

Perancangan *Feedwater Tank* dan *Deaerator* Serta Jalur Pipa *Inlet* dan *Outlet* Pada Proyek Penambahan Kapasitas PLTGU di Bekasi, Jawa Barat.

Ravensky Ahmad Ghiffari ^{1*}, Heroe Poernomo ², Burniadi Moballa ³

Program Studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*}

Program Studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia²

Program Studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia³

Email: ravenskyahmad28@com^{1*}; hero_e_p@na.its.ac.id²; bmoballa@ppns.ac.id^{3*};

Abstract – An Electric Steam Gas Turbine Generator in Bekasi, West Java will increase its capacity, therefore new generation units are needed. In each generation unit required one Heat Recovery Steam Generator (HRSG) that used to produced steam which used to turn the turbine, in each HRSG required one Feedwater Tank and Deaerator to supply feedwater to the boiler, so it's necessary to design the right Feedwater Tank and Deaerator so that the Feedwater system can run without any problems. In designing Feedwater Tank and Deaerator with SA-516 70 material, with a design pressure of 7,5 bar and a design temperature of 29 C. The thickness of the shell and head for the Feedwater Tank is 0,875 inche and for the deaerator is 0.5 inches. The MAWP head and shell for the Feedwater Tank were 156.11 psi and 155.52 psi, while the MAWP head and shell for the Deaerator were 166.53 psi and 165.84. The nozzle design on the Deaerator and Feedwater Tank varies, some use reinforcing pads and some don't. For piping system design using materials A-106 B and A-105, with diameters for inlet pipes varying according to their respective line numbers, for inlet pipes using NPS 4 inch Sch 40, 12 inch Sch 20, 16 inch Sch 10, and 10 inch Sch 30. As for the outlet pipe using NPS 10 inch Sch 40, 8 inch Sch 20 and 6 inch Sch 40. Where the calculation results of the CAESAR II software show the sustain stress and the magnitude of the force and moment at the nozzle are still below the permissible stress, so the piping system can be declared safe for operations .

Keyword: Pressure Vessel, Design, Load, Software, ASME

Nomenclature

t	Thickness (inch)
R	Radius (inch)
D	Diameter (inch)
S	Stress value (psi)
E	Quality factor
tm	Thickness minimum (inch)
Do	Outside diameter (inch)
Di	Inside diameter (inch)
Dm	Diamter rata-rata (inch)
Y	Coefficient
W	Weld Joint Strength
σ_{ax}	Tegangan Aksial (psi)
σ_b	Tegangan Bending (psi)
σ_{lp}	Tegangan longitudinal (psi)
Ai	Area inside pipe (Inch ²)
Am	Surface area of pipe (Inch ²)
M	Momen bending (in-lb)
C	Jarak dari netral axis (inch)
I	Momen inersia penampang (in ⁴)

1. PENDAHULUAN

Sebuah pembangkit listrik di daerah Bekasi, Jawa Barat akan melakukan penambahan

kapasitas dari 2050 MW menjadi 2700 MW, untuk melakukan penambahan kapasitas tersebut maka diperlukan unit unit pembangkitan yang baru, pada setiap unit pembangkitan ini, terdapat sebuah area yang disebut Heat Recovery Steam Generator (HRSG), yang berfungsi sebagai penghasil uap yang nantinya akan digunakan untuk memutar turbin yang nantinya gerakan mekanik dari turbin tersebut akan diubah menjadi energi listrik. Pada tiap tiap blok HRSG terdapat beberapa vessel yang mempunyai fungsi tersendiri, diantaranya adalah *Feedwater tank* dan *Deaerator*.

Feedwater tank adalah tabung yang berfungsi untuk menampung air umpan untuk boiler pada HRSG, sebelum masuk ke boiler, air umpan juga harus dipanaskan pada suhu 147,9 °C, proses pemanasan ini juga terjadi di *feedwater tank*. Air untuk air umpan dapat berasal dari kondensat dari turbin, ataupun dari air laut yang sudah di de-mineralisasi.

