



TESIS-TM185400

**STUDI NUMERIK HEAT TRANSFER DAN TEGANGAN-
REGANGAN LANCE TUBE SOOTBLOWER DUA SAMBUNGAN
ATAU TIGA SAMBUNGAN UNIT PEMBANGKITAN SURALAYA
600 MW**

**AGUNG NUGROHO, ST
NRP. 2111750078006**

**DOSEN PEMBIMBING
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA**

**Program Magister
Bidang Keahlian Manajemen Energi
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020**

Halaman ini sengaja dikosongkan



TESIS-TM185400

**STUDI NUMERIK HEAT TRANSFER DAN TEGANGAN-
REGANGAN LANCE TUBE SOOTBLOWER DUA SAMBUNGAN
ATAU TIGA SAMBUNGAN UNIT PEMBANGKITAN SURALAYA
600 MW**

**AGUNG NUGROHO, ST
NRP. 2111750078006**

**DOSEN PEMBIMBING
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA**

**Program Magister
Bidang Keahlian Manajemen Energi
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020**

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN TESIS

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (MT)

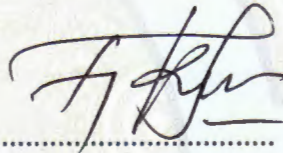
di
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:
AGUNG NUGROHO
02111750078006

Tanggal Ujian: 18 Januari 2020
Periode Wisuda: Maret 2020

Disetujui oleh:
Pembimbing:

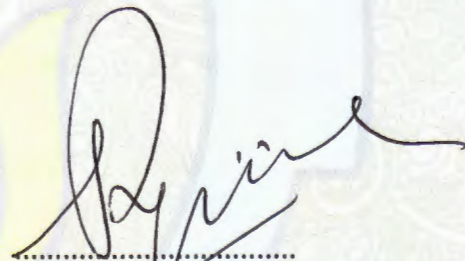
1. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA
NIP 196508101991021001



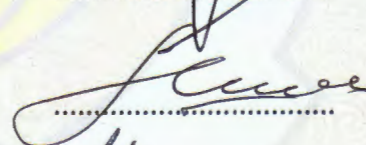
.....

Penguji:

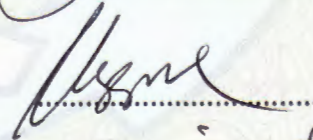
1. Arif Wahjudi, S.T., M.T., Ph.D
NIP 197303222001121001
2. Prof. Dr. Ir. Abdullah Shahab, MSc.
NIP 195204171979031002
3. Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng., Sc.
NIP 197805102001121001
4. Dr. Ir. Heru Mirmanto, M.T.
NIP 196202161995121001



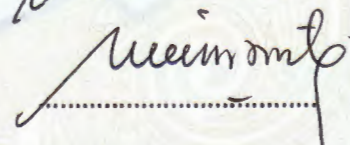
.....



.....




.....



.....

Kepala Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem



Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng., Sc.
NIP 196604021989031002



KATA PENGANTAR

Segala puji bagi Allah SWT yang telah memberikan petunjuk dan kekuatan sehingga penulis dapat menyelesaikan tesis yang berjudul “Studi Numerik *Heat Transfer* dan Tegangan-Regangan *Lance Tube Sootblower 2* Sambungan Atau 3 Sambungan Unit Pembangkitan Suralaya 600 MW”

Penyusunan tesis ini merupakan persyaratan kelulusan studi S-2 Jurusan Teknik Mesin, fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh November Surabaya. Penulis menyadari keberhasilan penulisan tesis ini mendapat dukungan dan bantuan dari berbagai pihak. Oleh karena itu, pada kesempatan ini penulis menyampaikan banyak terima kasih kepada pihak-pihak yang telah mendukung dan membantu dalam penulisan tesis ini, antara lain kepada:

1. Dr . Ir Agus Sigit Pramono, DEA selaku dosen pembimbing tesis
2. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc. selaku Kepala Departemen Teknik Mesin
3. PT. Indonesia Power yang memberikan beasiswa dan kesempatan belajar S2
4. Arif Wahjudi, ST, MT, PhD; Prof. Dr. Ir. Abdullah Shahab, MSc; Dr. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc; Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT selaku dosen penguji tesis
5. Segenap dosen dan karyawan teknik mesin
6. Management Suralaya Power Generation Unit yang telah memberikan bantuan moril dan materil
7. Rekan-rekan S-2 Jurusan Management energi
8. Rekan-rekan pemeliharaan dan operator unit 5-7 Suralaya
9. Keluarga penulis yang selalu mendukung dan memanjatkan doa demi keberhasilan penulis dalam kehidupan.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penulisan tesis ini, segala saran dan kritik akan sangat berguna dalam perbaikan tesis ini. Semoga tesis ini bermanfaat bagi semua yang membaca tesis ini.

Surabaya, 21 Januari 2020

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

**Studi Numerik *Heat Ransfer* Dan Tegangan-Regangan *Lance*
Tube Sootblower 2 Sambungan atau 3 Sambungan
Unit Pembangkitan Suralaya 600 MW**

Mahasiswa Nama : Agung Nugroho, ST
Mahasiswa ID : 02111750078006
Pembimbing : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

ABSTRAK

Keandalan sisi ketebalan, grade material, dan kekuatan dari *overhung lance tube sootblower* sangat penting terhadap kebersihan *tube banks boiler* 600 MW. Pengoperasian dan pemeliharaan yang tepat sangat mempengaruhi keandalan tersebut. Tujuan penelitian ini adalah mengetahui karakteristik *heat transfer*, *thermal stress* karena temperatur gas buang tinggi, dan *overhung menchanical stress* pada pipa *lance tube sootblower*. Saat beroperasi, kemungkinan terjadi defleksi permanen yang menyatakan terjadinya deformasi plastis dan fenomena ini harus dihindari.

Penelitian ini dimulai dari pembuatan geometri model 3D, *meshing*, dan menentukan kondisi batas dengan software ANSYS 16.2 SPACE CLAIM. Software ANSYS fluent 16.2, mode penyelesaian menggunakan k-epsilon *standard wall function*, persamaan energi, SIMPLE. Kondisi batas yang digunakan adalah *heat flux* konstan yang terserap oleh *lance tube*, kemudian memvariasikan densitas, kecepatan, kapasitas panas uap sehingga didapatkan distribusi temperatur dan tekanan terhadap dinding dalam *lance tube* . Kemudian dilakukan pemodelan numerik berbasis metode elemen hingga terhadap pertama, model tiga macam ketebalan (5mm, 7mm, dan 11mm) dan kedua, untuk model lance tube dengan *nozzle*-nya dimana beban model adalah beban mekanis, *thermal*, *pressure* akibat *steam jet*. Ketiga adalah lance tube dengan enam konfigurasi ketebalan yang hanya dianalisa secara statik.

Makin tinggi densitas *steam*, makin tinggi *pressure inlet steam lance tube* dan makin tinggi *stress* akibat *pressure* pada *nozzle lance tube*. *Stress* terkecil didapatkan pada 3 sambungan *lance tube*, yaitu tebal 5 mm (sepanjang 3.2m), tebal

7 mm (sepanjang 3m), tebal 11 mm (sepanjang 3m). Dengan mahal-nya harga lance tube OEM, maka sebaiknya dipilih untuk lance tube dengan 3 sambungan hasil analisa untuk mendapatkan keandalan *lance tube* dimana *equivalent stress* yang terjadi tidak boleh lebih dari 133 MPa.

Kata Kunci : *mechanical stress*, thermal stress, pressure stress, *lance tube sootblower*, pemodelan *CFD*, metode element hingga

**Numerical Study of Heat Transfer and Stress-Strain on 2 Joints or 3 Joints
Sootblower Lance Tube at Suralaya Power Plant 600 MW**

Student Name : Agung Nugroho, ST
Student Identity Number : 02111750078006
Supervisor : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA
Co-Supervisor :

ABSTRACT

Reliability on thickness and grade material side, then overhung mechanical strength are very important for cleanliness of tube bank boiler 600 MW. Proper Operation and mainetanance very effected toward sootblower system reliability. Objectives of this research are knowing heat transfer characteristics of lance tube, thermal stress due to high temperature flue gas, and lance tube overhung mechanical stress onto sootblower lance inner wall. During sootblowing there is possibility permanent deflection happpered that confirm plastic deformation and this fenomena should be avoided

This research start with 3D geometry modelling, meshing and determine boundary condition with software ANSYS 16.2 SPACE CLAIM. This software use k-epsilon standard wall function, energy equation, SIMPLE. Boundary conditions that is set up are constant Heat flux that is absorbed by lance tube inner wall. Then varying steam density, heat capacity and velocity. In order to achieve temperature and pressure distribution. Then conduct finite element modeling to-ward, the first, three kinds of thickness (5mm, 7mm, dan 11mm), the second is lance tube with nozzle model where loads are overhung mechanical stress, thermal stress, , and pressure stress due to steam jet. The third, lance tube with six thiekness configuration that is analyzed statically

The higher steam density, the higher lance steam pressure inlet and the higher the stress due to pressure on lance tube nozzle. Smallest stress is obtained for 3 joint lance tube, that is 5mm thickness (3.2m), 7mm thickness (3m), 11mm thickness (3m). The more expensive OEM lance tube, it is better to choose lance

tube with 3 joints that is got from analysis to achieve lance tube reliability that the equivalent stress suffered is no more than 133 MPa.

Keywords : mechanical stress, thermal stress, pressure stress, lance tube sootblower, CFD modeling, finite element method

DAFTAR ISI

1	LEMBAR PENGESAHAN TESIS	v
2	KATA PENGANTAR	vi
3	ABSTRAK.....	ix
4	ABSTRACT	xi
5	DAFTAR ISI.....	xiii
6	DAFTAR GAMBAR.....	xvii
7	DAFTAR TABEL.....	xxiii
8	NOMENCLATURE.....	xxiv
1	BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1	Latar Belakang Masalah.....	1
1.2	Perumusan Masalah	2
1.3	Batasan Masalah.....	4
1.4	Tujuan Penelitian	4
1.5	Asumsi.....	4
2	BAB II KAJIAN PUSTAKA	7
2.1	Boiler Cleaning Systems	7
2.1.1	Sootblower Terminology	7
2.1.1.1	Media Pembersih	7
2.1.1.1.1	Desain nozzle.....	9
2.1.1.2	Peak Impact Pressure (PIP).....	10
2.1.1.3	Hasil-hasil dan diskusi	11
2.1.1.3.1	Air jet.....	11
2.1.1.3.2	Superheated steam jets	13
2.1.1.3.3	Implikasi	15

2.1.1.4	Jet Progression Velocity.....	17
2.1.1.5	Cleaning Radius Dan Tube Bank Penetration.....	18
2.1.1.6	Lance Tube.....	18
2.1.1.7	Wall Box.....	18
2.1.1.8	Feed Tube.....	18
2.1.1.9	Element.....	19
2.1.2	Peralatan <i>Cleaning</i>	19
2.1.2.1	Long Retractable Sootblower.....	19
2.1.2.2	Sootblower Nozzle Performance.....	20
2.2	Sootblower Tipe Rks81e Dan Tipe Ik-545 Dan Pemilihan Material	21
2.3	Boiler Tipe Radiant Carolina.....	27
2.4	Gangguan <i>Lance tube</i> bengkok.....	31
2.5	3D stress element.....	32
2.5.1	Maximum Principal (Normal) Stress Theory (Teori Rankine)	33
2.5.2	Maximum Principal (Normal) Strain Theory (Teori Saint Venant)	33
2.5.3	Maximum Shear Stress Theory (Teori Tresca atau Guest)	33
2.5.4	Maximum strain energy theory (teori Haigh).....	34
2.5.5	Maximum distorsion energy theory (teori Hencky dan Von Mises)	34
2.6	Analisa <i>Creep</i> pada Baja Tahan Panas.....	35
3	BAB III METODOLOGI PENELITIAN	37
3.1	Karakteristik heat transfer lance tube sootblower	37
3.1.1	Pembuatan Geometry nozzle <i>lance tube</i> sootblower.....	38
3.1.2	Meshing geometry	38
3.1.3	Menspesifikasikan Boundary types dan continuum types.....	38
3.1.4	Pre-processing FLUENT	38
3.1.5	Tahap Solver.....	38
3.1.6	Tahap Post-Processing.....	39
3.2	Karakteristik tegangan dan regangan <i>Lance tube</i> sootblower.....	40

3.3	Model Geometri	42
3.3.1	Analisa Statik Saja	42
3.3.2	Tebal 5mm, 7mm dan 11mm	42
3.3.3	Tebal 5mm dengan nozzle	43
3.4	<i>Meshing</i> Geometri.....	44
3.4.1	Analisa Statik saja.....	44
3.4.2	Tebal 5mm, 7mm dan 11mm	45
3.4.3	Tebal 5mm dengan nozzle	46
3.5	Boundary Condition.....	46
3.5.1	Analisa Statik Saja	47
3.5.2	Tebal 5mm, 7mm, dan 11mm	48
3.5.3	Tebal 5mm dengan nozzle	48
4	BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....	53
4.1	Analisa <i>Heat Transfer</i> dan Mekanika Fluida.....	53
4.2	Hasil Analisis Tegangan-Regangan untuk 2 Sambungan Dan 3 Sambungan.....	57
4.3	<i>System Coupling Fluid flow</i> Fluent diimport ke <i>Static Structural</i> untuk Model Ketebalan 5mm, 7mm dan 11mm.....	60
4.4	System Coupling Fluid Flow Fluent diimport ke Static Structural untuk Model Lance Dengan Nozzle.....	64
5	BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	69
5.1	Kesimpulan	69
5.2	Saran.....	69
6	DAFTAR PUSTAKA.....	71
7	LAMPIRAN	73
8	BIOGRAFI PENULIS	85

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 <i>Sootblower</i> tipe <i>RKS</i>	2
Gambar 1.2 <i>Sootblower Lance</i> tube bengkok	3
Gambar 2.1 skema <i>sootblower jet</i> (M. I. Jameel, 1994)	8
Gambar 2.2 compressible flow through nozzle <i>sootblower</i> (M. I. Jameel, 1994)	10
Gambar 2.3 PIP sebagai fungsi dari jarak <i>axial press. Lance</i> 2280 kPa untuk air jet melewati <i>High-PIP Nozzle</i> (25.4 mm diameter dan LPFE nozzle dan <i>teoritical fully expanded nozzle</i> (M. I. Jameel, 1994).....	12
Gambar 2.4 PIP sebagai fungsi dari lance pressure pada jarak <i>axial</i> 760 mm untuk jets (air dan <i>superheated steam</i>) melewati <i>conventional high-PIP nozzle</i> (25.4 mm throat diameter) (M. I. Jameel, 1994)	12
Gambar 2.5 PIP sebagai fungsi dari jarak <i>axial</i> untuk <i>air jet</i> melewati <i>conventional high-PIP Nozzle</i> (25.4 mm throat diameter) pada lance pressure bervariasi. (M. I. Jameel, 1994)	13
Gambar 2.6 jarak <i>axial</i> untuk nilai terpilih dari PIP sebagai fungsi dari lance pressure untuk <i>air jet</i> melewati <i>conventional high-PIP Nozzle</i> (25.4 mm throat diameter.) (M. I. Jameel, 1994).....	13
Gambar 2.7 PIP sebagai fungsi dari jarak <i>axial</i> (<i>press. lance</i> =22.8bar untuk jets (udara dan <i>superheated steam</i>) melewati <i>conventional high-PIP Nozzle</i> (25.4 mm diam. throat) (M. I. Jameel, 1994).....	14
Gambar 2.8 Jarak <i>axial</i> ke nilai tertentu dari PIP sebagai fungsi dari lance pressure dari <i>superheated steam</i> jet melalui <i>conventional high-PIP Nozzle</i> (25.4 mm throat diameter) (M. I. Jameel, 1994).....	14
Gambar 2.9 struktur jet dari <i>convergent nozzle</i> dan <i>velocity distribution</i> terkait (M. Rahimi, 2003).....	16
Gambar 2.10 <i>velocity distribution</i> pada <i>nozzle outlet</i> terhadap tekanan (Wacław Wojnar, 2013)	17
Gambar 2.11 skema <i>sootblower jet</i> antara platen <i>superheater platen</i> (kiri) dan <i>axial velocity contours</i> dari simulasi, (Ameya Pophali 2013)	17
Gambar 2.12 <i>sootblower IK-700</i> (Steam42, Babcock & Wilcox, 2015).....	19

Gambar 2.13 perbandingan <i>sootblower nozzle performance</i> pada 76.2 cm dari outlet (STEAM42TH, 2015).....	20
Gambar 2.14 Gambar potongan <i>Lance Tube</i> model IK (<i>Design Manual</i> Babcock & Wilcox, 1995).....	22
Gambar 2.16 <i>Max. Allowable Stress lance tube</i> untuk temperatur hingga 650°C (ASME Section II Part D, Table 5A SECTION I, 2019)	26
Gambar 2.17 <i>Yield strength lance tube</i> untuk temperatur hingga 650°C (ASME Section II Part D, Table Y-1 SECTION III, 2019).....	26
Gambar 2.18 <i>Modulus Elasticity lance tube</i> untuk temperature hingga 700°C (ASME Section II Part D, 2019)	27
Gambar 2.19 Boiler tipe <i>radiant Carolina</i> (Steam42, Babcock & Wilcox, 2015)	27
Gambar 2.20 Posisi <i>sootblower</i> pada boiler tipe <i>radiant Carolina</i> (Babcock & Wilcox, PLN, 1993).....	29
Gambar 2.21 <i>Numerical modelling</i> boiler tipe <i>radiant Carolina</i> (STEAM42TH, 2015).....	30
Gambar 2.22 Heat flux area dalam boiler (Steam42, Babcock & Wilcox, 2015).	30
Gambar 2.23 Grafik jumlah <i>Work Order</i> Unit 5 (CMMS MAXIMO, 2019)	31
Gambar 2.24 Grafik jumlah <i>Work Order</i> Unit 6 (CMMS MAXIMO, 2019)	31
Gambar 2.25 Grafik jumlah <i>Work Order</i> Unit 7 (CMMS MAXIMO, 2019)	31
Gambar 2.26 Normal Stress dan Shear Stress	32
Gambar 2.27 maximum shear stress pada D dan max. tensile stress pada A.....	32
Gambar 2.28 Bejana Tekan silinder	32
Gambar 2.29 bending stress.....	34
Gambar 3.1 Diagram alir penelitian <i>heat transfer</i>	39
Gambar 3.3 a) dan b) Geometri untuk analisa statik saja.....	42
Gambar 3.3 model geometri untuk lance hollow 5mm, 7mm, dan 11mm c), d), e), f).....	43
Gambar 3.3 Model Geometri g), h), i), j) Untuk Lance Tube Tebal 5mm ada Nozzle-nya	43
Gambar a), b) dan c) meshing lance tube dengan 3 sambungan pada mode static structural.....	45
Gambar 3.4 d), e), f) dan g) Meshing lance tube hollow.....	45

Gambar 3.4 h) dan i) meshing lance tube dengan nozzle pada mode fluent serta	46
Gambar 3.5 Boundary Conditions untuk 3 sambungan (a) hingga c)) dan 2 sambungan (d) hingga e)).....	47
Gambar 3.5 f) dan g) kondisi batas untuk tiga ketebalan.....	48
Gambar 3.5 h) dan i) kondisi batas untuk lance tube dengan nozzle.....	48
Gambar 3.6 <i>Project Schematic</i> untuk <i>system coupling</i> tiga macam ketebalan 5mm, 7mm, dan 11mm.....	49
Gambar 3.7 ASME II PART D 2019 Figure E-100.7-4 untuk validasi acceptance criteria	51
Gambar 4.1 a) distribusi temperatur dan b) kontur <i>pressure inlet</i> tebal 5mm.....	54
Gambar 4.2 a) distribusi temperatur dan b) kontur <i>pressure inlet</i> tebal 7mm.....	55
Gambar 4.3 a) adalah distribusi temperatur dan b) <i>pressure inlet</i> tebal 11mm.....	56
Gambar. 4.4 a) <i>Equivalent Stress</i> untuk 6 Macam Variasi Ketebalan (MPa).....	57
Gambar 4.4 b) equivalent stress dan c) deformasi total untuk konfigurasi 3 sambungan lance tube dengan 3 ketebalan	58
Gambar 4.5 <i>Maximum Shear Stress</i> untuk 6 macam variasi ketebalan (MPa)	58
Gambar 4.6 <i>Equivalent Elastic Strain</i> untuk 6 macam Variasi Ketebalan (mm/mm)	58
Gambar 4.7 <i>Max. Shear Elastic Strain</i> untuk 6 macam Variasi Ketebalan (mm/mm)	59
Gambar 4.8 <i>Maximum Total Deformation</i> untuk 6 macam Variasi Ketebalan (mm)	59
Gambar 4.8 b) Max. equivalent elastic strain dan c) Max. shear elastic untuk 3 sambungan.....	59
Gambar 4.9 Grafik Maksimum <i>Equivalent Stress</i> dari 3 macam Ketebalan (untuk Berat Saja, <i>Pressure</i> Saja, <i>Thermal</i> Saja, dan <i>Total Stress</i>).....	62
Gambar 4.10 Grafik <i>Maximum Equivalent Stress</i> di Titik yang Sama dari 3.....	63
Gambar 4.11 <i>Equivalent Stress</i> Tebal 5 mm untuk Berat Saja (166.85 MPa).....	63
Gambar 4.12 Total Deformation yang terjadi untuk 3 Macam Ketebalan (untuk Berat Saja, <i>Pressure</i> Saja, <i>Thermal</i> Saja, Dan <i>Total Stress</i>).....	64
Gambar 4.13 <i>Total Equivalent Stress</i> untuk Tebal 5mm.....	64

Gambar 4.14 Distribusi Temperatur Lance dengan Nozzle (a) hulu-nya Lance dan b) hilir-nya Lance) dan *Equivalent Stress* untuk Pressure saja Tebal 5mm kondisi 3 Full (a) hulu-nya Lance dan b) hilir-nya Lance) 65

Gambar 4.15 Total Stress (Gravitasi+Temperatur+Pressure) Tebal 5mm Kondisi 3 Full..... 66

Gambar 6.1 a) *Contour Pressure* dinding dalam *Lance tube* range local (tertinggi adalah **19.28** bar); b) *Contour Steam Pressure Outlet* (MPa) (tertinggi **2×10^{-3}** MPa); c) *Contour steam mass flow inlet* (kg/s) (tertinggi adalah **0.042**kg/s); d) *vector force inlet diameter* (ID) *lance tube* (tertinggi adalah **459.3** N)..... 73

Gambar 6.2 a) *Contour Pressure* dinding dalam *Lance tube* range local (tertinggi adalah **18.98** bar); b) *Contour Steam Pressure Outlet* (MPa) (tertinggi **2×10^{-3}** MPa); c) *Contour steam mass flow inlet* (kg/s) (tertinggi adalah **0.03613** kg/s); d) *vector force inlet diameter* (ID) *lance tube* (tertinggi adalah **429.8** N)..... 74

Gambar 6.3 a) *Contour Pressure* dinding dalam *Lance tube* range local (tertinggi adalah **19.22** bar); b) *Contour Steam Pressure Outlet* (MPa) (tertinggi **2×10^{-3}** MPa); c) *Contour steam mass flow inlet* (kg/s) (tertinggi adalah **0.02799** kg/s); d) *vector force inlet diameter* (ID) *lance tube* (tertinggi adalah **389.4** N)..... 75

Gambar 6.4 a) *Contour Pressure* dinding dalam *Lance tube* dengan nozzle kondisi full 3 (range local) (tertinggi adalah **17.57** bar); b) *Contour Steam Pressure Outlet* (tertinggi **-4.89×10^2** MPa); c) *Contour steam mass flow inlet* (tertinggi adalah **1.0575** kg/s); d) *vector force inlet diameter* (ID) *lance tube* (tertinggi adalah **3841.47** N)..... 76

Gambar 6.5 a) *Equivalent stress* tebal 5 mm untuk **berat** saja (**166.85** MPa); b) *Equivalent stress* tebal 7 mm untuk **berat** saja (**177.54** MPa); c) *Equivalent stress* tebal 11 mm untuk **berat** saja (**195.16** MPa); d) *Equivalent stress* tebal 5 mm untuk **pressure** saja (**89.792** MPa); e) *Equivalent stress* tebal 7 mm untuk **pressure** saja (**67.117** MPa); f) *Equivalent stress* tebal 11 mm untuk **pressure** saja (**46.908** MPa) 77

Gambar 6.6 a) *Equivalent stress* tebal 5 mm untuk **thermal** saja dengan *environment temperature* 393.1°C (**206.69** MPa); b) *Equivalent stress* tebal 7 mm untuk **thermal** saja dengan *environment temperature* 393.1°C (**205.41** MPa); c) *Equivalent stress* tebal 11 mm untuk **thermal** saja dengan *environment temperature* 393.1°C (**207.38**

MPa); d) *Equivalent stress* tebal 5 mm untuk **total stress** dengan *environment temperature* 393.1°C (**220.65 MPa**); e) *Equivalent stress* tebal 7 mm untuk **total stress** dengan *environment temperature* 393.1°C (**227.13 MPa**); f) *Equivalent stress* tebal 11 mm untuk **total stress** dengan *environment temperature* 393.1°C (**231.98 MPa**)..... 78

Gambar 6.7 a) max. shear stress tebal 5 mm (9.2m) yaitu **89.95 MPa**; b) max. shear stress tebal 7 mm (9.2m) yaitu **96.45 MPa**; c) max. shear stress tebal 11 mm (9.2m) yaitu **105.8 MPa**; d) max. shear stress tebal 5 mm (5.2m), 7 mm (4m) yaitu **77.77 MPa**; e) max. shear stress tebal 5 mm (3.2m), 7 mm (3m), 11 mm (3m) yaitu **56.04 MPa**; f) max. shear stress tebal 5 mm (5.2m), 7 mm (2m), 11 mm (2m) yaitu **57.87 MPa** 79

Gambar 6.8 a) max. equivalent elastic strain tebal 5 mm (9.2m) yaitu **0.000835**; b) max. equivalent elastic strain tebal 7 mm (9.2m) yaitu **0.000888**; c) max. equivalent elastic strain tebal 11 mm (9.2m) yaitu **0.000977**; d) max. equivalent elastic strain tebal 5 mm (5.2m), 7 mm (4m) yaitu **0.000719**; e) max. equivalent elastic strain tebal 5 mm (3.2m), 7 mm (3m), 11mm (3m) yaitu **0.000519**; f) max. equivalent elastic strain tebal 5 mm (5.2m), 7 mm (2m), 11mm (2m) yaitu **0.000536**..... 80

Gambar 6.9 a) max. shear elastic strain tebal 5 mm (9.2m) yaitu **0.001169**; b) max. shear elastic strain tebal 7 mm (9.2m) yaitu **0.001254**; c) max. shear elastic strain tebal 11 mm (9.2m) yaitu **0.001375**; d) max. shear elastic strain tebal 5 mm (5.2m), 7 mm (4m) yaitu **0.001011**; e) max. shear elastic strain tebal 5 mm (3.2m), 7 mm (3m), 11mm (3m) yaitu **0.000729**; f) max. shear elastic strain tebal 5 mm (5.2m), 7 mm (2m), 11mm (2m) yaitu **0.000752**..... 81

Gambar 6.10 a) *Total deformation* tebal 5 mm untuk **berat** saja (**385.71 mm**); b) *Total deformation* tebal 7 mm untuk **berat** saja (**402.65 mm**); c) *Total deformation* tebal 11 mm untuk **berat** saja (**438.18 mm**); d) *Total deformation* tebal 5 mm untuk **pressure** saja (**158.9 mm**); e) *Total deformation* tebal 7 mm untuk **pressure** saja (**121.4 mm**); f) *Total deformation* tebal 11 mm untuk **pressure** saja (**80.9 mm**).. 82

Gambar 6.11 a) *Total deformation* tebal 5 mm untuk **thermal** saja dengan *environment temperature* 393.1°C (**3.60 mm**); b) *Total deformation* tebal 7 mm untuk **thermal** saja dengan *environment temperature* 393.1°C (**3.60 mm**); c) *Total deformation* tebal 11 mm untuk **thermal** saja dengan *environment temperature*

393.1°C (**3.58** mm); d) *Total deformation* tebal 5 mm untuk ***total stress*** dengan *environment temperature* 393.1°C (**235.67** mm); e) *Total deformation* tebal 7 mm untuk ***total stress*** dengan *environment temperature* 393.1°C (**286.45** mm); f) *Total deformation* tebal 11 mm untuk ***total stress*** dengan *environment temperature* 393.1°C (**359.33** mm) 83

DAFTAR TABEL

Table 2.1 conventional high-PIP nozzles (M. I. Jameel, 1994)	10
Tabel 2.2 Failure Mode and Effect Analysis (Maintenance Manual Babcock & Wilcox, 1995).....	22
Tabel 2.3 <i>Flue gas Properties</i> boiler unit 5-7 (<i>Bidding Document</i> , PT. BWI, 1994)	23
Table 2.4 setting pressure poppet valve sootblower	28
Tabel 3.1 Parameter Operasi sootblower RKS	37
Tabel 3.2 Parameter Operasi <i>sootblower RKS</i> untuk simulasi.....	37
Tabel 3.3 Input untuk ANSYS fluent 16.2.....	40
Tabel 3.4 input ansys 16.2.....	50
Tabel 3.5 Output ansys 16.2.....	50
Tabel 4.1 Hasil Parameter Operasi dari <i>Lance Tube Hollow</i> Tebal 5mm	53
Contoh data dari Tabel 4.1 a) dan b) divalidasi oleh gambar 4.1 dimana temperatur distribusi dinding lance tube adalah 362.3°C dan Pressure inlet adalah 19.28 MPa	54
Tabel 4.2 Hasil Parameter Operasi dari <i>Lance Tube Hollow</i> Tebal 7mm	54
Tabel 4.3 Hasil Parameter Operasi dari <i>Lance Tube Hollow</i> Tebal 11mm	55
Tabel 4.4 Hasil Parameter Operasi dari Lance Tube Tebal 5mm dengan Nozzle	56
Tabel 4.5 Sifat-Sifat Mekanis untuk 3 macam Ketebalan.....	60
Tabel 4.6 Hasil Simulasi Static Structural Equivalent Stress Maksimum	60
Tabel 4.7 Hasil Simulasi Static Structural Equivalent Stress Titik yang Sama	61
Tabel 4.8 Nilai Equivalent Stress Model Geometri dengan Nozzle	65
Tabel 4.9 Nilai Equivalent Stress di Titik yang Sama pada Model Geometri Dengan Nozzle	66
Tabel 4.10 Perbandingan Desain OEM (Original Equipment Manufacturer) Dengan Analisa Model Geometri	67

NOMENCLATURE

Simbol	Keterangan	Unit
MCR	Maximum Continues Rate	Megawatt
d_t	Throat diameter	mm
p_∞	Pressure ambient	MPa
p_e	nozzle exit pressure	MPa
PIP	Peak Impact Pressure	MPa
S_T	<i>minimum tensile strength</i> spesifik pada temperatur kamar	MPa
S_Y	<i>minimum yield strength</i> spesifik pada temperatur kamar	MPa
R_T	rasio antara temperatur average tergantung dari nilai trend kurva <i>tensile strength</i> terhadap <i>tensile strength</i> temperatur kamar.	constant
R_Y	rasio temperatur rata-rata tergantung dari nilai trend kurva <i>yield strength</i> terhadap temperatur kamar <i>yield strength</i>	constant
S_c	<i>average stress</i> untuk menghasilkan <i>creep rate</i> 0.01%/1000 jam	MPa
S_{Ravg}	<i>average stress</i> untuk menghasilkan <i>rupture</i> pada akhir 100 ribu jam	MPa
S_{Rmin}	<i>minimum stress</i> untuk menyebabkan <i>rupture</i> pada akhir 100 ribu jam	MPa
F_{avg}	angka pengali pada <i>average stress</i> untuk <i>rupture</i> dalam 100 ribu jam. Pada 815°C dan di bawah, $F_{avg} = 0.67$. di atas 815°C, ini ditentukan dari kemiringan dari <i>log time-to-rupture vs log stress</i> plot pada 100 ribu jam seperti $\log F_{avg} = 1/n$, namun tidak boleh lebih dari 0.67	N
n	angka negatif sama dengan $\Delta \log time-to-rupture$ dibagi $\Delta \log stress$ pada 100 ribu jam	constant
h	heat flux sujet to lance tube sootblower	(W/m ²)
\dot{m}	Steam flow	Kg/s
ρ	Steam density	Kg/m ³
c_p	Panas Jenis	(kJ/kg.K)
v	kecepatan <i>steam</i>	m/s
T	Temperatur	°C
σ_h	Hoop stress	MPa
S_t	Total stress	MPa
S_p	Axial atau hoop stress	MPa
S_b	Bending stress	MPa
S_c	Pressure stress terhadap crack face	MPa
σ^*	max tensile or compressive strength of material	MPa
e^*	Elastic strain	Constant

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah

Keandalan sootblower sangat penting keberlangsungan pengoperasian PLTU Batubara. Karena dengan andalnya *sootblower* maka kebersihan boiler terhadap *slagging* dan *fouling* akan terjaga. *Failure mode* yang terjadi pada sootblower sangat beragam, diantaranya adalah: *Motor driver failure, contactor failure, limit switch failure, poppet valve failure, lance tube failure, gland packing failure*. Untuk mencegah *failure mode* tersebut dibutuhkan *maintenance strategy* yang dapat memitigasi *failure mode* tersebut. *Maintenance strategy* diaplikasikan dalam *preventive maintenance planning* dan *scheduling* agar dapat dieksekusi oleh teknisi.

Daerah operasi sootblower untuk boiler tipe radian carolina 600 MW ini adalah area wall tube furnace area (platen superheater dan reheater); area (superheater convection dan reheater horizontal); area economizer serta area primary air heater dan secondary air heater.

