yang tinggi dan mengandung kandungan garam yang dapat menyebabkan terjadinya proses korosi. Korosi terjadi karena kelembaban dan air laut merupakan elektrolit yang agresif. Korosi itu sendiri dapat mempengaruhi pada umur masa *steel strukture* pada bangunan *power plant*. Korosi tidak dapat dicegah namun bisa dikendalikan. Salah satunya dengan proteksi dengan perlindungan lapisan material dengan *coating*. Berdasarkan permasalahan yang telah diuraikan maka dilakukan penelitian pada material yang akan mengalami proses *coating*. Beberapa hal yang mempengaruhi faktor yang mempengaruhi korosi pada material steel strukture dijadikan parameter untuk di uji dengan *pull of test* dan *weight loss*. Dalam pengolahan data menggunakan

design faktorial yang berfungsi untuk mencari variasi parameter yang optimal.

2. METODOLOGI

Pelaksanaan penelitian dilakukan dengan cara penelitian sebagai berikut :

4. Pengujian *pull of test*

Persiapan alat material dan instrument ukur.

Alat meliputi : *pull of adhesion tester elcometer*, kain, kertas *abrasive, blasting, convetional spray, termocouple, sling humidity*, kamera digital, DFT, WFT.

Material meliputi : Baja SS400 dan cat produk CMP.

Pemotongan plat baja sebanyak 54 buah dengan ukuran 100mmx100mmx5mm.

5. Pengujian *immersion test*

Persiapan alat dan instrument ukur.

Alat meliputi : wadah, larutan NaCl, amplas, gerinda, spidol, bor, aquades, timbangan, kamera digital,

convetional spray, blasting chambers, termocouple, sling humidity, DFT, WFT, gelas beker.

Material meliputi : Baja SS400 dan cat produk CMP.

Pemotongan plat baja sebanyak 54 buah dengan ukuran 50mmx25mmx3mm.

Rancangan eksperimen ditunjukan pada Tabel 1 sebagai berikut.

Tabel 1 Rancangan eksperimen

No	Kelembaban	Temperatur	Ketebalan
1	77	33	150
2	77	33	200
3	77	33	250
4	77	36	150
5	77	36	200
6	77	36	250
7	77	39	150
8	77	39	200
9	77	39	250
10	80	33	150
11	80	33	200
12	80	33	250
13	80	36	150
14	80	36	200
15	80	36	250
16	80	39	150
17	80	39	200
18	80	39	250
19	82	33	150
20	82	33	200

21	82	33	250
22	82	36	150
23	82	36	200
24	82	36	250
25	82	39	150
26	82	39	200
27	82	39	250

B.Pelaksanaan pengujian pull of test sebagai berikut :

- k. Siapkan benda uji dan bersihkan dan bersihkan permukaan *coating* dari kotoran yang menempel dengan menggunakan lap atau kertas tisu
- l. Buat agar luasan permukaan yang diuji 10 mm dari sisi atau pinggiran benda uji
- m. Lakukan pengukuran tebal *coating* pada benda uji tersebut sesuai dengan pengukuran tebal *coating* kering pada *subtract* baja karbon dengan menggunakan *Elcometer*
- n. Menentukan lokasi pengujian pada permukaan *coating* dengan

menggunakan kertas *abrasive* No 400

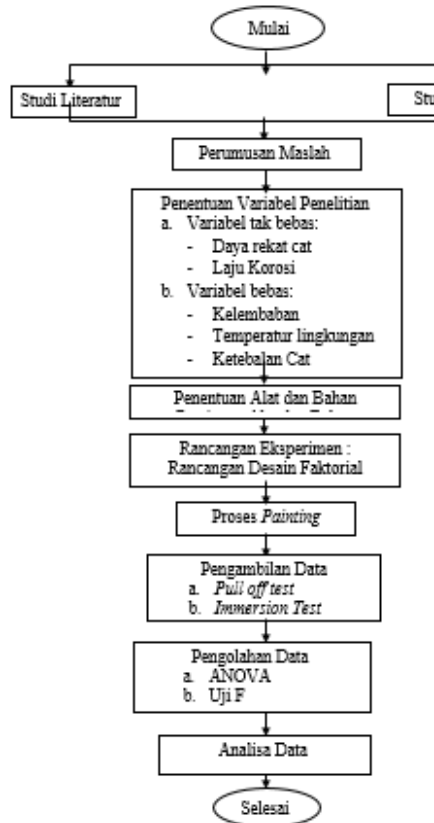
- o. Siapkan dan bersihkan permukaan *dolly* yang akan dilekatkan pada permukaan *coating* dengan menggunakan kertas *abrasive* No 200
- p. Lekatkan permukaan *dolly* pada permukaan *coating* yang sudah disiapkan dengan menggunakan lapisan *epoxy* dan *polyurethane* dan biarkan sampai kering
- q. Biarkan minimum selama 12 jam atau mengacu pada manual *instruction product epoxy adhesive* dan *polyurethane adhesive*
- r. Lepaskan sisa cat dari sisi *dolly* dengan menggunakan *dolly cutter* yang sudah disiapkan atau dengan peralatan lain
- s. Tarik *dolly* dengan alat *adhesion tester* sampai *dolly* terlepas
- t. Catat angka yang ditunjukkan yang ditunjukkan pada *adhesion tester*

C.Pelaksanaan pengujian immersion test sebagai berikut :

- h. Siapkan spesimen, bak plastik, larutan, amplas, spidol, larutan garam dan air, kain dan timbangan
- i. Bersihkan spesimen dengan menggunakan gerinda dan amplas sampai permukaan tidak ada kotoran
- j. Tandai spesimen dengan tipe X
- k. Timbang spesimen tersebut dan catat hasil
- l. Masukkan campuran aquades dan NaCl ke dalam bak
- m. Tunggu sampai waktu yang ditentukan 14 hari
- n. Angkat spesimen dan masukan ke dalam NaCl selama 5 menit

h. Tunggu sampai material kering kemudian di timbang

5.1 Diagram Alir



Gambar 1(a). Diagram alir penelitian

5.2 Pengolahan data menggunakan desain faktorial

Di bawah ini adalah rumus-rumus yang dipakai untuk menentukan nilai jumlah kuadrat pada perhitungan manual .

12. Faktor Kuadrat (FK)

$$FK = \left(\sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^b \sum_{k=1}^c \sum_{l=1}^y \gamma_{ijkl} \right)^2 / rabc$$

13. Jumlah Kuadrat Total (JK_T)

$$JK_T = \sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^b \sum_{k=1}^c \sum_{l=1}^y \gamma_{ijkl}^2 - FK$$

14. Jumlah Kuadrat perlakuan (JK_p)

$$JK_p =$$

$$\sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^b \sum_{k=1}^c \left[\left(\sum_{l=1}^y \gamma_{ijkl} \right)^2 / r \right] - FK$$

15. Jumlah Kuadrat Faktor A (JK_A)

$$JK_A =$$

$$\sum_{i=1}^a \left[\left(\sum_{j=1}^b \sum_{k=1}^c \sum_{l=1}^y \gamma_{ijkl} \right)^2 / rbc \right] - FK$$

16. Jumlah Kuadrat Faktor B (JK_B)

$$JK_B =$$

$$\sum_{j=1}^b \left[\left(\sum_{i=1}^a \sum_{k=1}^c \sum_{l=1}^y \gamma_{ijkl} \right)^2 / rbc \right] - FK$$

17. Jumlah Kuadrat Interaksi Faktor A dan Faktor B (JK_{AB})

$$JK_{AB} =$$

$$\sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^b \left[\left(\sum_{k=1}^c \sum_{l=1}^y \gamma_{ijkl} \right)^2 / rc \right] - FK - JK_A - JK_B$$

18. Jumlah Kuadrat Faktor C (JK_C)

$$JK_C =$$

$$\sum_{k=1}^c \left[\left(\sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^b \sum_{l=1}^y \gamma_{ijkl} \right)^2 / rab \right] - FK$$

19. Jumlah Kuadrat Faktor A dan Faktor C (JK_{AC})

$$JK_{AC} =$$

$$\sum_{i=1}^a \sum_{k=1}^c \left[\left(\sum_{j=1}^b \sum_{l=1}^y \gamma_{ijkl} \right)^2 / rb \right] - FK - JK_A - JK_C$$

20. Jumlah Kuadrat Faktor B dan Faktor C (JK_{BC})

$$JK_{BC} =$$

$$\sum_{j=1}^b \sum_{k=1}^c \left[\left(\sum_{i=1}^a \sum_{l=1}^y \gamma_{ijkl} \right)^2 / ra \right] - FK - JK_B - JK_C$$

21. Jumlah Kuadrat Faktor A, Faktor B dan Faktor C (JK_{ABC})

$$JK_{ABC} =$$

$$\sum_{i=1}^a \sum_{j=1}^b \sum_{k=1}^c \left[\left(\sum_{l=1}^y \gamma_{ijkl} \right)^2 / r \right] - JK_A - JK_B - JK_C - JK_{AB} - JK_{AC} - JK_{BC}$$

22. Jumlah Kuadrat Galat (JK_G)

$$JK_G = JK_T - JK_P$$

5.3 Pengolahan data menggunakan minitab 17

Minitab merupakan salah satu program aplikasi statistika yang banyak digunakan untuk mempermudah pengolahan data statistik. Keunggulan *software* ini adalah dapat digunakan untuk pengolahan data statistik untuk tujuan sosial maupun teknik. Dibandingkan dengan program statistik lainnya, Minitab telah diakui sebagai program statistik yang sangat kuat dengan tingkat akurasi taksiran statistik yang tinggi.

6. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Hasil perhitungan ANOVA pull of test

SK	Db	JK	KT	F hitung	F Tabel	Keputusan
Perlakuan	26	185,528	7,135692	22,13762		
A	2	123,458	61,729	191,5067	3.35	F Hitung > F _{H0 Ditolak}
B	2	27,23329	13,61665	42,24399	3.35	F Hitung > F _{H0 Ditolak}
C	2	5,87327037	2,936635	9,110554	3.35	F Hitung > F _{H0 Ditolak}
AB	4	15,54792	3,88698	12,05888	2.73	F Hitung > F _{H0 Ditolak}
AC	4	3,8652	0,9663	2,997828	2.73	F Hitung > F _{H0 Ditolak}
BC	4	2,41925185	0,604813	1,876359	2.73	F Hitung < F _{H0 Diterima}
ABC	8	7,130856	0,891357	2,765327	2.31	F Hitung > F _{H0 Ditolak}
Galat (error)	27	8,703Mpa	0,322333	22,13762		
Total	53	194,231		191,5067		

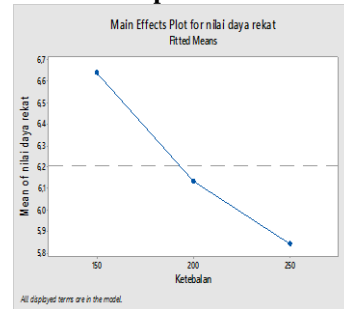
Tabel 1(a). Hasil perhitungan manual

SK (Sumber Keragaman)	DF	Adj SS	Adj MS	F-
Perlakuan	26	185,528	7,1357	2
A (Kelembaban)	2	123,458	61,7292	191,5067
B (Temperatur)	2	27,233	13,6166	42,24399
C (Ketebalan)	2	5,873	2,9366	9,110554
AB	4	15,548	3,8870	12,05888
AC	4	3,865	0,9663	2,997828
BC	4	2,419	0,6048	1,876359
ABC	8	7,131	0,8914	2,765327
Galat	27	8,702	0,3223	
Total	53	194,231		
S = 0,567720	R-sq = 95,52%			R-t 91

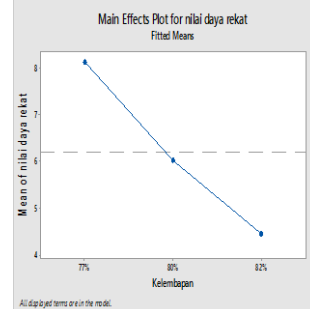
Tabel 1(b). Hasil perhitungan minitab

Dari perbandingan hasil pengujian pull of test antara perhitungan manual dan perhitungan menggunakan minitab 17 diperoleh hasil yang sama sehingga hasil perhitungan dinyatakan equivalent.

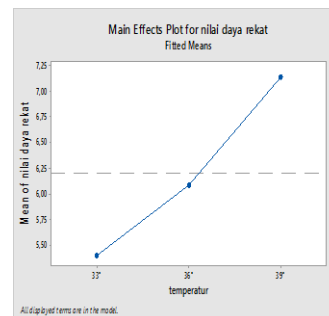
3.2 Grafik pull of test



Gambar 1(a). Grafik kelembaban terhadap daya rekat



Gambar 1(b). Grafik kelembaban terhadap daya rekat



1(c). Grafik kelembaban terhadap daya rekat

Dari **Gambar 1(a)** didapatkan semakin besar kelembaban semakin kecil nilai daya rekat **Gambar 1(b)** didapatkan semakin besar temperatur semakin besar nilai daya rekat **Gambar 1(c)** didapatkan semakin besar ketebalan semakin kecil nilai daya rekat

3.3 Hasil ANOVA immersion test

SK	Db	JK	KT	F hitung	F Tabel	Keputusan
Perlakuan	26	0,397618	0,015293	2,872424348	3.35	F Hitung > F tabel H0 Ditolak
A	2	0,232004	0,126002	23,66646261	3.35	F Hitung > F tabel H0 Ditolak
B	2	0,049889	0,0249445	4,685227826	3.35	F Hitung > F tabel H0 Ditolak
C	2	0,028211	0,0141055	2,64938087	3.35	F Hitung > F tabel H0 Ditolak
AB	4	0,004641	0,00116025	0,217925217	2.73	F Hitung < F tabel H0 Diterima
AC	4	0,036698	0,0091745	1,732310435	2.73	F Hitung < F tabel H0 Diterima
BC	4	0,009663	0,00241575	0,45374087	2.73	F Hitung < F tabel H0 Diterima
ABC	8	0,016513	0,002064125	0,387696522	2.31	F Hitung < F tabel H0 Diterima
Galat (error)	27	0,14375	0,005324074			
Total	53	0,411993	0,007773453			

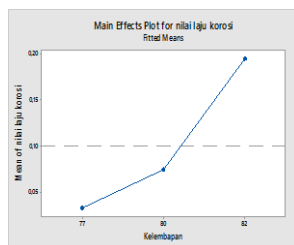
Tabel 1(c). Hasil perhitungan manual

SK (Sumber Keragaman)	DF	Adj SS	Adj MS	F- Value	P- Value
Perlakuan	26	0,397618	0,015293	28,72	0,000
A (Kelembaban)	2	0,252004	0,126002	236,66	0,000
B (Temperatur)	2	0,049889	0,024944	46,85	0,000
C (Ketebalan)	2	0,004641	0,002320	4,36	0,023
AB	4	0,028211	0,007053	13,25	0,000
AC	4	0,036698	0,00917	17,23	0,000
BC	4	0,009463	0,002416	4,54	0,006
ABC	8	0,016513	0,002064	3,88	0,003
Galat	27	0,014375	0,000532		
Total	53	0,411993			
S = 0,567720	R-sq = 96,31%			R-sq(adj) 93,15%	

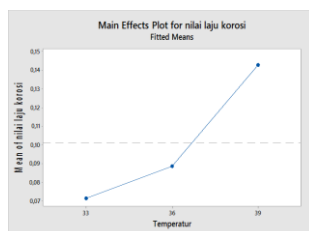
Tabel 1(d). Hasil perhitungan minitab

Dari perbandingan hasil pengujian immersion test antara perhitungan manual dan perhitungan menggunakan minitab 17 diperoleh hasil yang sama sehingga hasil perhitungan dinyatakan equivalent.

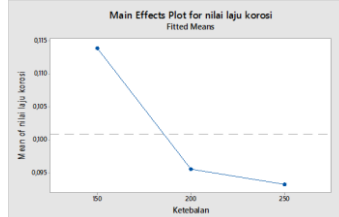
3.4 Grafik immersion test



Gambar 1(d). Grafik kelembaban terhadap daya rekat



Gambar 1(e). Grafik temperatur terhadap daya rekat



Gambar 1(f). Grafik ketebalan terhadap daya rekat

Dari **Gambar 1(d)** didapatkan semakin besar kelembaban semakin besar nilai laju korosi **Gambar 1(e)** didapatkan semakin besar temperatur semakin besar nilai laju korosi **Gambar 1(f)** didapatkan semakin besar ketebalan semakin kecil nilai laju korosi.

4. KESIMPULAN

Dari hasil pengolahan dan analisa data dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1.Parameter yang memiliki pengaruh terhadap daya rekat cat dan sesuai dengan hasil pengujian adalah sebagai berikut:

d. Pada pengujian *pull off test* dapat disimpulkan bahwa persentase yang berpengaruh yaitu : kelembaban memiliki *persentase* 76,34%, temperatur memiliki *persentase* 15,11% dan ketebalan memiliki *persentase* 8,55%. Semua parameter tersebut berpengaruh terhadap daya rekat cat.

e. Pada pengujian *pull of test* dapat disimpulkan bahwa parameter kelembaban 77%, temperatur 33 ° dan ketebalan 150 mikron adalah variasi parameter yang optimal.

f. Pada pengujian *pull off test* dapat disimpulkan bahwa 3 parameter tersebut berpengaruh pada daya rekat. Sesuai dengan persyaratan nilai daya rekat lebih dari 1,4 MPa sehingga dikategorikan kuat

2.Parameter yang memiliki pengaruh terhadap laju korosi dan sesuai dengan hasil pengujian adalah sebagai berikut:

d. Pada pengujian *weight loss* dapat disimpulkan bahwa kelembaban memiliki *persentase* 78,86%, temperatur memiliki *persentase* 17,39% dan ketebalan memiliki *persentase* 3,75%.Semua parameter tersebut berpengaruh terhadap laju korosi

e. Pada pengujian *weight loss* dapat disimpulkan bahwa parameter kelembaban 77%, temperatur 33 ° dan ketebalan 250 mikronadalah variasi parameter yang optimal.

f. Pada pengujian immersion test dapat disimpulkan bahwa 3 parameter berpengaruh pada laju korosi. Sesuai dengan persyaratan nilai laju korosi lebih rendah dari 1 mpy sehingga dikategorikan outstanding atau proteksi untuk perlindungan material dengan coating dikategorikan luar biasa karena menghambat laju korosi.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis

menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan materi, motivasi, kasih sayang, do'a, dan nasehat hidup bagi penulis.
2. Bapak Bambang Antoko, selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
3. Bapak Bayu Wiro K, selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.

6. DAFTAR PUSTAKA

- Admiaji. 2015. *Analisa laju korosi pada plat baja dengan variasi ketebalan coating*. Jurusan Teknik Sistem Perkapalan. Intitut Teknologi Sepuluh Nopember
- ASCOATINDO. 2007. *Coating Inspektor Muda*. Bandung: Corrosion Care Indonesia.
- ASTM D1005-95.2007. *Standard Test Method for Measurement of Dry Film Thickness of Organic Coatings Using Micrometers*.
- ASTM D2247.2002. *Standard Practice for Testing Water Resistance of Coatings in 100% Relative Humidity*.
- ASTM D2651.2001. *Standard Guide for Preperation of Metals Surfaces for Adhesive Bonding*.
- ASTM D4541-02. 2002. *Standard Test Method for Pull-Off Strength of Coatings Using Portable Testers*.
- ASTM G1. 2011. *Standard Practice for Immersion Test*.
- ASTM G31-72.2004. *Standard Prattice for Laboratory Immersion Corrosion Testing of Metals*.
- DIN EN ISO.2002. *Pull Of test for adhesion*.
- Faiq. 2016. *Analisa Daya Rekat Pada Proses Painting Dengan Variasi Jumlah Lapisan, Surface preparation dan Aplikator Pada Baja A36 Menggunakan metode Desain Faktorial*. Teknik Desain Manufaktur. Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya

PERENCANAAN MANAJEMEN PROYEK PIPA HSD DENGAN MENGGUNAKAN SIMULASI MONTE CARLO

Aimatul Khasanah.^{1*}, Edi Hariyono, ST., MT.², Nurvita Arumsari, S.Si., Msi.³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia³

Email: emaim700@gmail.com^{1*}; kadir.me97@gmail.com^{2*}; arum.up3d@gmail.com^{3*};

Abstrak

Sebuah pembangunan proyek membutuhkan perencanaan urutan kerja, perencanaan jumlah pekerja dan alat yang tepat serta pengendalian untuk semua tahapan dalam pembangunan. Keberhasilan atau kegagalan sebuah proyek bergantung pada penjadwalan dan perhitungan biaya. Untuk menunjang kelancaran dalam jalannya sebuah proyek dibutuhkan manajemen proyek yang akan mengelola proyek dari awal hingga proyek selesai. Untuk mengatasi agar tidak terjadi keterlambatan pembangunan sebuah proyek, manajemen proyek harus mengontrol perubahan kondisi yang mungkin terjadi, mengantisipasi keadaan dan menyusun bentuk tindakan yang dibutuhkan agar dapat menentukan perbaikan yang berkelanjutan. Proyek pembangunan relokasi pipa dipilih untuk studi penelitian karena belum mempunyai jadwal kegiatan dan total biaya. Pembuatan jadwal pembangunan pada proyek relokasi pipa harus dilakukan agar kegiatan tersebut dapat tercapai secara efisien dan efektif. Tahapan kegiatan yang dilakukan mulai dari persiapan material, grouting dan bekisting support, fit up pipa, pengelasan, pengecoran, hidrotekst, cleaning dan coating. Selain pembuatan jadwal, perhitungan biaya dalam sebuah pembangunan proyek juga menunjang keberhasilan. Setiap proyek akan mengalami risiko dan ketidakpastian. Untuk mengurangi risiko dan ketidakpastian digunakan simulasi Monte Carlo. Simulasi Monte Carlo akan menguntungkan perusahaan berupa hilangnya kemungkinan kerugian karena risiko dikelola dengan baik. Durasi hari kerja yang didapatkan dari hasil simulasi monte carlo menunjukkan bahwa kemungkinan keberhasilan durasi proyek adalah 76,7 sampai 77,2 hari kerja. Sedangkan total biaya yang didapatkan dari hasil simulasi monte carlo menunjukkan bahwa kemungkinan keberhasilan biaya proyek sebesar Rp 8.814.575.037 sampai Rp 8.864.575.037.

Kata kunci : *Microsoft Project*, manajemen proyek, simulasi Monte Carlo, relokasi pipa

1. PENDAHULUAN

Pengerjaan pembangunan proyek diperkirakan kurang lebih 4 bulan. Tolok ukur keberhasilan proyek dapat dilihat dari waktu penyelesaian lebih singkat dari yang direncanakan dengan biaya minimal tanpa merubah mutu hasil pengerjaan sehingga memberi keuntungan. Pengerjaan pembangunan proyek diperkirakan kurang lebih 4 bulan. Tolok ukur keberhasilan proyek dapat dilihat dari waktu penyelesaian lebih singkat dari yang direncanakan dengan biaya minimal tanpa merubah mutu hasil pengerjaan sehingga memberi keuntungan. Penyelesaian proyek dengan simulasi Monte Carlo digunakan untuk mengurangi risiko dan ketidakpastian dalam biaya dan waktu pengerjaan

proyek. Simulasi ini juga dapat memperbaiki masalah identifikasi jalur kritis. Setiap kegiatan akan dipilih secara acak atau random, kemudian jalur yang terbentuk dari rangkaian kegiatan yang memiliki kurun waktu terpanjang diidentifikasi dan dicatat kurun waktu maupun komponen kegiatannya. Prosedur ini dilakukan berulang kali sehingga dapat diamati kemungkinan berapa kali suatu aktivitas terletak pada keberhasilan. Hal tersebut juga berlaku untuk pembiayaan proyek. Simulasi Monte Carlo dilakukan untuk pengendalian proyek dengan kendala keterbatasan durasi dalam pembangunan proyek.

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Dengan durasi 4 bulan yang diberikan pihak *owner* untuk menyelesaikan tahapan pembangunan proyek. Pembuatan *WorkBreakdown Structure* pada kegiatan yang memungkinkan keterlambatan yang akan diteruskan untuk membuat sebuah tahapan kegiatan pembangunan. Selanjutnya akan dilakukan perhitungan produktivitas agar dapat mengetahui durasi yang dibutuhkan dalam setiap kegiatan. Selanjutnya, membuat perencanaan durasi minimal dan maksimal yang dibutuhkan perkegiatan dan membuat RAB pekerja, RAB material dan RAB penyewaan alat, serta menghitung biaya minimal dan maksimal yang dibutuhkan perkegiatan. Selanjutnya memperkirakan waktu dan biaya pembangunan menggunakan simulasi monte carlo dengan *error* 1% agar dapat mengetahui durasi dan biaya yang dibutuhkan untuk menunjang keberhasilan proyek .

2.2. Produktivitas

$$Durasi = \frac{volume\ total}{produktivitas\ perhari}$$

Persamaan (1) menunjukkan persamaan perhitungan produktivitas per hari. Dimana produktivitas dipengerahui jumlah volume yang dikerjakan dengan durasi yang tersedia. Digunakan mengetahui per orang/tim mampu mengerjakan suatu pekerjaan, sehingga mendapatkan berapa tambahan yang diperlukan untuk mendapatkan produktivitas per harinya.

2.3. Tahapan Proyek

Eksekusi (pelaksanaan dan konstruksi). Setelah mendefinisikan proyek dengan jelas dan terperinci, kegiatan proyek siap untuk memasuki tahap eksekusi, dimana pada tahap ini tujuan proyek secara fisik akan dibangun. Semua kegiatan yang ada dalam *projectplan* akan dieksekusi.

2.4. Manajemen Biaya Proyek

Manajemen biaya proyek merupakan proses yang bertujuan untuk memastikan bahwa proyek selesai sesuai dengan anggaran yang telah disetujui.

2.4.1. Biaya Langsung

biaya yang dikeluarkan untuk segala sesuatu yang akan menjadikan komponen permanen hasil proyek.

2.4.2. Hitungan Biaya Tak Langsung

biaya yang digunakan untuk perihal manajemen, jasa, dan lain – lain.

2.5 Simulasi Monte Carlo

Simulasi Monte Carlo adalah sebuah metode numerik yang digunakan sebagai percobaan statistik buatan untuk mengestimasi jumlah atau angka yang tidak diketahui (Uher, 1996). Salah satu prosedur yang dikenal sebagai simulasi Monte Carlo dengan menggunakan komputer, dapat memperbaiki masalah identifikasi jalur kritis dan subkritis (Iman Soeharto, 1999: 278). Angka rata-rata kurun waktu penyelesaian proyek dan deviasi standar yang diperoleh dari simulasi ini lebih akurat disbanding dengan pendekatan konvensional yang telah dibahas terdahulu (Iman Soeharto, 1999).

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

1. Produktivitas Tiap Pekerjaan

Penentuan produktivitas tiap-tiap pekerjaan dilakukan agar dapat menentukan durasi yang dibutuhkan perkegiatan. Berikut produktivitas tiap-tiap pekerjaan.

Tabel 1. Produktivitas Pekerjaan

No	Kegiatan	Produktivitas
1	<i>Grouting</i> dan <i>Bekisting support</i>	60 item/hari
2	<i>Fit Up</i> pipa	56 <i>tack</i> /hari
3	Pengelasan	9 <i>joint</i> /hari
4	Pengecoran <i>support</i>	400 item/hari
5	<i>Cleaning</i> dan <i>Coating</i>	560 m/hari

3.2 Durasi

Durasi merupakan waktu yang dibutuhkan untuk mengerjakan tahapan proyek.

Tabel 2. Durasi

Kegiatan	Quality	Produktivitas Harian	Hasil tan	Pembula (hari)
Grouting dan Bekisting support	323	60	5.383	6
Fit Up pipa	388	56	6.928	7
Pengelasan	388	9	43.11	44
Pengecoran support	323	400	0.807	1
Cleaning dan Coating	3220	560	5.75	6
Total				64

Durasi Hari

3.3 Simulasi Monte Carlo

Nilai minimal dan maksimal durasi hari dan biaya yang dibutuhkan perkegiatan disimulasikan untuk mengetahui nilai durasi hari kerja dan biaya keseluruhan proyek melalui presentase keberhasilan proyek tertinggi.

3.3.1 Durasi

Tabel 3. Durasi minimal dan maksimal

Aktivitas	A	B	C	D	E	F	G	Total
Minimum	1	6	7	44	1	0.5	6	71.5
Maksimum	2	7	8	45	2	1	7	71.5
Iterasi 1	1.715365	6.37963	7.268122	44.94441	7.049725	0.506266	6.068778	73.93229
Iterasi 2	1.792736	6.827727	7.285056	44.9848	7.960913	0.890759	6.917195	76.65918
Iterasi 3	1.792675	6.547652	7.281384	44.94779	7.129669	0.770615	6.404898	74.87469
Iterasi 4	1.792709	6.703176	7.283948	44.96968	7.786005	0.834728	6.759736	76.12998
Iterasi 5	1.792683	6.597754	7.283274	44.94896	7.212689	0.824123	6.416205	75.07569
Iterasi 6	1.792704	6.649476	7.283924	44.96286	7.531249	0.829657	6.718408	75.58428
Iterasi 7	1.792685	6.636992	7.283865	44.96152	7.412995	0.828843	6.667381	75.58428
Iterasi 8	1.792699	6.646007	7.283916	44.96239	7.486862	0.828892	6.699741	76.70051
Iterasi 9	1.792688	6.642542	7.283886	44.96171	7.418808	0.828889	6.678706	76.60723
Iterasi 10	1.792694	6.644337	7.283907	44.96208	7.423402	0.82889	6.694534	75.63182
Iterasi 11	1.792691	6.644274	7.283893	44.96203	7.423096	0.82889	6.686413	75.62128
Iterasi 12	1.792692	6.644332	7.283896	44.96204	7.424257	0.82889	6.694422	75.63083
Iterasi 13	1.792692	6.644293	7.283894	44.96204	7.423114	0.82889	6.692239	75.62723
Iterasi 14	1.792692	6.644315	7.283894	44.96204	7.423865	0.82889	6.694392	76.63008
Iterasi 15	1.792692	6.644308	7.283894	44.96204	7.423749	0.82889	6.692744	76.62831
Iterasi 16	1.792692	6.644314	7.283894	44.96204	7.423763	0.82889	6.693172	76.62876
Iterasi 17	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.42375	0.82889	6.693051	76.62862
Iterasi 18	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.42376	0.82889	6.693111	75.628
Iterasi 19	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.423757	0.82889	6.693077	76.62866
Iterasi 20	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.42376	0.82889	6.693097	76.62868
Iterasi 21	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.423759	0.82889	6.693079	76.62866
Iterasi 22	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.423759	0.82889	6.693087	76.62867
Iterasi 223	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.423759	0.82889	6.693086	76.62867
Rate-rata								76.58914

Tabel 4. Hasil

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{N}}$$

$$= 3,75$$

Jika menginginkan nilai *error* dari 1%, maka:

$$e = \frac{z}{n^{0.5}}$$

$$= 0,7525$$

Jumlah iterasi yang dibutuhkan untuk mendapatkan hasil dengan *error* 1% adalah:

$$N = \left(\frac{z \cdot \sigma}{e} \right)^2$$

$$= 223,6$$

Banyaknya iterasi yang digunakan untuk durasi adalah 223.

Aktivitas	A	B	C	D	E	F	G	Total
Minimum	1	6	7	44	7	0.5	6	71.5
Maksimum	2	7	8	45	9	1	7	79
Iterasi 1	1.715365	6.37963	7.268122	44.94441	7.049725	0.506266	6.068778	73.93229
Iterasi 2	1.792736	6.827727	7.285056	44.9848	7.960913	0.890759	6.917195	76.65918
Iterasi 3	1.792675	6.547652	7.281384	44.94779	7.129669	0.770615	6.404898	74.87469
Iterasi 4	1.792709	6.703176	7.283948	44.96968	7.786005	0.834728	6.759736	76.12998
Iterasi 5	1.792683	6.597754	7.283274	44.94896	7.212689	0.824123	6.416205	75.07569
Iterasi 6	1.792704	6.649476	7.283924	44.96286	7.531249	0.829657	6.718408	75.58428
Iterasi 7	1.792685	6.636992	7.283865	44.96152	7.412995	0.828843	6.667381	75.58428
Iterasi 8	1.792699	6.646007	7.283916	44.96239	7.486862	0.828892	6.699741	76.70051
Iterasi 9	1.792688	6.642542	7.283886	44.96171	7.418808	0.828889	6.678706	76.60723
Iterasi 10	1.792694	6.644337	7.283907	44.96208	7.423402	0.82889	6.694534	75.63182
Iterasi 11	1.792691	6.644274	7.283893	44.96203	7.423096	0.82889	6.686413	75.62128
Iterasi 12	1.792692	6.644332	7.283896	44.96204	7.424257	0.82889	6.694422	75.63083
Iterasi 13	1.792692	6.644293	7.283894	44.96204	7.423114	0.82889	6.692239	75.62723
Iterasi 14	1.792692	6.644315	7.283894	44.96204	7.423865	0.82889	6.694392	76.63008
Iterasi 15	1.792692	6.644308	7.283894	44.96204	7.423749	0.82889	6.692744	76.62831
Iterasi 16	1.792692	6.644314	7.283894	44.96204	7.423763	0.82889	6.693172	76.62876
Iterasi 17	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.42375	0.82889	6.693051	76.62862
Iterasi 18	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.42376	0.82889	6.693111	75.628
Iterasi 19	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.423757	0.82889	6.693077	76.62866
Iterasi 20	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.42376	0.82889	6.693097	76.62868
Iterasi 21	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.423759	0.82889	6.693079	76.62866
Iterasi 22	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.423759	0.82889	6.693087	76.62867
Iterasi 223	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.423759	0.82889	6.693086	76.62867
Rate-rata								76.58914

Simulasi Monte Carlo

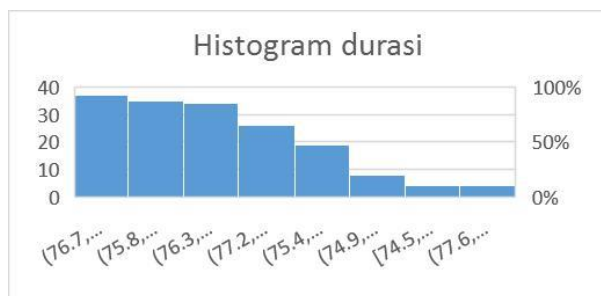
Iterasi 20	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.42376	0.82889	6.693097	76.62868
Iterasi 21	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.423759	0.82889	6.693079	76.62866
Iterasi 22	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.423759	0.82889	6.693087	76.62867
.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.
Iterasi 223	1.792692	6.644313	7.283894	44.96204	7.423759	0.82889	6.693086	76.62867
Rata-rata								76.58914

Durasi rata-rata yang dihasilkan dengan menggunakan simulasi monte carlo adalah 76, 58 hari. Durasi rata-rata hasil dari simulasi monte carlo dapat di artikan sebagai durasi yang paling memungkinkan untuk mencapai keberhasilan.

Tabel 5. Ringkasan Statistik Hasil Simulasi Monte Carlo

Summary Statistics	
Average	76,488
SD	0,7101
Maximal	78,031
Minimal	74,484

rangkaian statistik hasil simulasi monte carlo menunjukkan bahwa durasi *average* atau durasi rata-rata yang diperoleh adalah 76,488 hari. Nilai *error* yang dihasilkan dalam simulasi adalah 0,7101. Durasi maksimal yang diperoleh dari hasil simulasi monte carlo untuk mengerjakan proyek mencapai 78,031 hari dan durasi minimal yang diperoleh dari hasil simulasi monte carlo untuk mengerjakan proyek adalah 74,48 hari.



Gambar 1 Histogram Durasi

persentase keberhasilan tertinggi yaitu 95%, dimana persentase tersebut tercapai dengan durasi 76,7 dan durasi 77,2 hari kerja. Dengan persentase

keberhasilan tersebut, durasi waktu 76,7 dan 77,2 hari merupakan durasi yang memiliki kemungkinan tertinggi untuk diterapkan

3.3 2 Biaya

Tabel 6. Biaya minimal dan maksimal

No	Kegiatan	Biaya	
		Min	Max
1	Persiapan Material	Rp 139,000.00	Rp 278,000.00
2	GROUTING dan Bekisting support	Rp 1,778,427,764.00	Rp 1,796,883,050.00
3	Fit Up pipa	Rp 5,189,615,523.00	Rp 5,264,041,996.00
4	Pengelasan	Rp 1,497,732,932.00	Rp 1,530,693,412.00
5	Pengecoran	Rp 34,470,983.00	Rp 53,642,466.00
6	Hydrotest	Rp 676,440.00	Rp 1,352,880.00
7	Cleaning dan Coating	Rp 140,304,123.00	Rp 160,464,123.00
		Rp 8.641.366.765	Rp 8.807.355.927

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (x - \bar{x})^2}{N}}$$

$$= 58.686.031$$

Jika menginginkan nilai *error* 1%, maka:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{\frac{1}{0.01}}$$

$$= 87.243.613,46$$

Jumlah iterasi yang dibutuhkan untuk mendapatkan :

$$N = \left[\frac{3 \cdot \sigma}{\varepsilon} \right]^2$$

$$= 8,145$$

Banyaknya iterasi yang digunakan untuk durasi adalah :

Tabel 7. Biaya Hasil Simulasi Monte Carlo

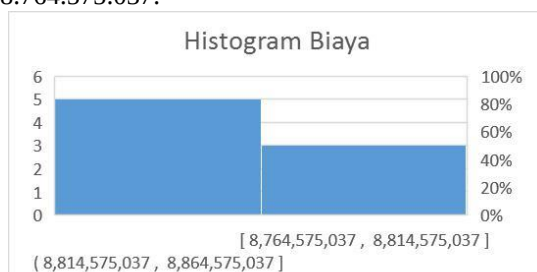
Aktivitas	a	b	c	d
Minimum	139,000	1,778,427,764	5,189,615,523	1,497,732,932
Maksimum	278,000	1,796,883,050	5,264,041,996	1,530,693,412
Iterasi 1	207,672	1,782,818,592	5,210,261,975	1,510,899,309
Iterasi 2	275,095	1,786,440,132	5,245,091,477	1,529,716,031
Iterasi 3	239,716	1,783,442,447	5,234,806,249	1,514,930,365
Iterasi 4	266,944	1,784,044,404	5,242,120,260	1,529,413,301
Iterasi 5	248,963	1,783,919,317	5,237,271,366	1,518,783,774
Iterasi 6	252,933	1,783,963,028	5,241,417,105	1,523,029,224
Iterasi 7	249,247	1,783,955,766	5,240,936,582	1,521,857,959
Iterasi 8	252,743	1,783,960,792	5,241,334,191	1,522,157,654

rata-rata yang dibutuhkan dengan menggunakan simulasi monte carlo adalah Rp 8.813.007.247. Biaya rata-rata hasil dari simulasi monte carlo dapat di artikan sebagai biaya yang paling memungkinkan untuk mencapai keberhasilan.

Tabel 8. Ringkasan statistik hasil simulasi monte carlo

Summary Statistics	
Average	8,815,646,406
SD	28,807,544
Maximal	8,851,994,835
Minimal	8,764,575,037

rangkaian statistik hasil simulasi monte carlo menunjukkan bahwa biaya *average* atau biaya rata-rata yang dibutuhkan adalah Rp 8.815.646.406. Nilai *error* yang dihasilkan dalam simulasi adalah Rp 28.807.544. Biaya maksimal yang dibutuhkan dari hasil simulasi monte carlo untuk mengerjakan proyek mencapai Rp 8.851.994.835 dan biaya minimal yang dibutuhkan dari hasil simulasi monte carlo untuk mengerjakan proyek adalah Rp 8.764.575.037.



Gambar 2. Biaya Optimasi 15 Hari

histogram hasil dari simulasi monte carlo menunjukkan bahwa persentase keberhasilan tertinggi yaitu 85%, dimana persentase tersebut tercapai dengan biaya 8.814.575.037 dan 8.864.575.013. Dengan persentase keberhasilan tersebut, biaya 8.814.575.037 dan 8.864.575.013 merupakan biaya yang memiliki kemungkinan tertinggi untuk disediakan.

6. KESIMPULAN

Hasil dari pembahasan dan analisa yang telah dilakukan ini dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Perencanaan proyek dilakukan guna kelancaran berjalannya proyek dengan sistematis dan menghasilkan hasil yang diharapkan. Untuk menyelesaikan proyek pembangunan relokasi pipa HSD di PT. XYZ tahap kegiatan yang harus diselesaikan adalah persiapan material, *gouting* dan *bekisting support*, *fit up* pipa, penyambungan/pengelasan, pengecoran, *hydrotest*, dan *cleaning* dan *coating*.
2. Durasi perkegiatan dan biaya yang dibutuhkan dihitung untuk mengetahui durasi dan biaya total yang dibutuhkan untuk menyelesaikan proyek. Dari hasil pengolahan data didapatkan durasi selama 71,5 hari dan biaya sejumlah Rp 8.641.386.815. Apabila terjadi keterlambatan penyelesaian proyek dimana durasi meningkat, maka semakin besar pula biaya yang dibutuhkan untuk menyelesaikan proyek.
3. Perkiraan durasi dan biaya proyek pembangunan relokasi pipa HSD di PT. XYZ menggunakan simulasi monte carlo dengan error 1% menghasilkan durasi selama 76 sampai 77 hari dengan presentase keberhasilan 95% dan biaya sejumlah Rp 8.814.575.037 sampai Rp 8.864.575.013 dengan presentase keberhasilan 85%.

7. DAFTAR NOTASI

D = Durasi (hari)
 = deviasi standar dari variable random.

W = Volume pekerjaan

7. DAFTAR PUSTAKA

1. Dipohusodo, I. 1996. *Manajemen Proyek dan Konstruksi, Jilid 1, Edisi Pertama*, Yogyakarta: Penerbit Kanisius.
2. Ervianto, W. 2005. *Manajemen Proyek Konstruksi (Edisi revisi)*. Yogyakarta: Andi.
3. Fadjar, Adnan. 2008. *Aplikasi Simulasi Monte Carlo Dalam Estimasi Biaya Proyek*. Vol. 6, No. 4. Nopember 2008. (<https://www.yumpu.com/id/document/view/32212367/aplikasi-simulasi-monte-carlo-dalam-estimasi-biaya-jurnalsmartek>)
4. Fisk, E.R. 1997. *Costruction project administration 5 th edition*, New Jersey: Prentice Hall. Flanagan, R. & Norman, G. (1993). *Risk management and construction*. London: Blackwell Scientific Publications.
5. Gomes, Faustino Cardoso. 1995. *Manajemen Sumber Daya Manusia*. Yogyakarta: Andy Offset.
6. Handoko, T. Hani. 2000. *Manajemen*. Edisi 2. Yogyakarta: BPFE
7. Husen, Abrar. 2009 *Manajemen Proyek*. Yogyakarta: Andi Offset.
8. Kerzner, Harold. 1995. *Project Management: A system Approach to Planning Scheduling and Controlling*, Van Nostrand Reinhold.
9. Kusriyanto, Bambang. 1984. *Meningkatkan Produktivitas Karyawan*. Jakarta: Gramedia
10. Kwak, Y & Ingall, L. 2007. Exploring Monte Carlo simulation Applications For Project Management. Journal: Risk management 2007, 9, (44-57): www.palgrave-journals.com/rm
11. Lowe J and Whitworth T. 1996. *Risk Management and Major Construction Project- The Organization and Management of Construction: Shaping theory and practice (vol. Two)* E & FN Spon
12. Pangestuti, A. 2010. Penerapan penjadwalan probabilistic pada pembangunan jembatan Ngurah Rai Proyek Kanal Timur Paket 26, Jakarta timur. Surabaya: Perpustakaan ITS.
13. Schwalbe, Kathy. 2004. *Information Technology Project Mnanagement, 3rd edition*. Thompson, Canada.
14. Soeharto, Iman. 1999. *Manajemen Proyek Jilid 2*. Semarang: Erlangga.
15. Soeharto, Iman. 2001. *Manajemen Proyek (Dari Konseptual Sampai Operasional) Jilid 1*. Jakarta: Erlangga.
16. Taylor, Benard W. 1996. *Saint Manajemen (Pendekatan Matematika Untuk Bisnis) II*. Jakarta: Salemba Empat
17. Uher, T. E. 1996. *Programming And Scheduling Techniques*. Australia: School of Building, University of NSW.
18. Wulfram I, Ervianto. 2008. *Pengukuran Produktivitas Kelompok Pekerja Bangunan Dalam Proyek Konstruksi: Study Kasus Proyek Gedung Bertingkat Di Surakarta*. Jakarta: Jurnal Teknik Sipil. Vol. 9, No. 1, Oktober 2008 (<http://puslit2.petra.ac.id/ejournal/index.php/uaj/article/download/17543/17648>)
19. Yadi, Mul. 2014. Proposal Penelitian Kemampuan Membaca Tabel dan Diagram (<https://www.slideshare.net/mOelady/ba-b-ii-34223890>)

Analisa Pengaruh Variasi jenis Filler Metal Terhadap Laju Koros Dan Sifat Mekanik Material Pada Pengelasan Pipa SMO254 Dengan Media ClO₂

Rahadian Bagus Kondang Sasikirana ^{1*}, Pranowo Sidi ², Subagio So'im³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{2, 3}

Email: radibagas@ymail.com^{1*}; pransidi@gmail.com^{2*}; subagio@gmail.com^{3*}.

Abstrak

Sistem perpipaan merupakan sarana untuk mentransportasikan fluida dan sistem perpipaan tidak akan terbentuk tanpa adanya proses pengelasan. Dalam kasus ini perubahan *filler metal* berpengaruh pada kualitas sambungan karena memiliki *mechanical properties* dan *chemical composition* yang berbeda. Pipa SMO254 adalah jenis material stainless yang digunakan untuk mengalirkan ClO₂ yang semula di las menggunakan jenis *filler metal* tipe F No 6 diganti F No 43. Tugas akhir ini bertujuan untuk meneliti laju korosi dan sifat mekanik material terhadap variasi jenis *filler metal* pada pengelasan pipa SMO254 dengan menggunakan *filler metal* F No 6, ER 316L, TGX 316L & F No 43, ERNiCR MO-3. Dengan melakukan pengujian komposisi kimia, pengujian *bending*, pengujian *hardness*, laju korosi dan serta dilakukan SEM (*Scanning Elektron Microscope*). Hasil pengujian *bending* tidak ada indikasi cacat pada sambungan pengelasan dari ke tiga spesimen tersebut dan hasil analisa dari pengujian *Hardness* untuk ERNiCrmo-3(195,286 HVN), ER 316L(173,286 HVN), TGX 316L(176,074 HVN), masih di bawah nilai yang diijinkan yaitu 230 HVN, dan hasil pengujian korosi ERNiCR Mo-3(0,00167 mmpy), ER 316 L(0,01167 mmpy), TGX 316L(0,00616 mmpy). Dilihat dari hasil pengujian laju korosi perubahan *filler metal* berpengaruh pada nilai laju korosi dan perubahan *filler metal* menggunakan ERNiCR Mo-3 dapat digunakan karena tingkat korosifitasnya lebih rendah

Kata kunci :Pipa SMO254, *Filler metal*, *Bending*, *hardness*, korosi

1. PENDAHULUAN

Bleaching adalah tahap untuk menghasilkan kertas yang berkualitas dengan mereaksikan bubuk kertas bersama *klorindioksida* (ClO₂). ClO₂ tidak akan mengalir tanpabantuan sistem perpipaan yang merupakan sarana untuk mendistribusikan fluida dan sistem perpipaan tidak akan terbentuk tanpa adanya proses pengelasan. Menurut DIN (Deutch Industrie Normen) pengelasan yaitu suatu ikatan metalurgi pada sambungan logam paduan yang dilaksanakan dalam keadaan lumer atau cair.

