

**ANALISIS *THERMAL* DAN TEGANGAN PADA PERANCANGAN
BEJANA TEKAN (*PRESSURE VESSEL*) UNTUK LIMBAH
KELAPA SAWIT DENGAN KAPASITAS 10.000 TON/BULAN**

A. Yudi Eka Risano¹⁾, Ahmad Su'udi¹⁾, dan Rahmat Ramadhan²⁾

¹⁾ Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Lampung

²⁾ Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Lampung

Jln. Prof.Sumantri Brojonegoro No. 1 Gedung H FT Lt. 2 Bandar Lampung

Telp. (0721) 3555519, Fax. (0721) 704947

Email : rahmatramadhanpilliang@gmail.com, yudi_95@yahoo.com, suudi@unila.ac.id

Abstrak

Bejana tekan (*pressure vessel*) adalah tempat penampungan suatu fluida baik berupa cair maupun gas dengan tekanan yang lebih tinggi dari tekanan atmosfer. Aplikasi bejana tekan salah satunya pada tahapan perebusan di pengolahan limbah kelapa sawit untuk memproduksi biodiesel. Pada proses perebusan terjadi pembebanan struktural berupa tekanan dan beban *thermal* yang tidak merata pada bejana tekan sehingga terjadi pembebanan yang terintegrasi. Bagaimana pun pembebanan yang terintegrasi akan mengakibatkan efek yang berbeda dibanding hanya satu pembebanan saja sehingga penting untuk menganalisis desain dengan mengaplikasikan pembebanan yang terintegrasi. Tujuan penelitian ini adalah untuk menganalisis tegangan maksimum yang diijinkan dan efek beban *thermal* yang terjadi pada desain bejana tekan.

Analisis dilakukan dengan mensimulasikan model dengan pembebanan *thermal* internal berupa konduksi sebesar 80°C pada sisi *shell* bagian dalam dan konveksi udara bebas di sisi *shell* bagian luar dan pembebanan *thermal* eksternal berupa konduksi sebesar 80°C pada sisi *shell* bagian dalam dan konveksi udara bebas serta konveksi sebesar 200°C dengan koefisien perpindahan panas sebesar 7,3236 W/m²K di sisi *shell* bagian luar. Kemudian keduanya ditambahkan pembebanan struktural berupa tekanan sebesar 294 kPa dan percepatan gravitasi bumi.

Hasil dari penelitian menunjukkan bahwa tegangan maksimum pada geometri model yang terjadi untuk beban *thermal* internal yaitu sebesar 160,91 MPa dan beban *thermal* eksternal sebesar 160,56 MPa terletak pada pipa *nozzle*. Penambahan beban *thermal* mengakibatkan peningkatan tegangan sebesar 17,87% dibandingkan dengan simulasi beban struktural saja (136,51 MPa).

Keywords: Bejana Tekan, Metode Elemen Hingga, Analisis Thermal dan Tegangan

PENDAHULUAN

Bejana tekan (*pressure vessel*) adalah tempat penampungan suatu fluida baik berupa cair maupun gas dengan tekanan yang lebih tinggi dari tekanan atmosfer. Aplikasi bejana tekan salah satunya pada tahapan perebusan di pengolahan limbah kelapa sawit untuk memproduksi biodiesel [1].

Pada proses perebusan terjadi pembebanan struktural berupa tekanan dan beban *thermal* yang tidak merata pada bejana tekan yang diakibatkan panas input yang

teraplikasi. Lebih lanjut, pembebanan yang terintegrasi akan mengakibatkan efek yang berbeda pada desain bejana tekan dibanding hanya mengaplikasikan satu pembebanan saja sehingga penting untuk menganalisis desain dengan mengaplikasikan pembebanan yang terintegrasi. Akan tetapi, perhitungan manual memiliki banyak keterbatasan dan mengabaikan konsentrasi tegangan yang terjadi pada bejana tekan[2].

Perangkat lunak yang berbasis metode elemen hingga dapat digunakan sebagai solusi dalam mengatasi masalah tersebut [3].

