

DAFTAR PUSTAKA

- [1]. Bednar, H. Henry. P.E. 1986. *Pressure Vessel Design Handbook*. Krieger Publishing Company. Florida
- [2]. Budynas, Richard. G. dan J. Keith Nisbeth. 2011. *Shigley's Mechanical Engineering Design Ninth Ed.* Mc. Graw Hill. New York.
- [3]. Buthod, Paul. dan Eugene, F. Megyessy. 1995. *Pressure Vessel Handbook*. Pressure Vessel Publishing Inc. Oklahoma.
- [4]. Chattopadhyay, Somnath. 2005. *Pressure Vessel Design and Practice*. CRC Press.
- [5]. Cook, Robert Davis. 1981. *Concept and Applications of Finite Element Analysis*. John Willey & Sons. New York.
- [6]. Gross, Dietmar. Werner, Hauger. Jorg Schroder. Wolfgang, A. Wall. Javier Bonet. 2011. *Engineering Mechanics 2*. Springer. Berlin.
- [7]. Harsokoesoemo, H. Darmawan. 2004. *Pengantar Perancangan Teknik*. ITB. Bandung.
- [8]. JJ, Azar. 1987. *Pressure Vessel Design Part II*. Gulf Professional Publishing. USA.
- [9]. Moss, R. Dennis. 2004. *Pressure Vessel Design Manual 3th edition*. Gulf Professional Publishing. USA.
- [10]. <http://www.pveng.com/Sample/Sphere/Sphere.php>, diakses 17 September 2012

LAMPIRAN A

TABEL

1. Tabel Dimensi Class 300 Flanges Drilling

PIPE FLANGES AND FLANGED FITTINGS

ASME B16.5-1996

CLASS 300 PIPE FLANGES, AND FLANGED FITTINGS

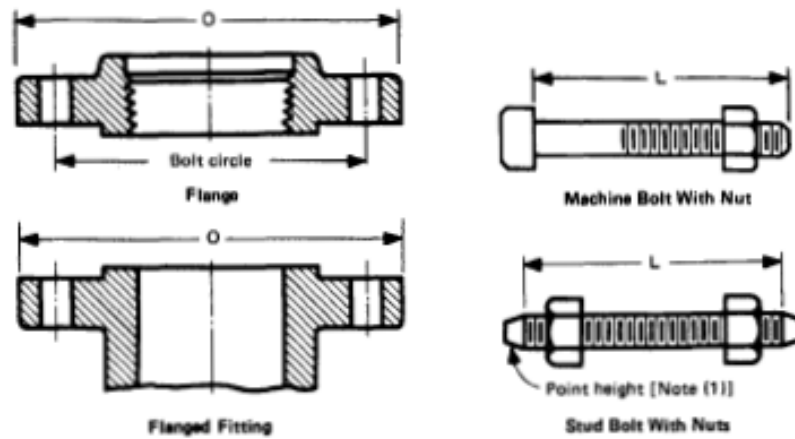


TABLE 11 TEMPLATES FOR DRILLING CLASS 300 FLANGES²

1 Nominal Pipe Size	2 Outside Diameter of Flange O	3 Drilling [(3),(4)]				7 Length of Bolts (5) L		
		3 Diameter of Bolt Circle	4 Diameter of Bolt Holes	5 Number of Bolts	6 Diameter of Bolts	8 Stud Bolts (1)		9 Machine Bolts 0.06 in. Raised Face
						7 0.06 in. Raised Face	8 Ring Joint	
1/2	3.75	2.62	0.62	4	1/2	2.50	3.00	2.25
3/4	4.62	3.25	0.75	4	5/8	3.00	3.50	2.50
1	4.88	3.50	0.75	4	5/8	3.00	3.50	2.50
1 1/4	5.25	3.88	0.75	4	5/8	3.25	3.75	2.75
1 1/2	6.12	4.50	0.88	4	3/4	3.50	4.00	3.00
2	6.50	5.00	0.75	8	5/8	3.50	4.00	3.00
2 1/2	7.50	5.88	0.88	8	3/4	4.00	4.50	3.25
3	8.25	6.62	0.88	8	3/4	4.25	4.75	3.50
3 1/2	9.00	7.25	0.88	8	3/4	4.25	5.00	3.75
4	10.00	7.88	0.88	8	3/4	4.50	5.00	3.75
5	11.00	9.25	0.88	8	3/4	4.75	5.25	4.25
6	12.50	10.62	0.88	12	3/4	4.75	5.50	4.25
8	15.00	13.00	1.00	12	3/4	5.50	6.00	4.75
10	17.50	15.25	1.12	16	1	6.25	6.75	5.50
12	20.50	17.75	1.25	16	1 1/8	6.75	7.25	5.75
14	23.00	20.25	1.25	20	1 1/8	7.00	7.50	6.25
16	25.50	22.50	1.38	20	1 1/4	7.50	8.00	6.50
18	28.00	24.75	1.38	24	1 1/4	7.75	8.25	6.75
20	30.50	27.00	1.38	24	1 1/4	8.00	8.75	7.25
24	36.00	32.00	1.62	24	1 1/2	9.00	10.00	8.00