Sootblower pada *platen superheater* dan *reheater* (tipe *long retractable*) memiliki risiko *failure mode short-term over heating* (menyebabkan *lance tube* bengkok) yang lebih tinggi dibandingkan dengan *sootblower* area boiler yang lain, karena *heat flux* yang paling tinggi pada area *platen superheater* dan *reheater* tersebut. Untuk mengurangi risiko ini, dari pengalaman operasi dibuat panjang langkah *insert* tidak sampai 100% (70%) sehingga risiko *lance* bengkok dapat diperkecil. Memperkecil langkah *insert* memiliki risiko tidak terbersihkannya *tube bank platen superheater* dan *reheater* tersebut. Sehingga dibutuhkan *pressure minimum sootblower* agar *Peak Impact Pressure* (PIP) optimal dan *slagging* pada *platen sootblower* tersebut *crack* dan tersapu oleh *steam jet*.

Di dunia ada 2 macam tipe sootblower yaitu tipe *RKS* dan tipe *IK*. Konstruksi *sootblower* tersebut memiliki kelemahan dan kelebihan masing-

masing, namun pada prinsipnya adalah agar *slagging* dan *fouling* yang menempel pada *tube bank* dapat dibersihkan dengan baik.

Dalam pengoperasian *sootblower*, pertama kali dioperasikan *wall blower* (area *furnace wall tube*), setelah temperatur *furnace* agak rendah, maka tahapan dilakukan ke *platen superheater sootblower* dari sisi paling atas ke paling bawah. Gambar 1.1 menunjukkan bagian-bagian sistem *sootblower* yang harus dilakukan pemeliharaan preventif untuk menjaga keandalan dari sisi mekanis, kelistrikan dan instrumentasi atau kontrol.

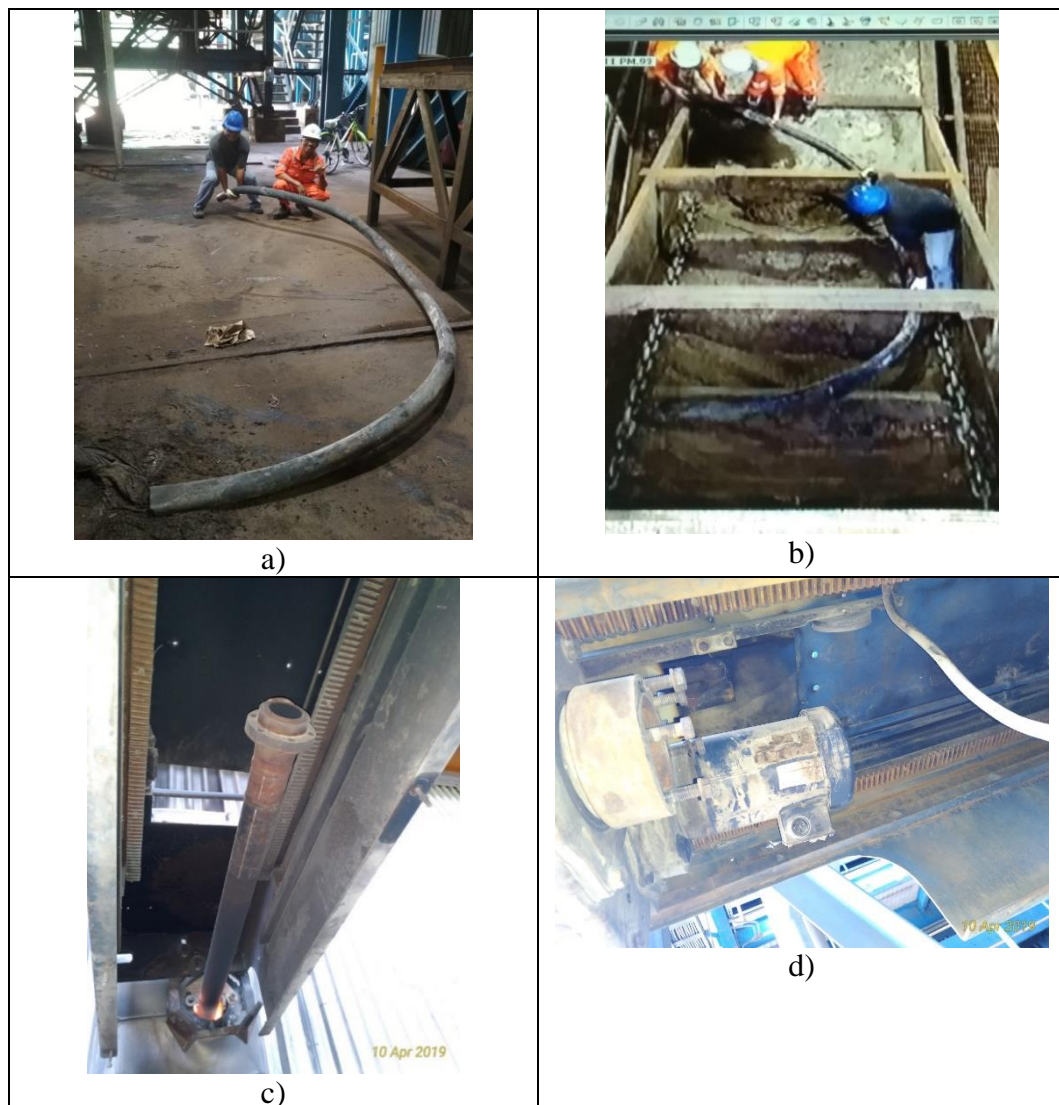


Gambar 1.1 *Sootblower* tipe RKS

1.2 Perumusan Masalah

Penelitian ini memiliki rumusan masalah, yaitu

1. *Sootblower* unit 5-7 Suralaya sudah tidak memakai produk *OEM (Original Equipment Manufacturer)* dalam proses pemeliharannya. Dan belum dilakukan suatu *reverse engineering* dalam mengatasi permasalahan yang ada pada sistem *sootblower* tersebut. Adanya gangguan pada *sootblower* area *platen superheater* dan *reheater* diperlukan suatu pemodelan *heat transfer* dan analisa *stress*



Gambar 1.2 Sootblower Lance tube bengkok

Gambar 1.2 memberikan gambaran mengenai kegagalan fungsi sistem *sootblower*. Keandalan sistem ini sangat mempengaruhi kesehatan boiler 600 MW.

2. Untuk harga *sootblower* OEM adalah 19 kali dari *sootblower* fabrikasi sendiri atau swakelola. Sehingga dibutuhkan proses *reverse engineering* untuk

mendapatkan desain lebih murah, lebih andal dan tetap efektif untuk membersihkan *slagging* dan *fouling area superheater*

3. Pemodelan numerik berbasis metode elemen hingga dilakukan sehingga tidak terjadi deformasi plastis pada *lance tube* yang diakibatkan *thermal stress*, *overhung mechanical stress* dan *stress* akibat *steam jet pressure*.

1.3 Batasan Masalah

Batasan dari thesis ini adalah

1. karakteristik heat transfer pada *nozzle* dan *lance tube sootblower* pada 3 macam ketebalan (5mm, 7mm dan 11mm)
2. karena kecepatan masih rendah maka dibatasi quasi static tegangan dan regangan *lance tube sootblower* pada 2 sambungan lance tube dan 3 sambungan *lance tube sootblower*
3. tidak melakukan perhitungan *life time* dari *lance tube sootblower*
4. analisa dilakukan pada kondisi *steady* tidak menganalisa hingga ke vibrasi *sootblower*

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian adalah:

1. Mendapatkan hasil simulasi *fluid mechanics* pada area *lance tube hollow sootblower 3D*
2. Mendapatkan hasil simulasi *heat transfer* pada *lance tube sootblower 3D*
3. Mendapatkan pengaruh tebal material, grade material dan jumlah sambungan (2 sambungan atau 3 sambungan) yang paling optimal terhadap kekuatan *lance tube sootblower* akibat *thermal stress*, *overhung mechanical stress* dan *stress* akibat *steam jet pressure*.
4. Mendapatkan desain lebih murah, namun lebih andal dan efektif (pembersihan *slagging* dan *fouling*)

1.5 Asumsi

1. Kondisi batas didefinisikan mendekati kenyataan di lapangan
2. Untuk *heat transfer* diasumsikan adalah *heat flux constant*

3. Untuk *thermal properties* tegangan dan regangan yang diijinkan (*allowable stress*) harus sesuai dengan ASME section II part D table 1A tahun 2019
4. Material adalah *homogen, isotroph*

BAB II

KAJIAN PUSTAKA

2.1 Boiler Cleaning Systems

PLTU dibersihkan secara online dengan rutin membersihkan ash deposit yang terakumulasi pada permukaan *heat transfer*. Ini menjaga efisiensi boiler (optimasi *heat rate*) tetap maksimum dan menjaga *flue gas temperature* dalam kondisi desain pada lokasi-lokasi kunci. Pada gilirannya, mendukung optimum operasi dari peralatan control emisi udara. *Online cleaning* juga mencegah *blockage* dan *plugging* dari laluan *flue gas* dalam boiler

2.1.1 Sootblower Terminology

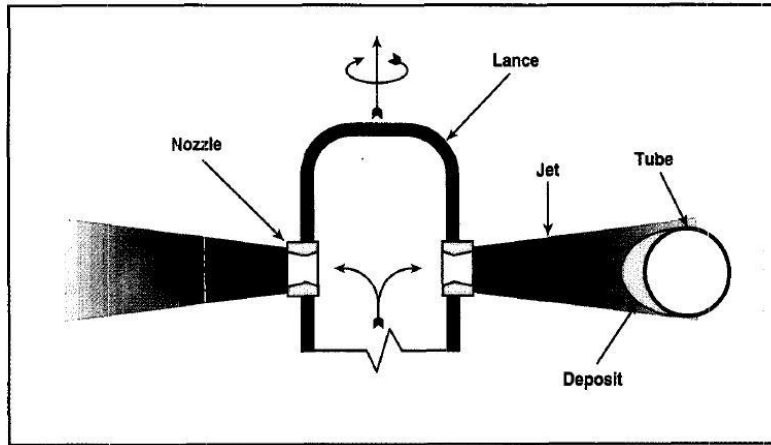
2.1.1.1 Media Pembersih

Metode efektif dari *online cleaning* adalah secara langsung mengkonsentrasikan *jet* dari *cleaning medium* terhadap soot atau tumpukan ash. Media cleaning bisa adalah *saturated steam*, *superheated steam*, *compressed air* atau *water*. Kombinasi *water* dengan media lain, seperti *steam* atau udara, juga terbukti efektif namun jika digunakan tidak pas atau berlebihan akan menyebabkan kerusakan boiler tube (STEAM42TH, 2015).

Superheated steam adalah media paling banyak digunakan karena beberapa alasan. Boiler yang menghasilkan steam menghindari biaya dan pemeliharaan *compressor*. Karena ini secara umum diambil dari *high pressure steam outlet* dan *pressure*-nya diturunkan oleh *regulating valve*, *steam* memberikan fleksibilitas jika dibutuhkan cleaning yang lebih agresif. *Superheated steam* secara umum direkomendasikan dibandingkan dengan *saturated steam* untuk menghindari kondensasi dalam *cleaning flow*, dimana dapat mempercepat erosi *tube* boiler atau menghasilkan *thermal cracking* (STEAM42TH, 2015).

Udara bertekanan digunakan untuk boiler ukuran medium dan kecil. Sumbernya dapat mencapai pressure 1.7 sampai 3.4 MPa *compressor reciprocating* atau *high flow rate centrifugal compressor* dengan tekanan *discharge* dari 1.03 sampai 1.55 MPa. *Water* digunakan dalam situasi cleaning yang paling agresif,

seperti menghilangkan *slagging* pada *wall tube* atau *deposit* seperti *cement* dalam air heater baskets (STEAM42TH, 2015).



Gambar 2.1 skema *sootblower jet* (M. I. Jameel, 1994)

Menurut Jameel, 1994, selama pengoperasian boiler, deposit dibersihkan oleh *sootblower* yang menyapu deposit dengan *steam jet* bertekanan tinggi. Seperti terlihat pada gambar 2.1. selama *boiler outage*, *deposit* dibersihkan dengan *waterjet* dan linggis.

Menurut Jameel, 1994, Efisiensi pembersihan deposit oleh *sootblower* bergantung dari *mechanical strength* dari *deposit*. Kekuatan deposit bervariasi dari boiler 1 dengan yang lain karena perbedaan kimia dari batubara dan *flue gas temperature* yang dihasilkan. Kekuatan deposit juga bervariasi dari lokasi 1 dengan yang lain dalam boiler karena perbedaan sifat kimia deposit dan mekanisme formasi. Deposit pada *lower superheater* terdiri dari utamanya adalah *carry over*, biasanya keras dan sulit dibersihkan. Deposit pada *boiler bank* dan daerah *economizer* terdiri dari *fouling* dan relatif mudah dibersihkan.

Menurut Jameel, 1994, Efisiensi *sootblower* juga bergantung oleh banyak factor pada *sootblower* itu sendiri. Ini termasuk parameter *steam* seperti *mass flow*, *pressure*, kondisi temperatur (*superheated* atau *saturated*), ukuran dan bentuk *nozzle*, karakteristik *jet decay*, tahapan *blowing* dan frekuensi, juga jarak dari *deposit*. Geometri *tube* dan ketebalan *deposit* juga memengaruhi efisiensi

pemberihan *deposit*. Interaksi antara *jet* dan *deposit*, juga mekanisme pembersihan *deposit* dari *tube surface* oleh *sootblower* belum dimengerti secara baik.

Menurut Jameel, 1994, tujuan dari penelitian *revcovery boiler* yang dilakukan oleh university Toronto *Pulp and paper centre* adalah:

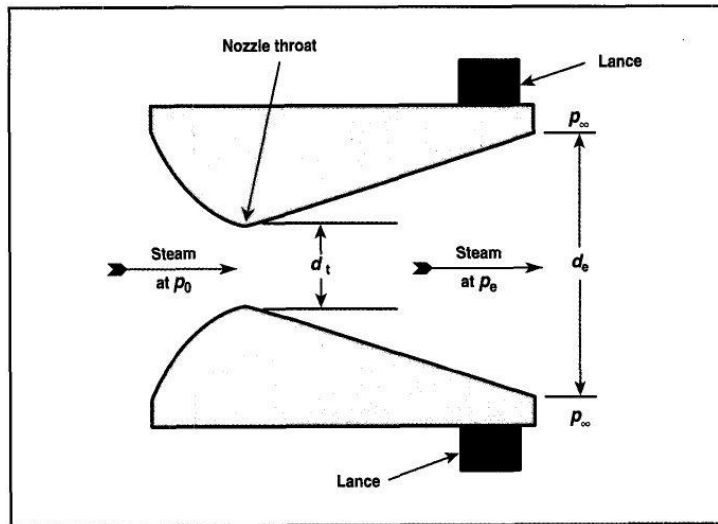
1. Mendapatkan pemahaman dasar dari *hydrodynamic high-pressure steam jet* yang dibentuk oleh *sootblower nozzle*
2. Menguji mekanisme pembersihan *deposit* oleh *sootblower jet*.
3. Membangun strategi perbaikan *sootblower* untuk memaksimalkan efisiensi pembersihan *deposit*.

Berikut adalah teori dasar untuk *compressible gas* melalui *nozzle* dalam konteks penggunaan *sootblower*. Juga mengenai batasan desain dan kinerja *sootblower* sekarang.

2.1.1.1.1 Desain nozzle

Teknologi *sootblower* dibangun oleh *diamond power speciality Co.* pada 1903 untuk menyelesaikan masalah penumpukan *deposit* di *tube surface* pada *utility boiler* (Jameel, 1994).

Sootblower jet memiliki peluruhan dalam arah *axial* juga sama perilakunya dengan *incompressible turbulent jet*. Pendekatan klasik ini mengabaikan fitur dominan *sootblower* yaitu *compressibility*-nya. *Compressibility* dari *sootblower jet* membuat dia berperilaku berbeda secara substansi dengan *incompressible turbulent jet* klasik. Jadi, pendekatan klasik tidak dapat dipakai untuk memilih geometri *nozzle* atau memperkirakan jarak efektif pembersihan *sootblower*. (Jameel, 1994).



Gambar 2.2 compressible flow through nozzle sootblower (M. I. Jameel, 1994)

Table 2.1 conventional high-PIP nozzles (M. I. Jameel, 1994)

Nozzle type	Throat diameter (d_t)	
	cm	in.
A	2.22	0.875
B	2.54	1.0
C	2.86	1.125
D	3.17	1.25

Gambar 2.2 dan table 2.1 memberikan gambaran untuk dimensi nozzle.

Setiap nozzle mengalir *mass flow* dari 1.25 kg/s sampai 2.5 kg/s

2.1.1.2 Peak Impact Pressure (PIP)

Peak Impact Pressure (PIP) adalah pressure stagnasi yang diukur secara langsung sepanjang *centerline* dari sootblower *nozzle* pada jarak hilir dari *nozzle outlet*. *Peak impact pressure* dimaksimalkan oleh *desain nozzle* untuk mendapatkan *jet* konsentrasi tinggi pada jarak terkait yang tertinggi dari *nozzle outlet*. Karena banyak *sootblower* dioperasikan dengan *supersonic flow* keluar dari *nozzle*, desain *nozzle* ideal meliputi penghindaran terjadinya *shock waves* pada *nozzle outlet* dan interaksi *minimum shear* dengan lingkungan *flue gas* (STEAM42TH, 2015).

Potensi pembersihan dari *jet* secara konvensional diasumsikan terhubung dengan *jet*-nya PIP. Ini adalah tekanan yang diukur oleh *pitot tube* yang diarahkan

secara langsung terhadap arah aliran. Untuk *subsonic jet*, energi kinetik dan tekanan diberikan oleh persamaan Bernoulli, yang mengindikasikan bahwa seluruh energi kinetik ditimbulkan sebagai PIP. Untuk *supersonic jet*, penentuan PIP lebih rumit (*Super-sonic jet model*). Untuk setiap kondisi operasi tertentu, PIP turun sepanjang sumbu *jet* karena adanya turbulensi dari sekeliling fluida dan *consequent decay kinetic energy* (Jameel, 1994).

Walaupun geometri seksi *divergent nozzle* tidak mempengaruhi *flow rate* dari nozzle, hal ini memiliki efek yang jelas terhadap PIP yang diberikan oleh nozzle. Untuk hulu tekanan tertentu, PIP tertinggi diberikan hanya oleh nozzle yang memberikan *exit pressure nozzle*, p_e , untuk mengatur secara tepat terhadap *ambient pressure*, p_∞ . *jet* dari nozzle ini disebut “fully expanded” jet (Jameel, 1994)..

Untuk nozzle dimana *jet* tidak dapat diatur *exit pressure* nya terhadap *ambient pressure*, contoh, $p_e > p_\infty$, jet dinyatakan adalah “*underexpanded*.” Dalam kasus ini, *jet* yang keluar harus mengakhiri ekspansinya menjadi p_∞ di luar nozzle melalui beberapa *oblique expansion* dan gelombang kompresi. Jika $p_e > p_\infty$, ekspansi ditemani oleh normal *shock wave*. *Shock wave* ini menghasilkan konversi substansif energi kinetik menjadi energi internal dan penurunan PIP (Jameel, 1994).

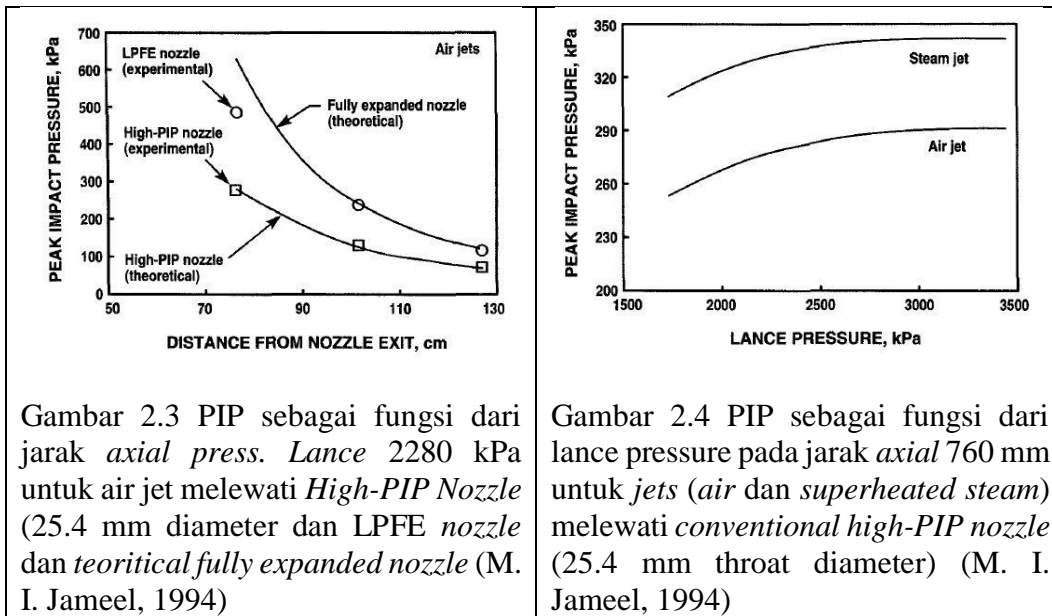
Model matematik *super-sonic jet* telah dibangun untuk menghitung peluruhan PIP sepanjang sumbu *super-sonic jet* dalam kondisi operasi yang bermacam-macam. (Jameel, 1994).

2.1.1.3 Hasil-hasil dan diskusi

2.1.1.3.1 Air jet

Karena sangat sulit dalam melakukan tes *sootblower nozzle* di dalam boiler, hanya tes “*bench-scale*” pada nozzle dilakukan di *air jet* terhadap lingkungan udara pada temperatur *ambient*. Dilakukan pemodelan untuk mensimulasi *air jet* dan *steam jet*. Hasil prediksi dari *air jet* dimana dibandingkan dengan data percobaan diperoleh dari tes *air jet*. *Variable input model* untuk 3 kasus berbeda diberikan pada table 2.2 (Jameel, 1994).

Gambar 2.4 menunjukkan profil *axial* kalkulasi PIP untuk *high-PIP Nozzle B* (25.4 mm throat diameter) dalam table 2.1 dan untuk teortikal, *fully expanded nozzle*. Pengukuran data percobaan untuk kedua *high-PIP nozzle*, yang mengirimkan *underexpanded jet* dan new LPFE (*low-profile full-expansion*) nozzle, yang didesain untuk mendapatkan *full expansion*, juga ditampilkan.

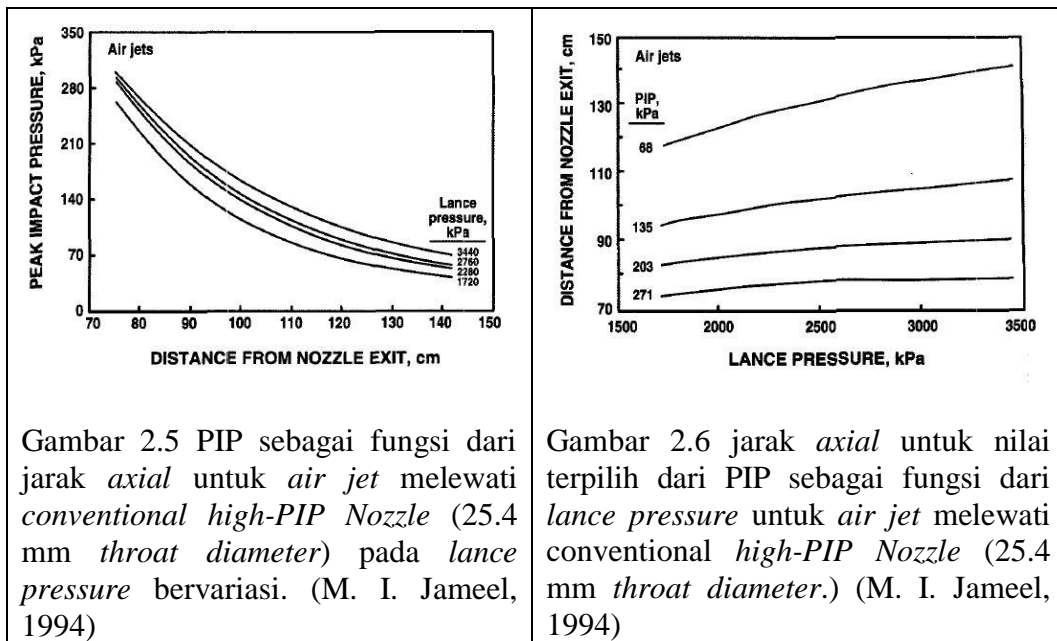


Gambar 2.3 PIP sebagai fungsi dari jarak *axial press.* Lance 2280 kPa untuk air jet melewati *High-PIP Nozzle* (25.4 mm diameter dan LPFE nozzle dan teoritical fully expanded nozzle (M. I. Jameel, 1994)

Gambar 2.4 PIP sebagai fungsi dari lance pressure pada jarak *axial* 760 mm untuk jets (air dan superheated steam) melewati *conventional high-PIP nozzle* (25.4 mm throat diameter) (M. I. Jameel, 1994)

Seperti diharapkan, PIP turun secara cepat dengan jarak *axial* dari *nozzle exit*. Nilai simulasi untuk *high-PIP nozzle* sama persis dengan data eksperimen. Untuk *fully expanded LPFE nozzle* yang baru, hasil simulasi juga sama dengan nilai percobaan, yaitu pada lokasi downstream yang jauh (>1000 mm) dari *nozzle*. Nilai simulasi dan nilai pengukuran secara substansi lebih tinggi dari nozzle baru dibandingkan dengan *conventional high-PIP nozzle*, contoh 500 kPa dibandingkan dengan 280 kPa pada jarak sekitar 760 mm, mengkonfirmasi kinerja lebih baik untuk *nozzle* baru (Jameel, 1994).

Gambar 2.4 memberikan PIP pada 760 mm dari *high-PIP nozzle* sebagai fungsi dari tekanan udara yang dipakai. PIP menyamakan di 2900 kPa untuk *air jet*, meskipun tekanan naik secara substansial. Contoh, menaikkan lance pressure dari 2000 kPa ke 3000 kPa menaikkan PIP hanya 8%. Perubahan besar *lance pressure*, menghasilkan kenaikan signifikan *air flow rate* (sekitar 50%).



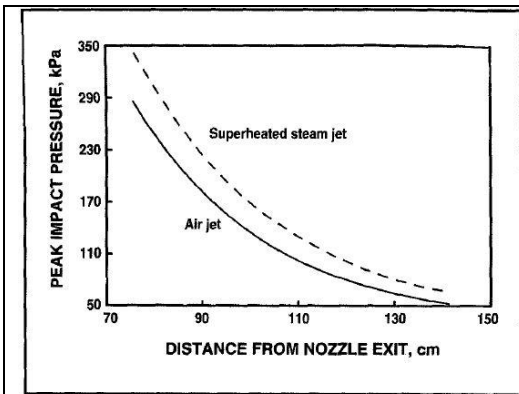
Gambar 2.5 memberikan axial PIP profile untuk high-PIP jet (Nozzle B, 25.4 mm throat diameter) beroperasi pada tekanan antara 1720 sampai 3440 kPa.

Pada kasus ini, kenaikan drastic tekanan operasi memberikan efek kecil terhadap profil PIP. Ini menunjukkan bahwa kekuatan *cleaning* untuk high-PIP nozzle hanya secara marginal naik dengan menaikkan tekanan operasi (Jameel, 1994).

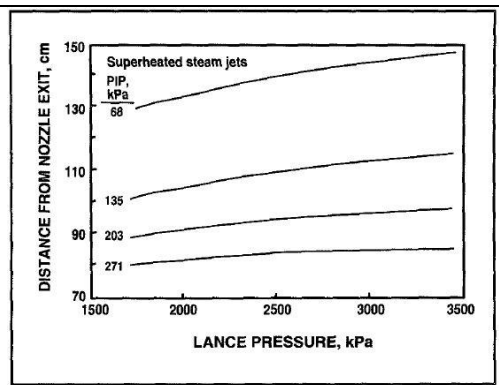
Gambar 2.6 juga menunjukkan jarak sepanjang *axis* dari jet terhadap lokasi 4 nilai tertentu dari PIP yang di-plot-kan sebagai fungsi tekanan operasi. Jarak “Penetrasi” ini tidak signifikan berdampak oleh tekanan tersebut. Ini benar untuk nilai PIP yang lebih tinggi, dimana nilai-nilai ini efektif membersihkan *deposit*. Contoh, jarak 270-kPa PIP memanjang hanya 30 mm lebih hilir dari *axis jet* sepanjang lance pressure dinaikan dari 2000 ke 3000 kPa.

2.1.1.3.2 Superheated steam jets

Perilaku superheated steam jet diharapkan berbeda dari air jet.



Gambar 2.7 PIP sebagai fungsi dari jarak axial (*press. lance* =22.8bar untuk jets (udara dan *superheated steam*) melewati *conventional high-PIP Nozzle* (25.4 mm *diam. throat*) (M. I. Jameel, 1994)



Gambar 2.8 Jarak axial ke nilai tertentu dari PIP sebagai fungsi dari lance pressure dari *superheated steam jet* melalui *conventional high-PIP Nozzle* (25.4 mm *throat diameter*) (M. I. Jameel, 1994)

Gambar 2.7 memberikan kalkulasi axial PIP profile untuk *air* dan *steam jet* melewati *high-PIP nozzle* B beroperasi pada *lance pressure* 2280 kPa. Walaupun *superheated steam* mengalirkan PIP yang lebih besar pada seluruh lokasi axial, profil keduanya hampir sama. Kesamaan ini karena dalam part besar. Rasio densitas ρ_{∞}/ρ_e , dimana penting untuk menentukan *axial decay rate* dari jet, hampir menyatu untuk *superheated jet steam* keluar ke dalam *high-temperature flue gas*. Rasio Densitas ini juga menyatu untuk *air jet*.

Gambar 2.8 memberikan jarak penetrasi untuk *superheated steam jet* pada 4 nilai PIP. Perbandingan dengan hasil dari *air jet* (gambar 2.6) membuktikan bahwa penetrasi *steam jet* hanya 100 mm lebih jauh dibandingkan dengan *air jet* sepanjang pressure range yang diamati. Pada nilai PIP tinggi, jarak penetrasi jet naik hanya sekitar 30 mm saat *lance pressure* naik dari 2000 kPa ke 3000 kPa.

Sementara PIP untuk *superheated steam jet* lebih tinggi dari *air jet PIP*, tergantung dari lance pressure pada 760 mm dari nozzle adalah sama dengan *air jet* (gambar 2.5). Dari gambar 2.7 bahwa *steam jet PIP* sesuai sekitar 340 kPa saat *lance pressure* melebihi 2500 kPa. Kenaikan *lance pressure* dari 2000 ke 3000 kPa hanya menghasilkan kenaikan PIP pada jarak 760 mm.

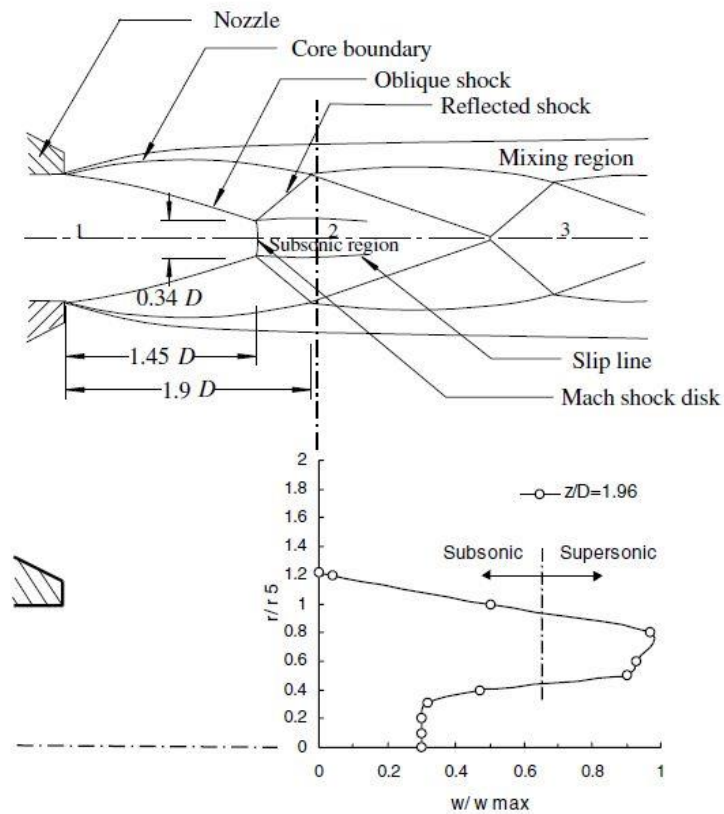
2.1.1.3.3 Implikasi

Simulasi menghasilkan indikasi bahwa mengoperasikan *steam jet* ke dalam gas buang panas berperilaku sama seperti *air jet* ke dalam udara temperature kamar. Udara dan *steam jet* adalah *underexpanded* saat *high-PIP nozzle* digunakan pada kondisi operasi *sootblower* normal. Kedua jet akan mengalami kehilangan substansi energi selama mereka ekspansi keluar dari *nozzle* karena terjadinya *normal shock wave* (Jameel, 1994).

Intensivity dari jarak penetrasi terhadap lance pressure dari jet (gambar 2.5 dan gambar 2.7) menunjukkan bahwa tidak perlu untuk mengoperasikan pada tekanan lebih tinggi dari 2270 kPa dengan *high-PIP nozzle*. Simulasi menghasilkan penurunan tekanan lance dari 2270 kPa ke 1750 kPa akan menurunkan konsumsi steam sootblowing, setidaknya 23%, dengan hanya menurunkan *cleaning radius* dari *jet* dalam jumlah yang sedikit (Jameel, 1994).

Perbaikan besar pada kinerja *sootblower* dapat diperoleh dengan menggunakan *nozzle* yang memberikan jet menjadi *fully expand* sebelum uap keluar *nozzle*. *Nozzle* ini memberikan jarak PIP 2270 kPa, contoh, untuk dinaikan menjadi 25% lebih dari yang diperoleh dengan *nozzle high-PIP* konvensional. Ini sama dengan 56% kenaikan daerah *cleaning* (Jameel, 1994).

