

# ANALISIS KAPASITAS DAN KEKUATAN KONSTRUKSI *BLADDER TANK* PADA SIRKULASI AIR PANAS SISTEM *ORC* SOLAR KOLEKTOR R-134a

Irsan Novianto<sup>1</sup>, Yogi Sirodz Gaos<sup>1</sup>, Hablinur Alkindi<sup>1</sup>

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik,

Universitas Ibn Khaldun Bogor

Email : [irsannovianto21@gmail.com](mailto:irsannovianto21@gmail.com)

## **Abstract**

This study focused on component in the Organic Rankine Cycle (ORC), Bladder Tank. The calculation method is based on the calculation stage of plate thickness to withstand the pressure caused by the circulation of the ORC system. The material used is SA 106 with 12mm thickness, Shell length 600mm, 270mm inner diameter and 95mm Head length. From the calculation results obtained maximum pressure on Shell = 253,8385 psi (17,7 bar g) and pressure at Head equal to = 249,6983 psi (17,2 bar g). Bladder Tank Capacity of 38055622,5 mm<sup>3</sup> (38,0556 Liter). From result of Pressure Drop simulation got Head loss equal to = 0,00000066 m.

Keywords: Pressure Vessel, Pressure, Head Loss

## **1. Pendahuluan**

Dengan semakin berkembangnya masalah yang diakibatkan oleh pemanasan global, kebijakan energi berkelanjutan (*sustainable energy*) semakin mendapat perhatian yang luas. Kebijakan ini mempunyai dua kata kunci, yaitu peningkatan efisiensi energi dan usaha-usaha mencari sumber-sumber energi baru dan terbarukan. Sebuah inovasi untuk dapat memenuhi kebutuhan akan ketersediaan listrik salah satunya adalah *Organic Rankine Cycle* disingkat *ORC*, *ORC* dikembangkan oleh William John Macquorn Rankine pada Desember 1872. *ORC* merupakan siklus pembangkit listrik yang menggunakan air sebagai fluida kerja. Siklus *ORC* dapat disesuaikan dengan kisaran suhu yang besar untuk menghasilkan energi, terutama untuk energi pada suhu rendah di bawah 120°C. Sistem ini menggunakan temperatur dan tekanan rendah untuk menghasilkan uap refrigeran yang digunakan untuk menggerakkan turbin yang terkopel dengan generator yang selanjutnya akan mampu menghasilkan energi listrik.

Dalam penelitian sistem *ORC* penulis terfokus pada salah satu komponen yaitu *Bladder Tank*. Metode penelitian yang digunakan adalah dengan cara manual (*hand calculation*) dengan formula berdasarkan standar *ASME* maupun analisa komputer.

### ***Bladder Tank* (Bejana Tekan)**

*Bladder Tank* (Bejana Tekan) adalah tempat untuk menampung sementara suatu fluida baik yang berupa cairan maupun gas. Bejana tekan

dibangun dengan persyaratan kekuatan dan kestabilan konstruksinya. Kekuatan suatu struktur dihitung berdasarkan tegangan maksimum yang terjadi pada struktur tersebut berdasarkan beban operasi yang diterimanya. Tegangan yang terjadi pada dinding bejana sering disebut dengan tegangan membran, yang mempunyai tiga arah utama yaitu; tegangan hoop, tegangan meridian, dan tegangan radial.

*Bladder Tank* terdiri dari beberapa bagian utama seperti; dinding (*shell*), kepala bejana (*head*), lobang orang/lubang pembersih (*manhole*), nosel-nosel (*nozzles*),udukan penyangga (*support*) dan aksesoris lainnya yang digunakan sebagai alat pendukung, baik komponen yang berada di dalam maupun luar. Adapun material atau bahan yang digunakan untuk membuat bejana tekan ini adalah pelat baja yang terlebih dahulu direncanakan dan dihitung ketebalan pelat yang akan digunakan dan spesifikasi material yang akan direncanakan didalam proses pabrikasi pembuatan bejana tekan ini. Sistem penyambungan yang digunakan antara komponen yang satu dengan yang lainnya digunakan sistem pengelasan.

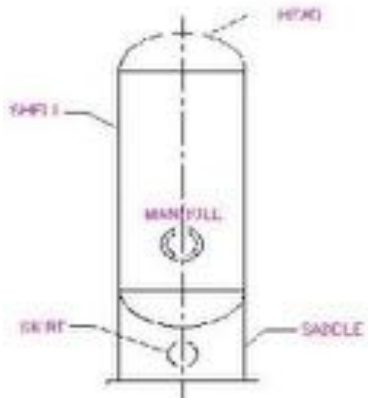
### **Klasifikasi *Bladder Tank***

Klasifikasi bejana tekan di bagi menurut posisi atau tata letak bejana tekan yang terdiri dari dua macam posisi yaitu : posisi vertikal dan posisi horizontal.