Pada sistem perpipaan diperlukan pemilihan material dan metode pengelasan yang sesuai, karena dalam setiap sistem perpipaan memiliki kegunaan dan tujuan yang berbeda. Sistem perpipaan pada

proses pemutihan (*bleaching*) mengalirkan fluida ClO₂ yang tergolong sifat kimianya korosif. Maka pemilihan material yang tepat akan memperlambat laju korosi pada material tersebut. Material pipa yang digunakan pada sistem perpipaan tersebut adalah dengan menggunakan material pipa SMO254 yang tergolong *stainless steel*, tidak mudah terkorosi. Tugas akhir ini bertujuan untuk mendapatkan kualitas *filler metal* dengan mempertimbangkan laju korosi dan sifat mekanik material terhadap variasi jenis *filler metal* pada pengelasan pipa SMO254 dengan menggunakan *filler metal* ER 316L, TGX 316L, yang tergolong F No 6 dan ERNiCR MO-3 yang tergolong F No 43. Pemilihan *filler metal* dengan kandungan yang

sesuai untuk pengelasan akan mempengaruhi sifat mekanik material dan laju korosi.

Untuk menyelesaikan tugas akhir ini perlu dilakukan pengujian komposisi kimia, bending, laju korosi menggunakan sel 3 elektrodadengan bantuan software NOVA, *Hardness* dan dilakukan SEM (*Scanning Elektron Microscope*) untuk menggambarkan bentuk permukaan dari material yang diuji korosi.

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Prosedur penelitian ini berisi tentang mendapatkan kualitas hasil pengelasan dari perubahan *filler metal*, dengan memvariasikan jenis *filler metal* ERNiCr Mo-3, ER 316 L, TGX 316 L pada pengelasan pipa smo254 ditinjau dari laju korosi dan sifat mekanik material dengan melakukan pengujian komposisi kimia, bending, hardness, korosi, dan SEM. Untuk menganalisa pengaruh dari perubahan *filler metal* terhadap laju korosi dan sifat mekanik material.

2.2 Persiapan Pengelasan dan Pembuatan Spesimen uji

Material yang digunakan dalam pengujian pada Tugas Akhir ini adalah pipa SMO254 NPS 2 . Pipa yang telah disiapkan ada 3 pasang pipa, tiap pasang akan di las menggunakan *filler metal* yang berbeda. *Filler metal* yang digunakan adalah ERNiCR MO-3, ER 316L, dan TGX 316L . Mesin las yang digunakan adalah mesin las GTAW (Gas Tungsten Arc Welding). Pada saat proses pengelasan posisi yang digunakan adalah posisi 6G yaitu material pipa dalam keadaan statik atau diam saat pengelasan tanpa pipa harus di putar. Setelah material di Las , dan hasil las-lasan sesuai yang di inginkan secara bentuk visualitas, material akan di potong sesuaikebutuhan dan di machining untuk merapikan, untuk digunakan sebagai sample pengujian *bending*, komposisi kimia, korosi dan *Hardness*.

2.3. Pengujian dan Pengolahan data

Tahap pengujian dan pengolahan data adalah untuk menghasilkan data dari hasil pengujian-**pengujian** yang nantinya akan di buat analisa ataupun kesimpulan

2.3.1 Chemical Composition test

Pengujian komposisi kimia dilakukan untuk mengetahui unsur komposisi kimia yang ada pada

material dan filler metal dan juga diperlukan untuk menghitung berat molekul saat pengujian korosi dengan menggunakan 3 sel elektroda di bantu software nova.

2.3.2 Bending test

Bending

test merupakan salah satu bentuk pengujian untuk menentukan mutu suatu material secara visual dan untuk mendeteksi apakah ada cacat pada sambungan las. Detail gambar pengujian bending dapat dilihat pada gambar 2.1, 2.2, 2.3 dibawah ini.



Gambar 2.1 pemasangan mandril pada mesin bending



Gambar 2.2 pengukuran diameter mandril



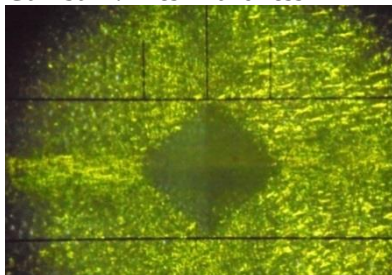
Gambar2.3 pengujian bending

2.3.3 Hardness test

Pengujian hardness menggunakan metode Vickers untuk mengetahui nilai kekerasan dari masing masing material dengan menggunakan *filler metal* yang berbeda, mesin yang digunakan adalah mesin *hardness digital* yang langsung mengeluarkan hasil nilai kekerasan yang dapat dilihat dari gambar 2.4, 2.5, 2.6 dibawah ini



Gambar2.4mesinhardness



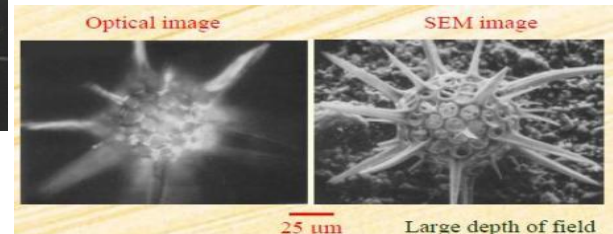
Gambar2.5bentuk titik indentasi



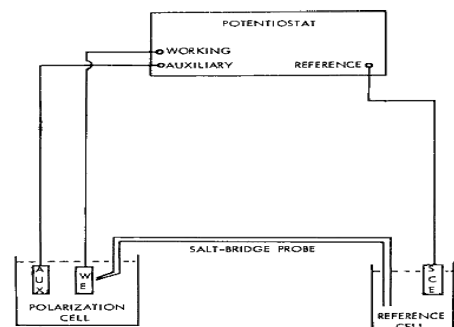
Gambar2.6nilai pengujian hardness

2.3.4Pengujian laju korosi dengan menggunakan metode Sel 3 elektroda

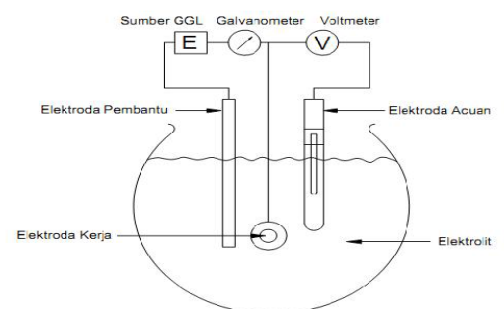
Sel tiga elektroda adalah perangkat laboratorium baku untuk penelitian kuantitatif



terhadap sifat-sifat bahan korosi. Sel tiga elektroda adalah versi penyempurnaan dari sel korosi basah. Sel ini dapat digunakan dalam berbagai macam percobaan korosi (Trethewey, 1991). Metode sel tiga elektroda ditunjukkan pada Gambar 2.7 dan 2.8 di bawah ini.



Gambar2.7Sel tiga elektroda (ASTM G5, 1999)



Gambar2.8Sel tiga elektroda (Buku korosi KR. Tretheway)

2.3.5SEM (Scanning Elektron microscope)

Scanning Elektron Microscope (SEM) adalah salah satu jenis mikroskop elektron yang menggunakan berkas elektron untuk menggambarkan bentuk permukaan dari material yang di analisa. Elektron memiliki resolusi yang

lebih tinggi daripada cahaya. Cahaya hanya mampu mencapai 200nm sedangkan elektron bisa mencapai resolusi sampai 0,1 – 0,2 nm. Pada gambar 2.9 Dibawah ini diberikan perbandingan hasil gambar mikroskop cahaya dengan.

Gambar2.9 sel Perbandingan hasil gambar mikroskop cahaya,
(materialcerdas.wordpress.com)

3. HASIL dan PEMBAHASAN

3.1Data dan Spesifikasi Material

Material	UNS Designation	DO [mm]	Thickness [mm]
SMO 254	S31254	30	2.5

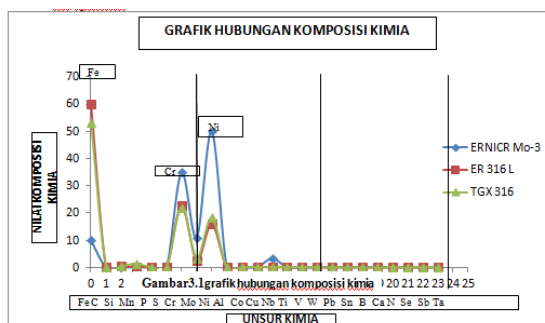
Tabel3.1 Data material Pipa SMO254

Tabel3.2Chemical Composition material pipa smo254

Chemical Composition							
Fe	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
54.8	0.0113	0.277	0.885	0.0313	0.0110	20.0	5.34
Ni	Al	Co	Cu	Nb	Ti	V	W
17.7	0.0172	0.0432	0.699	0.0330	< 0.0050	0.0523	0.0180
Pb							
0.0072							

Chemical Composition Test

12.5 3.3 Data dan Spesifikasi Filler Metal



Gambar3.1grafik hubungan komposisi kimia

3.4Analisa dan Pembahasan

Dari hasil pengujian bending tidak terdapat cacat maupun patahan pada ketiga spesimen tersebut detail gambar dapat dilihat pada gambar 3.2, 3.3, & 3.4 dibawah ini

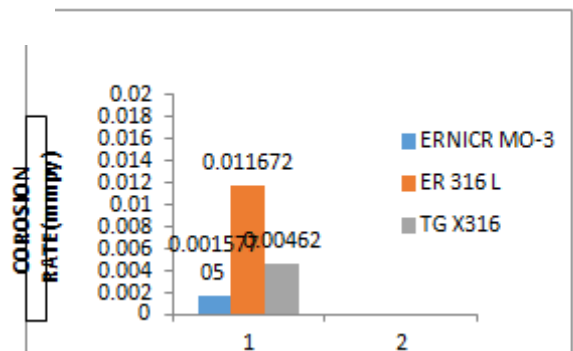


Gambar 3.2spesimen TGX 316 L

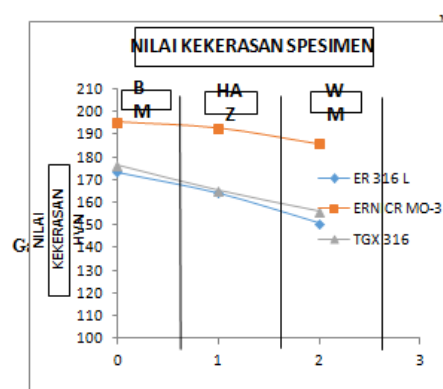
Gambar 3.3 spesimen ER 316 L



Gambar 3.4spesimen ERNCR Mo-3



Gambar 3.5grafik laju korosi



Gambar 3.5grafik nilai rata rata spesimen

4. KESIMPULAN

1. Dari hasil pengelasan dari ketiga filler tersebut ERNiCR MO-3,

ER 316 L, dan TGX 316L ditinjau dari visual test dan bending test tidak ada cacat maupun kerusakan pada ketiga filler metal tersebut.

2. Berdasarkan hasil dari pengujian laju korosi, nilai laju korosi pada filler metal ERNiCRMo-3 adalah 0,00157705 mmpy lebih kecil dibandingkan nilai laju korosi pada ER 316 L & TGX 316 L dengan nilai laju korosi ER 316 L adalah 0,011672 mmpy dan nilai laju korosi TGX 316 L adalah 0,00462 mmpy. Dilihat dari hasil pengujian laju korosi perubahan filler metal berpengaruh pada nilai laju korosi dan perubahan filler metal menggunakan ERNiCR Mo-3 dapat digunakan karena tingkat korosifitasnya lebih rendah.
3. Berdasarkan hasil dari pengujian hardness, nilai hardness pada filler metal ERNiCR Mo-3 adalah 195,286 HVN lebih besar dibandingkan nilai hardness pada ER 316 L & TGX 316 L dengan nilai hardness ER 316 L adalah 173,268 HVN dan nilai hardness TGX 316 L adalah 176,074 HVN. Dilihat dari hasil pengujian hardness perubahan filler metal berpengaruh pada sifat mekanik material dan perubahan filler metal menggunakan ERNiCR Mo-3 dapat digunakan karena masih di bawah nilai kekerasan yang diijinkan yaitu 230 HVN, dari ASME section II part A.

5. DAFTAR PUSTAKA

1. Ardani, Safri Bari (2015). Pengaruh *Filler metal* ER316 Dan TFN 316L Pengelasan GTAW Pada

Material SA 312 TP 316L Terhadap Struktur Mikro Dan Sifat Mekanisnya

2. ASME Boiler And Pressure Vessel Code An International Code : THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL NEW YORK
3. ASTM G1-03, Standard Practice For Preparing, Cleaning, and Evaluating Corrosion Test Specimens.
4. ASTM G5-94, Standard Reference Test Method for Making Potentiostatic and Potentiodynamic Anodic Polarization Measurements.
5. ASTM G102-89, Standard Practice for Calculation of Corrosion Rates and Related Information from Electrochemical Measurements
6. ASTM E92, Standard Test Method for Vickers Hardness of Metallic Material
7. Bagus Prayogo Wibowo (2016), ANALISA VARIASI INTERPASS DAN PERBANDINGAN ELEKTRODA DISSIMILAR METAL ARC WELDING TEE JOINT PADA MATERIAL A-516 GRADE 70 DENGAN A-240 TYPE 316 TERHADAP STRUKTUR MIKRO DAN KETAHANAN KOROSI GALVANIS
8. Budi Prasjo, ST., MT 2012 Modul Ilmu Pengetahuan Bahan, Jurusan Teknik Perpipaan PPNS
9. Gita Anggaretno, Imam Rochani, Heri Supomo (2012) Analisa Pengaruh Elektroda Terhadap Laju Korosi Pada pengelasan Pipa API 5L Grade X65 dengan Media Korosi FeCl₃

Analisa Pengaruh Variasi Jumlah *Groundbed* Terhadap Kebutuhan Tegangan Proteksi Pada Metode Proteksi Katodik ICCP Untuk *Underground Trunkline* PGDP

Fajar Kurniawantoro^{1*}, Endah Wismawati^{2*}, Fipka Bisono^{3*}

¹Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

²Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

³Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

*E-mail: fajar.kurniawantoro@gmail.com¹; endahsaputra60@gmail.com²; fipkabiz@gmail.com³

Abstrak—PGDP (Paku Gajah *Development Project*) adalah satu protek pembangunan fasilitas pemurnian gas. Dalam proyek ini ada *trunkline* yang akan dibangun yang memiliki panjang 23 km, menghubungkan SPG Merbau (*existing*) dan SPG Paku Gajah (*new*). *Trunkline* akan dibangun dibawah tanah dan dilindungi dengan *coating* dan proteksi katodik. Tetapi, terdapat perbedaan antara metode proteksi katodik yang digagas oleh *owner's consultant* dan *main contractor*. Dari penelitian sebelumnya (Destio, 2016), dapat dilakukan perbandingan variasi jumlah *Groundbed* yang digunakan pada metode proteksi katodik ICCP yaitu menggunakan 5 variasi jumlah *Groundbed* guna mengetahui penentuan jumlah *Groundbed* manakah yang efektif untuk proteksi katodik terhadap *Underground Trunkline*. Langkah pertama yaitu menghitung kebutuhan teknis dan ekonomis tiap variasi *Groundbed*, kemudian dilakukan analisa terhadap masing – masing variasi *Groundbed* sehingga dapat diketahui variasi *Groundbed* manakah yang efektif dan tepat digunakan. Dari penelitian ini, dapat disimpulkan berdasarkan perhitungan teknis, menggunakan 3 *Groundbed* efektif digunakan karena memiliki tegangan proteksi yang paling rendah yakni 26,153 V. Sedangkan berdasarkan perhitungan ekonomis, menggunakan 1 *Groundbed* adalah yang paling murah yakni seharga 123.800 USD.

Keywords: ICCP, proteksi katodik, *Groundbed*, *Trunkline*, korosi.

1. PENDAHULUAN

Korosi adalah rusaknya material logam, ditandai dengan pengurangan ketebalan sebagian permukaan material maupun merata di seluruh permukaannya. Kerusakan ini tidak dapat dihindari atau bahkan dihilangkan. Usaha yang dapat dilakukan hanyalah “pencegahan”, agar korosi tidak terjadi dalam waktu yang relatif singkat. Pencegahan ini dapat dilakukan sedemikian rupa sehingga lifetime material dijaga supaya tidak mengganggu performa.

PT. Suluh Ardhi Engineering (PT. SAE) sebagai salah satu perusahaan Engineering, Procurement, and Construction (EPC) yang bergerak di beberapa bidang, seperti Oil and Gas, Petrochemical, Mining, dan Power Plant, sangat memerhatikan masalah korosi ini. Karena tentu saja tahap desain yang dilakukan oleh perusahaan EPC adalah langkah pertama dalam pencegahan korosi.

Saat ini ada beberapa proyek yang sedang dikerjakan PT. SAE, salah satunya adalah

pembangunan fasilitas produksi Paku Gajah Development Project (PGDP) PT. Pertamina EP. Dalam proyek ini, akan dibangun underground trunkline sepanjang 23 km dari SPG Paku Gajah ke SPG Merbau. Berbicara tentang underground trunkline tentu saja berhubungan dengan potensi korosi yang dipengaruhi oleh kondisi tanah di site. Atas dasar itulah, proteksi terhadap korosi pada underground trunkline menjadi perhatian baik dari pihak PT. SAE dan PT. Pertamina EP.

PT. Pertamina EP melalui konsultannya, PT. Singgar Mulia, menentukan bahwa proteksi katodik dengan metode SACP dengan anoda magnesium lah yang akan digunakan untuk langkah pencegahan korosi pada underground pipeline-nya. Tetapi setelah melewati proses tender dan memenangkannya, PT. SAE memulai tahap detailed engineering. Di tahap inilah semua desain yang akan diwujudkan untuk proyek ini disusun sedemikian rupa. Saat menyusun detailed engineering ini, terdapat pemikiran dari PT.

SAE bahwa metode proteksi katodik untuk trunkline yang terpanjang pada proyek ini yaitu trunkline yang menghubungkan SPG Merbau dengan SPG Paku Gajah sejauh 23 km lebih baik diganti. Hal ini membuat PT. SAE mengusulkan pergantian metode proteksi katodik ini dari metode SACP dengan anoda magnesium ke metode ICCP dengan anoda titanium. Pergantian yang memunculkan banyak perbedaan pendapat inilah yang akhirnya perlu tinjauan ulang dari kedua belah pihak.

Pada tugas akhir dengan judul “Analisa Pengaruh Variasi Jumlah Groundbed Terhadap Kebutuhan Tegangan Proteksi Pada Metode Proteksi Katodik ICCP Untuk Underground Trunkline PGDP” ini pada dasarnya melanjutkan penelitian sebelumnya dengan judul “Analisa Perbandingan SACP dan ICCP sebagai Proteksi Katodik untuk Underground Trunkline PGDP” dengan memvariasikan jumlah Groundbed pada ICCP sehingga dapat diketahui jumlah Groundbed yang efektif untuk Trunkline ini.

2. METODOLOGI

2.1 Korosi

Korosi adalah kerusakan material yang umumnya logam yang ditandai dengan adanya pengurangan ketebalan pada material yang secara umum disebabkan oleh reaksi material dengan lingkungan di sekitarnya. Dalam kehidupan sehari-hari, sering kita jumpai penggunaan istilah korosi yang disamaartikan dengan karat. Dua kata ini sebenarnya tidak sama. Karat, adalah istilah korosi yang lebih dikhususkan untuk logam besi (*ferrous*). Sedangkan istilah korosi seharusnya dimaksudkan dengan cakupan yang lebih luas dan secara umum untuk material baik besi maupun selain besi.

2.2 Groundbed

Secara definisi, Nace mendefinisikan pada buku “NACE CORROSION ENGINEER’S REFERENCE BOOK” bahwa *groundbed* adalah satu atau lebih anoda yang dipasang dibawah permukaan tanah dengan tujuan untuk melakukan proteksi katodik. Secara bentuknya, *groundbed* dibedakan menjadi 2 yaitu *vertical groundbed* dan *horizontal groundbed*. Dalam penggunaan pada lapangan, *vertical groundbed* lebih banyak digunakan karena selain menghemat tempat secara horizontal, tipe ini digunakan untuk mendapatkan resistivitas tanah yang lebih kecil karena resistivitas tanah pada permukaan yang sangat tinggi. Dalam penelitian ini *groundbed* yang digunakan adalah *vertical groundbed*. Sedangkan dilihat dari segi

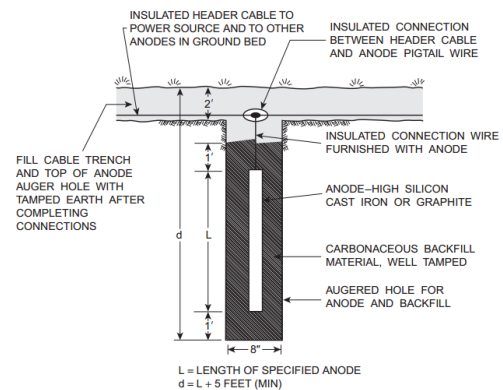
pemasangannya, tipe *groundbed* dibagi menjadi 2 macam yaitu :

1. Shallow Groundbed

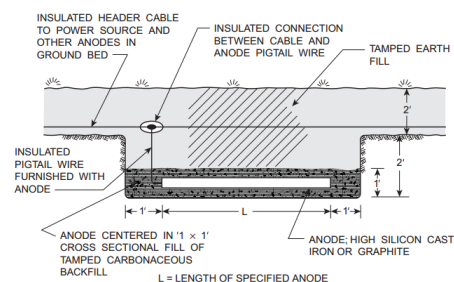
Shallow groundbed adalah *groundbed* yang terdiri dari satu atau lebih anoda yang dipasang secara vertikal atau horizontal dengan kedalaman kurang dari 15m (50 ft). Tipe ini biasanya digunakan apabila resistivitas tanah di permukaan tanah rendah dan struktur tanah keras.

2. Deep Groundbed

Sedangkan *deep groundbed* adalah tipe *groundbed* yang terdiri dari satu atau lebih anoda yang dipasang secara vertikal dengan kedalam 15m atau lebih dibawah permukaan tanah dalam suatu lubang.



Gambar 1. Ilustrasi pemasangan Vertical Groundbed



Gambar 2. Ilustrasi pemasangan Horizontal Groundbed

2.3 Perhitungan Teknis ICCP

1. Arus Proteksi

Nilai arus proteksi yang digunakan dapat diketahui dengan menggunakan persamaan berikut :

$$I_t = \frac{SA \times CD \times CB}{1000} \times (1 + sf1) \quad (1)$$

2. Hambatan Sirkuit Keseluruhan

Nilai hambatan sirkuit keseluruhan sangat mempengaruhi nilai dari tegangan proteksi yang digunakan. Untuk mengetahuinya dapat digunakan persamaan berikut :

$$R_{BR} = \frac{\text{Resistivitas tanah}}{2 \times \pi \times L_b} \times \ln \left[\left(\frac{8 \times L_b}{d_b} \right) - 1 \right] \quad (2)$$

$$R_{gb} = \frac{R_a}{N_a} \times f_a + R_{BR} \quad (3)$$

$$R_c = \frac{L_c \times R_{cs}}{N \times C} \quad (4)$$

$$R_{pos} = R_{gb} + R_{kabel-pos} \quad (5)$$

3. Tegangan Proteksi

Nilai dari tegangan proteksi yang digunakan untuk proteksi dengan metode ICCP dapat digunakan persamaan berikut :

$$V_{DC} = [I_t \times R_t] \times (1 + sf_3) + B_{emf} \quad (6)$$

8. HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam pembahasan ini, diperoleh hasil perhitungan teknis dari tiap variasi jumlah *groundbed* sebagai berikut :

Tabel 1. Hasil Perhitungan Teknis Tiap Variasi *Groundbed*

Variasi <i>Groundbed</i>	Arus Proteksi (A)	Hambatan Keseluruhan (Ω)	Tegangan Proteksi (V)
1 <i>Groundbed</i>	8,42	3,358	35,928
2 <i>Groundbed</i>	8,42	2,844	30,736
3 <i>Groundbed</i>	8,42	2,391	26,153
4 <i>Groundbed</i>	8,42	2,676	29,038
5 <i>Groundbed</i>	8,42	3,162	33,949

Dan diperoleh hasil perhitungan ekonomis dari tiap variasi jumlah *gorundbed* sebagai berikut :

Tabel 2. Hasil Perhitungan Ekonomis Tiap Variasi *Groundbed*

Variasi <i>Groundbed</i>	Total Harga (USD)	Total Harga (Milyar IDR)
1 <i>Groundbed</i>	123.800	1,652
2 <i>Groundbed</i>	216.600	2,89
3 <i>Groundbed</i>	309.400	3,428
4 <i>Groundbed</i>	402.200	5,366
5 <i>Groundbed</i>	495.000	6,604

9. KESIMPULAN

Setelah dilakukan perhitungan dan analisa, maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

- Pengaruh variasi jumlah *groundbed* terhadap tegangan proteksi yang dibutuhkan adalah pada penggunaan 1 *groundbed* membutuhkan tegangan proteksi sebesar 35,928 V, 2 *groundbed* sebesar 30,736 V, 3 *groundbed* sebesar 26,153 V, 4 *groundbed* sebesar 29,038 V, dan 5 *groundbed* sebesar 33,949 V. Sedangkan pengaruh variasi jumlah *groundbed* terhadap arus proteksi yang dibutuhkan keseluruhan variasi *groundbed* membutuhkan arus proteksi sebesar 8,42 A.
- Pengaruh jumlah *groundbed* terhadap hambatan keseluruhan adalah pada penggunaan 1 *groundbed* menghasilkan hambatan keseluruhan sebesar 3,358 Ω, 2 *gorundbed* sebesar 2,844 Ω, 3 *gorundbed* sebesar 2,391 Ω, 4 *groundbed* sebesar 2,676 Ω dan 5 *groundbed* menghasilkan hambatan keseluruhan sebesar 3,162 Ω.
- Jumlah *groundbed* yang efektif dan efisien untuk digunakan sebagai proteksi katodik ICCP pada *underground trunkline* PGDP adalah sebanyak 3 buah *groundbed*.

10. DAFTAR NOTASI

- I_t = total arus proteksi [A]
- SA = luasan pipa [m²]
- CD = densitas arus [$\frac{mA}{m^2}$]
- CB = *coating breakdown* [%]
- sf_1 = *safety factor 1* [%]
- R_{BR} = tahanan *backfill* relatif [Ω]
- R_{tanah} = resistivitas tanah [Ωm]
- L_B = panjang *backfill* aktif [m]
- D_B = diameter *backfill* [m]
- R_{GB} = tahanan *groundbed* [Ω]
- R_a = tahanan anoda relatif [Ω]
- N_a = jumlah anoda dalam 1 *groundbed* [buah]
- f_a = faktor interferensi anoda
- R_c = tahanan kabel [Ω]
- L_c = panjang kabel [m]
- R_{cs} = tahanan kabel spesifik [$\frac{\Omega}{m}$]
- N = jumlah kabel paralel
- C = jumlah inti
- R_{pos} = tahanan total sirkuit positif [Ω]

- 20. $R_{kabel-pos}$ = tahanan total sirkuit
 positif [Ω]
- 21. V_{DC} = tegangan proteksi DC
 yang dibutuhkan [V]
- 22. R_T = tahanan total (R_{pos}) [Ω]
- 23. sf_3 = *safety factor* 3 [%]
- 24. B_{emf} = tegangan balik [V]

6. PUSTAKA

1. Baboian, Robert. 2002. Nace Corrosion Engineer's Reference Book. NACE International : Texas.
2. Bernanda C Pramana dan Sardono Sarwinto. Analisa Penggunaan Impressed Current Cathodi Protection (ICCP) pada Sistem Pendingin Utama Unit 1 & 2 PLTU Paiton..
3. Destio Nooris Adam. 2016. Analisa Perbandingan SACP dan ICCP sebagai Proteksi Katodik untuk Underground Trunkline PGDP (tugas akhir). Surabaya : Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
4. Maryanta Purwanta. Analisis Sistem Proteksi Korosi Untuk Pipa Petroleum Gas, Material API-5L X52 (Φ 20", Sch. 40,8560m). Gresik : Universitas Gresik.
5. NACE RP 0169. 2007. Control of External Corrosion on Underground or Submerged Metallic Piping Systems.
6. NACE RP 0572. 2001. Design, Installation, Operation, and Maintenance of Impressed Current Deep Groundbeds.
7. Peabody. 2001. Peabody's control of pipeline corrosion. NACE international the corrosion society : Texas.
8. Sulistijono. Desain Sistem Proteksi Katodik Arus Paksa (ICCP) untuk Pipa Air Didalam Tanah (jurnal). Surabaya : Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Analisa Wall Thickness dan Pengaruh Ketebalan Concrete Pada Jalur Pipa Platform 24 Menuju Offshore Process Platform

Nabilah Atika Rachman.^{1*}, EkoJulianto.², Ekky Nur Budiyo.³

¹Prodi Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia

²Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia

³Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia

E-mail: nabilahatikarachman@gmail.com

Abstrak

Anjungan 24 akan dipasang dengan sistem perpipaan gas menuju Offshore Process Platform dengan jarak 4,5 km. Berdasarkan data yang didapatkan, ketebalan pipa yang dipilih oleh pihak perusahaan 0,5 in (12,7 mm) dan kelebihan 3 kelas dari ketebalan dinding minimal, sehingga perlu dilakukan perhitungan ulang. Dalam tugas akhir ini dihitung ulang ketebalan dinding untuk mencapai ketebalan optimum. Ketebalan optimum dihitung dengan perhitungan manual dan CAESAR II mengacu pada ASME B31.8. Perhitungannya adalah ketebalan dinding minimum, stabilitas, dan tegangan dengan variasi ketebalan dinding dan ketebalan beton. Dari hasil pengolahan data dan analisis data, ketebalan dinding optimum adalah 0,344 in (8,7376 mm) dengan ketebalan beton 0,59 in (15 mm). Mengacu pada perhitungan, tegangan berada di bawah tegangan yang diijinkan sehingga aman untuk diterapkan.

Keywords : anjungan, ketebalan dinding pipa, ketebalan lapisan beton, tegangan

1

. PENDAHULUAN

PT. ZEE Indonesia merupakan salah satu perusahaan *engineering consultant* yang sebagian besar kliennya adalah perusahaan *oil and gas* yang tersebar di seluruh wilayah Indonesia. Salah satu klien yang merupakan perusahaan yang bergerak dalam bidang *oil and gas* bermaksud untuk membuat beberapa platform baru dalam satu wilayah. Salah satu platform baru yang dirancang adalah Platform 24. Platform 24 merupakan *wellhead platform* dengan *pipeline* yang menghubungkan Platform 24 menuju Offshore Process Platform. Jarak antara kedua platform tersebut berjarak sejauh 4,5 km. Fluida yang mengalir pada *pipeline* tersebut merupakan gas. Sebagai perusahaan *engineering consultant* dimana tempat penulis melakukan penelitian, diharapkan dapat memberikan solusi dan saran yang terbaik kepada klien sebagai pilihan dalam menyelesaikan proyek.

Setelah dilakukan analisis desain berdasarkan data yang diberikan perusahaan *oil and gas* tersebut, ketebalan pipa pada jalur *pipeline Platform 24* menuju Offshore Process Platform yang

dipilih terpaat jarak nilai yang cukup jauh dengan nilai ketebalan minimum yang diijinkan. Dalam artikel lain, terjadi *over design* pada rancangan *pipeline* tersebut. *Over design* pada suatu rancangan dapat menimbulkan kerugian terhadap perusahaan.

Pada tugas akhir ini, penulis melakukan analisa ulang pada jalur *pipeline Platform 24* menuju Offshore Process Platform. Analisa yang dilakukan dengan memvariasikan ketebalan pipa (*wall thickness*) dan ketebalan *concrete* pada *pipeline*. Hal ini bertujuan untuk menemukan ketebalan pipa paling efisien berdasarkan besar tegangannya dan pengaruh ketebalan *concrete* terhadap jalur pipa.

2. METODOLOGI

2.1 Perhitungan Wall Thickness

Nilai ketebalan dinding pipa dipilih setelah mengetahui nilai ketebalan minimum yang dihasilkan dari perhitungan *pressure* dan *buckling*.

1. Perhitungan tekanan (*pressure*) yang dilakukan terdapat tiga jenis, yaitu tekanan eksternal, tekanan internal dan tekanan *hydortest*. Tekanan eksternal dihitung dengan kedalaman laut maksimal dan kedalaman laut minimal

$$P_o = d_{max} \cdot \rho_{seawater} \cdot g$$

(1)

$$d_{max} = wd_{max} + HAT + surge + \frac{2}{3} \cdot H_{max}$$

(2)

$$P_o = wd_{min} \cdot \rho_{seawater} \cdot g$$

(3)

$$P_o = \left(wd_{max} - \frac{H_{max}}{2} \right) \cdot \rho_{seawater} \cdot g$$

(4)

Tekanan internal

$$P_i = P_d + \rho_{max} \cdot g (EL_{DP} + wd)$$

(5)

$$PD_i = P_i - P_o$$

(6)

Tekanan *hydrotest*

$$P_{dh} = P_{hydro} + \rho_{seawater} \cdot g (EL_{DP} + wd)$$

(7)

$$PD_{dh} = P_{dh} - P_o$$

2. *Pressure containment* yang digunakan berdasarkan pada ASME B 31.8.

$$t_{cont} = \frac{PD_i \cdot D_o}{2 \cdot SMYS \cdot f_d \cdot T_{df}}$$

(9)

$$t_{hydro} = \frac{PD_{dh} \cdot D_o}{2 \cdot SMYS \cdot f_h}$$

(10)

3. *Hydrostatic collapse pressure* yang digunakan berdasarkan pada API RP 1111 sect. 4.3.2.1.

$$P_y(t_{co}) = 2 \cdot SMYS \cdot \frac{t_{co}}{D_o}$$

(11)

$$P_e(t_{co}) = 2 \cdot E_1 \cdot \frac{\left(\frac{t_{co}}{D_o}\right)^3}{(1 - \nu^2)}$$

(12)

$$P_c(t_{co}) = \frac{P_y(t_{co}) \cdot P_e(t_{co})}{\sqrt{P_y(t_{co})^2 + P_e(t_{co})^2}}$$

(13)

$$t_{coll} = \text{root} (P_c(t_{co}) \cdot f_o - P_o, t_{co})$$

(14)

4. *Propagation buckling* yang digunakan berdasarkan pada API RP 1111 sect. 4.3.2.3.2.

$$P_p(t_{prop}) = 24 \cdot SMYS \cdot f_t \cdot \left(\frac{t_{buckle}}{D_o}\right)^{2.4}$$

(15)

$$t_{prop} = \left(\frac{P_{bp}}{24 \cdot SMYS \cdot f_t \cdot f_p}\right)^{\frac{1}{2.4}} \cdot (D_o)$$

(16)

5. *Buckling* yang dihitung merupakan kombinasi dari nilai *bending strain* dan tekanan eksternal.

$$\varepsilon_b(t) = \frac{t}{2 \cdot D_o}$$

(17)

$$g\delta = (1 + 20 \cdot \delta)^{-1}$$

(18)

$$\varepsilon_{inst} = \varepsilon_1 \cdot f_1$$

(19)

$$\varepsilon_{inp} = \varepsilon_2 \cdot f_2$$

(20)

$$\varepsilon_e = \max(\varepsilon_{inst}, \varepsilon_{inp})$$

(21)

$$\frac{\varepsilon_e}{\varepsilon_b(t_{buck})} + \frac{P_{bp}}{f_c \cdot P_c(t_{buck})} = g\delta$$

(22)

Jadi, setelah melakukan perhitungan diatas dapat ditentukan nilai ketebalan pipa yang dipilih harus memenuhi persyaratan berikut ini :

- Ketebalan minimal untuk instalasi
 $t_{req\_inst} = \max(t_{coll}, t_{prop}, t_{buck}) + t_{mill}$

(23)

- Ketebalan minimal untuk hidrotest
 $t_{req\_hyd} = \max(t_{hydr}) + t_{mill}$

(24)

- Ketebalan minimal untuk operasi (*functional*)
 $t_{req\_oper} = \max(t_{cont}) + t_{mill}$

(25)

- Ketebalan minimal untuk operasi (*depressurized*)
 $t_{req\_operd} = \max(t_{coll}, t_{prop}, t_{buck}) + t_{mill}$

(26)

2.2 On Bottom Stability

Pada perhitungan *on bottom stability*, yang dihitung merupakan stabilitas vertikal. Kesesuaian stabilitas vertikal berdasarkan pada DNV-RP-F109.

$$\gamma_W \cdot \frac{b}{W_s + b} \leq 1$$

(27)

$$b = \frac{\pi}{4} \cdot D_{cc}^2 \cdot \rho_{sw} \quad (28)$$

$$W_u = W_{st} + W_{corr} + W_{cc} + W_{cont} \quad (29)$$

$$W_s = W_{st} + W_{corr} + W_{cc} + W_{cont} - b \quad (30)$$

$$D_{cc} = D_o + 2 \cdot t_{corr} + 2 \cdot t_{cc} \quad (31)$$

$$W_{st} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_o^2 - D_i^2) \cdot \rho_{st}$$

(32)

$$W_{corr} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{corr}^2 - D_o^2) \cdot \rho_{corr}$$

(33)

$$V_{cc} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{cc}^2 - D_{corr}^2)$$

(34)

$$W_{cc} = V_{cc} \cdot \rho_{cc}$$

(35)

$$W_{cont} = \frac{\pi}{4} \cdot D_i^2 \cdot \rho_{cont}$$

(36)

Untuk menyelesaikan persamaan tersebut, dihitung berat yang mempengaruhi pipa di bawah laut, antara lain berat pipa, berat lapisan anti korosi, berat selimut beton, berat sisipipa, dan berat paterendam (*submerge weight*) serta gaya buoyancy.

$$\gamma_W \cdot \frac{b}{W_s + b} \leq 1$$

(27)

$$b = \frac{\pi}{4} \cdot D_{cc}^2 \cdot \rho_{sw} \quad (28)$$

$$W_u = W_{st} + W_{corr} + W_{cc} + W_{cont} \quad (29)$$

$$W_s = W_{st} + W_{corr} + W_{cc} + W_{cont} - b \quad (30)$$

$$D_{cc} = D_o + 2 \cdot t_{corr} + 2 \cdot t_{cc} \quad (31)$$

$$W_{st} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_o^2 - D_i^2) \cdot \rho_{st}$$

(32)

$$W_{corr} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{corr}^2 - D_o^2) \cdot \rho_{corr}$$

(33)

$$V_{cc} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{cc}^2 - D_{corr}^2)$$

(34)

$$W_{cc} = V_{cc} \cdot \rho_{cc}$$

(35)

$$W_{cont} = \frac{\pi}{4} \cdot D_i^2 \cdot \rho_{cont}$$

(36)

2.3 Tegangan Normal

Padat egangan normal dibagi menjadi dua macam, yaitu tegangan arah longitudinal dan tegangan arah tangensial (*hoop stress*).

1. *Longitudinal stress* terbagi menjadi 3, yaitu tegangan longitudinal akibat gaya aksial, momen *bending* dan tekanan internal.

$$\sigma_{ax} = \frac{P \cdot A_i}{A_m}$$

(37)

$$\sigma_B = \frac{M_b}{Z}$$

(38)

$$\sigma_P = \frac{P \cdot D_o}{4 \cdot t}$$

(39)

Kriteria penerimaan *sustain load* (akumulasi dari ketiga faktor) :

$$S_L = \sigma_{ax} + \sigma_B + \sigma_P$$

(40)

2. *Hoop stress*

$$S_h = (P_i - P_e) \frac{D_o - t}{2 \cdot t}$$

(41)

Kriteria penerimaan :

$$S_h \leq F_1 \cdot S \cdot T$$

(42)

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Perhitungan Wall Thickness

Tabel 1. Nilai Minimal Wall Thickness

Parameter	Besaran (mm)
t _{cont}	1,265
t _{hydro}	1,4
t _{coll}	2,14
t _{prop}	3,54
t _{buck}	2,66
Ketebalan minimal (instalasi) t _{reqi} = max (t _{coll} , t _{prop} , t _{buck}) + t _{mill}	5,13
Ketebalan minimal (hydrotest) t _{reqh} = max (t _{hyd}) + t _{mill}	2,99
Ketebalan minimal operasi (functional) t _{reqo} = max (t _{cont}) + t _{mill}	5,85
Ketebalan minimal operasi (depressurized) t _{reqode} = max (t _{coll} , t _{prop} , t _{buck}) + t _{mill}	8,13

Tabel 2. Nilai Wall Thickness yang Dipilih

Parameter	Besaran (mm)
t ₁	8,74
t ₂	9,53
t ₃	10,97

(sumber : ASME B 36.10M)

3.2 On Bottom Stability

Tabel 3. Kriteria Penerimaan Stabilitas Vertikal

t _s (in)	t _{cc} (m)	B (N/m)	W _s (N/m)	$\gamma_w \cdot \frac{b}{W_s + b} \leq 1 ; \gamma_w = 2$
0,344	15	313,42	462,42	0,81
	20	345,66	525,93	0,79
	25	379,48	592,55	0,78
	30	414,88	662,27	0,77
	35	451,86	735,1	0,76
0,375	15	313,42	487,41	0,78
	20	345,66	550,92	0,77

	25	379,48	617,53	0,76
	30	414,88	687,26	0,75
	35	451,86	760,09	0,75
0,43 2	15	313,42	532,27	0,74
	20	345,66	595,78	0,73
	25	379,48	662,40	0,73
	30	414,88	732,12	0,72
	35	451,86	804,96	0,72

3.3 Tegangan Normal

Tabel 4. Longitudinal Stress dan Hoop Stress

t_s (inch)	t_{cc} (mm)	S_L (psi)	S_h (psi)
0,344	15	5716,84	4385,94
	20	5800,07	4385,94
	25	5887,38	4385,94
	30	5978,76	4385,94
	35	6074,21	4385,94
0,375	15	5248,47	4003,51
	20	5325,92	4003,51
	25	5407,15	4003,51
	30	5492,18	4003,51
	35	5581	4003,51
0,432	15	4564,09	3443,58
	20	4633,11	3443,58
	25	4705,5	3443,58
	30	4781,27	3443,58
	35	4860,42	3443,58

Tabel 5. Allowable Stress

Parameter	Besaran (psi)
Sustain Load S_L $= \sigma_{ax} + \sigma_B + \sigma_p$	41770,86
Hoop Stress $S_h \leq F_1 . S . T$	37593,77

4. KESIMPULAN

Setelah dilakukan perhitungan dan analisa, maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Nilai *minimum wall thickness* yang diperoleh untuk jalur pipa *platform 24* menuju *offshore process platform* adalah 8,13 mm.
2. Pemilihan variasi *wall thickness* dilakukan setelah mengetahui nilai *minimum wall thickness* dan dipilih sesuai ukuran yang ada dipasaran yaitu 0,344 in, 0,375 in, dan 0,432 in. Dimana nilai *wall thickness* tersebut disesuaikan dengan *code and standart ASME B36.10M*.
3. Ketebalan *concrete thickness* mempengaruhi stabilitas pipa di bawah laut. Nilai ketebalan *concrete* ditentukan dari hasil perhitungan stabilitas vertical dimana nilai *submerge weight* harus memenuhi syarat *weight* (lebih besar dari gaya *buoyancy*). Nilai ketebalan *concrete* yang dipilih, yaitu 15 mm, 20 mm, 25 mm, 30 mm, dan 35 mm. Jika *wall thickness* dinaikkan, maka tebal *concrete* yang dibutuhkan semakin tipis. Begitu pula sebaliknya, semakin kecil nilai *wall thickness* maka tebal *concrete* yang dibutuhkan akan semakin tebal agar dapat menahan gaya *buoyancy*.
4. Berdasarkan besar nilai tegangan, ketebalan pipa yang efisien untuk digunakan adalah 0,344 in dengan ketebalan *concrete* 15 mm. Karena dengan menggunakan ketebalan tersebut, tegangan yang dihasilkan masih dibawah *allowable stress*, sehingga dapat digunakan pada instalasi *pipeline*.