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah

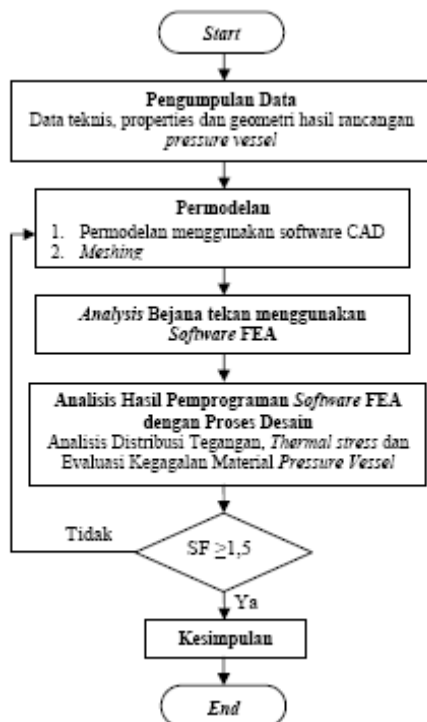
untuk menganalisis tegangan maksimum yang diijinkan dan menganalisis efek beban *thermal* yang terjadi pada desain bejana tekan.

METODOLOGI PENELITIAN

Pada penelitian ini akan dilakukan analisis *thermal* dan tegangan pada hasil desain *pressure vessel* khususnya komponen *shell*, *head*, *nozzle* dan *reinforcement pad*. Analisis *thermal* yang dilakukan berupa tegangan yang terjadi akibat adanya perbedaan distribusi temperatur pada suatu material dimana besarnya setara dengan regangan yang timbul pada suatu material yang memuai yang disebut juga tegangan *thermal* [4].

Kemudian, analisis tegangan akan dilakukan pada komponen tersebut yang bertujuan untuk mencari letak dan besar tegangan maksimum yang terapkan dengan menggunakan *software* yang berbasis metode elemen hingga.

Lebih jauh, langkah-langkah yang akan dilakukan peneliti guna memenuhi tujuan penelitian dan penyelesaian rumusan masalah di atas seperti terlihat pada Gambar 1 berikut:



Gambar 1. Diagram Alir Penelitian

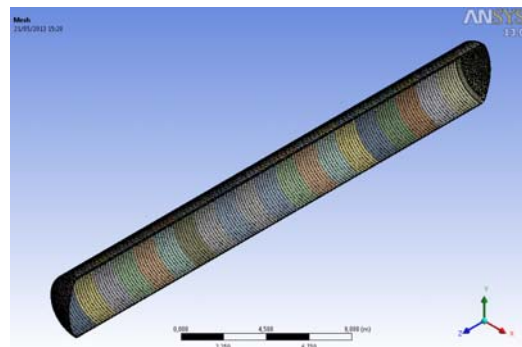
HASIL DAN PEMBAHASAN

1. Validasi Model

Dalam penelitian ini sebelum dilakukan analisa *thermal* dan tegangan pada bejana tekan yang telah terdesain, simulasi model yang digunakan perlu divalidasi. Validasi dilakukan dengan membandingkan antara hasil simulasi dengan perhitungan analitis. Karena keterbatasan dari perhitungan analitis, maka validasi hanya dilakukan untuk model tanpa menggunakan *nozzle*.

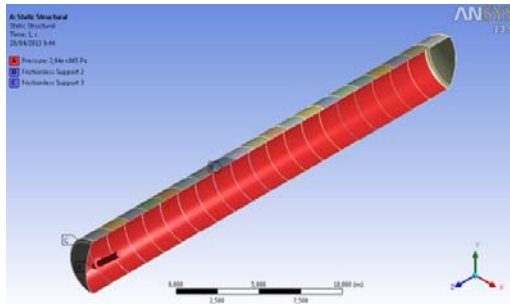
1.1. Perhitungan dengan Metode Elemen Hingga

Langkah pertama dalam validasi adalah melakukan simulasi dengan setengah bagian dari model yang ada. Hal ini disebabkan karena model tersebut simetri secara geometri serta mengalami gaya-gaya yang bekerja secara simetri pula pada model tersebut. Selanjutnya, *meshing* menggunakan solid186 dengan 88838 node dan 14429 elemen sebagaimana terlihat pada Gambar 2.