(Notes follow on next page)

2. Tabel Dimensi Class 300 Flanges

PIPE FLANGES AND FLANGED FITTINGS

ASME B16.5-1996

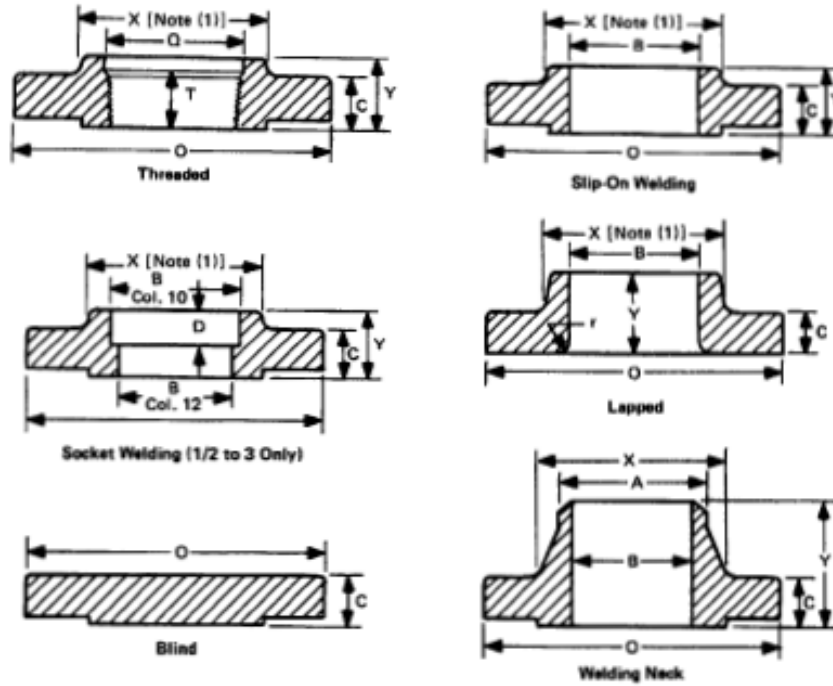


TABLE 12 DIMENSIONS OF CLASS 300 FLANGES²⁻⁸

1	2	3	4	5	6			9	10			12	13	14	15
					7	8	Thread Length Threaded (12), Min. T		Slip-On Socket Welding, Min. B	Lapped, Min. B	Welding Neck Socket Welding (13) B				
Nominal Pipe Size	Outside Diameter of Flange O	Thickness of Flange [(9)-(11)], Min. C	Diameter of Hub X	Hub Diameter Beginning of Chamfer Welding Neck (11) A	Threaded Slip-On Socket Welding Y	Lapped Y	Welding Neck Y	Thread Length Threaded (12), Min. T	Slip-On Socket Welding, Min. B	Lapped, Min. B	Welding Neck Socket Welding (13) B	Corner Radius of Bore of Lapped Flange and Pipe r	Counter-bore Threaded Flange, Min. O	Depth of Socket D	
1/2	3.75	0.55	1.50	0.84	0.88	0.88	2.05	0.62	0.88	0.90	0.62	0.12	0.93	0.38	
3/4	4.62	0.62	1.88	1.05	1.00	1.00	2.25	0.62	1.09	1.11	0.62	0.12	1.14	0.44	
1	4.88	0.69	2.12	1.32	1.05	1.05	2.44	0.69	1.38	1.38	1.65	0.12	1.41	0.50	
1 1/4	5.25	0.75	2.50	1.66	1.05	1.05	2.56	0.81	1.70	1.72	1.38	0.19	1.75	0.55	
1 1/2	6.12	0.81	2.75	1.90	1.19	1.19	2.89	0.88	1.95	1.97	1.61	0.25	1.98	0.62	
2	8.50	0.88	3.31	2.38	1.31	1.31	2.75	1.12	2.44	2.46	2.07	0.31	2.50	0.69	
2 1/2	7.90	1.00	3.94	2.88	1.50	1.50	3.00	1.25	2.94	2.97	2.47	0.31	3.00	0.75	
3	8.25	1.12	4.62	3.50	1.69	1.69	3.12	1.25	3.57	3.60	3.07	0.38	3.63	0.81	
3 1/2	9.00	1.19	5.25	4.00	1.75	1.75	3.19	1.44	4.07	4.10	3.55	0.38	4.13	...	