5. DAFTAR NOTASI

D_{tot}	:	diameter	total	pipa
		(mm)		
D_o	:	diameter	luar	pipa
		(mm)		
D_i	:	diameter	dalam	pipa
		(mm)		
D_w	:	diameter	luar lapisan anti korosi	
(corrosion)		(mm)	wrap)	
D_{cc}	:	diameter	luar selimut beton	
		(mm)		

t_s	:	tebal	pipa	A_m	:	luas area cross section pipa	
		(mm)				(in ²)	
t_{therm}	:	tebal	pipa thermal insulation	M_b	:	momen bending	
		(mm)				(lb.in)	
t_{cc}	:	tebal	selimut beton	I	:	momen inersia penampang	
		(mm)				(in ⁴)	
W_{st}	:	berat	pipa	Z	:	momen inersia	
		(N/m)				(in ⁴)	
W_{corr}	:	berat	lapisan anti korosi	6. PUSTAKA 1. ASME B31.8, <i>Gas Transmission and Distribution Piping Systems</i> 2. API Spec 5L, <i>Specification for Line Pipe</i> 3. API RP 1111, <i>Design, Construction, Operation, and Maintenance of Offshore Hydrocarbon Pipelines</i> 4. DNV RP F109, <i>On-Bottom Stability Design of Submarine Pipelines</i> 5. Bai, Qiang. 2014. <i>Subsea Pipeline Design, Analysis, and Installation</i> . Oxford:Elsevier 6. Chamsudi, Ahmad. 2005. <i>Diktat – Piping Stress Analysis</i> 7. Anwar, Edwin. 2011. <i>Analisis Penentuan Diameter, Tebal, dan Stabilitas Pipa Bawah Laut</i> . Institut Teknologi Bandung 8. Nugroho, Banar Singgih. 2009. <i>Analisis Tegangan Pipa Bawah Laut Pada Kondisi In-Place, Hydrottest, dan Operasi</i> . Institut Teknologi Bandung			
		(N/m)					
W_{cc}	:	berat	selimut beton				
		(N/m)					
W_{cont}	:	berat	isi pipa (content)				
		(N/m)					
W_s	:	berat terendam pipa (submerge weight)					
		(N/m)					
ρ_{st}	:	densitas	baja				
		(kg/m ³)					
ρ_{corr}	:	densitas lapisan anti korosi di udara					
		(kg/m ³)					
ρ_{cc}	:	densitas	selimut beton				
		(kg/m ³)					
ρ_{sw}	:	densitas	air laut				
		(kg/m ³)					
ρ_{cont}	:	densitas	fluida isi pipa				
		(kg/m ³)					
F_2	:	longitudinal stress design factor (table A842.2.2-1 ASME B31.8)					
σ_{ax}	:	tegangan aksial					
		(psi)					
A_i	:	luas area diameter dalam pipa					
		(in ²)					

Evaluasi Interval Waktu Pemeliharaan Komponen *Fly Ash Handling System* PLTU Paiton Unit 7 Berdasarkan Nilai Keandalan dan Ketersediaan

Taufan Taqdir A.¹, Nurvita Arumsari², Edi Haryono³

¹Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

²Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

³Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya 60111

Email: taufantaqdiral@gmail.com^{1*}; arum.up3d@gmail.com^{2*}; kadir.me97@gmail.com^{3*};

Abstrak

Fly ash handling system merupakan sebuah sistem PLTU yang dapat mempengaruhi produksi listrik dan pencemaran lingkungan. Hal tersebut sangat dipengaruhi oleh keberhasilan komponen pada sistem tersebut. Pada fakta lapangan, kegagalan komponen *fly ash handling* banyak dijumpai dan nilai keberhasilan tersebut berbanding lurus dengan nilai keandalan dan ketersediaan. Untuk itu, penilaian keandalan dan ketersediaan perlu dilakukan sebagai salah satu dasar pertimbangan untuk melakukan pemeliharaan komponen kritis pada *fly ash handling system*. Untuk penentuan komponen kritis pada *fly ash handling*, penelitian ini menggunakan metode kualitatif dengan FTA dan *risk matrix*. Perhitungan nilai keandalan dan ketersediaan didasarkan pada uji distribusi data MTTF dan MTTR. Perawatan guna mencegah rendahnya nilai keandalan dapat menerapkan nilai RLLM (*Reliability Low Limit Maintenance*). Dengan adanya RLLM dan perawatan yang dilakukan, diharapkan nilai keandalan dari sebuah komponen akan meningkat guna memenuhi fungsi yang ditetapkan. Berdasarkan pembahasan yang telah dilakukan, didapatkan tiga komponen kritis pada perhitungan waktu operasi 300 jam yaitu pressure vessel 7FA-AL-102A dengan nilai $R = 0,658$; $Q = 0,342$; $A = 1$, pressure vessel 7FA-AL-102B dengan nilai $R = 0,676$; $Q = 0,324$; $A = 1$ dan conveyor 7FA-CNVR-109 dengan nilai $R = 0,787$; $Q = 0,213$; $A = 1$. Dengan menggunakan nilai RLLM = 0.6, didapatkan interval waktu pemeliharaan komponen 7FA-AL-102A pada 352 jam, 7FA-AL-102B pada 371 jam, dan 7FA-CNVR-109 pada $t = 563$ jam.

Kata Kunci : *Fly ash handling, reliability, availability, maintenance, RLLM.*

1. PENDAHULUAN

Kerusakan material yang diakibatkan oleh erosi, trip pada kompresor akibat beban loading, ataupun blocking pada *pneumatically pipeline* banyak terjadi pada *fly ash handling system*. Kerusakan mesin/ peralatan secara tiba-tiba merupakan permasalahan besar yang sering ditemui pada *fly ash handling system*. Hal ini dapat mengakibatkan seringnya terjadi penghentian operasi (*downtime*), dan mengakibatkan proses *transport* harus berhenti untuk melakukan perbaikan. Semakin banyak kegagalan yang terjadi pada komponen *sistem fly ash handling* dapat mengakibatkan rendahnya nilai keandalan dan ketersediaan. Keandalan adalah peluang komponen untuk memenuhi tugas yang telah ditetapkan tanpa mengalami kegagalan selama kurun waktu tertentu. Sedangkan ketersediaan adalah peluang komponen untuk

dapat melakukan fungsi yang diperlukan pada point waktu yang diberikan.

Setiap kerusakan pada mesin memang tidak dapat diketahui secara pasti kapan terjadinya. Oleh sebab itu, diperlukan suatu tindakan perawatan mesin/ peralatan untuk dapat mencegah terjadinya kerusakan dan rendahnya nilai keandalan. Perawatan guna mencegah rendahnya nilai keandalan dapat menerapkan nilai RLLM (*Reliability Low Limit Maintenance*). Dengan adanya RLLM dan perawatan yang dilakukan, diharapkan nilai keandalan dari sebuah komponen akan meningkat guna memenuhi fungsi yang ditetapkan.

2. METODOLOGI.

2.2 Distribusi Data Kegagalan

Data kegagalan merupakan data yang bersifat

random dan memiliki peluang beberapa jenis distribusi. Pada penelitian ini digunakan empat

jenis distribusi yaitu weibull, exponential, normal, lognormal, dengan persamaan sebagai berikut

a). Weibull Distribution

1. Cumulative Failure Distribution

$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t}{\theta}\right)^\beta} \quad (1)$$

2. Fungsi Keandalan

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t}{\theta}\right)^\beta} \quad (2)$$

3. MTTF

$$MTTF = \theta \Gamma\left(1 + \frac{1}{\beta}\right) \quad (3)$$

4. MTTR

$$MTTR = \theta \Gamma\left(1 + \frac{1}{\beta}\right) \quad (4)$$

b). Normal Distribution

1. Cumulative Failure Distribution

$$F(t) = \Phi\left(\frac{t-\mu}{\sigma}\right) \quad (5)$$

2. Fungsi Keandalan

$$R(t) = \Phi\left(\frac{t-\mu}{\sigma}\right) \quad (6)$$

3. MTTF

$$MTTF = \mu \quad (7)$$

4. MTTR

$$MTTR = t \text{ med } \frac{s^2}{2} \quad (8)$$

2.2 Laju Kegagalan

Laju kegagalan adalah banyaknya kerusakan per satuan waktu. Secara sederhana laju kegagalan dapat dinyatakan sebagai perbandingan banyaknya kegagalan selama selang waktu tertentu dengan total waktu operasi sistem atau sub sistem, dan dapat dinyatakan sebagai berikut (Lewis, 1987):

$$FR = \frac{n}{\tau} \frac{1}{MTBF} = \frac{1}{MTF} = \frac{1}{\theta} = \lambda \quad (17)$$

12.6 2.3 Laju Perbaikan

Laju perbaikan adalah banyaknya perbaikan per satuan waktu. Secara sederhana laju perbaikan dapat dinyatakan sebagai perbandingan banyaknya perbaikan selama selang waktu tertentu dengan total waktu operasi sistem atau sub sistem, dan dapat dinyatakan sebagai berikut (Lewis, 1987):

$$RR = \frac{n}{\tau} \frac{1}{MTTR} = \mu \quad (18)$$

2.4 Komponen Kritis

c). Lognormal Distribution

1. Cumulative Failure Distribution

$$F(t) = \Phi\left(\frac{1}{s} \ln \frac{t}{t_{med}}\right) \quad (9)$$

2. Fungsi Keandalan

$$R(t) = 1 - \Phi\left(\frac{1}{s} \ln \frac{t}{t_{med}}\right) \quad (10)$$

3. MTTF

$$MTTF = t_{med} \frac{s^2}{2} \quad (11)$$

4. MTTR

$$MTTR = t_{med} \frac{s^2}{2} \quad (12)$$

d). Exponential Distribution

1. Cumulative Failure Distribution

$$F(t) = 1 - e^{-\lambda t} \quad (13)$$

2. Fungsi Keandalan

$$R(t) = e^{-\lambda t} \quad (14)$$

3. MTTF

$$MTTF = \frac{1}{\lambda} \quad (15)$$

4. MTTR

$$MTTR = \frac{1}{\mu} \quad (16)$$

Suatu matriks resiko kualitatif menggambarkan bagaimana resiko dihubungkan dengan kemungkinan dan konsekuensi. Acuan atau matriks menunjukkan prinsip basis dasar di belakang semua evaluasi resiko.

$$Risk = Probability \times Consequence \quad (19)$$

Tabel 2.1 Risk Matrix

		Consequence				
		1	2	3	4	5
Likelihood	5	High	High	Extreme	Extreme	Extreme
	4	Medium	High	High	Extreme	Extreme
	3	Low	Medium	High	Extreme	Extreme
	2	Low	Low	Medium	High	Extreme
	1	Low	Low	Medium	Medium	High

2.5 Ketersediaan

Ketersediaan (*Availabilitas*) dari sebuah sistem didefinisikan sebagai sebuah probabilitas sistem tersebut untuk dapat melakukan fungsi yang diperlukan pada point waktu yang diberikan atau pada suatu periode waktu tertentu ketika sistem tersebut dioperasikan dan dilakukan pemeliharaan

sesuai dengan *standard* yang telah ditetapkan.

$$A = \frac{uptime}{uptime+ downtime} \times 100\% \quad (20)$$

$$A = \frac{MTBF}{MTBF+MTTR} \times 100\% \quad (21)$$

Ketersediaan Sistem Seri

$$A_s(t) = \prod_{i=1}^n A_i(t) \quad (22)$$

Ketersediaan Sistem Paralel

$$A_p(t) = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - A_i(t)) \quad (23)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Hasil Analisa Jalur Kegagalan dengan FTA

Berdasarkan hasil penggambaran *fault tree analysis* didapatkan 54 komponen pada *fly ash handling system* sebagai *basic event* kegagalan dengan kegagalan *transport ash* sebagai *top event*.

3.2 Hasil Penggambaran Functional Block Diagram

Functional block diagram disusun berdasarkan *basic event* pada FTA. Pada FBD menggambarkan susunan komponen untuk mengetahui sifat sistem (seri atau paralel).

3.3 Hasil Uji Distribusi Data MTTF

Uji distribusi data dilakukan dengan menggunakan *software* minitab 14. Hasil distribusi data digunakan untuk mengetahui jenis distribusi dan parameter distribusi. Berdasarkan uji distribusi yang dilakukan, terdapat dua jenis distribusi pada 54 komponen. Terdapat komponen dengan distribusi normal dan exponential.

3.4 Hasil Perhitungan PoF

Dari uji distribusi data yang telah dilakukan, didapatkan jenis distribusi data. Jenis distribusi data tersebut digunakan untuk menentukan persamaan perhitungan keandalan dan *probability of failure* (ketakandalan) dari sebuah komponen. Perhitungan PoF pada distribusi normal menggunakan persamaan 5 dan distribusi exponential menggunakan persamaan 13.

3.5 Hasil perankingan komponen kritis

Tahapan selanjutnya yang dilakukan adalah menentukan komponen kritis dari masing-masing komponen dengan menggunakan metode FMEA melalui *risk matrix*. Untuk menentukan komponen kritis pada *fly ash handling system* dengan menggunakan nilai *likelihood* yang merupakan ketidakandalan komponen dan *consequence* yang merupakan waktu rata-rata perbaikan komponen.

Tabel 3.2 Hasil Komponen Kritis

Komponen	PoF	Consequence	Likelihood	Result	Komponen	PoF	Consequence	Likelihood	Result
V-607-A	0,20901	MINOR	UNLIKELY	LOW	V-611A	0,11545	MINOR	RARE	LOW
V-607B	0,04219	MINOR	RARE	LOW	V-611B	0,00499	MINOR	RARE	LOW
7FA-V-608	0,03524	MINOR	RARE	LOW	7FA-AL-102A	0,34229	CATASTROP	POSSIBLE	EXTREME
7FA-V-608B	0	MINOR	RARE	LOW	7FA-AL-102B	0,324	CATASTROP	POSSIBLE	EXTREME
7FA-CMP-103A	0,03505	MINOR	RARE	LOW	V-608A	0	MINOR	RARE	LOW
7FA-CMP-103B	0,14508	MINOR	RARE	LOW	V-608B	0,00000	MINOR	RARE	LOW
7FA-DRY-105A	0,14821	MODERATE	RARE	MEDIUM	7FA-V-242A	0,04029	MINOR	RARE	LOW
7FA-DRY-105B	0,09403	MODERATE	RARE	MEDIUM	7FA-V-242B	0,07845	MINOR	RARE	LOW
7FA-SHV-203	0,02657	MINOR	RARE	LOW	7FA-SHV-241A	0,03431	MINOR	RARE	LOW
7FA-SHV-203B	0,00001	MINOR	RARE	LOW	7FA-SHV-241B	0,06674	MINOR	RARE	LOW
7FA-SHV-280	0,02162	MINOR	RARE	LOW	7FA-SHV-238A	0,02014	MINOR	RARE	LOW
7FA-SHV-280B	0,01999	MINOR	RARE	LOW	7FA-SHV-238B	0,01283	MINOR	RARE	LOW
7FA-FLT-104	0,02288	MINOR	RARE	LOW	V-609A	0,00299	MINOR	RARE	LOW
7FA-FLT-104B	0,00107	MINOR	RARE	LOW	V-609B	0,02130	MINOR	RARE	LOW
7FA-FLT-105	0,06205	MINOR	RARE	LOW	V-609A	0,01437	MINOR	RARE	LOW
7FA-FLT-105B	0,00018	MINOR	RARE	LOW	V-609B	0,01529	MINOR	RARE	LOW
7FA-TK-107	0,0892	MINOR	RARE	LOW	V-738A	0,01129	MINOR	RARE	LOW
7FA-V-601	0,04041	MINOR	RARE	LOW	V-738B	0,01529	MINOR	RARE	LOW
7FA-V-602	0,04059	MINOR	RARE	LOW	7FA-SHV-204A	0,16114	MODERATE	RARE	MEDIUM
7FA-SHV-200	0,04466	MINOR	RARE	LOW	7FA-SHV-204B	0,00138	MODERATE	RARE	MEDIUM
7FA-SHV-201	0,05401	MODERATE	RARE	MEDIUM	7FA-CNVR-109	0,21309	CATASTROP	UNLIKELY	EXTREME
7FA-PCV-276	0,03131	MINOR	RARE	LOW	7FA-CNVR-107A	0,01773	CATASTROP	RARE	EXTREME
7FA-PCV-277	0,03131	MINOR	RARE	LOW	7FA-CNVR-107B	0,17489	MODERATE	RARE	MEDIUM
7FA-SHV-265	0,03513	MINOR	RARE	LOW	7FA-CNVR-107C	0,04012	MINOR	RARE	LOW
7FA-SHV-266	0,03052	MINOR	RARE	LOW	7FA-CNVR-107D	0,17067	MINOR	RARE	LOW
7FA-SHV-239A	0,00215	MINOR	RARE	LOW	7FA-BIN-110	0,00203	MINOR	RARE	LOW
7FA-SHV-239B	0,02601	MINOR	RARE	LOW	7FA-SILO-115	0,00195	MINOR	RARE	LOW

3.6 Penggambaran Reliability Block Diagram

Analisa ini didapatkan dari hasil analisa dengan menggunakan FBD dan hasil perankingan komponen kritis. Blok diagram ini dibuat dengan menstrukturkan komponen – komponen tersebut sesuai dengan tingkatannya (*extreme*) dalam sistem *fly ash handling*.

3.7 Perhitungan Keandalan dan Ketersediaan Komponen Kritis

Perhitungan keandalan dan ketersediaan dilakukan pada ketiga komponen kritis. Hal ini dilakukan untuk mengetahui nilai keandalan dan ketersediaan sebelum dilakukannya perbaikan pada t = 300 jam.

Tabel 3.3 Hasil Perhitungan Keandalan dan Ketersediaan

Komponen	Keandalan	Ketersediaan
7FA-AL-102A	0,657	1
7FA-AL-102B	0,675	1
7FA-CNVR-109	0,786	1

3.8 Penentuan Interval Waktu Pemeliharaan

Tahap selanjutnya dalam pengolahan data pada tahap ini adalah membuat simulasi model analisa keandalan, ketersediaan dan jadwal perawatan komponen kritis *fly ash handling system*. Simulasi model komponen menggunakan persamaan berdistribusi eksponensial dan batas keandalan minimum pemeliharaan komponen (*Reliability Lower Limit Maintenance*) adalah 0,6

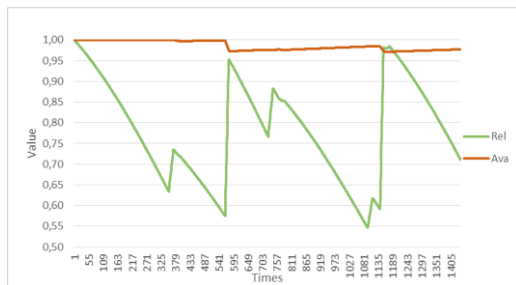
saat dioperasikan dan diasumsikan akan kembali menjadi 1 apabila komponen tersebut melaksanakan perawatan dan perbaikan.

Tabel 3.3 Hasil Perhitungan Interval Waktu Pemeliharaan

Komponen	Waktu Pemeliharaan (Jam)
7FA-CNVR-109	563
7FA-AL-102A	352
7FA-AL-102B	371

3.9 Simulasi Keandalan Sistem

Pada pembahasan sebelumnya telah digambarkan *reliability block diagram* komponen kritis sistem *fly ash handling* yang diperoleh dari analisa FMEA. Dengan demikian nilai *reliability* sistem *fly ash handling* didapatkan dengan menggabungkan hasil pemodelan tiap-tiap komponen kritis yang telah dilakukan pemodelan sebelumnya.



Gambar 3. 5 Keandalan Sistem

3.10 Penentuan *Preventive Maintenance Work*

Penentuan *preventive maintenance work* diperlukan untuk memberikan saran kepada perusahaan mengenai maintenance yang akan dilaksanakan yang berhubungan dengan kesiapan *komponen* dan *man power*. Pemeliharaan yang

A = Ketersediaan

R = Keandalan

Q = Ketidakandalan

T = Waktu (jam)

μ = Mean / Repair Rate

λ = Lambda / Failure Rate

Φ = Chi

dilakukan dapat didapatkan dengan melakukan *break down* dari data *work orderlist* atau *maintenance type* yang telah diberikan oleh perusahaan. Pada komponen 7FA-AL-102A dan 7FA-AL-102B, pemeliharaan yang perlu dilakukan adalah *cleaning*, *manual unblocking* dan *connection repairing*. Pada komponen 7FA-CNVR-109, pemeliharaan yang perlu dilakukan adalah *cleaning*, *shearpin*, dan *motor drive repairing*.

4. KESIMPULAN

Setelah dilakukan perhitungan dan analisa, maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Dari hasil analisa FMEA, perhitungan nilai keandalan dan ketersediaan pada $t = 300$ jam didapatkan komponen kritis : *conveyor* 109 7FA-CNVR-109, *pressure vessel* 7FA-AL-102B dan *pressure vessel* 7FA-AL-102A

2. Berdasarkan perhitungan nilai keandalan dan ketersediaan pada waktu operasi 300 jam, didapatkan nilai pada komponen : *conveyor* 109 (7FA-CNVR-109) dengan nilai $R = 0,786$; $A = 1$, *pressure vessel* (7FA-AL-102B) dengan nilai $R = 0,675$; $A = 1$ dan *pressure vessel* (7FA-AL-102A) dengan nilai $R = 0,657$; $A = 1$.

3. Berdasarkan hasil perhitungan jadwal baru pemeliharaan, jadwal pemeliharaan yang dilakukan perusahaan belum efektif. Komponen 7FA-CNVR-109 disarankan dilakukan pemeliharaan sesuai pendekatan sistem dinamik pada waktu operasi 563 jam dengan jenis pemeliharaan *cleaning*, *shearpin* and *motor drive repairing*. Komponen 7FA-AL-102B dan 7FA-AL-102B disarankan dilakukan pemeliharaan sesuai pendekatan sistem dinamik pada waktu operasi 371 jam dan 352 jam dengan jenis pemeliharaan *manual unblocking*, *cleaning* dan *connection repairing*.

5. DAFTAR NOTASI

θ = Sigma / Std. Deviasi

β = Betha

Σ = Sigma

6. DAFTAR PUSTAKA

1. Bahri , Hayyi Syaiful (2005). Analisis Keandalan Sebagai Dasar Optimasi Interval Pemeliharaan pada Quay Container Crane Merk Kone Crane Studi Kasus di PT. Portek Indonesia. Prosiding Seminar Nasional Manajemen Teknologi II, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.

2. Barabady, J (2005). Improvement of System Availability Using Reliability and Maintainability Analysis. Licentiate Master Journal, Luleå University of Technology Division of Operation and Maintenance Engineering, Sweden.
3. Manuhutu, Abraham (2012). OPTIMALISASI POLA PERAWATAN DAN PERBAIKAN TERENCANA SISTEM PENDINGIN (COLD STORAGE) 70 TON BERDASARKAN ANALISA KEANDALAN. ARIKA vol VI, Politeknik Negeri Ambon.
4. S.Kunar (2013). Measurement and Evaluation of Reliability, Availability and Maintainability of a Diesel Locomotive Engine. IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, NITTTR, India.
5. Priyanta, Dwi, Keandalan dan Pemeliharaan, 2000
6. Toyo Engineering for PT. International Power Mitsui Operation and Maintenance Indonesia, 2001
7. Wibawaningrum, Rizky. “Perencanaan Pemeliharaan Berdasarkan Penilaian Ketersediaan (Availability) Sistem Suplai Bahan Bakar di PLTU Paiton 5 & 6”. Master Theses, Program Magister Manajemen Teknologi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember. 2012

PENGARUH PROSES PENAMBAHAN *SCALE REMOVAL* TERHADAP PENGURANGAN KERAK PADA PIPA 4" DI SP 1 LEDOK KSO PT. PERTAMINA EP – PT. GEO CEPU INDONESIA

Qonitah Zahroh Irawan.^{1*}, Ir. Endah Wismawati, M.T.², Nora Amelia Novitrie, S.T., M.T.³

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia^{1*}

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia²

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia³

Email: qonitahzahrohirawan@gmail.com^{1*}; endahsaputra60@gmail.com^{2*}; noranovitrie@gmail.com^{3*};

Abstrak

Scale merupakan kristalisasi dan pengendapan pada permukaan yang kontak dengan air karena perubahan fisik dan kimia. Pengendapan dapat terjadi di dalam pori-pori batuan formasi, lubang sumur bahkan peralatan permukaan. Terbentuknya pengendapan *scale* terjadi akibat bercampurnya dua jenis air yang berbeda, penurunan tekanan maupun perubahan temperature. *Scale* dapat menyebabkan *pressure drop* karena terjadinya penyempitan pada diameter pipa, *tubing*, *casing* sehingga dapat menurunkan produksi minyak bumi tersebut. Dalam mencegah terbentuknya *scale* bisa dengan cara langsung. Cara langsung pada kasus ini yaitu dengan cara analisa kimia yaitu mengubah komposisi air dengan *water dilution* (pengencer air) atau mengontrol pH, menghilangkan zat pembentuk *scale*, menambahkan *scale control chemical*, maupun memberikan *chemical inhibitor*. Dalam hal ini fokus permasalahan utama yang akan dikemukakan adalah tentang *scale*. *Scale* yang terdapat di SP 1 Ledok merupakan *scale Calcium Carbonat* (CaCO₃). Untuk mengatasi permasalahan tersebut, pada tugas akhir ini akan dilakukan analisa proses penambahan *scale removal* terhadap pengaruh konsentrasi *scale removal*, suhu, dan waktu terhadap pengurangan kerak di SP 1 Ledok yang masih berada di wilayah lapangan minyak *cluster* Cepu. Analisa tersebut dapat digunakan untuk mengurangi terjadinya *scale*.

Kata kunci : *Chemical inhibitor, pengendapan, scale, scale removal,*

1. PENDAHULUAN

Pengendapan kerak terjadi akibat berampurnya dua jenis air yang berbeda, penurunan tekanan, dan perubahan temperature. Kerak dapat menyebabkan *pressure drop* karena terjadinya penyempitan pada diameter pipa, *tubing*, *casing* sehingga dapat menurunkan produksi minyak. Kerak dapat dikurangi dengan memberikan cairan *scale removal*. Untuk mengatasi permasalahan tersebut dilakukan analisa pengaruh proses penambahan *scale removal* terhadap pengurangan kerak pada SP 1 Ledok. Analisa tersebut dapat digunakan untuk mengurangi terjadinya *scale* oleh endapan air asin yang tercampur dengan bahan material pipa 4" Pertamina EP – PT. Geo Cepu Indonesia.

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Prosedur penelitian ini berisikan tentang dilakukan analisa pengaruh proses penambahan *scale removal*

terhadap pengurangan kerak pada SP 1 Ledok. Pemilihan *scale removal* menggunakan variasi konsentrasi *scale removal* 1%, 2%, 3%, 4%, 5%, 6%, 7%, dan 8%, variasi suhu 30°C, 55°C, dan 65°C, variasi waktu 10 menit, 20 menit, 1 jam, dan 2 jam. Agar mendapatkan variasi *scale removal* yang tepat.

2.1 Pengujian Lab

Pengujian lab dilakukan dua kali yang bertujuan untuk mengetahui jenis *scale* yang sudah terbentuk di SP 1 Ledok dan mengetahui proses pengaruh penambahan *scale removal* terhadap pengurangan kerak pada pipa 4" di SP 1 Ledok.

2.2. Penentuan Scale Removal

Penentuan *Scale Removal* ini beracuan dengan penelitian yang sudah dilakukan. Dengan cara memvariasikan konsentrasi *Scale Removal*.

2.3. Pengambilan Data Percobaan

Tahap pengambilan data percobaan ini dilakukan 2 kali yaitu pengambilan data di lapangan dan pengambilan data di Lab. Pengambilan data ini dengan cara mengamati pengaruh proses penambahan *scale removal* terhadap pengurangan kerak dengan memvariasikan konsentrasiscale removal, waktu, dan suhu.

1. Konsentrasi

Konsentrasi *scale removal* yang dipilih untuk penelitian adalah 1%,2%,3%,4%,5%,6%,7%, dan 8%. Pemilihan konsentrasi *scale removal* berdasarkan data penelitian dari perusahaan yang telah ada tercantum 1%, 2%,3%, 4%, dan 5%. Konsentrasi *scale removal* max 8 % karena *chemical scale removal* itu dari HCL. Sedangkan HCL sangat korosif terhadap logam sehingga bisa mempercepat laju korosi. Oleh karena itu setelah diinjeksi dengan *scale removal* alangkah baiknya diinjeksi dengan *scale inhibitor*.

2. Waktu

Waktu yang ditentukan untuk penelitian adalah 10 menit, 20 menit, 1 jam, dan 2 jam. Pemilihan waktuberdasarkan data penelitian dari perusahaan yang telah ada tercantum selama 20 menit.

3. Suhu

Suhu yang ditentukan untuk penelitian beracuan pada data penelitian dari perusahaan yang telah ada tercantum 45°C dan beracuan berdasarkan temperature pipa di lapangan, yang dimana temperature pipa dilapangan yaitu 30°C sampai 65°C. Jadi dalam penelitian ini variabel yang dipilih yaitu 30°C, 55°C, dan 65 °C.

2.4. Pengolahan Data

Tahap pengolahan data merupakan tindak lanjut dari pengumpulan data yang selanjutnya dilakukan pengerjaan sebagai berikut :

1. Pengaruh Penambahan *scale removal* terhadap variasi konsentrasi.
2. Pengaruh Penambahan *scale removal* terhadap variasi waktu.
3. Pengaruh Penambahan *scale removal* terhadap variasi suhu.

3. HASIL dan PEMBAHASAN

3.1Komposisi Dominan dari Kerak di SP 1 Ledok

Setelah melakukan percobaan analisa air formasi dari sumur Ledok 226 yang sudah diuji di Lab maka dapat dilihat hasil komposisi dominan dari Kerakdi SP 1 Ledok berjenis Calcium Sulfat (CaSO₄).Oleh karena itu untuk mengurangi terbentuknya kerak pada SP 1 Ledok yang masih berada di wilayah Asset 4 dibutuhkan penambahan larutan *Scale Removal* yang dapat melarutkankerak. Dalam penelitian kali ini penulis menggunakan

larutan *Scale Removal* berjenis EONSCALE SR 5321 dari Perusahaan PT.EONCHEMICALS PUTRA.

3.3 Pengambilan Data Percobaan

Pada tahap pengambilan data percobaan ini dilakukan 2 kali pengambilan data perobaan yaitu pengambilan data percobaan di perusahaan dan pengambilan data percobaan di Lab.

3.3.1Pengambilan Data Percobaan di Perusahaan

Ada beberapa tahapan untuk pengambilan data percobaan di Perusahaanyaitu :

1. Alat dan Bahan
 - a. Kerak seberat 5 gram
 - b. 100 ml air
 - c. Gelas Ukur
 - d. Pipet Volume
 - e. Pipet Volume
 - f. Termometer
 - g. Timbangan
 - h. Heater
2. Persiapan Sample Kerak
 - a. Potong sample kerak seberat 5.0 gram.
 - b. Jangan menggunakan sample kerak yang berbentuk serpihan/ bubuk dalam sebuah percobaan.
 - c. Jangan menggunakan sample kerak yang besar
 - d. Ukuran sample kerak yang signifikan dapat berpengaruh terhadap pelarutan sample kerak.

3. Persiapan Pelarutan *Scale Removal* dengan 100 ml Air

A. Pelarutan Konsentrasi *Scale Removal* 1%

A. Massa

Diketahui :

Berat Molekul HCL = 36.5

ρ = 1.19

% = Konsentrasi *Scale Removal*

$$\text{Massa} = \frac{\rho \times 10 \times \%}{\text{Berat Molekul}} = \frac{1.19 \times 10 \times 1}{36.5} = 0.33$$

Normalitas

B. Pengenceran

M HCL = NHCL

HCL 1% = 0.33 Normalitas

Diketahui :

N_1 = 12 Normalitas

V_1 = 100 ml air

N_2 = 0.33 Normalitas

V_2 = 100 ml air

Pengenceran = $N_1 \times V_1 = N_2 \times V_2$

$$12 \text{ N} \times V_1 = 0.33 \times 100$$

$$V = \frac{0.33 \times 100}{12}$$

$$V = 2.75 \text{ ml}$$

Jadi *Scale Removal* dengan konsentrasi 1% sebanyak 2.75 ml dilarutkan dengan 100 ml air. Untuk menghitung pengenceran *scale removal* 2%, 3%, 4%, 5%, 6%, 7%, dan 8% caranya sama dengan cara diatas.

4. Langkah Kerja Pelarutan Kerak dengan Scale Removal
 - a. Timbang sample kerak seberat 5.0 gram.
 - b. Foto sample kerak sebelum pengujian.
 - c. Catat berat sample kerak yang digunakan sebelum pengujian.
 - d. Masukkan sample kerak seberat 5.0 gram kedalam gelas ukur / aqua gelas.
 - e. Mencampurkan 1%, 2%, 3%, 4%, 5%, 6%, 7%, dan 8% *scale removal* dengan menggunakan pipet volume dengan 100 ml air didalam gelas ukur / aqua gelas.
 - f. Kemudian rendam sample kerak seberat 5.0 gram dengan *scale removal* yang telah dilarutkan dengan 100 ml air kedalam gelas ukur / aqua gelas.
 - g. Atur suhu yang telah ditentukan 30°C, 55°C, dan 65°C. Jika menginginkan suhu 55°C, dan 65°C maka panaskan rendaman sample kerak yang telah dicampur dengan *scale removal* yang telah dilarutkan dengan 100 ml air dengan menggunakan heater.
 - h. Foto rendaman sample kerak yang telah dicampur dengan *scale removal* yang telah dilarutkan dengan 100 ml air sebelum pengujian.
 - i. Aduk dengan pelan. Selalu mengamati suhu dengan menggunakan thermometer.
 - j. Amati reaksi kimia yang terjadi ketika sample kerak di rendam dengan *scale removal* yang telah dilarutkan dengan 100 ml air.
 - k. Foto rendaman sample kerak yang telah dicampur dengan *scale removal* yang telah dilarutkan dengan 100 ml air setelah direndam selama 10 menit, 20 menit, 1 jam, dan 2 jam.
 - l. Timbang berat sample kerak yang direndam selama 10 menit, 20 menit, 1 jam dan 2 jam.
 - m. Foto sample kerak yang telah direndam selama 10 menit, 20menit, 1 jam, dan 2 jam.
 - n. Catat reaksi kimia yang terjadi dan berat sample kerak setelah direndam 10 menit, 20 menit, 1 jam, dan 2 jam

Tabel 4.2 Hasil Penelitian di Perusahaan Proses Pelarutan Kerak

NO	Jenis Scale Removal	Konsentrasi (%)	Temperatur							
			30°C				55°C		65°C	
			10 Menit	20 Menit	1 Jam	2 Jam	10 Menit	20 Menit	10 Menit	20 Menit
1	BONSCALE SR.5521	1	3 gram	3 gram	3 gram	4 gram	3 gram	4 gram	4 gram	4 gram
2		2	3 gram	4 gram	4 gram	3 gram	3 gram	4 gram	3 gram	3 gram
3		3	3 gram	4 gram	4 gram	3 gram	4 gram	3 gram	3 gram	3 gram
4		4	4 gram	3 gram	3 gram	2 gram	3 gram	3 gram	3 gram	3 gram
5		5	4 gram	3 gram	2 gram	2 gram	3 gram	2 gram	2 gram	2 gram
6		6	4 gram	3 gram	2 gram	1 gram	2 gram	2 gram	2 gram	2 gram
7		7	3 gram	2 gram	1 gram	1 gram	2 gram	1 gram	1 gram	1 gram
8		8	3 gram	2 gram	1 gram	0 gram	1 gram	0 gram	0 gram	0 gram

3.3.2Pengambilan Data Percobaan di Lab

Ada beberapa tahapan untuk pengambilan data percobaan di Perusahaanyaitu :

1. Alat dan Bahan
 - a. Kerak seberat 5 gram
 - b. 100 ml air
 - c. Gelas Ukur
 - d. Pipet Volume
 - e. Pipet Volume
 - f. Termometer
 - g. Timbangan
 - h. Heater
2. Persiapan Sample Kerak
 - a. Potong sample kerak seberat 5.0 gram.
 - b. Jangan menggunakan sample kerak yang berbentuk serpihan/ bubuk dalam sebuah percobaan.
 - c. Jangan menggunakan sample kerak yang besar
 - d. Ukuran sample kerak yang signifikan dapat berpengaruh terhadap pelarutan sample kerak.
3. Persiapan Pelarutan *Scale Removal* dengan 100 ml Air
 - A. Pelarutan Konsentrasi *Scale Removal* 1%
 - A. Massa

Diketahui :

Berat Molekul HCL = 36.5

ρ = 1.19

% = Konsentrasi *Scale Removal*

Massa = $\frac{\rho \times 10 \times \%}{\text{Berat Molekul}} = \frac{1.19 \times 10 \times 1}{36.5} = 0.33$

Normalitas
 - B. Pengenceran

M HCL = NHCL

HCL 1% = 0.33 Normalitas

Diketahui :

N_1 = 12 Normalitas

V_1 = 100 ml air

N_2 = 0.33 Normalitas

V_2 = 100 ml air

$$\begin{aligned} \text{Pengenceran} &= N_1 \times V_1 = N_2 \times V_2 \\ 12 \text{ N} \times V_1 &= 0.33 \times 100 \\ V &= \frac{0.33 \times 100}{12} \\ V &= 2.75 \text{ ml} \end{aligned}$$

Jadi *Scale Removal* dengan konsentrasi 1% sebanyak 2.75 ml dilarutkan dengan 100 ml air. Untuk menghitung pengenceran *scale removal* 2%, 3%, 4%, 5%, 6%, 7%, dan 8% caranya sama dengan cara diatas.

Tabel 4.3 Hasil Penelitian di Lab Proses Pelarutan Kerak dengan *Scale Removal*

NO	Jenis Scale Removal	Temperature Konsentrasi (%)	30°C				55°C		65°C
			10 Menit	20 Menit	1 Jam	2 Jam	10 Menit	20 Menit	10 Menit
1	EONSCALE	1	5.00 gram	4.95 gram	4.93 gram	4.80 gram	4.75 gram	4.55 gram	4.25 gram
2	SR 5321	2	4.95 gram	4.65 gram	4.55 gram	4.15 gram	4.55 gram	4.15 gram	3.65 gram
3		3	4.75 gram	4.35 gram	4.15 gram	3.45 gram	4.15 gram	3.65 gram	3.10 gram
4		4	4.55 gram	3.90 gram	3.60 gram	2.85 gram	3.65 gram	3.10 gram	2.55 gram
5		5	4.35 gram	3.65 gram	2.90 gram	2.25 gram	3.10 gram	2.55 gram	2.10 gram
6		6	4.15 gram	3.25 gram	2.35 gram	1.75 gram	2.55 gram	2.00 gram	1.50 gram
7		7	3.85 gram	2.90 gram	1.95 gram	1.10 gram	2.20 gram	1.15 gram	1.00 gram
8		8	3.45 gram	2.75 gram	1.55 gram	0.00 gram	1.25 gram	0.00 gram	0.00 gram

4. KESIMPULAN

1. Komposisi dominan dari *scale* atau kerak yang sering terjadi di trunkline *produced water* di SP 1 Ledok KSO PT.PERTAMINA EP – PT. GEO EPU INDONESIA adalah berjenis CaCO_3
2. Semakin tinggi konsentrasi *Scale Removal* maka semakin banyak *scale* atau kerak yang terlarut. Karena senyawa HCL yang terionisasi semakin banyak sehingga ion-ion tersebut lebih banyak bereaksi dengan kerak atau Fe_2O_3 yang akan membentuk senyawa FeCl_2 atau FeCl_3 .
3. Semakin lama waktunya maka semakin banyak *scale* atau kerak yang terlarut. Karena semakin lama waktu yang diberikan maka reaksi yang terjadi antara ion-ion dari HCL dengan *scale* atau kerak akan semakin lama dan semakin banyak senyawa produk yang dihasilkan sehingga *scale* atau keraknya menghilang.
4. Semakin tinggi suhunya maka semakin cepat dalam melarutkan *scale* atau kerak. Karena

kenaikan suhu menyebabkan kecepatan reaksi bertambah.

5. DAFTAR NOTASI

ρ = HCL Tekanan internal operasi kerja (Psi)
 V = Pengenceran Air (ml)

N = Kandungan HCL di pabrik (normalitas)
 V = Pengenceran *Scale Removal* (ml)

N = Variasi Kandungan HCL (normalitas)

6. DAFTAR PUSTAKA

1. Al Roomi, Y. M. (2015). Performance of Inhibitors on CaCO_3 Scale Deposition in Stainless Steel & Copper Pipe Surface. *Desalination*, 375.
2. Caplan, F. (2004). *Engineering Data Book*. Tulsa, Oklahoma: Gas Processors Suppliers Association.
3. Devold, H. (2006). *Oil and Gas Production Handbook*. US: ABB ATPA Oil and Gas.
4. Ketrane, R. &. (2009). Desalination. *Efficiency Of Five Scale Inhibitors on Calcium Carbonate From Hard Water : Effect of Temperature and Concentration*, 249.
5. Kremlevskii, P. (1978). *Division and Design of Flowmeters*. Russian: St. Peterburg, Mahinostroenie.
6. Liu, H. (2005). *Pipeline Engineering*. USA: Lewis Publishers.
7. Lyons, W. C. (1996). *Standard Handbook Of Petroleum and Natural Gas Engineering Volume 1*. Houston, Texas: Gulf Publishing Company.
8. Lyons, W. C. (1996). *Standard Handbook Of Petroleum and Natural Gas Engineering Volume 2*. Houston, Texas: Gulf Publishing Company.
9. Sohali, J. &. (2016). Removal Of Scale Deposition On Pipe Walls by Using Magnetic Field Treatment and The Effects Of Magnetic Strength. *Journal of Cleaner Production*, 139.+

ANALISA PENGARUH WATER HAMMER TERHADAP NILAITEGANGAN PIPA DISCHARGE POMPA BS 6

PT PERTAMINA EP TANJUNG

Prodi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan
Negeri Surabaya

Bagas Koro FJP. ^{1*}, Ir.Arie Indartono,M.MT. ², Nopem Ariwiyono,ST.,MT. ³

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*}

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia ²

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia ³

Email: [^{1*}](mailto:bagaskorofjp@gmail.com); [^{2*}](mailto:arie.indartono@gmail.com); [^{3*}](mailto:nopemariwiyono@gmail.com)

Abstrak-Aplikasi dari sistem perpipaan untuk jalur distribusi fluida banyak kita jumpai dalam kehidupan sehari-hari. Fenomena *water hammer* merupakan salah satu parameter yang harus diperhitungkan dalam sebuah sistem perpipaan. Fenomena ini terjadi akibat fluktuasi aliran fluida dan kenaikan gelombang tekanan ketika aliran diberhentikan secara tiba-tiba. Dampak dari fenomena ini bervariasi mulai dari timbulnya getaran pada sistem sampai pecahnya dinding pipa akibat besarnya gelombang tekanan yang terjadi. Penelitian ini untuk mengetahui besarnya kenaikan tekanan akibat *water hammer* dan berapa besar nilai tegangan pada pipa keluaran pompa yang bertekanan 384 psi pada temperature 40°C pada pipa sepanjang 75 ft serta memberikan penyelesaian atau solusi pada perusahaan agar mengurangi dampak dari *water hammer*. Hasil penelitian menunjukkan bahwa *waterhammer* menimbulkan terjadinya peningkatan tekanan sebesar 790,8 psi dan nilai tegangan longitudinal stress sebesar 4087 psi dan *hoop stress* sebesar 8556 psi. Cara mengurangi dampak dari kenaikan tekanan dan tegangan dengan dipasangnyaa akumulator. Dan hasil penelitian menunjukkan pemasangan akumulator mengakibatkan penurunan tekanan menjadi 534 psi dan nilai tegangan longitudinal stress sebesar 2762 psi dan *hoop stress* sebesar 5783 psi.

Kata kunci: *water hammer*, kenaikan tekanan, tegangan

Abstract-Applications of for the fluid distribution channels are many of use encounter in everyday life. Water hammer phenomenon is one of the parameters than must be taken into account in a piping system. In the distribution of crude oil that has occurred occurred delay due to the existence of water hammer on BS 6 discharge Pipe wich resulted in the rupture of the pipe wall to the magnitude of the pressure wave that occurred. In this final project analysis of pressure increase due to water hammer and the value of voltage on the pump pressure pipe that pressurized 384 psi at temperature 40°C on the pipe along 75 ft. By using software PipeNet and Caesar II to know the spike of pressure and stress on the pipe. Based on the research results, it is known that water hammer cause an increase of pressure equal to 790,8 psi and longitudinal stress stress value equal to 4097 psi and hoop stress equal to 8577,6 psi. How to reduce the impact of increased pressure and voltage by installing an anti valve surge. By using the surge anti valve there is a pressure drop to 534 psi and the value of stress longitudinal stress of 2761 psi and hoop stress of 5783 psi.

Key Words : *water hammer*, increase pressure, stress

1. PENDAHULUAN

Aplikasi pencegahan terhadap *water hammer* sekarang sudah banyak dikembangkan diantaranya proteksi dengan menggunakan surge anti valve. Pada penelitian ini akan menganalisa tentang Pengaruh *Water Hammer* terhadap jalur pipa *discharge* pompa transfer BS 6 yang menuju ke Stasiun Pengumpul Utama (SPU) manunggal. Pada jalur *discharge* pompa transfer BS6 di jadikan bahan penelitian, karena dikhawatirkan pipa mengalami getaran akibat aliran fluida *discharge* pompa transfer BS6, dan akan mengakibatkan kerusakan pada pipa dan pompa. Pada analisa ini akan disain ulang pada struktur pendukung pipa (*pipe support*) dan pemasangan *surge anti valve* untuk mengurangi getaran yang terjadi pada pipa dan memasang *surge valve* sebagai solusi menghilangkan *water hammer* pada jalur *discharge* pompa BS 6 pertamina Ep. Tanjung.

2. METODOLOGI

2.1. Macam-macam aliran fluida

Aliran fluida memiliki 3 jenis aliran. Aliran tersebut terdiri dari aliran laminar, transien, dan turbulen.

2.2. Metode Perhitungan *Water hammer*

Water hammer dapat di hitung manual. Berikut ini metode yang di gunakan untuk menghitung *water hammer*

2.2.1. Kecepatan Suara *Water hammer*

Kecepatan suara *water hammer* dihitung guna untuk mencari berapa besar tekanan kejut yang dihasilkan dari *water hammer*. Persamaan berikut ini digunakan untuk menghitung kecepatan suara yang ditimbulkan oleh *water hammer* (CAESAR II, 2004):

$$a = \sqrt{\frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \left(\frac{K}{E}\right) \times \left(\frac{D}{e}\right)}}$$

2.2.2. Tekanan Kejut

Persamaan berikut untuk menghitung tekanan kejut yang terjadi saat *water hammer* muncul (CAESAR II, 2014):

$$\Delta p = \rho \times a \times \Delta$$

2.2.3. *Pressure Eksternal*

kenaikan tekanan saat *water hammer* di hitung menggunakan (CAESAR II, 2004):

$$\Delta P = \text{tekanan normal} + \Delta p$$

2.3. Stress pada Pipa

Stress (tegangan) pada pipa terjadi dikarenakan ada gaya yang bekerja pada pipa, sejalan dengan konsep dasar dimana tegangan merupakan hasil yang terjadi akibat gaya yang bekerja pada sebuah luasan atau permukaan suatu benda.