#### **1. Posisi Tegak (*vertical*)**

Posisi *vertical* yaitu posisi tegak lurus terhadap sumbu netral *axis*, dimana posisi ini banyak

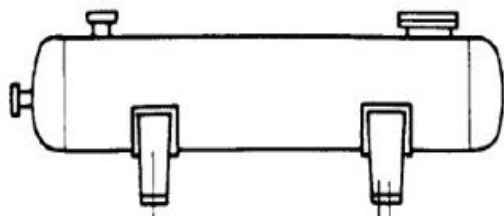
digunakan didalam instalasi anjungan minyak lepas pantai (*offshore*), yang mempunyai tempat terbatas



Gambar 1 Bejana Tekan Vertical

2. Posisi datar (*horizontal*)

Bejana tekan pada posisi horizontal banyak ditemukan dan digunakan pada ladang sumur minyak didaratan karena mempunyai kapasitas produksi yang lebih besar



Gambar 2 bejana tekan horizontal

**Komponen Utama Bladder Tank**

Bejana tekan terdiri dari berbagai macam komponen utama dan pendukung, yang mempunyai fungsi masing-masing untuk menunjang operasi. komponen-komponen bejana tekan antara lain *shell, head, manhole, nozzle/ opening, flanges, leg supports, lifting lugs.*

**1. Shell**

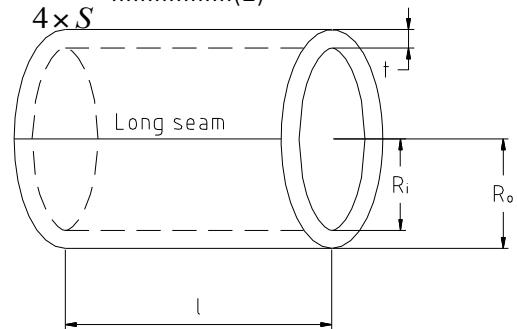
Komponen terbesar pada sebuah bejana adalah *Shell*, yaitu dinding utama dari sebuah Bejana atau dapat juga disebut sebagai badan bejana yang berfungsi sebagai tempat kedudukan nosel dan juga komponen lainnya, selain itu *shell* juga sebagai pembentuk utama bejana. Tekanan yang bekerja pada *Shell* adalah *Circumferential Hoop Stress* dan *Longitudinal Stress*.

1) *Circumferential Hoop Stress*

$$t = \frac{p \times D_i}{S \times 2} \dots\dots\dots(1)$$

2) *Longitudinal Stress*

$$t = \frac{p \times D_i}{4 \times S} \dots\dots\dots(2)$$



Gambar 3 *Shell of Bladder Tank*

Perhitungan bejana tekan terdapat beberapa standar yang di tentukan, salah satunya berdasarkan standar **ASME section VIII div 1** . Berikut merupakan perhitungan standar yang ditentukan berdasarkan **ASME section VIII div 1**

a. Perumusan dalam kaitan dengan dimensi dalam (*internal dimensions*)

⇒ Ketebalan minimum dinding bejana “*Shell*” ( *t<sub>min</sub>* )

$$t_{min} = \frac{pR_{iCA}}{SE - 0,6p} \dots\dots\dots(3)$$

⇒ Tekanan kerja Maksimum ( *p<sub>max</sub>* )

$$p_{max} = \frac{SEt_{min}}{R_i + 0,6t_{min}} \dots\dots\dots(4)$$

b. Perumusan dalam kaitan dengan dimensi luar ( *outside dimensions* )