4	10.00	1.25	5.75	4.50	1.88	1.88	3.38	1.44	4.57	4.60	4.03	0.44	4.63	...	
5	11.00	1.38	7.00	5.56	2.00	2.00	3.88	1.69	5.06	5.09	5.05	0.44	5.69	...	
6	12.50	1.44	8.12	6.63	2.06	2.06	3.88	1.81	6.72	6.75	6.07	0.50	6.75	...	
8	15.00	1.62	10.25	8.63	2.44	2.44	4.38	2.00	8.72	8.75	7.98	0.50	8.75	...	
10	17.50	1.88	12.62	10.75	2.62	3.75	4.62	2.19	10.88	10.92	10.02	0.50	10.88	...	
12	20.50	2.00	14.75	12.75	2.88	4.00	5.12	2.38	12.88	12.92	12.00	0.50	12.94	...	
14	23.00	2.12	16.75	14.00	3.00	4.38	5.62	2.50	14.14	14.18	13.00	0.50	14.19	...	
16	25.50	2.25	19.00	15.00	3.25	4.75	5.75	2.69	16.16	16.19	To be specified by purchaser	0.50	16.19	...	
18	28.00	2.38	21.00	18.00	3.50	5.12	6.25	2.75	18.18	18.20	To be specified by purchaser	0.50	18.19	...	
20	30.50	2.50	23.12	20.00	3.75	5.50	6.38	2.88	20.20	20.25	To be specified by purchaser	0.50	20.19	...	
24	36.00	2.75	27.62	24.00	4.19	6.00	6.62	3.25	24.25	24.25	To be specified by purchaser	0.50	24.19	...	

LAMPIRAN B

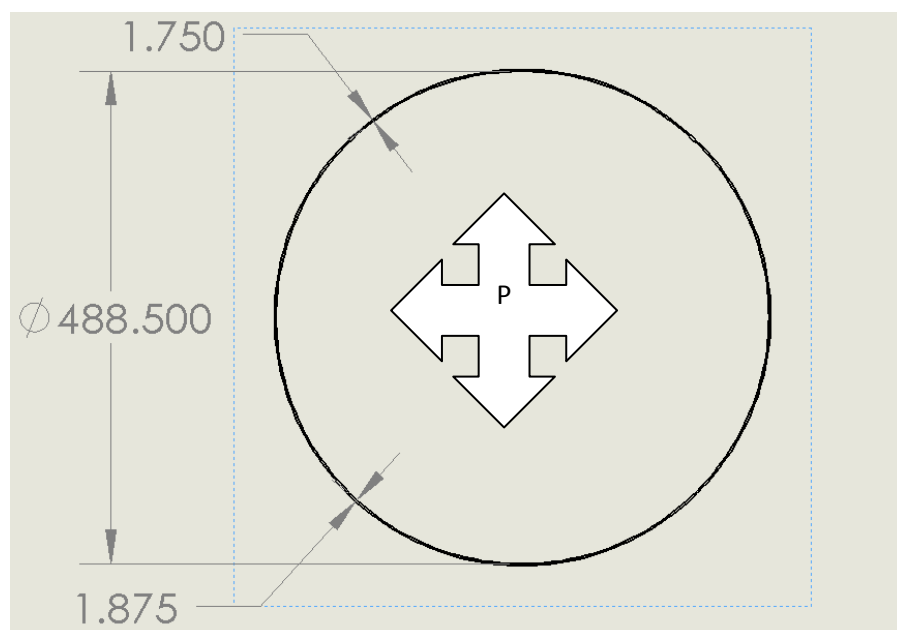
KASUS SEDERHANA

Validasi program dilakukan untuk mengetahui atau memastikan apakah simulasi yang dilakukan oleh program tersebut dapat dipertanggungjawabkan atau tidak. Ada tiga validasi yang dilakukan, yaitu pertama menganalisa tegangan pada dinding bejana dengan memberikan tekanan tertentu, kedua menganalisa tekanan yang diakibatkan oleh fluida berupa air pada sebuah wadah silinder vertikal dan yang terakhir adalah menganalisa kemungkinan *buckling* pada batang penopang dengan pemberian P kritisnya.