2.3.1 *Longitudinal stress* akibat gaya aksial

longitudinal pressure stress rata-rata yang terjadi pada instalasi dapat dihitung dengan rumus (COADE, 2004)

$$SL_{ax} = \frac{F_{ax}}{A_m}$$

$$A_i = \frac{\pi \times ID^2}{4}$$

$$A_m = \frac{\pi \times (OD^2 - ID^2)}{4}$$

$$D_m = \frac{(OD + ID)}{2}$$

2.3.2 *Longitudinal stress* akibat tekanan pipa (*pressure gauge*)

Pressure Gauge Stress tegangan normal yang bekerja pada pipa dimana tegangan ini disebabkan oleh tekanan internal yang bekerja pada pipa. Rumus yang dapat digunakan untuk menghitung :

$$SL_{press} = \frac{P A_i}{A_m}$$

2.3.2 *Longitudinal stress* akibat momen bending

Rumus yang dapat digunakan untuk menghitung *longitudinal stress* akibat *bending* adalah sebagai berikut (COADE, 2004) :

$$SL_{bend} = \frac{M_b}{Z}$$

$$M_b = \frac{W \times L^2}{8}$$

2.3.3 Total *longitudinal stress*

Longitudinal stress yang terjadi pada pipa pada dasarnya merupakan penjumlahan dari *axial stress*, *longitudinal pressure stress*, dan *bending stress*. Secara matematis diperlihatkan pada persamaan berikut (COADE, 2014)

$$SL = \frac{F_{Ax}}{A_m} + \frac{P A_i}{A_m} + \frac{M_b}{Z}$$

2.3.4 Circumferential stress

Circumferential stress / Hoop stress adalah tegangan yang bekerja dalam arah *tangensial*, dimana besarnya bervariasi terhadap tebal dinding pipa. (COADE, 2014) :

$$\sigma_c = \frac{P \cdot D}{2 \cdot t}$$

2.3.5 Radial Stress

Radial stress adalah tegangan yang bekerja dalam arah radial pipa yang besarnya bervariasi dari permukaan dalam ke permukaan luar (COADE, 2014) :

$$\sigma_r = \frac{P \left(r_i^2 - \left(r_o^2 r_i^2 / r^2 \right) \right)}{r_o^2 - r_i^2}$$

2.3.6 Shear stress

Shear stress merupakan tegangan yang bekerja dalam arah sejajar penampang pipa. Shear stress bernilai maksimum pada sumbu netral dan bernilai minimum pada jarak maksimum dari sumbu netral (*opposite bending stress*). (COADE, 2014) :

$$\sigma_{\max} = \frac{VQ}{Am}$$

2.3.7 Sustained loads

dapat dihitung dengan persamaan. (COADE, 2014) :

$$\sigma = \frac{(M_{\max})}{Z}$$

2.4 Pencegahan water hammer

Fenomena *Water hammer* dapat dicegah atau dikurangi dengan berbagai cara berikut :

2.4.1 Surge anti valve

Pada surge anti valve terdapat sensor tekanan bila terjadi tekanan berlebih maka valve akan terbuka, yang mana untuk mengurangi efek tekanan kejut. Surge anti valve biasanya digunakan untuk mengurangi tekanan kejut.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Perhitungan water hammer

3.1.1 Perhitungan kecepatan suara fluida

Kecepatan suara atau disebut juga *wave speed* digunakan untuk perhitungan pada software *pipenet*. Perhitungan *wave speed* seperti berikut

$$\rho_{\text{mix}} = 61 \frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3}$$

$$K = 2,19 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 3,18 \times 10^5 \text{ psi} = 3,18 \times 10^5 \frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2}$$

$$E = 201 \times 10^3 \text{ MPa} = 2,9 \times 10^7 \text{ psi}$$

$$D = \frac{OD+ID}{2} = \frac{6,6 \text{ in} + 6,06 \text{ in}}{2} = 6,33 \text{ in}$$

$$e = 0,28 \text{ in}$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \left(\frac{K}{E} \right) \cdot \left(\frac{D}{e} \right)}}$$

$$= \sqrt{\frac{\frac{3,18 \times 10^5 \frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2}}{61 \frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3}} \times 144 \frac{\text{in}^2}{\text{ft}^2} \times 32 \frac{\text{ft} \cdot \text{lbm}}{\text{s}^2 \cdot \text{lb}_f}}{1 + \left(\frac{3,18 \times 10^5 \text{ psi}}{2,9 \times 10^7 \text{ psi}} \right) \cdot \left(\frac{6,33 \text{ inch}}{0,28 \text{ inch}} \right)}} = 4337,7 \frac{\text{ft}}{\text{s}}$$

3.1.2 Perhitungan penurunan kecepatan fluida

Penurunan kecepatan fluida dicari dengan persamaan yang terdapat pada software *pipenet* dan *Caesar*. Perhitungan ini dicari untuk mengetahui seberapa besar tekanan kejut yang diakibatkan oleh *valve* yang ditutup secara tiba-tiba.

$$\Delta v = \frac{m}{\rho \times A}$$

$$\Delta v = 0,712 \frac{\text{ft}}{\text{s}}$$

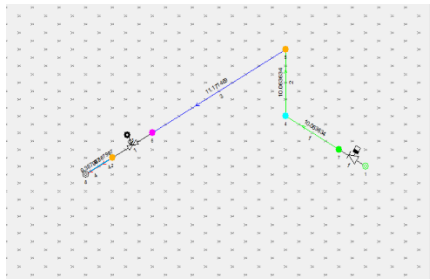
3.1.3 Perhitungan tekanan kejut

Tekanan kejut yang diakibatkan katup yang menutup secara tiba-tiba akan dihitung dengan menggunakan persamaan 2.4.3. Perhitungan tekanan kejut seperti berikut ini :

$$\Delta p = \rho \times \alpha \times \Delta v$$

$$\Delta p = 408,5 \frac{\text{lb}_f}{\text{in}^2} (\text{psi}) = 28,15 \text{ bar}$$

3.2. Pemodelan menggunakan software pipenet menggunakan dengan Surge anti valve



Gambar 5 Mmax stress saat water hammer

5. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisa yang telah dilakukan, maka dapat diambil kesimpulan antara lain sebagai berikut :

1. Pada pipa keluaran pompa BS 6 terjadi peristiwa *water hammer* dikarenakan terdapat katup yang menutup secara tiba-tiba. Menurut perhitungan, tekanan kejut yang disebabkan oleh efek *water hammer* sebesar 408,28psi. Berbeda dengan pemodelan yang hanya meningkat sebesar 394,64psi.
2. Tekanan yang dihasilkan ketika terjadi efek *water hammer* sebesar 790,8 psi meningkat dari tekanan awal sebesar 384 psi. Tegangan yang dihasilkan sebelum efek *water hammer* untuk Longitudinal Stress sebesar 1985.6 psi, Hoop Stress sebesar 44321 psi. Tekanan tersebut meningkat ketika terjadi *water hammer* sebesar 4097 psi untuk *longitudinal stress* dan 8577,6 psi untuk *hoop stress*. Support yang dipakai yaitu support guide dimana support ini menahan dari segala arah dan jumlah support yang digunakan sebanyak 6 support.
3. Tekanan yang dihasilkan setelah dipasang Surge anti valve dengan closing time sebesar 3s di dapat 534 psi tekanan ini turun sebesar 256,8 psi dari 790,8 psi. Tegangan yang dihasilkan setelah dipasang Surge anti valve untuk longitudinal stress sebesar 2761 psi ini turun dari 4097 psi dan untuk *hoop stress* sebesar 5783 psi turun dari 8577,6 psi. Support yang dipakai yaitu support guide dimana support ini menahan dari segala arah dan jumlah support yang digunakan sebanyak 6 support.

Pada gambar di atas Output pemodelan menggunakan software PIPENET dengan memakai *Surge anti valve* menunjukkan bahwa tekanan kejut yang dihasilkan hanya sebesar 10,06 bar (150.83 psi) saja setelah dipasang sebuah Surge anti valve. Penurunan dari tekanan tanpa *Surge anti valve* sebesar 17 bar (246.56 psi), dari 27,60 bar ke 10,06 bar (150.83 psi).

3.3. Perhitungan Stress pada menggunakan software

3.3.1 Perhitungan Stress manual dan software Caesar

Stress Longitudinal Axial				
Nomor segmen	SLax (psi)		Allowable stress (psi)	Keterangan
	Manual	Software		
S3	4257,225	3886.5	20000	ACC

Stress Longitudinal Axial				
Nomor segmen	SLax (psi)		Allowable stress (psi)	Keterangan
	Manual	Software		
S1	4257,225	4097.1	20000	ACC
S2	4257,225	3972.1	20000	ACC
S4	4257,225	3910.7	20000	ACC
S5	4257,225	3910.7	20000	ACC
S6	4257,225	3915.7	20000	ACC
S8	4257,225	3915.4	20000	ACC
S9	4257,225	2404.0	20000	ACC

Gambar 1 Longitudinal axial saat water hammer

Gambar 2 1 Longitudinal axial setelah di pasang surge

Bending Stress				
Nomor segmen	Bending Stress (psi)		Allowable stress (psi)	Keterangan
	Manual	Software		
S3	856,424	2331.6	20000,000	ACC

Bending Stress				
Nomor segmen	Bending Stress (psi)		Allowable stress (psi)	Keterangan
	Manual	Software		
S1	1018,392	9742,300	20000,000	ACC
S2	177,008	650,500	20000,000	ACC
S4	856,424	3705,000	20000,000	ACC
S5	11323,051	5965,600	20000,000	ACC
S6	11323,051	4910,300	20000,000	ACC
S7	2830,763	3155,100	20000,000	ACC
S8	2830,763	7095,400	20000,000	ACC
S9	2830,763	17106,500	20000,000	ACC

Gambar 3 Bending stress saat water hammer

Mmax				
Nomor segmen	Mmax (psi)		Allowable stress (Psi)	Keterangan
	Manual	Software		
S3	5917,616	9831,900	20000	ACC

Mmax				
Nomor segmen	Mmax (psi)		Allowable stress (Psi)	Keterangan
	Manual	Software		
S1	7040,214	13891,600	20000	ACC
S2	1223,070	9886,900	20000	ACC
S4	5917,616	9786,600	20000	ACC
S5	9204,545	9787,700	20000	ACC
S6	9204,545	9808,300	20000	ACC
S7	19469,449	10746,500	20000	ACC

6. DAFTAR PUSTAKA

1. ASME, (2010). B31.1 *Power Piping*. USA: The America Society of Mechanical Engineer.
2. ASME, (2010). B31.3 *Process Piping*. USA: The America Society of Mechanical Engineer.

3. Coade. (2014). *Pipe Stress Analysis Seminar*. USA: Coade Caesar II
4. Caesar II. (2014). *User's Guides*. USA : Caesar II
5. Ellenberger, Phillip. (2010). *Piping and Pipeline Calculation Manual Construction, Design Fabrication, and Examination*. Australia: Burnell Research Laboratory

LAJU EROSI ELBOW 90° AKIBAT ALIRAN 2 PHASE (PADAT-GAS) PADA BERBAGAI TURNING RADIUS

Prodi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan
Negeri Surabaya

Muhammad Chairul N^{1*}, M. Anis Mustaghfirin², Muhammad Shah³

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*}

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia²

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia³

*E-mail: chairul06@ymail.com; mustaghfirin@gmail.com ; muh.shah59@yahoo.co.id

Abstrak- Aliran dua phase padat dan gas banyak dijumpai di Industri, salah satunya di Industri kertas. Pada sistem *Ash Re-injection* sering terjadi kebocoran pada *elbow* 90° dengan *turning* radius $r/d=5.67$ karena erosi. Penelitian ini menganalisa pengaruh *turning* radius terhadap laju erosi *elbow* 90° pada aliran 2 phase gas-solid. Erosi tersebut dimodelkan dengan *Fluent* menggunakan metode *Discret Phase Model* dan *Discret Element Method*, dengan kondisi batas; kecepatan gas sebesar 43.35 m/s; diameter partikel konstan 0.78 mm dan pada diameter pipa 4.5 inch. Hasil Pemodelan tersebut divalidasi dengan hasil pengukuran spesimen yang telah dilakukan di lapangan. Pemodelan dilapangan dengan memvariasi *turning* radius; $r/d = 3.49; 4.37; 6.12; \text{ dan } 7.84$. Metode DPM mendekati hasil pengukuran spesimen dengan error rata-rata 0.90%. Semakin besar radius *elbow* maka semakin kecil nilai laju erosi, sedangkan untuk desain optimum dengan $r/d=7.84$ memiliki kenaikan *lifetime* 5 tahun.

Keywords : Erosi, elbow 90°, *Turning* radius, *AshRe-injection*.

1. PENDAHULUAN

Sistem Re-Ash Injection merupakan jalur pada *Co-gen* yang digunakan untuk mengalirkan batu bara kembali menuju *furnace*. Pada jalur *Re-ash Injection* sering terjadi kebocoran pada *elbow* 90° karena erosi. Pada penelitian ini akan dilakukan pemodelan laju erosi menggunakan *Fluent* dengan membandingkan dua metode yaitu *Discret Phase Model* dan *Discret Element Method*. Model erosi yang digunakan adalah E/CRC (*Erosion Corrosion Research Centre*). Hasil pemodelan tersebut di validasi dengan laju erosi yang telah diukur di lapangan. Kedua metode pemodelan tersebut digunakan untuk pemodelan laju erosi dengan variasi *turning* radius dari *elbow* 90° dan menentukan radius paling optimum yang dapat di implementasikan di PT Pakerin sebagai solusi dalam menghambat laju erosi. Dari radius paling optimum tersebut nantinya digunakan untuk menghitung *lifetime* dari *elbow* 90° akibat laju erosi.

2. METODOLOGI.

2.4. Prosedur Penelitian

Penelitian ini menggunakan pemodelan laju erosi menggunakan *Fluent*. Metode yang digunakan yaitu *Discret Phase Model* dan *Discret Element Method*. Hasil pemodelan tersebut divalidasi dengan pengukuran laju erosi di lapangan. Metode yang mendekati nilai nilai laju erosi di lapangan akan digunakan untuk melakukan variasi *turning* radius. Dari radius paling optimum dilapangan nantinya digunakan untuk menghitung *lifetime* dari *elbow* 90° akibat laju erosi.

2.5. Discrete Phase Model

Discrete Phase Model dalam *Fluent* mengikuti persamaan Euler-lagrange model. Metode ini menguraikan hubungan antara kedudukan berbagai partikel fluida dengan waktu, dimana fluida dianggap sebagai kontinum. Hal ini berlaku selama ukuran dari partikel fluida yang diamati jauh lebih besar dari jarak lintasan bebas rata-rata dari molekul.

Ada dua cara dalam menrangkan gerak fluida atau bentuk persamaan medan dalam fluida, yaitu metode Lagrange dan metode Euler. Perbedaanannya

terletak pada cara penentuan kedudukan dalam medan, yang satu bersangkutan dengan apa yang terjadi pada partikel fluida dengan identitas tetap selama waktu yang tertentu, bagaimana lintasannya, berapa besar kecepatan dan percepatannya.

2.6. Discrete Element Method

Discret Element Method atau dikenal dengan Distinct Element Method (DEM) merupakan salah satu metode numerik yang diperkenalkan pertama kali oleh Cundall dan Strack (1979) untuk analisa kumpulan bahan curah (granuler). Metode ini telah banyak digunakan untuk mempelajari berbagai jenis bahan granuler dan pada beberapa kasus juga digunakan untuk analisa bahan semi-granuler (Misalnya: Iwashita dan Oda, 1998; Shimizu dan Cundall 2001).

Pada saat-saat awal diperkenalkannya, DEM banyak digunakan untuk analisa bahan-bahan teknik sipil seperti misalnya dalam proses pencampuran beton, analisa batuan dan pasir, dan lain-lain. Di bidang teknik pertanian, Oida (2001) mencoba mengaplikasikan DEM untuk analisa interaksi alat-mesin pertanian dengan tanah. Meski masih dalam tahap awal DEM menunjukkan potensi yang cukup prospektif untuk keperluan analisis masalah-masalah keteknikan pertanian.

2.7. E/CRC Erosion Model

Model erosi ini dikembangkan oleh E/CRC (Erosion Corrosion Research Center). Model erosi ini dapat digunakan untuk material *brittle* maupun *ductile*.

$$ER = C(BH)^{-0.59} F_s V_p^n F(\theta) \dots \dots \dots (1)$$

$$F(\theta) = 5.4\theta - 10.11 \theta^2 + 10.93 \theta^3 - 6.33 \theta^4 + 1.42 \theta^5 \dots \dots \dots (2)$$

Dimana C adalah konstan dan bernilai 2.17×10^{-7} , BH adalah *Brinell Hardness*, V_p adalah *impact Velocity*, dan F_s adalah *particle shape coefficient* dimana bernilai 1 untuk *sharp angular*, 0.53 untuk *semi-rounded* dan 0.2 untuk *fully rounded*. θ adalah partikel *impact angle*.

2.8. Perhitungan Lifetime

Nilai ketebalan minimum dihitung untuk mengetahui nilai minimum material menahan tekanan fluida yang mengalir pada suatu sistem perpipaan. Terdapat beberapa parameter yang digunakan untuk menghitung nilai *minimum thickness* diantaranya nilai *allowable stress* material dan *pressure* fluida. Perhitungan minimal ketebalan komponen perpipaan diatur oleh code dan standart yang berlaku. Dalam hal ini ASME B31.3 *section*

304.2 mengatur tentang hal tersebut. Persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut:

$$T_m = \frac{P \cdot D}{2(S E W + P Y)} + C A \dots \dots \dots (3)$$

Dimana P adalah design pressure (kgf/cm²), D adalah outside diameter (mm), S adalah stress value untuk material tabel A-1 ASME B31.3, E adalah quality factor dari tabel A-1 A atau A-1B ASME B31.3. W adalah weld joint strength, Y adalah coefisien dari tabel 304.1.1 ASME B31.3 dan CA adalah corrosion allowance.

Perhitungan *lifetime* akibat dari erosi didalam pipa dihitung menggunakan rumus yang terdapat pada API 570 *section 7.2* sebagai berikut:

$$Tr = (t_{acc} - t_{cm}) / ER (4)$$

Dimana T_{acc} adalah *thickness actual* (mm), T_m adalah *thickness minimum* dan ER adalah *erosion rate* (mm/years).

7. HASIL DAN PEMBAHASAN

a. Data propertis fluida dan elbow 90°

Data propertis fluida dan elbow 90° digunakan untuk menghitung laju erosi ditunjukkan dalam tabel 1.

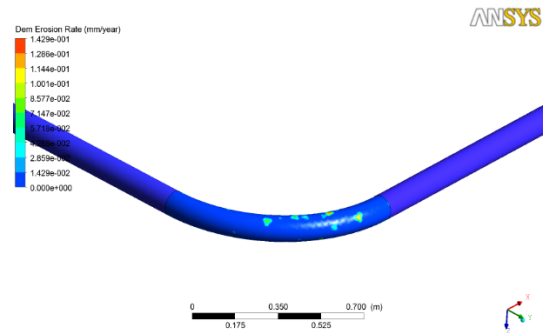
Table 1 Data propertis fluida dan elbow 90°

Nama	Nota	Besar	
Operational Pressure	P _o	40	Psi
Operational Temperature	T _o	75 °	c
Debit Gas	Q _g	1.6	Kg/s
Velocity Gas	V _g	42.35	m/s
Debit Partikel	Q _p	0.12	Kg/s
Diameter Partikel	D _p	0.78	m
Material Pipa	STPG38 100 A Cast Iron		
Outside Diameter	OD	4.5	Inc h
Inside Diameter	ID	4.1	Inc h
Hardness Brinell	HB	241	

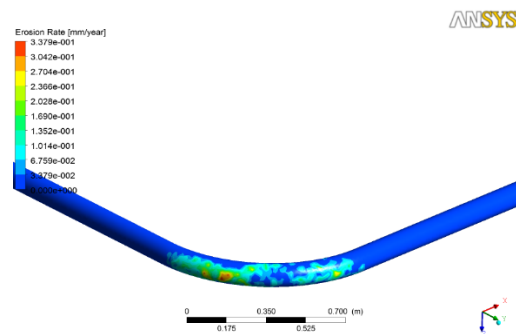
Dari kedua metode tersebut metode yang paling mendekati dari hasil pengukuran lapangan adalah metode DPM dan didapatkan perbedaan metode DPM dibandingkan dengan hasil pengukuran lapangan sebesar 0.005466 sedangkan DEM

b. Simulasi DPM dan DEM

Simulasi menggunakan *Fluent CFD* digunakan untuk mengetahui *erosion rate* dengan menggunakan metode DPM dan DEM dimana divalidasi menggunakan hasil pengukuran spesimen dilapangan. Hasil simulasi dapat dilihat pada gambar berikut.



Gambar 1. Hasil simulasi menggunakan metode DPM



Gambar 2. Hasil Simulasi menggunakan metod

dibandingkan hasil pengukuran lapangan sebesar 0.0317 Sehingga metode yang digunakan untuk melakukan variasi Radius adalah metode DPM.

c. Analisa Variasi Radius

Variasi Radius dilakukan untuk mengetahui pengaruh dari variasi radius terhadap laju erosi. Terdapat lima variasi radius elbow yaitu elbow 90° r/d = 3.49; 4.37; 6.12; dan 7.84. Hasil Simulasi dapat dilihat pada tabel 2.

Tabel 2. *Erosion rate maximum* dari variasi radius

	Fluid	R/d	Radius (mm)	Max Erosion Rate (mm/year)
1	Air	3.49	400	3.78E-01
2	Air	4.37	500	3.63E-01
3	Air	6.12	700	3.14E-01
4	Air	7	800	2.94E-01
5	Air	7.84	900	2.84E-01

Tabel 3. Max Eroston Rate

	Fluid	R/d	Radius (mm)	Lifetime
	Air	5.23	600	5.3 tahun
	Air	7.84	900	30.1 tahun

Tabel 3 menunjukkan radius *elbow* yang lama yaitu $R/d = 5.23$ dengan $R=600$ mm didapatkan *Max. Erosion Rate* sebesar 0.338 mm/year, sedangkan radius *elbow* yang baru menunjukkan *Max. Erosion Rate* yang lebih kecil yaitu sebesar 0.285 mm/year.

e. Perhitungan Lifetime

Perhitungan minimum thickness diperlukan untuk data pendukung perhitungan lifetime. Dari Perhitungan *thickness* menggunakan persamaan (3) didapatkan T_m sebesar 0.0381 mm. Dari perhitungan minimum *thickness* digunakan sebagai data pendukung dalam menentukan lifetime pada elbow. Untuk menentukan lifetime material dibutuhkan nilai minimum *thickness* dan *erosion rate* material yang telah di dapatkan sebelumnya.

Standar yang digunakan dalm perhitungan lifetime material menggunakan API 570 menggunakan persamaan (4). Hasil perhitungan bisa dilihat pada tabel 4.

Tabel 2 menunjukkan bahwa *erosion rate* pada variasi 1 yaitu dengan r/d lebih kecil memiliki *erosion rate* yang semakin besar. Namun sebaliknya untuk variasi 5 memiliki r/d lebih besar memiliki *erosion rate* yang semakin kecil.

d. Analisa Erosion Rate Paling Optimum yang dapat di-Implementasikan di lapangan.

Dimensi radius elbow yang paling optimum yang dapat di implementasikan di lapangan adalah elbow dengan turning radius sebesar $r/d=7.84$ dengan Radius = 900 mm. Dari Elbow tersebut dibandingkan dengan elbow yang sudah ada dilapangan yaitu elbow dengan $r/d=5.23$.

Tabel 4. Lifetime Elbow

Dari perhitungan *lifetime* didapatkan nilai lifetime untuk elbow dengan $R/d = 5.23$ dengan radius 600 mm sebesar 25.3 tahun sedangkan elbow dengan $R/d = 7.84$ dengan radius 900 mm sebesar 30.1 tahun.

	Fluid	R/d	Radius (mm)	Max. Erosion Rate (mm/year)
1	Air	5.23	600	3.38E-01
2	Air	7.84	900	2.84E-01

8. KESIMPULAN

1. Dari simulasi dengan menggunakan model DPM dan DEM di *fluent* didapatkan Laju *erosion rate* tertinggi untuk DPM sebesar 0.338 mm/year sedangkan untuk DEM sebesar 0.143 mm/year. Dimana metode DPM paling mendekati pengukuran specimen dilapangan dengna *error* sebesar 0.90%.
2. Dari hasil simulasi variasi turning radius didapatkan hasil laju erosi masing-masing *turning radius*. Untuk *turning radius* $R/d = 4.37$ diketahui *Max. Erosion Rate* sebesar 0.363 mm/year , untuk $R/d = 6.12$ diketahui *Max. Erosion Rates* sebesar 0.314 mm , sedangkan $r/d = 7$ diketahui *Max. Erosion Rate* sebesar 0.294 mm/year. Sehingga dari hasil tersebut semakin kecil *turning radius* dari elbow maka semakin besar nilai *Max. Erosion Rate* , sebaliknya jika

semakin besar *turning radius* maka semakin kecil nilai *Max. Erosion Rate*.

3. Dari hasil simulasi didapatkan hasil laju erosi untuk *turning radius* $R/d = 5.23$ dengan $R=600$ mm didapatkan *Max. Erosion Rate* sebesar 0.338 mm/year, sedangkan radius *elbow* yang baru menunjukkan *Max. Erosion Rate* yang lebih kecil yaitu sebesar 0.285 mm/year. Sehingga nilai *erosion rate* pada elbow yang baru dengan $R=900$ mm lebih kecil dibandingkan dengan *elbow* yang telah ada sebelumnya yaitu *elbow* dengan $R=600$.
4. Dari perhitungan *lifetime* didapatkan nilai *lifetime* untuk elbow dengan $R/d = 5.23$ dengan radius 600 mm sebesar 25.3 tahun sedangkan elbow dengan $R/d = 7.84$ dengan radius 900 mm sebesar 30.1 tahun.

6. DAFTAR PUSTAKA

1. API 570. (2000). *Piping Inspection Code: In-Service Inspection, Rating, Repair, and Alteration of Piping Systems*. Washington DC: American Petroleum Institute.
2. ASME B31.3. (2010). *Process Piping*. USA: The American Society of Mechanical Engineering
3. Efsthios Michaelides, Clayton T. Crowe, John D. Schwarzkopf 2016, *Multiphase Flow*, Second Edition, CRC Press
4. Gidaspow, D., 1994. *Multiphase Flow and Fluidization: Continuum and Kinetic Theory Description*. Academic Press, Boston, United States of America
5. Salama, M.M., 1998. An alternative to API 14E erosional velocity limits for sandladen fluids. In: OTC Conference, Houston, pp. 721e733.
Zhong, W.Q., Xiong, Y.Q., Yuan, Z.L., et al., 2006. DEM simulation of gas-solid flow behaviors in spout-fluid bed. *Chem. Eng. Sci.* 61, 1571e1584

ANALISA EROSI TERHADAP *LIFETIME* JALUR PIPA AVTUR TERMINAL ISG TANJUNG PERAK – DPPU BANDARA JUANDA PADA *LINE NUMBER* PRK-04-10”-#150 – PRK-05-8”-#600

Prodi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan
Negeri Surabaya

Yoga Pratama.^{1*}, Ir. Emie Santoso, M. T.², Nopem Ariwiyono, S.T.,MT³

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*}

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia²

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia³

Email: pratamayoga23@gmail.com^{1*}; emie.santoso@gmail.com^{2*}; nopem.ppns@gmail.com^{3*};

Abstrak-

Jalur distribusi avtur dari Terminal ISG Tanjung Perak – DPPU Bandara Juanda untuk kebutuhan bahan bakar pesawat menjadi aset penting bagi PT. PERTAMINA (PERSERO) dalam unit distribusinya yang terbaru menggantikan unit *truck line* pada distribusi sebelumnya. Adanya kandungan *slug particle* yang berpotensi ikut terbawa fluida avtur dari tanki penampung di Terminal ISG Tanjung Perak mengakibatkan faktor terdegradasinya ketebalan dinding akibat erosi semakin besar seiring dengan meningkatnya kecepatan fluida. Metode analisa pada tugas akhir ini dilakukan dengan cara membandingkan nilai ketebalan minimum material hasil perhitungan manual dengan *minimum wall thickness* material yang mengacu pada ASME B31.4 serta menghitung *erosion rate*, laju aliran masa hilang per satuan luas tiap tahun untuk menentukan *lifetime* dari material pipa, *reducer*, *elbow* dan *valve* pada jalur tersebut, untuk visualisasi lintasan partikel penyebab erosi pada tiap jalur menggunakan metode *computational fluid dynamics* dalam software ANSYS R18. Hasil perhitungan akan dijadikan bahan analisa untuk menentukan kelayakan dari tiap komponen untuk tetap beroperasi sesuai *design lifetime*. Laju erosi yang didapat adalah 0.709, 0.005, 1.732, 0.008, 0.005, 0.006 mm tiap tahun untuk masing-masing pipa 4”, pipa 8”, *elbow* 4”, *elbow* 8”, *gate valve* 8”, *reducer* 10”x8”. Besarnya laju erosi mempengaruhi *lifetime* setiap komponen sebesar 5, 619, 2, 406, 619, 315 tahun.

Kata kunci : *Avtur, Computational fluid dynamics, Erosion, Lifetime, Pipeline.*

1. PENDAHULUAN

Adanya kandungan *slug particle* yang berpotensi ikut terbawa fluida avtur dari tanki penampung di Terminal ISG Tanjung Perak mengakibatkan gesekan hingga tumbukan antara *slug particle* dengan permukaan dinding pipa tidak bisa dihindari. Pengcilan ukuran diameter pipa dari 10” menjadi 8” oleh *reducer*, hingga pemilihan pipa 4” di keluaran pompa, dapat mengakibatkan faktor terdegradasinya ketebalan dinding akibat erosi semakin besar seiring dengan meningkatnya kecepatan fluida.. Penelitian ini akan membandingkan nilai ketebalan minimum material hasil perhitungan manual dengan *minimum wall thickness* material yang mengacu pada ASME B31.4 serta menghitung *erosion rate*, laju aliran masa hilang per satuan luas tiap tahun untuk menentukan

lifetime dari material pipa, *reducer*, *elbow* dan *valve* pada jalur tersebut, dan untuk visualisasi lintasan partikel penyebab erosi pada tiap jalur menggunakan metode *computational fluid dynamics*.

2. METODOLOGI

2.1 Erosion Rate

Perhitungan *erosion rate* digunakan untuk menentukan besar pengikisan dinding bagian dalam mengacu pada DNV RP O501 2015, dengan persamaan sebagai berikut:

$$\dot{E}L = \frac{\dot{m}_p \cdot K \cdot U_p^n \cdot F \alpha}{\rho t \cdot A t} \dots\dots\dots(1)$$

Dimana,

$\dot{E}L$ = *Erosion rate* (m/s)

$\dot{m}_p$ = Mass flow of sand (kg/s)
 K = Material constant [(m/s)⁻ⁿ]
 U_p = Particle impact velocity (m/s)
 $F(\alpha)$ = Function characterising ductility of the material (-)
 ρ_t = Density of target material (kg/m³)
 A_t = Area exposed to erosion (m²)

2.2 Laju Aliran Masa Hilang Per Satuan Luas

Perhitungan laju aliran masa hilang per satuan luas digunakan untuk menentukan besar masa yang hilang dari dinding bagian dalam per satuan luas mengacu pada terbitan jurnal internasional hasil konferensi *NACE International Conference: Shanghai Section* yaitu *Evaluation of Different Modelling Methods Used for Erosion Prediction* oleh *Mysara Eissa Mohyaldin*, dengan persamaan sebagai berikut:

$$E_L \left(\frac{kg}{m^2.s} \right) = \frac{EL \left(\frac{mm}{year} \right) \cdot \rho_t \left(\frac{kg}{m^3} \right)}{1000 \left(\frac{mm}{m} \right) \cdot 3600 \left(\frac{s}{hr} \right) \cdot 24 \left(\frac{hr}{day} \right) \cdot 365 \left(\frac{day}{year} \right)} \dots \dots \dots (2)$$

Dimana,

$\dot{E}_L$ = erosion rate (mm/year)
 $\dot{E}_L$ = erosion rate (kg/m².s)
 ρ_t = Density of target material (kg/m³)
 C_{unit} = Unit conversion factor (m/s ~ mm/year)

2.3 Minimal Wall Thickness

Perhitungan *minimal wall thickness* digunakan untuk menentukan ketebalan minimum komponen perpipaan berdasar tekanan fluida yang mengalir dan nilai *allowable stress* yang dimiliki setiap material komponen perpipaan, mengacu pada *ASME B31.4 Pipeline Transportation Systems for Liquids and Slurries*, dengan persamaan sebagai berikut:

$$t = \frac{P \cdot D}{20 \cdot S(F.E.Sy)} \dots \dots \dots (3)$$

Dimana,

t = Ketebalan minimum pipa (mm)
 P = Tekanan desain internal (bar)

D = Diameter luar pipa (mm)
 S = Applicable allowable stress value (Mpa)
 S_y = Specified minimum yield stress (Mpa)
 F = Design factor (berdasar data sheet digunakan $F = 0,72$)
 E = Weld joint factor ($E=1$)

2.4 Lifetime

Perhitungan *lifetime* digunakan untuk menentukan ketahanan komponen perpipaan terhadap pengikisan dinding bagian dalam komponen perpipaan atau *erosion rate*, mengacu pada *API 570 Inspection, Repair, Alteration, and Rerating of In-Service Piping Systems*, dengan persamaan sebagai berikut:

$$Tr = (t_{acc} - t_m) / E_L$$

Dimana,

Tr = remant lifetime (years)
 t_{acc} = thickness actual (mm)
 t_m = thickness minimum (mm)
 E_L = erosion rate (mm/years)

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Hasil Perhitungan Erosion Rate

Dari perhitungan *erosion rate* menggunakan persamaan 1, didapatkan nilai *erosion rate* di setiap komponen perpipaan yang ditunjukkan pada Tabel 1.

Tabel 1. Nilai *Erosion Rate*

Equipment	Erosion Rate	Satuan
Pipa 4"	0,709	mm/year
Pipa 8"	0,005	mm/year
Elbow 4"	1,732	mm/year
Elbow 8"	0,008	mm/year
Gate Valve 8"	0,005	mm/year
Reducer 10" x 8"	0,006	mm/year

3.2 Hasil Perhitungan Laju Aliran Masa Hilang Per Satuan Luas

Dari hasil perhitungan *erosion rate* akan digunakan untuk menentukan laju aliran masa hilang per satuan luas menggunakan persamaan 2, didapatkan nilai laju aliran masa hilang per satuan luas di setiap komponen perpipaan yang ditunjukkan pada Tabel 2.

Tabel 2. Nilai Laju Aliran Masa Hilang Per Satuan Luas

Equipment	Laju Aliran Masa Hilang per Satuan Luas	Satuan
Pipa 4"	1,753E-07	kg/(m ²).s
Pipa 8"	1,281E-09	kg/(m ²).s
Elbow 4"	4,283E-07	kg/(m ²).s
Elbow 8"	1,951E-09	kg/(m ²).s
Gate Valve 8"	1,281E-09	kg/(m ²).s
Reducer 10"x8"	1,562E-09	kg/(m ²).s

3.3 Hasil Minimall Wall Thickness

Dari perhitungan *minimall wall thickness* menggunakan persamaan 3, didapatkan nilai *minimall wall thickness* setiap komponen perpipaan yang ditunjukkan pada Tabel 3.

Tabel 3. Nilai Minimall Wall Thickness

Equipment	Minimal Thickness	Satuan
Pipa 4"	2,569	mm
Pipa 8"	4,921	mm
Elbow 4"	2,569	mm
Elbow 8"	4,921	mm
Gate Valve 8"	4,921	mm
Reducer 10"x8"	6,137	mm

3.4 Hasil Lifetime

Dari hasil perhitungan *erosion rate* dan *minimall wall thickness* yang sudah didapat akan digunakan untuk menentukan *lifetime* komponen perpipaan menggunakan persamaan 4, didapatkan nilai *lifetime* setiap komponen perpipaanyang ditunjukkan pada Tabel 4.

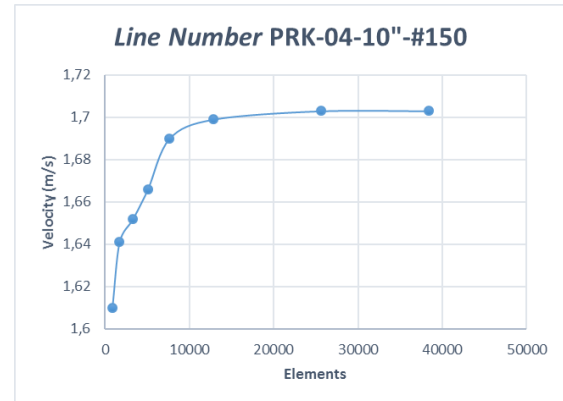
Tabel 4. Nilai Lifetime

Equipment	Lifetime	Satuan
Pipa 4"	5	years
Pipa 8"	619	years
Elbow 4"	2	years
Elbow 8"	407	years
Gate Valve 8"	619	years
Reducer 10"x8"	315	years

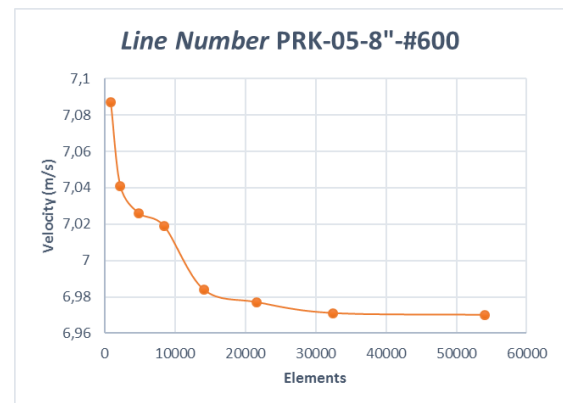
3.5 Grid Independency

Dari hasil pemodelan *computational fluid dynamics* dengan metode *discrete phase modelone-way coupling* didapat profil kecepatan yang akan digunakan untuk memvalidasi hasil dengan menggunakan titik koordinat untuk mendapatkan profil kecepatan dari setiap *meshing*. Setelah perbaikan *meshing* dan perubahan nilai profil kecepatan tidak melebihi 10% dan mendekati 0% dapat dianggap sudah mencapai kondisi *grid independency*. Didapatkan hubungan profil

kecepatan dengan *n-elements* yang dihasilkan dari perbaikan suatu *meshing* pada setiap line yang ditunjukkan pada Gambar 1 & Gambar 2.



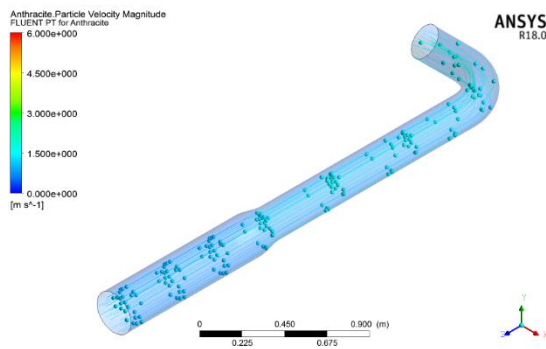
Gambar 1.Grid Independency 1



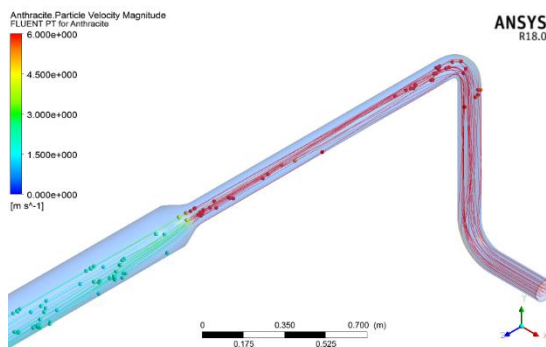
Gambar 2. Grid Independency 2

3.6 Particle Trajectory

Dari hasil pemodelan *computational fluid dynamics* dengan metode *discrete phase modelone-way coupling* yang sudah divalidasi menggunakan metode *grid independency* akan digunakan untuk menentukan daerah yang potensial terjadi erosi yang disebabkan tumbukan partikel yang terbawa aliran pada dinding komponen pipa, didapatkan lintasan partikel pada setiap *line number* yang ditunjukkan pada Gambar 1 & Gambar 2.



Gambar 3. Particle Trajectory PRK-04-10"-#150



Gambar 4. Particle Trajectory PRK-04-8"-#600

4. KESIMPULAN

Hasil dari pembahasan dan analisa yang telah dilakukan ini dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Dari hasil perhitungan laju erosi mengacu pada DNV RP 0501-2015, dapat diambil kesimpulan bahwa material dengan ukuran 4" akan mengalami pengurangan ketebalan paling signifikan akibat erosi. Pada pipa ukuran 4" akan mengalami erosi sebesar 0,709 mm per tahunnya, dan untuk elbow ukuran 4" akan mengalami erosi sebesar 1,731 mm per tahunnya. Sedangkan untuk material pipa 8", elbow 8", gate valve 8" dan reducer 10"x8" masing-masing akan mengalami erosi sebesar 0,0052 mm/tahun, 0,0079 mm/tahun, 0,0052 mm/tahun dan 0,020 mm/tahun.
2. Dari hasil perhitungan laju erosi akan didapat laju aliran masa yang hilang per satuan luasnya, dapat diambil kesimpulan bahwa material dengan ukuran 4" akan didapati nilai laju aliran masanya yang hilang paling signifikan. Pada pipa ukuran 4" akan didapati laju aliran masa yang hilang per satuan luasnya sebesar 1,753E-07 kg/m².s, dan untuk elbow ukuran 4" akan didapati laju aliran masa yang hilang per satuan luasnya sebesar 4,283E-07 kg/m².s. Sedangkan untuk material pipa 8", elbow 8", gate valve 8" dan reducer 10"x8" masing-masing akan

didapati nilai laju aliran masa yang hilang per satuan luasnya sebesar 1,281E-09 kg/m².s, 1,951E-09 kg/m².s, 1,281E-09 kg/m².s dan 5,103E-09 kg/m².s. 3. Dari hasil simulasi menggunakan metode *one-way coupling* menunjukkan bahwa lintasan partikel akan mengikuti lintasan dari fluida yang mengalir, akan tetapi ketika mengalami perubahan bentuk geometri semisal *elbow*, partikel tidak mengikuti fluida yang mengalir akan tetapi menabrak dinding *elbow*. Sehingga pada komponen berukuran 4" dengan kecepatan diatas dari batasan yang dianjurkan dapat disimpulkan adalah daerah yang potensial terhadap erosi.

4. Dari hasil perhitungan *lifetime* mengacu pada API 570, dapat diambil kesimpulan bahwa material dengan ukuran 4" akan memiliki *lifetime* paling singkat akibat erosi. Pada pipa ukuran 4" akan memiliki *lifetime* sebesar 5 tahun, dan untuk elbow ukuran 4" akan memiliki *lifetime* sebesar 2 tahun. Sedangkan untuk material pipa 8", elbow 8", gate valve 8" dan reducer 10"x8" masing-masing akan memiliki *lifetime* sebesar 619 tahun, 406 tahun, 619 tahun dan 96 tahun.

5. DAFTAR NOTASI

$\dot{E}_L$ = Erosion rate (m/s)

$\dot{m}_p$ = Mass flow of sand (kg/s)

K = Material constant [(m/s)⁻ⁿ]

U_p = Particle impact velocity (m/s)

$F(\alpha)$ = Function characterising ductility of the material (-)

P_t = Density of target material (kg/m³)

$\dot{E}_L$ = erosion rate (kg/m².s)

A_t = Area exposed to erosion (m²)

ρ_t = Density of target material (kg/m³)

Cunit = Unit conversion factor (m/s ~ mm/year)

t = Ketebalan minimum pipa (mm)

P = Tekanan desain internal (bar)

D = Diameter luar pipa (mm)

S = Allowable stress value (Mpa)

S_y = Specified minimum yield stress (Mpa)

F = Design factor

E = Weld joint factor (E=1)

T_r = remant lifetime (years)

t_{acc} = thickness actual (mm)
 t_m = thickness minimum (mm)

6. DAFTAR PUSTAKA

1. Abdulla, Akar. 2011. *Estimating Erosion in Oil and Gas Pipeline Due to Sand Presence*. Sweden. Blekinge Institute of Technology.
2. ANSYS Inc. 2013. *ANSYS Fluent User's Guide*. ANSYS Inc. Canomburgs.
2. API. 2000. *API 570, Piping Inspection Code: In-Service Inspection, Rating, Repair and Alteration of Piping Systems*. American Petroleum Institute. Washington DC.
3. API. 2000. *API RP 14E, Recommended Practice for Design and Installation of Offshore Production Platform Piping Systems*. American Petroleum Institute. Washington DC.
4. ASME. 2012. *ASME B31.4, Pipeline Transportation Systems for Liquids and Slurries*. The American Society of Mechanical Engineer. U.S.A.
5. DNV-GL. 2015. *DNV-GL RP-O501, Recommended Practice Erosive Wear in Piping Systems*. Amoco Norway Oil Company. Norway.
6. Eissa Mohyaldin, Mysara. 2013. *Evaluation of Different Modelling Methods Used for Erosion Prediction*. Shanghai Section. NACE Internasional Conference.
7. Parisher, Roy A. (2002). *Pipe Drafting and Design Second Edition*. Boston: Butterworth-Heinemann.
8. Tahara, Haruo. 2000. *Pompa dan Kompresor Pemilihan, Pemakaian dan Pemeliharaan*. Jakarta. PT. Pradnya Paramita.
9. Wang, Haidong. 2011. *Analyzing Grid Independency and Numerical Viscosity of Computational Fluid Dynamics for Indoor Environment Applications*. Colorado. University of Colorado.

ANALISA VIBRASI PADA PIPA OCC LINE VOITH GROUP PULP SUSPENSION AREA OCM 03 DARI HYDRO MENUJU CYCLONE

Prodi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan
Negeri Surabaya

Herdiana Kristi ^{1*}, Adi Wirawan Husodo ², Priyo Agus Setiawan ²

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*}

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia²

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia³

Email: herdianakristippns@gmail.com^{1*}; adi_wirawan@ppns.ac.id^{2*}; priyo_ppns@yahoo.com^{3*};

Abstrak- Sistem perpipaan yang terhubung dengan *rotating equipment* erat hubungannya dengan vibrasi yang contohnya *mechanical vibration* akibat pompa atau equipment lain yang bergerak dan menimbulkan getaran, yang lain adalah *flow induced vibration* akibat adanya turbulensi aliran dalam perpipaan. Pada penelitian ini dilakukan analisa getaran pada sistem perpipaan dengan melibatkan analisa getaran mekanis meliputi frekuensi natural, penentuan nilai damping, respon kecepatan aktual dan perhitungan berdasarkan standar ISO Severity 10816-3 serta analisa *flow induced vibration* berupa analisa visualisasi induksi dan turbulensi titik-titik kebocoran dimodelkan menggunakan ANSYS 17.2, frekuensi FIV, kriteria frekuensi aman berdasarkan *Energy Institute Standart*.

Kata Kunci :CFD, *Flow Induced Vibration*, *Mechanical Vibration*, *Vibration*

1. PENDAHULUAN

Kebocoran berulang di beberapa titik jalur OCM 03 terjadi dengan getaran yang melebihi ambang batas *ISO Severity*. Getaran pada sistem perpipaan dapat terjadi karena berbagai sumber. Getaran dapat disebabkan karena pulsasi pompa (*rotating equipment*) dan adanya induksi aliran fluida dalam pipa. Ketika frekuensi alami sama dengan atau mendekati frekuensi eksitasi, maka akan terjadi resonansi yang dapat menyebabkan kerusakan pada pipa (Wu, et al., 2014). Tingginya pulsasi dan turbulensi aliran fluida pada pipa akan mengakibatkan *stress cycle* yang berujung pada *fatigue*. Pada penelitian ini dilakukan analisa getaran mekanis berupa respon kecepatan dan damping serta analisa FIV dengan ANSYS, dan frekuensi yang aman berdasarkan *Energy Institute Standart*.

2. METODOLOGI

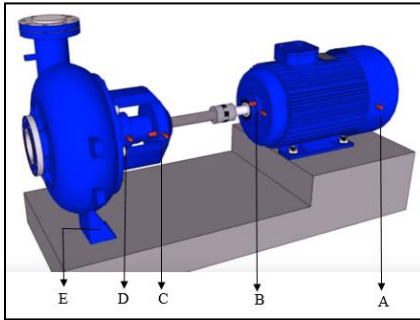
2.1. Prosedur Penelitian

Desain eksisting *OCcline voith group OCM 03* merupakan sistem perpipaan dari *discharge pump* dengan power 140 KW menuju *cyclone*. Keluaran *discharge* pompa jalur tersebut menggunakan *expander* pipa 6 inch ke 12 inch material *stainless steel 304* mengalirkan fluida *pulp suspension* dengan campuran air 97% dan pulp 3,3% dengan *operating temperatur* 75°C dan desain *pressure* 16 bar. Analisa getaran pada pipa *OCC line OCM 03* meliputi metode *mechanical vibration* yaitu analisa frekuensi alami, analisa damping, analisa respon kecepatan aktual, serta metode *flow induced vibration* dengan analisa visualisai induksi aliran pada ANSYS dan perhitungan frekuensi.