Sedangkan *Deaerator* sendiri adalah sebuah tabung yang berfungsi untuk menghilangkan kadar oksigen dan gas gas lain yang terkandung

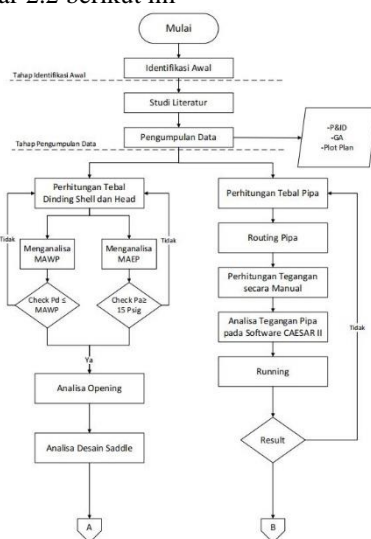
pada air kondensat hasil dari kondensasi dari turbin, yang selanjutnya digunakan untuk menyuplai feedwater tank.

Pada tugas akhir ini bertujuan untuk merancang *horizontal feedwater tank* dan *deaerator*, serta jalur sistem perpipaan untuk inlet dan outlet kedua bejana tekan milik perusahaan pembangkit listrik di Bekasi, Jawa Barat. Penulis menggunakan standart *ASME section VIII Div 1 rules for construction pressure vessel* dan *Pressure vessel handbook* Eugene F. Meggyesy yang selanjutnya akan diperiksa menggunakan software *PV Elite* dan software *ANSYS*. Untuk jalur pipa inlet dan outlet menggunakan standard *ASME B31.1 Power Piping* yang selanjutnya akan diperiksa menggunakan *software CAESAR II*.

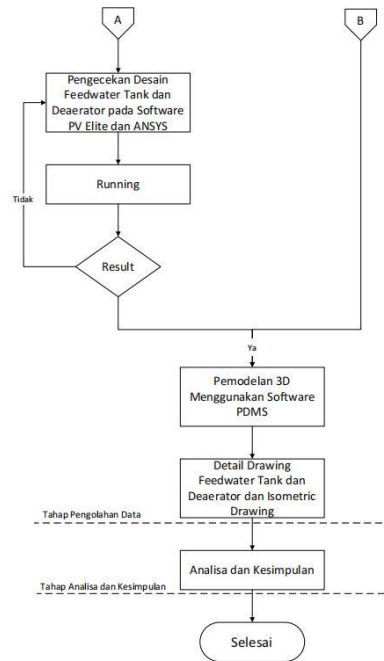
2. METODOLOGI.

2.1 Metodologi Penelitian

Untuk diagram alir metodologi pada penelitian kali ini yaitu analisa ketebalan *shell* dan *head* pada *Feedwater Tank* dan *Deaerator* dan jalur pipa untuk peningkatan kapasitas PLTGU dapat dilihat pada Gambar 2.1 dan Gambar 2.2 berikut ini



Gambar 2. 1 Diagram alir penelitian



Gambar 2. 2 Diagram alir penelitian lanjutan

2.2 Perhitungan Ketebalan

Perhitungan ketebalan *shell* dan *head* dilakukan berdasarkan tekanan internal dan dimensi luar atau dimensi dalam. Dan dihitung dalam kondisi terkorosi (*corroded*). Ketebalan *shell* dengan dimensi luar dapat dihitung dengan Persamaan 1 dan ketebalan *head* dengan dengan dimensi luar dapat dihitung dalam Persamaan 2. [1]

Rumus Tebal *Shell* dengan dimensi luar:

$$t = \frac{PR}{SE+0.4P} \quad (1)$$

Rumus Tebal *head* dengan dimensi luar:

$$t = \frac{PD}{2SE+1.8P} \quad (2)$$

2.3 Perhitungan MAWP

Maximum allowable working pressure (MAWP) adalah tekanan kerja maksimal yang diizinkan pada suatu bejana tekan, MAWP bejana tekan merupakan tekanan maksimum internal atau eksternal, yang dikombinasikan dengan beban beban yang mungkin akan terjadi dan tidak termasuk faktor korosi (CA) pada saat kondisi temperatur operasi. MAWP bejana tekan ditentukan oleh komponen yang paling lemah (Komponen *shell* dan *head*). MAWP *shell* ditunjukkan pada persamaan 1, MAWP *head* ditunjukkan pada persamaan 2

