

**STUDI PRILAKU *BUCKLING* SHELL TOROIDAL  
LINGKARAN YANG DIBEBANI TEKANAN EXTERNAL  
DAN PERBANDINGANNYA DENGAN SHELL SILINDER  
YANG EKIVALEN**

**(Skripsi)**

**Oleh  
FACHRI SURYA NUGRAHA**



**JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS LAMPUNG  
2017**

**STUDI PRILAKU *BUCKLING* SHELL TOROIDAL  
LINGKARAN YANG DIBEKANI TEKANAN EXTERNAL  
DAN PERBANDINGANNYA DENGAN SHELL SILINDER  
YANG EKIVALEN**

**Fachri Surya Nugraha<sup>1</sup>, Asnawi Lubis<sup>2</sup> dan Ahmad Su'udi<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Universitas Lampung

<sup>2</sup>Dosen Jurusan Teknik Mesin, Universitas Lampung

**Abstrak**

Bejana tekan merupakan suatu wadah yang berfungsi sebagai penampung fluida, baik fluida cair maupun gas. Dalam perancangan suatu bejana tekan ada beberapa hal yang harus diperhatikan, terutama tegangan-tegangan yang muncul akibat tekanan internal dan tekanan external. Tekanan external pada bejana tekan dapat menimbulkan *Buckling* pada dinding. *Buckling* adalah bentuk ketidakstabilan struktur yang mengarah pada kegagalan. Pada penelitian ini ditentukan perbandingan perilaku *Buckling* shell bentuk geometri toroidal dengan geometri silinder. Geometri silinder hanya memiliki satu kurvatur lingkaran sedangkan geometri toroidal ini memiliki dua kurvatur lingkaran yang saling menguatkan. Ini yang menjadi hipotesis awal yang menjadi acuan bahwa bentuk geometri toroidal lebih kuat dari pada bentuk geometri silinder. Beban *Buckling* ditentukan secara teoritis dan numerik dengan menggunakan *software* ANSYS 15 yang berbasis metode elemen hingga. Jenis elemen yang digunakan adalah elemen SHELL 281. *Limit Load Buckling* diperoleh melalui analisis nonlinier menggunakan metode arc length. Hasil Penelitian menunjukkan bahwa *Limit Load* shell toroidal adalah 0.2873 MPa dan *limit load* shell silinder yang ekuivalen adalah 0.089 MPa. Ini menunjukkan bahwa *limit load* toroidal mencapai 3.26 kali *limit load* silinder. *Limit load* silinder dapat ditingkatkan dengan menambah *stiffener*. Penelitian ini menunjukkan bahwa menambahkan satu *stiffener* meningkatkan limit load 67% dan dua *stiffener* meningkatkan limit load 133%, nilai ini mendekati *limit load* shell toroidal.

Kata Kunci: Bejana Tekan, Toroidal, Tekanan External, *Buckling*, *Limit Load*.

# **STUDY OF BUCKLING BEHAVIOR OF CIRCULAR TOROIDAL SHELL UNDER EXTERNAL PRESSURE AND COMPARISON WITH EQUIVALENT CYLINDER SHELL**

**Fachri Surya Nugraha<sup>1</sup>, Asnawi Lubis<sup>2</sup> dan Ahmad Su'udi<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Student, Department of Mechanical Engineering, University of Lampung

<sup>2</sup>Lecturer, Department of Mechanical Engineering University of Lampung

## **Abstract**

Pressure vessel is a container that serves as a fluid container both for liquid and gas. In designing a pressure vessel there are several things that must be considered, mainly the stresses that arise due to internal pressure and external pressure. Due to external pressure on pressure vessel the shell structure might buckle. In this study, buckling load and behavior of toroidal shell is compared to an equivalent cylindrical shell. A cylindrical shell has single curvature, whereas a toroidal shell has double curvature that makes a toroidal shell stronger than a cylinder shell. This is the initial hypothesis which becomes the reference that the form of toroidal geometry is stronger than the cylindrical geometry. Buckling load was determined theoretically and numerically by using ANSYS 15 software based on finite element method. The element type used is SHELL 281. Limit Load Buckling was obtained through nonlinear analysis using arc length method. The results show that limit load of a toroidal shell is 0.2873 MPa and limit load of an equivalent cylindrical shell is 0.089 MPa. These results show that limit load of a toroidal shell is 3.26 times the limit load of an equivalent cylindrical shell. Limit load of a cylindrical shell can be increased by addition of stiffeners. The results in this study show that by adding one stiffener increase the limit load by 67% and by adding two stiffeners increase the limit load by 133%. This value of limit load approaches the limit of an equivalent toroidal shell.

**Keywords:** Pressure Vessels, Toroidal, External Pressure, Buckling, Limit Load.

**STUDI PRILAKU *BUCKLING* SHELL TOROIDAL  
LINGKARAN YANG DIBEBANI TEKANAN EXTERNAL  
DAN PERBANDINGANNYA DENGAN SHELL SILINDER  
YANG EKIVALEN**

**Oleh**

**FACHRI SURYA NUGRAHA**

**Skripsi**

**Sebagai Salah Satu Syarat untuk Mencapai Gelar  
SARJANA TEKNIK**

**Pada**

**Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknik Universitas Lampung**



**FAKULTAS TEKNIK  
JURUSAN TEKNIK MESIN  
UNIVERSITAS LAMPUNG  
2017**

Judul Skripsi : **STUDI PRILAKU BUCKLING SHELL TOROIDAL LINGKARAN YANG DIBEBANI TEKANAN EXTERNAL DAN PERBANDINGANNYA DENGAN SHELL SILINDER YANG EKIVALEN**