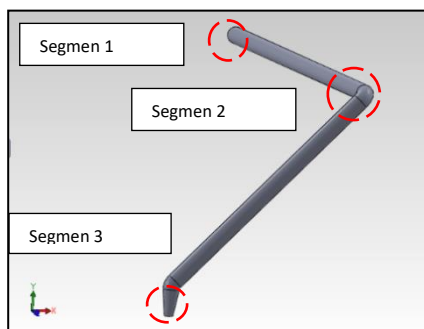
2.2. Vibration Measurement

Dilakukan pengukuran getaran pada tiap-tiap metode yaitu getaran mekanis dengan pengukuran respon kecepatan pada titik-titik pompa yang telah ditentukan. Pengukuran di beberapa segmen pada jalur perpipaan OCM 03 dilakukan berdasarkan area yang sering mengalami kebocoran berulang.

Vibration measurement dapat dilihat pada Gambar 1 dan 2 sebagai berikut.



Gambar 1. Pengukuran titik getaran pompa OCM 03



Gambar 2. Pengukuran getaran pada pipa OCC line OCM 03

2.3. Frekuensi Alami

$$k = \frac{3EI}{l^3} \quad (1)$$

Persamaan (1) menunjukkan persamaan koefisien stiffness. Dimana k merupakan *stiffness coefficient* (N/m), E merupakan modulus elastisitas (N/m²), I merupakan momen inersia (m⁴), dan l merupakan *length* atau panjang shaft (m)

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2)$$

Persamaan (2) menunjukkan persamaan frekuensi natural. Dimana ω_n merupakan frekuensi natural (Hz), k merupakan koefisien kekakuan (N/m), m merupakan massa pompa (kg).

Penentuan frekuensi alami *mechanical vibration* yang diizinkan mengacu pada *Energy Institute Standard (Guidelines for the Avoidance of Vibration Induced Fatigue Failure in Process Pipework)*. Di dalam *Energy Institute Standard* mengenai frekuensi alami, untuk memastikan sebuah sistem perpipaan tidak mengalami resonansi, nilai frekuensi alami suatu sistem perpipaan harus $\pm 20\%$ dari nilai frekuensi eksitasi.

2.4. Nilai Damping

Penentuan damping atau peredam pompa dengan menggunakan *viscoelastic damper* berupa

natural rubber berdasarkan penelitian “A Procedure for the Parametric Identification of Viscoelastic Dampers Accounting a Preload” dengan 3 variasi *hardness* ditunjukkan pada Tabel 1 berikut.

Tabel 6. Nilai damping factor natural rubber

Preload - 10% of strain	
Rubber Hardness	Damping Factor (ζ)
Soft – 25 shore	0,77
Medium – 33 shore	0,75
Hard – 48 shore	0,27

$$c = \zeta \times cc \quad (3)$$

Persamaan (3) menunjukkan persamaan koefisien damping. Dimana c merupakan *damping coefficient* (Ns/m), ζ merupakan *damping factor*, cc merupakan *critical damping* (Ns/m).

2.5. Respon Kecepatan

$$\dot{x}(t) = A e^{-\zeta \omega_n t} \cos(\omega_d t - \phi) + A \cos(\omega_t - \phi) \quad (4)$$

Persamaan (4) menunjukkan respon kecepatan. Dimana $\dot{x}(t)$ merupakan respon kecepatan terhadap fungsi waktu (mm/s RMS), A merupakan amplitudo (m), ζ merupakan *damping factor*, ω_n merupakan frekuensi natural (Hz), ω_d merupakan frekuensi setelah pemberian *damping* (Hz), t merupakan waktu (sekon), ϕ merupakan *phase angel of respons* (°), ω_t merupakan frekuensi eksitasi (Hz).

2.6. Mean Velocity FIV

Penentuan *mean velocity* aliran turbulen dari hasil pemodelan dalam ANSYS yang bervariasi mengacu pada referensi *Fox and Mc Donald's- Fluid and Mechanics 8th edition*.

$$\frac{\bar{u}}{U} = \left(\frac{y}{R}\right)^{1/n} \quad (5)$$

Persamaan (5) menunjukkan persamaan *mean velocity* pada analisis *flow induced vibration*. Dimana $\bar{u}$ merupakan kecepatan rata-rata (m/s), U merupakan *centerline velocity* (m/s), R merupakan *radius* besar pipa (m), n merupakan variasi eksponen *power-law*.

2.7. Frekuensi FIV

$$fs = St \frac{u}{D} \quad (6)$$

Persamaan (6) menunjukkan persamaan frekuensi *flow induced vibration*. Dimana fs merupakan frekuensi FIV(Hz), St merupakan *strouhal number*, u merupakan kecepatan rata-rata (m/s), D merupakan diameter pipa (m).

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.3. Frekuensi Natural

Nilai frekuensi natural dapat dihitung dengan menggunakan rumus (2) yang terlebih dahulu menentukan nilai koefisien *stiffness* dan momen inersia *shaft* pompa. Koefisien *stiffness* menggunakan perhitungan dengan arah gerak

3.4. Damping

Tabel 3. Hasil perhitungan nilai *damping*

Rubber Hardness	Damping factor	Damping coefficient (Ns/m)
Soft-25	0,077	3160,9137
Medium-33	0,075	3203,6288
Hard-45	0,027	1153,3063

3.5. Respon Kecepatan

Tabel 4. Hasil perhitungan respon kecepatan

Notasi	Parameter	Nilai	Satuan
A	Amplitudo	0,0098171	m
ζ	Koefisien damping	0,027	
ω_n	Frekuensi natural	83,9	Hz
ω_t	Frekuensi eksitasi	50	Hz
ω_d	Frekuensi <i>damping</i>	83,87	Hz
t	Time (waktu)	1	se
ϕ	Beda fase	6,313	°
$\dot{x}(t)$	Respon kecepatan	0,7754	mm/s

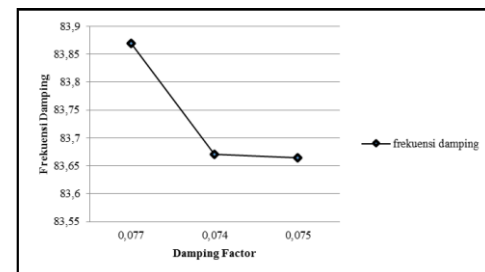
Dengan perhitungan respon kecepatan setelah diberi peredam menunjukkan respon kecepatan dengan nilai 0,7554 mm/s RMS. Perbandingan apabila menggunakan *damping*, dihasilkan respon kecepatan getaran yang lebih aman sesuai ISO Severity Chart 10816-3 dibandingkan data getaran aktual tanpa *damping* dengan rata-rata respon kecepatan 3,6 mm/s RMS yang masuk dalam kriteria *damage*.

menuju pusat bumi sesuai dengan arah gerak getar pompa.

Tabel 2. Hasil perhitungan nilai frekuensi natural

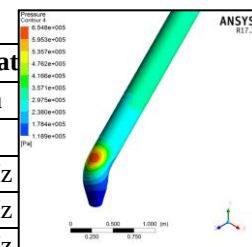
Notasi	Parameter	Nilai	Satuan
I	Momen inersia <i>shaft</i> pompa	$8,7579 \times 10^{-7}$	m ⁴
k	Koefisien <i>stiffness</i>	2534132,781	N/m
ω_n	Frekuensi natural	83,900	Hz
ω_t	Frekuensi eksitasi	50	Hz

Kriteria penerimaan terpenuhi, yaitu nilai frekuensi eksitasi tidak boleh melebihi $\pm 20\%$ atau dengan minimal 40 Hz dan maksimal 60 Hz dari nilai frekuensi natural, tidak terjadi resonansi.

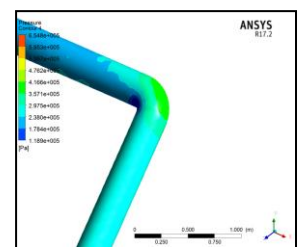


Gambar 3. Pengaruh *Damping Factor* terhadap Frekuensi *Damping*

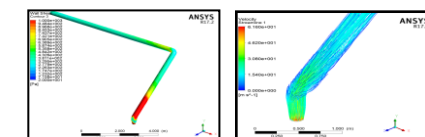
3.6. Analisa Induksi Flow Induced Vibration



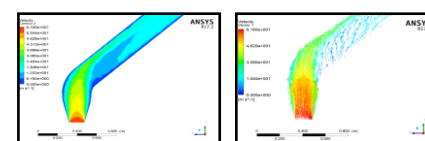
Gambar 4. Contour pressure segmen 1



Gambar 5. Contour pressure segmen 1



Gambar 6. Shear wall stress OCM 03 pipe



Gambar 7. Streamline di segmen 1 pipe

Gambar 4. dan 5. menunjukkan hasil komputasi ANSYS berupa kontur tekanan di segmen 1 dan segmen 2 yang kerap mengalami kebocoran. Gambar 6. menunjukkan kontur shear wall stress di sepanjang pipa OCC line OCM 03. Hasil pemodelan dan *result contour* menunjukkan bahwa adanya tekanan yang tinggi pada tiap belokan segmen 1 dan 2. Selain itu *contour result shear wall stress* yang tinggi dikarenakan *stress cycle* yang tinggi dan menyebabkan hipotesa *fatigue*. Gambar 9. menunjukkan bahwa vector velocity pada segmen 1 yang arah alirannya tegak lurus dengan kecepatan tinggi menabrak dinding dari *expander* dan belokan 45° memungkinkan terjadinya keretakan sambungan las pada daerah tersebut. Hal ini membuktikan hipotesa bahwa kebocoran yang terjadi dikarenakan adanya *stress cycle* dan pulsasi yang tinggi sehingga menyebabkan *fatigue* dan kerusakan pada beberapa titik pipa OCM 03.

3.7. Frekuensi FIV.

Tabel 5. Perhitungan frekuensi FIV

Notasi	Parameter	Nilai	Satuan
F	Frekuensi FIV	55,6638	Hz
St	<i>Strouhal number</i>	0,2	
U	<i>mean velocity</i>	44,7203	m/s
D	Diameter pipa	0,16068	m

Tabel 6. Kriteria *vibration level* status pipa OCM 03

Node	Lokasi	Kecepatan (mm/s RMS)	Frekuensi (Hz)	Kriteria
Segmen 1	Reducer 6" menuju 12" terhadap elbow 45° piping connection	18,14	55,6638 Hz	Concern
Segmen 2	12" Elbow 90°	13,1	55,6638 Hz	Concern
Segmen 3	Ujung OCM 03 menuju cyclone	6,26	55,6638 Hz	Acceptable

Nilai frekuensi FIV dibandingkan dengan berbagai nilai respon kecepatan getaran pada beberapa titik kebocoran akan mendapatkan kriteria tersendiri sesuai *EI Guidelines vibration level* yang diijinkan. Segmen 1, dan 2 dengan kecepatan cukup tinggi menghasilkan kriteria *concern*. Segmen 3 dengan

nilai kecepatan yang cenderung rendah menghasilkan kriteria *acceptable*.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan penelitian “Analisa Vibrasi pada Pipa OCC Line Voith Group Pulp Suspension Area OCM 03 dari Hydro menuju Cyclone” yang telah dilakukan didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

1. Hasil perhitungan frekuensi natural sebesar 83,9 Hz, dan frekuensi eksitasi sebesar 50 Hz sehingga dalam sistem tersebut tidak mengalami resonansi. Pemberian damper dengan nilai *factor damping* yang berbeda menghasilkan frekuensi yang berbeda pula yaitu sebesar 83,66 Hz, 83,76 Hz, dan 83,87 Hz
2. Analisa *damping* yang tepat menggunakan *viscoelastic rubber* berupa *natural rubber* dengan jenis ketebalan dan *hardness* yang berbeda. Analisa respon kecepatan getaran menunjukkan hasil respon yang lebih baik jika diberi peredam. Hasil perhitungan respon kecepatan setelah diberi peredam pun masuk dalam kriteria aman sesuai ISO-Severity 10816-3
3. Pemodelan *Flow Induced Vibration* dengan menggunakan software ANSYS dibedakan menjadi 4 berdasarkan ukuran *meshing* dan menunjukkan semakin kecil *node cells* maka *meshing* semakin baik. Hasil analisa visualisasi berupa kontur *pressure*, kontur dari *velocity* disepanjang pipa, visualisasi *stream velocity magnitude* berupa garis-garis aliran, serta *vertex velocity* pada bagian yang sangat sering mengalami kebocoran yaitu sambungan *reducer* 6" to 12" dengan *elbow* 45° yang terlihat, sehingga dapat disimpulkan fluktuasi aliran yang terlihat dalam hasil *vertex* menjadi penyebab terjadinya kebocoran di daerah tersebut dan memungkinkan terjadinya *fatigue*.
4. Sesuai standart DNV-RP-D101 Appendix A, didapatkan frekuensi *vortex-shedding* sebesar 55 Hz. Hasil kriteria frekuensi menurut *Energy Institute Guideline* dengan kecepatan yang berbeda pada titik kritis kebocoran pipa OCM 03 masuk dalam kriteria “concern” dan “acceptable”.

5. DAFTAR NOTASI

- k = *coefficient stiffness*, (in)
 E = modulus elastisitas (N/m²)
 I = momen inersia (m⁴)
 l = *length of shaft* (m)
 ω_n = frekuensi natural (Hz)
 m = massa pompa (kg)
 ω_t = frekuensi eksitasi (Hz)

c = koefisien *damping* (Ns/m)
 ζ = *damping factor*
 c_c = *critical damping* (Ns/m)
 $\dot{x}(t)$ = respon kecepatan getaran (mm/s RMS)
 A = amplitudo (m)
 ω_d = frekuensi setelah pemberian *damping* (Hz)
 t = waktu (sekon)
 ϕ = *phase angel of respons* (^{0})
 $\bar{u}$ = kecepatan rata-rata (m/s)
 U = *centerline velocity* (m/s)
 R = *radius besar pipa* (m)
 n = variasi eksponen *power-law*
 f_s = frekuensi FIV (Hz)
 St = *strouhal number*
 D = *diameter pipa* (m)

12. *Journal of Engineering Science and Technology*, Vol. 11, No. 3 (2016) 362 – 382
13. 7. *Vibration Pen Plus*. 2004. *Overall Vibration and Acceleration Enveloping*. CM2081. SKF Realibility System

9. DAFTAR PUSTAKA

1. Azizian, Reza (RA) dan Torrado, Paolo (PT). 2016. *A Practical Approach to Mitigate the Excessive Vibration of A Piping System Subjected to Flow-Induced Excitation*. Proceedings of the ASME 2016 PVP Pressure Vessels& Piping Conference, PVP2016-63088.
2. DNV-RP-D101 Appendix A. 2008. *Structural Analysis of Piping Systems*.
3. Energy Institute. 2008. *Guidelines for the Avoidance of Vibration Induced Fatigue Failure in Process Pipework*. London.
10. 4. Neto, Fransisco Paulo Lepore dan dos Santos, Marcelo Braga. 2011. *A Procedure for the Parametric Identification of Viscoelastic Dampers Accounting for Preload*. ACBM, Vol. XXXIII, No. 5. Brazil,
- Pritchard, Philip J. 2011. *Fox and Mc Donald's Introduction to Fluid and Mechanics 8th Edition*. ISBN-13 9780470547557.
11. 6. Siba, M., Wanmahmood dan M., Zaki Nuawi, M. 2016. *Flow-Induced Vibration in Pipes: Challengess and Solutions – A Review*.

ANALISA PENGARUH *FLOW INDUCED TURBULENCE* (FIT) TERHADAP TEGANGAN PIPA DARI *FEED WATER PUMP DISCHARGE* (16212-U2011) MENUJU *LINE HEADER PADARECOVERY BOILER*

**Prodi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik
Perkapalan Negeri Surabaya**

Ika Yunita¹, M. Anis Mustaghfirin², Priyo Agus Setiawan³

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*}

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia²

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia³

***E-mail:** yunitaika33@gmail.com¹, mustaghfirin@gmail.com², priyo_ppns@yahoo.com³

Abstrak- Sistem perpipaan yang terhubung dengan pompa memiliki pengaruh yang besar terhadap tegangan di sepanjang jalur pipa. Hal tersebut disebabkan oleh adanya vibrasi, terutama vibrasi akibat operasional pompa dan *flow induced turbulence* (FIT). Objek pada tugas akhir ini adalah pipa dari *feed water pump discharge* menuju *line header* pada sebuah *recovery boiler* perusahaan *pulp and paper*. Analisa FIT perlu dilakukan untuk mengetahui seberapa besar resiko terjadinya *flow induced vibration* (FIV). Analisa dan pemodelan pada Tugas Akhir ini dilakukan dengan menggunakan *software* ANSYS 18.0. Analisa aliran fluida dengan menggunakan ANSYS Fluent, ANSYS *Static Structure* untuk analisa tegangan statik pipa dan ANSYS *Modal* untuk mengetahui nilai frekuensi alami pada pipa. Hasil tegangan dari ANSYS berupa tegangan von mises. Berdasarkan perhitungan yang dilakukan, diperoleh hasil tegangan von mises maksimum dari hasil pemodelan *software* ANSYS sebesar 13617,01 Psi. Nilai tersebut masih dalam batas yang diijinkan berdasarkan ASME B31.3 yaitu sebesar 20015,20 Psi. Desain perpipaan tersebut memiliki nilai frekuensi alami terkecil sebesar 14,11 Hz. Nilai frekuensi alami tersebut memenuhi batas izin berdasarkan standar DNV-RP-D101, yaitu tidak kurang dari 4-5 Hz. Sehingga, hasil analisa tegangan dan frekuensi alami pada pipa dapat diterima dan tidak diperlukan penambahan atau pergeseran posisi *support*.

Kata kunci: ANSYS 18.0, *flow induced turbulence*, frekuensi alami, *modal analysis*, tegangan pipa.

1. PENDAHULUAN

Vibrasi merupakan permasalahan yang sering terjadi pada sistem perpipaan. Ada beberapa macam sumber vibrasi, diantaranya akibat *flow induced turbulence*, aliran dua fase, pulsasi, fluida transient dan rotasi mesin. Penelitian pada Tugas Akhir ini akan membahas salah satu sumber vibrasi yaitu *flow induced turbulence* (FIT). Objek pada tugas akhir ini adalah pipa dari *feed water*

pump discharge menuju *line header* pada sebuah *recovery boiler* perusahaan *pulp and paper*. *Operational pressure* pada *discharge* pompa tersebut mencapai 120 barg, *temperature* 145°C. Terdapat 6 *typical feed water pump* pada *recovery boiler* tersebut, dari *discharge* 6 pompa tersebut terhubung pada satu *main header feed water*. Pada penelitian hanya dilakukan analisa terhadap salah satu pipa *discharge* dari *feed water pump* tersebut. Tingginya nilai *velocity* aliran

berbanding lurus dengan meningkatnya nilai *Reynolds*. Besarnya nilai *Reynolds* mempengaruhi jenis aliran fluida, semakin tinggi nilai *Reynolds* (>4000) maka fluida akan beraliran turbulen. FIT menyebabkan getaran pada fluida yang mengalir dalam pipa atau yang disebut dengan *flow induced vibration* (FIV).

Tugas Akhir ini akan membahas mengenai pengaruh FIT terhadap resiko terjadinya FIV. Vibrasi yang dihasilkan oleh aliran fluida tersebut mempengaruhi tegangan yang bekerja pada pipa tersebut. Tegangan yang terjadi dari bentangan pipa yang merupakan resonansi dari vibrasi secara langsung berbanding lurus dengan amplitudo vibrasi maksimum (*displacement, velocity, acceleration*) dari bentangan pipa. Dalam memutuskan apakah pengukuran vibrasi dari *piping system* bersifat *acceptable*, maka tegangan yang disebabkan oleh vibrasi harus dibandingkan dengan limitasi daya tahan (*endurance*) material pipa yang digunakan. Selain itu analisa juga dilakukan terhadap frekuensi alami yang dimiliki sistem perpipaan tersebut. Analisa pada tugas akhir ini dilakukan menggunakan bantuan software ANSYS 18.0 dengan ANSYS Fluent untuk pemodelan aliran fluida, ANSYS Static Structure untuk mengetahui besar tegangan pada pipa dan ANSYS Modal untuk mengetahui nilai frekuensi alami pipa.

3. METODOLOGI

3.1 Prosedur Penelitian

Prosedur penelitian ini berisi tentang analisa fase dan jenis aliran fluida yang mengalir dalam pipa. Perhitungan *dynamic pressure* dilakukan untuk mengetahui seberapa besar resiko terjadinya *flow induced vibration* yang mempengaruhi tegangan di sepanjang pipa. Pemodelan aliran fluida dilakukan dengan menggunakan ANSYS Fluent. Selanjutnya pressure yang didapat dari pemodelan ANSYS Fluent diinput pada ANSYS *Static Structure* untuk mendapatkan besar tegangan pada pipa yang kemudian dievaluasi menggunakan ASME B31.3. Untuk perhitungan frekuensi alami dilakukan dengan menggunakan ANSYS Modal.

2.2 Calculation

5. Reynold number

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{VD}{\nu}$$

(2.1)

6. Fraksi uap

$$X = \frac{h - h_f}{\Delta h_{fg}}$$

(2.2)

7. Dynamic pressure

$$\text{Dynamic pressure} = \rho \times v^2$$

(2.3)

Tabel 1. Risk of Flow Induced Vibration

DYNAMIC PRESSURE	RISK OF FIT-RELATED PIPING VIBRATION
< 5000 kg/m-s ²	Low
< 20,000 kg/m-s ²	Medium
=> 20,000 kg/m-s ²	High

2.4 Simulasi Aliran Menggunakan ANSYS

Fluent

Analisa aliran fluida dari pemodelan jalur pipa dilakukan dengan menggunakan *software* ANSYS Fluent. Sebelumnya mengoperasikan ANSYS Fluent, pemodelan jalur pipa dilakukan dengan menggunakan *software space claim*. ANSYS Fluent dapat mengeluarkan output mulai dari pressure fluida ke segala arah maupun resultannya, sebaran kecepatan fluida dan besar nilai Reynold.

2.5 Simulasi Kekuatan Pipa Menggunakan

ANSYS Static Structure

Setelah diperoleh hasil dari ANSYS Fluent, dilanjutkan dengan melakukan pemodelan static structure. Pada analisa ini data yang diinput berupa nilai sebaran gaya (*force*) yang dihasilkan dari ANSYS Fluent pada model di ANSYS static structure. Static structure akan menunjukkan besar nilai tegangan sistem dalam bentuk tegangan von mises.

2.6 Simulasi Frekuensi Alami Menggunakan

ANSYS Modal

Tahap terakhir dari simulasi dengan menggunakan *software* ANSYS yaitu perhitungan nilai frekuensi alami pipa dengan menggunakan ANSYS Modal.

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Perhitungan

1. Reynold number

Berdasarkan perhitungan nilai reynold pada pipa discharge pompa 16212-U2011, diperoleh hasil nilai Reynold sebesar $5,1 \times 10^6$. Berdasarkan hasil tersebut menunjukkan bahwa $Re > 4000$ sehingga fluida bealiran turbulen.

2. Fraksi uap

Berdasarkan data fluida air dengan temperature 145°C dan pressure sebesar 120barg, maka diperoleh hasil sebagai berikut:

$$\begin{aligned} h &= 618,162 \text{ kJ/kg} \\ h_f &= 610,694 \text{ kJ/kg} \\ h_g &= 2739,796 \text{ kJ/kg} \\ h > h_f < h_g &= \text{Terbentuk 2 fase.} \end{aligned}$$

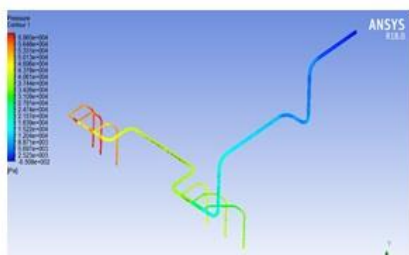
Sehingga diperoleh nilai fraksi uap (X) sebesar 0,35% dan fraksi liquid sebesar 99,65%.

3. Dynamic pressure

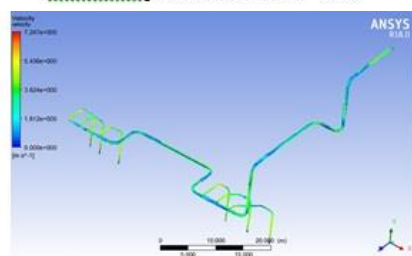
Berdasarkan Tabel 1. dengan hasil perhitungan nilai dynamic pressure sebesar $2,14 \times 10^4 \text{ Pa}$, maka aliran fluida memberikan resiko yang tinggi terhadap terjadinya vibrasi pada pipa.

3.2 Hasil Pemodelan ANSYS Fluent

Untuk mengetahui hasil pemodelan ANSYS Fluent dapat dilihat pada gambar 1 dan 2.



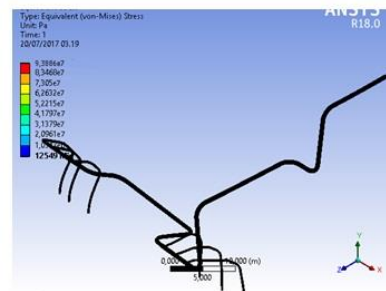
Gambar 1. pressure Contour wall



Gambar 2. Streamline colored by velocity

3.3 Hasil Pemodelan ANSYS Static Structure

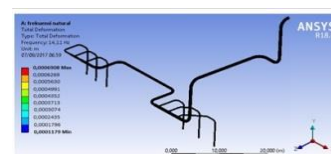
Untuk analisa kekuatan pipa terutama pada *feed water pump discharge* menuju *line header* digunakan satu model struktur dengan input beban *pressure* yang berbeda sesuai dengan hasil output ANSYS Fluent dan dari hasil output didapatkan bahwa tegangan von mises maksimum 13617,01 Psi. Nilai tersebut masih masih dalam batas yang diijinkan berdasarkan ASME B31.3 (Table A-1M *Basic Allowable Stresses in Tension for Metals*, ASME B31.3) yaitu sebesar 20015,2 Psi.



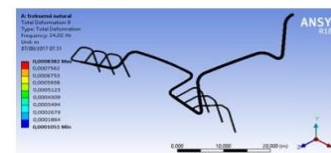
Gambar 3. Equivalent (von mises) stress

3.4 Hasil Pemodelan ANSYS Static Structure

Desain perpipaan tersebut memiliki nilai frekuensi alami terkecil sebesar 14,11 Hz.



Gambar 4. Minimum frekuensi alami



Gambar 5. Maksimum frekuensi alami

Nilai frekuensi alami tersebut memenuhi batas izin berdasarkan standar DNV-RP-D101, yaitu tidak kurang dari 4-5Hz. Dengan demikian, hasil analisa frekuensi alami pada *feed water pump discharge* dapat diterima.

Tabel 3. Hasil nilai frekuensi alami

Nilai	Max.	Min.	Satuan
Fn	24,02	14,11	Hz

4. KESIMPULAN

Hasil dari pembahasan dan analisa yang telah dilakukan dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. fluida dalam pipa *feed water pump discharge* menuju *line header* berjenis aliran turbulen dengan fraksi liquid sebesar 99,65% dan 0,35% adalah vapour.
2. kriteria *dynamic pressure* dari hasil perhitungan diperoleh nilai sebesar 2,14 Pa, dari nilai tersebut dapat disimpulkan bahwa berdasarkan Tabel 1.
3. aliran fluida memberikan resiko yang tinggi terhadap terjadinya vibrasi pada pipa.
4. Nilai tegangan von mises maksimum sebesar 13617,01 Psi. Nilai tersebut masih dalam batas yang diijinkan berdasarkan ASME B31.3 (Table A-1M *Basic Allowable Stresses in Tension for Metals*, ASME B31.3) yaitu sebesar 20015,206 Psi.
5. Desain sistem perpipaan tersebut memiliki nilai frekuensi alami terkecil sebesar 14,11 Hz. Nilai frekuensi alam

tersebut memenuhi batas izi berdasarkan standard DNV-RP-D101, yaitu tidak kurang dari 4-5 Hz.

6. Hasil dari tegangan maksimum dan frekuensi alami masih berada dibawah nilai *allowable*, sehingga desain perpipaan dari *feed water pump discharge* menuju header diterima dan tidak membutuhkan penambahan maupun pergeseran letak *support*.

8. UCAPAN TERIMAKASIH

Penulis menyadari dalam penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa syukur dan terimakasih kepada:

1. Allah SWT, Tuhan Yang Maha Esa yang telah memberikan rahmat, hidayah, kemudahan dan rizki yang berlimpah kepada penulis.
2. Kedua orang tua, Bapak Haryono dan Ibu Mistini yang selalu memberikan dukungan dan doa yang berlimpah kepada penulis.
3. Bapak Dr. M. Anis Mustaghfirin, ST., MT dan Bapak Priyo Agus Setiawan, ST., MT selaku Dosen Pembimbing I dan Pembimbing II yang telah memberikan bimbingan ilmu, waktu dan kesabaran dalam mengarahkan dan memberi nasihat kepada penulis.
4. Rekan-rekan seperjuangan Teknik Perpipaan 2013 yang memberikan banyak bantuan, dan dukungan.

9. DAFTAR NOTASI

Re = bilangan Reynold (tak berdimensi)
V = kecepatan rata-rata (m/s)
D = diameter pipa (m)
v = viskositas kinematik (m²/s)
h = entalpi uap basah
X = faktor kebasahan (%) menyatakan persentase uap

hg = entalpi uap pada temperatur fluida tertentu (kJ/kg)
hf = entalpi cair (kJ/kg)
hfg = entalpi perubahan dari cair ke gas (kJ/kg)
ρ = massa jenis fluida (kg/m³)

10. DAFTAR PUSTAKA

- ASME. (2012). ASME B31.3 Process Piping, ASME Code for Pressure Piping, B31, The American Society of Mechanical Engineer, U.S.A.
- Chamsudi. (2005). Diktat - Pipe Stress Analysis. PT. Rekayasa Industri, Jakarta.
- COADE. (1998). Pipe Stress Analysis Seminar Notes. COADE, Inc., Houston
- Cowling, Jim. (2016). Acoustic and Turbulence/Flow Induced Vibration in Piping Systems. International Conference of A Real Problem for LNG Facilities. 11-15 April, Perth Australia.
- DNV-RP-D101. (2008). Structural Analysis of Piping Systems . Havik, Norway : s.n., 2008.
- Kannappan, Sam. 1985. Introduction To Pipe Stress Analysis. A Wiley-Interscience Publication, Knoxville.
- Sunil Kumar Shetty dan Raghunandana K. (2014). Vibration Analysis of a Piping Systems Attached With Pumps and Subjected to Resonance. s.l. : International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, 2014. Vol. IV. ISSN 2250-2459.
- Wachel, J.C, Morton, Scott. J, Atkins, Keneth. E, (1990). Piping Vibration Analysis Proceedings of The

DESAIN JALUR PIPA UNTUK PEMANFAATAN COKE OVEN GAS PADA PROYEK *BLAST FURNACE* PT. KRAKATAU STEEL

**Prodi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan
Negeri Surabaya**

Mukhamad Angga Setiawan ^{1*}, R. Dimas Endro Witjonarko ², Nora Amelia Novitrie ³

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*}

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia²

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia³

Email: angga.setiawanm@gmail.com¹ *dimasend@yahoo.com² noranovitrie@gmail.com³

Abstrak- *Coke Oven Plant* merupakan salah satu fasilitas yang ada di kompleks *Blast Furnace* yang menghasilkan *coke* sebagai bahan baku untuk proses selanjutnya di area *Blast Furnace Plant*. Selain menghasilkan *Coke*, proses yang ada di *Coke Oven Plant* juga menghasilkan gas buang yang disebut juga dengan *Coke Oven Gas* (COG). *Coke Oven Gas* dapat dimanfaatkan sebagai bahan bakar untuk area *Hot Strip Mill* (HSM) dengan cara mencampurkan *Coke Oven Gas* dan *Natural Gas*. Jalur pipa dibutuhkan untuk dapat menyalurkan *Coke Oven Gas* dari area *Coke Oven Plant* menuju area *Hot Strip Mill*. Perhitungan *primary* dan *secondary stress* berdasarkan ASME B31.8, analisa tegangan menggunakan *software* CAESAR II, penyesuaian kriteria komponen dan pengelasan sesuai ASME B31.8 dan perhitungan biaya untuk pipa dan komponennya juga akan dilakukan. Dari hasil perhitungan *primary stress* didapatkan nilai tegangan yang terjadi sebesar 2999,601 psi, sedangkan untuk nilai *secondary stress* sebesar 0,0027 psi. Berdasarkan hasil analisa CAESAR II didapatkan nilai tegangan yang dialami jalur pipa sebesar 3448,2 psi. Untuk kriteria komponen pipa yang digunakan menggunakan *class* 150, sedangkan kriteria pengelasan untuk jalur pipa telah disesuaikan dengan *essential variable* sesuai standar ASME Section IX. Perkiraan biaya yang dibutuhkan untuk pipa dan komponennya ialah \$ 114.870,68 atau Rp. 1.531.570.776,-.

Kata kunci : ASME B31.8, *Coke Oven Gas*, *Hot Strip Mill* , *Komponen Pipa*, *Tegangan Pipa*

1. PENDAHULUAN

PT. Krakatau Steel merupakan perusahaan yang bergerak di bidang produksi baja dan merupakan penghasil baja terbesar di Indonesia. Proses produksi di PT. Krakatau Steel menggunakan bahan baku gas alam serta bijih besi yang menggunakan teknologi *Direct Reduction Plant*. Saat ini PT. Krakatau Steel sedang dalam proses konstruksi kompleks produksi baru *Blast Furnace* guna menyeimbangkan kapasitas produksi *upstream* dan *downstream* serta untuk memaksimalkan teknologi sehingga energi yang digunakan bisa lebih efisien. Keuntungan implementasi proyek *Blast Furnace* antara lain menyeimbangkan kapasitas produksi antara *iron making* dan *steel making*, mengurangi konsumsi energi listrik di *Electric Arc Furnace*, mengurangi ketergantungan pada *Natural Gas* serta memanfaatkan kemungkinan penggunaan *iron ore* dan batubara lokal. Perusahaan akan memanfaatkan operasi dari kedua teknologi ini secara bersamaan dimana salah satu *excess gas* dari fasilitas *coke oven plant* yaitu *coke oven gas* (COG) dapat dimanfaatkan di fasilitas yang telah ada sebagai bahan bakar. Sebelum dapat dimanfaatkan, COG harus terlebih dahulu dihilangkan dari kandungan zat-zat pengotor melalui *treatment plant*. Setelah kandungan zat pengotor tersebut dihilangkan, kemudian COG ditampung di dalam COG *Holder* sebelum di distribusikan menuju *Hot Strip Mill*.

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Penelitian yang dilakukan pada Tugas Akhir ini membahas mengenai perancangan jalur pipa untuk pemanfaatan *Coke Oven Gas* (COG) pada proyek *Blast Furnace* PT. Krakatau Steel. Dalam proses perancangan dan perhitungan yang dilakukan, standar yang digunakan adalah ASME B31.8 *Gas Transmission and Distribution Piping Systems* Edisi 2016.

2.2 Wall Thickness

$$t = \frac{PD}{2SFET}$$

(1) Perhitungan *wall thickness* dilakukan untuk mengetahui ketebalan minimum nilai *wall thickness* sesuai ASME B31.8. Rumus yang digunakan untuk mengetahui tebal minimum dinding pipa mengacu pada persamaan (1).

2.3 Longitudinal Stress

- **Hoop Stress**

$$S_H = \frac{PD}{2t}$$

(2)

- **Tegangan Longitudinal Akibat Tekanan Internal**

$$S_p = 0.5S_H$$

(3)

- **Tegangan Tekuk**

$$S_B = \frac{M}{Z}$$

(4)

- **Tegangan Aksial selain Akibat Ekspansi Termal dan Tekanan Internal**

$$S_x = \frac{R}{A}$$

(5)

- **Tegangan Aksial selain Akibat Ekspansi Termal dan Tekanan Internal**

$$S_L = S_p + S_B + S_x$$

(6)

Untuk mendapatkan nilai tegangan yang terjadi pada jalur pipa digunakan persamaan (2), (3), (4), dan (5). Perhitungan nilai tegangan didasarkan pada ASME B31.8 untuk kondisi *unrestrained pipe*. Sedangkan untuk mengetahui total tegangan longitudinal yang terjadi digunakan persamaan (6).

2.3. Allowable Longitudinal Stress

- $S_L \leq 0.75ST$

(7)

Kriteria *allowable longitudinal stress* merupakan batasan tegangan yang diijinkan sesuai ASME B31.8. Nilai tegangan longitudinal yang terjadi tidak boleh melebihi batasan sesuai persamaan (7).

2.4 Displacement

$$\Delta = eL$$

(8)

$$\Delta_{abs} = \frac{L^3 \times \Delta}{\sum L_i^3}$$

(9)

Displacement terjadi pada jalur pipa diakibatkan oleh adanya ekspansi pipa akibat pengaruh temperatur. Perhitungan *displacement* pada jalur pipa dilakukan guna mengetahui apakah *expansion joint* yang

digunakan mampu menahan pergerakan pipa ke arah aksial sebesar 71 mm (2,795 inch). Untuk mengetahui nilai *displacement* yang terjadi digunakan persamaan (8) dan (9).

2.5 Standar Komponen Perpipaan

Penggunaan komponen pipa seperti *fittings* dan *valve* haruslah sesuai dengan standar yang digunakan. Guna mengetahui *ratings* komponen perpipaan yang sesuai dengan kebutuhan dapat mengacu pada standar ASME B16.5 untuk *fittings*, dan B16.34 untuk *valve*. *Ratings* dari masing-masing komponen perpipaan dapat mengacu pada tabel *pressure-temperature ratings* yang terdapat pada standar yang digunakan.

2.6 Kriteria Pengelasan

Pengelasan yang dilakukan pada jalur pipa haruslah terlebih dahulu direncanakan. Tahap awal perencanaan proses pengelasan ialah dengan membuat *pre-WPS* sesuai kriteria ASME Sect. IX. Dalam pembuatan *pre-WPS* yang paling utama adalah memperhatikan *essential variable* sesuai proses las yang digunakan. Hal ini dikarenakan apabila terjadi perubahan atau ketidaksesuaian antara *essential variable* pada *pre-WPS* dengan *WPS Qualified*, maka perlu dilakukan pembuatan *ulang pre-WPS* sesuai ketentuan.

2.7 Kriteria Pengelasan

Perkiraan biaya untuk material pipa dan komponennya perlu dilakukan untuk mengetahui estimasi biaya yang dibutuhkan pada jalur pipa pemanfaatan *coke oven gas*. Harga untuk pipa dan komponennya bergantung pada spesifikasi material pipa dan komponen perpipaan yang digunakan.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1. Wall Thickness

Perhitungan tebal dinding pipa telah dilakukan dan diketahui tebal dinding minimal untuk material pipa 24" API 5L Grade X46 sebesar 0,00189 inch, sedangkan untuk material pipa 20" API 5L Grade B sebesar 0,00207 inch. Dari perhitungan ini diketahui bahwa tebal pipa 0,5 inch yang digunakan masih memenuhi kriteria minimum tebal pipa sesuai ASME B31.8

3.2 Longitudinal Stress

Longitudinal stress diketahui melalui persamaan (2) sampai dengan (6). Perhitungan didasarkan pada

standar ASME B31.8 untuk *unrestrained pipe*. Hasil Perhitungan dapat dilihat pada tabel 1.

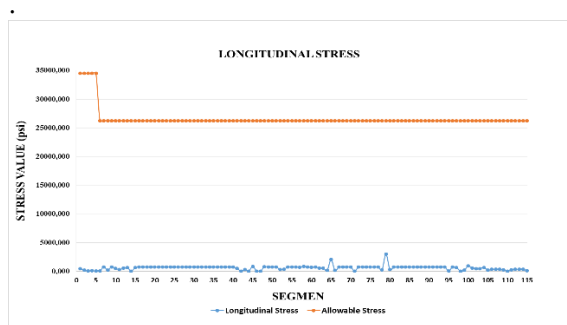
Tabel 1. Nilai Tegangan Izin pada Pipa

Notations	Value	Units
SH	43,52	psi
SP	21,76	psi
SB	2977,841	psi
SX	0,0015	psi
Total	2999,6025	psi

Dari tabel 1 diketahui bahwa total tegangan longitudinal paling tinggi pada jalur pipa ialah sebesar 2999,6025 psi. Nilai tegangan ini didapatkan dari penjumlahan beberapa tegangan yang terjadi sesuai persamaan (6).

3.3 Allowable Longitudinal Stress

Setelah perhitungan tegangan longitudinal pada jalur pipa dilakukan, maka selanjutnya hasil perhitungan perlu dibandingkan dengan kriteria *allowable stress* sesuai ASME B31.8.



Gambar 1. Longitudinal Stress

Gambar 1 menunjukkan bahwa *longitudinal stress* yang terjadi pada tiap segmen jalur pipa masih jauh dibawah *allowable longitudinal stress* sesuai kriteria ASME B31.8. Hal ini menunjukkan bahwa jalur pipa dapat dinyatakan masih aman.

3.4 Displacement pipa

Tabel 2. Displacement

Notations	Segment	ΔX (inch)	ΔY (inch)	ΔZ (inch)
Maximal Displacement	N-O	0	0	- 2,052

Tabel 2 menunjukkan nilai *displacement* maksimal yang dialami oleh *expansion joint* ialah sebesar 2,052 inch pada arah sumbu $-Z$. *Displacement* yang terjadi masih mampu ditahan oleh *expansion joint* dengan spesifikasi *axial movement* maksimal 2,795 inch.

3.5 Standar Komponen Perpipaan

Tabel 3. Valve and Fittings Class

Component	Material	Pressure (bar)	Temperature (C)	Class
Flanges	A-105	0,15	40	150
Valves	A-105	0,15	40	150

Dari tabel 3 dapat diketahui bahwa *class* untuk komponen pipa ialah *class 150*. Penentuan *class* komponen pipa didasarkan pada temperatur dan tekanan pada jalur pipa.

3.6 Kriteria Pengelasan

Tabel 4. Essential Variable

Variabel	
Weld Process	SMAW
Thickness	0,5 inch
P. Number	1
F Number	4
A-Number	1
Decrease of Pre Heat Temperature >100 °C	N/A
T Limits	N/A

Dari tabel 4 dapat dilihat yang termasuk *essential variabel* dalam pengelasan sesuai ASME Sect. IX. *Essential variabel* merupakan parameter utama dalam perencanaan WPS, yang mana apabila terjadi perubahan pada *essential variabel* maka WPS wajib dikualifikasi ulang.

3.7 Perkiraan Biaya Pipa dan Komponen Pipa

Perkiraan biaya pipa dan komponen pipa berdasarkan *Material Take Off* (MTO) dari jalur pipa untuk pemanfaatan *Coke Oven Gas*. Dari hasil perkiraan biaya untuk pipa dan komponennya diketahui bahwa biaya yang dibutuhkan untuk perancangan jalur pipa ialah sekitar \$ 114.870,68 atau Rp. 1.531.570.776.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan pembahasan yang telah dilakukan, maka dapat diambil beberapa kesimpulan yaitu antara lain :

1. Nilai *Primary Stress* paling besar yang terjadi pada jalur pipa untuk pemanfaatan *coke oven gas* ini yaitu 2999,603 psi. Sedangkan untuk *secondary stress* akibat *seismic* dan *wind load* paling besar yaitu 0,0027 psi.
2. Total tegangan longitudinal paling besar yang terjadi pada jalur pipa yaitu sebesar 2999,603 psi dan masih berada dibawah nilai *allowable longitudinal stress* sesuai kriteria ASME B31.8 sebesar 26.250 psi untuk pipa 20" material API 5L Grade B.
3. Dari hasil pemodelan CAESAR II diketahui bahwa tegangan yang terjadi pada jalur pipa paling besar yaitu 3448,2psi. Nilai tegangan ini masih berada dibawah nilai *allowable longitudinal stress* sesuai kriteria ASME B31.8 sebesar 26.250 psi untuk material API 5L Grade B.
4. Berdasarkan standar untuk komponen perpipaan seperti *flanges* dan *valves* diketahui bahwa *class* dari masing-masing komponen tersebut yaitu *class 150*. Sedangkan untuk ketentuan *proses welding* telah disesuaikan menurut *essential variable* yang diatur dalam standar yang digunakan dan tercantum dalam lampiran *pre-wps*.
5. Dari hasil perkiraan biaya untuk pipa dan komponennya diketahui bahwa biaya yang dibutuhkan untuk perancangan jalur pipa ialah sekitar \$ 114.870,68 atau Rp. 1.531.570.776.

5. DAFTAR PUSTAKA

- Agustinus, D. (2009). *Pengantar Piping Stress Analysis*. Jakarta: Entry Augustino Publiher.
- API. (2014). *API 6D Specification for Piping and Pipeline Valves*. Washington D.C.: American Petroleum Institute.
- ASCE. (2006). *Minimum Design Loads for Buildings and Other Structures*. Virginia: American Society of Civil Engineers.
- ASME . (2013). *ASME B16.5 Pipe Flanges and Flanged Fittings*. New York: American Society of Mechanical Engineers.
- ASME. (2004). *ASME B16.34 Valves-Flanged, Threaded, and Welding End*. New York: American Society of Mechanical Engineers.
- ASME. (2012). *ASME B31.8 Gas Transmission and Distribution Piping Systems*. New York: American Society of Mechanical Engineers.
- Bausbacher, E., & Hunt, R. (1996). *Process Plant Layout and Piping Design*. New Jersey: Precentice Hall.
- Chamsudi, A. (2005). *Diktat-Piping Stress Analysis*. Jakarta: Chamsudi.
- Kannapan, S. (1986). *Introduction to Pipe Stress Analysis*. Tennessee: John Wiley & Sons.
- Nayyar, M. L. (2000). *Piping Handbook*. New York: McGraw-Hill Inc.
- PT. Tijara Pratama. (2004). *Pelatihan Dasar Analisa Tegangan*. Jakarta: COADE Inc.

PT. Tijara Pratama. (2004). *Pelatihan Dasar Analisa Tegangan Pipa*. Jakarta: Coade Inc.

Razzaq, R., Li, C., & Zhang, S. (2013). Coke Oven Gas : Availability, Properties, Purification and Utilization in China. *Review Article*, 288-294.

Smith, P. R., & Van Laan, T. J. (1987). *Piping and Pipe Support Systems*. New York: McGraw-Hill.

Woods, G. E. (1996). *Practical Guide Book Series - ASME B31.3 Process Piping*. Alberta: CASTI Publishing Inc.

PERANCANGAN INSULASI DAN PIPA INTERKONEKSI DARI HRSG (HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR) MENUJU STEAM TURBINE

**Prodi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan
Negeri Surabaya**

Heri Kurniawan^{1*}, George Endri K², Muhammad Shah³

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*}

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia²

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia³

Email: herikurniawan00@gmail.com^{1*}; kusuma.george@gmail.com^{2*}; muh.shah59@yahoo.co.id^{3*}.