⇒ Ketebalan minimum dinding bejana “*Shell*” ( *t<sub>min</sub>* )

$$t_{min} = \frac{pR_o}{SE + 0,4P} + C.A. \dots\dots\dots(5)$$

⇒ Tekanan kerja Maksimum ( *p<sub>max</sub>* )

$$p_{max} = \frac{SEt_{min}}{R_o - 0,4t_{min}} \dots\dots\dots(6)$$

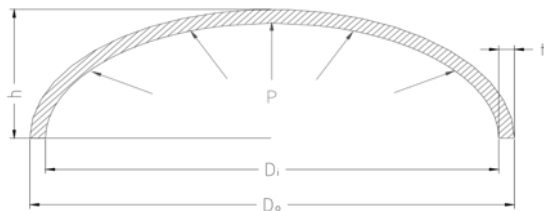
c. *Volume of Shell*

Volume silinder dapat dihitung dengan menggunakan rumusan

$$v = \pi \times r^2 \times t \dots\dots\dots(7)$$

**2. Head**

Ciri utama dari sebuah bejana tekan atau bejana bertekanan yang terklasifikasikan sebagai bejana tertutup (*Closed Vessel*) adalah memiliki *head*(kepala/ujung penutup bejana). *Head* berfungsi sebagai penutup bejana. Material yang digunakan pada *head* harus mempunyai *stress value*, komposisi kimia yang sama ataupun sejenis dengan material yang digunakan pada *shell*, karena akan berpengaruh pada proses pengelasan yang bertujuan untuk menyatukan antara *Head* dengan *Shell*.



Gambar 4 *Elliptical Head*

Jenis *Head* yang digunakan dalam penelitian ini adalah *Elliptical Head*. Berikut merupakan perhitungan standar yang ditentukan berdasarkan *ASME section VIII div 1*

a. Perumusan dalam kaitan dengan dimensi dalam (*internal dimensions*)

⇒ Ketebalan minimum dinding Head( *t<sub>min</sub>* )

$$t_{\min} = \frac{pR_{iCA}}{2SE - 0,2p} + C.A.\dots\dots\dots(8)$$

⇒ Tekanan kerja Maksimum ( *p<sub>max</sub>* )

$$p_{\max} = \frac{2SEt_{\min}}{R_1 + 0,2t_{\min}} \dots\dots\dots(9)$$

b. Perumusan dalam kaitan dengan dimensi luar ( *outside dimensions* )

⇒ Ketebalan minimum dinding Head( *t<sub>min</sub>* )

$$t_{\min} = \frac{pR_o}{2SE + 0,8P} + C.A.\dots\dots\dots(10)$$

⇒ Tekanan kerja Maksimum ( *p<sub>max</sub>* )

$$p_{\max} = \frac{2SEt_{\min}}{R_o - 0,8t_{\min}} \dots\dots\dots(11)$$

c. *Volume of Head*

Volume *Head* dengan jenis *Elliptical Head* dapat dihitung dengan menggunakan rumusan

$$v = (\pi \times D^3) / 24 + (\pi \times D^2 \times SF) / 4 \dots\dots(12)$$

**2. METODOLOGI**

Analisis kekuatan konstruksi *Bladder Tank* sirkulasi air panas pada sistem ORC solar kolektor R-134a diuji di depan halaman laboratorium konversi energi fakultas teknik Ibn Khaldun Bogor. Pengujian ini dilakukan dengan mengalirkan fluida air menggunakan pompa sentrifugal yang kemudian dipanaskan menggunakan solar kolektor.



Gambar 5 Sirkulasi sistem ORC

Peralatan yang digunakan untuk mendukung proses penelitian ini adalah sebagai berikut :

- Pompa Sentrifugal 2 buah
- Motor listrik, untuk memutar poros pompa.
- Pipa, untuk sarana pengaliran fluida atau transportasi fluida.
- Pressure gauge*, untuk mengukur tekanan *discharge* dan *suction*.
- Flowmeter*, untuk mengukur debit aliran.
- Tangki penampung air kapasitas 550 L.
- Termokopel, untuk mengukur temperatur air.
- Solar Power Meter*, untuk mengukur intensitas tenaga matahari.
- Instalasi listrik, untuk kebutuhan alat uji pompa sentrifugal.
- Selang, untuk sarana pengaliran fluida atau transportasi fluida
- Clamp* selang, untuk mengikat selang pada komponen alat uji.
- Komputer, untuk pemodelan *blader tank* menggunakan software *inventor fusion* dan simulasi *pressure drop blader tank* dan *Computational Fluid Dynamic(CFD)* untuk simulasi.