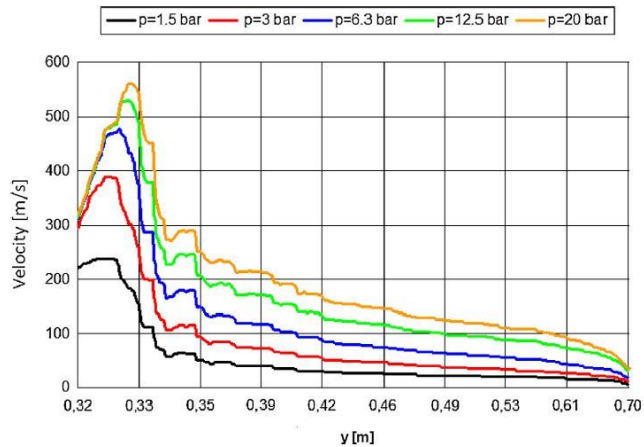
Model matematik, berdasarkan teori dan data percobaan, dibangun untuk memprediksi variasi *axial* dari PIP yang dialirkan oleh *sootblower*. Model membuktikan menjadi alat berguna untuk desain *nozzle* dan optimasi *sootblower* (Jameel, 1994).



Nomenclature			
D	nozzle diameter	Re	Reynolds number
h	heat transfer coefficient	T_{aw}	adiabatic wall temperature
Nu	Nusselt number	T_w	wall temperature
P_0	pressure upstream of nozzle	w	jet velocity
P_∞	ambient pressure	y	axial distance on cylinder surface
q	surface heat flux	z	distance from nozzle exit plane
r	jet radius	θ	angular distance around cylinder
r_5	radius of jet where velocity is half of the maximum		

Gambar 2.9 struktur *jet* dari *convergent nozzle* dan *velocity distribution* terkait (M. Rahimi, 2003)

Gambar 2.9 mengilustrasikan kerumitan dari *heat transfer distribution* yang dihasilkan oleh *under-expanded jet* menghantam ke permukaan, terutama saat jarak antara *jet exit* dan permukaan lebih pendek dibandingkan dengan panjang *jet core*. *Nozzle* diinvestigasi secara detail oleh *Gibbins et al.* dimana terlihat *exit velocity profile* adalah seragam dan *pressure ratio* 5.15 struktur aliran dekat dengan *nozzle* telah digambarkan pada bagian gambar 2.9.

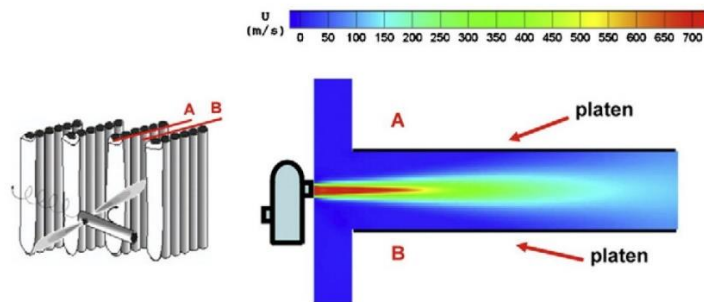


Gambar 2.10 *velocity distribution* pada *nozzle outlet* terhadap tekanan (Wacław Wojnar, 2013)

Gambar 2.10 menunjukkan *air jet velocity* untuk $y = 650 \text{ mm}$ pada *pressure* 10 bar tepatnya 60 m/s, dengan *max. velocity* setelah *secondary expansion* dari $w_2 = 510 \text{ m/s}$. dalam kasus *steam jet sootblower*, dimana *velocity* adalah $w_2 = 960 \text{ m/s}$ setelah *secondary expansion*, *steam velocity* sebelum *tubes* mencapai nilai lebih tinggi. Sehingga, untuk analisis erosi *tube banks* disebabkan oleh *steam jet blower*, nilai maksimum dari media *blowing* diasumsikan pada level $w_{\max} = 100 \text{ m/s}$

2.1.1.4 Jet Progression Velocity

Jet progression velocity adalah *linear velocity* pada laluan *jet* melewati permukaan, mengarahkan langsung *jet cleaning medium*. Ini adalah fungsi dari kecepatan putar *nozzle* dan jarak dari permukaan (STEAM42TH, 2015).



Gambar 2.11 skema *sootblower jet* antara *platen superheater platen* (kiri) dan *axial velocity contours* dari simulasi, (Ameya Pophali 2013)

Simulasi dijalankan menggunakan *SJT (Superheated Steam Jet)-Shock model* untuk memprediksi gaya pengukuran, walaupun sifat udara yang digunakan bukan steam, tube banks didekati menjadi platen seperti pada gambar 2.11. simplifikasi tidak memiliki efek penting pada hasil komputasi. *Specific heat ratios* dari *superheated steam* dan *udara* sangat mirip, dan *density ratio* dari *air jet* pada *nozzle exit* terhadap sekeliling fluida sangat mirip ke nilai aktual. Prediksi gaya yang dikeluarkan oleh jet pada probe dikalkulasi oleh *integrasi PIP* melewati area circular terhadap front plate dari probe yang terukur. (diameter lingkaran 48 mm).

2.1.1.5 Cleaning Radius Dan Tube Bank Penetration

Cleaning radius adalah jarak dari sootblower tertentu dapat membersihkan permukaan, saat jejak antara *sootblower nozzle outlet* dan permukaan adalah *unobstructed*. Walaupun biasa digunakan, hal ini bisa karena area yang dibersihkan tidak hanya *circular*. *Tube bank penetration* adalah jarak *cleaning* efektif maksimum saat diarahkan terhadap *tubes bank* (STEAM42TH, 2015).

2.1.1.6 Lance Tube

Adalah komponen *tubular* dari tipe *retractable sootblower* yang berjalan kedalam dan keluar zona *combustion* dan laluan *flue gas*. *Lance tube* dipasang dengan *nozzle* pada ujungnya dan kemungkinan sepanjang *lance tube* untuk mempercepat dan mengarahkan *cleaning flow* kepada permukaan yang akan dibersihkan (STEAM42TH, 2015).

2.1.1.7 Wall Box

Wall box dipasang pada dinding *opening* yang dibuat untuk peralatan *cleaning*. *Wall box* memberikan *structural support* ujung depan dari *long retractable sootblowers*, atau seluruh berat dari *furnace wall blowers*. *Wall box* memberikan *opening* untuk *lance tube*, *sleeve* dan *seal plate* untuk meminimalkan *flue gas* mengalir ke atmosphere ketika *lance* sedang *retracted* (STEAM42TH, 2015).

2.1.1.8 Feed Tube

Feed tube adalah *stationary tube* yang mengalirkan media *cleaning* kepada *moving lance tube* atau *rotating element*. Permukaan luar dari *feed tube* melayani

sebagai *sealing surface* untuk *packing assembly* yang *sliding* dan atau berputar dengan *lance tube* (STEAM42TH, 2015).

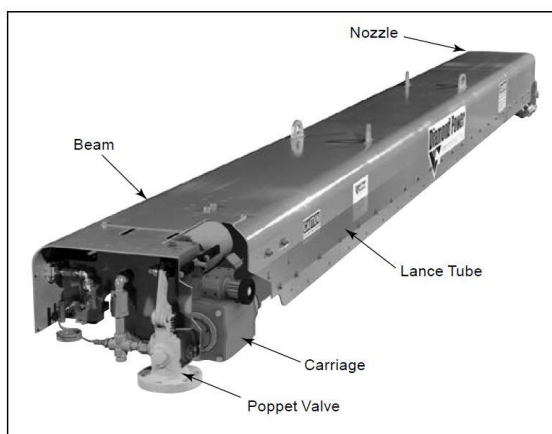
2.1.1.9 Element

Elemen melayani fungsi yang sama seperti *lance tube*, namun tetap berada di dalam *flue gas passage* (STEAM42TH, 2015).

2.1.2 Peralatan *Cleaning*

2.1.2.1 *Long Retractable Sootblower*

Long retractable sootblower IK-700 seperti pada gambar 2.12. Setiap *lance tube* memiliki *nozzle* dekat dengan ujung depan, *carriage* untuk memasukan *lance tube* kedalam boiler dan *poppet valve* untuk membuka dan menutup media *cleaning*. *Stationary feed tube* mengalirkan media *cleaning* dari *poppet valve* ke *lance tube* dan *lance tube* *sliding* terhadap *feed tube*. *Carriage* memiliki *gear set* yang menggerakkan *lance* kedalam dan keluar boiler sepanjang *helical path*.



Gambar 2.12 *sootblower* IK-700 (Steam42, Babcock & Wilcox, 2015)

Nozzle biasanya dipasang *perpendicular* terhadap sumbu *longitudinal lance tube*. Selama media *cleaning* meninggalkan *nozzle*, *nozzle* menyebarkan keluar dan efektif menghilangkan *platenized buildup* sebagai tambahan dari *deposit* dalam penglihatan garis lurus dari *nozzle centerline*. Orientasi *Perpendicular nozzle* lebih disukai ketika *side-to-side spacing* antara *tube rows* kurang dari 46 cm. dengan *spacing* antara *tube* makin kecil, *deposit* dapat bertambah dan menyambungkan gap

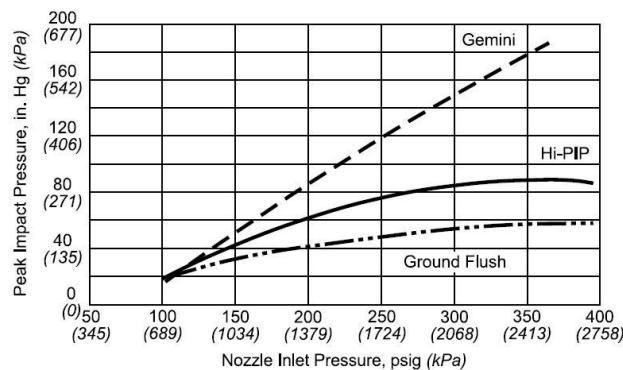
hingga menutupi laluan gas. *Perpendicular nozzle* memberikan penetrasi terdalam untuk menjaga *unobstructed gas path* (STEAM42TH, 2015).

Ketika *side-to-side spacing* antara *tube rows* lebih dari 46 cm, nozzle akan diorientasikan 5 sampai 10 derajat dari sumbu *perpendicular*. Konfigurasi ini disebut sebagai *lead-lag nozzle*, karena yang satu akan diorientasikan kedepan dari *perpendicular* dan yang lain sedikit kebelakang. Desain ini memiliki potensi lebih tinggi untuk membersihkan tumpukan *deposit* pada *tubes* dalam *row* dari *superheater* dan *reheater platen* dan digunakan ketika tidak ada potensi dari deposit menyambung dari *row* ke *row*. *Lead-lag nozzle* menjadi efektif untuk pembersihan *division walls* dan *pendant sections* pada jalur masuk ke *convection pass* (STEAM42TH, 2015).

2.1.2.2 Sootblower Nozzle Performance

Dalam *long retractable sootblowers*, nozzle dipasang di dalam *side wall* dari *lance tube*. Dalam *lance tube*, media *compressible cleaning* berjalan pada *subsonic speed*, umumnya *Mach 0.3* atau lebih rendah. Banyak *sootblower nozzle* didesain untuk mempercepat aliran menuju kondisi *supersonic* (STEAM42TH, 2015).

Kinerja nozzle dikaji oleh pengukuran PIP dari *cleaning medium jet* pada titik hilir dari *nozzle outlet*. Di dalam batas, makin tinggi energi impact, makin efektif nozzle itu pada penghancuran dan pembersihan ash *deposits* (STEAM42TH, 2015).



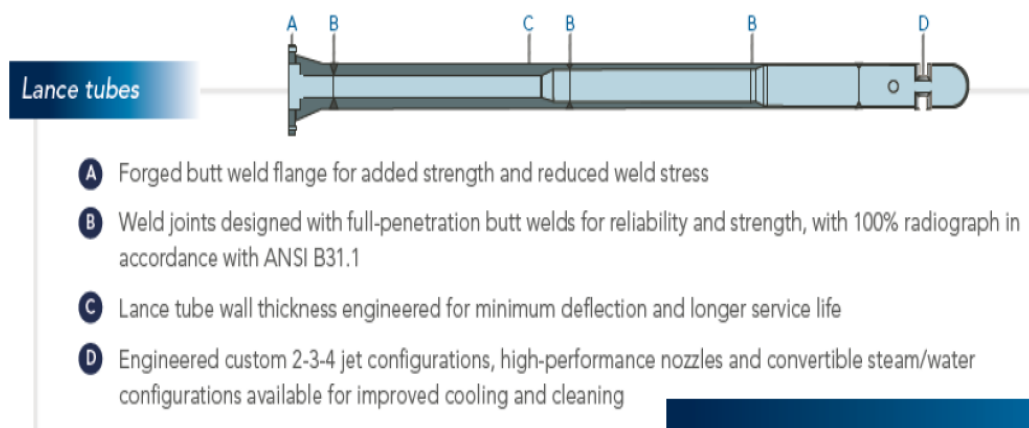
Gambar 2.13 perbandingan *sootblower nozzle performance* pada 76.2 cm dari outlet (STEAM42TH, 2015)

Efek desain *nozzle* tersebut memiliki *peak impact pressure* pada gambar dengan membandingkan 3 macam *nozzle sootblower*. Ketiga *nozzle* memiliki *throat diameter* yang sama, dan karena ketiga *nozzle* mempercepat fluida menuju kecepatan suara pada *throat*, *flow rate* adalah mirip pada setiap *nozzle inlet pressure* seperti pada grafik. *peak impact pressure* diukur pada jarak 76 cm dari *nozzle outlet* yang diplot sebagai fungsi dari *supply pressure* setiap *nozzle*. *Supply pressure* pada *nozzle inlet* dapat dihasilkan dengan mengatur *pressure drop* pada *sootblower poppet valve* (STEAM42TH, 2015).

Pengembangan dari *high performance nozzle sootblower* menghasilkan perubahan pendekatan operasi yang paling disukai. Ketika menggunakan *nozzle* yang hanya sedikit *supersonic* (*Ground flush* dan *Hi-PIP*, sebagai contoh), ini secara umum benar jika makin tinggi densitas dari media cleaning maka makin bagus pembersihan. Untuk sistem menggunakan *steam*, ini berarti *superheat* makin kecil makin bagus untuk *cleaning* dan *saturated steam* lebih baik dibandingkan dengan *superheated steam*. Namun performance untuk *class* baru dari *supersonic nozzle* bergantung pada adanya *water droplet* dalam *divergent section* dari badan *nozzle* untuk menghindari *flowfield disturbances* dan untuk mendapatkan *full expansion* dari steam jet. Untuk menghindari *water droplet*, secara umum penting untuk memiliki 14°C *superheat* pada *inlet* dari *sootblower*. Adanya *condensate* pada *steam supply* atau formasi kondensasi di dalam *sootblower lance tube*, menghasilkan efek signifikan yaitu degradasi pada *high performance nozzle*. Ini dapat secara drastic menegaskan keuntungan dari *nozzle replacement project* (STEAM42TH, 2015).

2.2 Sootblower Tipe Rks81e Dan Tipe Ik-545 Dan Pemilihan Material

Keandalan dari *sootblower system* sangat dipengaruhi oleh komponen-komponen utama dan pendukungnya



Gambar 2.14 Gambar potongan *Lance Tube* model IK (*Design Manual Babcock & Wilcox, 1995*)

Tabel 2.2 Failure Mode and Effect Analysis (*Maintenance Manual Babcock & Wilcox, 1995*)

No	Item identification	Function	Failure mode	Failure cause
1	Lance Tube + Nozzle	mengalirkan steam dari feed tube ke boiler tube banks	short term-over heating	steam jet pressure tidak cukup
		mengalirkan steam dari feed tube ke boiler tube banks	long term over-heating	material fatigue
2	feed tube	mengalirkan steam dari poppet valve ke lance tube	short term-over heating	steam jet pressure tidak cukup
		mengalirkan steam dari poppet valve ke lance tube	long term over-heating	material fatigue
3	motor drive	menggerakkan gearbox carriage	over load	lack of lubrication, lance tube failure
			short circuit	high humidity
4	Contactora	mengenergize <i>motor drive</i>	stuck, cable short, terminal burn out	coal dust, humidity
5	limit switch	membalik putaran <i>motor</i>	stuck, cable over heat	boiler positive pressure

6	poppet valve	men-start dan men-stop steam sootblower	leaks through	life time, improper material
7	Gasket	perapat steam antara lance tube dengan feed tube	brittle	life time, improper material
8	front bearing dan middle bearing	bantalan lance tube	stuck, tidak bisa rolling	lack of lubrication, boiler positive pressure
9	gearbox carriage	menggerakkan lance tube	pinion gear failure	lack of lubrication, life time

Tabel 2.3 *Flue gas Properties* boiler unit 5-7 (*Bidding Document*, PT. BWI, 1994)

		LOAD CONDITION					
		MCR	Top Heater Out	IGL	75%TGL	50%TGL	25%TGL
<u>STEAM AND WATER TEMPERATURES</u>							
Coal/air mixture at the outlet of the pulverizer	C	66	66	66	66	66	66
<u>GAS TEMPERATURES*</u>							
Furnace exit	C	998	974	972	896	809	664
Secondary superheater inlet	C	1160	1137	1134	1047	942	759
Secondary superheater exit	C	904	882	880	814	741	621
Primary superheater inlet	C	680	664	663	620	572	497
Primary superheater exit	C	429	420	419	398	375	367
Reheater inlet	C	884	862	860	796	723	607
Reheater exit	C	419	421	418	407	400	351
Economizer inlet	C	426	418	416	394	371	362
Economizer exit	C	381	367	373	354	339	308
Secondary air heater inlet	C	381	367	373	354	339	303
Secondary air heater exit (uncorrected)	C	145	141	142	137	128	106
Secondary air heater exit (diluted)	C	141	137	137	133	123	101
Primary air heater inlet	C	381	367	373	354	339	303
Primary air heater exit (uncorrected)	C	148	139	139	102	96	108

Pada table 2.3 terlihat bahwa untuk kondisi desain batubara, didapatkan temperatur tertinggi *flue gas* adalah 1160°C untuk *secondary superheater inlet*. Pada area ini terdapat *sootblower* tipe *long retractable* yang harus tahan hingga

temperatur tersebut dengan bantuan pendinginan dari *steam* yang mengalir di dalam *lance tube*. Sifat-sifat di atas akan berubah seiring dengan berubahnya kualitas batubara. Temperatur keluar ecomizer yang makin tinggi menandakan slagging dan fouling pada area boiler cukup tinggi. Maka dibutuhkan pengoperasian sootblower untuk membersihkan slagging dan fouling. Pengoperasian sootblower oleh operator dilakukan melalui langkah-langkah yang dapat diprogram dari *digital control system* yang sudah ada.

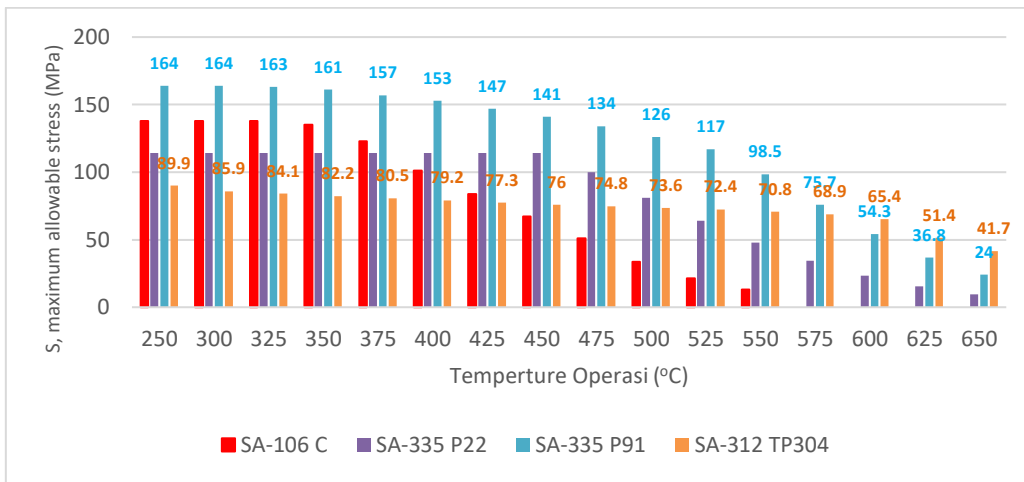


TABLE 1-100
CRITERIA FOR ESTABLISHING ALLOWABLE STRESS VALUES FOR TABLES 1A AND 1B

Product/Material	Room Temperature and Below		Above Room Temperature						
	Tensile Strength	Yield Strength	Tensile Strength	Yield Strength		Stress Rupture	Creep Rate		
Wrought or cast ferrous and nonferrous	$\frac{S_T}{3.5}$	$\frac{2}{3} S_Y$	$\frac{S_T}{3.5}$	$\frac{1.1}{3.5} S_T R_T$	$\frac{2}{3} S_Y$	$\frac{2}{3} S_Y R_Y$ or $0.9 S_Y R_Y$ [Note (1)]	$F_{avg} S_{R avg}$	$0.8 S_{R min}$	$1.0 S_C$
Welded pipe or tube, ferrous and nonferrous	$\frac{0.85}{3.5} S_T$	$\frac{2}{3} \times 0.85 S_Y$	$\frac{0.85}{3.5} S_T$	$\frac{(1.1 \times 0.85)}{3.5} S_T R_T$	$\frac{2}{3} \times 0.85 S_Y$	$\frac{2}{3} \times 0.85 S_Y R_Y$ or $0.9 \times 0.85 S_Y R_Y$ [Note (1)]	$(F_{avg} \times 0.85) S_{R avg}$	$(0.8 \times 0.85) S_{R min}$	$0.85 S_C$

NOTE:
(1) Two sets of allowable stress values may be provided in Table 1A for austenitic materials and in Table 1B for specific nonferrous alloys. The lower values are not specifically identified by a footnote. These lower values do not exceed two-thirds of the minimum yield strength at temperature. The higher alternative allowable stresses are identified by a footnote. These higher stresses may exceed two-thirds but do not exceed 90% of the minimum yield strength at temperature. The higher values should be used only where slightly higher deformation is not in itself objectionable. These higher stresses are not recommended for the design of flanges or for other strain sensitive applications.

2010 SECTION II, PART D, SUBPART 1

Gambar 2.15 Max. Allowable Stress *Lance Tube* untuk Temperatur hingga 650°C (ASME Section II Part D, Table 1A, 2019)

Nilai tabel *1A dan 1B (ASME II PART D)* dibangun hanya oleh komite. Penentuan nilai *allowable stress* dari material, komite diarahkan oleh pengalaman sukses dalam operasi boiler, Selama bukti kepuasan kinerja ada. Bukti tersebut dipertimbangkan sama dengan data tes dimana kondisi operasi diketahui dengan alasan yang pasti. Dalam evaluasi material baru, komite mengarahkan ke

perpanjangan tertentu oleh perbandingan informasi dari tes dengan data yang ada dalam keberhasilan aplikasi dari material sejenis.

Maximum allowable stress harus nilai terendah dari kriteria dalam Gambar 2.15. Sifat mekanis dipertimbangkan, dan faktor diaplikasikan untuk membuat *maximum allowable stress* adalah seperti di bawah ini:

a) Temperatur di bawah range dimana *creep* dan *stress rupture strength* bekerja pada *stress* tertentu, nilai *max. allowable stress* adalah terendah dari sebagai berikut:

- 1) *Minimum tensile strength* spesifik pada temperatur kamar dibagi 3.5
- 2) *Tensile strength* pada temperatur dibagi 3.5
- 3) 2/3 dari *minimum yield strength* spesifik pada temperatur kamar.
- 4) 2/3 dari *yield strength* pada temeperatur tersebut.

Pada aplikasi dari kriteria ini, komite mempertimbangkan *yield strength* pada temperatur adalah $S_Y R_Y$, dan *tensile strength* pada temperatur adalah $1.1 S_T R_T$.

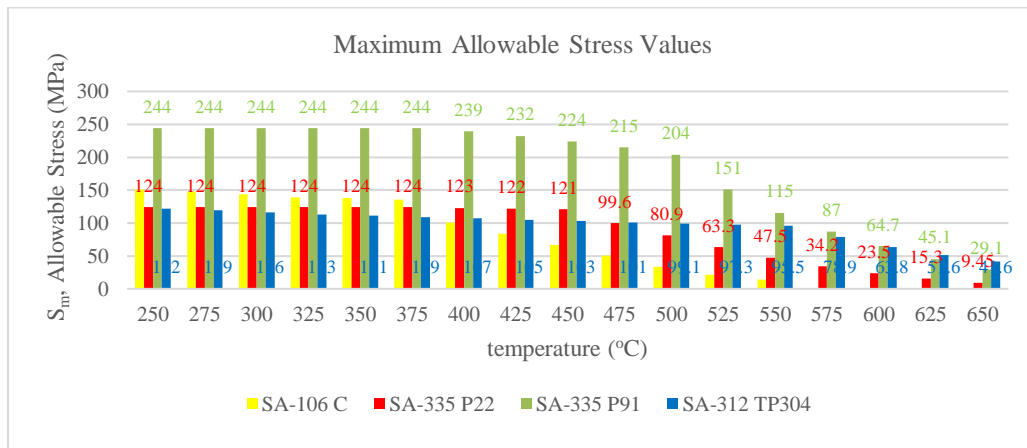
Dua set nilai *allowable stress* disediakan pada table 1A dan 1B untuk *austenitic material* dan *nonferrous alloy* spesifik. *Alternative allowable stress* lebih tinggi diidentifikasi oleh catatan kaki dari table. Stress ini melebihi 2/3 dari *minimum yield strength* pada temperatur tertentu namun tidak lebih dari 90%. *Stress* lebih tinggi tidak direkomendasikan untuk desain dari *flange* atau aplikasi *sensitive strain* lainnya.

b) Pada temperatur dalam *range* dimana *creep* dan *rupture strength* bekerja pada *stress* tertentu, nilai *max. allowable stress* untuk semua material dibangun oleh komite untuk tidak melebihi nilai terendah dari sebagai berikut:

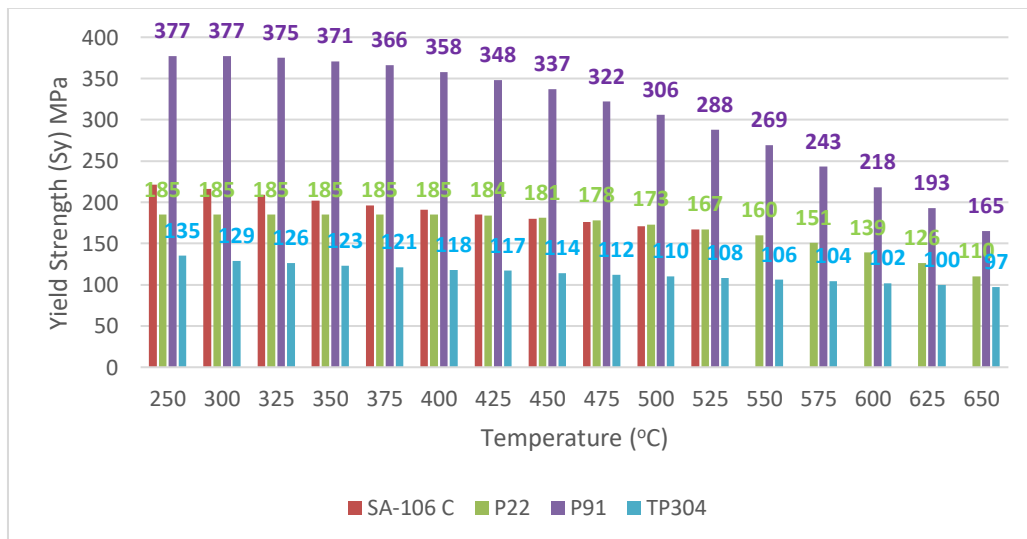
- 1) 100% dari *average stress* untuk menghasilkan *creep rate* dari 0.01%/1000 jam
- 2) 100% F_{avg} dari *average stress* untuk menghasilkan *rupture* pada akhir 100 ribu jam

- 3) 80% dari *minimum stress* untuk menghasilkan *rupture* pada akhir 100 ribu jam

Nilai *stress* untuk temperature tinggi didasarkan, jika mungkin, sebagai perwakilan dari sifat *uniaxial material* yang diperoleh dari tes standard ASTM atau yang sama. Nilai *stress* didasarkan sifat dasar dari *material* dan tidak ada pertimbangan diberikan untuk temperatur abnormal dan kondisi *stress* atau untuk pertimbangan desain lainnya.

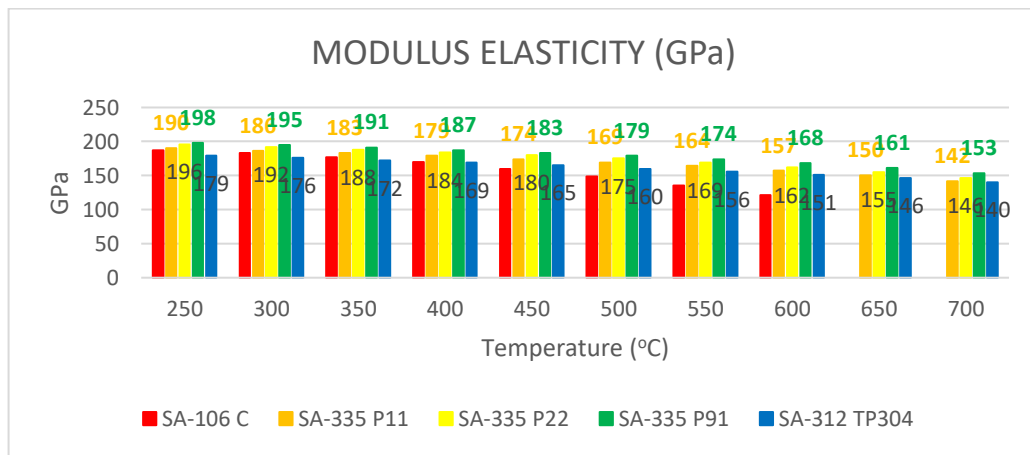


Gambar 2.16 *Max. Allowable Stress lance tube* untuk temperatur hingga 650°C (ASME Section II Part D, Table 5A SECTION I, 2019)



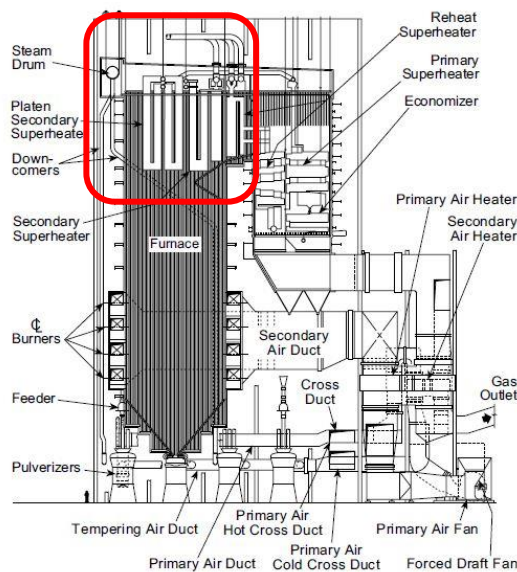
Gambar 2.17 *Yield strength lance tube* untuk temperatur hingga 650°C (ASME Section II Part D, Table Y-1 SECTION III, 2019)

Gambar 2.16 dan 2.17 diperlukan untuk memilih material lance tube sootblower agar tidak terjadi deformasi plastis. Semakin tinggi temperatur badan lance tube, maka risiko lance tube bengkok akan makin tinggi. Maka respon operator untuk memmanual *retract* diperlukan untuk menyelamatkan fungsi dari lance tube sootblower. Kalau sudah deformasi plastis, maka lance tube sudah tidak bisa dioperasikan kembali dan akan dikeluarkan dari bawah boiler



Gambar 2.18 Modulus Elasticity lance tube untuk temperature hingga 700°C (ASME Section II Part D, 2019)

2.3 Boiler Tipe Radiant Carolina



Gambar 2.19 Boiler tipe *radiant Carolina* (Steam42, Babcock & Wilcox, 2015)

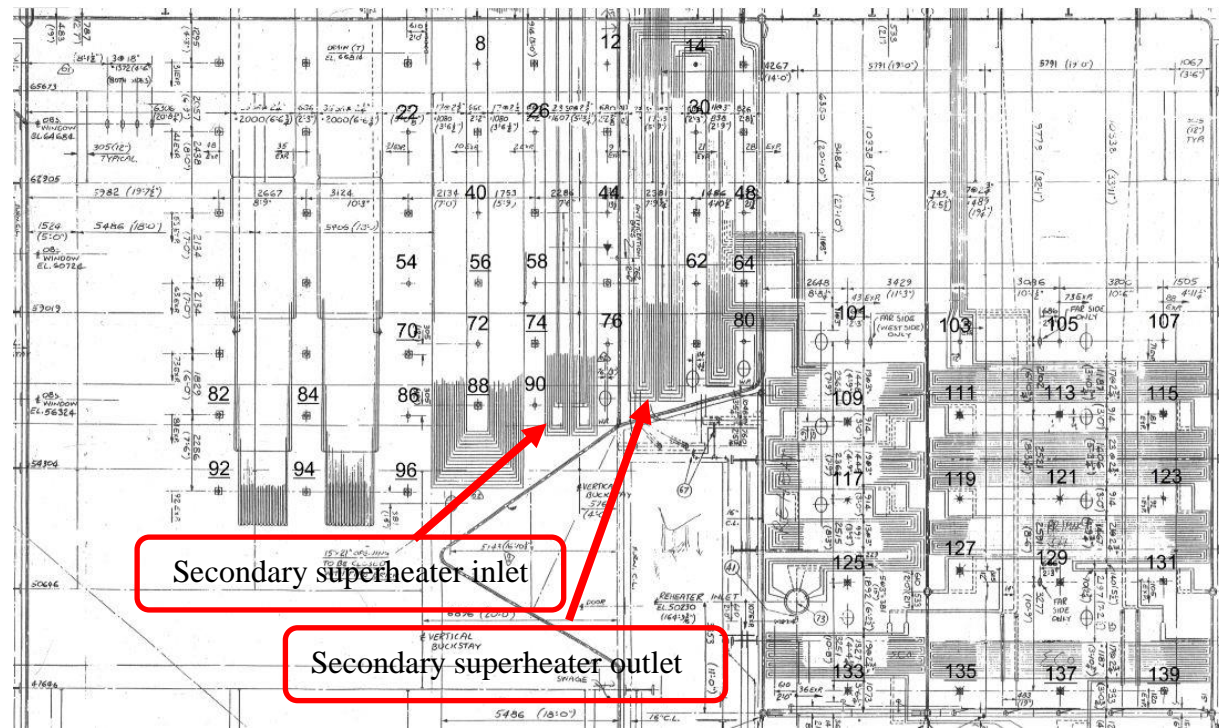
Dari gambar 2.19 dapat dilihat bahwa boiler tipe *radiant Carolina* bukan merupakan boiler 4 musim, dimana terdapat *platen superheater* dan *platen reheater*, dimana pada *tube platen* tersebut, tidak dapat didrain seluruhnya, sehingga pada musim dingin, kondensasi steam akan membeku pada *line tube bank* tersebut. Diberi lingkaran merah adalah daerah sootblower area platen superheater dan reheater.