1. Validasi tegangan pada bejana tekan

A. Contoh kasus

Suatu bejana tekan *spherical* berdinding tipis, dengan ketebalan dinding *shell* 1.75" dan 1.875" dengan diameter dalam 488.5". Bejana tersebut terkena tekanan internal (p) sebesar 231 psi, efisiensi sambungan (E) 1. Dari data tersebut dapat ditentukan tegangan normal maksimum pada dinding bejana tekan. Ilustrasi kasus tersebut dapat dilihat pada gambar 1 dibawah ini.



Gambar 1 Penampang bejana tekan

B. Perhitungan manual

Tegangan pada dinding *shell 1.75"*

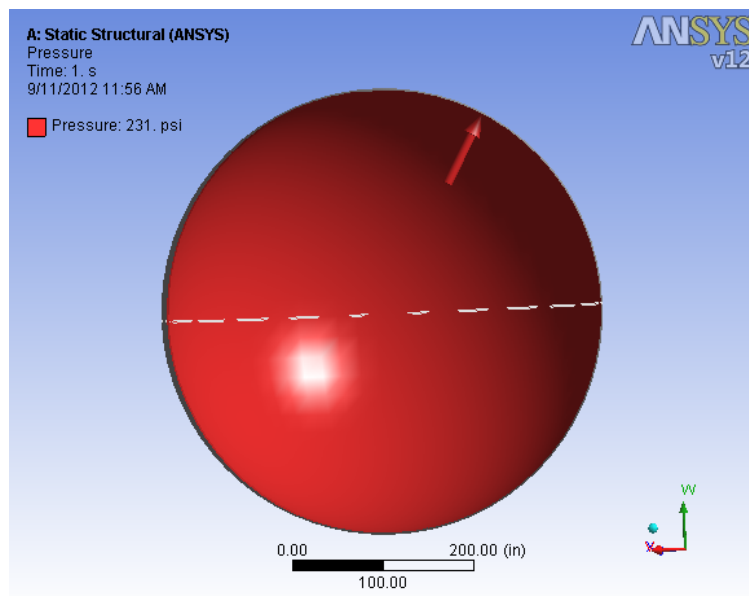
$$\sigma = \frac{p(R + 0.2t)}{2Et} = \frac{231 \times (244.25 + 0.2 \times 1.75)}{2 \times 1 \times 1.75} = 16143.6 \text{ psi}$$

Tegangan pada dinding *shell 1.875"*

$$\sigma = \frac{p(R + 0.2t)}{2Et} = \frac{231 \times (244.25 + 0.2 \times 1.875)}{2 \times 1 \times 1.875} = 15068.9 \text{ psi}$$

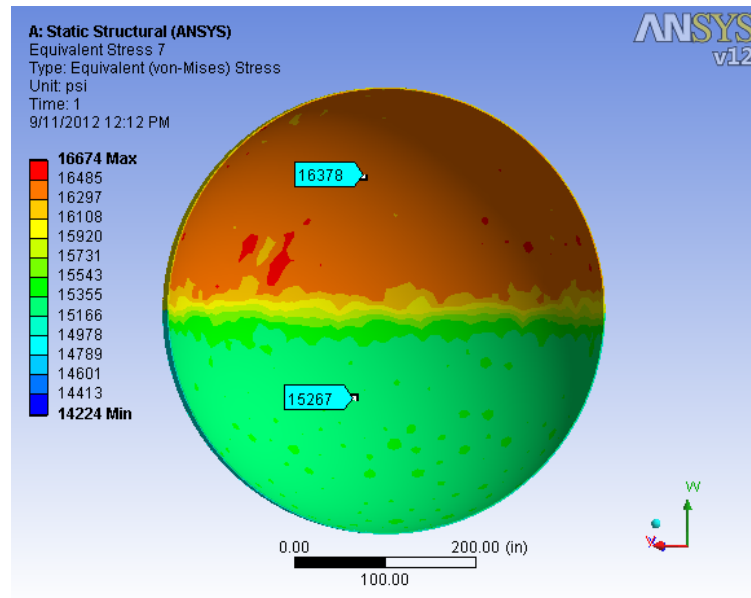
C. Analisa dengan ANSYS Workbench 12

Kemudian dengan menggunakan contoh kasus yang sama, dapat dilakukan analisis dengan program *ANSYS Workbench 12*, dengan memberikan dimensi yang sama dan beban yang sama pula seperti kasus tersebut. Dari beban berupa tekanan, akan diambil keluaran berupa tegangan normal maksimum pada dinding bejana tersebut. Elemen yang digunakan adalah tetrahedron.