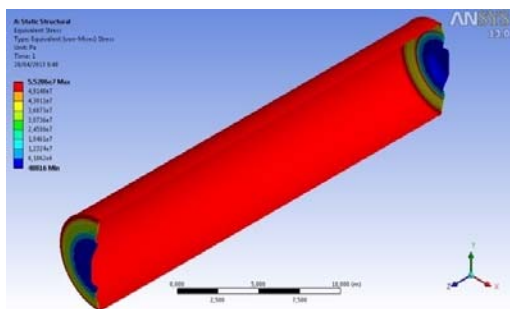


Gambar 2. Meshing Model

Selanjutnya, *boundary condition* yang diterapkan adalah *frictionless support* pada bidang potongan arah sumbu x dan *frictionless support* pada arah sumbu y serta tekanan kerja yang digunakan sebesar 294 kPa seperti tampak pada Gambar 3.



Gambar 3 Permodelan Pembebanan



Gambar 4. Result Equivalent (Von-mises) Stress

Hasil simulasi didapatkan bahwa tegangan maksimum yang terjadi adalah sebesar 55,286 MPa seperti tampak pada Gambar 4.

1.2. Perhitungan Analitis

Perhitungan analitis dilakukan dengan rumus untuk bejana tekan dinding tipis berikut [3]:

$$\text{vonmises} = \frac{\sqrt{2}}{2} [(a_2 - a_1)^2 + (a_3 - a_1)^2 + (a_3 - a_2)^2]^{1/2}$$

$$a_1 = a_{hoop} = \frac{pr}{t} = \frac{294000 \text{ Pa} \times 1.90985982 \text{ m}}{0.009525 \text{ m}} = 58.95 \text{ MPa}$$

$$a_2 = a_{long} = \frac{pr}{2t} = \frac{294000 \text{ Pa} \times 1.90985982 \text{ m}}{2 \times 0.009525 \text{ m}} = 29.47 \text{ MPa}$$

$$a_3 = -294000 \text{ Pa} = -0.294 \text{ MPa}$$

Sehingga,

$$\text{vonmises} = \frac{\sqrt{2}}{2} [(a_2 - a_1)^2 + (a_3 - a_1)^2 + (a_3 - a_2)^2]^{1/2}$$

$$\text{vonmises} = \frac{\sqrt{2}}{2} [(29.47 - 58.95)^2 + (-0.294 - 58.95)^2 + (-0.294 - 29.47)^2]^{1/2}$$

$$\text{vonmises} = 51.307 \text{ MPa}$$

1.3. Error

Perhitungan *error* yang diperoleh jika dibandingkan antara besaran tegangan antara hasil simulasi dan perhitungan analitis yaitu sebesar [3]:

$$\text{error} = \left| \frac{\sigma_{\text{analitik}} - \sigma_{\text{simulasi}}}{\sigma_{\text{analitik}}} \right| \times 100\%$$

$$\text{error} = \left| \frac{51,307 - 55,286}{51,307} \right| \times 100\%$$

$$\text{error} = 7,7552\%$$

Kesalahan yang dihasilkan ternyata cukup kecil, sehingga hasil simulasi dianggap valid dan bisa digunakan dalam analisa.

2. Simulasi Bejana Tekan

Simulasi pembebanan pada bejana tekan dilakukan dengan mengaplikasikan beban *thermal* dan beban struktural. Selanjutnya, beban *thermal* dibedakan menjadi dua jenis beban yaitu beban internal dan eksternal. Sehingga simulasi dikelompokkan sebagai berikut:

2.1. Simulasi Beban *Thermal* Internal dan Beban Struktural

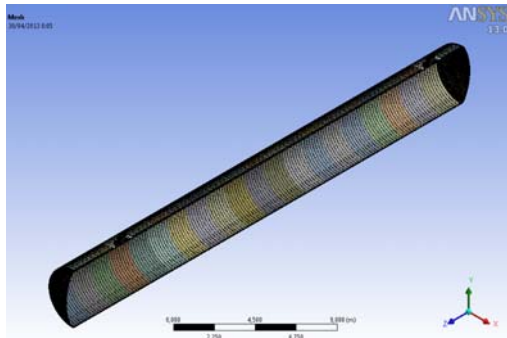
Proses simulasi dilakukan dua tahap yaitu simulasi dengan mengaplikasikan beban struktural kemudian menambahkan beban *thermal* guna mengetahui besar peningkatan tegangan akibat beban *thermal*.