#### Desain Kriteria

Bejana Tekan (*Bladder Tank*) yang diuji dalam karya tulis ini adalah bejana tekan silindris horisontal dengan fungsi utama sebagai tangki fluida di dalam proses sirkulasi ORC. Berikut merupakan desain kriteria Bejana tekan :



Gambar 6 Desain *Bladder Tank*

#### Karakteristik Umum

- Jenis Material : SA 106
- *Material Stress value* : 9600 psi
- Temperatur :**
- Temperatur kerja maks : 90° C (194° F)
- Temperatur kerja min: 23° C (73,3° F)
- Temperatur Perancangan: 105° C (221° F)
- Tekanan :**
- Tekanan kerja : 14,695 psi(atm bar g)

- Tekanan Perancangan : 50,763psi(3,5bar g)
- Tekanan hydrotest : Sesuai ASME VIII
- Fluida Kerja : R 134a
- Radiography : 100% X-RAY
- **Efisiensi Sambungan :**
- Dinding (*Shell*) : 1
- Penutup (*head*) : 1

**Jenis dinding (*shell*)** : Silinder

- Diameter dalam *shell* : 10,6299 (270 mm)
- Jenis penutup (*head*) : Ellips 2:1
- Panjang *Bladder Tank* : 31,1063 (790,1 mm)
- Ketebalan dinding (*Thickness of Shell*): 0,5906 in (15 mm)
- Nilai korosif (*corroation allowance*) : 0,1181 in (3 mm)

### 3. Hasil dan Pembahasan

#### 1. Perhitungan Pada *Shell*

Untuk melakukan perhitungan pada *Shell*, terlebih dahulu harus mengetahui jenis tekanan yang bekerja pada *Shell*. Jenis tekanan yang terjadi pada *Shell* adalah *circumferential joints* dan *longitudinal stress*.

⇒ *Circumferential Joints*

$$S_1 = \frac{pD}{4t_a} = \frac{43,5113 \times 11,2205}{4 \times 0,5906}$$

$$= \frac{488,2185}{2,3624} = \underline{206,6621 \text{ psi}}$$

$$= \underline{1.424,8849 \text{ kPa}}$$

⇒ *Longitudinal stress*

$$S_2 = \frac{pD}{2t_a} = \frac{43,5113 \times 11,2205}{2 \times 0,5906}$$

$$= \frac{488,2185}{1,1812} = \underline{413,009 \text{ psi}}$$

$$= \underline{2.847,5966 \text{ kPa}}$$

Dari Hasil perhitungan *Longitudinal* dan *Circumferential (hoop) stress*, dapat ditentukan bahwa material yang digunakan harus memiliki *Stress value* lebih dari 413,009 psi atau 2.847,5966 kPa. Dengan temperatur kerja maksimal 90 ° C ( 194°F ) dan tekanan operasi sebesar 1 atm (14,6959 psi) maka jenis *vessel* termasuk kategori *Vessel* yang digunakan atau beroperasi pada tekanan Atmosfer dan temperatur rendah, berdasarkan Tabel

*Properties of material for Carbon and Low Alloy Steel*, material yang dapat digunakan adalah material dengan spesifikasi SA-106

Analisa perhitungan ketebalan minimum dan tekanan maksimum pada *Shell* didapatkan berdasarkan *circumferential hoop stress* dan *longitudinal stress* :

⇒ Perhitungan berdasarkan *circumferential hoop stress* :

$$t = \frac{p \times D_i}{4 \times S}$$

$$t = \frac{43,5113 \times 10,6299}{2 \times 9600} = \frac{462,5208}{19200}$$

$$t = 0,024 \text{ inci} = 0,6 \text{ mm}$$

⇒ Perhitungan berdasarkan *longitudinal stress* :

$$t = \frac{p \times D_i}{4 \times S}$$

$$t = \frac{43,5113 \times 10,6299}{4 \times 9600} = \frac{462,5208}{38400}$$

$$t = 0,012 \text{ inci} = 0,3 \text{ mm}$$

⇒ Ketebalan minimum dinding bejana "shell"

$$t_{\min} = \frac{pR_{iCA}}{SE - 0,6p} + CA$$

$$t_{\min} = \frac{43,5113 \times 5,433}{(9600 \times 1) - (0,6 \times 43,5113)} + 0,1181 = \frac{236,3969}{9600 - 26,1068} + 0,1181$$

$$t_{\min} = 0,1428 \text{ inci} = 3,6 \text{ mm}$$

⇒ Tekanan kerja maksimum

$$p_{\max} = \frac{SEt_{\min}}{R_i + 0,6t}$$

$$p_{\max} = \frac{9600 \times 1 \times 0,1428}{5,1349 + (0,6 \times 0,1428)}$$

$$= \frac{1370,88}{5,3149 + 0,0857} = \frac{1370,88}{5,4006}$$

$$p_{\max} = 253,8385 \text{ psi} = 1.750,1547 \text{ kPa}$$

Berdasarkan perhitungan teoritis, dengan menggunakan material SA 106, ketebalan minimum yang diperoleh :