Gambar 2 Pemberian beban pada simulasi

Pada gambar 2 dapat dilihat pemberian beban berupa tekanan internal pada bejana tekan. Tekanan yang diberikan sama dengan contoh kasus, yaitu sebesar 231 psi. Tegangan normal maksimum akan diambil pada bagian dinding bejana tersebut.



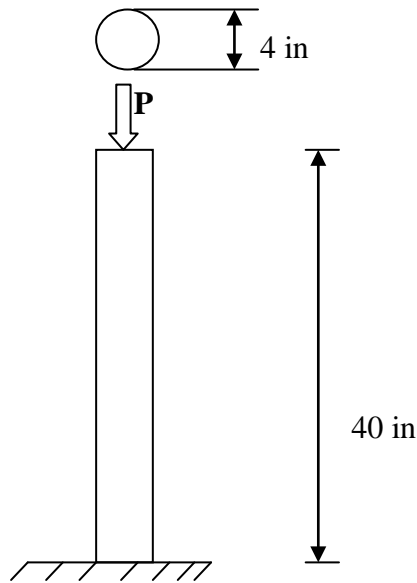
Gambar 3 Hasil simulasi bejana tekan

Pada gambar 3 dapat dilihat hasil berupa tegangan normal pada dinding yaitu sebesar 16378 psi untuk tebal 1.75" dan 15267 psi pada tebal 1.875".

2. Validasi *buckling*

A. Contoh kasus

Sebuah batang penopang dengan penampang lingkaran (silinder pejal dengan diameter 4", panjang 40", dari data tersebut dapat dicari P_{cr} dari batang tersebut untuk terjadi *buckling*. Dengan modulus elastisitas 29×10^6 psi. Ilustrasi lebih jelas dapat dilihat pada gambar ini.



Gambar 4 Pemberian gaya pada batang penopang

B. Perhitungan manual

Inersia pada batang

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{3.14 \times 4^4}{64} = 12.56 \text{ in}^4$$

Beban kritis

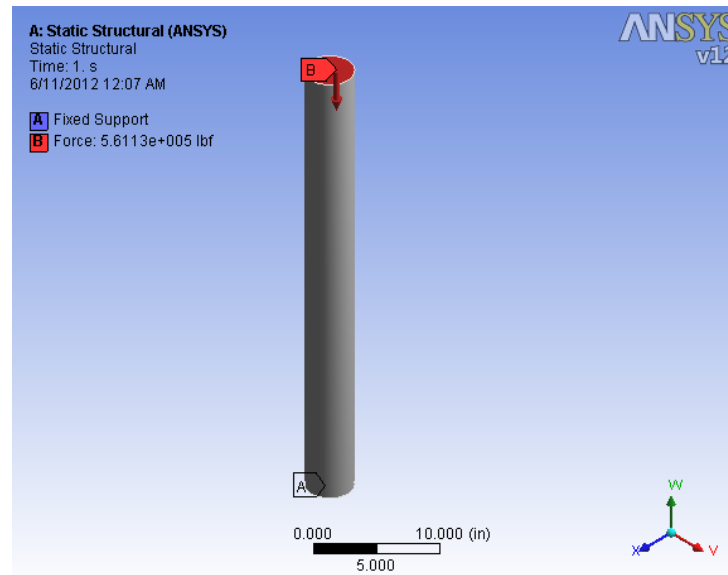
$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4l^2} = \frac{3.14^2 \times 29 \times 10^6 \times 12.56}{4 \times 40^2} = \frac{3.59 \times 10^9}{6400} = 561134.48 \text{ lbf}$$

Dari perhitungan tersebut, batang silinder akan mengalami *buckling* apabila diberikan gaya sebesar 561134.48 lbf. Sehingga perbandingan gaya yang diberikan dengan gaya kritis adalah 1 atau $P/P_{cr} = 1$.