2.1.1. Simulasi Pembebanan Struktural

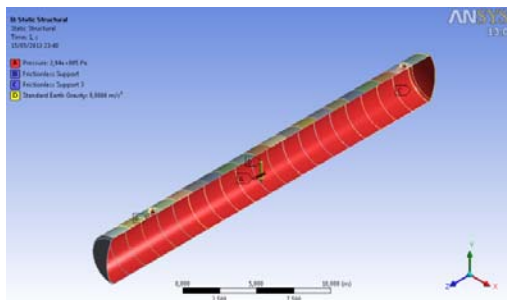
Pada pembebanan struktural, *meshing* menggunakan solid186 dan diperoleh data statistik yaitu 114683 nodes dan 26964 element seperti tampak pada Gambar 5.

Lalu, *boundary condition* yang diterapkan adalah *frictionless support* pada bidang potongan arah sumbu x dan *frictionless support* pada arah sumbu y serta tekanan kerja yang digunakan sebesar 294000 Pa dan gravitasi sebesar 9,8066 m/s² seperti terlihat pada Gambar 6.

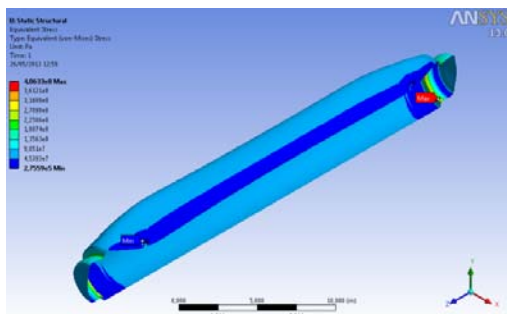
Hasil simulasi didapatkan bahwa tegangan maksimum yang terjadi adalah sebesar 406,33 MPa seperti tampak pada Gambar 7.



Gambar 5. Meshing



Gambar 6 Pembebanan Stuktural



Gambar 7. Solution equivalent Stress (Von Mises)
Beban Struktural

Untuk mengetahui tingkat keamanan dari geometri bejana tekan setelah disimulasikan maka digunakan persamaan berikut [5]:

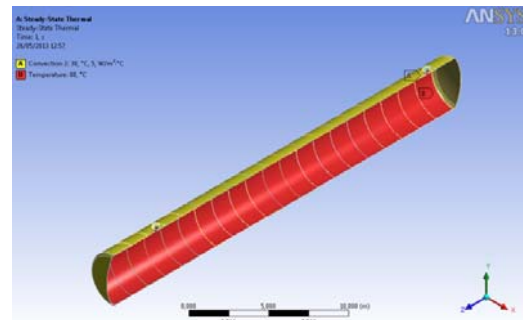
$$SF = \frac{S_y}{\sigma}$$

Peninjauan tegangan yang terjadi dan nilai keamanan tiap-tiap part pada model dengan nilai S_y sesuai dengan properti material *part* dengan mengacu $SF \geq 1,5$ maka nilai keamanan terbesar pada *part flange* sebesar 2,7135. Lalu *part* yang dianggap tidak memenuhi kriteria keamanan yaitu *head* sebesar 0,639874, *pipa nozzle* 1,4032 dan *reinforcement* sebesar 0,7278.

2.1.2 Simulasi Pembebanan Struktural dan Thermal

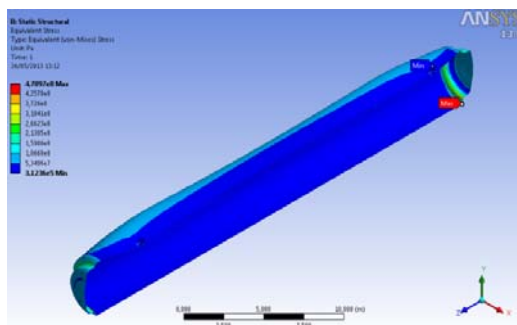
Internal

Pada simulasi ini, *meshing* dan *boundary condition* yang diterapkan sama dengan simulasi pembebanan struktural seperti terlihat pada Gambar 5 dan Gambar 6 akan tetapi ditambahkan pembebanan *thermal* berupa konduksi panas sebesar 80°C pada sisi dalam *shell* dan konveksi udara dari *shell* bagian luar sebagaimana terlihat pada Gambar 8.