Rumus MAWP pada *Shell*:

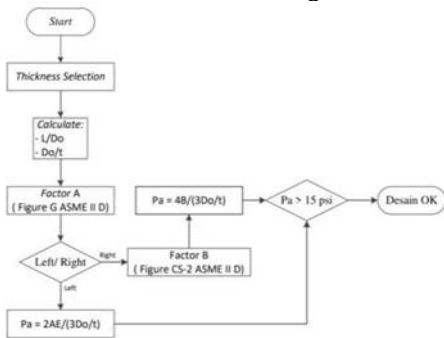
$$P = \frac{SEt}{R-0.4t} \quad (3)$$

Rumus MAWP pada *Head*:

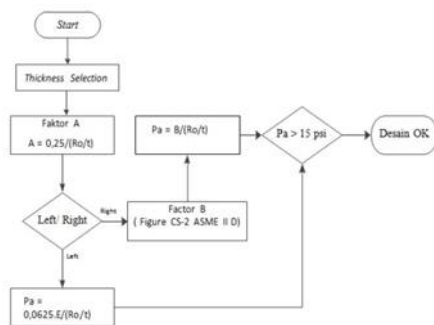
$$P = \frac{2SEt}{D-1.8t} \quad (4)$$

2.4 Perhitungan MAEP

Perhitungan *maximum allowable external pressure* diperlukan untuk mengetahui apakah *thickness* pada *shell* dan *head* mampu menahan tekanan luar sebesar 15 psi. Perhitungan ini digunakan agar pada saat *pressure vessel* dalam keadaan *vacum* tidak mengalami *pengerutan* pada dindingnya. Adapun tahapan perhitungan menentukan nilai tekanan eksternal pada *shell* dan *head* dapat dilihat pada Gambar 2.3 dan Gambar 2.4 sebagai berikut.



Gambar 2.3 Diagram alir perhitungan MAEP pada shell



Gambar 2.4 Diagram alir perhitungan MAEP pada head

2.5 Perhitungan Wall Thickness Pipa

Penentuan *wall thickness* pada penelitian ini bertujuan agar jalur pipa tersebut dapat beroperasi dengan aman, menggunakan acuan standar *ASME B31.1 Power Piping*, ditunjukkan pada persamaan 1 berikut

$$t_m = \frac{P D_o^2}{(SEW + P Y)} \quad (5)$$

2.6 Sustained Load

Sustained load adalah total dari *longitudinal stress* yang diakibatkan oleh tekanan dan berat pada sistem perpipaan [3], sehingga dapat dikatakan istilah lain dari *sustained load* adalah *longitudinal stress*, jenis tegangan dari *longitudinal stress* meliputi *axial stress*, *pressure stress*, dan *bending stress*. Pada penelitian ini, analisa *sustained load* dibantu dengan *software* CAESAR II

2.7 Finite Element Method dengan ANSYS

FEM adalah suatu metoda yang secara keseluruhan didasari atas pendekatan dengan menggunakan analisa numerik. Dalam metoda ini, struktur yang akan dianalisa, didiskritisasi

menjadi elemen-elemen yang kecil (elemen hingga) yang satu sama lainnya dihubungkan dengan titik nodal (titik diskrit). Elemen hingga tersebut yang pada umumnya berbentuk sederhana dibandingkan struktur sebenarnya dan mempunyai ukuran yang berhingga, harus mewakili sifat-sifat dari struktur sebenarnya. Melakukan analisa metode elemen hingga dengan *software* Ansys terdiri atas beberapa tahap.