Abstrak- HRSG merupakan salah satu sistem untuk meningkatkan efisiensi gas buang. Panas dari hasil gas buang dimanfaatkan kembali untuk memanaskan air hingga menjadi *steam*. *Steam* dari HRSG akan dialirkan menuju

steam turbine. Berdasarkan kebutuhan tersebut maka diperlukan jalur interkoneksi. jurnal ini berisi tentang pemilihan material pipa, flens, *bolt and nut*, memperhitungkan tegangan akibat beban *sustain*, ekspansi *thermal*, dan *occasional* sesuai ASME B31.1. Perhitungan tebal insulasi juga dilakukan untuk menjaga penurunan suhu fluida dengan batas $\leq 1\%$ dari suhu desain. Metode perhitungan tebal insulasi dilakukan dengan cara menghitung perpindahan panas konveksi, konduksi dan radiasi. Hasil dari jurnal ini adalah mendapatkan desain pipa interkoneksi berupa *isometric drawing*, *3D view*, detail *support drawing*, tebal insulasi dan nilai tegangan akibat pembebanan. Berdasarkan hasil perhitungan yang telah dilakukan tebal insulasi yang didapat agar penurunan suhu $\leq 1\%$ dari suhu desain yaitu tebal 150 mm dengan material kalsium silikat. Material yang digunakan dalam desain ini adalah SA-335 P11 untuk pipa, SA-182 F11 untuk flens, SA-193 B16 untuk *stud*, SA 194-4 untuk *nut*. Berdasarkan hasil perhitungan yang telah dilakukan dengan *software*, nilai tegangan akibat beban *sustain*, beban ekspansi *thermal*, dan beban *occasional* masih dibawah batas tegangan ijin.

Kata kunci : *tegangan pipa, HRSG, interkoneksi, tebal insulasi, pemilihan material pipa*

1. PENDAHULUAN

HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*) merupakan salah satu sistem untuk meningkatkan efisiensi gas buang. Panas dari hasil gas buang dapat dimanfaatkan kembali untuk memanaskan air menjadi *steam*. *Steam* dari HRSG akan dialirkan menuju *steam turbine*. Berdasarkan kebutuhan tersebut maka diperlukan desain pipa jalur interkoneksi yang menghubungkan HRSG menuju *steam turbine*. Jalur interkoneksi yang didesain memiliki panjang 645 m. Panjangnya jalur pipa ini mengakibatkan adanya kerugian panas yang cukup besar sehingga penurunan temperatur dibatasi $\leq 1\%$ dari temperatur desain. Berdasarkan hal tersebut perlu dilakukan perhitungan tebal insulasi yang optimal pada jalur pipa interkoneksi. Perhitungan tebal insulasi dilakukan dengan menyesuaikan tebal insulasi yang sering digunakan oleh perusahaan yaitu 75 mm, 100 mm, 125 mm dan 150 mm. Selain memperhitungkan insulasi, jurnal ini juga memperhitungkan nilai tegangan pipa dengan *software* yang merujuk *Code and Standard ASME B31.1 Power Piping*. Hasil simulasi *software* berupa nilai tegangan akibat beban *sustain*, *occasional* dan ekspansi *thermal*. Desain dapat dikatakan aman apabila ketiga nilai tegangan tersebut dibawah dari *allowable stress*.

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Prosedur penelitian ini berisi tentang perhitungan panas yang hilang sebagai aspek efisiensi desain insulasi yang dirancang. Desain isometrik dilakukan untuk mengetahui *route* desain yang akan dibuat. Desain isometrik mengacu pada *General Layout* dan *P&ID*. Tebal pipa dan AWP juga perlu dihitung berdasarkan ASME B31.1 *power piping*. Penentuan tebal pipa dilakukan untuk memastikan bahwa nilai *schedule* pipa memenuhi kriteria aman. Penyangga didesain untuk mengurangi tegangan akibat beban *sustain* dan beban *okassional* yang terjadi pada sistem perpipaan. Letak penyangga ditentukan dari hasil perhitungan *Maximum Allowable Span*. Sistem yang telah dirancang akan dilakukan simulasi dengan menggunakan *software Caesar II*.

2.1 Pemilihan Material

Material dipilih berdasarkan standard IPS (*Engineering Standard for Material Selection*) yang juga merujuk pada ASME section II part D. material

dipilih berdasarkan suhu desain, jenis fluida yang dialirkan dan tekanan desain. Rating flens ditentukan berdasarkan ASME B36.15 tahun 2013.

2.2. Perhitungan Tebal Pipa

Tebal pipa lurus dihitung berdasarkan asumsi bahwa pipa tidak terdapat belokan atau percabangan, adapun persamaan dalam menentukan tebal pipa untuk pipa lurus sebagai berikut:

$$\bullet \quad t = \frac{PD_o}{2(SE+PY)} + A$$

(1)

$$\bullet \quad t_m = \frac{t}{1-Mt}$$

(2)

Persamaan (1) dan (2) Menunjukkan perhitungan tebal pipa lurus. Dimana P merupakan tekanan kerja sistem (Psi), D_o Merupakan diameter luar pipa (inch), S merupakan nilai *allowable stress material* (Psi), E Koefisien sambungan las, Y Koefisien material 0.4, Mt merupakan *mill tolerance* 12.5%, A *corrosion allowance* (inch), t tebal pipa (inch), t_m tebal minimum (inch).

2.3. Perhitungan Allowable Working Pressure

Batas tekanan kerja atau AWP (*allowable working pressure*) perlu diperhitungkan untuk mengetahui batas tekanan yang diijinkan sistem dalam beroperasi. Berdasarkan ASME B31.1 AWP dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$AWP = \frac{2SE(t_m - A)}{D_o - 2Y(t_m - A)}$$

(3)

Persamaan (3) Menunjukkan AWP. Dimana S merupakan nilai *allowable stress material* (Psi), E Koefisien sambungan las, Y Koefisien material 0.4, Mt merupakan Mill Tolerance 12.5%, A *corrosion allowance* (inch), tm tebal minimum pipa (inch).

2.4. Allowable Span

- *Limitation stress*

$$L \text{ Span Stress} = \sqrt{\frac{0.4 \times Z \times S}{W_o}}$$

(4)

- *Limitation deflection*

$$L \text{ Span Deflection} = \sqrt{\frac{\Delta \times E \text{ carbon} \times I}{13.5 \times W_o}}$$

(5)

- *Nominal support*

$$N_o s = \frac{L \text{ pipe}}{\text{Minimum } L \text{ span}}$$

(6)

Persamaan (4), (5) Menunjukkan batasan nilai span. Dimana S merupakan nilai *allowable stress material* (Mpa), E modulus elastisitas (Pa), Wo berat per panjang pipa (kg/m), Z *section modulus* (m³), Inersia silinder (m⁴).

2.5. Perhitungan Tegangan Akibat Pembebanan

Tegangan akibat beban dihitung berdasarkan persamaan yang dimuat dalam ASME B31.1 *Power Piping*

- Tegangan Akibat Beban *Sustain*

$$S_L = \frac{P D_o}{4t} + \frac{0.75 i M_A}{Z} \leq 1.0 S_h$$

(7)

- Tegangan Akibat Beban Panas

$$\frac{i M_c}{Z} \leq S_A$$

(8)

- Tegangan Akibat beban *Occasional*

$$\frac{P D_o}{4 t_n} + \frac{0.75 i M_A}{Z} + \frac{0.75 i M_B}{Z} < k. S_h$$

(9)

Persamaan (7), (8), dan (9) Menunjukkan perhitungan tegangan akibat pembebanan. Dimana nilai P merupakan tekanan kerja sistem (inch), D_o diameter luar pipa (inch), M_A, M_B, M_c Resultan momen beban (lb.inch), Z *section modulus* (inch⁴), S_h *allowable stress material hot working* (Psi), S_A *allowable stress Displacement* (Psi), i intensitas factor.

2.6. Heat transfer

untuk mendapatkan nilai tebal insulasi dapat dihitung dengan menggunakan metode *heat transfer*

2.6.1 Konveksi dalam

$$Nu = \frac{h D}{K} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

(10)

Persamaan (10) menunjukkan perhitungan konveksi dalam pipa. Dimana Nu merupakan nusselt number, Re *reynold number*, Pr nilai *prndtl*, h laju perpindahan panas (W/m²°C), K nilai konduktivitas *thermal* (W/m²°C), D diameter pipa (m)

2.6.2. Konveksi Luar Alami

$$\beta = \frac{1}{\left(\frac{T_o + T_\infty}{2} \right)}$$

(11)

$$Gr = \left(\frac{X_3^3 \rho^2 g \beta (T_o - T_\infty)}{\mu \text{ air}^2} \right)$$

(12)

- $Rad = Gr \times Pr$

(13)

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

(14)

Pada persamaan (11), (12), (13) dan (14) menunjukkan perhitungan konveksi luar alami. Dimana nilai β Koefisien ekspansi thermal ($^{\circ}\text{C}^{-1}$), μ_{air} viskositas kinematik udara (kg/ms), Rad rayleigh number, Gr grushof number, T_o suhu fluida($^{\circ}\text{C}$), T_{∞} suhu lingkungan ($^{\circ}\text{C}$).

2.6.3. Forced External Convection

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[\left(1 + \left(\frac{0.4}{Pr} \right)^{2/3} \right)^{1/4} \right]} \left(1 + \left(\frac{Re}{282,000} \right)^{5/8} \right)^{4/5}$$

(15)

Pada persamaan (15) menunjukan persamaan perhitungan konveksi luar paksa. Dimana nilai Pr merupakan nilai *prandtl*, Re *reynold number*.

2.6.4. Radiasi

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_o + T_{\infty})(T_o^2 + T_{\infty}^2)$$

(16)

Pada persamaan (16) menunjukkan perhitungan radiasi. Dimana ε *emisivitascladding*, σ konstanta boltzman $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$.

2.6.4. Heat Losses

$$Q = \frac{2\pi L(T_1 - T_4)}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{k_A} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{k_B} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{k_C}}$$

(17)

Persamaan (17) menunjukan perhitungan *Heat Losses* dimana k_A, k_B, k_C merupakan konduktivitas material ($\text{W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$), r jari jari silinder (m), L panjang bidang (m), T_1 temperatur dalam silinder ($^{\circ}\text{C}$), T_2 temperatur luar silinder ($^{\circ}\text{C}$).

3. HASIL dan PEMBAHASAN

3.1 Perhitungan Tebal pipa

Tebal pipa dihitung berdasarkan persamaan (1) dan (2). Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan, didapatkan tebal minimum pipa sebesar 0.383 inch dengan menggunakan *Minimum Tolerance* 12.5%. Sesuai standard yang digunakan dalam penentuan *schedule* yaitu ASME B36.10 M, maka tebal tersebut tidak terdaftar dalam NPS yang ada. Sehingga nilai tersebut dibulatkan menjadi 0.5 inch dan dipilih Sch 60.

3.3 Perhitungan Allowable Span

Jarak yang diizinkan antar *support* dan jumlah kebutuhan *ssupport* dapat dihitung berdasarkan persamaan (4), (5) dan (6). Hasil perhitungan ditunjukkan pada tabel 3.1

Tabel 3.1 Perhitungan *allowable span*

<i>Allowable span</i>	Nilai	Satuan
Berdasarkan batasan tegangan	17.85	m
Berdasarkan batasan defleksi	7.76	m
Nominal Support	98	buah

3.4 Perhitungan Allowable Working Pressure(AWP)

Hasil perhitungan AWP dengan menggunakan persamaan (3) didapatkan nilai AWP pada *piping system* sebesar 1296.59 Psi, artinya bahwa dengan tebal 0.5 inch dan dikurangi dengan nilai *corosion allowance* 0,0394 inch maka pipa tersebut mampu menahan tekanan sebesar 1296.59 Psi. Sedangkan tekanan desain hanya 812.224 Psi, sehingga dapat disimpulkan pipa dalam kategori aman.

3.5 Perhitungan Tebal Insulasi

Perhitungan insulasi dilakukan dengan pendekatan tebal insulasi 75 mm, 100 mm, 125 mm, dan 150 mm. Pendekatan ini dilakukan untuk mendapatkan tebal optimal agar penurunan suhu $\leq 1\%$ dari suhu desain. Hasil perhitungan ditunjukkan pada tabel 3.2

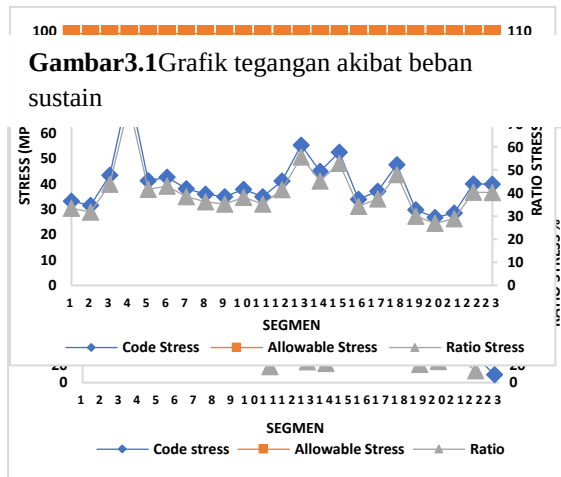
Tabel 3.2 Perhitungan insulasi

No	Keterangan	Tebal insulasi (mm)				Satuan
		75	100	125	150	
1	Internal Convection	1000.350	1000.350	1000.350	1000.350	W/m ² ·°C
2	External Natural Convection	5.396	5.392	5.389	5.386	W/m ² ·°C
3	External Forced Convection	11.455	11.027	10.663	10.349	W/m ² ·°C
4	External Combination Convection	11.592	11.180	10.832	10.533	W/m ² ·°C
5	Radiation	13.362	13.362	13.362	13.362	W/m ² ·°C
6	Heat Loss	260318.081	208959.100	177447.090	156050.446	Watt
7	Heat Loss per meter	341.625	274.225	232.870	204.791	Watt/m
8	Downstream Temperature	421.532	422.808	423.591	424.123	°C
9	Losses Temperature	6.468	5.192	4.409	3.877	°C
10	Downstream Presentase	1.511	1.213	1.030	0.906	%

Gambar3.1 Grafik tegangan akibat beban

3.6 Analisa Tegangan Pipa

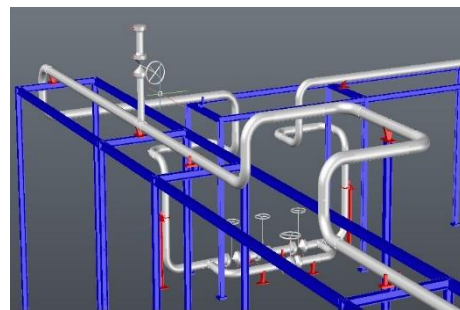
Perhitungan tegangan dilakukan dengan menggunakan simulasi *software*. Hasil yang akan dibahas dalam analisa tegangan adalah tegangan akibat beban *sustain*, tegangan akibat beban *occasional*, dan tegangan akibat beban ekspansi *thermal*. Hasil simulasi *software* dapat dilihat pada gambar 3.1, 3.2 dan 3.3.



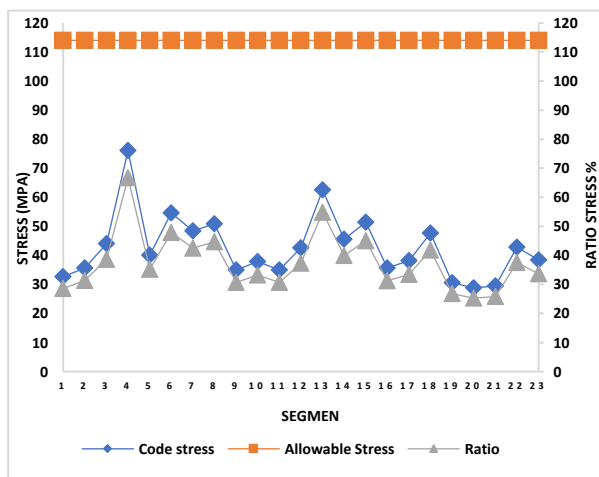
di tumpu dengan 1 penyangga sehingga beban menjadi terpusat dan mengalami moment lendutan yang cukup besar. Moment lendut ini mempengaruhi nilai tegangan. Sementara pada kasus tegangan akibat beban ekspansi *thermal*, *ratio stress* paling tinggi terjadi pada segmen 23 dengan nilai *ratio* 75.13%. Pada kasus tegangan akibat beban *occasional* hasil perhitungan *software* masih dibawah nilai *allowable stress*. *Restrained guide* sebagai penahan beban dari lateral mampu menahan seluruh beban yang diterima sistem terutama beban *occasional* dan *sustain*.

3.6 Hasil 3D Desain Jalur interkoneksi

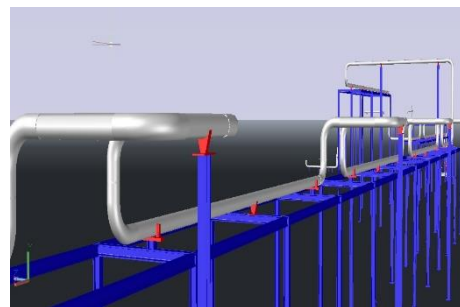
Untuk mengetahui hasil 3D View jalur interkoneksi dapat dilihat pada gambar 3.4 dan 3.5



Gambar3.4 Overview 3D jalur interkoneksi



Berdasarkan hasil simulasi *software* yang ditunjukkan pada gambar 3.1, 3.2 dan 3.3, Seluruh nilai tegangan masih dibawah batas tegangan ijin. Pada kasus tegangan akibat beban *sustain*, nilai tegangan tertinggi berada pada segmen 4 dengan nilai sebesar 77.7 Mpa. Besarnya nilai tegangan ini dikarenakan pada segmen 4 tepatnya pada node 710 terdapat 2 valve yang memiliki berat sebesar 4082



Gambar3.5 Overview 3D jalur interkoneksi

4. KESIMPULAN

1. Material yang digunakan pada tugas akhir ini adalah *Low Alloy Steel* SA-335 P11, SA-182 F 11 dengan rating #600 untuk flens, A193-B16 dan SA 194-4 *bolt and nut*. Berdasarkan Hasil perhitungan *L span deflection* didapatkan nilai maksimum jarak antar penyangga sebesar 7.76 m sedangkan jarak antar *piperack* sejauh 6 m artinya jarak yang digunakan pada *piperack* telah memenuhi kriteria desain karena ≤ 7.76 m. Hasil perhitungan tebal pipa didapatkan. Berdasarkan perhitungan tebal pipa, didapatkan hasil sebesar 0.383 inch dengan menggunakan *Minimum Tolerance* 12.5%. Berdasarkan ASME B36.10 M tebal tersebut tidak

terdaftar dalam NPS yang ada. Sehingga tebal pipa dibulatkan menjadi 0.5 inch dan dipilih Sch 60.

2. Berdasarkan hasil perhitungan *heat transfer* dengan melakukan pendekatan tebal insulasi yakni 75 mm, 100 mm, 125 mm, dan 150 mm maka didapatkan hasil yang memenuhi *requirement presentase downstream temperature* $\leq 1\%$ adalah tebal insulasi 150 mm.

3. Hasil analisa tegangan menunjukkan bahwa seluruh nilai tiap segmen pada kasus beban *sustain*, kasus beban ekspansi *thermal* dan kasus beban *occasional* masih dibawah nilai batas ijin tegangan sehingga dapat disimpulkan desain dalam kategori aman.

5. DAFTAR NOTASI

P	=	Tekanan internal operasi kerja (Psi)
D_o	=	Outside Diameter (inch)
D_i	=	Inside Diameter (inch)
r_o	=	Jari jari luar pipa (inch)
r_i	=	Jari jari dalam pipa (inch)
E	=	Joint factor
s	=	Allowable Stress Material (Psi)
y	=	Faktor Koefisien material.
t_m	=	Nominal tebal minimum (inch)
M_t	=	Mill Tolerance 12.5 %
h	=	Laju perpindahan panas ($W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$)
A	=	Luas perpindahan panas (m^2)
T_o	=	Temperatur fluida ($^\circ\text{C}$)
T_∞	=	Temperatur lingkungan ($^\circ\text{C}$)
μ	=	Visikositas kinematik Fluida (kg/ms)
k	=	Konduktivitas Thermal ($W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$)
g	=	Percepatan gravitas (m/s^2)
β	=	Expansion thermal ($^\circ\text{C}^{-1}$)
ε	=	Emissivitas material
σ	=	Konstanta Boltzman ($W/m^2\text{-K}$)

6. DAFTAR PUSTAKA

1. ASME. 2013. *ASME B31.1, Power Piping, ASME code for Pressure Piping*. The American Society of Mechanical Engineer. USA
2. ASME. 2013. *ASME B16.5, Pipe Flanges and Flanged Fittings*. The American Society of Mechanical Engineer. USA
3. IPS. 2012. *Engineering Standard For Piping Material Selection (On Plot Piping)*, Karimkhan Aveneu, Tehran, Iran.
4. J.P. Holman. 2010. *Heat transfer 10th Edition*. McGraw-Hill Companies, Inc., 1221 Avenue of the Americas, New York

Desain Ulang Saluran Hisap Pompa GA-1813 C/D Untuk *Naphtha Tank* Project

Muhammad Shaleh.^{1*}, Eko Julianto.^{2*}, Ekky Nur Budiyo.³

¹Prodi Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia

²Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia

³Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia

E-mail: slehmuh@gmail.com

Abstrak

Saluran hisap pompa tangki nafta yang berkapasitas 95.000 m³ diperlukan perhitungan beban *nozzle* tangki dan tegangan jalur pipa. Jalur perpipaan terdiri dari pipa berdiameter 26 inch, diameter 18 inch, diameter 14 inch, dan diameter 12 inch dan melewati sebuah tanggul (*dike*). Desain pertama pipa diameter 18 inch melewati tanggul dengan dilindungi selubung pipa. Namun di lapangan, pipa tersebut dilakukan pengelasan pada selubung pipa yang mengakibatkan meningkatnya nilai beban dari *nozzle* tangki sebesar 9.352 lbf melebihi nilai yang diizinkan yaitu sebesar 7.015 lbf. Maka dari itu diperlukan desain ulang jalur pipa yang sesuai untuk mereduksi nilai beban *nozzle* tangki pada desain pertama agar tidak terjadi kegagalan. Serta melakukan perbandingan *material take off* (MTO) dari beberapa alternatif desain ulang agar mendapatkan desain efisien. Hasil yang didapat dari perhitungan tegangan pipa adalah jalur pipa tidak mengalami kegagalan. Pada perhitungan beban *nozzle* tangki desain kedua didapat nilai sebesar 4.676 lbf dan 4.007 lbf pada *nozzle* tangki desain ketiga dengan nilai yang diizinkan pada masing-masing desain sebesar 7.015 lbf. Desain yang paling efisien secara material adalah desain tiga dengan kebutuhan material pada pipa sebesar 30,9 meter dan *fitting elbow* 90° sebanyak 4 buah.

Keywords: *naphtha tank, stress analysis, nozzle tank, Caesar II, anchor pipe.*

1. PENDAHULUAN

Proyek *Naphtha Tank* ialah sebuah proyek pembuatan tangki berkapasitas 95.000 m³ dan 2 pompa untuk mengalirkan fluida naphtha dari tangki naphtha menuju proses selanjutnya. Jalur pipa menggunakan diameter 26 inci, 18 inci, 14 inci, dan 12 inci yang dipasang menjadi satu jalur dari tangki ke pompa dengan menyebrangi (*crossing*) sebuah tanggul (*dike*). Desain awal pipa yang menyebrangi tanggul didesain sebagai pipa biasa. Namun pada kenyataannya di lapangan pipa tersebut dijadikan *anchor* (paten / tidak fleksibel), saat menyebrang tanggul, yang mengakibatkan meningkatnya nilai beban dari *nozzle* tangki.

Dari kondisi tersebut perlu dilakukan perhitungan dan simulasi yang sesuai, antara lain perhitungan tegangan pipa dan beban *nozzle*, serta mendesain ulang jalur pipa untuk

memenuhi kriteria tegangan dan momen yang diijinkan dan mendapatkan *cost* yang efisien.

2. METODOLOGI

2.2 Formula Matematika

2.2.1 Tegangan Longitudinal (*Longitudinal Stress*)

Tegangan longitudinal yaitu tegangan yang searah dengan panjang pipa dan merupakan jumlah dari tegangan aksial (*axial stress*), tegangan tekuk (*bending stress*) dan tegangan tekan (*pressure stress*).

6. Tegangan aksial (σ_{ax}) adalah tegangan yang ditimbulkan oleh gaya F_{ax} yang bekerja searah dengan sumbu pipa. Nilai dari tegangan aksial dapat dirumuskan sebagai berikut (Chamsudi, 2005).

$$S_{ax} = F_{ax} / A_m \quad (1)$$

$$F_{ax} = P \times A_i \quad (2)$$

$$A_i = \frac{\pi (ID^2)}{4} \quad (3)$$

$$A_m = \frac{\pi (OD^2 - ID^2)}{4} \quad (4)$$

7. Tegangan tekuk (σ_b) adalah tegangan yang ditimbulkan oleh momen (M) yang bekerja diujung-ujung pipa.

$$M_b = \frac{W \times L^2}{8} \quad (5)$$

$$I = \frac{\pi (OD^4 - ID^4)}{64} \quad (6)$$

$$S_b = \frac{M_b}{Z} \quad (7)$$

8. Tegangan tekan (σ_{LP}) adalah tegangan yang ditimbulkan oleh gaya tekan internal (P) yang bekerja pada dinding pipa dan searah sumbu pipa.

$$S_{LP} = \frac{P \times OD}{4 \times t} \quad (8)$$

Jadi tegangan longitudinal yang bekerja pada suatu sistem perpipaan dapat dinyatakan

Nominal Pipe Size (inch)	Tegangan Izin (psi)	Sustain Load (psi)
26	20.000	18.191,623
18	20.000	5.929,365
18	20.000	3.234,497
18	20.000	3.219,610
14	20.000	2.069,469
14	20.000	2.069,469
12	20.000	1.880,360
12	20.000	1.880,360

dengan rumus di bawah ini (Chamsudi,2005).

$$S_L = \frac{F_{ax}}{A_m} + \frac{M_b}{Z} + \frac{P \times OD}{4 \times t} \quad (9)$$

12.7 2.2.2 Tegangan izin (Allowable Stress)

Berdasarkan code ASME B31.3

1. Tegangan Izin untuk Pembebanan Sustain

$$S \text{ due to Sustained Load} \leq Sh$$

(10)

2. Tegangan Izin untuk Pembebanan Occasional

$$S \text{ due to Occasional Load} \leq 1,33Sh$$

(11)

3. Tegangan Izin untuk Pembebanan Ekspansi

$$S \text{ due to thermal expansion Load} \leq Sa = f$$

$$(1,25 Sc + 0,25 Sh)$$

(12)

12.8 2.2.3 Beban (Loads)

Loads adalah beban yang terjadi pada sistem perpipaan yang diteruskan ke struktur bangunan penumpu melalui peralatan penumpu dan *restrain*. Jenis-jenis dari *load* adalah sebagai berikut :

1. Sustain Load

$$S_L = \frac{F_{ax}}{A_m} + \frac{M_b}{Z} + \frac{P \times OD}{4 \times t} \quad (13)$$

2. Occasional Load

$$S_{occ} = 0.75i12 \frac{WL^2}{10Z} 1.5G \quad (14)$$

3. Thermal Load

$$\Delta = \alpha \times L \times (T_i - T_o) \quad (15)$$

$$M = \frac{6EIA}{L^2} \quad (16)$$

$$S = \frac{iM}{Z} \quad (2.21) \quad (17)$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Hasil perhitungan *sustain load*, *occasional load*, dan *thermal load* desain pertama

Tabel 1. Sustain load

Tabel 2. Occasional load

Nominal Pipe Size (inch)	Tegangan Izin (1,33 x Sh) (psi)	Occasional Load (psi)
26	26.600	24.466,128
18	26.600	5.654,560
18	26.600	1.288,874
18	26.600	1.264,757
14	26.600	245,780
14	26.600	245,780
12	26.600	62,405
12	26.600	62,405

Tabel 3. Thermal load

Nominal Pipe Size (inch)	Nilai Tegangan Izin Material pada Suhu Ambient (psi)	Nilai Tegangan Izin Material pada Suhu Desain (psi)	Jumlah Cycle	Stress Range Factor	Tegangan Izin (psi)	Thermal Load (psi)
26	20.000	20.000	200.000	1	30.000	483,549
18	20.000	20.000	200.000	1	30.000	796,996
18	20.000	20.000	200.000	1	30.000	1.669,361
18	20.000	20.000	200.000	1	30.000	1.685,202
14	20.000	20.000	200.000	1	30.000	2.959,860
14	20.000	20.000	200.000	1	30.000	2.959,860
12	20.000	20.000	200.000	1	30.000	5.782,221
12	20.000	20.000	200.000	1	30.000	5.782,221

Nominal Pipe Size (inch)	Nilai Tegangan Izin Material pada Suhu Ambient (psi)	Nilai Tegangan Izin Material pada Suhu Desain (psi)	Jumlah Cycle	Stress Range Factor	Tegangan Izin (psi)	Thermal Load (psi)
26	20.000	20.000	200.000	1	30.000	483,549
18	20.000	20.000	200.000	1	30.000	517,726
18	20.000	20.000	200.000	1	30.000	1.669,361
18	20.000	20.000	200.000	1	30.000	1.685,202
14	20.000	20.000	200.000	1	30.000	2.959,860
14	20.000	20.000	200.000	1	30.000	2.959,860
12	20.000	20.000	200.000	1	30.000	5.782,221
12	20.000	20.000	200.000	1	30.000	5.782,221

Berdasarkan hasil perhitungan *sustain load*, *occasional load*, dan *thermal load*, maka diketahui jalur perpipaan pada desain dua tidak mengalami *overstress*.

Berdasarkan hasil perhitungan *sustain load*, *occasional load*, dan *thermal load*, maka diketahui jalur perpipaan pada desain awal tidak mengalami *overstress*.

3.2 Hasil perhitungan *sustain load*, *occasional load*, dan *thermal load* desain dua (*loop*)

Tabel 4. *Sustain load*

Nominal Pipe Size (inch)	Tegangan Izin (psi)	Sustain Load (psi)
26	20.000	18.191,623
18	20.000	10.710,61
18	20.000	3.234,497
18	20.000	3.219,610
14	20.000	2.069,469
14	20.000	2.069,469
12	20.000	1.880,360
12	20.000	1.880,360

Tabel 6. *Thermal load*

3.3 Hasil perhitungan *sustain load*, *occasional load*, dan *thermal load* desain tiga (*re-routing*)

Tabel 5. *Occasional*

Tabel 7. *Sustain load*

Nominal Pipe Size (inch)	Tegangan Izin (psi)	Nominal Pipe Size (inch)	Tegangan Izin (1,33 x Sh) (psi)	Occasional Load (psi)
26	26.000	26	26.600	24.466,128
18	26.000	18	26.600	8.720,609
18	26.000	18	26.600	1.288,874
18	26.000	18	26.600	3.082,551
14	26.000	14	26.600	245,780
14	26.000	14	26.600	245,780
12	26.000	12	26.600	62,405
12	26.000	12	26.600	62,405
12	26.000		02,405	

Tabel 8. *Occasional*

Nominal Pipe Size (inch)	Tegangan Izin (psi)	Sustain Load (psi)
26	20.000	18.191,623
18	20.000	7.821,988
18	20.000	3.234,497
18	20.000	4.341,705
14	20.000	2.069,469
14	20.000	2.069,469
12	20.000	1.880,360
12	20.000	1.880,360

	Fx (lb)	Fy (lb)	Fz (lb)	Mx (lb.ft)	My (lb.ft)	Mz (lb.ft)
Limit	7.015	7.015	5.260	51.514,3	29.917,5	38.892,6
Nozzle	4.003	0	0	69,5	161,4	794,2

18	20.000	20.000	200.000	1	30.000	641,774
18	20.000	20.000	200.000	1	30.000	1.669,361
18	20.000	20.000	200.000	1	30.000	1.079,445
14	20.000	20.000	200.000	1	30.000	2.959,860
14	20.000	20.000	200.000	1	30.000	2.959,860
12	20.000	20.000	200.000	1	30.000	5.782,221
12	20.000	20.000	200.000	1	30.000	5.782,221

Berdasarkan hasil perhitungan *sustain load*, *occasional load*, dan *thermal load*, maka diketahui jalur perpipaan pada desain tiga tidak mengalami *overstress*.

3.4 Hasil perhitungan beban *nozzle* tangki desain awal menggunakan Caesar II 7.0

Tabel 10. Nilai beban *nozzle* tangki desain awal

	Fx (lb)	Fy (lb)	Fz (lb)	Mx (lb.ft)	My (lb.ft)	Mz (lb.ft)
Limit	7.015	7.015	5.260	51.514,3	29.917,5	38.892,6
Nozzle	9.352	0	0	257,9	2.262,3	471,6

Terjadi kegagalan pada gaya aksial *nozzle* tangki dengan nilai 9.352 lbf, melebihi batas maksimum sebesar 7.015 lbf.

3.5 Hasil perhitungan beban *nozzle* tangki desain dua (*loop*) menggunakan Caesar II 7.0

Tabel 11. Nilai beban *nozzle* tangki desain dua

	Fx (lb)	Fy (lb)	Fz (lb)	Mx (lb.ft)	My (lb.ft)	Mz (lb.ft)
Limit	7.014	7.014	5.261	51.514,3	29.917,5	38.891,8
Nozzle	4.676	0	0	18,4	2.254,5	720

Dari tabel diatas diketahui bahwa nilai gaya aksial *nozzle* tangki sebesar 4.676 lbf, kurang dari batas maksimum sebesar 7.015 lbf, dan dinyatakan aman.

3.6 Hasil perhitungan beban *nozzle* tangki desain tiga (*re-routing*) menggunakan Caesar II 7.0

Tabel 12. Nilai beban *nozzle* tangki desain awal

Dari tabel diatas diketahui bahwa nilai gaya aksial *nozzle* tangki sebesar 4.003 lbf, kurang dari batas maksimum sebesar 7.015 lbf, dan dinyatakan aman.

13 4. KESIMPULAN

Setelah dilakukan perhitungan dan analisa, maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Kegagalan yang terjadi pada *nozzle* tangki NPS 26 akibat dari nilai gaya aksial (Fx) pada *nozzle* tangki sebesar 9.352 lbf melebihi nilai gaya aksial yang diizinkan yaitu sebesar 7.015 lbf.
2. Nilai tegangan dari ketiga desain tidak ada yang melebihi nilai tegangan yang diizinkan sehingga ketiga desain tersebut tidak ada yang mengalami kelebihan tegangan (*overstress*).
3. Nilai gaya aksial (Fx) *nozzle* tangki NPS 26 pada desain dua sebesar 4.676 lbf, lebih besar dari nilai gaya aksial (Fx) *nozzle* tangki NPS 26 pada desain tiga yaitu sebesar 4.007 lbf dengan nilai gaya aksial yang diizinkan sebesar 7.015 lbf yang akibatnya *nozzle* tangki NPS 26 tidak mengalami kegagalan / aman.
4. Desain yang lebih efisien secara material adalah desain tiga dengan perbedaan kebutuhan material pada panjang pipa yaitu sepanjang 30,9 meter dan *fitting elbow* 90° sebanyak 4 buah, sedangkan pada desain dua dibutuhkan material yang lebih banyak yaitu pipa sepanjang 31,3

meter dan *fitting elbow* 90° sebanyak 6 buah.

14 5. DAFTAR NOTASI

S_{ax}	= Tegangan Axial (N/m ²)
F_{ax}	= Gaya aksial (N)
A_m	= Cross section area of pipe (m ²)
P	= Internal Pressure (Pa)
A_i	= Internal area of pipe (m ²)
OD	= Offsite Diameter of pipe (m)
ID	= Inside Diameter of pipe (m)
S_b	= bending stress (N/m ²)
M_b	= momen bending (N.m)
W	= berat total pipa (kg/m)
L	= Panjang pipa (m)
I	= momen inersia (m ⁴)
Z	= section modulus (m ³)
S_{lp}	= Tegangan tekan (pressure stress)
T	= tebal dinding pipa (m)

15 6. PUSTAKA

- ASME (2010). ASME B31.3-2010 (Revision of ASME B31.3-2008), *Process Piping, ASME Code for Pressure Piping, B31*. The American Society of Mechanical Engineering, U.S.A.
- Kannappan, Sam. (1986). *Introduction to Pipe Stress Analysis*. John Wiley & Sons, Inc., U.S.A.

- Grinnel, ITT (1981), *Piping Design and Engineering*, ITT Grinnel Corporation, U.S.A.
- Chamsudi, Achmad. (2005). *Piping Stress Analysis*. Badan Tenaga Nuklir
- Sh = Nilai tegangan izin berdasarkan ASME B31.3 (N/m²)
- Sc = Nilai tegangan izin pada suhu ambien (N/m²)
- f = Stress range factor
- S_{occ} = Seismic stress (N/m²)
- i = Stress intensification factor
- G = Seismic acceleration
- M = Momen yang terjadi (N.m)
- E = Modulus elastisitas (N/m²)
- Δ = Thermal expansion (m)
- α = Koefisien Thermal Expansion (mm/mm/°C)
- T_o = Temperatur Operasi (°C)
- T_i = Temperatur Instalasi (°C)

- Nasional PUSPITEK, Serpong.
- Teguh Pudji Hertanto M.Sc, Ir. (2009). Program Keahlian Sistem Pemipaan. PT. Karinda Sumber Daya, Jakarta.
- API 650 (2013). API 650-2013, *American Petroleum Institute for Storage Tank*.
- Peng, L.C., Alvin Peng. *Pipe Stress Engineering*. Peng Engineering, Houston, Texas, USA.
- Helguero M., Victor. (1986). *Piping Stress Handbook*. Gulf Publishing Company, Houston, Texas.

ANALISA PRESSURE DROP FLUIDA CAMPURAN UDARA DENGAN COAL ASH DARI SURGE BIN MENUJU FLY ASH SILO DI PT. IPMOMI UNIT 7

Prodi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik
 Perkapalan Negeri Surabaya

Samuel Wahyu Pradipta^{1*}, Emie Santoso^{2*}, Ekky Nur Budiyo^{3*}

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*}
 Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia²
 Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia³

Email: samuelpardipta06@gmail.com^{1*}, emie.santoso@gmail.com^{2*},
ekknurbudiyanto@gmail.com^{3*}

Abstrak- Penelitian ini dilakukan mengenai *pressure drop* aliran *pneumatic conveying* fase *dense* pada jalur pipa *surge bin* menuju *fly ash silo* di plant unit 7 PT. IPMOMI. Pada saat proses pemindahan butiran *coal ash*, butiran *coal ash* yang dipindahkan sering kali tidak dapat mencapai tempat tujuan (*fly ash silo*) dan menyebabkan butiran *coal ash* menumpuk di suatu titik di dalam jalur pipa atau biasa disebut dengan *blocking*. Analisa *pressure drop* fase *dense* aliran udara bercampur dengan *coal ash* pada jalur pipa dari *surge bin* menuju *fly ash silo* diperlukan, untuk mengetahui nilai *pressure drop* di sepanjang pipa agar dapat menentukan diameter *coal ash* yang diijinkan, sehingga tidak terjadi adanya *blocking*. Metodologi yang digunakan antara lain mempelajari teori-teori yang berhubungan dengan *pressure drop* pada aliran *pneumatic conveying*, kemudian melakukan pengolahan data yang terdiri dari menghitung besar nilai *pressure drop* dan menganalisa pengaruh variasi kecepatan udara terhadap *pressure drop*. Hasil yang didapatkan dari perhitungan manual pada jalur *surge bin* menuju *fly ash silo* dengan diameter *coal ash* 840 μm sebesar 165,23 kPa ; diameter *coal ash* 149 μm sebesar 159,26 kPa dan diameter *coal ash* 45 μm sebesar 149,86 kPa. Sehingga dapat disimpulkan bahwa diameter *coal ash* yang diijinkan agar tidak terjadi pengendapan adalah 45 μm . Serta hasil analisa pengaruh kecepatan dan *pressure drop* menunjukkan bahwa kecepatan aliran mempengaruhi nilai laju kenaikan atau penurunan *pressure drop*.

Kata Kunci : *fase dense, pneumatic conveying, coal ash, pressure drop.*

1. PENDAHULUAN

Pressure drop merupakan perbedaan tekanan antara dua titik pada sebuah sistem atau jaringan perpipaan. *Pressure drop* terjadi akibat kekuatan gesekan, yang disebabkan oleh resistensi aliran pada fluida yang mengalir melalui tabung. Penentu utama resistensi terhadap aliran fluida adalah kecepatan fluida dan viskositas fluida yang melalui pipa. Pada pipa penghubung antara *surge bin economizer* dengan *fly ash silo* yang dialiri fluida campuran berupa udara dengan *coal ash* (sisa pembakaran batu bara) sering terjadi *blocking* akibat ukurannya dari abu sisa pembakaran lebih besar dan kualitas batu bara tidak bagus, sehingga tekanan udara yang disupply oleh *air tank* sebesar 150 kPa tidak dapat memenuhi kebutuhan. Sehingga penelitian ini membahas mengenai besar nilai *pressure drop* aliran udara dengan *coal ash* di sepanjang *pipeline* dengan diameter *coal ash* 840 μm , 149 μm dan 45 μm menggunakan perhitungan secara manual, melakukan pemodelan dengan software ansys untuk mengetahui kemungkinan terjadinya endapan, serta melakukan analisa pengaruh variasi kecepatan udara terhadap *pressure drop*.

2. METODOLOGI

2.1 Pressure drop pipa horisontal (udara)

Perhitungan kehilangan tekanan pada

aliran udara yang disebabkan antara gesekan aliran udara dengan dinding pipa bagian dalam pada bagian pipa horisontal, dengan persamaan sebagai berikut dibawah ini:

$$\Delta P_{fa} = f \cdot \frac{\rho_a \cdot x \cdot v_a^2}{2} \cdot \frac{\Delta X}{D} \quad (1)$$

$$Re_a = \frac{\rho_a \cdot x \cdot v_a \cdot D}{\mu} \quad (2)$$

2.2 Pressure drop pipa horisontal (coal ash)

Perhitungan kehilangan tekanan pada aliran *coal ash* yang disebabkan antara gesekan aliran udara dengan dinding pipa bagian dalam pada bagian pipa horisontal, dengan persamaan sebagai berikut dibawah ini:

$$\Delta P_{fs} = m^* \cdot \lambda_s \cdot \frac{\rho_a \cdot x \cdot v_a^2}{2} \cdot \frac{\Delta X}{D} \quad (3)$$

$$\lambda_s = \frac{2.1 \cdot Fr_s^{0.5}}{m^{*0.3} \cdot Fr^2} \left[\frac{D}{d_p} \right]^{0.1} \quad (4)$$

$$Fr = \frac{v}{(g \cdot D)^{0.5}} \quad (5)$$

2.3 Pressure drop pipa elbow

Perhitungan kehilangan tekanan pada aliran udara yang disebabkan antara gesekan aliran udara dan *coal ash* dengan dinding pipa bagian dalam pada bagian pipa elbow,

dengan persamaan sebagai berikut dibawah ini:

$$\Delta P_{bo} = (\lambda_f + \lambda_s) \cdot \frac{\rho_o \cdot v_o^2}{2} \quad (6)$$

$$\lambda_f = 0.167 \times \left[1 + 17.062 \cdot \left(\frac{2.Rb}{D} \right)^{-1.219} \right] \times$$

$$Re^{-0.17} \times \left(\frac{2.Rb}{D} \right)^{0.84} \quad (7)$$

$$\lambda_s = \frac{5.4 \times m^{*1.293}}{Fr^{0.84} \cdot \left(\frac{2.Rb}{D} \right)^{0.39}} \quad (8)$$

$$Fr = \frac{V}{(g \cdot D)^{0.5}} \quad (9)$$

$$m^* = \frac{m_s}{m_f} \quad (10)$$

2.4 Pressure drop pipa vertikal

Perhitungan kehilangan tekanan pada aliran udara yang disebabkan antara gesekan aliran udara dan *coal ash* dengan dinding pipa bagian dalam pada bagian pipa elbow, dengan persamaan sebagai berikut dibawah ini:

$$\Delta P_v = \rho^* \times g \times h \quad (11)$$

$$\rho^* = \frac{\rho_s}{\rho_a} \quad (12)$$

2.5 Metodologi penelitian

- Tahap Identifikasi
Melakukan pengamatan awal untuk menentukan topik, penetapan tujuan dan tahap identifikasi permasalahan yang ada.
- Tahap pengumpulan data
Melakukan pengumpulan data yang bertujuan untuk memudahkan pengerjaan penelitian. Adapun data yang diambil adalah data sekunder (berasal dari perusahaan).
- Tahap pengolahan data
Melakukan pengolahan data yang telah telah diperoleh, adapun dalam tahap ini yaitu melakukan perhitungan *pressure drop* di sepanjang *pipeline* dengan diameter *coal ash* 840 μm , 149 μm dan 45 μm , kemudian melakukan pemodelan menggunakan software ansys 17.2, melakukan perhitungan pengaruh kecepatan aliran terhadap *pressure drop*.
- Tahap analisa dan kesimpulan
Melakukan analisa *pressure drop* di sepanjang aliran dan pengambilan kesimpulan.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Pressure drop aliran dengandiameter coal ash 840 μm

- Total pressure drop

Tabel 1. Total pressure drop pipa fly ash

TOTAL PRESSURE DROP		
Pipa Horisontal	116,31	kPa
Elbow	10,800	kPa
Pipa Vertikal	37,650	kPa
TOTAL	165,23	kPa

transport

Berdasarkan table 1, maka total penurunan tekanan di sepanjang pipa dengandiameter *coal ash* 840 μm adalah sebesar 165,23 kPa

3.2 Pressure drop aliran dengandiameter coal ash 149 μm

- Total pressure drop

Tabel 2. Total pressure drop pipa fly ash transport

TOTAL PRESSURE DROP		
Pipa Horisontal	109,34	kPa
Elbow	11,272	kPa
Pipa Vertikal	37,650	kPa
TOTAL	159,262	kPa

Berdasarkan tabel 2, maka total penurunan tekanan di sepanjang pipa dengandiameter *coal ash* 149 μm adalah sebesar 159,262 kPa

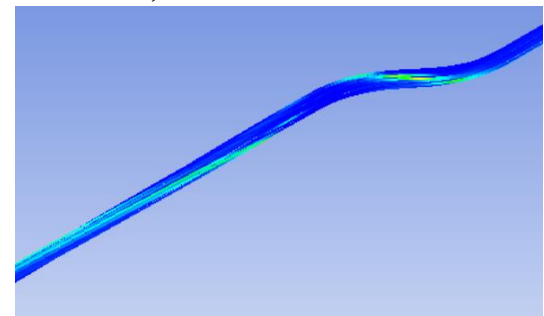
3.3 Pressure drop aliran dengandiameter coal ash 45 μm

- Total pressure drop

Tabel 3. Total pressure drop pipa fly ash transport

TOTAL PRESSURE DROP		
Pipa Horisontal	103,32	kPa
Elbow	10,800	kPa
Pipa Vertikal	37,650	kPa
TOTAL	149,86	kPa

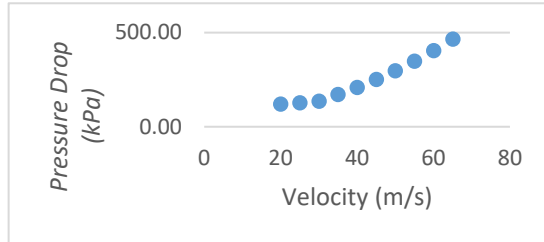
Berdasarkan tabel 3, maka total



penurunan tekanan di sepanjang pipa

dengandiameter *coal ash* 45 μm adalah sebesar 149,86 kPa

3.4 Pengaruh variasi kecepatan terhadap penurunan tekanan



Gambar 1. Grafik pengaruh *velocity* terhadap *pressure drop*

Dari hasil grafik diatas menunjukkan bahwa persamaan *cengel & cimballa* memiliki grafik parabolik. Sehingga, persamaan tersebut benar.