α Berdasarkan perhitungan *circumferential hoop stress* : t = 0,024 inci ( 0,6 mm )

α Berdasarkan perhitungan *longitudinal stress* : t = 0,012 inci ( 0,3 mm )

Berdasarkan perhitungan menggunakan rumus *ASME Section VIII div 1*, dengan menggunakan material SA 106, ketebalan minimum yang diperoleh 0,1428 in (3,6 mm), dan tekanan maksimum yang dapat diterima oleh *shell* hingga sebesar 253,8385 psi = 1.750,1547 kPa (17,5 bar g). Dengan demikian Material SA 106 memenuhi syarat tekanan kerja dan temperatur kerja maksimum yang harus diatasi oleh bejana tekan pada saat proses berlangsung.

## 2. Perhitungan Pada Head

Berdasarkan data yang diperoleh, jenis *Head* yang digunakan untuk menutup ujung – ujung dari *shell* adalah jenis *Elliptical Head 2:1* dengan perhitungan ketebalan minimum dan tekanan maksimum pada *head* dapat menggunakan rumus berikut :

⇒ Ketebalan Minimum *Head* ( $t_{\min}$ )

$$t_{\min} = \frac{pD_{iCA}}{2SE - 0,2p} + CA$$

$$= \frac{43,5113 \times 10,8661}{(2 \times 9600 \times 1) - (0,2 \times 43,5113)} + 0,1181$$

$$= \frac{472,7981}{(19200) - (8,7022)} + 0,1181$$

$$= 0,1427 \text{ in} = 3,6 \text{ mm}$$

⇒ Tekanan Kerja Maksimal *Head* ( $p_{\max}$ )

$$p_{\max} = \frac{2SEt_{\min}}{D_i + 0,2t_{\min}}$$

$$= \frac{2 \times 9600 \times 1 \times 0,1427}{10,6299 + (0,2 + 0,1427)}$$

$$= \frac{2739,84}{10,6299 + 0,3427}$$

$$= 249,6983 \text{ psi} = 1.721,609 \text{ kPa}$$

Berdasarkan perhitungan menggunakan rumus *ASME Section VIII div 1*, dengan menggunakan material SA 106, ketebalan minimum yang diperoleh 0,1427 in (3,6 mm), dan tekanan maksimum yang dapat diterima oleh *Head* hingga sebesar 249,6983 psi (17,2 bar g).

### 3. Volume *Bladder Tank*

Dalam mencari volume *Bladder Tank* terlebih dahulu harus mencari volume *shell* dan *Head*. Untuk menghitung Volume *shell* kita dapat menggunakan rumus tabung, yaitu luas alas x tinggi. Jadi rumus yang digunakan adalah

$$\begin{aligned} v &= \pi \times r^2 \times t \\ &= 3.14 \times 135^2 \text{ mm} \times 600 \text{ mm} \\ &= 34335900 \text{ mm}^3 = 34,3359 \text{ Liter} \end{aligned}$$

Untuk menghitung *Head* dengan jenis *elliptical head* adalah

$$\begin{aligned} v &= (\pi \times D^3) / 24 + (\pi \times D^2 \times SF) / 4 = \\ &= (3,14 \times 270^3 \text{ mm}) / 24 + (3,14 \times 270^2 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}) / 4 \\ &= 2575192,5 \text{ mm} + 1144530 \text{ mm} \\ &= 3719722,5 \text{ mm}^3 = 3,7197 \text{ Liter} \end{aligned}$$

Setelah mendapatkan volume *shell* dan *head* maka dapat ditemukan volume *Bladder Tank* tersebut dengan menjumlahkan antara volume *shell* dan *head*

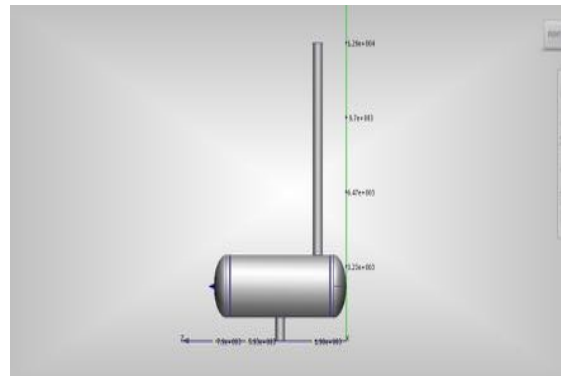
$$\begin{aligned} \text{Volume Bladder Tank} &= \text{volume of shell} + \\ &\text{volume of head} \\ &= 34335900 \text{ mm}^3 + 3719722,5 \text{ mm}^3 \\ &= 38055622,5 \text{ mm}^3 = 38,0556 \text{ Liter} \end{aligned}$$