1. *Preprocessing*
2. *Analisis*
3. *Post processing*

2.8 CAESAR II

CAESAR II adalah program computer untuk perhitungan *stress analysis* yang mampu mengakomodasi kebutuhan perhitungan *stress analysis*. *Software* ini sangat membantu dalam *Engineering* terutama di dalam desain *Mechanical* dan sistem perpipaan. Pengguna *Caesar II* dapat membuat pemodelan sistem perpipaan dengan menggunakan “*simple beam element*” kemudian menentukan kondisi pembebanan sesuai dengan kondisi yang dikehendaki. Kemudian memberikan inputan tersebut, *Caesar II* mampu menghasilkan hasil analisa berupa *stress* yang terjadi, beban, dan pergeseran terhadap sistem yang dianalisa. (CAESAR II Guide).

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Hasil Perhitungan Ketebalan Shell dan Head

Tabel 3.1 Perhitungan Thickness Shell dan Head

Component	Min Thickness (in)
<i>Feedwater Tank</i>	
Head	0,875
Shell	0,875
Saddle	0,875
<i>Deaerator</i>	
Head	0,5
Shell	0,5
Sadlle	0,5

3.2 Hasil Perhitungan MAWP dan MAEP Feedwater Tank dan Deaerator

Setelah dilakukan perhitungan pada dinding *shell* dan *head* maka didapatkan nilai *maximum allowable working pressure* untuk *shell* dan *head* pada *Feedwater Tank* dengan masing-masing sebesar 155,51 psi dan 156,11 psi. Sedangkan untuk *Deaerator* didapatkan nilai sebesar 165,85 psi dan 166,53 psi.

Setelah itu dilakukan perhitungan *maximum allowable external pressure* untuk mengetahui apakah *thickness* yang dipakai dapat menahan

beban *external pressure* sebesar 15 psi. Pada *Feedwater Tank* dan *Deaerator* ini perlu dilakukan penambahan ketebalan *thickness* karena *thickness* yang sebelumnya belum dapat menahan beban *external pressure*. Setelah dilakukan perhitungan dan penambahan ketebalan *thickness* didapatkan nilai MAEP untuk *Feedwater Tank* pada *shell* dan *head* sebesar 16,57 psi dan 65,54 psi. Sedangkan untuk *deaerator* didapatkan nilai sebesar 24,17 psi dan 54,48 psi. Setelah dilakukan penambahan ketebalan, *thickness* yang dipakai sudah dapat dikatakan aman karena sudah dapat menahan beban *external pressure* sebesar 15 psi.

3.3 Hasil Perhitungan Ketebalan Pipa

Jalur pipa yang dianalisa adalah jalur pipa *inlet* dan *outlet*, dimana terdapat 5 *line inlet* dan 3 *line outlet*. Setelah dilakukan perhitungan didapatkan nilai ketebalan pipa pada pipa lurus, ketebalan pipa *bending* dan *minimal support*, hasil perhitungan dapat dilihat pada Tabel 3.2

Tabel 3. 2 Perhitungan Tebal Pipa

Line Number	Thickness (in)		Min Support
	Straight	Bend	
20-LAB81-BR001-100-HBD	0,237	0,0242	23 Unit
20-LBG06-BR001-300-HBD	0,25	0,899	34 Unit
20-LBG06-BR002-400-HBD	0,25	0,11	1 Unit
20-LCA90-BR00-250-HBD	0,307	0,149	26 Unit
20-GHC75-BR001-100-HBD	0,25	0,059	10 Unit
20-LAB11-BR001-250-HBD	0,258	0,0292	31 Unit
20-LAB13-BR001-200-HBD	0,25	0,044	40 Unit
20-LAA10-BR401-150-HBD	0,28	0,029	15 Unit

3.4 Sustained Load

Nilai tegangan sustain dapat diperoleh dari perhitungan manual maupun dengan bantuan *software*, pada penelitian ini perhitungan nilai tegangan *sustain* dilakukan dengan bantuan *software* CAESAR II untuk mendapatkan hasil yang lebih akurat