Table 2.4 adalah setting pressure sootblower daerah *superheater* dan *reheater platen*. Terdapat 3 unit boiler 600 MW yang harus di pelihara kinerjanya. *Set pressure poppet valve* mempengaruhi laju erosi dari *tube boiler*

Table 2.4 setting pressure poppet valve sootblower

Nomor sootblower	set pressure.
69	17.5
69	19
70	19.5
81	18
81	18.5
82	17.5
82	19
83	16.5
83	17
84	16.5
88	18
91	18.5
92	18.5
93	18
93	18
93	17.5
94	17.5
94	17.5
95	18
96	16

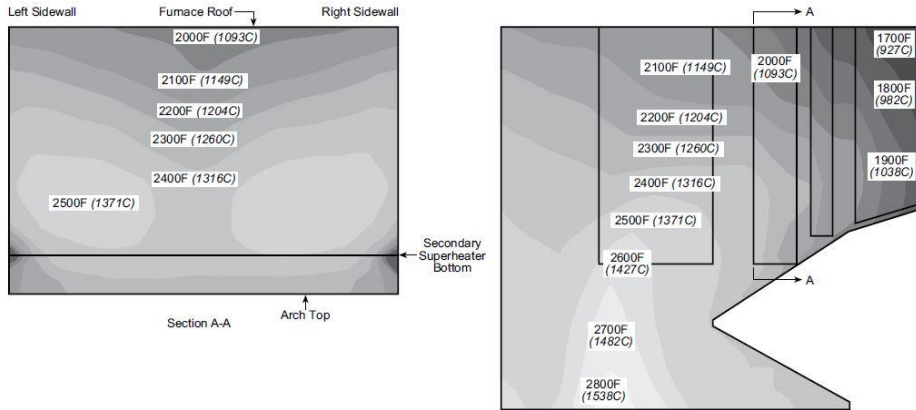
Makin rendah eleveasi *sootblower*, maka pressure drop dari line sootblower makin tinggi, sehingga logikanya harus dinaikan dibandingkan dengan elevasi yang lebih tinggi agar steam pressure lebih stabil.



Gambar 2.20 Posisi *sootblower* pada boiler tipe *radiant Carolina* (Babcock & Wilcox, PLN, 1993)

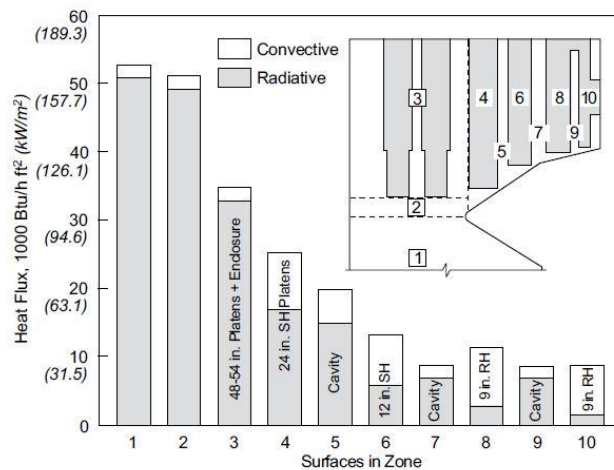
Gambar 2.20 dan tabel 2.4 saling berhubungan. Untuk *sootblower* dengan nomor ganjil, maka *sootblower* tersebut terletak di sisi kiri boiler (sisi stack ada di belakang boiler). Dan *sootblower* bernomor genap berada di sisi kanan boiler.

Pada gambar 2.20 untuk *sootblower* bernomor ganjil, seperti no. 7,9,11,13,21,25,29,39,43,47,53,57,61,71,75,79,85,89 berada pada sisi sebaliknya.



Gambar 2.21 Numerical modelling boiler tipe radiant Carolina (STEAM42TH, 2015)

Pada Gambar 2.21 diperoleh bahwa *lance tube* sootblower tipe long retractable terpapar oleh temperature sekurang-kurangnya 1427°C (STEAM42TH, 2015).

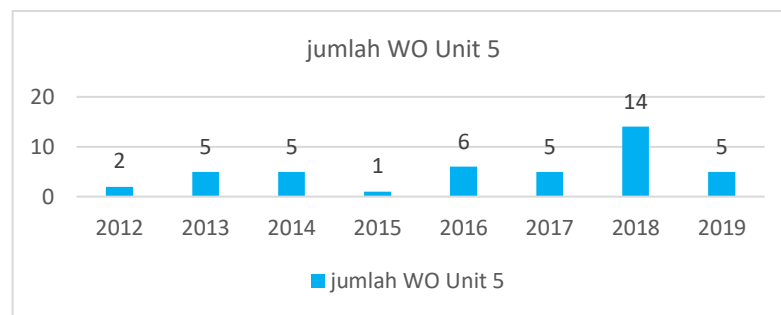


Gambar 2.22 Heat flux area dalam boiler (Steam42, Babcock & Wilcox, 2015)

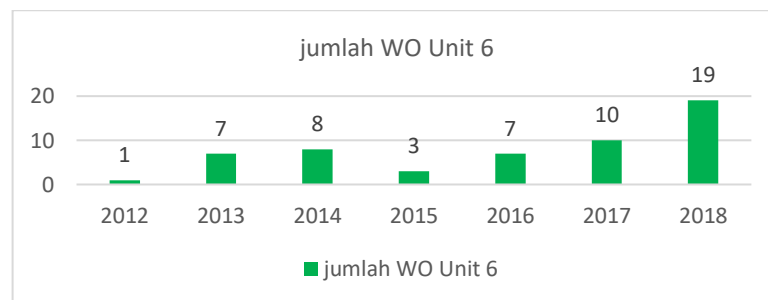
Pada gambar 2.22 heat flux untuk surface in zone 1 untuk radiasi sebesar 157.7 W/m²

2.4 Gangguan *Lance tube* bengkok

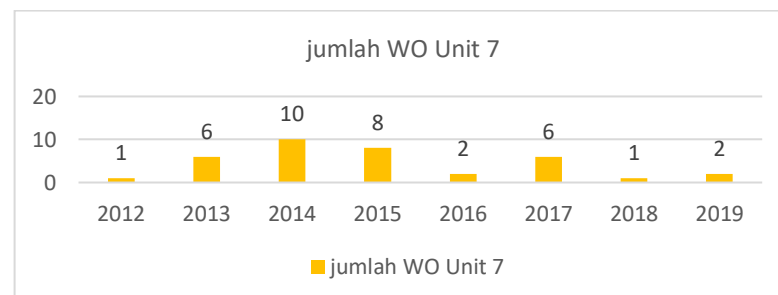
Pemakaian *Computerized Maintenance Management System* dioperasikan sejak tahun 2012. Berikut adalah jumlah *Work Order* yang diterbitkan mulai dari tahun 2012 hingga tahun 2019 yang telah disortir hanya untuk *failure mode lance tube* bengkok. Gambar 2.23 hingga 2.25 memberikan jumlah kegagalan system sootblower untuk unit 5, 6 dan unit 7 unit pembangkitan Suralaya. Terlihat bahwa pada tahun 2018 terjadi kenaikan workorder dimana dibutuhkan perbaikan untuk menunjang keandalan boiler.



Gambar 2.23 Grafik jumlah *Work Order* Unit 5 (CMMS MAXIMO, 2019)



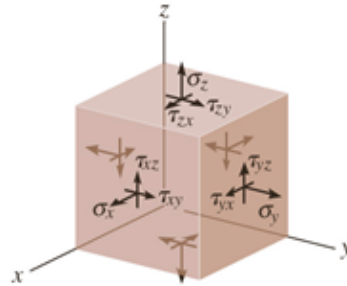
Gambar 2.24 Grafik jumlah *Work Order* Unit 6 (CMMS MAXIMO, 2019)



Gambar 2.25 Grafik jumlah *Work Order* Unit 7 (CMMS MAXIMO, 2019)

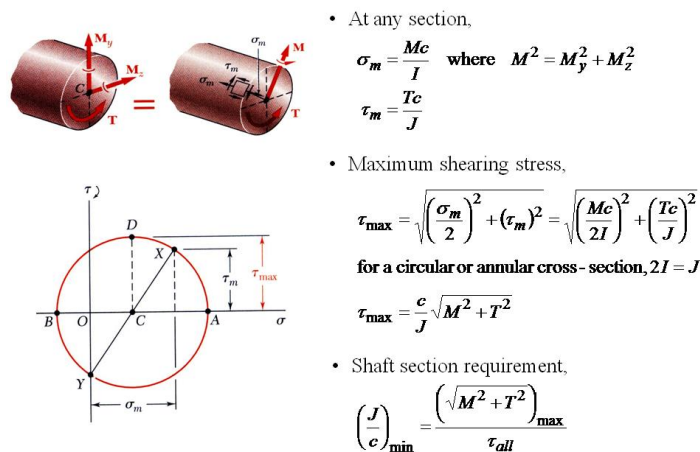
2.5 3D stress element

Gambar 3.2 adalah gambar *stress element 3D*. dapat memiliki hingga 6 stress independent pada 1 titik.



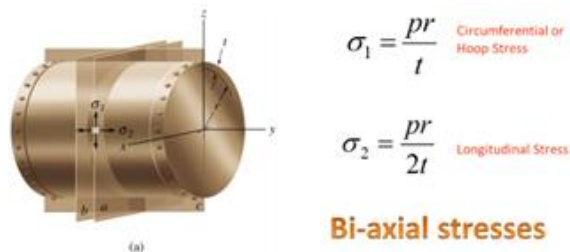
Gambar 2.26 Normal Stress dan Shear Stress

Berikut adalah *bending stress* dan *shearing stress* pada silinder.



Gambar 2.27 maximum shear stress pada D dan max. tensile stress pada A

Bending stress pada silinder dipengaruhi oleh momen inersia dari silinder tersebut. Silinder hollow dan silinder solid, memiliki momen inersia yang berbeda-beda. Dan densitas material juga mempengaruhi besar dari momen inersia



Gambar 2.28 Bejana Tekan silinder

Gambar 2.28 menunjukkan kekuatan dari bagian mesin bergantung dari material yang digunakan. Sifat-sifat ini biasanya dihitung dari uji Tarik dan tekan sederhana. Maka, memprediksi tegangan kegagalan dari bagian mesin yang terkena *bi-axial* atau *tri-axial stress* adalah lebih rumit.

Teori dasar kegagalan untuk bagian mesin yang terkena tegangan *bi-axial* adalah sebagai berikut:

2.5.1 Maximum Principal (Normal) Stress Theory (Teori Rankine)

$$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3 = \text{principal stress in 3 perpendicular directions} \quad (2.1)$$

$$\max(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) \leq \sigma^*$$

Maximum principal stress harus kurang dari max. stress (yield stress) yang dapat ditahan material pada tension atau compression

σ^* = max tensile or compressive strength of material

2.5.2 Maximum Principal (Normal) Strain Theory (Teori Saint Venant)

$$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3 = \text{principal stress in 3 perpendicular directions}$$

$$e_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \frac{\nu\sigma_2}{E} - \frac{\nu\sigma_3}{E} \quad e_2 = \frac{\sigma_2}{E} - \frac{\nu\sigma_1}{E} - \frac{\nu\sigma_3}{E} \quad e_3 = \frac{\sigma_3}{E} - \frac{\nu\sigma_1}{E} - \frac{\nu\sigma_2}{E} \quad (2.2)$$

$$\max(e_1, e_2, e_3) \leq e^* \quad e^* = \frac{\sigma^*}{E}$$

σ^* = max tensile atau compressive strength dari material

Maximum *principal strain* harus kurang dari *max strain* (yield strain) yang dapat ditahan material dalam *tension* atau *compression*

2.5.3 Maximum Shear Stress Theory (Teori Tresca atau Guest)

Max *shear stress* = setengah dari selisih antara max. dan min principal stresses

$$= \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3) \quad (2.3)$$

Untuk mencegah failure, max. shear stress harus kurang dari shear stress dalam simple tension pada elastic limit

$$\text{Max. shear stress at elastic limit} = \frac{1}{2}(\sigma_t^* - 0)$$

σ_t^* = max tensile dari material

$$(\sigma_1 - \sigma_3) \leq \sigma_t^* \quad (2.4)$$

Maximum shear stress harus kurang dari *max shear stress* dalam *simple tension* (pada *elastic limit*) yang dapat ditahan oleh material.

2.5.4 Maximum strain energy theory (teori Haigh)

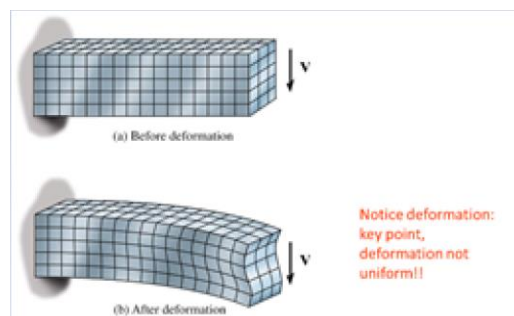
Strain energy per unit volume harus kurang dari strain energy per unit volume dalam simple tension (pada elastic limit) yang dapat ditahan oleh material.

$$[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\vartheta(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3)] \leq (\sigma_t^*)^2 \quad (2.5)$$

2.5.5 Maximum distortion energy theory (teori Hencky dan Von Mises)

Shear strain energy per unit volume harus kurang dari shear strain energy per unit volume dalam simple tension (pada elastic limit)

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 \leq 2. (\sigma_t^*)^2 \quad (2.6)$$



Gambar 2.29 bending stress

Karakteristik tegangan dan regangan untuk 2 sambungan *lance tube* (1 sambungan *nozzle*, 1 sambungan *lance tube*) dengan 3 sambungan *lance tube* (1 sambungan *nozzle*, 2 sambungan *lance tube*) didapat dengan mensimulasikan melalui analisa ANSYS 16.2 *static structural*.

Sebagai pemilihan adalah teori Tresca dan Von Mises karena material adalah ulet. Sehingga yang diperlukan adalah analisa equivalent stress, dan shear stress serta deformasi total yang diderita lance tube.

Boundary condition analisa statik ini harus dibuat sedemikian rupa sehingga menyerupai kondisi aktual. Gambar 3.6 adalah diagram alir untuk proses simulasi static structural. Meshing yang dipakai adalah tipe CFD. Untuk proses system coupling, dilakukan input untuk 3 macam ketebalan, yaitu 5mm, 7mm dan 11mm. diasumsikan untuk kondisi batas bahwa tebal 5mm menggunakan $v_{inlet} = 948$ m/s. $c_p = 2500$ kJ/kg; heat flux = $100,000$ W/m² dan densitas steam = 5.39 kg/m³. Didapat dari tabel uap pada kondisi *pressure* = 15 bar. Setelah dilakukan meshing pada silinder *hollow* tersebut, kemudian dilakukan meshing. Kemudian dilakukan *setting residual*, yaitu : 1). *continuity* = 0.001; 2). *x-velocity* = 0.001; 3). *y-velocity* = 0.001; 4). *z-velocity* = 0.001; 5). *energy* = 1×10^{-6} ; 6). *k* = 0.001; 7). *epsilon* = 0.001. kemudian dilakukan *calculate*. Software Fluent akan memproses seluruh parameter hingga residual yang diharapkan tercapai untuk memenuhi syarat konvergen. Setelah tercapai syarat konvergen, maka software berhenti melakukan iterasi. Hasil kalkulasi dapat dilihat pada *CFD-Post Processing*. Dimana akan divalidasi untuk *pressure inlet steam*, *mass flow inlet*, distribusi temperatur *lance tube* dan force yang diderita *lance tube*. Setelah sifat-sifat tersebut didapat, kemudian dibandingkan dengan tebal 7 mm dan 11 mm. Dengan menurunkan densitas steam untuk tebal 7 mm dan 11 mm, maka didapatkan *pressure inlet* yang hampir sama sehingga dapat dibandingkan untuk tebal 5mm, 7mm dan 11mm.

2.6 Analisa Creep pada Baja Tahan Panas

Rumus empiris tentang ketebalan *oxide scale* dan *Larson-Miller parameter* digunakan untuk memperkirakan temperatur operasi

$$\log\left(\frac{X}{0.0254}\right) = 0.00022P - 7.25 \quad (2.7)$$

Dimana X adalah ketebalan *oxide scale* dalam mm dan LMP adalah *Larson-Miller Parameter*. Dalam metode *Larson-Miller*, waktu dan temperature berkorelasi :

$$LMP = \left(\frac{9}{5}T + 492\right) (C + \log t) \quad (2.8)$$

Dimana T adalah temperatur dalam Celsius; t adalah waktu operasi dan C adalah Constant biasanya sama dengan 20 (Rahman, 2010).

Total stress (S_t) terhadap cacat sama dengan jumlah dari *primary stress* (*axial* atau *hoop*) (S_p), *bending stress* (S_b) dan *pressure stress* pada *crack face* (S_c)

$$S_t = S_p + S_b + S_c \quad (2.9)$$

Primary stress ditentukan oleh orientasi cacat. Jika cacat terletak secara *axial* sepanjang komponen, maka ***hoop stress*** adalah *primary*. Jika cacat terletak secara *circumferential*, maka ***axial stress*** adalah *primary*. ***Bending stress*** disebabkan oleh *dead loads*, *hanger spacing*, perbedaan *thermal* dan *restraints*. *Pressure stress* terhadap *crack face* hanya dipertimbangkan jika *crack* terbuka terhadap *pressure*. Jika kasus seperti ini, stress yang diderita sama dengan *internal pressure* (STEAM42TH, 2015).

Hoop stress dibuat untuk *tube* ditentukan oleh persamaan

$$\sigma_h = p \left(\frac{r + \frac{h}{2}}{h} \right) \quad (3.0)$$

Dimana p adalah *internal pressure*, r dan h adalah *inner radius* dan ketebalan *tube* (Rahman, 2010).

Analisa elemen hingga untuk memprediksi kegagalan *bursting* pada pembentukan *bulging* dalam kombinasi *internal pressure* dan *independent axial feeding* dilaporkan oleh Jeong et al (Jeong, 2003).

Simulasi pembentukan *bulge* dengan pertimbangan pengelasan, disimpulkan bahwa metode yang diusulkan harus bisa memprediksi *bursting pressure* dan *fracture initiation*. Umur *creep rupture* dari kerusakan *tube boiler* akibat erosi dan/ atau korosi, yang menyebabkan penipisan lokal (Basu, 2002)

Stress tinggi yang tidak diinginkan dapat menghasilkan *low cycle fatigue tube failure* (Othman, 2009)

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Karakteristik heat transfer lance tube sootblower

Karakteristik *heat transfer* pada *lance tube sootblower* terutama area *platen superheater* dan *reheater* didapat dengan melakukan simulasi *computational fluid dynamic* sehingga akan didapatkan *pressure sootblowing minimal* yang dapat disetting agar tidak meng-erosi tube bank sootblower namun masih dapat membersihkan deposit abu

Tabel 3.1 Parameter Operasi sootblower RKS

No	properties	dimensi
1	panjang <i>furnace</i> (mm)	18,208
2	lebar <i>furnace</i> (mm)	19,505
3	langkah max sootblower (mm)	9,752.50
4	sootblowing travel (mm)	9,906
5	switching travel, poppet valve (mm)	222
6	blowing travel (mm)	9,684
7	total blowing travel (mm)	19,368
8	<i>speed</i> (mm/s)	30.9
9	operating time (s)	640.80
10	blowing time (s)	626.40
11	initial poppet valve pressure (kg/cm ²)	18.3
12	blow pressure pada nozzle (kg/cm ²)	15.1
13	steam flow (kg/s)	2.15

Tabel 3.2 Parameter Operasi *sootblower RKS* untuk simulasi

No	Properties	Dimensi
1	steam consumption (kg/s)	1,350
2	temperatur <i>steam jet</i> masuk (K)	623
3	heat flux daerah superheater (W/m ²)	100,000
4	<i>density steam</i> (P=15.1 kg/cm ² ; T=350 ^o C)	5.39
5	c _p (T=350C) (kJ/kg.K)	2.5
6	Speed steam (m/s)	948

Tabel 3.1 dan tabel 3.2 dipakai sebagai model geometri dan *boundary condition* untuk simulasi *Computerized Fluid Dynamics*

3.1.1 Pembuatan Geometry nozzle lance tube sootblower

Geometri *nozzle* dibuat berdasarkan journal internasional sebelumnya dalam 3 dimensi. Geometry dibuat dengan software ANSYS 16.2 melalui design modeler dan SPACE CLAIM.

3.1.2 Meshing geometry

Meshing geometry 3D menggunakan metode *multi zone*, mapped mesh type *prism*. Menggunakan *edge sizing* dan *inflation*

3.1.3 Menspesifikasikan Boundary types dan continuum types

Dibuat 3 macam boundary type, yaitu

1. *Velocity Inlet* (diberi nama steam inlet) dipilih face lingkaran dan persegi
2. *Outflow* (diberi nama steam outflow) dipilih face lingkaran dan persegi
3. *Wall* (sebagai dinding yang berdekatan dengan inlet diameter *lance tube*)

3.1.4 Pre-processing FLUENT

1. Mendefinisikan model *solver*
2. Mendefinisikan material *lance tube* adalah steel dan material *steam* adalah *water vapor (g)*
3. Mendefinisikan model viscous adalah turbulent (k-e), standard wall function
4. Mendefinisikan model energi (heat flux = 100.000 W/m^2) untuk perhitungan *heat transfer*
5. *Operating conditions* adalah sesuai input
6. *Boundary conditions* disesuaikan dengan *parameter* operasi untuk *lance tube* ini dibuat dimana *flue gas* temperatur tinggi ini didinginkan oleh *steam flow* yang mengalir melalui *poppet valve*, *feed tube*, *lance tube* terakhir keluar melalui *nozzle*. (tekanan *inlet* = 15 bar dan temperatur *steam* = 350°C)

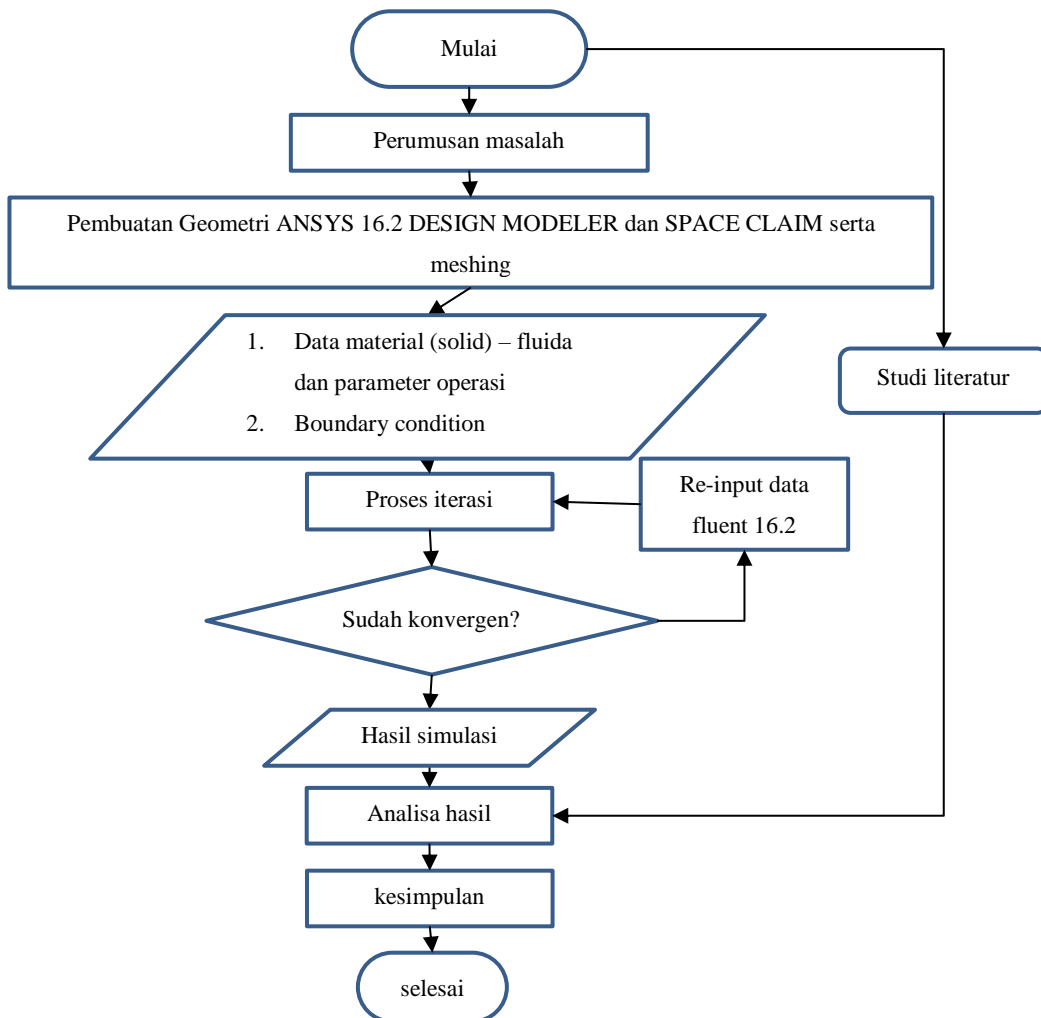
3.1.5 Tahap Solver

1. Solution method adalah pressure-velocity coupling dengan scheme SIMPLE

2. Solution initialization method adalah hybrid initialization. Reference values adalah compute from inlet. Reference zone adalah solid
3. Melakukan iterate sampai 200 dengan residual adalah default sampai konvergen

3.1.6 Tahap Post-Processing

1. Diagram alir



Gambar 3.1 Diagram alir penelitian *heat transfer*

Dari hasil simulasi di atas, akan didapatkan *steam pressure inlet* yang akan divalidasi oleh parameter operasi sootblower dan boiler yang ada di lapangan.

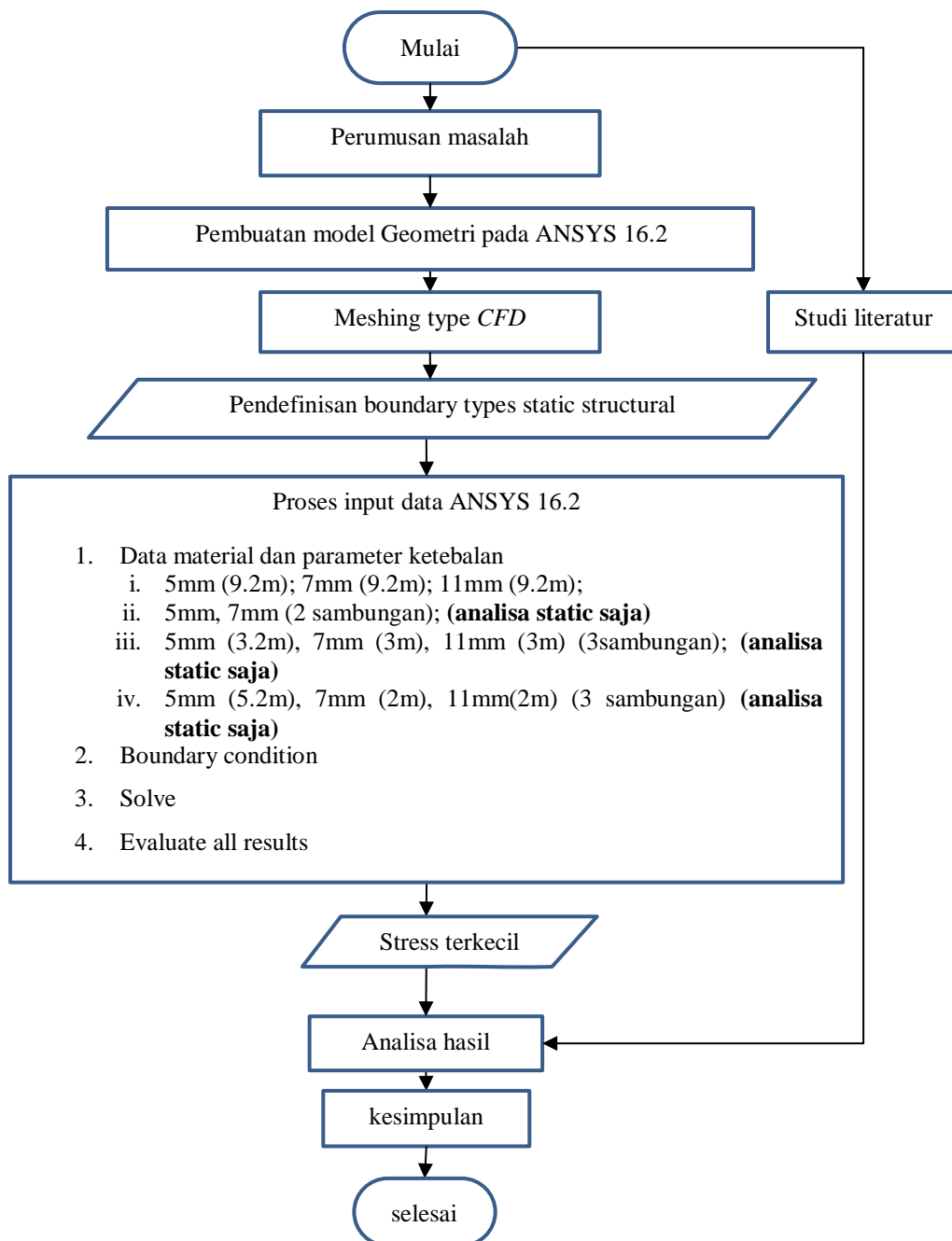
Tabel 3.3 Input untuk ANSYS fluent 16.2

no	input	Nilai	no	Output	nilai
1	panjang <i>lance tube</i> terpapar <i>heat flux</i> (mm)	9,200	1	<i>Contour inner wall temperature</i> untuk tebal 5mm, 7mm dan 11mm	
2	Outlet Diameter lance tube tebal 1,2,3 (mm)	90	2	<i>Contour wall temperature</i> untuk tebal 5mm, 7mm, dan 11mm	
3	Inlet Diameter lance tube tebal 1 (mm)	80	3	<i>Contour wall adjacent temperature</i> untuk tebal 5mm, 7mm, dan 11mm	
4	Inlet Diameter lance tube tebal 2 (mm)	76	4	<i>Contour steam pressure inlet</i> untuk tebal 5mm, 7mm, dan 11mm	
5	Inlet Diameter lance tube tebal 3 (mm)	68	5	<i>Contour steam velocity inlet</i> untuk tebal 5mm, 7mm, dan 11mm	
6	tebal <i>lance tube</i> 1 (mm)	5	6	<i>Vector steam force</i> ke dinding dalam lance tube untuk tebal 5mm, 7mm, dan 11mm	
7	tebal <i>lance tube</i> 2 (mm)	7	7	<i>Vector steam force outlet</i> untuk tebal 5mm, 7mm, dan 11mm	
8	tebal <i>lance tube</i> 3 (mm)	11	8	<i>Contour steam pressure</i> pada Inlet Diameter Lance tube (MPa)	
9	material properties steam density (T=350°C; 1.5 MPa)	5.39			
10	Sifat material heat resistant steel (ASME PART II SECTION D, TABEL 1A)	grafik			
11	<i>velocity inlet steady state</i> (m/s) kalkulasi termodinamika	948			
12	temperatur <i>steam inlet</i> (°C)	350			
13	heat flux subjek to lance tube sootblower (W/m ²)	100,000			

Data pada tabel 3.3 dipakai sebagai input simulasi *static structural*. Makin tinggi tekanan *steam* maka densitas *steam* akan makin tinggi. Makin tinggi nilai kapasitas panas, maka makin cepat perpindahan panas antara steam-lance-flue gas, sehingga diharapkan temperatur dinding lance tube masih di bawah 400°C.

3.2 Karakteristik tegangan dan regangan *Lance tube sootblower*

Tegangan-regangan didapatkan dengan mengambil analisa *heat transfer* dan dinamika fluida dari model geometri dan *meshing CFD*



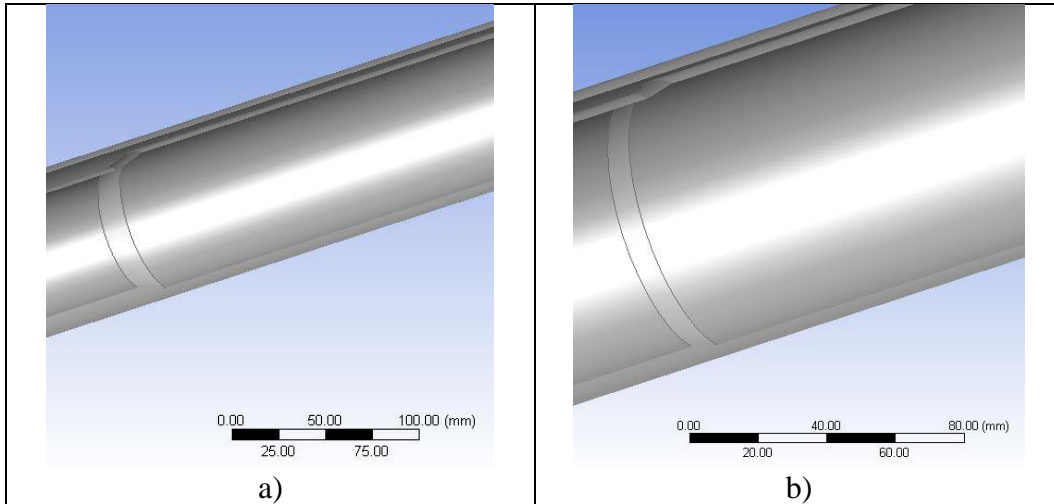
Gambar 3.2 Diagram alir penelitian tegangan-regangan *lance tube*

Gambar 3.2 adalah diagram alir untuk mencari tegangan-regangan untuk 3 macam ketebalan, kemudian 1 macam untuk 2 sambungan lance tube (hanya statik saja) dan 2 macam untuk 3 sambungan lance tube (hanya static saja)

3.3 Model Geometri

Ada 3 macam model geometri, yaitu pertama, lance *hollow* tanpa sambungan. Kedua adalah lance dengan 2 sambungan dan 3 sambungan untuk 6 macam konfigurasi. Ketiga adalah untuk geometri lance dengan *nozzle* nya.