### 4. Simulasi *Pressure Drop Bladder Tank*

Simulasi *pressure drop* menggunakan software *Computational Fluid Dynamic (CFD) student version*. Model turbulensi yang digunakan pada simulasi ini yaitu model turbulensi K-epsilon, digunakan model turbulensi k-epsilon karena model ini sudah tervalidasi, Model ini telah berhasil menghitung berbagai macam variasi aliran *thin shear layer* serta *recirculating flow* tanpa menyesuaikan dengan model tiap kasus. Beberapa tahapan dilakukan untuk melakukan simulasi CFD diantaranya sebagai berikut:

#### 1. Buka *File Model CFD Blader Tank*

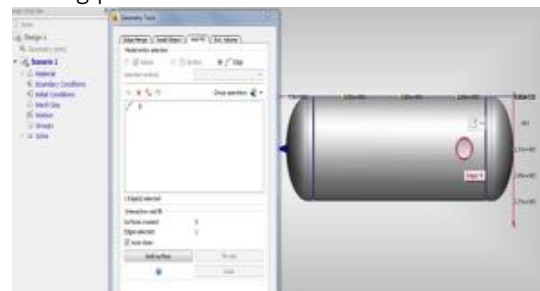
Pilih dan buka *file* model *Blader Tank* dengan Format *cfdst*.



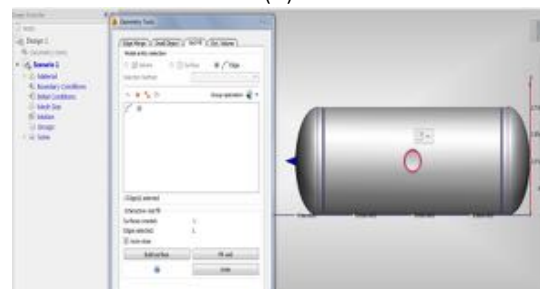
Gambar 7. Model CFD *Blader Tank*.

#### 2. Geometry Tools

Satuan yang dipilih pada tahapan ini yaitu milimeter, kemudian tahapan selanjutnya memilih *void fill* untuk menutupi lubang pada sisi *inlet* dan *outlet*.



(a)

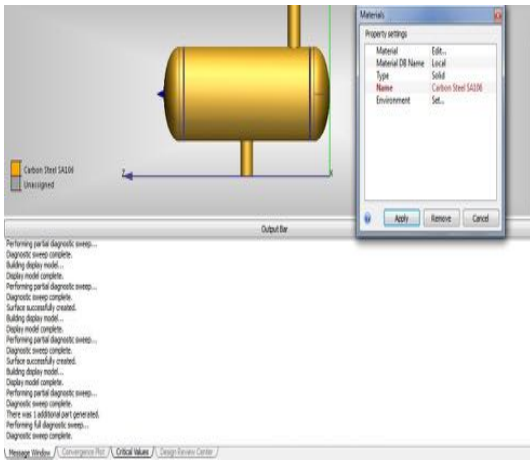


(b)

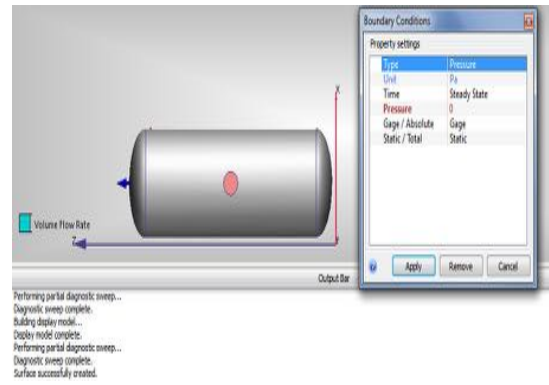
Gambar 8. (a) *Void Fill* pada sisi inlet, (b) *Void Fill* pada sisi outlet.

#### 3. Material

Bahan material blader tank yang di analisis yaitu carbon steel SA 106 dan Jenis fluida yang akan di analisis yaitu air dengan suhu 37°C.



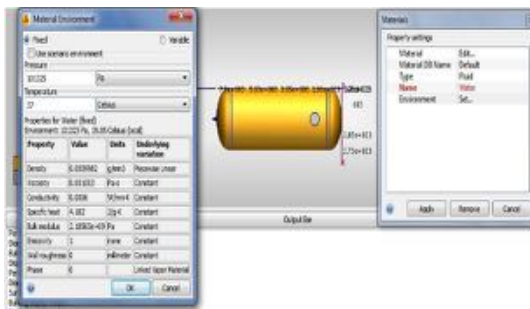
Gambar 9. Property setting Material Fluida.