C. Analisa dengan program ANSYS Workbench 12

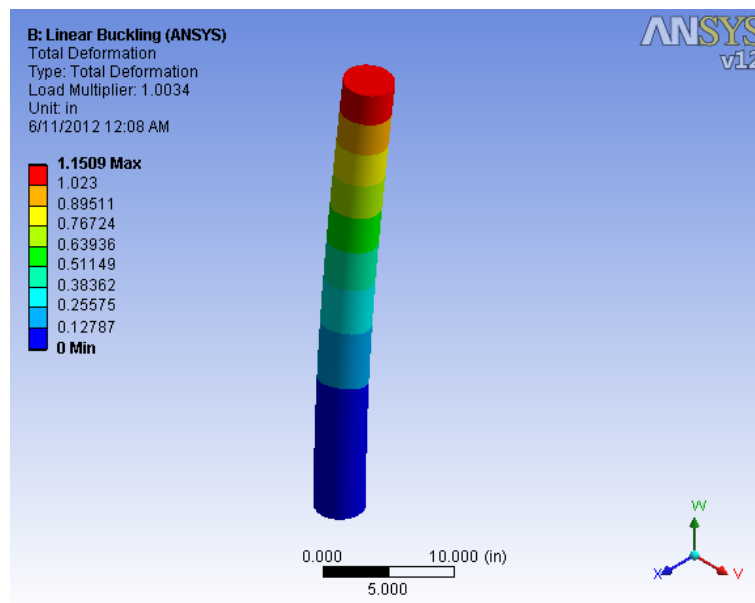
Analisa dari contoh kasus diatas dapat dianalisa dengan alat bantu program ANSYS Workbench 12, dengan pemberian gaya dan pengkondisian derajat kebebasan pada batang yang akan dijepit, sehingga kasus tersebut dapat menyerupai kasus sederhana sebelumnya. Elemen yang akan digunakan adalah tetrahedron, sesuai dengan elemen yang digunakan dalam menganalisa struktur pada bejana tekan. Berikut

merupakan pemberian gaya dan constrain pada batang yang akan dianalisa pada *software ANSYS Workbench 12*. Pada gambar dibawah dapat dilihat pemberian gaya dan batasan derajat kebebasan pada struktur batang tersebut.



Gambar 5 Pemberian gaya dan *constrain* pada penopang

Dari Gambar 5 di atas dapat dilihat, bahwa kondisi *buckling* yang digunakan adalah pemberian gaya pada penampang bagian atas, dan dijepit pada bagian bawahnya. Gaya yang diberikan adalah P_{cr} yang diperoleh dari perhitungan manual.



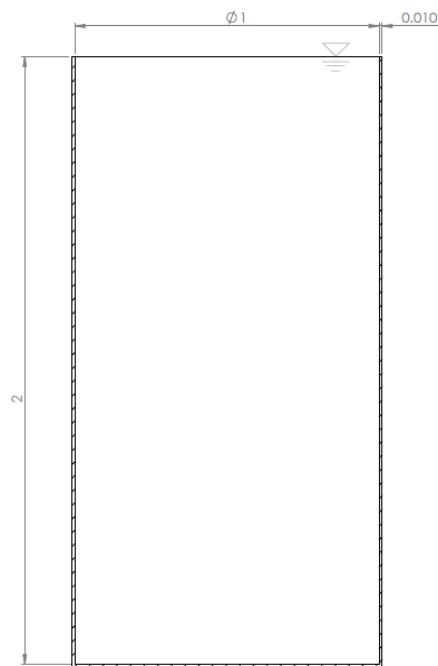
Gambar 6 Hasil pengujian *Buckling*

Pada gambar 6 merupakan hasil dari simulasi *buckling* pada batang penopang, batang tersebut akan terkena *buckling* dengan load multiplier sebesar 1.0034 dari beban yang diberikan.

3. Contoh kasus tekanan hidrostatik

A. Contoh kasus

Sebuah tabung silinder tanpa tutup dengan tebal dinding 0.01 m, diameter dalam 1 m dan tinggi tabung 2 m, terisi fluida berupa air ($\rho = 998 \text{ kg/m}^3$) sampai penuh, dari data tersebut dapat ditentukan tegangan yang terjadi pada dinding tabung di bagian dasar tabung silinder tersebut.