Tabel 3. 3 Hasil Analisa Sustained Load

20-LAB81-BR001-100-HBD			20-LCA90-BR00-250-HBD		
Stress Area	Value	Unit	Stress Area	Value	Unit
Allowable Stress	117900,3	KPa	Allowable Stress	20000,0	KPa
Axial Stress (highest)	5561,7	KPa	Axial Stress (highest)	2833,4	KPa
Bending Stress (highest)	18230,1	KPa	Bending Stress (highest)	8811,4	KPa
Torsion Stress (highest)	19138,1	KPa	Torsion Stress (highest)	201,0	KPa
Hoop Stress (highest)	11676,1	KPa	Hoop Stress (highest)	6207,6	KPa
Conclusion	PASSED		Conclusion	PASSED	
20-LBG06-BR001-300-HBD			20-LAB11-BR001-250-HBD		
Stress Area	Value	Unit	Stress Area	Value	Unit
Allowable Stress	117900,3	KPa	Allowable Stress	17100,0	KPa
Axial Stress (highest)	19482,2	KPa	Axial Stress (highest)	1178,0	KPa
Bending Stress (highest)	17342,2	KPa	Bending Stress (highest)	10648,3	KPa
Torsion Stress (highest)	339,6	KPa	Torsion Stress (highest)	405,3	KPa
Hoop Stress (highest)	39016,3	KPa	Hoop Stress (highest)	2320,6	KPa
Conclusion	PASSED		Conclusion	PASSED	
20-GHC75-BR001-100-HBD			20-LAB13-BR001-200-HBD		
Stress Area	Value	Unit	Stress Area	Value	Unit
Allowable Stress	137895,1	KPa	Allowable Stress	17100,0	KPa
Axial Stress (highest)	10896,2	KPa	Axial Stress (highest)	1003,1	KPa
Bending Stress (highest)	52150,7	KPa	Bending Stress (highest)	1958,7	KPa
Torsion Stress (highest)	283,5	KPa	Torsion Stress (highest)	74,7	KPa
Hoop Stress (highest)	22083,7	KPa	Hoop Stress (highest)	1993,0	KPa
Conclusion	PASSED		Conclusion	PASSED	
20-LAA10-BR401-150-HBD					
Stress Area	Value	Unit			
Allowable Stress	117900,3	KPa			
Axial Stress (highest)	8476,9	KPa			
Bending Stress (highest)	17269,1	KPa			
Torsion Stress (highest)	1085,7	KPa			
Hoop Stress (highest)	16326,1	KPa			
Conclusion	PASSED				

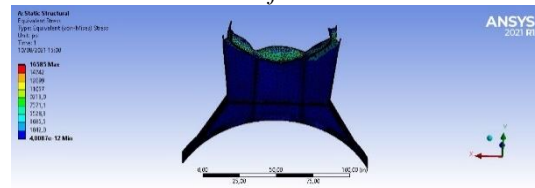
3.5 Analisa FEM dengan software ANSYS

Pada penelitian ini dilakukan *trial error* untuk mengetahui ukuran *mesh* yang cocok. Percobaan dilakukan sampai mendapatkan nilai *error* yang kecil. Hasil percobaan dapat dilihat pada Tabel 3.4

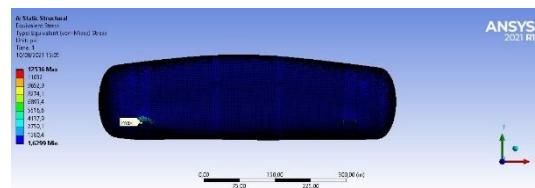
Tabel 3. 4 Mesh grid independence

Saddle Deaerator		
Mesh	Stress Value (psi)	Ratio (%)
1	14313	4,872
2	15046	9,279
3	16585	1,286
4	16801	9,184
5	18500	-
Saddle Feedwater Tank		
Mesh	Stress Value (psi)	Ratio (%)
1	7100,3	15,559
2	6144,3	23,587
3	8040,9	2,923
4	8283	8,915
5	9093,7	-
Shell Feedwater Tank		
Mesh	Stress Value (psi)	Ratio (%)
3	9820	3,998
4	10229	13,606
5	11840	5,552
6	12536	2,701
7	12884	-

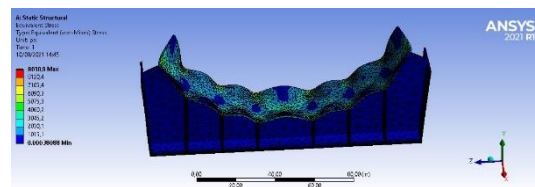
Berdasarkan percobaan diatas, maka digunakan mesh sebesar 3 inch untuk *saddle deaerator*, mesh 3 inch untuk *saddle feedwater tank* dan mesh 6 inch untuk *shell feedwater tank*.