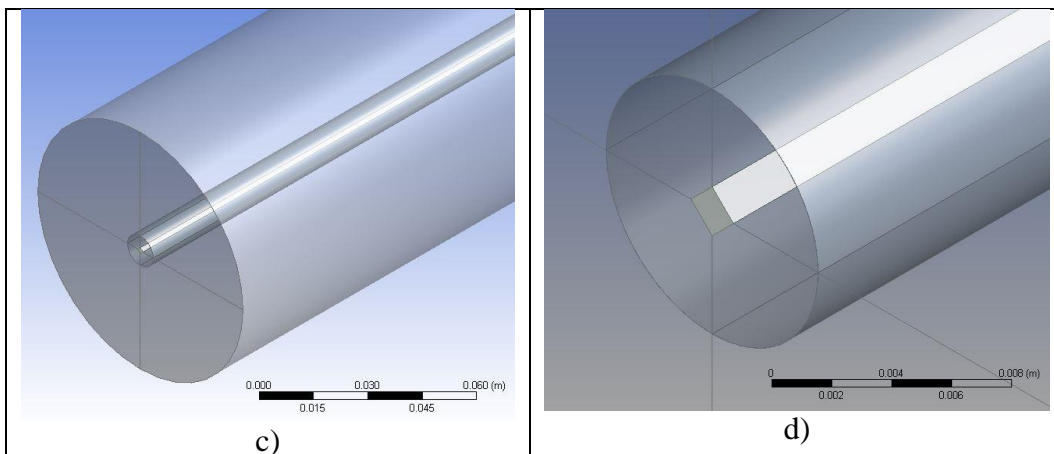
3.3.1 Analisa Statik Saja

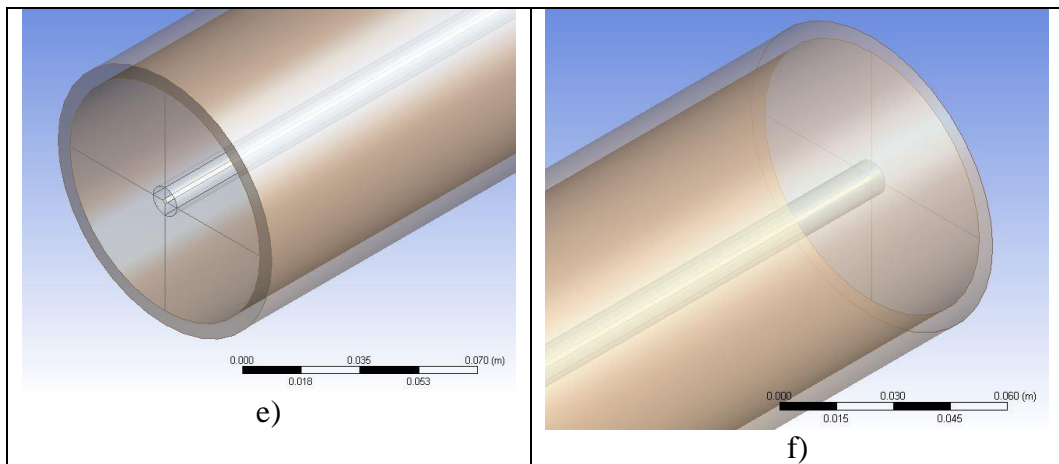


Gambar 3.3 a) dan b) Geometri untuk analisa statik saja

Dianalisa untuk 6 konfigurasi ketebalan lance tube hanya tegangan-regangan saja.

3.3.2 Tebal 5mm, 7mm dan 11mm

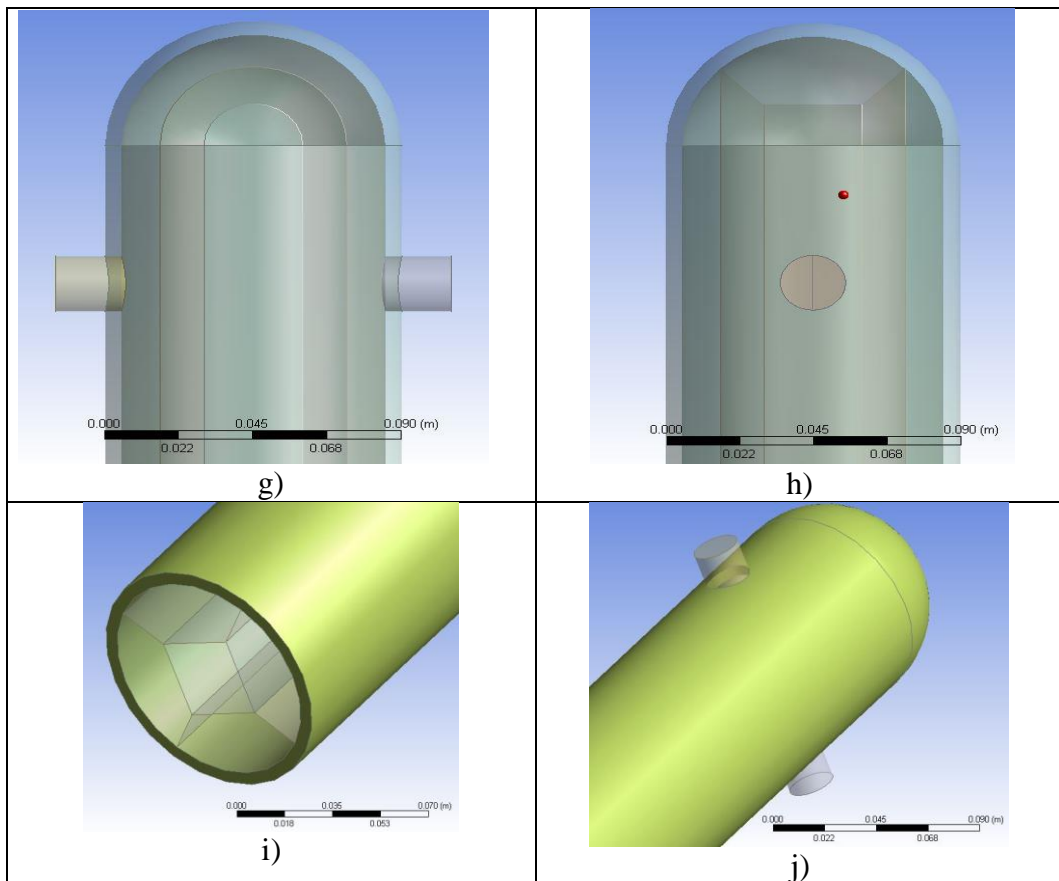




Gambar 3.3 model geometri untuk lance hollow 5mm, 7mm, dan 11mm c), d), e), f)

Tiga ketebalan tersebut dilakukan analisa heat transfer dan analisa tegangan-regangan

3.3.3 Tebal 5mm dengan nozzle



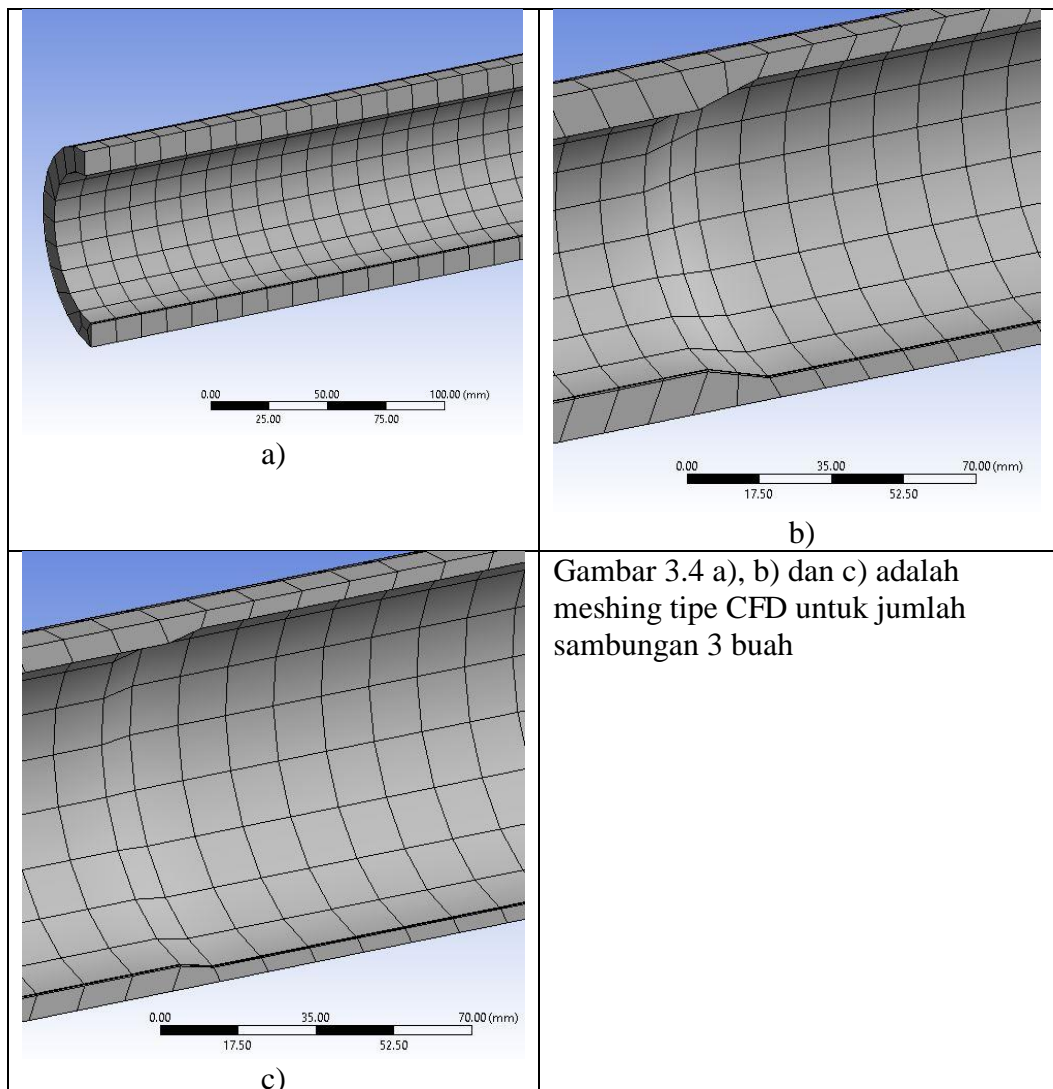
Gambar 3.3 Model Geometri g), h), i), j) Untuk Lance Tube Tebal 5mm ada Nozzle-nya

Gambar 3.3 didapatkan dari *software SPACE CLAIM* untuk mendapatkan *model* geometri *full lance tube* dengan *nozzle*. Untuk model geometri pada gambar 3.3 akan diambil data *pressure inlet*, *mass flow inlet*, *forced lance tube*, temperatur badan lance tube, *velocity outlet* dari *nozzle* dan kesesuaian dengan data-data yang ada saat pengukuran set *pressure poppet valve* di lapangan. *Nozzle* yang digunakan adalah tipe *ground flush*, yang kinerjanya seperti gambar 2.13.

3.4 Meshing Geometri

Setelah model geometri dibuat, kemudian dilanjutkan dengan *meshing*. Penggunaan *meshing* yang tidak tepat, akan mempengaruhi hasil parameter pemodelan sehingga akan menghasilkan simulasi yang tidak sesuai kenyataan.

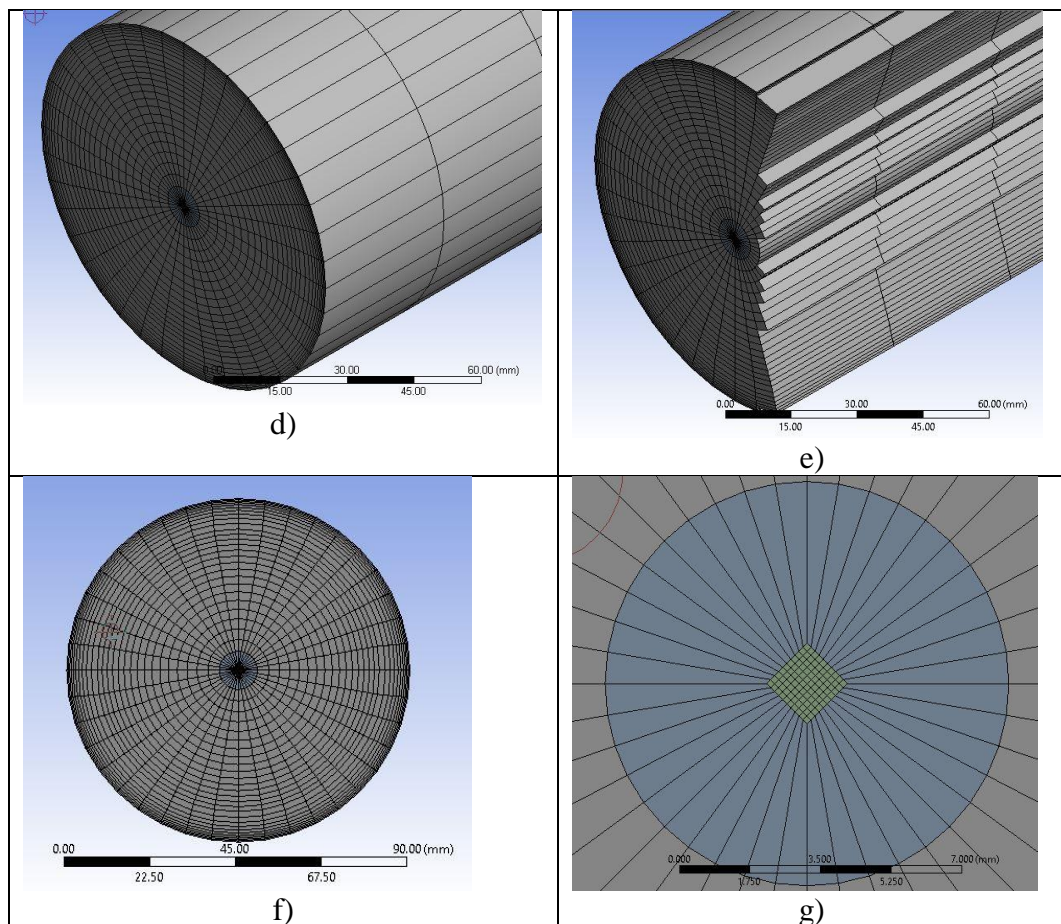
3.4.1 Analisa Statik saja



Gambar 3.4 a), b) dan c) meshing lance tube dengan 3 sambungan pada mode static structural

Gambar 3.4 a), b) dan c) adalah meshing tipe CFD untuk 6 konfigurasi ketebalan. *Relevance center* adalah *coarse*. *Initial size seed* adalah *active assembly*. *Smoothing* adalah *medium*. *Transition* adalah *slow*. *Span angle center* adalah *fine*. *Transition ratio* adalah *0.272*. *maximum layer* adalah *5*. *Growth rate* adalah *1.2*. *Inflation option* adalah *smooth transition*. Triangle surface mesher adalah program controlled.

3.4.2 Tebal 5mm, 7mm dan 11mm

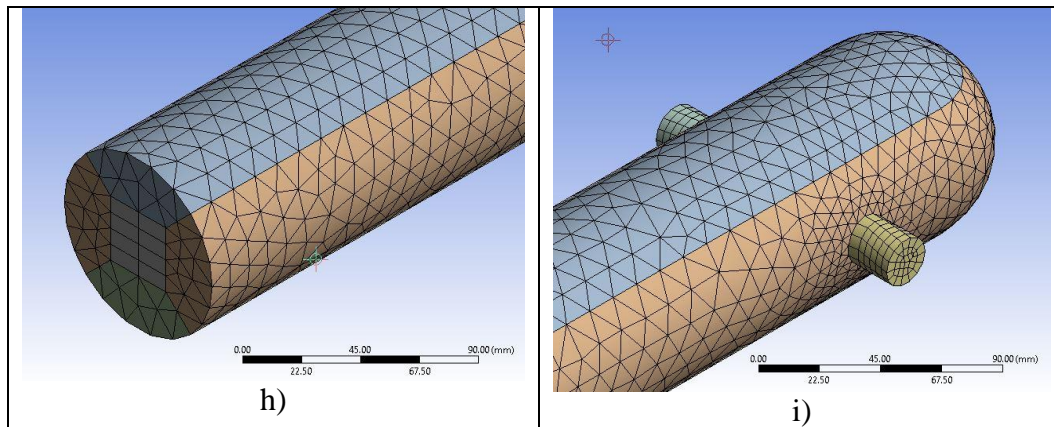


Gambar 3.4 d), e), f) dan g) Meshing lance tube hollow

Gambar 3.4 d), e), f) dan g) didapat dengan menggambar 2 lingkaran yang ada di dalam dan di luar. Lalu membuat kubus di dalam lingkaran yang di dalam. Dengan demikian akan ada 3 buah solid, dimana untuk sumber meshing akan menjadi akurat sesuai batas-batas geometri nya. Dibuat Menggunakan fitur *face*

split, *projection*, dan *extrude* akan menghasilkan batas-batas *meshing* yang akurat, sehingga akan memudahkan dalam proses komputasi di *CFD* maupun di *finite element*. Dalam proses *meshing*. Penulis tidak menggunakan software GAMBIT karena belum terlalu *user-friendly*. Sehingga dibuat menggunakan SPACE CLAIM.

3.4.3 Tebal 5mm dengan nozzle



Gambar 3.4 h) dan i) meshing lance tube dengan nozzle pada mode fluent serta

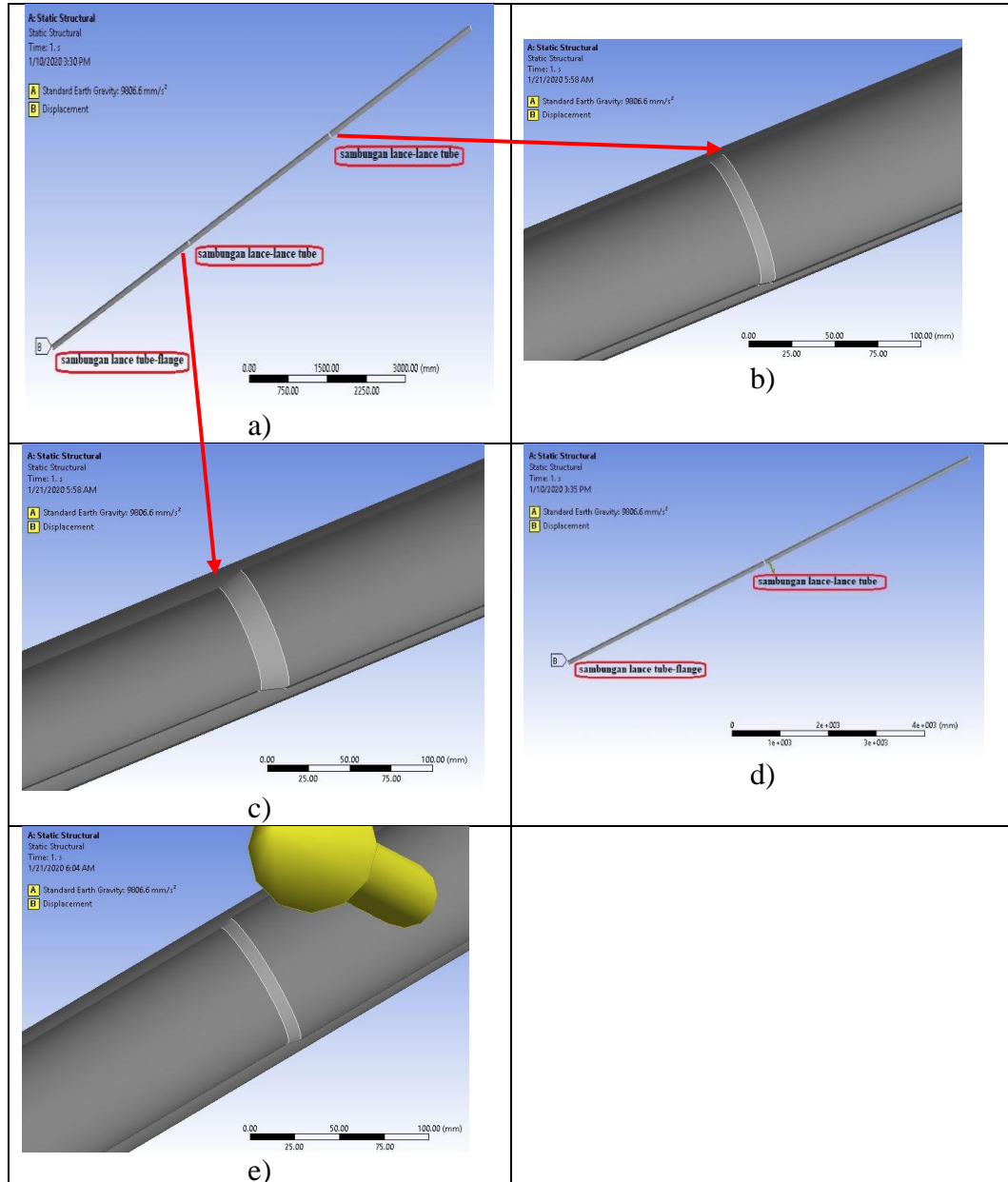
Gambar 3.4 menggunakan mode fluent dan static structural menggunakan tipe meshing yang sama yaitu CFD

3.5 Boundary Condition

Pembuatan kondisi batas dilakukan dalam 3 bagian, yaitu pertama, konfigurasi untuk 6 macam ketebalan dilakukan analisa statik saja. Kedua, untuk tebal 5mm, 7mm, 11mm dilakukan analisa heat transfer dan outputnya diimpor untuk dilakukan analisa statik. Ketiga, untuk tebal 5mm dengan nozzle dilakukan analisa heat transfer dan outputnya diimpor untuk dilakukan analisa statik.

Sebagai hasil tujuan penelitian, analisa statik saja untuk 6 macam ketebalan lebih banyak digunakan sebagai pengambilan keputusan. Untuk analisa heat transfer tebal 5mm, 7mm dan 11 mm lance hollow digunakan sebagai validasi temperatur dinding lance tube di lapangan. Untuk lance dengan nozzle harus divalidasi tekanan yang diderita di ujung nozzle, karena asumsi penelitian adalah untuk densitas uap diasumsikan konstan. Seharusnya makin rendah tekanan, maka densitas steam harus makin kecil.

3.5.1 Analisa Statik Saja

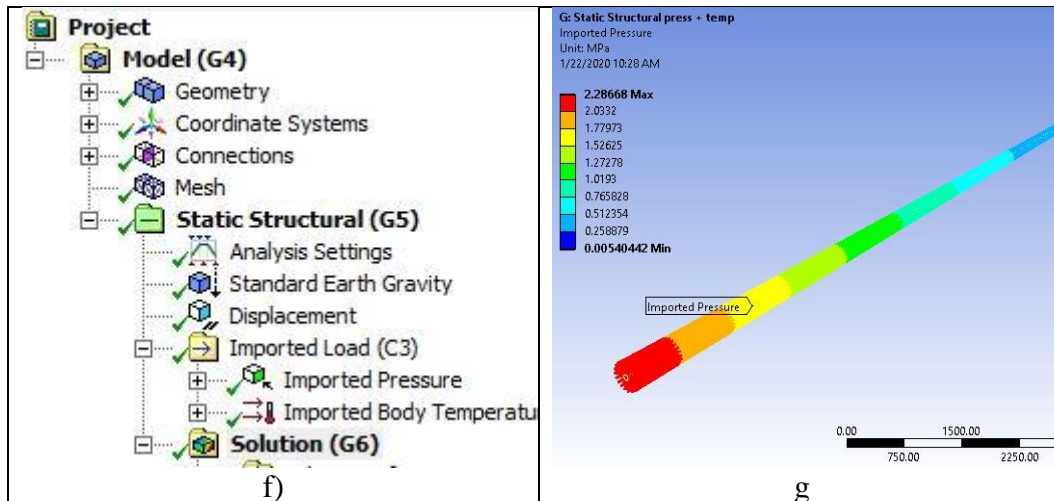


Gambar 3.5 Boundary Conditions untuk 3 sambungan (a) hingga c) dan 2 sambungan (d) hingga e)

Gambar 3.5 adalah boundary condition untuk 3 sambungan dan 2 sambungan lance tube. Panjang *total lance* saat *full insert* adalah 9.2m. Jarak antar sambungan disimulasikan untuk 2 sambungan pertama adalah tebal 5mm (panjang 5m), 7mm (panjang 4.2m). kemudian untuk 3 sambungan pertama adalah tebal 5mm (panjang 5.2m), 7mm (panjang 2m), 11mm (panjang 2m). 3 sambungan kedua adalah tebal 5mm (panjang 3.2m), 7mm (panjang 3m), 11mm (panjang 3m).

3.5.2 Tebal 5mm, 7mm, dan 11mm

Dibuat dua buah model geometri, dimana model pertama adalah untuk fluida kerja saja. Dan model kedua adalah lance tube hollow untuk model geometri solidnya

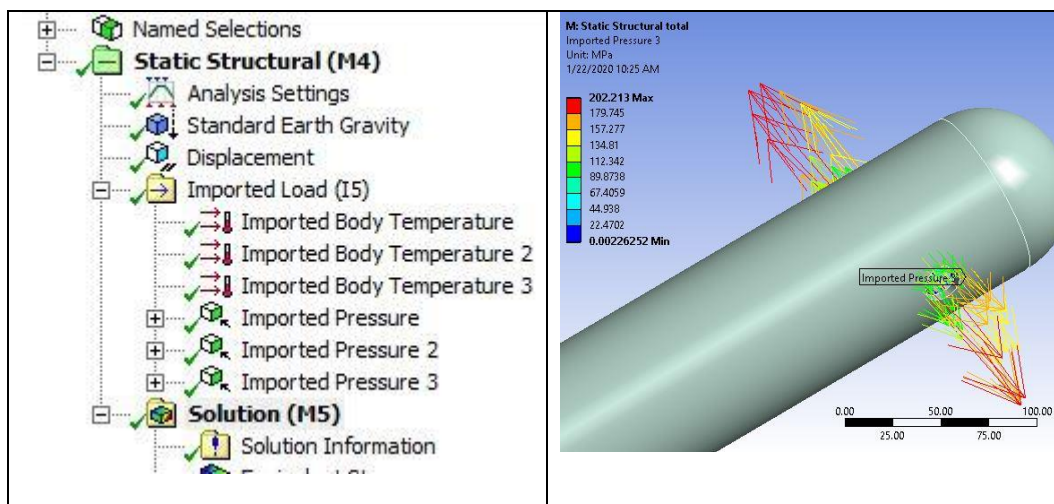


Gambar 3.5 f) dan g) kondisi batas untuk tiga ketebalan

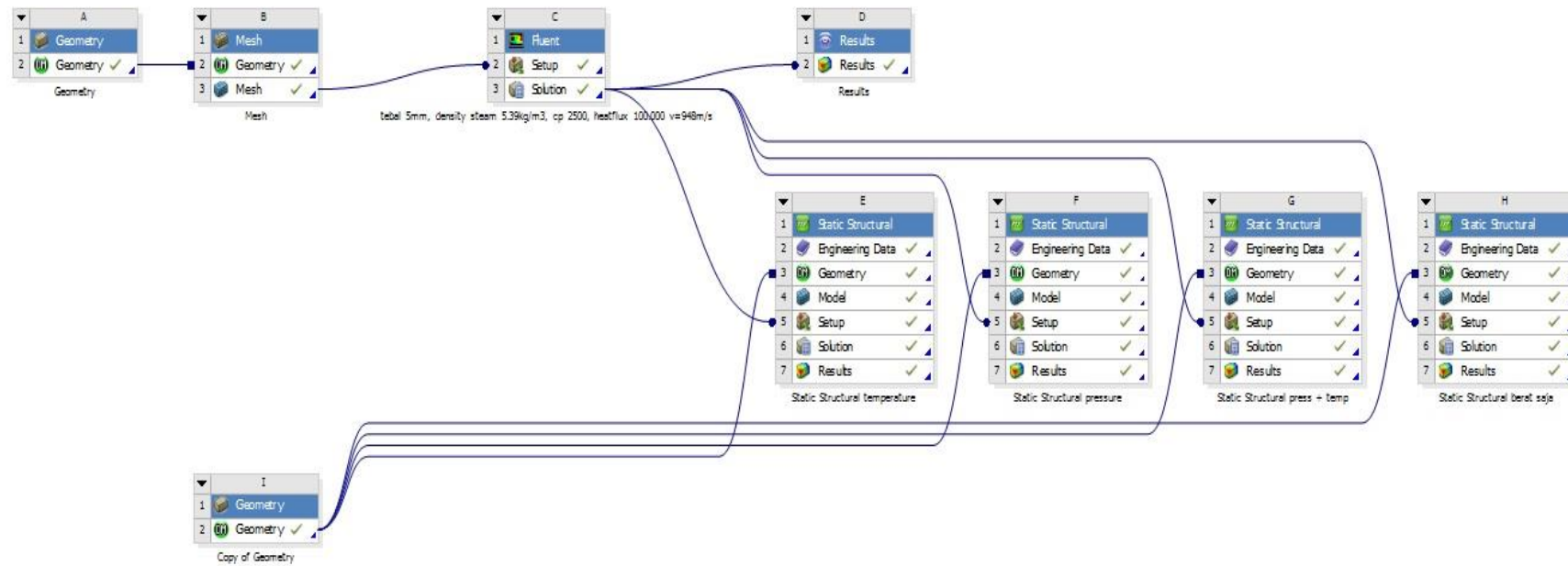
Gambar 3.5 f) dan g) adalah kondisi batas untuk tekanan dan temperatur yang diimpor ke static structural.

3.5.3 Tebal 5mm dengan nozzle

Model geometri dengan nozzle sama seperti lance hollow. Dimana model pertama adalah untuk fluida kerja saja. Dan model kedua adalah lance tube dengan nozzle untuk model geometri solidnya



Gambar 3.5 h) dan i) kondisi batas untuk lance tube dengan nozzle



Gambar 3.6 *Project Schematic* untuk *system coupling* tiga macam ketebalan 5mm, 7mm, dan 11mm

Gambar 3.6 didapat setelah pemodelan geometri untuk fluida *steam* didapatkan, kemudian model geometri untuk solid steel yang bersentuhan dengan fluida steam dimasukkan ke geometri static structural. Untuk hasil *solution* CFD dimasukkan ke *setup* dari static structural. Kemudian kondisi batas untuk stress-strain dimasukkan agar hasilnya dapat dibandingkan.

Tabel 3.4 input ansys 16.2

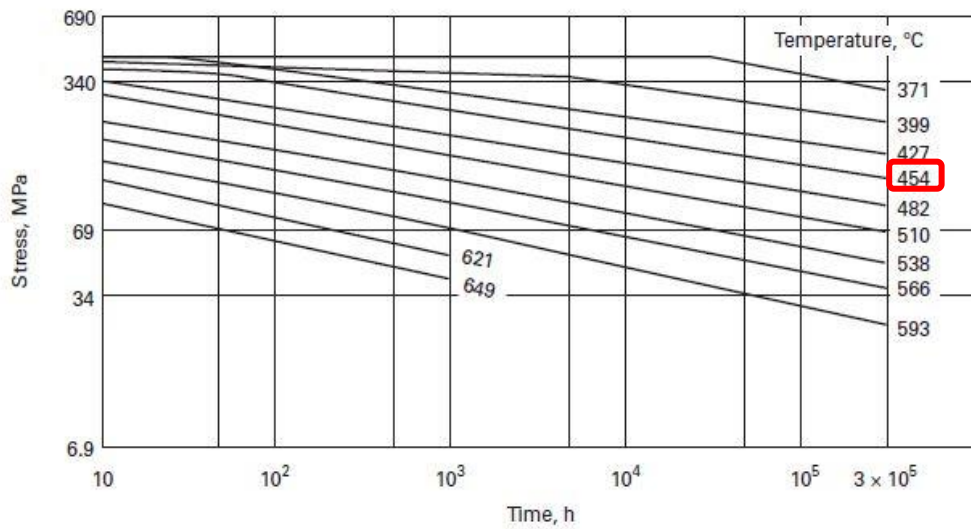
no	Input
1	Engineering data
2	Geometry
3	Model
4	Set up boundary condition
5	Imported load yaitu temperature dan pressure load

Tabel 3.5 Output ansys 16.2

no	Output
1	Perbandingan equivalent stress (Mpa) pada titik yang sama
2	Perbandingan max. principal stress (Mpa)
3	Perbandingan max. shear stress (Mpa)
4	Perbandingan Equivalent elastic strain (mm/mm)
5	Perbandingan max. principal elastic strain (mm/mm)
6	Perbandingan max. shear elastic strain (mm/mm)
7	Perbandingan Maksimum total deformation (mm)

Tabel 3.4 dan 3.5 adalah inputan yang harus dimasukan untuk menghasilkan *output* seperti *equivalent stress*, dan *total deformation*. Pemodelan yang tepat akan menghasilkan interpretasi hasil yang tepat. Sehingga dibutuhkan data engineering yang tepat untuk dapat dibandingkan satu sama lain.