Gambar 8. Pembebanan Thermal Internal

Hasil simulasi didapatkan bahwa tegangan maksimum yang terjadi adalah sebesar 478,97 MPa seperti tampak pada Gambar 9.



Gambar 9. *Solution equivalent Stress (Von Mises)* Beban *Thermal* dan Struktural

Peninjauan tegangan yang terjadi dan nilai keamanan tiap-tiap part pada model dengan nilai S_{yp} sesuai dengan properti material *part* dengan mengacu $SF \geq 1,5$ maka *part* yang dianggap aman yaitu *flange* sebesar 3,1944 dan *part* yang dianggap tidak aman yaitu *reinforcement pad* sebesar 0,9112, *head* sebesar 0,543, pipa *nozzle* sebesar 1,2424 dan *shell* sebesar 1,051.

Lebih lanjut, penambahan beban *thermal* pada analisis struktural mengakibatkan terjadinya peningkatan tegangan pada simulasi model sebesar 17,877% dibanding hasil simulasi dengan pembebanan struktural. Maka hal ini membuktikan bahwa perbedaan suhu yang terapkan pada model dapat mengakibatkan peningkatan tegangan.

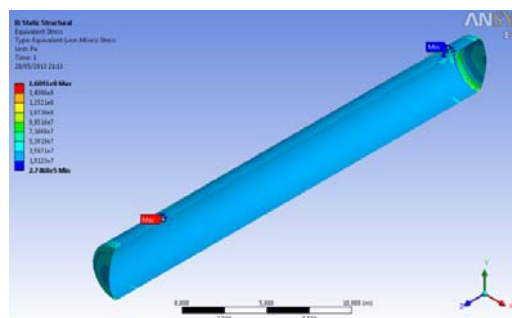
2.1.3 Optimalisasi Permodelan

Dikarenakan hasil simulasi pembebanan struktural dan *thermal* internal menunjukkan bahwa model tidak memenuhi $SF \geq 1,5$ sehingga dinyatakan tidak aman maka peneliti mengambil langkah optimalisasi berupa penebalan geometri hingga solusi dalam kondisi aman aman seperti tertabulasi pada Tabel 1.

Tabel 1. Variasi Ketebalan yang Aman

t shell (m)	t pipa nozzle (m)	t reinforcement (m)
0,015875	0,01905	0,0127

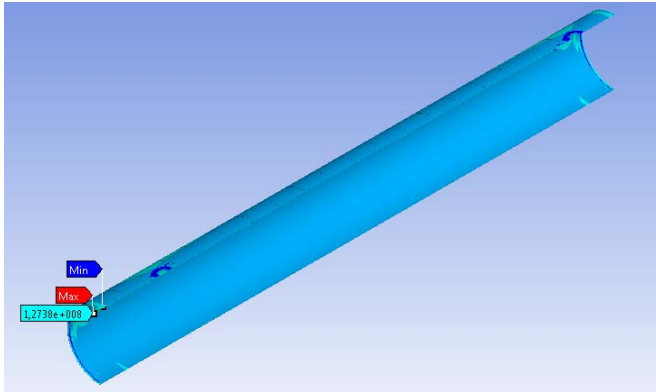
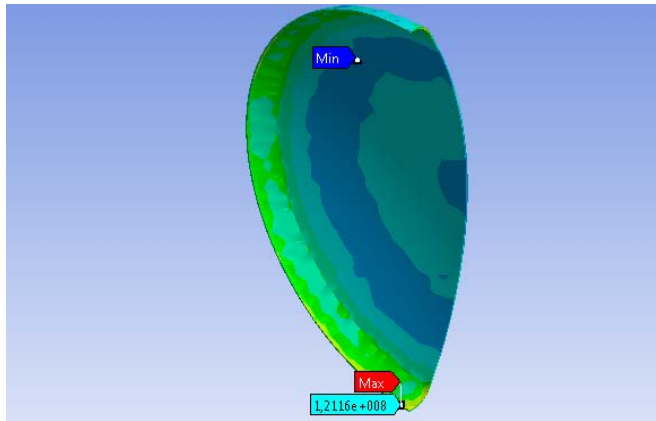
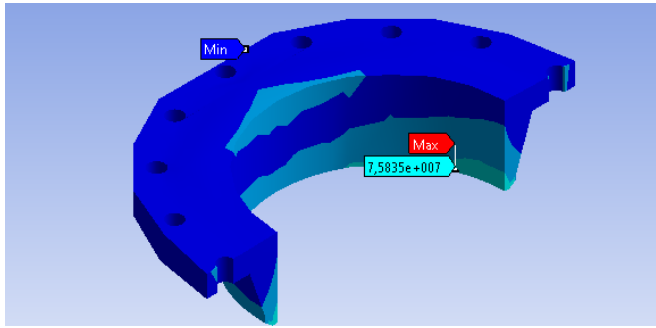
Kemudian, dengan mengaplikasikan *meshing*, pembebanan dan *boundary condition* yang sama seperti pembebanan struktural dan *thermal* internal maka diperoleh tegangan maksimum hasil simulasi sebesar 160,91 MPa pada pipa *nozzle* seperti tampak pada Gambar 10.