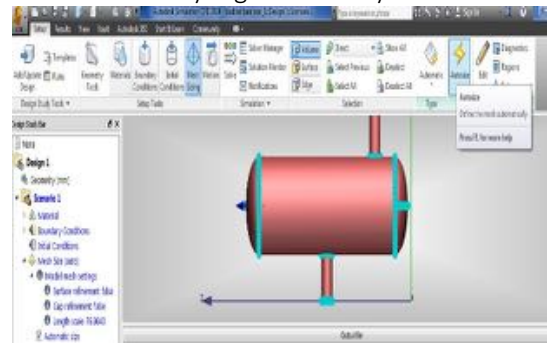
Gambar 12. Boundary Conditions Pressure.

#### 5. Mesh Size

Mesh Size yang di analisis yaitu Autosize.



Gambar 10. Property setting Material Solid.

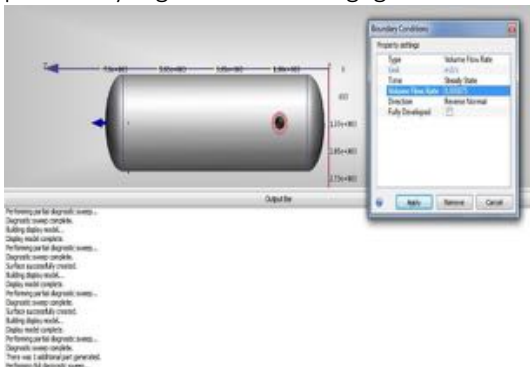


Gambar 13. Mesh Size.

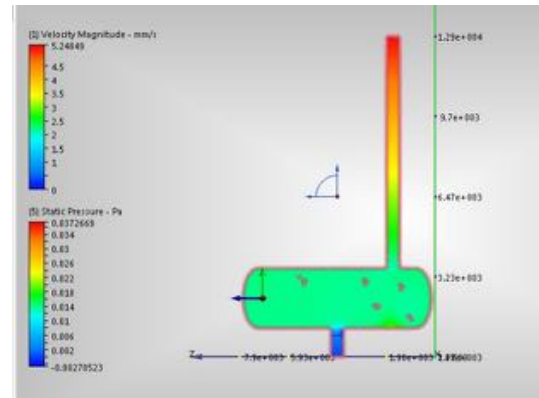
#### 6. Hasil simulasi Pressure Drop Blader Tank.

#### 4. Boundary Conditions

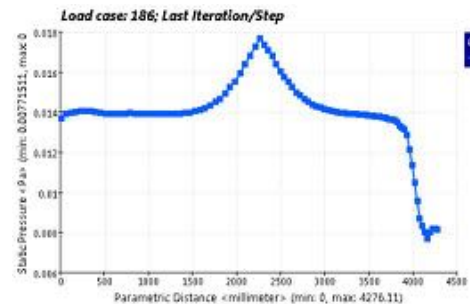
Volume Flow rate pada sisi Inlet yang di analisis sebesar  $0,000875 \text{ m}^3/\text{s}$ , waktu aliran steady state, direction reverse normal dan pressure yang dianalisis 0 Pa gage.



Gambar 11. Boundary Conditions Volume Flow Rate



Gambar 14. Hasil Simulasi CFD Blader Tank.



Gambar 15. Grafik Distribusi Tekanan Bladder Tank.

Tabel 1 Data Hasil simulasi Blader Tank.

<i>Turbulent incompressible</i>	<i>On</i>	
<i>Turbulent Model</i>	<i>Standard Epsilon</i>	<i>K-</i>
<i>Intelligent Wall Formulation</i>	<i>Off</i>	
<i>Mass Flow In</i>	869.023 g/s	
<i>Volume Flow in</i>	875000 mm <sup>3</sup> /s	
<i>Inlet Bulk Pressure</i>	0.014 pa	
<i>Outlet Bulk Pressure</i>	0.008 pa	
<i>Mass Flow Out</i>	-858.167 g/s	
<i>Volume Flow Out</i>	-864069 mm <sup>3</sup> /s	

Dilihat dari hasil simulasi  $P_1 = 0.014$  pa dan  $P_2 = 0.008$  pa, untuk menghitung *head losses* menggunakan rumus dari penurunan rumus bernoulli.