Figure E-100.7-4
Expected Minimum Stress-to-Rupture Values, MPa, 2¹/₄Cr-1Mo



Temp., °C	10 h	30 h	10 ² h	3 × 10 ² h	10 ³ h	3 × 10 ³ h	10 ⁴ h	3 × 10 ⁴ h	10 ⁵ h	3 × 10 ⁵ h
375	406	405	404	403	401	399	396	392	356	323
400	400	393	386	375	363	350	328	296	256	233
425	387	384	373	337	301	266	245	216	191	170
450	363	353	325	287	249	221	197	172	151	133
475	328	299	265	236	205	183	159	140	121	105
500	291	256	222	194	167	148	128	112	96	83
525	244	214	184	161	137	118	103	88	71	70
550	196	175	150	132	112	96	81	68	58	48
575	168	145	122	106	89	76	63	52	43	36
600	138	117	98	85	69
625	114	94	77	65	52
650	92	76	62	51	43

Gambar 3.7 ASME II PART D 2019 Figure E-100.7-4 untuk validasi acceptance criteria

Stress yang terjadi harus berada di bawah **133 MPa** untuk mendapatkan umur **300** ribu jam. Dalam proses operasi, kondisi bahan bakar (batubara) sangat mempengaruhi laju erosi dan korosi dari lance tube yang dipakai. Sehingga dibutuhkan data jumlah siklus pengoperasian sootblower. Dimana untuk batubara kurang baik, dilakukan pengeoperasian sootblower sebanyak 2 kali dalam 1 hari.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

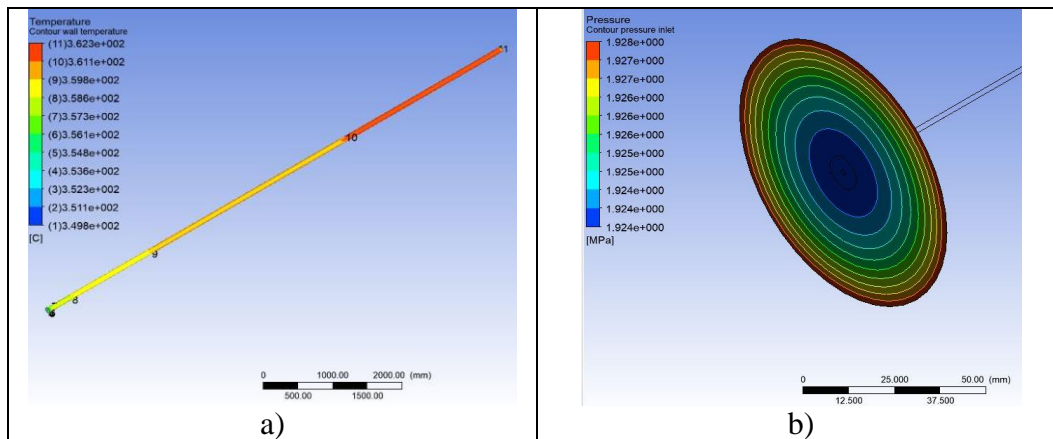
4.1 Analisa *Heat Transfer* dan Mekanika Fluida

Dalam pengoperasian sootblower, akan terjadi perpindahan panas dari flue gas ke badan lance tube karena temperature flue gas jauh lebih tinggi dibandingkan temperatur steam. Berikut adalah hasil iterasi dari ANSYS FLUENT

Tabel 4.1 Hasil Parameter Operasi dari *Lance Tube Hollow* Tebal 5mm

Properties (heat flux 100,000 W/m ²)	kondisi 1 (5mm) (v= 948 m/s; c _p =2500kj/kg; ρ=5.39kg/m ³)	kondisi 2 (5mm) (v= 948 m/s; c _p =3000kj/kg; ρ=5.39kg/m ³)	kondisi 3 (5mm) (v= 948 m/s; c _p =6000kj/kg; ρ=5.39kg/m ³)	kondisi 4 (5mm) (v= 948m/s; c _p =2500kj/kg; ρ=4.5kg/m ³)
<i>inner wall temp.</i> (°C)	393.0	391.4	387.2	395.2
<i>wall temperature</i> (°C)	362.3	360.7	356.4	364.5
<i>wall adjacent</i> (°C)	356.1	355.0	352.4	357.2
P _{inlet} (bar)	19.28	19.28	19.28	16.6
v _{outlet} (m/s)	1079	1079	1079	1072
<i>mass flow inlet</i> (kg/s)	0.0421	0.0421	0.0421	0.0351
Properties (heat flux 100,000 W/m ²)	kondisi 5 (5mm) (v= 948 m/s; c _p =2500kj/kg; ρ=3kg/m ³)	kondisi 6 (5mm) (v= 474 m/s; c _p =2500kj/kg; ρ=5.39kg/m ³)	kondisi 7 (5mm) (v= 474 m/s; c _p =2500kj/kg; ρ=4.5kg/m ³)	kondisi 8 (5mm) (v= 474 m/s; c _p =2500kj/kg; ρ=3kg/m ³)
<i>inner wall temp.</i> (°C)	401.9	404.4	408.6	422.2
<i>wall temperature</i> (°C)	371.2	373.6	377.9	391.4
<i>wall adjacent</i> (°C)	361	362.2	364.5	372.9
P _{inlet} (bar)	11.76	41.41	3.6	2.9
v _{outlet} (m/s)	1061	721.3	715.5	709.8
<i>mass flow inlet</i> (kg/s)	0.0234	0.0210	0.0176	0.0117

Tabel 4.1 memberikan gambaran bahwa makin kecil densitas dari steam, maka temperatur dinding lance tube akan menjadi semakin besar. Makin besar kapasitas panas (c_p) maka temperatur dinding lance tube menjadi semakin kecil. Kemudian makin kecil kecepatan *steam*, maka makin besar temperatur dinding lance tube. Pada kenyataan di lapangan, temperature dinding lance adalah sekitar 300°C. Dengan demikian, *heat flux* yang diderita oleh dinding *lance tube* harus kurang dari 100,000 W/m². Harus diiterasi untuk *heat flux* yang lebih rendah.



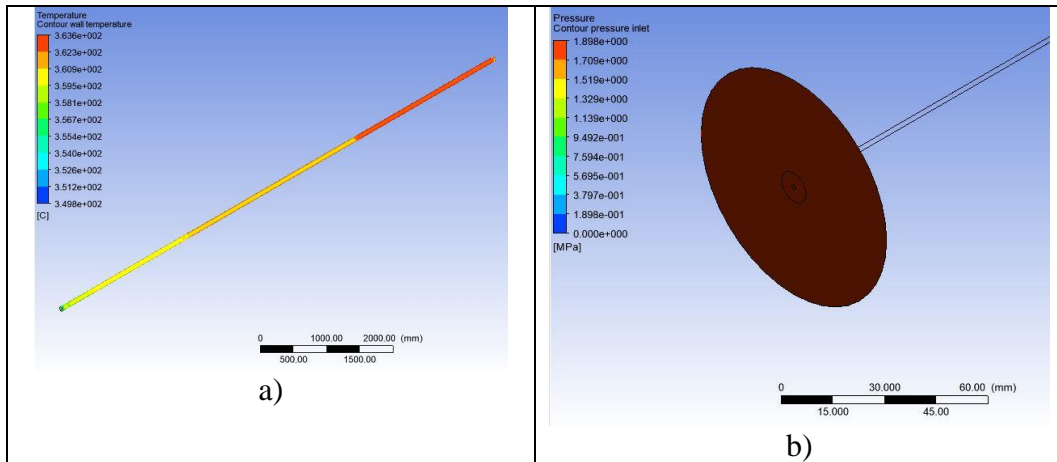
Gambar 4.1 a) distribusi temperatur dan b) kontur *pressure inlet* tebal 5mm

Contoh data dari Tabel 4.1 a) dan b) divalidasi oleh gambar 4.1 dimana temperatur distribusi dinding lance tube adalah 362.3°C dan Pressure inlet adalah 19.28 MPa

Tabel 4.2 Hasil Parameter Operasi dari *Lance Tube Hollow* Tebal 7mm

	kondisi 1 (7mm)	kondisi 2 (7mm)	kondisi 3 (7mm)	kondisi 4 (7mm)
Properties (heat flux 100,000 W/m ²)	(v= 948 m/s; cp=2500kj/kg; ρ= 5.39 kg/m ³)	(v= 948 m/s; cp=2500kj/kg; ρ= 5.1 kg/m ³)	(v= 948 m/s; cp=2500kj/kg; ρ= 5 kg/m ³)	(v= 948 m/s; cp=2500kj/kg; ρ= 4.9 kg/m ³)
<i>inner wall temp.</i> (°C)	393.6	393.9	394.1	394.4
<i>wall temperature</i> (°C)	362.5	363.1	363.4	363.6
<i>wall adjacent</i> (°C)	356.6	356.7	356.8	356.9
P _{inlet} (bar)	20.74	19.72	19.35	18.98
v _{outlet} (m/s)	1301	1295	1294	1293
<i>mass flow inlet</i> (kg/s)	0.03975	0.03761	0.03690	0.03613

Untuk mendapatkan parameter operasi yang sama, dilakukan perubahan densitas *steam*. Sedemikian sehingga pressure inlet lance tube hollow 7mm menjadi sama dengan lance 5 mm yaitu 19.28 MPa. Dari tabel 4.2, untuk lance 7mm terletak pada densitas antara 4.9 hingga 5.0 kg/m³. Setelah diinterpolasi didapatkan densitas nya adalah **4.98 kg/m³**.

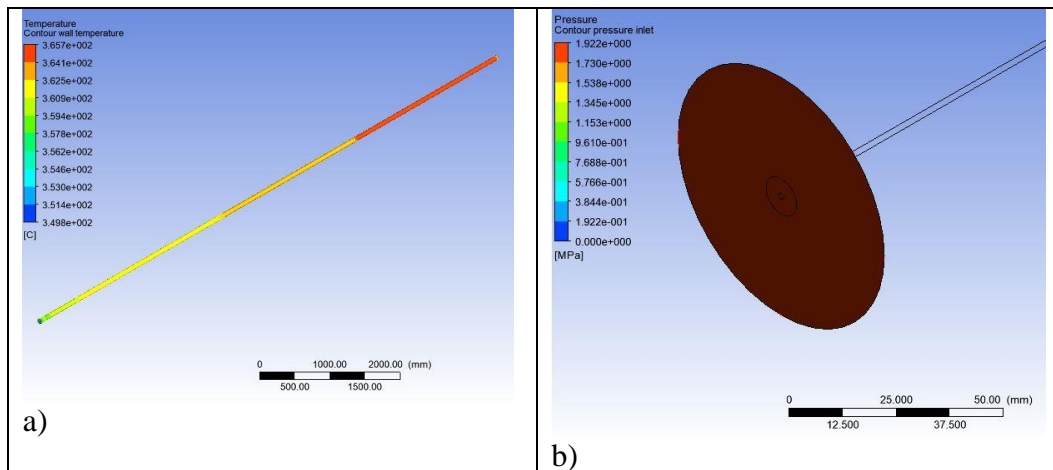


Gambar 4.2 a) distribusi temperatur dan b) kontur *pressure inlet* tebal 7mm
 Temperatur maksimum **363.6°C** dan *pressure inlet* **18.98** bar untuk lance tebal 7mm.

Tabel 4.3 Hasil Parameter Operasi dari *Lance Tube Hollow* Tebal 11mm

	kondisi 1 (11mm) (v= 948 m/s; c _p =2500kj/kg; ρ=5.39kg/m ³)	kondisi 2 (11mm) (v= 948 m/s; c _p =2500kj/kg; ρ=4.5kg/m ³)	kondisi 3 (11mm) (v= 948 m/s; c _p =2500kj/kg; ρ=4.3kg/m ³)
Properties (heat flux 100,000 W/m ²)			
<i>inner wall temp.</i> (°C)	401.9	395.8	396.4
<i>wall temperature</i> (°C)	362.8	365.1	365.7
<i>wall adjacent</i> (°C)	361	357.9	358.3
P _{inlet} (bar)	22.96	19.97	19.22
V _{outlet} (m/s)	1061	1059	1057
<i>mass flow inlet</i> (kg/s)	0.03488	0.02929	0.02799

Untuk mendapatkan parameter operasi yang sama, dilakukan pengubahan densitas *steam*. Sedemikian sehingga *pressure inlet* lance tube hollow 11mm menjadi sama dengan lance 5 mm yaitu 19.28 MPa. Dari tabel 4.3, untuk lance 11mm terletak pada densitas antara 4.5 hingga 4.3 kg/m³. Setelah diinterpolasi didapatkan densitas nya adalah **4.42 kg/m³**. Hal ini menyatakan bahwa makin rendah densitas, maka *pressure inlet steam* akan makin rendah. Sehingga parameter densitas tersebut akan dimasukan sebagai input untuk *imported pressure* dan temeperatur dalam simulasi *stress-strain* di dalam *static structural*. Gambar 4.3 menjelaskan apa yang tertera di Tabel 4.3 dimana *pressure inlet* yang dianalisa adalah *pressure* **19.22** bar. Gaya yang dihasilkan akan diambil ke analisa statik struktur.



Gambar 4.3 a) adalah distribusi temperatur dan b) pressure inlet tebal 1 mm

Tabel 4.4 Hasil Parameter Operasi dari Lance Tube Tebal 5mm dengan Nozzle

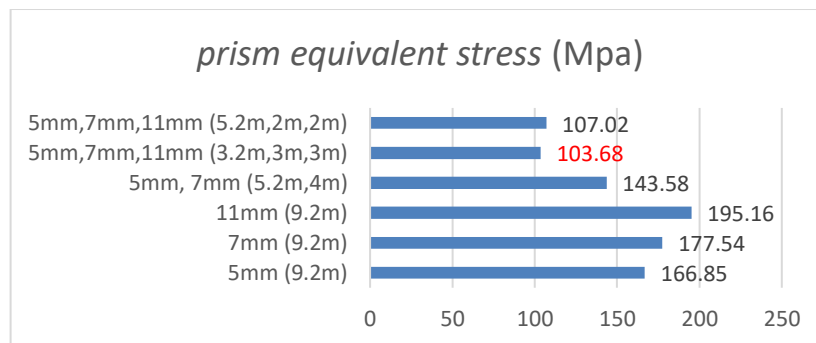
	kondisi 1 full	kondisi 2 full	kondisi 3 full	kondisi 4 full
Properties (heat flux 100,000 W/m ²)	(v= 474 m/s; cp=2500kj/kg; ρ= 5.39 kg/m ³)	(v= 948 m/s; cp=2500kj/kg; ρ= 5.39 kg/m ³)	(v= 948 m/s; cp=2500kj/kg; ρ= 8 kg/m ³)	(v= 948 m/s; cp=3000kj/kg; ρ= 12 kg/m ³)
inner wall temp. (°C)	428.0	411.2	404.4	396.8
wall temperature (°C)	392.3	376.3	370.4	364.1
wall adjacent (°C)	369.4	359.9	357.0	354.0
P _{inlet} (bar)	2.19	11.59	16.30	29.69
V _{outlet} (m/s)	4,008	7998	8024	7973
mass flow inlet (kg/s)	0.349	0.690	1.037	1.555

Dari tabel 4.4 didapatkan *wall temperature* untuk dinding lance tube adalah makin kecil untuk kecepatan *steam* yang makin besar. Untuk densitas steam yang makin besar, maka didapatkan pressure inlet yang makin besar. *Mass flow inlet* juga makin besar dengan bertambah besarnya kecepatan *steam*. Untuk mendapatkan densitas steam dengan pressure **19.28 MPa**, dilakukan interpolasi sedemikian sehingga didapatkan densitas steam adalah **8.16 kg/m³**. Nilai densitas ini dimasukkan kembali ke analisa dinamika fluida untuk mendapatkan parameter temperatur dan tekanan lance tube agar dapat dilakukan analisa static struktur. Wall temperature yang didapatkan adalah **370.2°C**. *Pressure inlet lance* adalah **17.57 bar**. Velocity outlet adalah **9764 m/s**. kemudian mass flow inlet adalah **1.0575 kg/s**. hasil temperatur dan pressure dimasukkan ke dalam *software static structural*. Kemudian dilakukan analisa untuk 1). Beban temperature saja; 2). Beban pressure steam saja; 3). Beban gravitasi saja; 4). Total beban (pressure+thermal+berat).

Analisa tersebut dilakukan untuk mendapatkan tegangan-regangan pada model lance tube dengan nozzle. Tegangan-regangan yang terjadi dibandingkan dengan *standard* dan *code* yang ada pada ASME II PART D tahun 2019. Apakah umur pakainya dapat melebihi 300 ribu jam atau tidak. Kalau tegangan-regangan yang terjadi melebihi dari kekuatan material, maka harus dilakukan desain ulang untuk mendapatkan tegangan-regangan yang lebih kecil. Tegangan-regangan yang terjadi pada model lance dengan nozzle akan disajikan secara tabulasi sehingga pembaca dapat memahami berapa stress maksimum yang terjadi, pada bagian mana, dan bagaimana stress yang terjadi pada titik yang sama dimana pada tingkat keadaan fluida yang berbeda-beda.

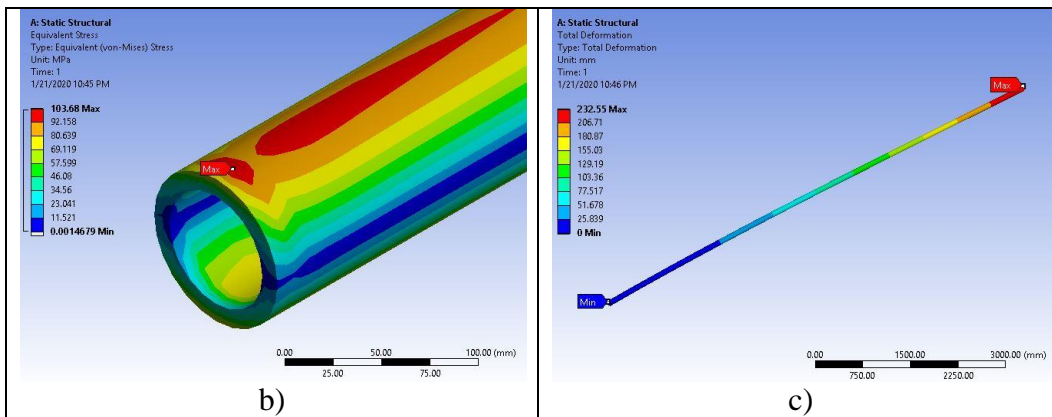
4.2 Hasil Analisis Tegangan-Regangan untuk 2 Sambungan Dan 3 Sambungan

Setelah 6 model geometri dibuat, kemudian dilakukan meshing dengan tipe CFD. Kemudian dibuat *boundary condition* sedemikian sehingga terdapat displacement 0 mm. gaya-gaya yang diderita adalah gravitasi, *steam pressure*.

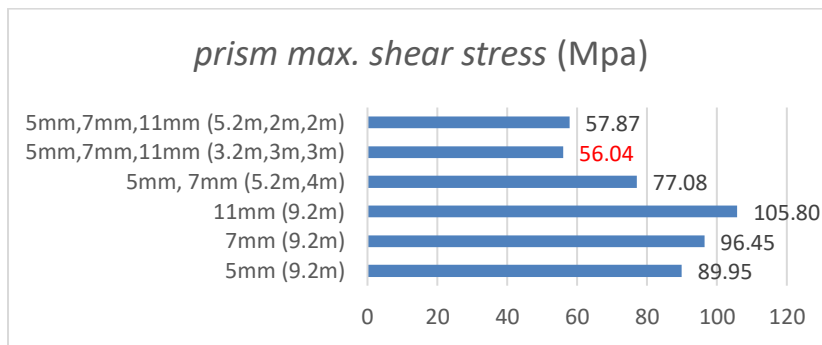


Gambar. 4.4 a) *Equivalent Stress* untuk 6 Macam Variasi Ketebalan (MPa)

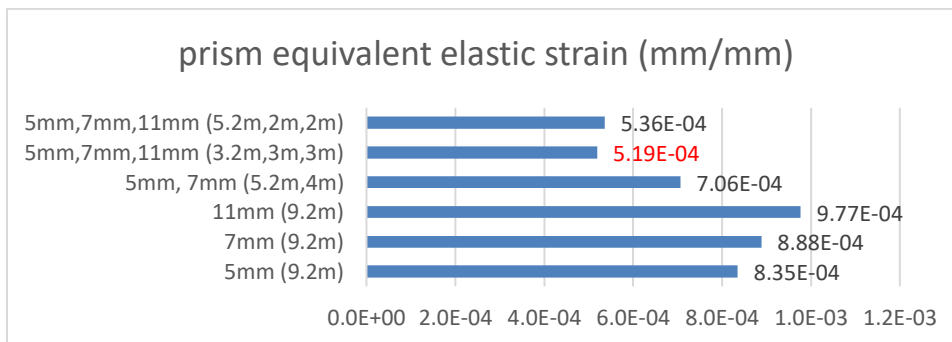
Gambar 4.4 b) menunjukkan equivalent stress sebesar 103.68 MPa untuk 3 sambungan lance (sesuai dengan Gambar 4.4 a) dimana adalah yang paling kecil dari 6 macam konfigurasi lance tube. Gambar 4.4 c) menunjukkan deformasi total dari 3 sambungan lance menghasilkan deformasi total 232.55mm sesuai dengan Gambar 4.8



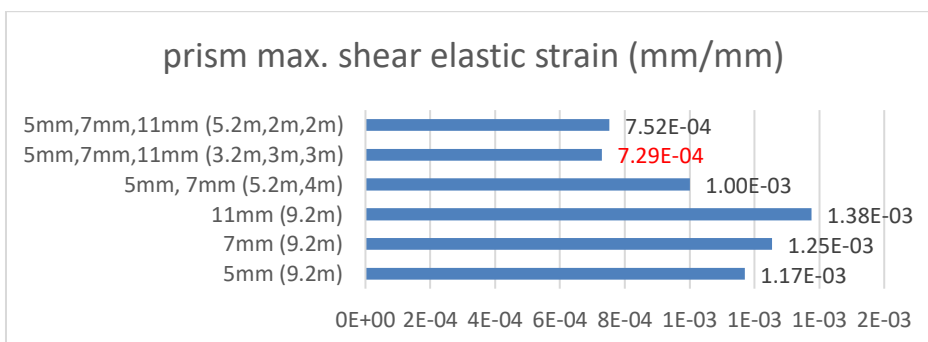
Gambar 4.4 b) equivalent stress dan c) deformasi total untuk konfigurasi 3 sambungan lance tube dengan 3 ketebalan



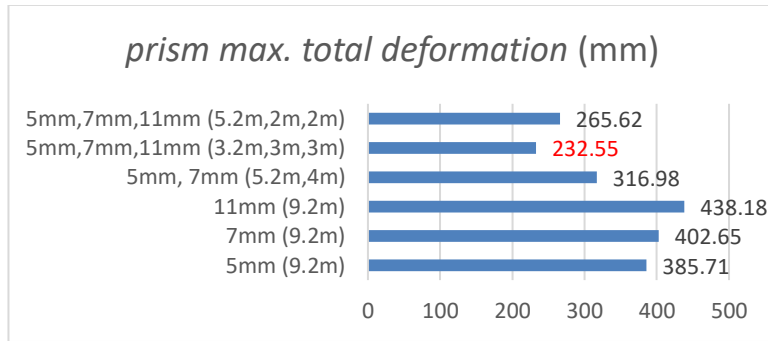
Gambar 4.5 Maximum Shear Stress untuk 6 macam variasi ketebalan (MPa)



Gambar 4.6 Equivalent Elastic Strain untuk 6 macam Variasi Ketebalan (mm/mm)



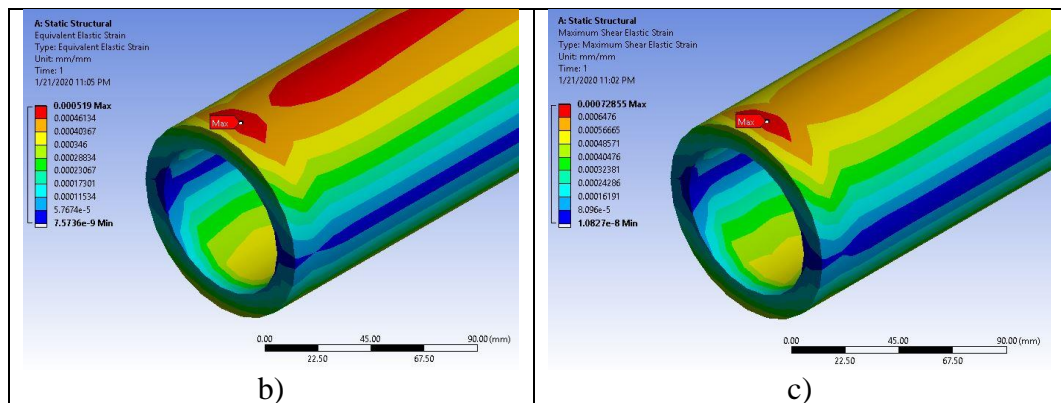
Gambar 4.7 Max. Shear Elastic Strain untuk 6 macam Variasi Ketebalan (mm/mm)



Gambar 4.8 Maximum Total Deformation untuk 6 macam Variasi Ketebalan (mm)

Gambar 4.4 hingga 4.8 didapatkan setelah me-running fitur *static structural* pada ANSYS. Dapat dilihat bahwa equivalent stress untuk 3 sambungan yaitu 5mm (panjang 3.2m), 7mm (panjang 3m), 11mm (panjang 3m) memberikan hasil yang paling rendah. Karena beban kantilever yang diderita oleh ujung pangkal lance. Diasumsikan lance tidak menyentuh *opening sootblower*. Opening sootblower dibuat dengan membengkokkan wall tube dari boiler

Dari gambar 4.8 a) didapatkan deformasi total maksimum adalah untuk 3 ketebalan.



Gambar 4.8 b) Max. equivalent elastic strain dan c) Max. shear elastic untuk 3 sambungan

Dari Gambar 4.8 b) adalah untuk 3 sambungan 5mm (3.2m), 7mm(3m), 11mm (3m) sebesar 5.19×10^{-4} dan Gambar 4.8 c) untuk 3 sambungan 5mm (3.2m), 7mm(3m), 11mm (3m) sebesar 7.29×10^{-4} . Semuanya paling kecil di antara 6 konfigurasi *lance tube*

4.3 System Coupling Fluid flow Fluent diimport ke Static Structural untuk Model Ketebalan 5mm, 7mm dan 11mm

Setelah analisa dinamika fluida didapatkan hasil distribusi temperatur dan tekanan kerja, maka 2 sifat tersebut diimport ke *static structural software* untuk mendapatkan distribusi tegangan dan regangan yang diderita oleh *lance tube sootblower*.

Tabel 4.5 Sifat-Sifat Mekanis untuk 3 macam Ketebalan

Sifat mekanis	5mm	7mm	11mm
<i>pressure inlet</i> (MPa)	19.28	18.98	19.22
<i>mass flow inlet</i> (kg/s)	0.04208	0.03613	0.02799
<i>wall temperature</i> (°C)	362.3	363.6	365.7
<i>forced lance tube</i> (N)	459.3	429.8	389.4

Tabel 4.5 menggambarkan hasil sifat-sifat mekanis untuk 3 macam ketebalan *lance tube sootblower*. Dengan asumsi bahwa tekanan operasi adalah sama, maka akan dihasilkan distribusi temperatur yang semakin tinggi untuk ketebalan lance tube yang makin tinggi. Mass flow inlet akan semakin kecil karena ketebalan lance tube semakin besar, hal ini sesuai dengan prinsip kekalannya *massa*. Gaya-gaya akibat turbulensi *steam* juga demikian. Makin tebal lance tube, maka gaya yang diderita oleh dinding lance tube akan semakin kecil, karena flow massa steam yang masuk ke lance tube berkurang. Sehingga model ini bisa dinyatakan valid.

Tabel 4.6 Hasil Simulasi Static Structural Equivalent Stress Maksimum

equivalent stress				
tebal	berat saja (MPa)	press. Saja (MPa)	thermal saja (393°C) (MPa)	total stress (393°C) (MPa)
5mm	166.85	89.79	206.69	220.65
7mm	177.54	64.63	203.82	226.68
11mm	195.16	39.62	202.76	230.15

Setelah hasil dari simulasi CFD didapatkan temperatur dan tekanan terhadap badan *lance tube*. Informasi ini dimasukkan ke static structural untuk mendapatkan besaran stress yang terjadi. Ada beberapa pilihan untuk menganalisa stress pada ANSYS, yaitu equivalent stress, shear stress, equivalent elastic strain, shear elastic strain, total deformation dan directional deformation. Setiap pilihan akan memiliki nilai *magnitude*. Besaran ini yang akan dibandingkan dari model ketebalan yang

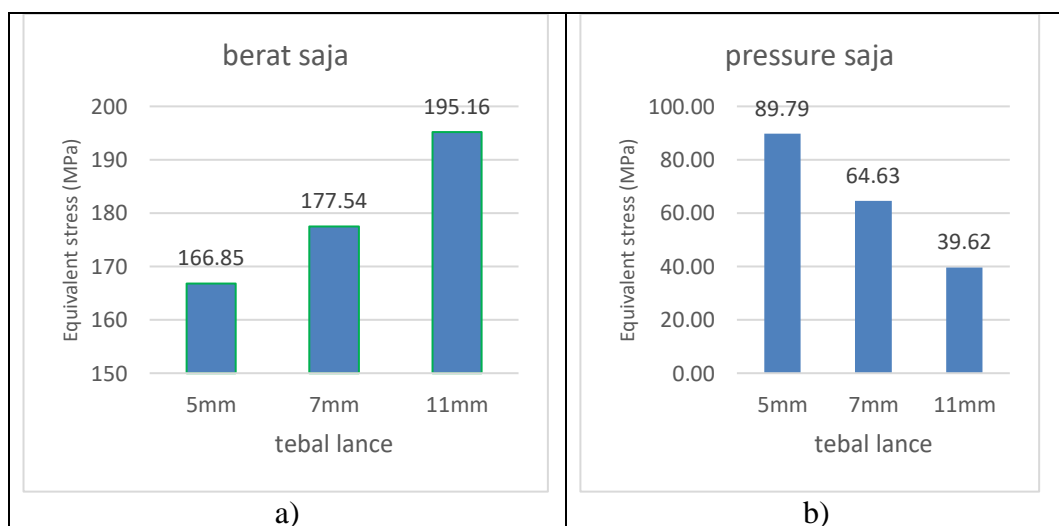
satu dengan ketebalan yang lain. Perbandingan besaran tersebut dapat dilihat di lampiran pada Gambar 6.5 hingga 6.11.

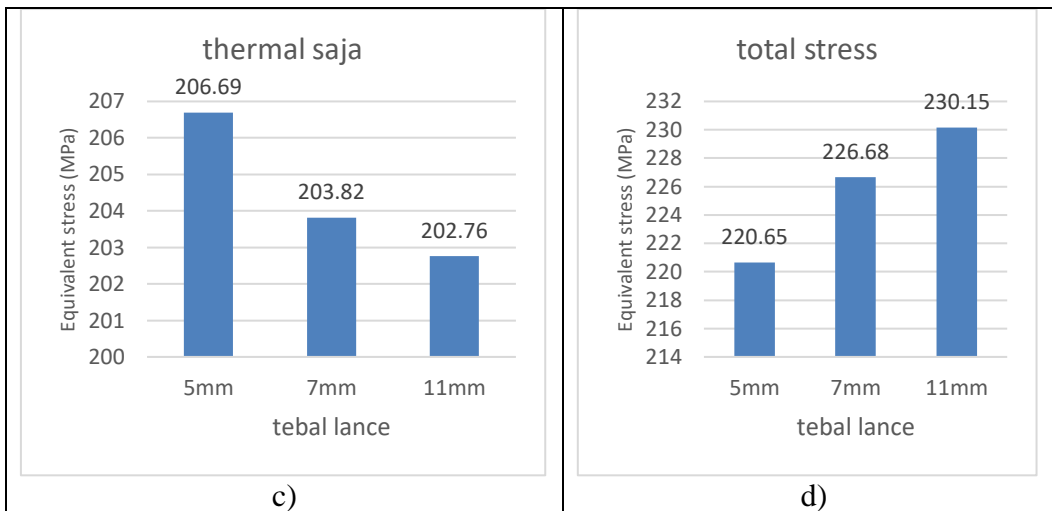
Tabel 4.6 memberikan gambaran bahwa stress akibat berat dirinya sendiri, untuk tebal 11mm adalah yang paling menderita. Untuk akibat *pressure*, stress tertinggi adalah pada tebal 5mm. untuk thermal saja, tebal 5mm adalah yang paling menderita. Dan terakhir untuk total stress, yang paling besar adalah 11mm.

Tabel 4.7 Hasil Simulasi Static Structural Equivalent Stress Titik yang Sama equivalent stress titik yang sama

tebal	berat saja (Mpa)	pressure Saja (Mpa)	thermal saja (393°C)	total stress (393°C)
5mm	165.54	81.28	63.32	121.46
7mm	172.53	60.98	62.74	146.42
11mm	186.45	35.14	71.19	196.63

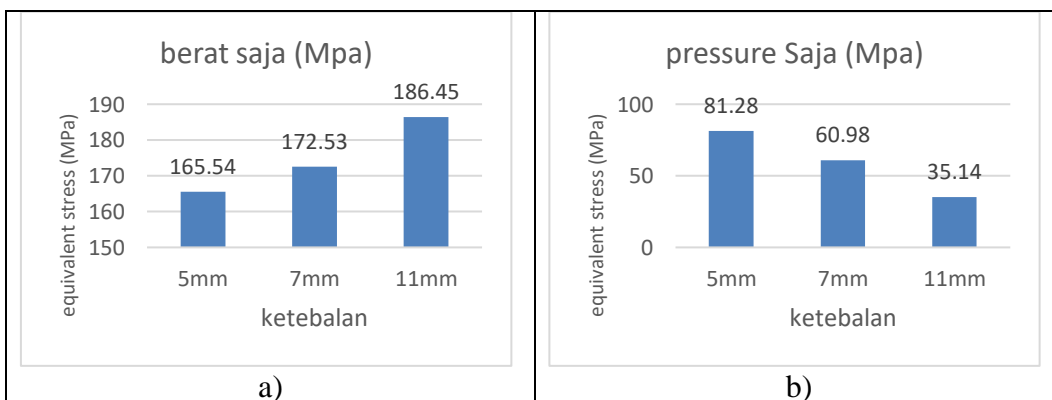
Tabel 4.7 memberikan nilai bahwa untuk titik yang sama, maka tebal 11mm adalah yang paling menderita. Untuk akibat *pressure*, stress tertinggi adalah pada tebal 5mm. untuk thermal saja, tebal 11mm adalah yang paling menderita. Hal ini berbanding terbalik dengan tabel 4.6. hal ini disebabkan karena perbedaan temperatur pada badan lance tube (tebal 11mm mengalami temperatur dinding lance yang lebih tinggi dibandingkan dengan 5mm). Dan terakhir untuk total stress, yang paling besar adalah 11mm untuk titik yang sama yaitu di hulu lance. Dimana ujung lain lance adalah bebas.