Gambar 7 Silider berisi air

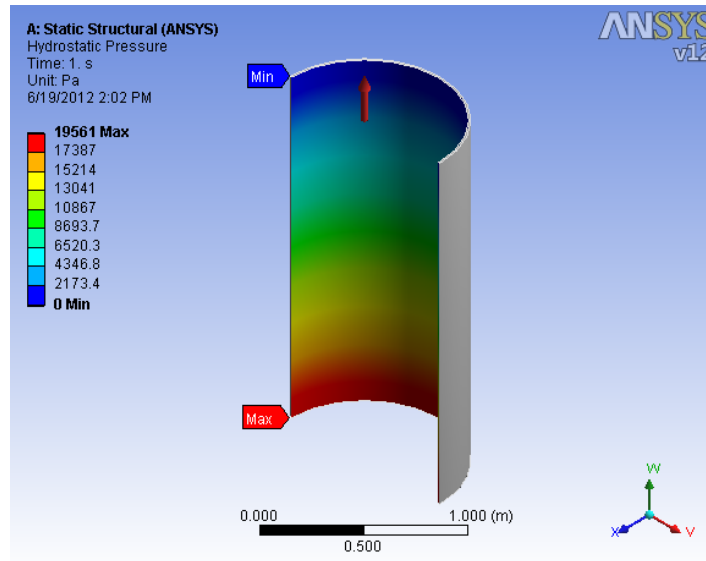
B. Perhitungan manual

$$\sigma_1 = 0$$

$$\sigma_2 = \frac{\rho g h r}{t} = \frac{998 \times 9.8 \times 2 \times 2}{0.01} = 9.78 \times 10^5 \text{ Pa}$$

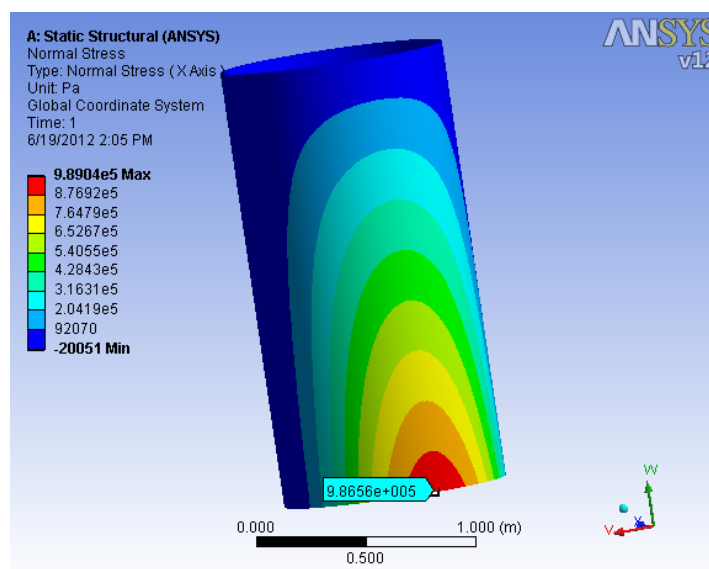
C. Analisa dengan program ANSYS Workbench 12

Kasus pembebanan hidrostatik dapat dianalisa dengan menggunakan ANSYS Workbench 12, yaitu dengan membuat pemodelan ember sebelumnya, kemudian di-import kedalam ANSYS Workbench 12 selanjutnya diberikan pembebanan berupa tekanan hidrostatik pada model silinder tersebut.



Gambar 8 Pengaturan tekanan hidrostatik

Kemudian setelah dilakukan simulasi terhadap model tersebut didapat tegangan yang terjadi pada bagian dasar silinder sebesar 9.8656×10^5 Pa.



Gambar 9 Tegangan pada baidan dasar silinder setelah simulasi tekanan hidrostatik