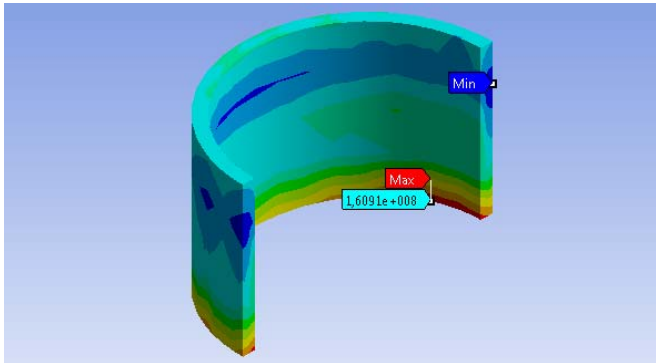
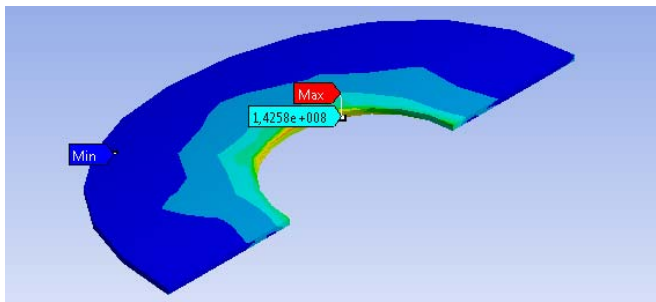


Gambar 10. *Solution equivalent Stress (Von Mises)* Beban *Thermal* Internal dan Struktural

Peninjauan tegangan yang terjadi dan nilai keamanan tiap-tiap *part* pada model dengan nilai S_{yp} sesuai dengan properti material *part* dengan mengacu nilai keamanan $SF \geq 1,5$ seperti tampak pada Tabel 2 maka nilai keamanan terbesar pada *part flange* sebesar 3,29. Lalu, jika tegangan yang terjadi pada tiap *part* dibandingkan dengan tegangan ijin yang mengacu nilai keamanan maka tegangan pada kesemua *part* masih pada kondisi aman seperti tampak pada Tabel 2.

Tabel 2. Peninjauan Nilai Keamanan Tiap-Tiap Part
Pada Optimalisasi Model Pembebanan Thermal Internal dan Struktural

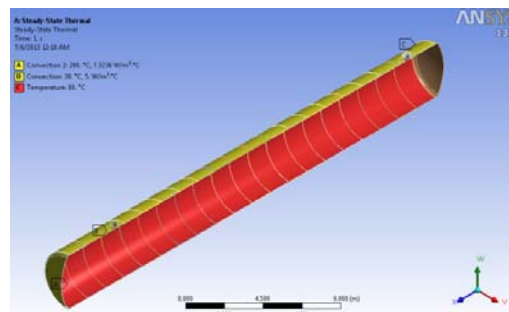
No	Hasil Simulasi	SF
1	<i>Shell</i> 	$SF = \frac{S_{yp}}{S}$ $SF = \frac{260 MPa}{127,38 MPa}$ $SF = 2,04$
2	<i>Head</i> 	$SF = \frac{S_{yp}}{S}$ $SF = \frac{260 MPa}{121,16 MPa}$ $SF = 2,15$
3	<i>Flange</i> 	$SF = \frac{S_{yp}}{S}$ $SF = \frac{250 MPa}{75,835 MPa}$ $SF = 3,29$