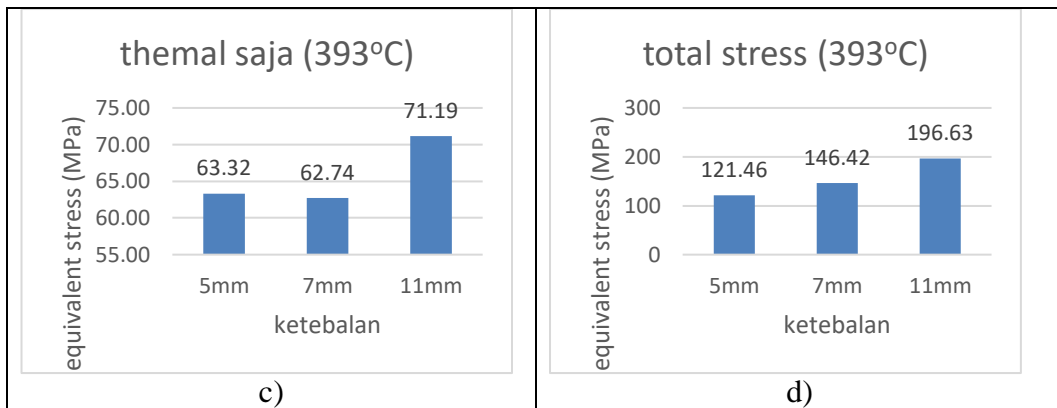




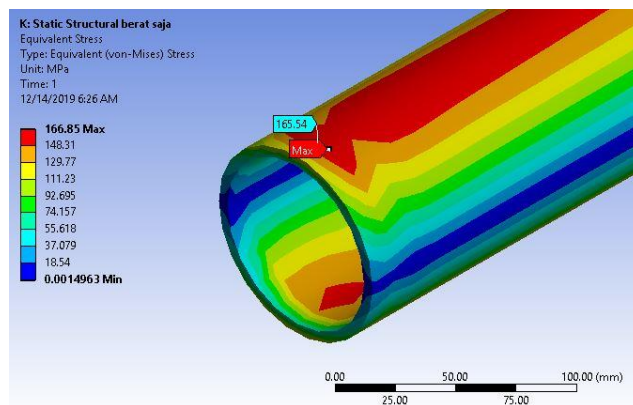
Gambar 4.9 Grafik Maksimum *Equivalent Stress* dari 3 macam Ketebalan (untuk Berat Saja, *Pressure Saja*, *Thermal Saja*, dan *Total Stress*)

Gambar 4.8 merupakan hasil regresi linier terhadap parameter output yang didapatkan dari simulasi 3 ketebalan. Setelah boundary condition untuk displacement dan gravitasi dimasukkan, maka untuk berat saja yang diaktifkan hanya gravitasi, sedangkan untuk *imported pressure* dan *imported temperature* di *suppress*. Untuk mendapatkan thermal saja maka yang di *suppress* adalah imported pressure, dan gravitasi. Untuk mendapatkan pressure saja, maka imported temperature dan gravitasi di *suppress*. Untuk mendapatkan tebal lance tube **20mm** dengan menggunakan rumus regresi linier untuk beban berat saja, maka dihasilkan stress \approx **434.64 MPa**. Demikian juga untuk total stressnya \approx **311.33 MPa**. Dimana stress tersebut tidak diharapkan. Dengan demikian, diperlukan pengelasan lance tube 2 sambungan atau 3 sambungan untuk mendapatkan stress yang paling kecil.



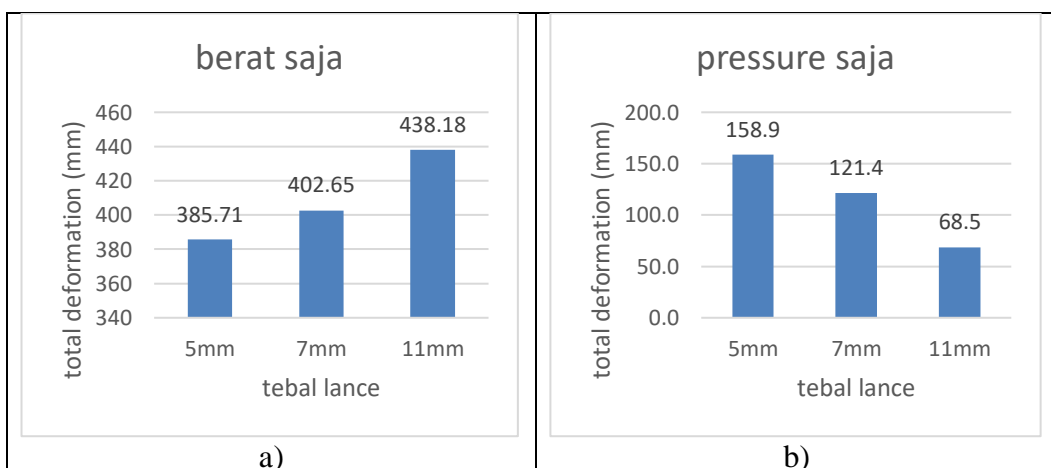


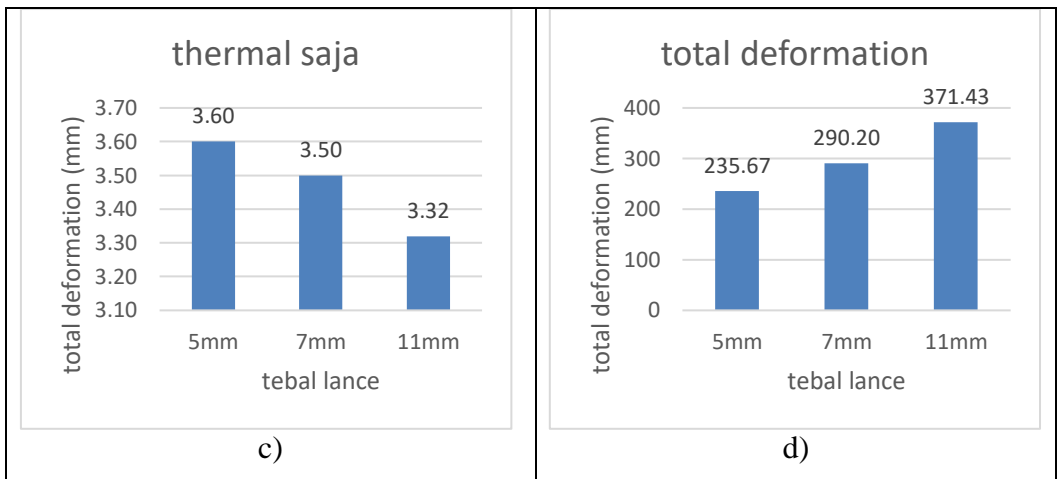
Gambar 4.10 Grafik *Maximum Equivalent Stress* di Titik yang Sama dari 3 macam Ketebalan (untuk Berat Saja, *Pressure Saja*, *Thermal Saja*, dan *Total Stress*)



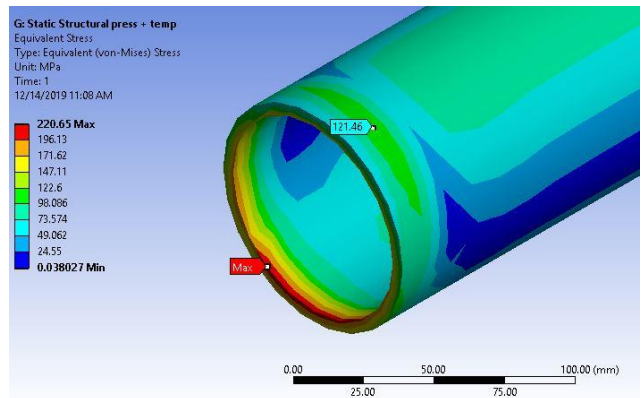
Gambar 4.11 *Equivalent Stress* Tebal 5 mm untuk **Berat Saja** (166.85 MPa)

Gambar 4.9 a) dan Gambar 4.11 menunjukkan letak equivalent stress maksimum (166.85 MPa) yang terjadi untuk tebal lance tube 5 mm. stress maksimum dan stress di titik yang sama hampir berhimpitan. Menandakan bahwa tebal lance tube 5 mm menderita stress yang hampir sama





Gambar 4.12 Total Deformation yang terjadi untuk 3 Macam Ketebalan (untuk Berat Saja, *Pressure Saja*, *Thermal Saja*, Dan *Total Stress*)



Gambar 4.13 *Total Equivalent Stress* untuk Tebal 5mm

Gambar 4.9 d) dan Gambar 4.13 menunjukkan letak total *equivalent stress* untuk tebal 5mm maksimum dan titik yang sama. Stress maksimum berbeda letaknya dengan stress pada titik yang sama. Karena temperatur dan tekanan.

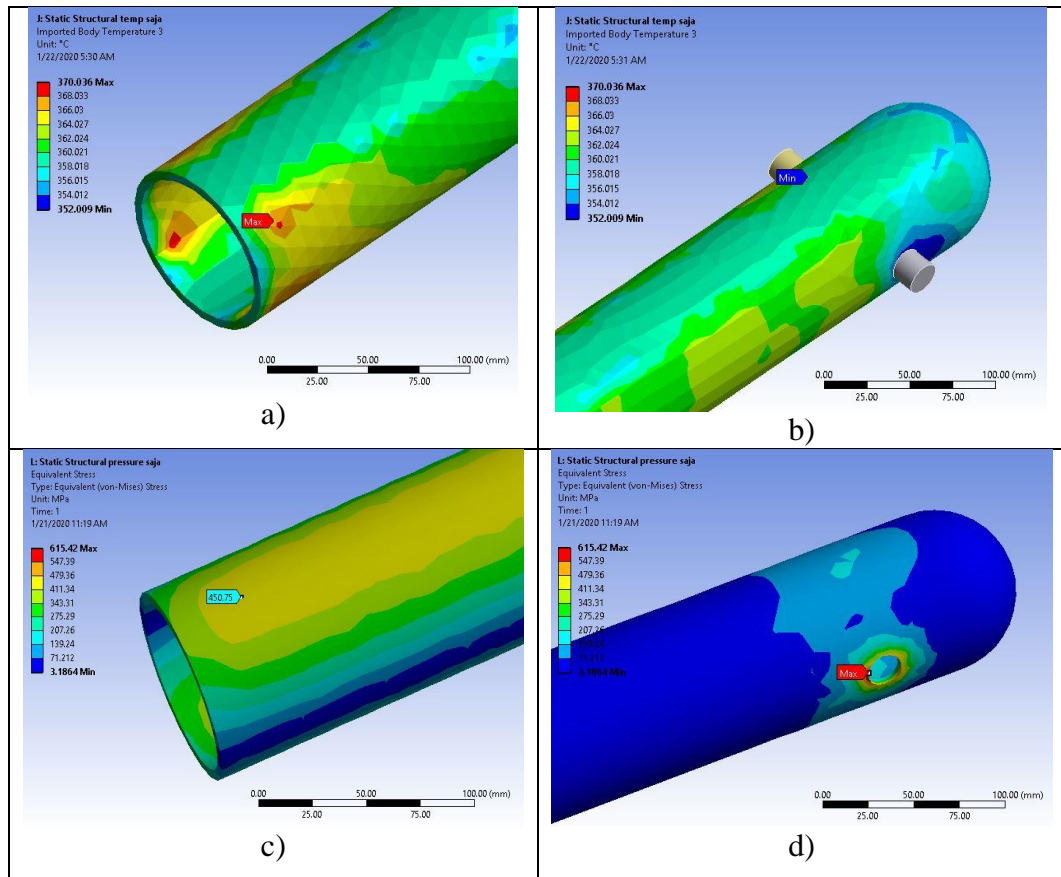
4.4 System Coupling Fluid Flow Fluent diimport ke Static Structural untuk Model Lance Dengan Nozzle

Model lance dengan *nozzle* disajikan untuk mengetahui karakteristik fluida dengan tekanan operasi 19.28 MPa. *Nozzle* yang dimodelkan hanya 1 jenis diameter nozzle ground flush. Besarnya *stress* yang terjadi pada area nozzle membuktikan bahwa *nozzle* harus dibuat sedemikian sehingga menahan *stress* akibat *steam jet* yang beroperasi.

Dari hasil tabel 4.4 dimasukkan ke model static structural dengan 4 macam kriteria, yaitu berat saja, temperatur saja, *pressure* saja dan total stress (berat+*temperature*+*pressure*). Sehingga dihasilkan tabel 4.8

Tabel 4.8 Nilai Equivalent Stress Model Geometri dengan Nozzle

equivalent stress				
tebal	berat saja (Mpa)	press. Saja (Mpa)	themat saja (393oC) (Mpa)	total stress (393oC) (Mpa)
5mm kondisi 1 full	152.58	179.14	63.84	185.5
5mm kondisi 2 full	152.58	(area nozzle) 410.12	98.07	(area nozzle) 407.57
5mm kondisi 3 full	152.58	(area nozzle) 615.42	122.7	(area nozzle) 626.35

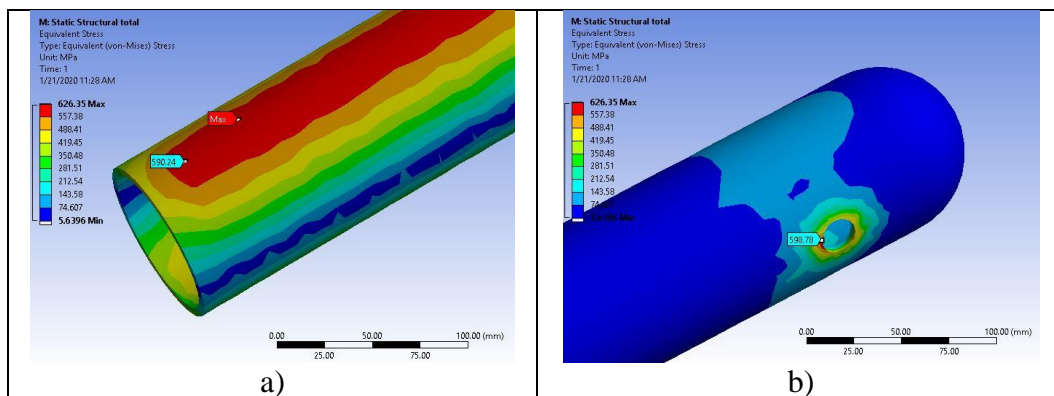


Gambar 4.14 Distribusi Temperatur Lance dengan Nozzle (a) hulu-nya Lance dan b) hilir-nya Lance) dan *Equivalent Stress* untuk Pressure saja Tebal 5mm kondisi 3 Full (a) hulu-nya Lance dan b) hilir-nya Lance)

Gambar 4.13 b) dan Tabel 4.8 memberikan penjelasan mengenai hasil equivalent stress maksimum dan pada titik yang sama (dari tabel 4.9)

Tabel 4.9 Nilai Equivalent Stress di **Titik yang Sama** pada Model Geometri Dengan Nozzle

equivalent stress titik yang sama				
tebal	berat saja (MPa)	press. Saja (MPa)	thermal saja (393°C) (MPa)	total stress (393°C) (MPa)
5mm kondisi 1 full	144.97	15.8	20.6	161.05
5mm kondisi 2 full	144.97	71.95	40.91	237.94
5mm kondisi 3 full	144.97	450.75	47.45	590.24



Gambar 4.15 Total Stress (Gravitasi+Temperatur+Pressure) Tebal 5mm Kondisi 3 Full

Gambar 4.14 dan Tabel 4.8 serta Tabel 4.9 menunjukkan penjelasan dari lance tebal 5mm dengan kondisi 3 full dimana stress equivalent stress maksimum terjadi pada daerah dekat dengan titik yang sama yaitu di hulu lance tube. Sedangkan stress pada nozzle lance tube juga termasuk tinggi yaitu **598.78 MPa**. Kondisi 1 full adalah kecepatan steam 474m/s dan densitas steam 5.39kg/m³. Kondisi 2 full adalah kecepatan steam 948m/s dan densitas steam 5.39kg/m³. Dan Kondisi 3 full adalah kecepatan steam 948m/s dan densitas steam 8.16kg/m³. Pada tabel 4.4 dijelaskan bahwa terjadi kenaikan pressure inlet steam yang tinggi dari kondisi 1 full **2.19bar**, menjadi **11.59bar** pada kondisi 2 full dan menjadi **16.3bar** untuk kondisi 3 full. Kenaikan tekanan ini berkorelasi positif terhadap stress yang dihasilkan pada Tabel 4.8 dan Tabel 4.9

Tabel 4.10 Perbandingan Desain OEM (Original Equipment Manufacturer) Dengan Analisa Model Geometri

No	Tipe	Allow. Stress (MPa)	Harga (Barang dan Jasa)	Jumlah sambungan	Equivalent Stress Analysis (Mpa)
1	A-106C EXISTING (5mm (5.2 m), 7mm (4 m))	67	1 kali	2	4 (143.58)
2	RKS P91 (5mm (4.8 m), 7mm (4.4 m))	289	8 kali	2	3 (141.20)
3	T22-DIAMOND INCOLOY-925 (5mm (5.8 m), 11mm (3.4 m))	133	20 kali	2	2 (111.09)
4	T22 analisa (5 mm (3.2 m), 7 mm (3 m), 11 mm (3 m))	133	1.2 kali	3	1 (103.68)

Sumber: hasil simulasi dan dokumen pengadaan barang dan jasa

Tabel 4.10 memberikan gambaran bahwa telah dilakukan reverse engineering terhadap lance tube sootblower boiler 600 MW. Dimana pada awalnya menggunakan material A-106C. Dimana stress yang diijinkan adalah 67 MPa. Hal ini berada dibawah dari hasil simulasi 6 macam ketebalan pada Gambar 4.17 dimana stress terkecil adalah **103.68** MPa. Sehingga material harus di naikan kelasnya menjadi T22. Menurut Gambar 3.7, stress yang diijinkan adalah **133** MPa. Pada Tabel 4.10, material incoloy-925 (*Annealed*) memiliki *yield strength* kurang lebih 700 MPa untuk temperatur yang makin tinggi hingga 650°C. Material ini sangat cocok untuk lance sootblower area dengan *heat flux* tinggi. Namun karena mahalnya material ini, perusahaan hanya dapat membeli dengan jumlah yang terbatas. Tekanan set poppet valve juga harus dipertimbangkan antara keefektifan pembersihan slagging dan fouling serta menjaga tube boiler tidak cepat ter-erosi steam sootblower. Untuk variasi ketebalan cenderung untuk memperbesar di daerah hulu *lance tube*, dengan panjang tidak lebih dari 1/3 dari panjang total lance tube yang masuk ke dalam boiler. Dengan desain seperti ini diharapkan mendapatkan konfigurasi stress-strain yang paling kecil. Sehingga umur lance tube diharapkan dapat lebih tinggi lagi. Dengan equivalent stress sebesar 103.68 MPa, maka desain 3 sambungan cocok untuk dilakukan fabrikasi dibandingkan dengan 2 sambungan.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

1. Makin tinggi densitas steam, makin tinggi pressure inlet steam *lance tube* dan makin tinggi *stress* akibat pressure pada *nozzle lance tube*
2. *Stress* terkecil didapatkan pada 3 sambungan *lance tube sootblower*, yaitu tebal 5 mm (sepanjang 3.2 m), tebal 7 mm (sepanjang 3 m), tebal 11 mm (sepanjang 3 m)
3. Dengan mahal-nya harga lance tube OEM, maka sebaiknya dipilih untuk lance tube dengan 2 sambungan dan 3 sambungan hasil analisa untuk mendapatkan keandalan lance tube dimana equivalent stress yang terjadi tidak boleh lebih dari 133 MPa.

5.2 Saran

1. Untuk geometri *meshing* agar diperhalus sehingga diketahui titik kritisnya
2. Diperlukan model geometri yang lebih mendekati kenyataan di lapangan dengan *meshing* yang lebih halus untuk 2 sambungan dan 3 sambungan *lance tube*
3. Material *Original Equipment Manufacturer* merekomendasikan untuk dua ketebalan yaitu 11mm pada *flange* (material SA-335 P22) dan 5mm pada ujung *nozzle* (material *incoloy 925*)

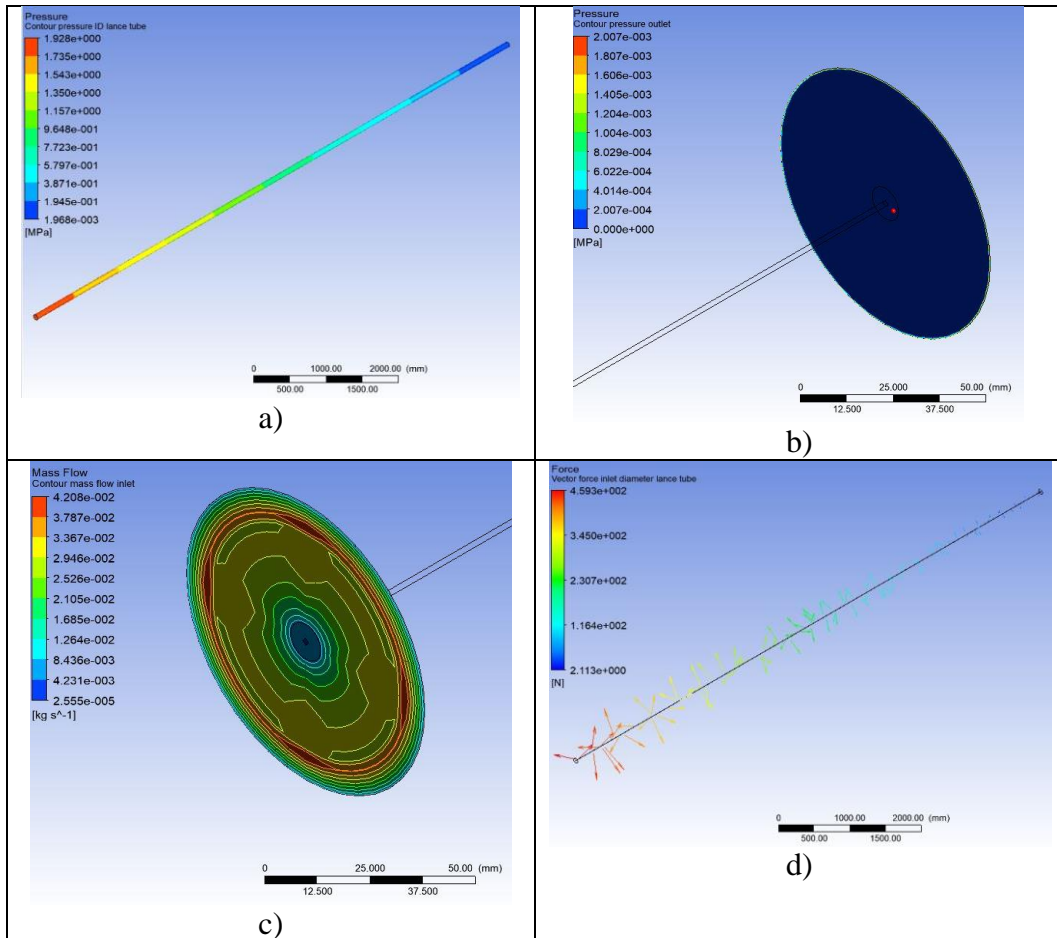
DAFTAR PUSTAKA

- 1) STEAM42TH, Steam and its generation use, 2015
- 2) PT. BABCOCK & WILCOX CONTRACTOR, C60-DM-3, AI-SOOTBLOWING, *Boiler design manual*, 1994
- 3) PT. BABCOCK & WILCOX CONTRACTOR, C60-MM-03, AI-SOOTBLOWING, *Boiler maintenance manual*, 1994
- 4) PT. BABCOCK & WILCOX CONTRACTOR, C60-OM-03, AI-SOOTBLOWING, *Boiler Operation manual*, 1994
- 5) Waław Wojnar. Erosion of heat exchangers due to sootblowing. 2013
- 6) N. HARE, M.G. RASUL* AND S. MOAZZEM, A Review on Boiler Deposition/Fouling Prevention and Removal Techniques for Power Plant, 2010
- 7) Lei Zhang, Zunjiu Dong, Analysis of Sootblowing Experiments and Research on Sootblowing Strategy for Coal-fired Utility Boiler, 2018
- 8) M. Rahimi, I. Owen *, J. Mistry, Heat transfer between an under-expanded jet, 2003
- 9) M. I. Jameel, Donald E. Cormack, Honghi Tran, and Thomas E. Moskal. Sootblower optimization. Part 1: Fundamental hydrodynamics of a sootblower nozzle and jet on Recovery Boiler Cleaning. 1994
- 10) UlrichKleinhansa,*,ChristophWielanda,FlemmingJ.Frandsenc,HartmutSpliethoffa,b. Ash formation and deposition in coal and biomass fired combustion systems : Progress and challenges in the field of ash particle sticking and rebound behavior. 2018
- 11) M. Isreb. Integrated Life Synthesis For Boiler Sootblowers In Fossil Power Plants. 1995
- 12) ASME BOILER AND PRESURE VESSEL CODE. Section II Part D Properties (Metric) materials. 2019
- 13) Rahman M. M., Root Cause failure analysis of a division wall superheater tube of a coal-fired power station_Engineering Failure Analysis 17 (2010) 1490-1494

- 14) IBM, Computerized Maintenance Management System. 2019
- 15) Jeong K, Yong WK, Beom SK, Sang MH. Finite element analysis for bursting failure prediction in bulge forming of a seam tube. Finite elements in analysis and design. Elsevier; 2003.
- 16) Othman H., failure investigation on deformed super-heater tubes, Engineering Failure Analysis 16 (2009) 329-339

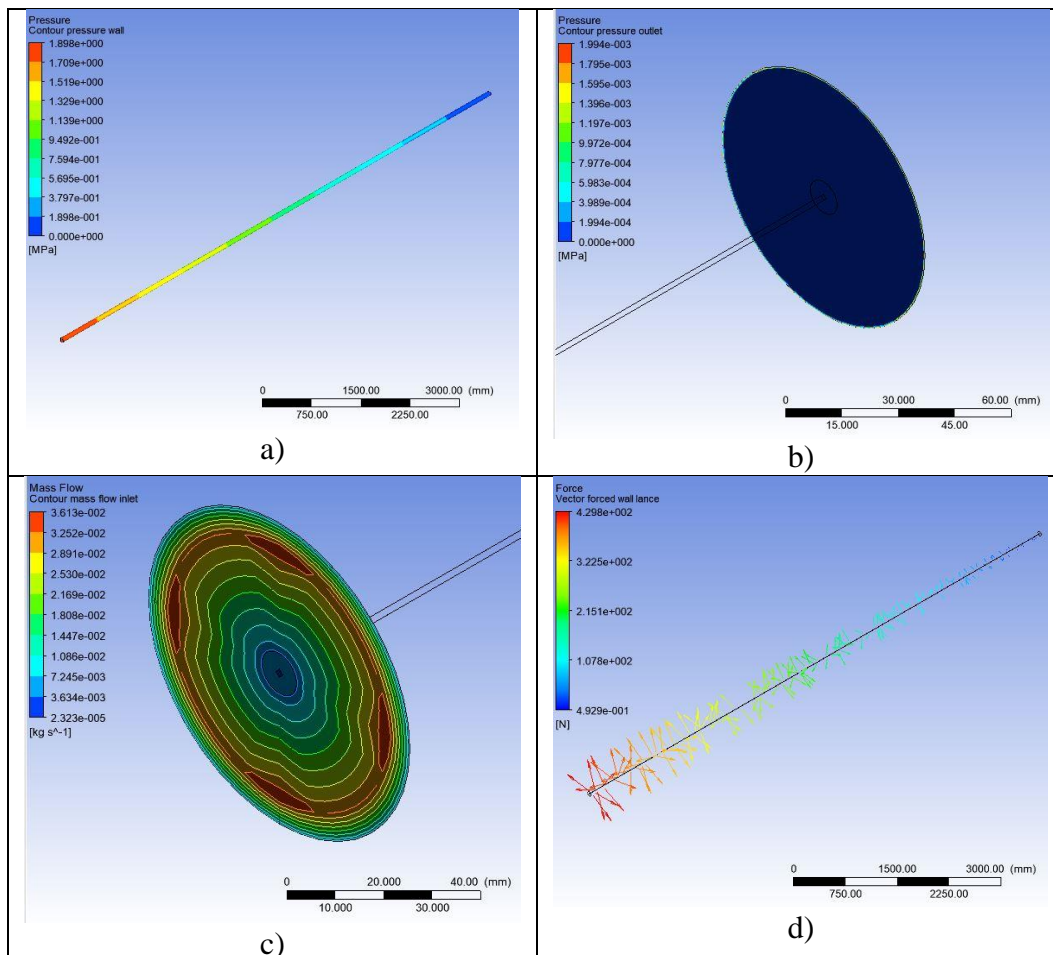
LAMPIRAN

Lampiran 6.1 Sifat Mekanis Lance Tube Hollow Tebal 5mm



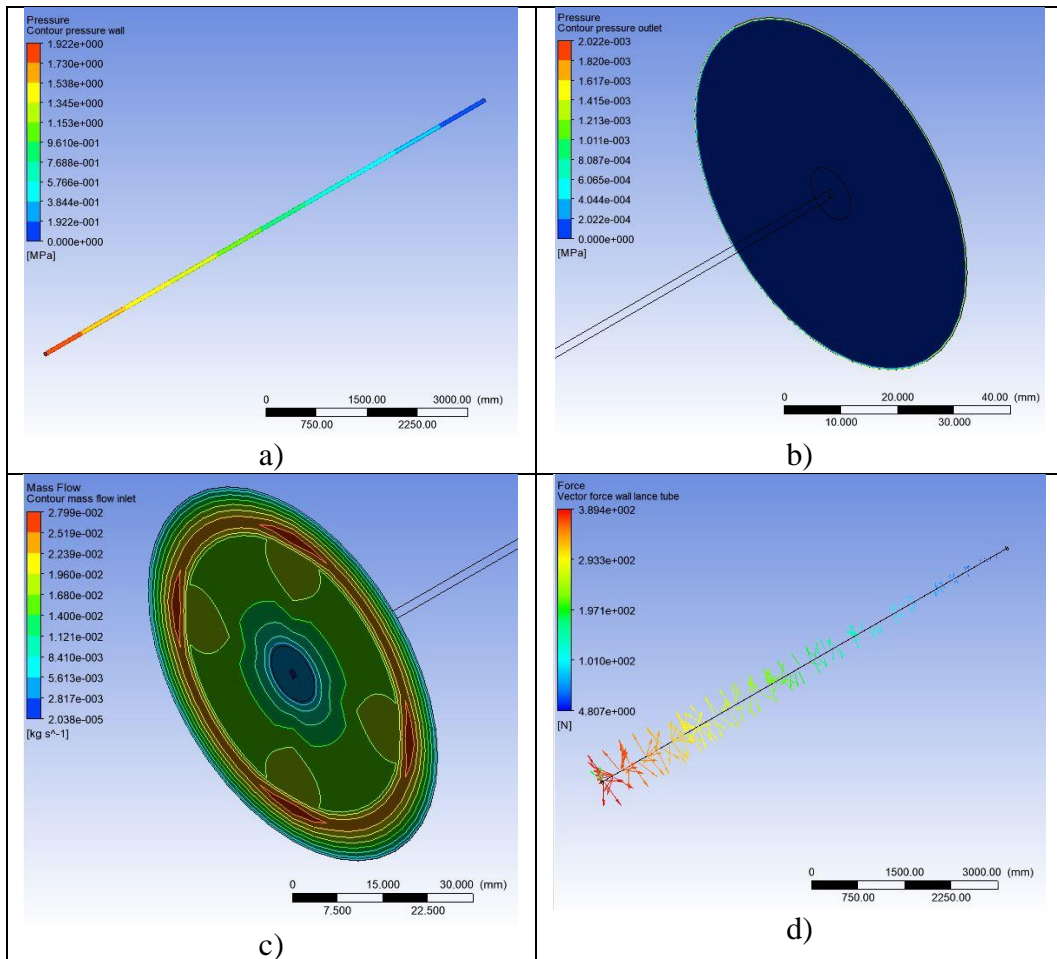
Gambar 6.1 a) *Contour Pressure* dinding dalam *Lance tube* range local (tertinggi adalah **19.28 bar**); b) *Contour Steam Pressure Outlet* (MPa) (tertinggi **2×10^{-3} MPa**); c) *Contour steam mass flow inlet* (kg/s) (tertinggi adalah **0.042 kg/s**); d) *vector force inlet diameter* (ID) *lance tube* (tertinggi adalah **459.3 N**)