3.5 Pemodelan software ansys 17.2

- Diameter *coal ash* 840 μm



Gambar 2. kontur *particle mass concentration* diameter *coal ash* 840 μm

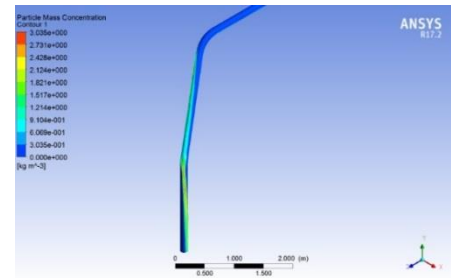
Berdasarkan hasil pemodelan yang dilakukan menggunakan software ansys 17.2 dengan diameter *coal ash* 840 μm diperoleh kontur konsentrasi partikel pengendapan yang terjadi sebelum pipa vertikal. Hal ini disebabkan tekanan yang di suplai telah mengalami penurunan (*pressure drop*).

- Diameter *coal ash* 149 μm

Gambar 3. kontur *particle mass concentration* diameter *coal ash* 149 μm

Berdasarkan hasil pemodelan yang dilakukan menggunakan software ansys 17.2 dengan diameter *coal ash* 149 μm diperoleh kontur konsentrasi partikel pengendapan yang terjadi pada pipa elbow sebelum memasuki *fly ash silo*. Namun ada sebagian yang terbawa atau berhasil di alirkan , akibat diameter partikel yang tidak terlalu besar.

- Diameter *coal ash* 45 μm



Gambar 4. kontur *particle mass concentration* diameter *coal ash* 45 μm

Berdasarkan hasil pemodelan yang dilakukan menggunakan software ansys 17.2 dengan diameter *coal ash* 45 μm diperoleh kontur konsentrasi partikel. Namun tidak didapatkan pengendapan pada pipa, hal ini dikarenakan diameter *coal ash* sangat kecil.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan serta analisa yang telah dilakukan, maka dapat disimpulkan antara lain :

1. *Pressure drop* perhitungan : dari hasil perhitungan manual penurunan tekanan di sepanjang pipa dari *surge bin* menuju *fly ash silo* dengan diameter *coal ash* 840 , 149 dan 45 μm adalah sebesar 165,2 kPa ; 159,262 kPa dan 149,86 kPa dengan tekanan *inlet* sebesar 150 kPa. Untuk memenuhi kebutuhan *pressure* di sepanjang *pipeline* maka diameter *ash* yang ideal adalah 45 μm . Sehingga disimpulkan, bahwa perlunya penggunaan *screen mesh*

berukuran #325 agar partikel yang berukuran $\leq 45 \mu\text{m}$ dapat dialirkan menuju *fly ash silo*.

- Hasil pemodelan menggunakan software ansys 17.2 dengan diameter *coal ash* $840 \mu\text{m}$ dan $149 \mu\text{m}$ menunjukkan bahwa penurunan tekanan terjadi pada *pipeline* dengan *pressure inlet* 150 kPa sehingga tidak mampu untuk menyalurkan *coal ash* secara sempurna menuju *fly ash silo*, sehingga menimbulkan terjadi nya endapan sebelum masuk *silo*. Sedangkan untuk diameter *coal ash* $45 \mu\text{m}$, dengan *pressure inlet* sebesar 150 kPa *coal ash* dapat tersalurkan secara sempurna menuju *silo*.
- Berdasarkan analisa hasil nilai *pressure drop* pada *pipeline* dengan perhitungan manual dan dengan menggunakan software ansys 17.2 dapat disimpulkan bahwa penurunan tekanan pada diameter *coal ash* $840 \mu\text{m}$ dan $149 \mu\text{m}$ yang terjadi di sepanjang *pipeline* telah sesuai antara kondisi aktual, perhitungan secara manual dan dengan menggunakan software ansys.
- Berdasarkan hasil analisa grafik perbandingan antara variasi kecepatan aliran serta penurunan tekanan pada sepanjang pipa *surge bin* menuju *fly ash silo*, dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi kecepatan pada suatu aliran maka nilai penurunan tekanan akan semakin besar.

5. DAFTAR NOTASI

ΔP_{fa}	: Kehilangan tekanan pada udara [kPa]
f	: Gaya gesek pada udara [-]
$\vartheta_a / \vartheta_o$	: Kecepatan udara [m/s]
ρ_a / ρ_o	: Density Udara [kg/m ³]
Re_a	: Reynold Number [-]
ΔX	: Panjang pipa [m]
D	: Diameter Pipa [m]
ΔP_{fs}	: Kehilangan tekanan pada partikel [kPa]
λ_s	: Faktor gesekan pada partikel [-]
m^*	: Mass flow rate [$\frac{m_s}{m_f}$]

d_p	: Diameter partikel [m]
Fr	: Froude Number
g	: Gravitasi [m/s ²]
ΔP_{bo}	: Kehilangan tekanan pada belokan pipa elbow [Pa]
m_s	: Mass flow rate solid / partikel [kg/s]
m_f	: Mass flow rate udara [kg/s]
λ_f	: Faktor gesekan pada udara [-]
Rb	: Radius Bend [m]
ΔP_v	: Kehilangan tekanan pada pipa vertikal [Pa]
ρ^*	: bulk density [kg/m ³]
h	: beda ketinggian [m]

6. DAFTAR PUSTAKA

- Cengel Y, Cimbala J., “ Fluid Mechanics: Fundamentals and applications”, Tata McGraw-Hill Publishing Co Ltd, 2nd ed., 2007.
- Mills, D. 2004. Pneumatic conveying design. Burlington, MA: Elsevier Butterworth-Heinemann.
- M. Weber, Principles of hydraulic and pneumatic conveying in pipes, Bulk Solids Handling 1 (1981).
- Rossetti, S.J. (1983) Concepts and criteria for gas-solid flow, Handbook of fluids in motion, Ed. Nicholas P. Cheremisinoff and Remesh Gupta. Ann Arbor : Ann Arbor Science Publishers. 635-652.
- Shijo J.S. dan Niranja Behera (2016). Friction Factor Fluid Dense Phase Pneumatic Conveying of Fine Particles. IJIRSET, Vol.5, Issue 7.
- Tripathi, N., Sharma, A., Mallick, S.S. & Wypych, P.W. (2015). Energy loss at bends in the pneumatic conveying of fly ash. Particulate science and technology of particles.
- Wypych P, Arnold P.C., “On improving scale-up procedures for pneumatic conveying design”, Power Technology, Vol.50, pp.181-294, 1987.

SOLUSI KASUS KEBOCORAN EXPANDER PIPA FRP PADA JALUR SEA WATER MAKE-UP PROYEK PKT-5, BONTANG

Prodi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal,

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya

Tri Agung Prasetyo.^{1*}, Dr. M. Anis Mustagfirin, S.T., MT.², Nopem Ariwiyono, S.T., MT.³

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*}

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia²

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia³

Email: triaagung95@gmail.com^{1*}; mustagfirin@gmail.com^{2*}; nopem.ppns@email.com^{3*};

Abstrak- PT. Pupuk Kalimantan Timur telah diamanahi pemerintah Republik Indonesia untuk menambah unit

produksi yaitu *Amonia-UreaComplex* (Diistilahkan “Proyek PKT-5”) di Bontang, Kalimantan Timur. Pada

periode/masa garansi kontraktor, dilaporkan telah terjadi kebocoran pada expander di jalur sea-water make-up PA301-28SWS-31203-AFZO-01 / Jalur suplai utama *cooling tower* di Plant PKT-5. Dengan mengacu pada data observasi client, penelitian ini menganalisa karakteristik aliran pada expander, erosi fluida, dan kavitasi. Analisis aliran meliputi distribusi kecepatan dan turbulensi menggunakan software Ansys Fluent versi 17.2 2016. Analisis erosi menggunakan software Ansys Fluent DPM Erosion Model versi 17.2 2016. Analisis kavitasi menggunakan acuan rumus Rahmeyer 1992 dan *1st law of thermodynamic SSSF throttling valve*. Selain ketiga hal di atas, penelitian ini juga akan menganalisa solusi dan memberikan rekomendasi terkait kasus kebocoran ini. Ada 3 solusi yang ditawarkan yaitu *fiber resin lamination*, *pipe sleeve instalation*, dan *valve sizing*. Pemodelan dan perhitungan menghasilkan data bahwa pada expander nilai kecepatan tertingginya adalah sebesar 12,52 m/s, *turbulent kinetic energy* sebesar 12,95 m²/s², erosi pada titik kebocoran sebesar 3,51 mm/tahun, *lifetime* terhadap erosi sebesar 1,21 tahun, serta fase fluida kavitasi sebesar 95,0525% *liquid*, 4,9475% *vapour*. Untuk mengatasi kasus, *valve sizing* DN 600 yaitu merubah ukuran valve dari DN

450 “*existing*” menjadi DN 600 memberikan hasil yang paling optimal. Solusi ini mampu mereduksi nilai kecepatan sebesar 41,16 %, turbulensi sebesar 49,81 %, erosi sebesar 64,9 %, dan kavitasi sebesar 15,05 %.

Kata Kunci : *Expander, Kebocoran, Erosi, Kavitasi, Turbulensi, FRP, ANSYS*

I. PENDAHULUAN

Proyek Kaltim-5 merupakan tindak lanjut rencana Pemerintah untuk melakukan revitalisasi industri pupuk sebagaimana instruksi Presiden RI No. 2 Tahun 2010. Proyek ini dibangun untuk menggantikan Kaltim-1 yang sudah tua dan tidak efisien konsumsi gas buminya. Proses pelelangan telah dilakukan pada Februari 2010 diikuti peserta tender 5 konsorsium dari dalam dan luar negeri.

Berdasarkan informasi dari client (Pupuk Kaltim), telah terjadi kebocoran pada pipa jalur *seawater make-up* (line no PA301-28SWS-31203-AFZO-01), line utama suplai *cooling tower Plant* PKT-5. Kebocoran tersebut berlokasi di dinding expander 18" x 28". Operator telah mengaplikasikan *rubber bandwrapping* sebagai bentuk *emergency action* pada line. Namun tetap saja, metode penanganan tersebut belum dapat menyelesaikan masalah secara tuntas.

Client sempat mempertimbangkan metode lain yang relevan seperti pengaplikasian *fiber resin*

lamination. Namun metode ini dinilai tidak memungkinkan. Resin membutuhkan waktu lebih dari 8 jam untuk mengering namun aliran line hanya mampu ditahan selama 1 jam saja oleh *Control Valve* (FV-2220). Metode ini hanya bisa diterapkan saat *plant* sudah dalam keadaan *shut-down*.

Dalam tugas akhir ini, pertama penulis akan menganalisa kasus kebocoran pada jalur *sea water make up* [line no PA301-28SWS-31203-AFZO-01] dengan pendekatan analisis software CFD (Fluent Ansys). Dugaan sementara, penyebab kebocoran paling signifikan adalah *erosion-mechanism*. Hal ini relevan mengingat terdapat konsentrasi *solid particle* didalam aliran yang secara eksplisit didetailkan pada *client observation report* serta kondisi valve yang diharuskan *maximum throttling* 50% (45°) yang secara signifikan mempengaruhi profil laju fluida.

Tahapan pertama pada analisis ini yaitu simulasi/ pemodelan aliran dan erosi menggunakan software CFD (Fluent Ansys). Yang kedua, penulis juga akan menganalisis solusi yang direkomendasikan. Di lapangan, terdapat perbedaan antara metode yang digagas oleh *Owner* dan kontraktor, sehingga diperlukan analisis lanjutan guna mengetahui kelebihan serta kekurangannya. Kontraktor menyarankan pengaplikasian *Fiber Resin Lamination* sedangkan *Owner* menyarankan penginstallan *pipe sleeve* dengan material yang lebih tahan

erosi. Selain itu, solusi *re-design* ukuran valve juga akan diberlakukan mengingat ada kecurigaan terjadi ketidaktepatan dalam pemilihannya. Diharapkan, luaran hasil analisis dapat

dijadikan *engineering consideration input* oleh kontraktor ketika menghadapi kasus identik lainnya.

Dalam tugas akhir ini, digunakan suatu metode penelitian yang dapat dijabarkan sebagai berikut :

5. Studi literature
Studi literatur dilakukan untuk memahami konsep dasar tentang proses terjadinya kasus kebocoran di lapangan berdasarkan data observasi *Client*, melengkapi data spesifikasi teknis serta mencari referensi yang sesuai guna menyelesaikan kasus.
6. Pemodelan
Melakukan pemodelan aliran untuk mendapatkan data profil kecepatan, tekanan total, dan turbulensi. Selain itu juga akan dilakukan pemodelan *solid discrete phase* untuk mengetahui nilai laju erosi pada dinding komponen terdampak.
7. Simulasi
Melakukan simulasi 3D *streamline* yang menunjukkan hasil pemodelan atau visualisasi pola daerah berpotensi turbulensi. Selain itu guna mengetahui nilai parameter yang dibutuhkan seperti kecepatan, tekanan, dan *erosion rate*, *Surface integral & Volume integral report* akan di-import kemudian dianalisa.
8. Analisa
Analisa data dari *report* software akan menghasilkan gambaran kualitatif profil kecepatan, tekanan dan turbulensi pada komponen terdampak, selain itu data tersebut akan digunakan sebagai acuan kalkulasi penentuan *lifetime* komponen terhadap erosi, index kavitasi, serta fase fluida kavitasi. Terakhir, solusi yang paling optimal akan direkomendasikan guna mengatasi kasus.
9. Penyusunan laporan tugas akhir.
Penulisan laporan ini disusun sebagai berikut :

BAB I : PENDAHULUAN

Berisikan tentang latar belakang, perumusan masalah, tujuan penelitian, manfaat, dan batasan masalah

BAB II : DASAR TEORI

Berisikan teori-teori dasar yang mendukung penelitian tugas akhir, dimana isi dari bab ini merupakan acuan untuk menganalisa dan memecahkan permasalahan.

BAB III: METODOLOGI PENELITIAN

Berisikan tentang metode penelitian yang memaparkan mengenai langkah-langkah yang telah dilakukan selama penelitian secara terperinci dari awal sampai didapatkan kesimpulan.

BAB IV : DAN PEMBAHASAN

Berisikan tentang analisa data dan pembahasan, dilakukan penganalisaan data pada komponen-komponen line terdampak meliputi profil kecepatan, turbulensi, laju erosi, index kavitasi, dan fase fluida yang terbentuk. Selanjutnya menganalisa solusi yang paling optimum sebagai bentuk rekomendasi terhadap kasus tersebut.

BAB V : KESIMPULAN DAN SARAN

Berisikan tentang kesimpulan yang diperoleh dari hasil penelitian dan saran yang diberikan untuk perusahaan.

3. TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Aliran dalam pipa

Secara umum ada 2 phenomena aliran fluida (Bindar, 2006) yaitu aliran laminar dan aliran turbulen. Aliran laminar adalah suatu indikasi aliran berlapis (*layer by layer flow*) dengan tidak ada fluktuasi terhadap waktu pada variabel aliran seperti kecepatan komponen sedangkan aliran turbulen adalah suatu indikasi aliran lapisan bersilangan (*cross layer flow*) yang kuat terhadap fluktuasi waktu pada variabel aliran.

Fluida cair dibedakan menjadi 3 menurut besarnya nilai *reynold number* fluida tersebut yaitu aliran laminar, aliran turbulen, dan aliran transisi. Dalam bukunya, raswari menentukan bahwa untuk nilai reynold:

= $Re < 2000$, aliran tersebut termasuk aliran laminar

= $Re > 2300$, aliran tersebut termasuk aliran turbulen

= $2000 \leq Re \leq 2300$, aliran tersebut termasuk aliran transisi

Dalam *Computational Fluid Dynamic (CFD)* aliran turbulen dimodelkan menggunakan model turbulensi lanjut (*advanced turbulence models*). Model *advanced turbulence* yang sudah mantap dan salahsatunya dapat dipilih untuk digunakan dalam CFD adalah: model *Spalart-Allmaras*, model *k-e Standard*, model *k-e Renormalization-group (RNG)*, model *k-e Realizable*, *Reynolds stress model (RSM)* dan model *Large eddy simulation (LES)*. Dalam faktanya tidak ada model turbulen tunggal yang secara menyeluruh tepat untuk berbagai masalah.

Model k-e Standard

Model *realizable k-epsilon* merupakan pengembangan model yang relatif baru dan berbeda dengan *k-epsilon* dalam dua hal, yaitu :

a. Pada model *realizable k-epsilon* terdapat formulasi baru untuk memodelkan viskositas turbulen.

b. Sebuah persamaan untuk *epsilon* telah diturunkan dari persamaan untuk menghitung fluktuasi vortisitas rata-rata.

Istilah *realizable* mempunyai arti bahwa model tersebut memenuhi beberapa batasan matematis pada bilangan Reynolds, konsistensi dengan bentuk fisik aliran turbulen. Kelebihan dari model *realizable k-epsilon* adalah lebih akurat untuk memprediksi laju penyebaran fluida dari pancaran jet/nosel. Model ini juga memberikan performa yang bagus untuk aliran yang melibatkan putaran, lapisan batas yang mempunyai gradien tekanan yang besar, separasi, dan resirkulasi.

Near Wall Treatment

Aliran turbulen sangat dipengaruhi oleh adanya dinding. Pada aliran utama hambatan dinding tidak berpengaruh, sedangkan pada aliran dekat dinding (*near wall flow*) sangat dipengaruhi oleh hambatan dinding.

Penggunaan *wall function* diperlukan modifikasi model turbulen untuk memperhitungkan adanya dinding. Pendekatan lainnya yang disebut *near-wall model* adalah memodifikasi model turbulensi untuk memungkinkan viskositas daerah dekat dinding terselesaikan dengan membuat mesh penuh sampai dinding termasuk *viscous sublayer*.

2.1 Erosion Mechanism

Suatu sistem perpipaan dimana terdapat parameter seperti *tekanan & kecepatan aliran tinggi*, mengandung uap, gelembung, serta partikel erosive & non-erosive agent, maka sangat rentan terhadap *erosion mechanism*. Maka perhitungan *erosion rate* sangat dibutuhkan guna mengetahui apakah material tersebut akan tahan atau lemah terhadap efek dari erosi tersebut.

Software yang cukup mumpuni dalam menganalisa *erosion mechanism* adalah Fluent Ansys. Adapun beberapa model persamaan yang tercover dalam paket software ini adalah (Sumber : Ansys 2016)

DPM Generic Erosion Model

Persamaan model erosi pada default DPM fluent ansys adalah sebagai berikut,

$$ER = \sum_{p=1}^{N_{trajet}} \frac{m_p \cdot C(d_p) f(\alpha) v_p^n}{A_{face}}$$

Dimana
 ER = Laju erosi (kg/(m²/s))
 m_p = Laju aliran massa partikel
 $f(\alpha)$ = Impact angle function
 $C(d_p)$ = Particle diameter function
 v_p = Particle impact velocity
 n = velocity exponen

Okka Erosion Model

Persamaan ini bisa dilihat pada *user help* Fluent Ansys.

$$E = E_{90} \left(\frac{v}{v_{ref}} \right)^{k_2} \left(\frac{d}{d_{ref}} \right)^{k_3} f(y)$$

Dimana,
 E = Laju erosi (kg/(m²/s))
 E_{90} = Reference erosion ratio pada 90° impact angle
 v = Particle impact velocity
 v_{ref} = Reference velocity
 d and d_{ref} = Diameter partikel dan diameter particle reference
 k_2 dan k_3 = Velocity dan diameter exponent
 $f(y)$ = Impact angle function

Adapun persamaan *impact angle function* adalah sebagai berikut

$$f(y) = (\sin y)^{n_1} (1 + H_v (1 - \sin y))^{n_2}$$

Dimana,
 y = Wall impact angle (rad)
 H_v = Wall material vickers hardness (Gpa)
 n_1 dan n_2 = Angle function constant

Okka erosion model dinilai mampu memberikankorelasi yang lebih realistis dengan mengakomodir pengaruh / effect nilai kekerasan material

Finnie Erosion Model

Persamaan erosi model finnie cocok digunakan pada hampir seluruh material ductile. Adapun persamaannya adalah

$$E = k V_p^n f(y)$$

Dimana,
 E = Laju erosi (kg/(m²/s))
 k = model konstanta
 V_p = Particle impact velocity
 $f(y)$ = Dimensionless function of impact angle

Persamaan *Dimensionless function of impact angle* pada *Finnie erosion model* adalah

$$f(y) = \begin{cases} \frac{1}{3} \cos^2 y & \text{for } y > 18,5^\circ \\ \sin(2y) - 3 \sin^2 y & \text{for } y \leq 18,5^\circ \end{cases}$$

Konstanta default Finnie erosi model hanya valid untuk analisa erosi partikel pasir pada permukaan carbol steel saja.

Mc Laurry Erosion Model

Persamaan Mc Laurry erosi model dapat dilihat pada persamaan di bawah ini,

$$E = A V^n f(y)$$

Dimana,
 E = Laju erosi (kg/(m²/s))
 V = Particle impact velocity
 n = Material exponent

Nilai A pada persamaan *erosion rate* didapatkan dari persamaan

$$A = F B h^k$$

Dimana,
 F = Empirical constant
 Bh = Brinell's hardness number of wall material
 k = Material exponent (-0,59 untuk carbon steel)

Nilai $f(y)$ pada persamaan *erosion rate* didapatkan dari persamaan

$$f(y) = by^2 + cy \quad \text{for } y \leq y_{lim} \quad (2.23)$$

$$f(y) = x \cos^2 y \sin(wy) + y \sin^2(y) + z \quad \text{for } y > y_{lim} \quad (2.24)$$

Dimana,
 y_{lim} = Transition angle
 b, c, w = Mc laurry constant

Dari semua metode diatas, nilai yang didapatkan adalah *erosion rate* dengan satuan kg/(m²s). Guna mengubah satuan tersebut menjadi *erosion rate* mm/tahun berikut adalah persamaanya,

$$= \frac{\text{erosion rate } \frac{kg}{m^2 s}}{\text{density } \frac{kg}{m^3}} \times C_{unit \text{ m to mm}} (1000) \times C_{unit \text{ s to year}} (31104000)$$

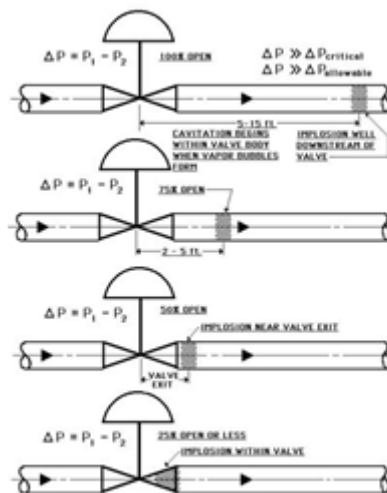
2.2 Cavitation in Throttled Control Valve

Pemahaman tentang kavitasi bisa disederhanakan

dengan kondisi dimana dalam suatu aliran terbentuk gelembung-gelembung udara

(vapour). Gelembung-gelembung tersebut memiliki volume total 200-800 kali dari volume fluida. Hasilnya baik kecepatan fluida dan vapour (hasil kavitasi) meningkat meskipun hanya sedikit persentase fluida yang menguap (vapourization). Gelembung gelembung kavitasi terbentuk dikarenakan tekanan static fluida dalam “*throttled valve*” menurun di bawah tekanan didihnya (*saturation pressure*). Ketika ini terjadi, ada 2 zona fase guna mengkategorikan jenis aliran yang terjadi. Parameter-parameter yang berhubungan dengan *Control Valve* (*throttled*) ditunjukkan pada gambar 2.9

Salah satu efek yang ditimbulkan adalah erosi. Saat tekanan static naik diatas tekanan didih (vapour), gelembung kavitasi akan meletus dan berubah menjadi fase cair lagi. Tumbukan dari partikel partikel gelembung & letupan sangat energetic, karakteristiknya menyerupai “*jets of fluid*” yang mampu menggerus dinding pipa dalam kurun waktu tertentu.



Gambar 2.1 Kavitasi pada *control valve*

Sumber : Comsol 2016

Parameter kavitasi yang terjadi pada kontrol valve, tergantung daripada P1 yaitu tekanan yang masuk, P2 yaitu tekanan yang keluar dan Pv yaitu tekanan uap fluida, parameter kavitasi atau sering disebut indeks kavitasi disimbolkan dengan CN yaitu parameter ini tidak memiliki besaran tapi hanya merupakan parameter untuk mengetahui intensitas terjadinya kavitasi pada suatu operasi control valve. Δ merupakan perubahan tekanan dan merupakan karakteristik geometri aliran. Seperti yang terlihat pada persamaan 2.4 [Rahmeyer,1992]

$$CN = \frac{P_1 - P_v}{\Delta P}$$

Dimana:

CN : indeks kavitasi

P₁ : Tekanan masuk (*inlet*) (psi)

P₂ : Tekanan masuk (*outlet*) (psi)

P_v : Tekanan uap fluida (psi)

ΔP : Perbedaan tekanan (*in-out*) (psi)

Untuk mengetahui bahwa katup kontrol tersebut mengalami kavitasi atau tidak, dan mengetahui besarnya potensi kavitasi terjadi maka kita akan membandingkan nilai kavitasi (CN) dan nilai kavitasi kritis suatu katup kontrol (σ), apabila harga CN sama dengan atau lebih kecil dari nilai σ , maka didalam katup kontrol tersebut terjadi kavitasi. [Rahmeyer,1992]

$$= \frac{1}{2}$$

Dimana:

N : indeks kavitasi kritis

FL : Nilai *Pressure Recovery Factor*

Pressure recovery factor (FL) adalah perbandingan antara nilai teoritis discharge dan nilai aktual discharge ketika aliran melewati katup kontrol yang bergantung pada nilai pressure input (P₁), bukaan katup, dan bentuk geometri, pada penentuan nilai tekanan di upstream dan bukaan katup. *Pressurerecovery factor* ditentukan sebagai nilai maksimum agar aliran dapat mengalir melewati katup kontrol dengan nilai tekanan upstream yang ada. *Pressurerecovery factor* adalah besaran yang tidak memiliki dimensi satuan, dipengaruhi oleh besar debit aliran, kapasitas aliran katup, tekanan masuk, dan tekanan uap fluida, Nilai ini tergantung pada masing-masing ukuran katup kontrol dan bukaan pada katup kontrol,

dirumuskan pada persamaan.
[Rahmeyer,1992]

$$FL = \frac{Q}{C_v \sqrt{P_1 - 0,96 P_v}}$$

Dimana:

FL : Nilai Pressure Recovery Factor

Q : Debit Aliran (GPM)

C_v : Kapasitas aliran katup

C_v atau kapasitas aliran katup dapat dihitung melalui rumus yang telah dijabarkan pada persamaan 2.7 [Rahmeyer,1992]

$$C_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P / SG}}$$

Dimana:

Q : Debit Aliran (GPM)

ΔP : Perbedaan tekanan (in-out) (psi)

SG : Specific Gravity of water (1)

Pada analisa hukum I Thermodinamika “sistem terbuka / control volume” mencakup berbagai macam hal meliputi analisa thermo volume kontrol, proses aliran steady, peralatan teknik untuk aliran steady, dan proses aliran tak steady. Guna mengetahui nilai persentase fluida yang terbentuk akibat *throttling valve*, perhitungannya menggunakan pendekatan ilmu thermodinamika 1 SSSF system (*Steady-State, SteadyFlow Process*).

Proses aliran *steady* mempunyai pengertian sebuah proses dimana aliran fluida ketika melalui sebuah volume atur tidak mengalami perubahan terhadap waktu. Sebuah proses aliran *steady* bisa dikarakteristikan sebagai berikut :

- ε Tidak ada properti dalam volume atur yang berubah terhadap waktu, seperti volume V, massa m dan total energi E.
- ε Tidak ada properti pada batas volume atur yang berubah terhadap waktu. Artinya tidak ada perubahan terhadap waktu properti pada inlet dan exit.
- ε Interaksi panas dan kerja antara sistem aliran

steady dan lingkungan tidak berubah terhadap waktu.

Throttling valve adalah suatu alat yang aliran fluidanya diberi halangan sehingga menimbulkan penurunan tekanan yang signifikan. Secara detail, *conservation laws* yang diterapkan pada SSSF systemantara lain

1. Konservasi massa

$$\sum m_{in} - \sum m_{out} = \Delta m_{cv}$$

Pada sistem SSSF nilai dan adalah sama

2. Konservasi energy (1st law of thermodynamic)

$$[\text{Total Energi yang melewati sistem}] + [\text{Total Energi masuk sistem}] - [\text{Total Energi keluar sistem}] = [\text{Perubahan Energi bersih disistem}]$$

$$Q - W + \sum E_{in} - \sum E_{out} = \Delta E_{cv}$$

$$Q - W = \sum m_{in} \left(h_{in} + \frac{v^2}{2} + gz \right) - \sum m_{out} \left(h_{out} + \frac{v^2}{2} + gz \right)$$

$$Q - W = (h_{out} - h_{in}) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

Pada SSSF system, adapun kondisi-kondisi yang berlaku yakni sebagai berikut

N Adiabatis Q = 0

O Tidak ada kerja yang terlibat W = 0

P Perubahan energi kinetik sangat kecil $\Delta = 0$

Q Perubahan energi potensial juga sangat kecil Δ

$$= 0$$

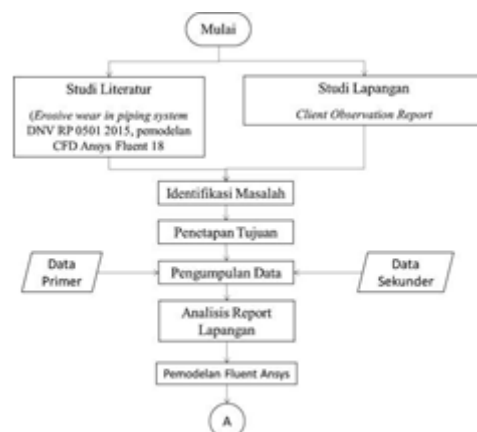
Sehingga pada sistem SSSF berlaku eltaphi sama

pada inlet dan outlet = atau $1 = 2$

Dari nilai entalphi berdasarkan tekanan dan temperatur yang dilihat pada tabel Thermodinamika water, hasil fraksi fluida pada outlet dapat diketahui.

III. METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Tugas Akhir





Gambar 3.1 Metodologi penelitian

Sumber : Dokumen Pribadi

IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada tugas akhir ini ada 3 analisis desain yang diberlakukan yaitu analisis desain 1 “existing condition“, analisis desain 2 “Pipe Sleeve Instalation“, dan analisis desain “Valve Sizing“. Adapun parameter-parameter sebagai pembanding tiap desain antara lain

1. Profil aliran

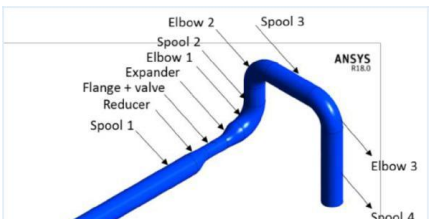
Profil aliran yang dianalisa meliputi kecepatan, tekanan, dan turbulensi. Nilai-nilai tersebut didapatkan dari volume integral report AnsysFluent 17.2. Adapun input software dapat diamatipada tabel di bawah ini,

Setup Ansys Fluent	
General	Pressure based, steady, gravitational acceleration 9.81 m/s ²
Model	Single phase, Viscous turbulence (k-epsilon model realizable, enhanced wall treatment), bouyancy on
Material – Fluid	Seawater, diasumsikan water dengan density 1025 m ³ /kg
Boundarie	Velocity Inlet [1.262626 m/s] dan Pressure Outlet, operating condition = 0 Pa [gage]
Iteration	800 [residual 0,001]
Mass Flow	498,26 kg/s

delkan

KOMPONEN			
Nama	Dimensi	Nama	Dimensi
1. Spool ke-1	7000 mm	6. Spool ke-2	712 mm
2. Reducer	625 mm	1. Elbow ke-2	R 800 mm
3. Flange, Valve, Flange	380 + 114 + 380 = 874 mm	2. Spool ke-3	190 mm
4. Expander	625 mm	3. Elbow ke-3	R 800 mm
5. Elbow ke-1	R 800 mm	4. Spool ke-4	2893 mm

Sumber : Dokumen Pribadi



2 Erosion rate

Nilai erosi didapatkan dari surface integral reportAnsys Fluent 17,2 dengan mengaktifkan fiturDPM “Discrete Phase Model“. Adapun setupDPM dapat diamati pada tabel di bawah ini,

Interaction	Interaction with continous phase
Num of Step	10000
Step length factor	5 (default)
Particle injection	Anthracite (1922 kg/m ³)
Particle Type	Inert
Particle Diameter Distribution	Rosin-Rammler
	Num diameter = 10
	Max Diameter = 2000 mikron
	Min Diameter = 100 mikron
	Mean Diameter = 500 mikron
	Spread Parameter = 3,5
Injection type	From inlet surface
Direction	Face normal direction
Particle mass rate	0.07 kg/s
Particle Velocity	1,262626 m/s

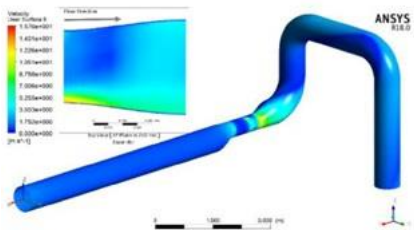
3. Fase Fluida

Untuk analisis fase fluida, menggunakan nilai Average total pressure (volume integral reportAnsys Fluent 17,2) pada komponen upstream (Spool 1 & reducer) dan downstream (expander dan elbow 1) yang kemudian digunakan sebagai input perhitungan berdasarkan rumus Rahmeyer 1992 dan 1stlaw of thermodynamic SSSF Control Valve.

4. Analisis Desain 1 “Existing Condition “

Analisis desain 1 diperlukan guna mengavaluasi kondisi kegagalan dilapangan dengan pemodelan FEM. Data-data report lapangan akan digunakan sebagai input pemodelan. Disamping itu analisis desain 1 ini juga berfungsi sebagai representasi penggunaan metode Fiber Lamination dalam mengatasi kasus kebocoran line Sea water make-up.

1. Profil aliran Desain 1



Gambar 4.2 Velocity Contour 5 mm dari wall
Sumber : Dokumen Pribadi



Gambar 4.1 Komponen-komponen yang dimodelkan
Sumber : Dokumen Pribad

V. KESIMPULAN

Berdasarkan penelitian “Solusi kasus kebocoran Expander pipa FRP pada jalur sea water make-up proyek PKT-5, Bontang” yang telah dilakukan didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

1. Didapatkan dari hasil pemodelan Ansys Fluent, Expander pada desain 1 “ Existing” memiliki nilai kecepatan maksimal sebesar 12,52 m/s, Turbulent Kinetic Energy sebesar 12,95 m²/s², Turbulent Dissipation Rate sebesar 708,29 m²/s³, dan Turbulent Reynold Number sebesar 649110,34.
2. Dari hasil pemodelan erosi menggunakan DPM Fluent Model, didapatkan data yakni nilai erosi rate pada titik kebocoran expander adalah 3,51 mm/tahun. Jika dikonversi menjadi lifetime, nilai lifetime material expander terhadap erosi mechanism tersebut adalah sebesar 1,21 tahun.
3. Didapatkan dari hasil pemodelan dan perhitungan desain 1 “Line Existing”, persentase fraksi fluida kavitasi pada downstream control valve (Expander dan Elbow 1) adalah 4,9474 % vapour, 95,0525 % liquid.
4. Pada penelitian ini, guna mengatasi permasalahan di lapangan, terdapat 3 solusi yang ditawarkan yaitu fiber resin lamination, pipe sleeve instalation, dan valve sizing. Setelah dilakukan analisis dengan software dapat dilihat bahwa valve sizing DN 600 yaitu mengganti valve existing dengan valve lain ukuran DN 600 mampu memberikan

hasil yang paling optimal yaitu mereduksi nilai profil kecepatan sebesar 41,16 %, nilai turbulent kinetic energy rata-rata sebesar 49,81 %, Turbulent dissipation rate rata-rata sebesar 74,02 %, turbulent Reynold Number sebesar 28,44 %, dan vapour kavitasi sebesar 15,05 %.

VI. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Ibu dan Bapak / orang tua penulis yang telah memberikan kasih sayang, nasihat hidup, doa, dukungan moril serta materil, dan segalanya.
2. Bapak Ir. Eko Julianto, M.Sc, MRINA., selaku Direktur Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
3. Bapak George Endri Kusuma, S.T., M.Sc.Eng., selaku Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
4. Bapak Raden Dimas Endro W., S.T., M.T. selaku Ketua Program Studi Teknik Perpipaan, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
5. Bapak Pekik Mahardhika, S.ST., M.T. selaku Koordinator Tugas Akhir Program Studi Teknik Perpipaan, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.

6. Bapak Dr. M. Anis Mustaghfirin, S.T., M.T. selaku dosen pembimbing 1. Beliau senantiasa memberikan saran dan masukan berharga selama pengerjaan tugas akhir.
7. Bapak Nopem Ariwiyono, S.T., M.T. selaku dosen pembimbing 2 Beliau senantiasa memberikan semangat selama pengerjaan tugas akhir.
8. Seluruh staf pengajar Program Studi D-IV Teknik Perpipaan yang telah memberikan banyak ilmu kepada penulis selama masa perkuliahan.
9. Bapak Maskurianto S.ST selaku pembimbing dari PT. Inti Karya Persada Teknik, yang telah banyak membantu dalam pengambilan data dan membimbing penyelesaian Tugas Akhir.
10. Staf *Department of Piping Engineering* PT. Inti Karya Persada Teknik, yang telah membantu kelancaran dalam kegiatan On The Job Training sampai Tugas Akhir.
11. Teman-teman seperjuangan TP angkatan 2013 yang telah memberikan banyak warna kehidupan, kebersamaan, dan canda tawa selama kuliah.
12. Terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan pendidikan di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya yang tidak bisa penulis sebutkan satu per satu.

VII. PUSTAKA

Abdolkarimi V, Mohammadikhah R.
2013. CFD modeling of particulates
erosive effect on a commercial scale
pipeline bend. ISRN Chemical
Engineering. 2013:1-10.

ANSYS. (2013). ANSYS
Fluent Tutorial Guide.

U.S.A: ANSYS, Inc.

API 570. (2009). Piping Inspection Code:
In-Service Inspection, Rating,
Repair, and Alteration of Piping
Systems. Washington DC: American
Petroleum Institute.

Det Norske Veritas. (2007).
Recommended Practice RP 0501
Erosive Wear In Piping Systems.
DNV.

Journal of Energy Resource Technology.
123:277-284.

Emerson, 2005, Control valve handbook
fourth edition, Fisher Controls
International LLC, Marshalltown,
Iowa USA

Hertanto, I. P. (2009). Buku Pegangan
Mahasiswa Sistem Pemipaan.
Jakarta.

Muhtadi, Muhammad ,2008, analisis
rediksi intensitas kavitasi pada
control valve dengan metode
pressure recovery factor, Teknik
fisika ITS

Parcol, handbook for Control valve
sizing, Parcol s.p.a , Italy

Edwards KE, McLaury BS, Shirazi SA.
2001. Modeling solid particle
erosion in elbows and plugged te

ANALISA FLOW PATTERN DAN PENGARUHNYA TERHADAP LAJU LAJU EROSI DI MITERED ELBOW SISTEM PERPIPAAN NIRA D2 MENUJU CVP MENGGUNAKAN SOFTWARE ANSYS

Prodi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya

Siwi Tri Anggarani^{1*}, Priyo Agus Setiawan, ST., MT.², Ir. Arie Indartono, M. MT.³

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*}

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia²

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia³

Email: siwitrianggarani1704@gmail.com^{1*}; priyo_ppns@yahoo.com^{2*};
arie.indartono@gmail.com^{3*};

Abstrak- PG. Kebon agung adalah salah satu industri yang mengola fluida multifase. Fluida tersebut adalah *massecuite* (campuran kristal gula dan tetes). Pada sistem perpipaan yang menghubungkan palung menuju CVP terdapat *mitered elbow* dengan jumlah potongan 8 buah. Analisa pola aliran (*flow pattern*) dilakukan pada *mitered elbow* untuk mengetahui sejauh mana pengaruh aliran yang terjadi terhadap sistem sehingga dapat diantisipasi. Aliran yang terjadi adalah *heterogeneous flow* yang kecepatannya sangat rendah. Dalam kondisi itu, potensi erosi yang dialami sistem tergolong ke dalam *extreme low erosion potential* atau dengan kata lain sistem aman dan kemungkinan erosi dapat diabaikan. Namun disaat yang bersamaan, dengan kondisi operasi tersebut dapat mengakibatkan pengendapan nira berlebihan pada dinding pipa. Salah satu alternative yang dapat dilakukan untuk meminimalisir pengendapan adalah mengatur ulang kecepatan operasi pada sistem tersebut. Penyelesaian masalah pengendapan ini dilakukan dengan menghitung kecepatan operasi minimal agar tidak terjadi pengendapan. Dari hasil analisa dan pengolahan data yang telah dilakukan, didapatkan nilai alternative kecepatan yang sesuai agar tidak terjadi pengendapan dan tidak meningkatkan kemungkinan erosi. Nilai kecepatan tersebut adalah 3,6708 m/s. selain itu, penggunaan senyawa kimia ramah lingkungan sangat disarankan untuk proses pembersihan kerak dalam pipa. Karena penggunaan asam kuat dapat mengakibatkan penipisan dinding dalam pipa.

Kata Kunci : *massecuite, flow pattern, mitered elbow, deposit velocity, kecepatan operasi.*

1. PENDAHULUAN

Analisa aliran dilakukan untuk mengetahui bagaimana perilaku aliran terhadap lingkungannya.

Beberapa literatur menyebutkan bahwa pola aliran dapat menyebabkan kerusakan pada pipa. Kerusakan yang sering terjadi adalah tergerusnya dinding dalam pipa yang biasa di kenal dengan erosi-korosi. Erosi sangat dipengaruhi oleh kecepatan fluida yang sangat tinggi. Selain kecepatan, ukuran partikel padat pada aliran dua fase juga dapat mempercepat terjadinya kebocoran akibat erosi. Belokan, baik *circular elbow* maupun *mitered elbow* sangat rentan terhadap erosi. Penelitian mengenai *flow pattern* pada *mitered elbow* di sistem perpipaan D2 ini dilakukan dengan tujuan mengetahui bagaimana bentuk pola aliran (*flow pattern*) yang terjadi dan bagaimana pengaruhnya terhadap sistem. Hal ini dilakukan untuk mengantisipasi terjadinya kebocoran akibat erosi ataupun pengendapan yang berlebihan.

Analisa aliran ini akan dilakukan dengan menghitung secara manual dan memodelkan dengan *ansys*. Perhitungan manual yang dilakukan meliputi perhitungan laju erosi yang terjadi, perhitungan kecepatan pengendapan dan perhitungan minimal kecepatan operasi (jika kecepatan operasi *actual* lebih kecil dari kecepatan pengendapan).

2 METODOLOGI

2.1 Perhitungan Menentukan Flow Pattern

Tahap-tahap perhitungan di bawah ini merupakan tahap untuk menentukan flow pattern yang terjadi.

A) Specific Gravity

$$S = \frac{\rho_s}{\rho_w}$$

B) Concentration of weight (C_w)

$$C_w = \frac{S}{S + \left(\frac{1}{C_v}\right) - 1} \quad \dots(2)$$

C) Densitas Campuran (ρ_m)

$$\rho_m = \frac{\rho_s}{S + C_w - SC_w}$$

D) Viskositas campuran (μ_m)

$$\mu_m = \mu_w [1 + 2,5C_v + 10,05C_v^2 + 0,00273e^{16,6C_v}]$$

E) Bilangan Reynolds (Re)

$$Re = \frac{\rho_m \times v \times D}{\mu_m}$$

F) Friction factor (f)

Karena aliran yang terjadi adalah laminar, maka f dihitung menggunakan rumus berikut :

$$f = \frac{64}{Re}$$

G) Shear velocity (U_*)

$$U_* = v \sqrt{\frac{f}{8}}$$

H) Concentration ratio ($\frac{C_T}{C_A}$)

$$\log \frac{C_T}{C_A} = -1,8 \frac{V_s}{\kappa U_*}$$

Jenis aliran berdasarkan concentration ratio :

$$\text{Pseudohomogeneous} = \frac{C_T}{C_A} > 0.8$$

$$\text{Heterogeneous} = \frac{C_T}{C_A} < 0.1$$

$$\text{Intermediate} = 0.8 > \frac{C_T}{C_A} > 0.1$$

2.2 Menghitung Deposit Velocity

Deposit velocity adalah kecepatan aliran tepat akan mengendap. (lihat [3]).

$$F_L = \frac{V_L}{\sqrt{2gD(S-1)}}$$

...(9)

2.3 Perhitungan Laju Erosi pada Elbow

Berikut ini adalah tahap-tahap menghitung laju erosi pada elbow [1].

G) Faktor Geometri

Faktor geometri merupakan ketetapan dengan nilai $C_1 = 2.5$ dan *dimensionless*.