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} = \frac{0.014 - 0.008}{933,37 \times 9,81} = 6,6 \times 10^{-7} m$$

#### 4. KESIMPULAN

Perancangan bejana tekan (*Bladder Tank*) harus diperhatikan secara cermat, agar tidak mengalami hal-hal yang terjadi di luar aturan saat suatu proses produksi berlangsung. Perancangan bejana tekan ini akan sangat dipengaruhi oleh suhu kerja dan tekanan kerja dari materi yang akan diproses. Pemilihan material dan bentuk bejana tekan yang tepat dan semua parameter tersebut harus diperhatikan secara cermat agar proses instalasi dan konstruksi sesuai dengan spesifikasi yang diinginkan.

Berdasarkan spesifikasi yang telah ditetapkan sebelumnya analisa dan perhitungan yang dilakukan penulis maka kesimpulan yang didapat dari hasil perhitungan perancangan bejana tekan (*Bladder tank*) adalah sebagai berikut:

##### a. Dinding Silinder (*shell*)

- ⇒ *Type of Shell* : Horisontal
- ⇒ Material : SA 106 (*stress value* = 9600 psi)
- ⇒ Tekanan maksimal : 253,8385 psi = 1.750,1547 kPa (17,5 bar g)
- ⇒ Diameter dalam : 10,6299 in (270 mm)
- ⇒ Tebal *shell* : 0,4724 in (12 mm)

- ⇒ *Corotion Allowance* : 0,1181 in (3 mm)
- ⇒ Panjang *Shell* : 23,6220 in (600 mm)
- ⇒ Volume *Shell* : 34335900 mm<sup>3</sup> = 34,3359 Liter

##### b. Penutup (*Head*)

- ⇒ *Type of Head* : Horisontal
- ⇒ Material : SA 106 (*stress value* = 9600 psi)
- ⇒ Tekanan maksimal : 249,6983 psi = 1.721,609 kPa (17,2 bar g)
- ⇒ Diameter dalam : 10,6299 in (270 mm)
- ⇒ Tebal *Head* : 0,4724 in (15 mm)
- ⇒ *Corotion Allowance* : 0,1181 in (3 mm)
- ⇒ Volume *Head* : 3719722,5 mm<sup>3</sup> = 3,7197 Liter

##### c. Volume *Bladder Tank*

- Volume *Bladder Tank* = volume of shell + volume of head
- = 34335900 mm<sup>3</sup> + 3719722,5 mm<sup>3</sup>
- = 38055622,5 mm<sup>3</sup> = 38,0556 Liter

##### d. *Head Loss*

Hasil Simulasi Perhitungan *Head Loss* didalam *Bladder Tank* adalah sebesar 0,00000066 m

Dengan demikian Kapasitas *Bladder Tank* yang terpasang terlalu besar untuk kebutuhan sistem sirkulasi air panas pada sistem ORC solar kolektor R-134a.

#### 5. REFERENSI

- [1] E. Bou Lawz Ksayera. 2011. *Design of an ORC system operating with solar heat and producing sanitary hot water*, Elsevier, Volume 6 : pp 389-395, Paris.
- [2] Putra, Riki Candra. 2017. *Perancangan Bejana Tekan Kapasitas 5 M3 Dengan Tekanan Desain 10 Bar Berdasarkan Standar ASME 2007 Section VIII DIV 1*. Tangerang: Jurnal Teknik. 2-7.
- [3] White, Frank.M. (1986). *Fluid Mechanics Fourth Edition*, McGraw-Hill, University Of Rhode Island.
- [4] Verlag Europa-Lehrmittel. 1997. *Tabellenbuch metall*. Nourney, Vollmer Gmbh & Co.
- [5] Effendi, Riki. 2014. *Optimasi Kekuatan Horisontal Vessel Menggunakan Analisis Elemen Hingga*. Jakarta: Seminar Nasional Sains dan Teknologi 2014.



- [6] Aziz, A., Hamid, A., & Hidayat, I. 2014. *Perancangan Bejana Tekan (Pressure Vessel) Untuk Separasi 3 Fasa*. Jakarta: SINERGI Vol. 18, No 1.
- [7] Lloyd E. Brownell and Edwin H. Young.1959. *Equipment Design*
- [8] Eugene F. Megyesy.1998. *Pressure Vessel Handbook*. Pressure Vessel Handbook publishing.USA
- [9] ASME Boiler and Pressure Vessel code, section VIII div 1.2010, *Rules for Construction of Pressure Vessel, July 1, 2010*.