Gambar 3. 1 Stress pada saddle deaerator



Gambar 3. 2 Stress pada shell feedwater tank



Gambar 3. 3 Stress pada saddle feedwater tank

4. KESIMPULAN

1. Dari hasil perhitungan manual *Feedwater Tank* dengan tekanan dan temperature desain sebesar 108,77 psi dan 298,4 °C berdasarkan ASME Sec VIII Div.1 didapatkan tebal dinding shell dan head sebesar 0,875 inch dengan material SA-516

Gr 70. Untuk MAWP pada shell dan head sebesar 155,505 psi dan 156,112 psi. untuk MAEP setelah dilakukan penambahan ketebalan pada shell dan head didapatkan MAEP sebesar 16,277 psi dan 65,645 psi, karena sudah lebih dari 15 psi, maka MAEP dinyatakan aman. Untuk nozzle yang terdapat pada desain Feedwater Tank ini ada yang menggunakan reinforcing pad dan ada juga yang tidak. Untuk desain saddle, lifting lug, dan shackle, perhitungan stress manual dinyatakan aman. Dan pada saat dilakukan running software PV Elite tidak muncul warning sehingga desain dinyatakan aman.

2. Dari hasil perhitungan manual Deaerator dengan tekanan dan temperature desain sebesar 108,77 psi dan 298,4 °C berdasarkan ASME Sec VIII Div.1 didapatkan tebal dinding shell dan head sebesar 0,875 inch dengan material SA-516 Gr 70. Untuk MAWP pada shell dan head sebesar 165,837 psi dan 166,528 psi. untuk MAEP setelah dilakukan penambahan ketebalan pada shell dan head didapatkan MAEP sebesar 24,175 psi dan 54,484 psi, karena sudah lebih dari 15 psi, maka MAEP dinyatakan aman. Untuk nozzle yang terdapat pada desain Deaerator ini ada yang menggunakan reinforcing pad dan ada juga yang tidak. Untuk desain saddle, lifting lug, dan shackle, perhitungan stress manual dinyatakan aman. Dan pada saat dilakukan running software PV Elite tidak muncul warning sehingga desain dinyatakan aman.

3. Desain untuk pipa inlet dan outlet dengan perhitungan berdasarkan temperature design dan pressure design telah memenuhi untuk NPS dan schedule yang dipilih, dan juga telah ditetapkan untuk minimum pipe span.

4. Nilai tegangan sustain pada semua line number dapat dikatakan aman karena hasil running software CAESAR II untuk sustained load pada tiap tiap line number masih dibawah allowable stress material.

5. Nilai beban gaya dan beban momen pada nozzle yang terhubung dengan jalur pipa inlet dan outlet juga dapat dikatakan aman karena hasil running software CAESAR II untuk nozzle load pada tiap – tiap nozzle masih dibawah allowable nozzle load dari vendor.

6. Nilai stress yang terdapat pada saddle Deaerator, saddle Feedwater Tank dan shell Feedwater Tank akibat beban deaerator dapat dikatakan aman karena masih berada dibawah allowable stress material.

5. PUSTAKA

[1.] ASME. (2017). Rules for Construction of Pressure Vessel ASME Section VIII Divisi

1. New York: American Society of Mechanical Engineering.

[2.] ASME. (2014). ASME B31.1-2014, Process Piping, ASME Code for Pressure Piping, B31. In Chemical Engineer (Vol. 76). <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-818648-0.00002-8>

[3.] Chamsudi, A. (2005). Piping Stress Analysis. Serpong: Badan Tenaga Nuklir Nasional PUSPITEK.

[4.] Kannappan, Sam. (1986). Introduction to Pipe Stress Analysis. John Wiley & Sons, Inc., U.S.A.

[5.] Megyesy, E. F. (2001). Pressure Vessel Handbook 12th edition. Oklahoma: Pressure Vessel Publishing Inc.