Lampiran 6.2 Sifat Mekanis Lance Tube Hollow Tebal 7mm



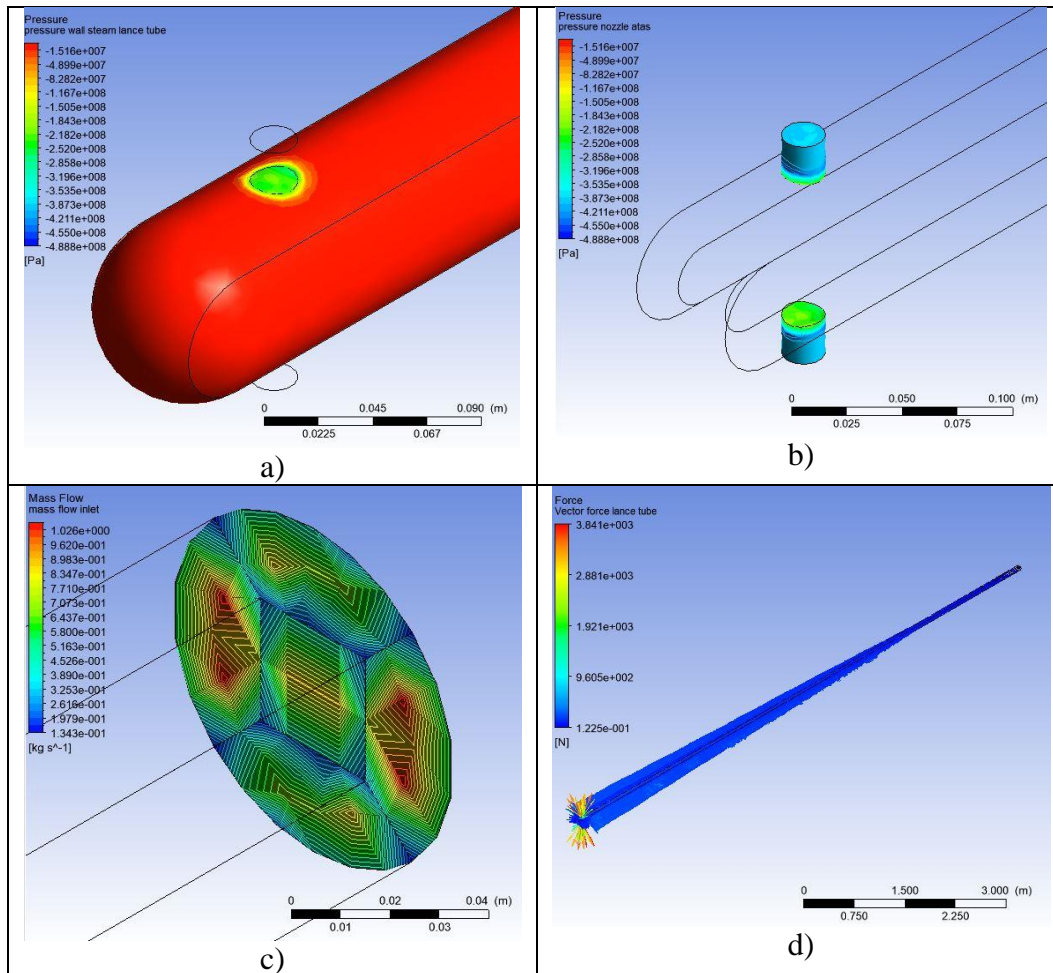
Gambar 6.2 a) *Contour Pressure* dinding dalam *Lance tube* range local (tertinggi adalah **18.98 bar**); b) *Contour Steam Pressure Outlet* (MPa) (tertinggi **2×10^{-3} MPa**); c) *Contour steam mass flow inlet* (kg/s) (tertinggi adalah **0.03613 kg/s**); d) *vector force inlet diameter (ID) lance tube* (tertinggi adalah **429.8 N**)

Lampiran 6.3 Sifat Mekanis Lance Tube Hollow Tebal 11mm



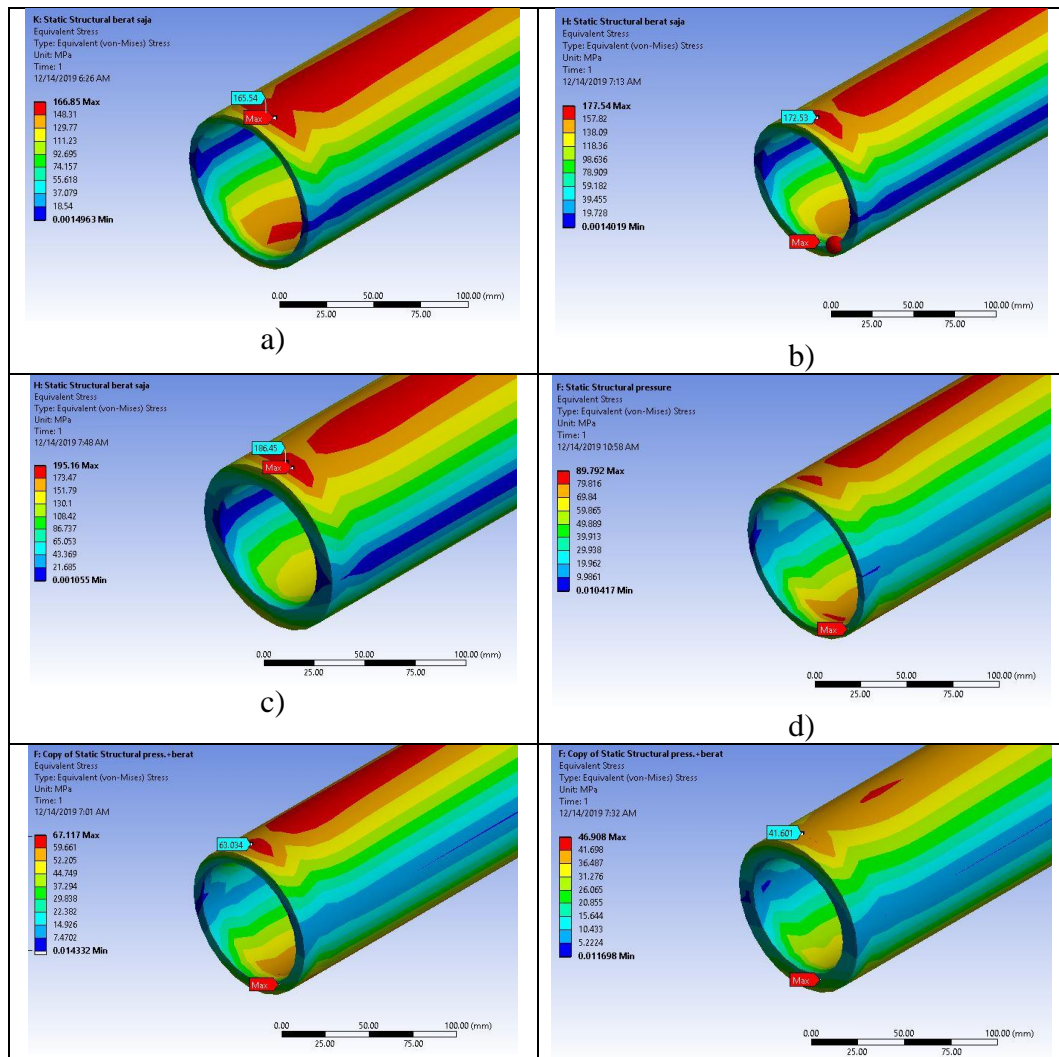
Gambar 6.3 a) *Contour Pressure* dinding dalam *Lance tube* range local (tertinggi adalah **19.22 bar**); b) *Contour Steam Pressure Outlet* (MPa) (tertinggi **2x10⁻³ MPa**); c) *Contour steam mass flow inlet* (kg/s) (tertinggi adalah **0.02799 kg/s**); d) *vector force inlet diameter (ID) lance tube* (tertinggi adalah **389.4 N**)

Lampiran 6.4 Sifat Mekanis tebal 5mm Lance Tube dengan Nozzle

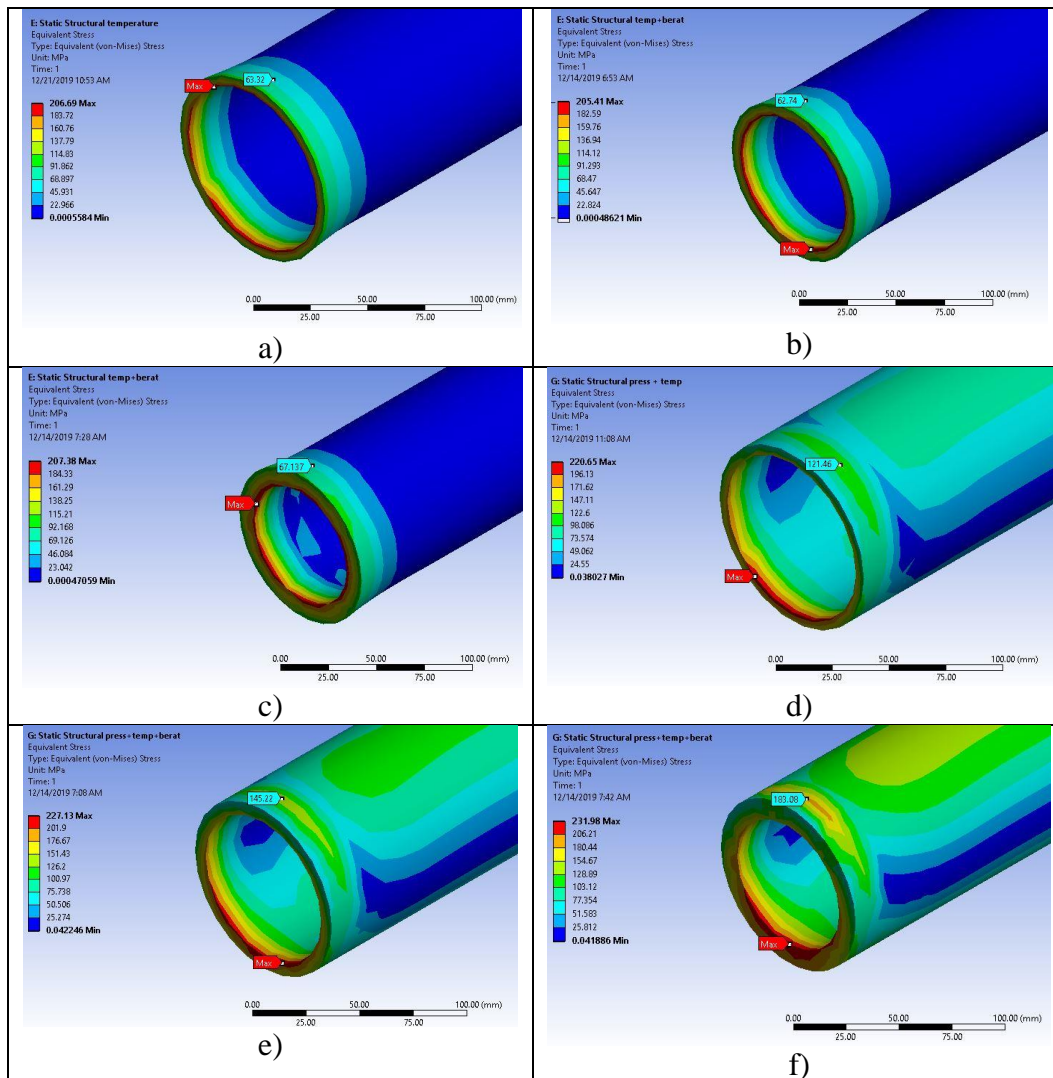


Gambar 6.4 a) *Contour Pressure* dinding dalam *Lance tube* dengan nozzle kondisi full 3 (range local) (tertinggi adalah **17.57** bar); b) *Contour Steam Pressure Outlet* (tertinggi adalah **-4.89x10²** MPa); c) *Contour steam mass flow inlet* (tertinggi adalah **1.0575** kg/s); d) *vector force inlet diameter (ID) lance tube* (tertinggi adalah **3841.47** N)

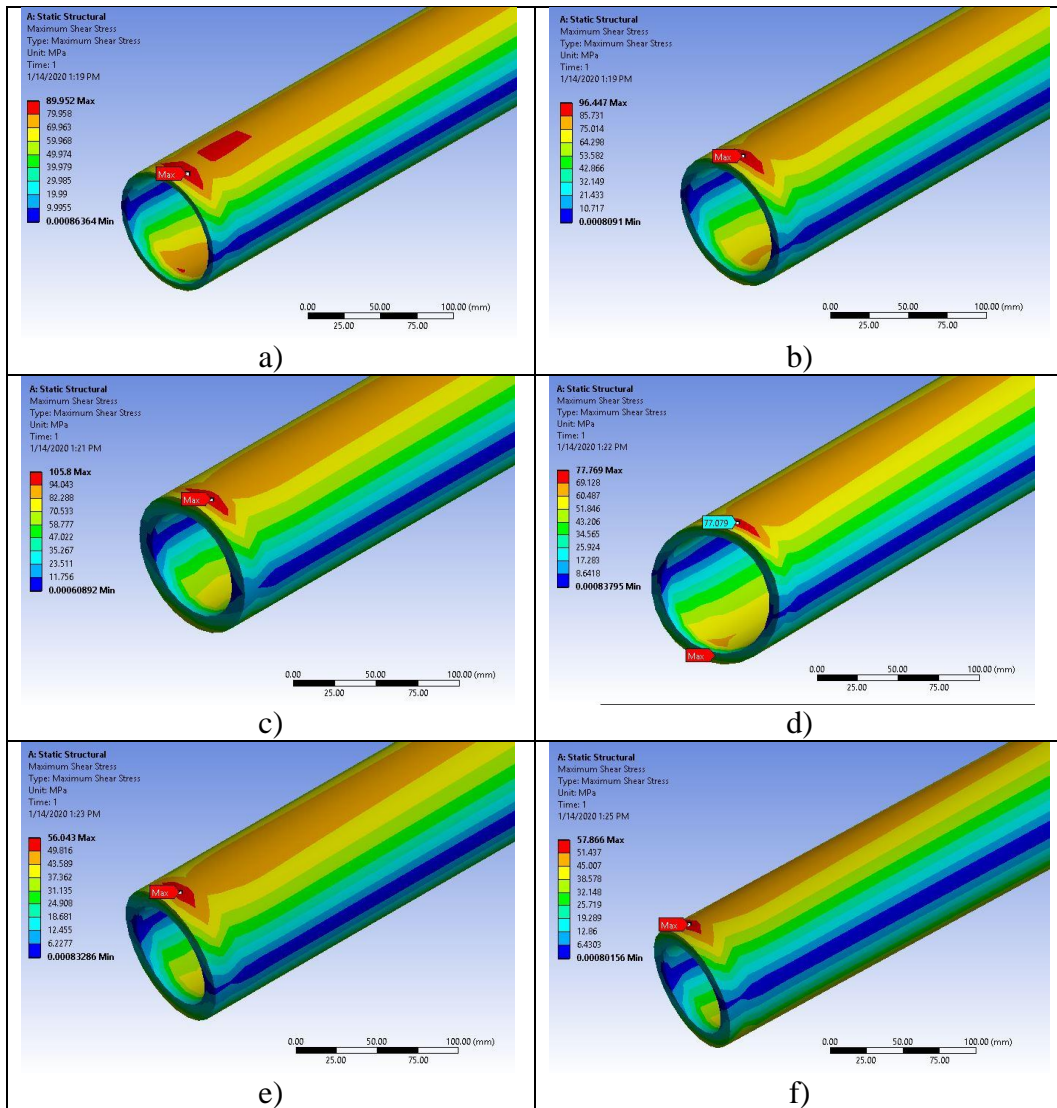
Lampiran 6.5 Tegangan-Regangan dan Total Deformasi yang Dihasilkan



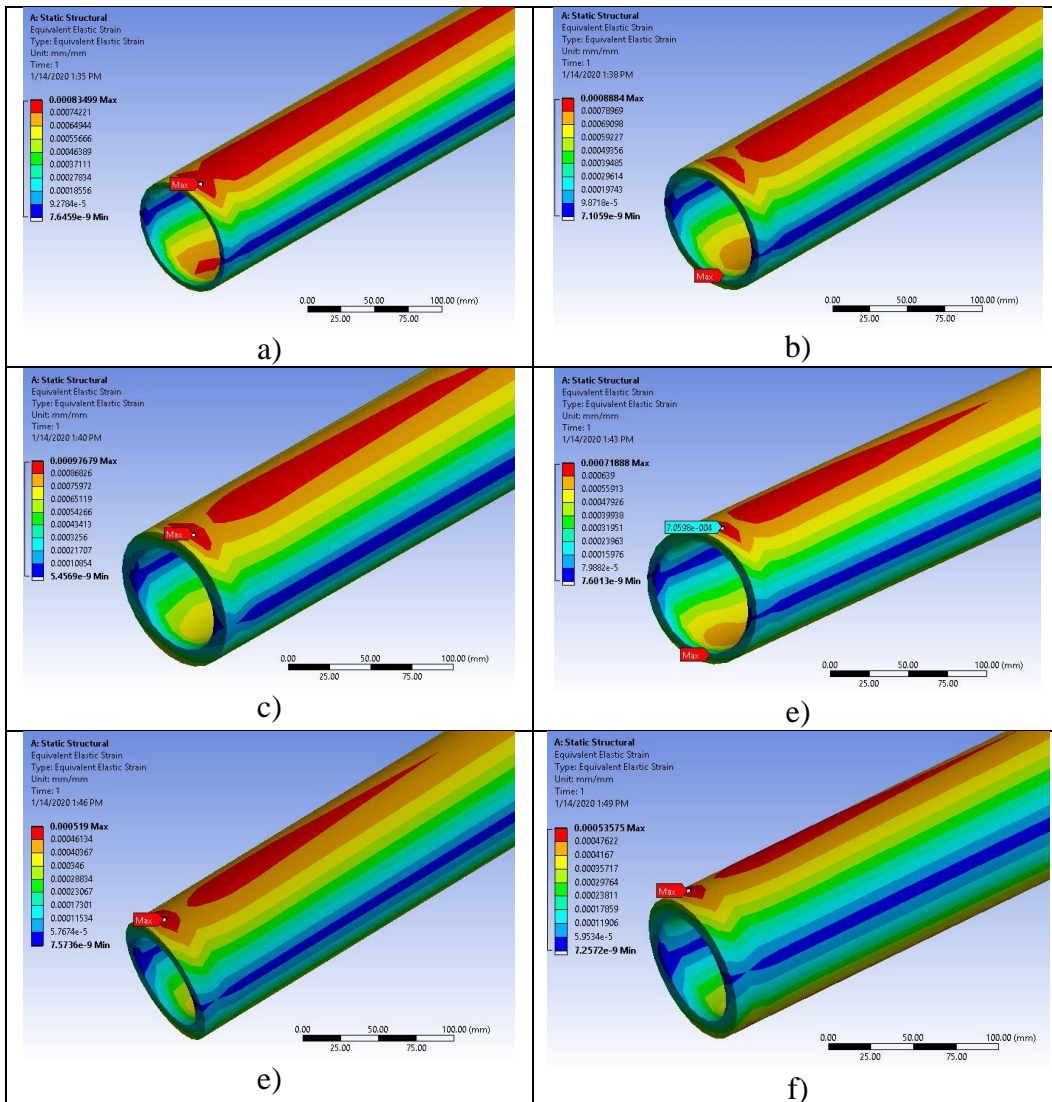
Gambar 6.5 a) *Equivalent stress* tebal 5 mm untuk **berat saja** (166.85 MPa); b) *Equivalent stress* tebal 7 mm untuk **berat saja** (177.54 MPa); c) *Equivalent stress* tebal 11 mm untuk **berat saja** (195.16 MPa); d) *Equivalent stress* tebal 5 mm untuk **pressure** saja (89.792 MPa); e) *Equivalent stress* tebal 7 mm untuk **pressure** saja (67.117 MPa); f) *Equivalent stress* tebal 11 mm untuk **pressure** saja (46.908 MPa)



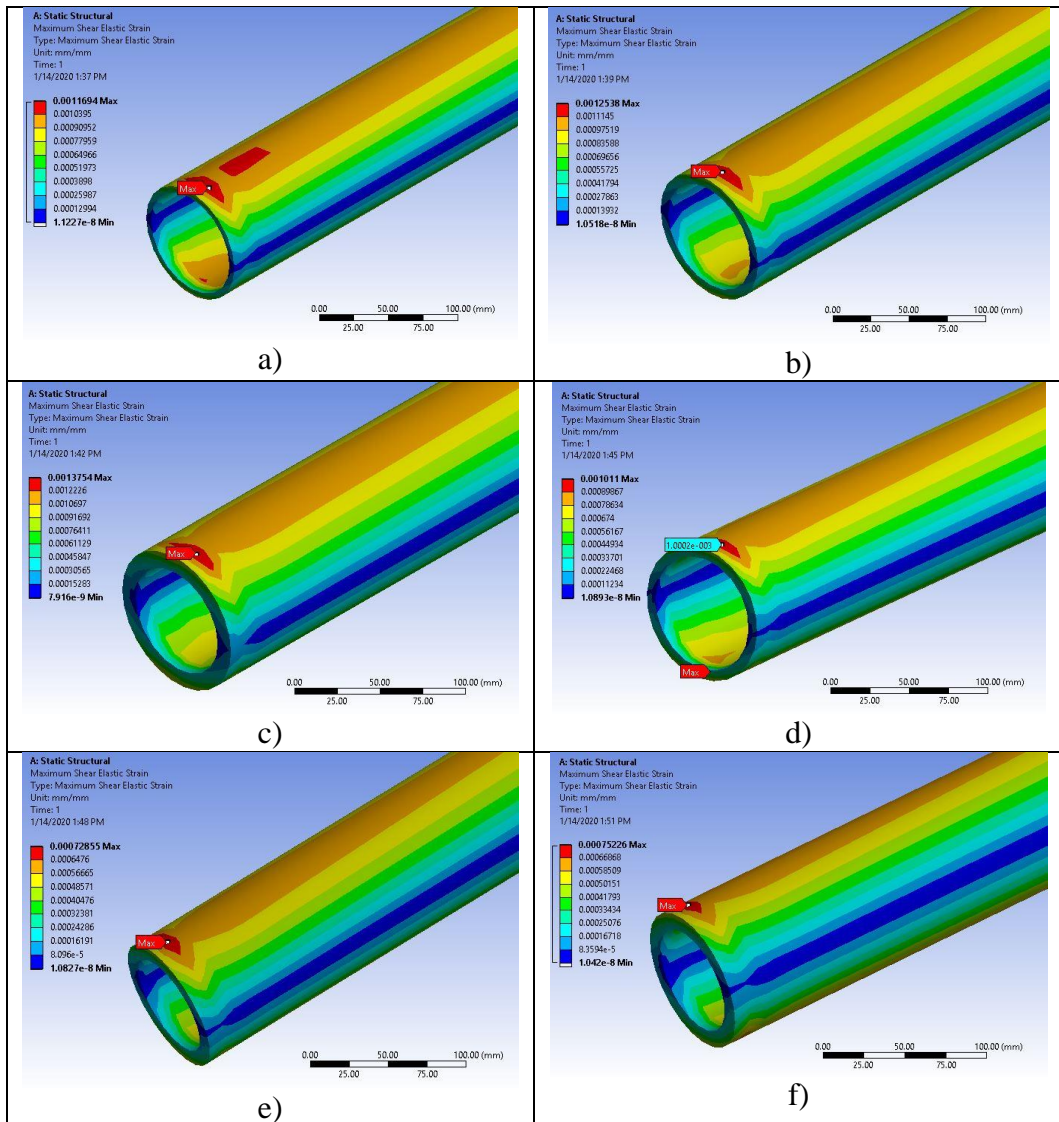
Gambar 6.6 a) *Equivalent stress* tebal 5 mm untuk **thermal** saja dengan *environment temperature* 393.1°C (**206.69 MPa**); b) *Equivalent stress* tebal 7 mm untuk **thermal** saja dengan *environment temperature* 393.1°C (**205.41 MPa**); c) *Equivalent stress* tebal 11 mm untuk **thermal** saja dengan *environment temperature* 393.1°C (**207.38 MPa**); d) *Equivalent stress* tebal 5 mm untuk **total stress** dengan *environment temperature* 393.1°C (**220.65 MPa**); e) *Equivalent stress* tebal 7 mm untuk **total stress** dengan *environment temperature* 393.1°C (**227.13 MPa**); f) *Equivalent stress* tebal 11 mm untuk **total stress** dengan *environment temperature* 393.1°C (**231.98 MPa**)



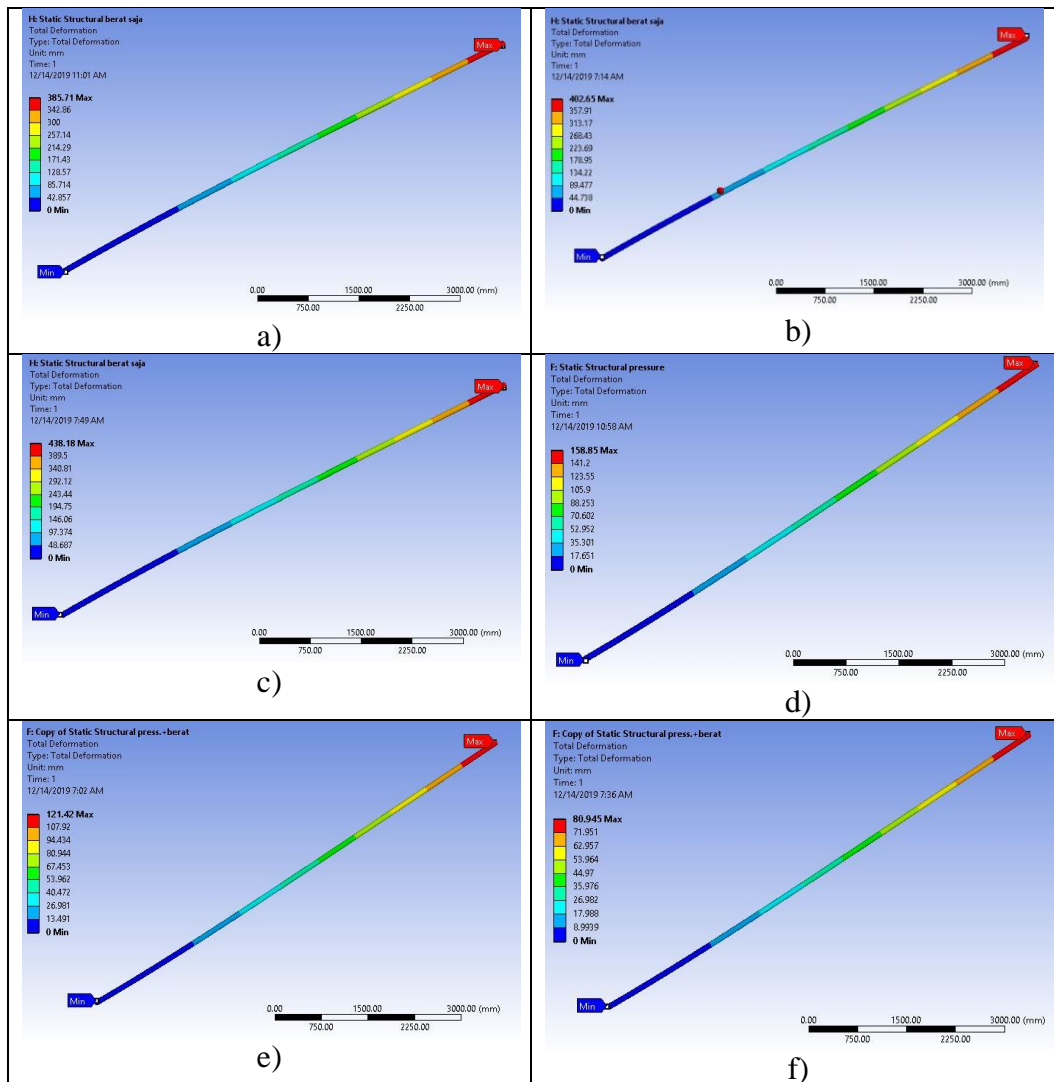
Gambar 6.7 a) max. shear stress tebal 5 mm (9.2m) yaitu **89.95** MPa; b) max. shear stress tebal 7 mm (9.2m) yaitu **96.45** MPa; c) max. shear stress tebal 11 mm (9.2m) yaitu **105.8** MPa; d) max. shear stress tebal 5 mm (5.2m), 7 mm (4m) yaitu **77.77** MPa; e) max. shear stress tebal 5 mm (3.2m), 7 mm (3m), 11 mm (3m) yaitu **56.04** MPa; f) max. shear stress tebal 5 mm (5.2m), 7 mm (2m), 11 mm (2m) yaitu **57.87** MPa



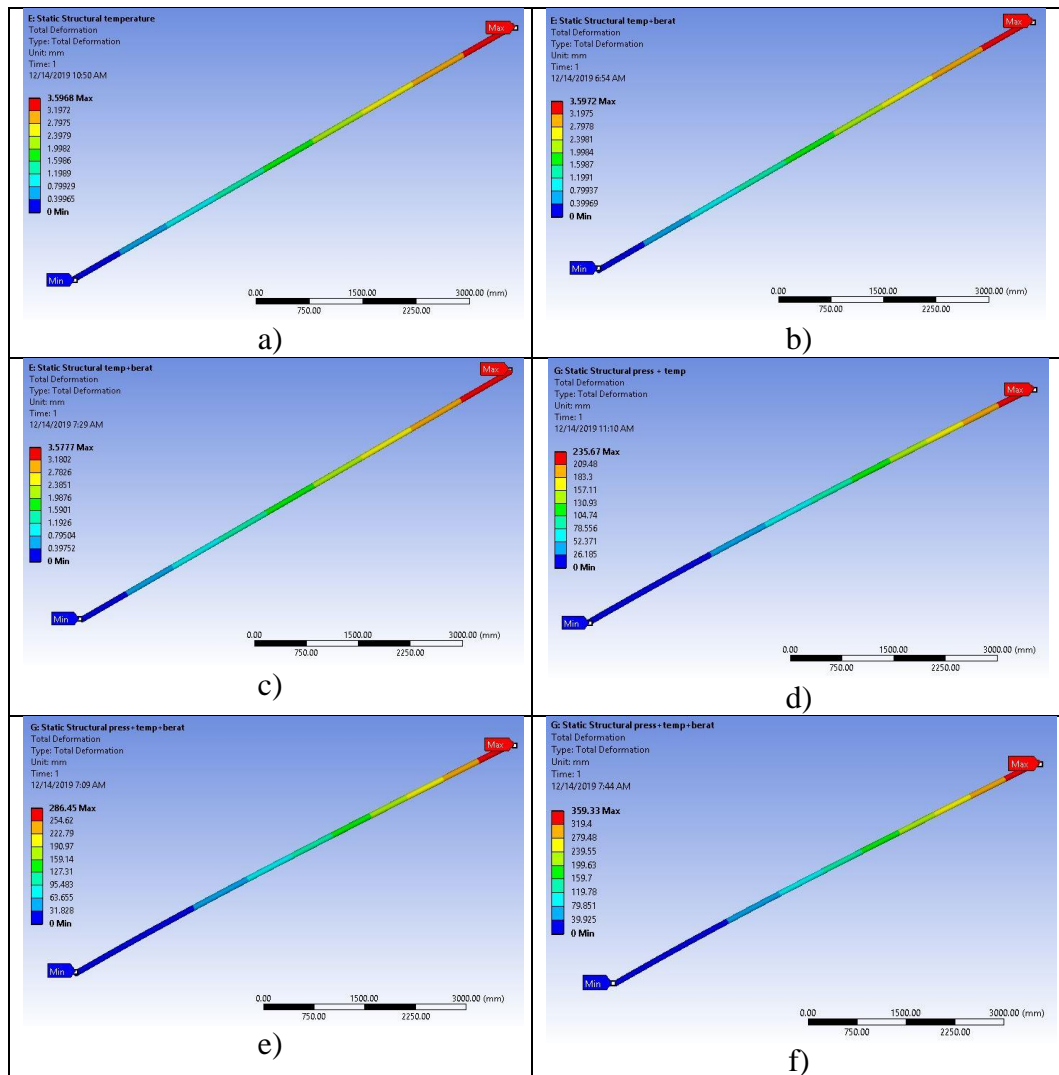
Gambar 6.8 a) max. equivalent elastic strain tebal 5 mm (9.2m) yaitu **0.000835**; b) max. equivalent elastic strain tebal 7 mm (9.2m) yaitu **0.000888**; c) max. equivalent elastic strain tebal 11 mm (9.2m) yaitu **0.000977**; d) max. equivalent elastic strain tebal 5 mm (5.2m), 7 mm (4m) yaitu **0.000719**; e) max. equivalent elastic strain tebal 5 mm (3.2m), 7 mm (3m), 11mm (3m) yaitu **0.000519**; f) max. equivalent elastic strain tebal 5 mm (5.2m), 7 mm (2m), 11mm (2m) yaitu **0.000536**



Gambar 6.9 a) max. shear elastic strain tebal 5 mm (9.2m) yaitu **0.001169**; b) max. shear elastic strain tebal 7 mm (9.2m) yaitu **0.001254**; c) max. shear elastic strain tebal 11 mm (9.2m) yaitu **0.001375**; d) max. shear elastic strain tebal 5 mm (5.2m), 7 mm (4m) yaitu **0.001011**; e) max. shear elastic strain tebal 5 mm (3.2m), 7 mm (3m), 11mm (3m) yaitu **0.000729**; f) max. shear elastic strain tebal 5 mm (5.2m), 7 mm (2m), 11mm (2m) yaitu **0.000752**



Gambar 6.10 a) *Total deformation* tebal 5 mm untuk **berat** saja (**385.71** mm); b) *Total deformation* tebal 7 mm untuk **berat** saja (**402.65** mm); c) *Total deformation* tebal 11 mm untuk **berat** saja (**438.18** mm); d) *Total deformation* tebal 5 mm untuk **pressure** saja (**158.9** mm); e) *Total deformation* tebal 7 mm untuk **pressure** saja (**121.4** mm); f) *Total deformation* tebal 11 mm untuk **pressure** saja (**80.9** mm)



Gambar 6.11 a) *Total deformation* tebal 5 mm untuk *thermal* saja dengan *environment temperature* 393.1°C (**3.60** mm); b) *Total deformation* tebal 7 mm untuk *thermal* saja dengan *environment temperature* 393.1°C (**3.60** mm); c) *Total deformation* tebal 11 mm untuk *thermal* saja dengan *environment temperature* 393.1°C (**3.58** mm); d) *Total deformation* tebal 5 mm untuk *total stress* dengan *environment temperature* 393.1°C (**235.67** mm); e) *Total deformation* tebal 7 mm untuk *total stress* dengan *environment temperature* 393.1°C (**286.45** mm); f) *Total deformation* tebal 11 mm untuk *total stress* dengan *environment temperature* 393.1°C (**359.33** mm)

BIOGRAFI PENULIS



Agung Nugroho dilahirkan di Jakarta Pusat (Mess PLN Menteng), 14 Juli 1982 dan dibesarkan di Jati Bening Baru Pondok Gede Bekasi. Penulis merupakan anak ke-2 dari pasangan Hartoyo Atmowiyoto dan Iriani Sulistyanyngtyas. Penulis menyelesaikan pendidikan S1 Teknik Mesin di Institut Teknologi Bandung (ITB) pada tahun 2007. Penulis memiliki pengalaman kerja di RKB Consultant pada 2007-2008 sebagai tenaga enjiner.

Lalu tahun 2008 bergabung dengan PT. Indonesia Power Suralaya Power Generation Unit. Selama bekerja di PT. Indonesia Power, penulis mendapatkan pengalaman di bidang operator PLTU batubara Suralaya, lalu ke bidang reliability dan system owner, enjiner mesin, kemudian ke Balance of Plant Unit 5-7 dan terakhir di bidang perencanaan dan pengendalian Pemeliharaan unit 5-7 Suralaya Power Generation. Pada tahun 2018 awal, penulis mendapatkan kesempatan beasiswa tugas belajar pendidikan S2 Teknik Mesin di ITS dengan bidang keahlian management energy.