4	Pipa nozzle 	$SF = \frac{S_{yp}}{S}$ $SF = \frac{240 \text{ MPa}}{160,91 \text{ MPa}}$ $SF = 1,5$
5	Reinforcement pad 	$SF = \frac{S_{yp}}{S}$ $SF = \frac{260 \text{ MPa}}{142,58 \text{ MPa}}$ $SF = 1,82$

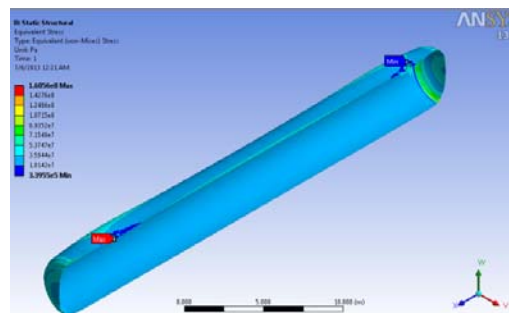
2.2. Simulasi Beban *Thermal* Eksternal dan Struktural

Geometri model yang dinyatakan aman oleh peneliti pada pembebanan struktural dan beban *thermal* internal tersebut disimulasikan kembali dengan *boundary condition* dan pembebanan struktural yang sama. Akan tetapi pembebanan *thermal* yang berbeda berupa konduksi panas sebesar 80°C pada sisi dalam *shell* dan konveksi udara bebas serta konveksi pembakaran bahan bakar pada *shell* bagian luar dengan nilai koefisien perpindahan panas konveksi sebesar 7,3236W/m² K serta suhu sebesar 200°C seperti tampak pada Gambar 11.

Sehingga, tegangan maksimum yang diperoleh dari hasil simulasi sebesar 160,56 MPa pada pipa *nozzle* seperti tampak pada Gambar 12.



Gambar 11. Pembebanan *Thermal* Eksternal



Gambar 12. Solution Equivalent Stress (Von Mises) Beban *Thermal* Eksternal dan Struktural

Dengan mengacu pada kriteria $SF \geq 1,5$ maka angka keamanan terendah pada *part* pipa *nozzle* sebesar 1,5 sehingga geometri yang dianggap aman pada pembebanan *thermal* internal juga aman untuk pembebanan *thermal* eksternal.

KESIMPULAN

Dari hasil penelitian yang dilakukan maka dapat diambil beberapa kesimpulan antara lain:

1. Tegangan maksimum pada geometri model yang terjadi untuk beban termal internal yaitu sebesar 160,91 MPa terletak pada pipa *nozzle*. Tegangan ini bila dibandingkan dengan tegangan *yield* sebesar 240 MPa maka tegangan yang terjadi masih dalam kondisi aman.
2. Tegangan maksimum pada geometri model yang terjadi untuk beban termal eksternal yaitu sebesar 160,56 MPa terletak pada *nozzle*. Tegangan ini bila dibandingkan dengan tegangan *yield* sebesar 240 MPa maka tegangan yang terjadi masih dalam kondisi aman.
3. Penambahan beban termal mengakibatkan peningkatan tegangan sebesar 17,877% dibandingkan dengan simulasi beban struktural saja.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Susantio, Yerri. 2004. "Dasar-Dasar metode Elemen Hingga". Penerbit Andi: Yogyakarta.
- [2] Megyesy, Eugene F. 1972. "Pressure Vessel Handbook Sixth Edition". Pressure Vessel Handbook Publishing Inc.
- [3] Willyanto Anggono, et all. 2006. "Penentuan Perbandingan Diameter Nozzle Terhadap Diameter Shell Maksimum Pada Air Receiver Tank Horisontal Dengan Menggunakan Metode Elemen Hingga". Petra Christian University.
- [4] Rahmat, Anni dan Roziq Himawan. 2008. "Analisis Pengaruh Distribusi Temperatur

Terhadap Tegangan Panas Dan Faktor Intensitas Tegangan Pada Bejana Tekan Reaktor PWR". Prosiding Seminar Nasional Pengembangan Energi Nuklir 2008. BATAN.

- [5] Tjelta, Forde. 2012. "A Comparison Study of Pressure Vessel Design Using Different Standart". Master's Thesis. University of Stavanger.