4. Perbandingan analisa dengan hasil manual dan hasil analisa *software*

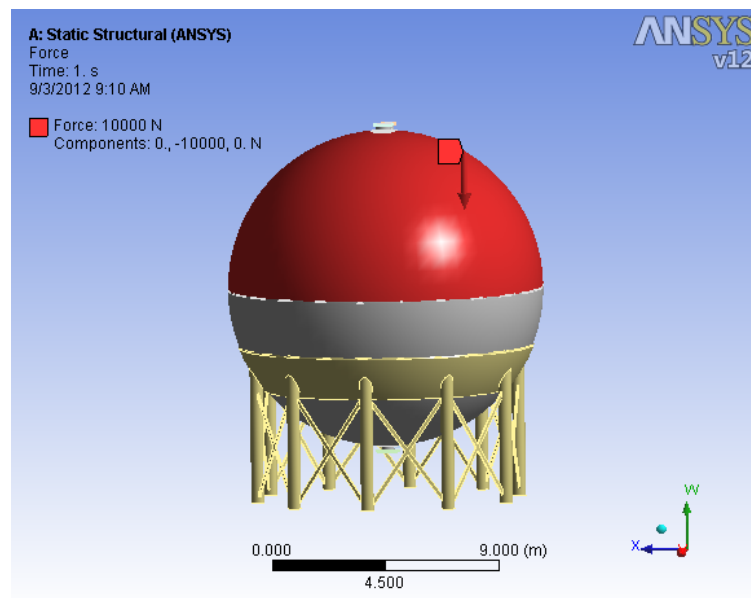
Validasi hasil dari analisa manual dengan menggunakan *software* dapat dilihat pada tabel 1 dibawah ini. Data yang diperoleh menghasilkan error yang masih relatif kecil, sehingga analisa dengan *software* yang dilakukan untuk menganalisa tegangan pada struktur bejana tekan dapat mendekati tegangan sebenarnya.

	Manual	<i>Software</i>	Error (%)
Tegangan pada tebal 1.75	16143.6 psi	16378 psi	1.43
Tegangan pada tebal 1.875	15068.9 psi	15267 psi	1.3
P/Pcr	1	1.0034	0.34
Tegangan hidrostatik	9.78×10^5 Pa	9.8656×10^5 Pa	0.875

LAMPIRAN C

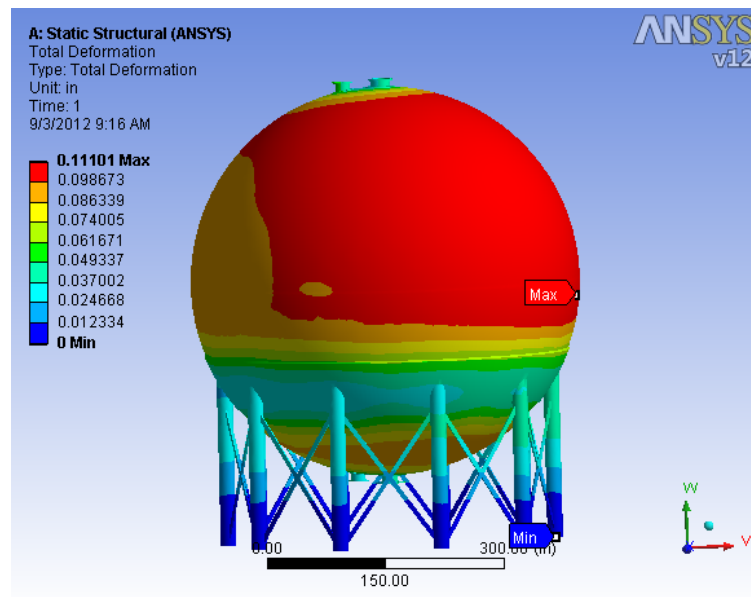
SIMULASI PEMASANGAN *LADDER SUPPORT*

Pemasangan *ladder support* atau tangga pada bejana tekan menimbulkan beban vertikal yang dialami oleh dinding bejana tekan. Beban akibat pemasangan tangga ini tidak boleh menyebabkan *buckling local* pada dinding bejana tekan. Untuk mengetahui fenomena yang terjadi akibat beban pemasangan tangga maka akan disimulasikan pada *software Ansys Workbench*. Gambar 1 di bawah ini menunjukkan pemberian beban vertikal akibat pemasangan tangga



Gambar 1 Pembebanan akibat pemasangan tangga

Pada gambar 1 menunjukkan adanya beban vertikal yang terpusat pada tempat pemasangan tangga. Selanjutnya hasil simulasi beban ini ditunjukkan pada gambar 2.



Gambar 2 Hasil simulasi beban akibat pemasangan tangga

Dari gambar 2 terlihat hasil simulasi untuk beban akibat pemasangan tangga. Beban ini mengakibatkan deformasi pada dinding bejana tekan. Nilai deformasi untuk dinding bejana tekan senilai 0.11". Nilai tersebut menunjukkan bahwa bejana tekan tidak mengalami *buckling local* pada dinding dimana tangga akan dipasang.

LAMPIRAN D
DOKUMENTASI TEKNIK