A) Impact Angle

$$\alpha = \arctan \left(\frac{1}{\sqrt{2 \cdot R_{curvature}}} \right) \dots(10)$$

B) Dimensionless Parameter Group (A)

$$A = \frac{\rho_m^2 \cdot \tan(a) \cdot U_p \cdot D}{\rho_p \cdot \mu_m} = \frac{Re_D \cdot \tan(a)}{\beta}$$

C) Relasi Diameter Kritis

$$\frac{d_{p,c}}{D} = \gamma_c = \begin{cases} \frac{\rho_m}{\rho_p \cdot [1.88 \cdot \ln(A) - 6,04]} = \frac{1}{\beta \cdot [1.88 \cdot \ln(A) - 6,04]}, & \gamma_c < 0.1 \\ 0.1, & \gamma_c > 0.1 \wedge \gamma_c \leq 0 \end{cases}$$

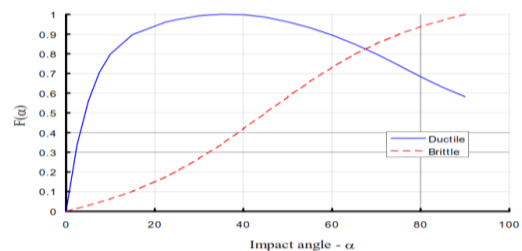
D) Fungsi Koreksi Diameter Kritis

$$G = \begin{cases} \frac{\gamma}{\gamma_c} & \text{jika } \gamma < \gamma_c \\ 1 & \text{jika } \gamma \geq \gamma_c \end{cases}$$

E) Luas Area Yang Terekspos

$$A_t = \frac{\pi D^2}{4 \cdot \sin(a)} = \frac{A_{pipe}}{\sin(a)}$$

F) Grafik F(A)



KESIMPULAN
HASIL PERHITUNGAN
Keterangan
Relative surface thickness loss
Annual surface thickness loss
Actual surface thickness loss

H) Faktor Konversi Unit

Faktor konversi unit yang Harus Digunakan untuk Mengonversikan m/s menjadi $mm/year$ adalah sebagai berikut.

$$C_{unit} = 1000 \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 265 = 3.15 \times 10^{10}$$

I) Kecepatan Maksimum Erosi Pada Elbow

- Relative Surface Thickness (mm/ton)

$$\dot{E}_{L,m} = \frac{K \cdot F(a) \cdot U_p^n}{\rho_t \cdot A_t} \cdot G \cdot C_1 \cdot GF \cdot 10^6$$

...(15)

- Annual Surface Thickness Loss (mm/year)

$$\dot{E}_{L,y} =$$

$$\frac{K \cdot F(a) \cdot U_p^n}{\rho_t \cdot A_t} \cdot G \cdot C_1 \cdot GF \cdot \dot{m}_p \cdot C_{unit}$$

- Actual Surface Thickness (mm)

$$\dot{E} = \frac{K \cdot F(a) \cdot U_p^n}{\rho_t \cdot A_t} \cdot G \cdot C_1 \cdot GF \cdot M_p \cdot 10^3$$

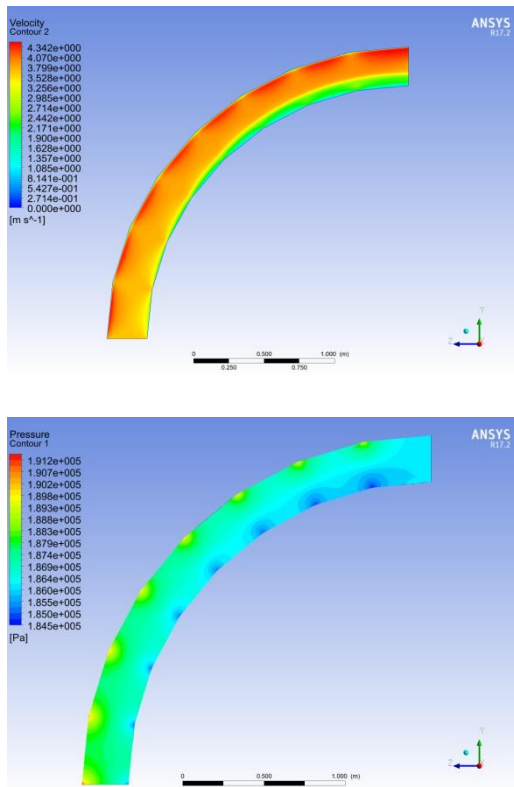
3 HASIL DAN PEMBAHASAN

3.0003.0.1 hasil perhitungan

HASIL PERHITUNGAN PENENTUAN FLOW PATTERN			
Keterangan	Simbol	Nilai	Satuan
Specific Gravity	S	1.768	DIMENSIONLESS
Densitas Campuran	ρ_m	1454.8	$\frac{kg}{m^3}$
Viskositas Campuran	μ_m	0.008525	$\frac{kg}{m \cdot s}$
Bilangan Reynold	Re	5578.978	DIMENSIONLESS
Friction Factor	f	0.048	DIMENSIONLESS
Shear Velocity	U_{*}	0.01	$\frac{m}{s}$
Concentration Ratio	$\frac{C_p}{C_s}$	3.7325×10^{-18}	DIMENSIONLESS
KESIMPULAN			
Nilai $\frac{C_p}{C_s}$ untuk aliran ini memenuhi syarat $\frac{C_p}{C_s} < 0.1$ sehingga dapat simpulkan aliran ini membentuk <i>Intermittent flow</i> .			
HASIL PERHITUNGAN PENENTUAN DEPOSIT VELOCITY (V _d)			
Keterangan	Simbol	Nilai	Satuan
Deposit velocity	V_d	1.58	DIMENSIONLESS
Kecepatan operasi actual (dari pabrik)	V_{actual}	3.059	$\frac{m}{s}$
Kecepatan Operasi	V_m	0.1314	$\frac{m}{s}$
		3.0708	$\frac{m}{s}$

tersebut adalah kategori erosi kelas satu. Dampak atau kerusakan yang dihasilkan erosi kelas 1 dapat diabaikan. Sebaliknya, ada indikasi terjadinya pengendapan, karena kecepatan pengendapan 23 kali lebih cepat dibanding kecepatan operasi.

Kecepatan sangat mempengaruhi perilaku partikel. Kecepatan 0,1314 m/s tidak mampu mengangkut partikel dalam aliran sebesar 6,976 kg setiap detik, sehingga partikel pasti akan ada yang tertinggal. Selain itu, gesekan yang terjadi antar fluida dan dinding dalam pipa menghambat pergerakan partikel dalam aliran, sehingga pengendapan nira berlebihan tidak terelakkan. Mengingat produksi nira tidak boleh dalam suhu tinggi, maka peningkatan kecepatan operasi menjadi pertimbangan utama untuk mengurangi terjadinya pengendapan nira berlebihan. Kecepatan berpengaruh pada tekanan yang terjadi pada inlet pipa. Semakin tinggi kecepatan operasi, tekanan yang terjadi semakin tinggi pula. Tekanan yang tinggi berpotensi mengakibatkan kerusakan atau kebocoran pada pipa yang memiliki *yield strength* dibawah tekanan yang bekerja. Alternatif peningkatan kecepatan operasi secara otomatis meningkatkan tekanan yang bekerja pada pipa. Sehingga, perhitungan untuk mengetahui seberapa kecepatan yang dibutuhkan, harus menimbang faktor tekanan agar tidak melebihi kekuatan material pipa.



(a)

Gambar 3.1 kondisi kecepatan 3.6708 m/s , (a) kontur kecepatan (b) kontur tekanan

Gambar 3.1 menunjukkan bahwa pengendapan yang terjadi mengakibatkan menyempitnya area efektif yang dilalui fluida. Sehingga kecepatan semakin meningkat pada area yang menyempit. Dalam satu kondisi operasi, semakin cepat fluida mengalir maka tekanan akan semakin turun di titik *outlet*.

4. KESIMPULAN

Setelah dilakukan perhitungan dan pembahasan, dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Flow pattern yang terjadi di dalam jalur pipa nira d2 menuju CVP adalah *heterogeneous flow* dengan nilai $\frac{C_T}{C_A} = 3,7325 \times 10^{-16}$.
2. *Flow pattern* yang terbentuk tidak memiliki pengaruh signifikan terhadap laju erosi pada *mitered elbow*. Di lain sisi, kondisi tersebut mengakibatkan terjadinya pengendapan pada dinding pipa.
3. Setelah dilakukan perhitungan dan analisa berdasarkan DNV 2015, erosi yang terjadi pada *mitered elbow* tergolong kategori

“*extreme low erosion potential*” yang berarti beban partikel *solid* yang terkandung dalam aliran dapat diabaikan.

4. Alternatif untuk meminimalisir pengendapan yang terjadi dan tidak sampai meningkatkan kemungkinan erosi adalah meningkatkan kecepatan sampai kurang dari 5 m/s . penggunaan senyawa kimia yang ramah lingkungan juga disarankan untuk mengurangi terjadinya penipisan dinding pipa pada saat pembersihan pipa.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan materi, motivasi, kasih sayang, do'a, dan nasehat hidup bagi penulis.
2. Bapak Priyo Agus Setiawan, selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
3. Bapak Arie Indartono, selaku dosen pembimbing 2 (yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.
4. Teman-teman seperjuangan teknik perpipaan angkatan tahun 2013 yang telah memberikan motivasi, warna kehidupan, dan kebersamaan.
5. Keluarga serta sahabat-sahabat terdekat penulis.
6. Setiap orang yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu.

6. PUSTAKA

1. Dert Nortske Veritas (DNV - GL) RPO501. 2015. *Managing Sand Production and Erosion*.
2. Hao Zhang, Yuanqiang Tan, Dongmin Yang, Francescs Xavier Trias, Shengqiang Jiang, Yong Sheng, Assensi Olivia. 2011. “*Numerical Investigation Of The Location Of Maximum Erosive Wear Damage In Elbow : Effect Of Slurry Velocity, Bend Orientation And Angle Of Elbow* “. Powder Technology 217 (2012) page 467-476.
3. Henry Liu. 2005. *Pipeline Engineering*. Washington, D.C: Lewis Publisher
4. Malalasekera, Versteeg H.K. 1995. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. Longman group:England.
5. <http://authors.library.caltech.edu/25021/1/chap7.pdf>

6. <http://digilib.itb.ac.id/files/disk1/651/jbptitbpp-gdl-nanangmaha-32501-4-2007ta-3.pdf>
7. http://eprints.undip.ac.id/41603/3/BAB_I_I.pdf
8. http://id.m.wikipedia.org/wiki/Fluida_Newtonian
9. http://id.m.wikipedia.org/wiki/Fluida_non_Newtonian

DESAIN ULANG SISTEM PERPIPAAN DARI PALUNG PENDINGIN D2 MENUJU *CONTINUOUS VACUUM PAN* (CVP)

Prodi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik
Perkapalan Negeri Surabaya

Irma Masruro.^{1*}, Projek Priyonggo SL.,ST.,MT.^{2*}, Edi Haryono ST.,M.T.³

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*}

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia²

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia³

Email: irma.masrurog4@gmail.com^{1*}; projek_me@yahoo.co.id^{2*}; ediharyono@gmail.com^{3*}

Abstrak— *Continuous Vacuum Pan* adalah salah satu equipment berupa tangki bertekanan yang berfungsi sebagai tempat tahap akhir proses masakan nira menjadi gula. Sistem perpipaan digunakan untuk mengalirkan fluida dari palung pendingin D2 menuju *Continuous Vacuum Pan* (CVP). Fluida yang mengalir pada jalur perpipaan tersebut yaitu jenis fluida campuran dari kristal gula dan air (*massecuite*) dengan temperatur 65°C. Pada sistem perpipaan dari palung pendingin D2 menuju *Continuous Vacuum Pan* (CVP) terdapat “belokan” yang mengakibatkan *stress* berlebihan yaitu sebesar 472124,3 psi dan terjadi pengendapan pada belokan tersebut, sehingga sering dilakukan pembongkaran setiap dua tahun untuk mengganti sistem perpipaan tersebut bertujuan menghindari pengendapan *slurry* pada pipa. Pada Tugas Akhir ini dibahas mengenai desain ulang sistem perpipaan yang bertujuan untuk mengurangi nilai *headloss*, *pressure drop* dan menentukan *piping support* serta tegangan pada sistem perpipaan dari palung pendingin D2 menuju *Continuous Vacuum Pan* (CVP). Hasil yang didapatkan dari perhitungan desain ulang sistem perpipaan lebih kecil dibandingkan dengan hasil perhitungan desain awal yaitu dengan *headloss* 8,708 meter, *pressure drop* $81202,941 \frac{kg}{m^2.s^2}$, dan hasil desain pada sistem perpipaan ini sudah dapat dikatakan aman, ini terlihat dari hasil nilai tegangan pipa yang lebih kecil dari tegangan yang diizinkan.

Kata Kunci : *massecuite*, *headloss*, *pressure drop*, *piping support*, *stress*.

1. PENDAHULUAN

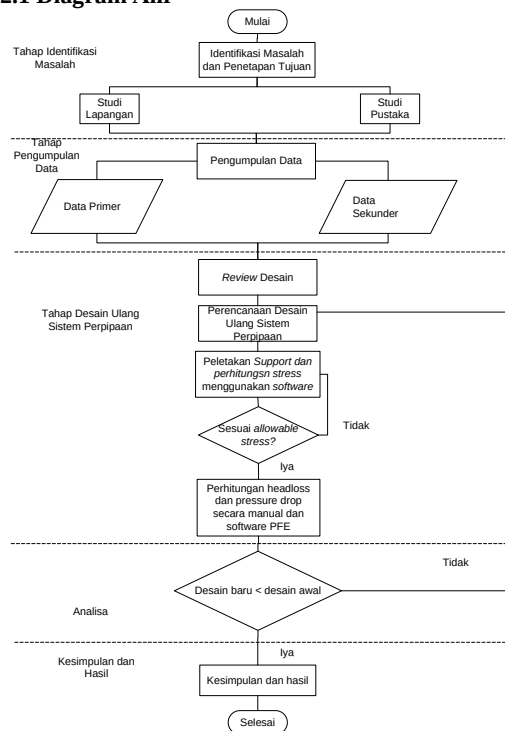
Gula kristal adalah gula yang dihasilkan dari tebu yang telah melalui beberapa proses. PG Kebon Agung Malang adalah salah satu pabrik penghasil gula kristal putih di Indonesia. Adapun proses pengolahan tebu menjadi gula melalui tahapan, salah satunya yaitu proses masakan (stasiun masakan). Pada stasiun masakan terdapat beberapa komponen, salah satunya adalah palung pendingin yang berfungsi sebagai penampungan dan penurunan temperatur nira kental D2 sebelum proses pemasakan tahap akhir yang kemudian masuk tahap pemisahan. Pada pemasakan tahap akhir nira kental D2 menggunakan *Continuous Vacuum Pan* (CVP). Fungsi utama CVP adalah untuk memasak gula D2 menjadi gula D sebelum masuk ke proses putaran.

Pengiriman nira kental D2 dari palung pendingin menuju CVP tidak terjadi secara otomatis. Pada proses ini sistem perpipaan memiliki peran yang sangat penting sebagai sarana transportasi nira dengan tekanan operasional 1,866 Bar dan temperatur 65°C, dan viskositas nira 44233 centipoise. Jalur pipa dari palung pendingin D2 menuju CVP memiliki panjang total 78 m. Dengan total panjang pipa tersebut, pihak pabrik hanya menempatkan satu buah support untuk menopang keseimbangan pipa. Support tersebut diletakan menempel pada *cooling tower*. Peletakan support tersebut hanya berdasarkan pengambilan titik tengah panjang pipa dan membentuk belokan sudut 45°. Hal ini mengakibatkan terjadinya *stress* sebesar 3255108,3 Kpa pada titik tersebut yang melebihi

allowable stress. Pada belokan tersebut juga terdapat pengendapan *slurry* pada pipa. Akibatnya sering dilakukan pembongkaran setiap dua tahun untuk mengganti sistem perpipaan tersebut. Belokan pipa yang dibiarkan terus menerus dapat menyebabkan kerugian yang berdampak ke perusahaan, antara lain: kerugian *slurry* yang terbuang, memperlambat proses produksi, dan biaya yang digunakan untuk pembongkaran dan pemasangan sistem perpipaan. Salah satu cara untuk mengurangi kerugian tersebut adalah mendesain ulang sistem perpipaan. Selain untuk mengurangi kerugian, desain ulang ini juga dimaksudkan agar sistem perpipaan lebih efisien dan tahan lama dengan analisa perbandingan *headloss* dan *pressure drop* secara manual dan dengan menggunakan *software Pipe Flow Expert* serta *piping support* yang sesuai dan tegangan yang dihasilkan tidak melebihi *allowable stress* dengan menggunakan *software CAESAR II*.

2. METODOLOGI .

2.1 Diagram Alir



2.2 Formula Matematika

2.2.1 Fluida

Zat yang dapat mengalir yang mempunyai partikel yang mudah bergerak dan berubah bentuk tanpa pemisahan massa. Ketahanan fluida terhadap perubahan bentuk sangat kecil sehingga fluida dapat dengan mudah mengikuti bentuk ruang.

2.2.2 Mekanika Fluida

Mekanika fluida merupakan ilmu yang mempelajari keseimbangan dan gerakan zat cair maupun gas, serta gaya tarik dengan benda-benda disekitarnya atau yang dilalui saat mengalir.

2.2.3 Kerugian tinggi tekanan (Headloss)

Head loss (h_L) merupakan suatu kerugian yang dialami aliran fluida selama bersikulasi di mana kerugian itu tergantung pada geometri penampang saluran dan parameter-parameter fluida serta aliran itu sendiri.

1. Headloss mayor

Headloss mayor dapat terjadi karena adanya gesekan antara aliran fluida yang mengalir dengan suatu dinding pipa. Pada umumnya kerugian ini dipengaruhi oleh panjang pipa. Untuk dapat menghitung headloss mayor, perlu diketahui lebih awal jenis aliran fluida yang mengalir. Jenis aliran tersebut dapat diketahui melalui Reynold Number. Headloss mayor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

a. Persamaan Darcy-Weisbach yaitu:

$$h_{L\text{mayor}} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (1)$$

Dimana,

h_L = Kerugian gesekan dalam pipa (m)

f = Koefisien gesek (diperoleh dari diagram

Moody).

L = Jarak pipa (m)

D = Diameter dalam pipa (m)

V = Kecepatan aliran fluida (m/s)

g = Percepatan gravitasi (m/s^2)

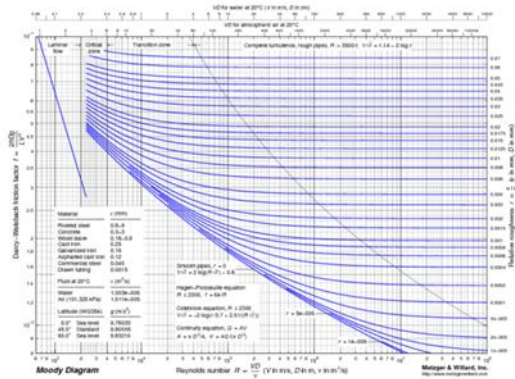
Diagram Moody telah digunakan untuk menyelesaikan permasalahan aliran fluida di dalam pipa dengan menggunakan factor gesekan pipa (f) dari rumus Darcy-Weisbach. Untuk aliran laminar dimana bilangan Reynold kurang dari 2300, faktor gesekan dihubungkan dengan bilang Reynold, menurut Streeter (1992) dinyatakan dengan rumus:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2)$$

Dimana :

f = Koefisien gesek.

Re = bilangan Reynolds number



Gambar 2.1 Moody Diagram

(Sumber: Crane, 1982)

2. Headloss Minor

Headloss minor dapat terjadi karena adanya sambungan pipa (*fittings*) seperti katub (*valve*), belokan (*elbow*), percabangan (*tee*) dan sebagainya. Headloss minor dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$h_{L\text{minor}} = K \frac{V^2}{2g} \quad (3)$$

Dimana,

h_L = Kerugian pada perubahan geometri (m)

K = Koefisien pengecilan pipa.

V = Kecepatan aliran fluida (m/s)

g = Percepatan gravity (m/s²)

2.2.4. Pseudohomogeneous Flow

Aliran *pseudohomogeneous* memiliki perbandingan tetap antara *Shear*, dan *velocity gradient*, aliran ini dapat diperlakukan sama dengan *Newtonian fluid*. *Pressure gradient* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$i_m = \frac{\Delta p_m}{L} = f_m \frac{1}{D} \frac{\rho_m V^2}{2} \quad (6)$$

Persamaan (6) identik dengan persamaan Darcy-Weisbach untuk *Newtonian fluid*, yang membedakan hanya notasi **m** yang mengacu pada *mixture* atau campuran. Faktor gesek f_m dapat diperoleh dari diagram moody yang biasa digunakan untuk *Newtonian fluid*. Thomas, 1965., memberikan formula pendekatan untuk menentukan viskositas campuran (*slurry*) sebagai berikut :

$$\mu_m = \mu [1 + 2.5 C_v + 10.05 C_v^2 + 0.00273 e^{(16.6 C_v)}] \quad (7)$$

dimana :

μ_m = viskositas dinamik campuran
 μ = viskositas dinamik *liquid* (air)
 C_v = konsentrasi volume partikel padat di dalam *slurry*.

Jika C_v telah diketahui, maka densitas campuran dapat di hitung dengan persamaan berikut.

$$\rho_m = \frac{\rho_s}{S + C_w - SC_w} \quad (8)$$

Dimana :

ρ_m = densitas campuran

ρ_s = densitas partikel padat

$S = \frac{\rho_s}{\rho} = \text{density ratio}$

C_w = *weight concentration of solid particles in slurry*

Nilai C_w dapat dihitung dari nilai C_v sebagaimana persamaan berikut :

$$C_w = \frac{S}{S + \left(\frac{1}{C_v}\right) - 1} \quad (9)$$

Ketika sebuah aliran telah dinyatakan sebagai *heterogeneous flow*, kerugian akibat gesekan sepanjang pipa dapat dihitung menggunakan rumus Duran yang telah dimodifikasi ini.

$$\Phi = \frac{i_m - i}{i C_v} = 67 \left(\frac{\sqrt{g D (S - 1)}}{V} \right)^3 \left(\frac{V_s}{\sqrt{g (S - 1) d_s}} \right)^{3/2} \quad (10)$$

Dimana :

Φ = fungsi tak berdimensi

$i_m = \frac{\Delta p_m}{L}$ = *pressure gradient of slurry flow*

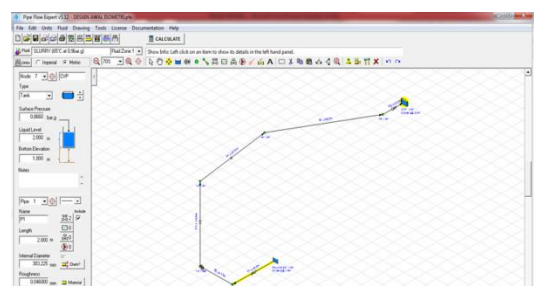
$i = \frac{\Delta p}{L}$ = *pressure gradient of liquid flow* pada kecepatan (V) yang sama.

2.2 Pipe Flow Expert

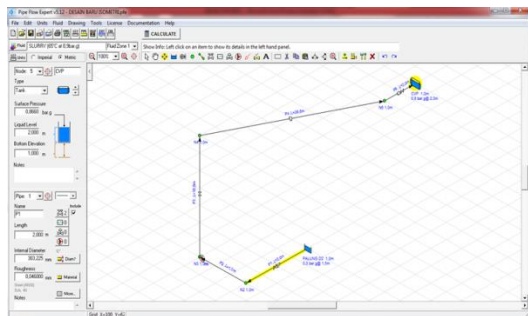
Pipe flow expert v 5.12 merupakan salah satu program komputer yang digunakan untuk mendesain sistem perpipaan dan menganalisa aliran fluida. Pipe flow expert v 5.12 mampu menghitung laju aliran pada setiap pipa dan mampu menghitung *pressure drop* dan headloss pada keseluruhan sistem perpipaan.

a. Proses Simulasi

Proses simulasi dilakukan dengan menggunakan *software* Pipe Flow Expert v 5.12 untuk dapat mengetahui factor gesek (*friction*) dan penurunan tekanan (*pressure drop*) pada sistem perpipaan. Selain itu dapat diketahui jenis aliran, laju massa aliran pada sistem perpipaan.



Gambar 2.2 Tampilan Simulasi Desain Awal Pipe Flow Expert



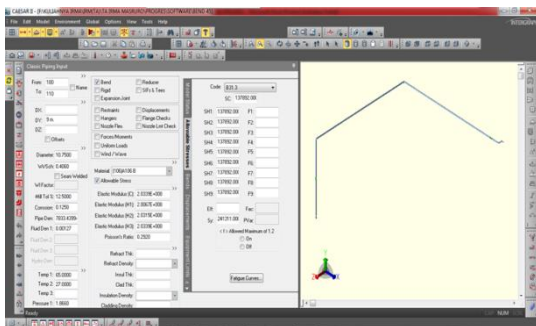
Gambar 2.3 Tampilan Simulasi Desain Baru Pipe Flow Expert

2.3 CAESAR II

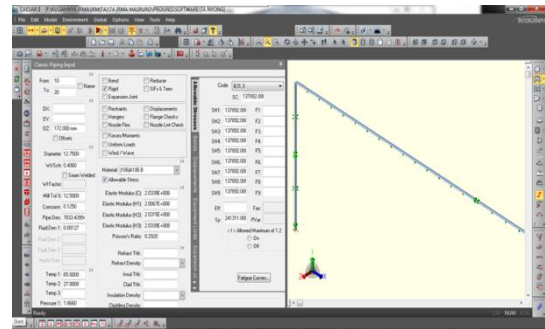
CAESAR II adalah program komputer untuk perhitungan *pipe stress analysis* yang mampu mengakomodasi kebutuhan perhitungan *stress analysis* pada sistem perpipaan. *Software* ini sangat membantu dalam *engineering* terutama di dalam desain *mechanical* dan sistem perpipaan.

a. Proses Simulasi

Proses simulasi dilakukan dengan menggunakan *software* CAESAR II untuk mengetahui nilai tegangan (*stress*). Berikut adalah hasil simulasi dalam analisa tegangan pada *software* CAESAR II:



Gambar 2.4 Tampilan simulasi CAESAR II desain awal



Gambar 2.5 Tampilan simulasi CAESAR II desain baru

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Hasil perhitungan manual headloss dan *pressure drop*

Berdasarkan hasil perhitungan manual *headloss* desain awal diperoleh sebesar 11,139 m dan nilai *headloss* desain baru sebesar 8,708 m, nilai tersebut memiliki selisih sebesar 2,431 m. Sedangkan nilai perhitungan *pressure drop* desain awal diperoleh sebesar $113557,529 \frac{kg}{m^2s^2}$ dan nilai *pressure drop* desain baru sebesar $81202,941 \frac{kg}{m^2s^2}$, nilai tersebut memiliki selisih sebesar $32354,588 \frac{kg}{m^2s^2}$.

3.2 Hasil running Pipe Flow Expert v 5.12

Data Fluida dan Pompa Desain Awal

Tabel 3.1 Data Fluida

Zone	Fluid Name	Temperatur °C	Pressure bar.g	Density kg/m ³	Centipoise	State
1	SLURRY	65	0,866	1278,995	44233	Liquid

Tabel 3.2 Data Pompa

Pipe Name	Pump Name	Flow In/Out m ³ /sec	Velocity m/sec	Suction Pressure bar.g	Discharge Pressure bar.g	Pump Head (+) m.hd Fluid
P2	Pump	0,0069	0,096	0,1435	3,3839	25,836

Tabel 3.3 Data Pressure Drop dan Friction Loss desain awal

Pipe Name and Notes	Fluid Zone	Material	Inner Diameter mm	Roughness mm	Length m	Total K	Velocity m/sec	Entry Pressure bar.g	Exit Pressure bar.g	Flow Type	Friction Loss m.hd
P1	SLURRY 65°C at 0.866 g density 1278.995 kg/m ³	12" Steel (ANSI) Sch. 40	303,225	0,048	2,000	4,6100	0,096	0,1681	0,1593	Laminar	0,238
P2	SLURRY 65°C at 0.866 g density 1278.995 kg/m ³	12" Steel (ANSI) Sch. 40	303,225	0,048	1,000	0,0000	0,096	0,1593	3,3839	Laminar	0,110
P3	SLURRY 65°C at 0.866 g density 1278.995 kg/m ³	10" Steel (ANSI) Sch. 40	254,500	0,048	18,000	0,1100	0,137	3,3839	2,0470	Laminar	4,281
P4	SLURRY 65°C at 0.866 g density 1278.995 kg/m ³	10" Steel (ANSI) Sch. 40	254,500	0,048	37,000	0,2100	0,137	2,0470	2,0416	Laminar	8,421
P5	SLURRY 65°C at 0.866 g density 1278.995 kg/m ³	10" Steel (ANSI) Sch. 40	254,500	0,048	28,000	0,0000	0,137	2,0416	1,1766	Laminar	6,897
P6	SLURRY 65°C at 0.866 g density 1278.995 kg/m ³	10" Steel (ANSI) Sch. 40	254,500	0,048	2,000	0,3300	0,137	1,1766	1,1169	Laminar	0,476

Hasil simulasi *software* diatas *code stress* < *allowable stress* (Accepted)

4. KESIMPULAN

Setelah dilakukan perhitungan dan analisa, maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Desain ulang sistem perpipaan dari palung pendingin D2 menuju CVP

2. Berdasarkan hasil perhitungan manual *headloss* desain awal diperoleh sebesar 11,139 m dan nilai *headloss* desain baru sebesar 8,708 m, nilai tersebut memiliki selisih sebesar 2,431 m. Sedangkan nilai perhitungan *pressure drop* desain awal diperoleh sebesar $113557,529 \frac{kg}{m^2 s^2}$ dan nilai *pressure drop* desain baru sebesar $81202,941 \frac{kg}{m^2 s^2}$, nilai tersebut memiliki selisih sebesar $32354,588 \frac{kg}{m^2 s^2}$. Hasil *running Pipe Flow Expert* dapat dilihat di lampiran.
3. Berdasarkan hasil *running software CAESAR II 2014* pada desain ulang sistem perpipaan dari palung pendingin D2 menuju CVP dengan jarak span pipa sebesar 2,142 m, tegangan yang terjadi masih dibawah dari tegangan yang diijinkan yaitu sebesar 10.707,2 psi, sehingga dapat dikatakan desain pada tugas perancangan ini aman.

5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terimakasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan materi, motivasi, kasih sayang, do'a, dan nasehat hidup bagi penulis.
2. Bapak Projek Priyonggo SL.,ST.,MT, selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan

bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.

3. Bapak Edi Haryono ST., MT., selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian jurnal tugas akhir.

4. Teman-teman seperjuangan teknik perpipaan angkatan tahun 2013 yang telah memberikan motivasi, semangat, dan kebersamaan.

5. Sahabat-sahabatku G4 yang telah memberikan semangat, dukungan, dan kebersamaan.

6. PUSTAKA

1. ASME. B31.3-2012 (*Revision of ASME B31.3-2012*), *Process Piping, ASME Code for Pressure Piping*, B31, *The American Society of Mechanical Engineer*, U.S.A.
2. Sularso Haruo Tahara. *Handbook Pompa & Kompresor Pemilihan Pemakaian Dan Pemeliharaan*,
3. Chamsudi, Achmad. 2005. *Piping Stress Analysis*.
4. Kannapan P. E., Sam, 1986, *Introduction to Pipe Stress Analysis*, A Wileyinterscience publication, Canada.
5. Henry Liu. 2005. *Pipeline Engineering*. Washington, D.C: Lewis Publisher.
6. Jurnal e-Dinamis, Volume 3, No.3 Desember 2012. ISSN 2338-1035.

REDESAIN COLD INSULATION DENGAN FLUIDA CLORINE DIOXIDE PADA JALUR PERPIPAAN LINE 120-5042-DDW-250-10K2AA PROYEK PT. OKI PULP AND PAPER MILLS PALEMBANG **Prodi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya**

Doni Prastyo.^{1*}, Muhammad Shah, S.T.,M.T.², Sudiyono, S.T.,M.T.³

Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*}
Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia²
Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia³
Email: dprast09@gmail.com^{1*}; -^{2*}; -^{3*};

Abstrak- Bleaching adalah salah satu tahapan untuk menghasilkan bubur kertas. Dengan suhu 15°C *chlorine dioxid* mampu menaikkan nilai *brightness* dari bubur kertas melalui proses *mixing*, untuk mempertahankan suhu di dalam pipa dibutuhkan *jacket* pipa berupa insulasi, pada proyek ini, insulasi yang mulanya menggunakan material *rockwool* lalu diganti dengan material *polyurethane*. Tugas akhir ini bertujuan untuk mencari tahu apakah proses penggantian material insulasi berpengaruh terhadap temperatur fluida dalam pipa serta mencari nilai *critical thickness insulation* dengan menghitung perpindahan panas konveksi, konduksi dan radiasi serta menggunakan metode simulasi software Ansys 17.2. Hasil perhitungan manual dan software menunjukkan bahwa jenis material insulasi sangat berpengaruh terhadap perubahan temperatur fluida dalam pipa, hal ini dikarenakan nilai *thermal conductivity* setiap material insulasi yang berbeda. Dengan mengetahui nilai *critical thickness*, tebal insulasi yang semula adalah 0,05 m mampu ditekan hingga tebal 0,022 m untuk material insulasi *rockwool*, 0,14 m untuk material *polyurethane* dan 0,24 m untuk material *calcium silicate* dengan nilai perubahan temperatur maksimal yang sama yaitu maksimal 5%.

Kata kunci : *Cold Insulation, Insulation Pipe, Heat Transfer, Critical Insulation Thickness, Polyurethane, Rockwool, Calcium Silicate*

1. PENDAHULUAN

Klorin dioksida ClO₂ adalah bahan kimia yang memiliki sifat sebagai berikut; Pada suhu ruang, klorin dioksida merupakan gas berwarna kuning atau kuning kemerahan, berbau klorin; Kristal padat klorin dioksida berwarna merah kekuningan; Klorin dioksida cair berwarna coklat kemerahan; Ambang batas bau 0,1 ppm; Berat molekul 67,46; Rumus molekul ClO₂; Titik didih 10°C (50 F); Titik lebur -59°C (-74,2 F); Titik beku -60°C (-76 F); Gravitasi spesifik 1,64 pada 0°C (32 F) (cair); Tekanan uap >760 mmHg pada 20°C (68 F); Kerapatan uap (udara=1): 2,3; Larut dalam alkali, asam sulfat. Kelarutan dalam air 0,8 g/mL pada 20°C. bekerja sangat selektif terhadap lignin. ClO₂ sangat berguna pada pemutihan tahap awal dan akhir saat konsistensi lignin rendah (Pusat Informasi Obat dan Makanan, Badan POM RI, 2010). Larutan ClO₂ sangat dibutuhkan pada proses bleaching pada industri bubur kertas sebagai pemutih. Oleh karena itu insulasi perlu untuk dipasang pada dinding luar pipa sepanjang line -5042- untuk mempertahankan penurunan suhu sebesar 5% dari 15 °C, pada kasus ini desain awal material insulasi semula adalah *rockwool* dengan tebal 50 mm dengan densitas 100

Kg/m³, lalu digantikan dengan material *polyurethane* dengan tebal yang sama dan densitas yang sama,

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Prosedur penelitian ini berisitentang perhitungan panas yang hilang sebagai aspek efisiensi desain insulasi yang dirancang yang

nantinya akan dapat memperoleh nilai *critical insulation thickness* dengan 3 macam jenis material insulasi dengan densitas dan tebal yang sama, yaitu material insulasi *rockwool*, *calcium silicate* dan *polyurethane*, setelah itu akan dilakukan analisa perbandingan dengan menggunakan software Ansys 17.2, selain itu akan dilakukan analisa dari segi teknis dan juga ekonomis.

2.2. Heat transfer

untuk mendapatkan nilai tebal insulasi dapat dihitung dengan menggunakan metode *heat transfer*

2.2.1 Konveksi dalam

$$\bullet \quad Nu = \frac{h D}{K} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (01)$$

Persamaan (01) menunjukkan perhitungan konveksi dalam pipa. Dimana Nu merupakan nusselt number, Re nilai reynold, Pr nilai prndtl, h laju perpindahan panas (W/m²°C), K nilai konduktivitas thermal (W/m²°C), D diameter pipa (m).

2.2.2. Konveksi Luar Alami

$$\bullet \quad R3 = \frac{K_{iso}}{h}$$

(02)

Jenis Insulasi	Critical Thickness (mm)	Thermal Conductivity (W/m°C)	Downstream < 5% (°C)
Polyurethane	14	0,03	15,685
Rockwool	22,5	0,045	15,673
Calcium Silicate	24,8	0,05	15,678

Pada persamaan ini, R3 merupakan tebal isolasi minimum atau kritis, dimana *Kiso* adalah nilai *thermal conductivity* ($W/m^{\circ}C$)

2.2.2. Konveksi Luar Alami

$$\beta = \frac{1}{(T_o + T_{\infty})/2}$$

(03)

$$Gr = \left(\frac{X_3^3 \rho^2 g \beta (T_o - T_{\infty})}{\mu_{air} r^2} \right)$$

(04)

$$Rad = Gr \times Pr$$

(05)

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Rad^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

(06)

Pada persamaan (03), (04), (05) dan (06) menunjukkan perhitungan konveksi luar alami. Dimana nilai β Koefisien ekspansi thermal ($^{\circ}C^{-1}$), μ_{air} visikositat kinematik udara (kg/ms), Rad Rayleigh number, Gr Grushof number, T_o suhu fluida ($^{\circ}C$), T_{∞} suhu lingkungan ($^{\circ}C$).

2.2.3. Forced External Convection

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 Red^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[\left(1 + \left(\frac{0.4}{Pr} \right)^{2/3} \right)^{1/4} \right]} \left(1 + \left(\frac{Red}{282,000} \right)^{5/8} \right)^{4/5}$$

(07)

Pada persamaan (07) menunjukan persamaan perhitungan konveksi luar paksa. Dimana nilai Pr merupakan nilai Prandtl, Red Reynold number.

2.2.4. Radiasi

$$h_r = \varepsilon \sigma (T_o + T_{\infty})(T_o^2 + T_{\infty}^2)$$

(08)

Pada persamaan (08) menunjukkan perhitungan radiasi. Dimana ε emisivitas *cladding*, σ konstanta bloltzman $5.67 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$.

2.2.4. Heat Losses

$$Q = \frac{2\pi L(T_1 - T_4)}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{k_A} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{k_B} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{k_C}}$$

(09)

Persamaan (09) menunjukan perhitungan *Heat Losses* dimana KA,KB,KC merupakan konduktivitas material ($W/m^2^{\circ}C$), r jari jari silinder (m), L panjang bidang (m), T1 temperatur dalam silinder ($^{\circ}C$), T2 temperatur luar silinder ($^{\circ}C$).

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Perhitungan Tebal Insulasi

Perhitungan insulasi didasarkan pada sub bab 2.2 *Heat transfer*. perhitungan insulasi dilakukan untuk mendapatkan tebal optimal dimana penurunan temperatur dibatasi $5 \leq \%$ dari temperature desain. Hasil perhitungan ditunjukkan pada tabel 3.1

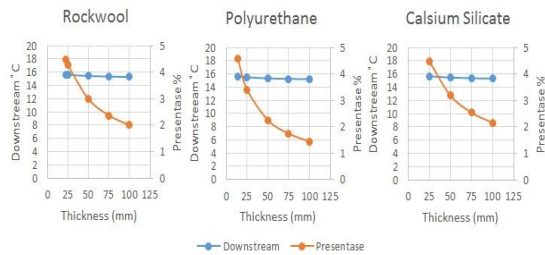
Tabel 3.1 Perhitungan insulasi

Dari perhitungan 3 macam jenis material insulasi diatas maka didapatkan rangkuman hasil perhitungan diatas, telah dilakukan perhitungan dengan cara yang sama, tetapi dengan tebal yang berbeda, yakni 25, 50, 75, 100 (berdasarkan tebal insulasi yang tersedia pada pasar) dapat dilihat pada tabel 3.2 sebagai berikut :

Tabel 3.2 Perhitungan insulasi

Jenis Insulasi	Critical Thickness	Downstream	Presentase
	(mm)	ΔT	%
Rockwool	22,5	15,673	4,48
	25	15,641	4,27
	50	15,448	2,99
	75	15,355	2,37
	100	15,299	2,00
Polyurethane	14	15,685	4,57
	25	15,512	3,41
	50	15,338	2,25
	75	15,260	1,74
	100	15,216	1,44
Calsium Silicate	24,8	15,675	4,5
	50	15,479	3,2
	75	15,383	2,55
	100	15,324	2,16

Dari perhitungan diatas dapat dibuat grafik yang menunjukan hubungan pengaruh tebal insulasi terhadap downstream dan presentase nilai downstream sebagai berikut :

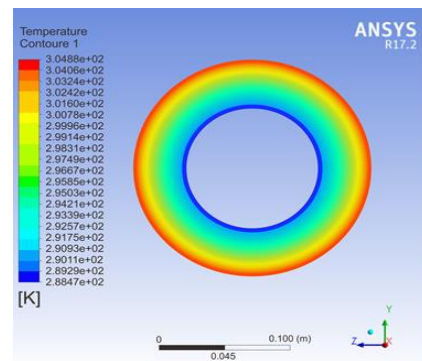


Gambar3.1Grafik Perbandingan Tebal dengan Presentase Downstream Material Calcium Silicate

Dari grafik diatas, dapat dibuat analisa bahwa nilai tebal insulasi berbanding terbalik terhadap nilai downstream temperatur, artinya semakin tebal insulasi yang digunakan maka nilai kenaikan temperature yang terjadi akan semakin kecil. hal ini dipengaruhi oleh perpindahan panas secara konduksi. Tebal nya benda padat yang bersifat isolator akan menghambat besar peprindahan panas yang terjadi. polyurethane memiliki nilai konduktivitas thermal yang kecil yakni sebesar 1,44% dengan tebal insulasi maksimum yang sama 100 mm, sedangkan material rockwool masih berada pada 2,00% dan calcium silicate 2,16%.

3.2 RESULT SOFTWARE

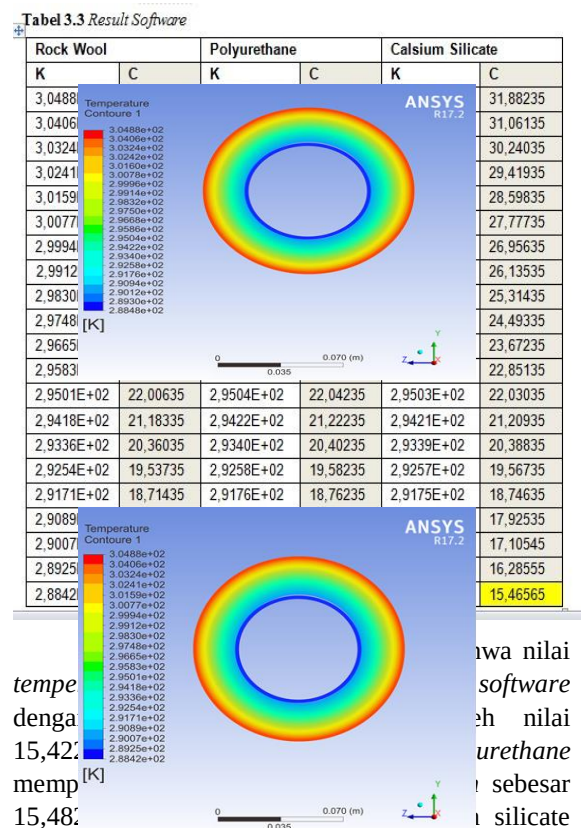
Untuk mengetahui hasil simulasi software jalur interkoneksi dapat dilihat pada gambar 3.2, 3.3 dn 3,4



Gambar3.4Contour Calsium Silicate

Dari data diatas, telah dilakukan pengolahan data untuk merubah satuan temperatur dari kelvin kecelsius pada tabel berikut :

Gambar3.2Contour Rockwool



Gambar3.3Contour Polyurethane

simulasi yang dilakukan menggunakan *critical insulation thickness* yang telah diperoleh dari perhitungan manual.

3.3 Perhitungan Biaya

Untuk memperoleh nilai optimum dari ketiga jenis insulasi, maka perlu dilakukan analisa ekonomis lebih lanjut mengenai harga dari ketiga jenis material insulasi, perhitungan anggaran biaya insulasi sebagai berikut :

1. Harga material insulasi *polyurethane* jauh lebih mahal dibanding dengan harga kedua jenis insulasi lain yaitu *rockwool* dan *calciunsilicate*, yaitu sebesar Rp 16.431,- / Kg dan Rp 10.584,- / Kg untuk *calciunsilicate* dan Rp 2.400,- / Kg untuk material jenis *rockwool*.

Tabel 3.4 Harga total kebutuhan untuk setiap jenis material

Jenis Insulasi	Harga (Rp)		
	Desain Perhitungan	Desain Awal (50mm)	Ketersediaan Pasar (25mm)
<i>Rockwool</i>	798.866	3.649.142	986.254
<i>Silicate</i>	3.882.150	14.695.194	3.945.018
<i>Polyurethane</i>	3.402.184	40.436.442	10.848.801

2. Desain awal lebih mahal daripada desain perhitungan *critical thickness insulation*. Hal ini dapat dibuktikan melalui hasil dari perbandingan antara desain awal dan desain akhir untuk material yang sama. Sebagai berikut :

Tabel 3.5 Perbandingan antara desain hasil perhitungan dan desain awal

Jenis Insulasi	Desain Perhitungan	Desain Awal (50mm)	Presentase %
<i>Rockwool</i>	2400,7	4934,7	48,65
<i>Silicate</i>	10584,2	19872,1	53,262
<i>Polyurethane</i>	16431,2	54681,7	30,049

4. KESIMPULAN

1. Dengan perhitungan *Critical Thickness insulation*, desain awal sebesar 0.05 m, mampu ditekan sampai 0.022 m untuk *rockwool*, 0,14 m untuk *polyurethane* dan 0,24 m untuk *calciunsilicate*.
2. Dalam segi teknis adalah jenis material *polyurethane*, 15.685°C pada perhitungan *manual* dan 15.482°C pada *software* dengan ketebalan 0,014 m. material *rockwool* 15,673°C pada perhitungan *manual* dan 15.422°C pada *software* dengan ketebalan 0,022 m. material *calciunsilicate* 15,678°C pada perhitungan *manual* dan 15.466°C pada *software* dengan ketebalan 0,022 m.
3. Pemilihan jenis material insulasi berpengaruh terhadap nilai temperatur suhu dalam pipa karena adanya perbedaan *thermal conductivity* yaitu

0,045 untuk *rockwool*, 0,03 untuk *polyurethane*, dan 0,05 untuk *calciunsilicate*.

4. Ditinjau dari hasil perhitungan harga material insulasi *polyurethane* lebih mahal dibanding dengan harga kedua jenis lain

5. DAFTAR NOTASI

- h = Laju perpindahan panas ($W/m^2\text{°C}$)
 D_o = Outside Diameter (inch)
 D_i = Inside Diameter (inch)
 r_o = Jari jari luar pipa (inch)
 r_i = Jari jari dalam pipa (inch)
 k = Konduktivitas Thermal ($W/m^2\text{°C}$)
 g = Percepatan gravitasi (m/s^2)
 β = Expansion thermal ($^{\circ}C^{-1}$)
 ε = Emissivitas material
 σ = Konstanta Boltzman ($W/m^2\text{-K}$)
 A = Luas perpindahan panas (m^2)
 T_o = Temperatur fluida ($^{\circ}C$)
 T_{∞} = Temperatur lingkungan ($^{\circ}C$)
 μ = Viskositas kinematik Fluida (kg/ms)

6. DAFTAR PUSTAKA

1. **Best Practices Guide.** Thermal Insulation Association of Canada.
2. Cao, Eduardo (2010). **Heat transfer in Process Engineering.** McGraw-Hill Companies, United States of America.
3. Choudhari, Abhaykumar J. (2012) **Insulation Material**, BSES NAGAR.India
4. J.P. Holman. 2010. *Heat transfer 10th Edition.* McGraw-Hill Companies, Inc., 1221 Avenue of the Americas, New York
5. Prof. Totala, N.B dkk. (2013) **Analysis for Critical Radius of Insulation** for a Cylinder. IOSR Journal Of engineering. Vol.3,