Nama Mahasiswa : **Fachri Surya Nugraha**

Nomor Pokok Mahasiswa : **1315021022**

Jurusan : **Teknik Mesin**

Fakultas : **Teknik**



**MENYETUJUI**

**1. Komisi Pembimbing**

**Dr. Ashawi Lubis, S.T., M.Sc.**  
NIP. 19700412 199703 1 006

**Ahmad Su'udi, S.T., M.T.**  
NIP. 19740816 200012 1 001

**2. Ketua Jurusan Teknik Mesin**

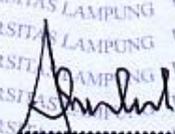
**Ahmad Su'udi, S.T., M.T.**  
NIP. 19740816 200012 1 001

**MENGESAHKAN**

1. **Tim Penguji**

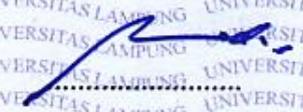
**Ketua**

**: Dr. Asnawi Lubis, S.T., M.Sc.**



**Sekretaris**

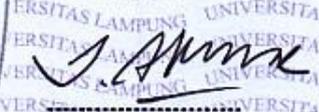
**: Ahmad Su'udi, S.T., M.T.**



**Penguji**

**Bukan Pembimbing**

**: Dr. Jamiatul Akmal, S.T., M.T.**



2. **Dekan Fakultas Teknik Universitas Lampung**



**Prof. Suharno M.S., M.Sc., PhD**

**NIP. 196207171987031002**



**Tanggal Lulus Ujian Skripsi : 18 Agustus 2017**

## PERNYATAAN PENULIS

TUGAS AKHIR INI DIBUAT SENDIRI OLEH PENULIS DAN BUKAN HASIL PLAGIAT SEBAGAIMANA DIATUR DALAM PASAL 36 PERATURAN AKADEMIK UNIVERSITAS LAMPUNG DENGAN SURAT KEPUTUSAN REKTOR No. 06 TAHUN 2016.

YANG MEMBUAT PERNYATAAN



**FACHRI SURYA NUGRAHA**

**NPM: 1315021022**

## RIWAYAT HIDUP



Penulis dilahirkan di Bandar Lampung, Kecamatan Tanjung Karang Barat, Provinsi Lampung pada tanggal 27 April 1995, sebagai anak pertama dari tiga bersaudara dari Bapak Amir Samsul Rizal, S.E dan Ibu Yosefina.

Pendidikan yang telah ditempuh penulis adalah TK Kartini, Kecamatan Tanjung Karang Pusat diselesaikan pada tahun 2001. Pendidikan di SD Negeri 2 Purwosari, Kecamatan Natar Lampung Selatan diselesaikan pada tahun 2007 dan aktif di organisasi Pramuka. Pendidikan di SMP Negeri 1 Bandar Lampung, diselesaikan pada tahun 2010 dan aktif di organisasi Pramuka. Pendidikan di SMA Negeri 16 Bandar Lampung diselesaikan pada tahun 2013 dan aktif di organisasi Paskibra.

Pada tahun 2013, penulis terdaftar sebagai mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Lampung melalui seleksi nasional masuk perguruan tinggi negeri (SNMPTN). Selama menjadi mahasiswa penulis aktif dalam organisasi Himpunan Mahasiswa Teknik Mesin (HIMATEM) sejak tahun 2013-2016 dan aktif dalam organisasi Badan Eksekutif Mahasiswa Fakultas Teknik

(BEM FT) sejak tahun 2016- 2017. Penulis juga menjadi asisten dosen dalam matakuliah Mekanika Kekuatan Material (MKM) sejak 2014- 2016. Pada tahun 2016, Penulis melakukan kerja praktek (KP) di PT. Daya Radar Utama, Panjang, Lampung Selatan yang merupakan perusahaan pembuatan dan perakitan kapal laut. Pada tahun 2017. Penulis melakukan KKN Tematik di Kampung Kalirejo, Kecamatan Kalirejo, Kabupaten Lampung Tengah dan menjadi Koordinator Kecamatan (KORCAM) KKN di Kecamatan Kalirejo. Dan pada tahun 2017, penulis melakukan penelitian pada bidang konstruksi/ perancangan dengan judul “Studi Prilaku *Buckling* Shell Toroidal Lingkaran Yang dibebani Tekanan External Dan Perbandingannya Dengan Shell Silinder Yang Ekuivalen” di bawah bimbingan Dr. Asnawi Lubis, S.T.,M.Sc dan Ahmad Su’udi, S.T.,M.T.



*Bacalah dengan menyebut nama Tuhanmu  
Dia telah menciptakan manusia dari segumpal darah  
Bacalah, dan Tuhanmulah yang maha mulia  
Yang mengajar manusia dengan pena,*

*Dia mengajarkan manusia apa yang tidak diketahuinya  
(QS: Al-'Alaq 1-5)*

*Maka nikmat Tuhanmu yang manakah yang kamu dustakan ?  
(QS: Ar-Rahman 13)*

*Niscaya Allah akan mengangkat (derajat) orang-orang yang beriman diantaramu  
dan orang-orang yang diberi ilmu beberapa derajat  
(QS : Al-Mujadilah 11)*

*Ya Allah,  
Waktu yang sudah kujalani dengan jalan hidup yang sudah menjadi  
takdirku, sedih, bahagia, dan bertemu orang-orang yang  
memberiku sejuta pengalaman bagiku, yang telah  
memberi warna-warni kehidupanku. Kubersujud  
dihadapan Mu, Engaku berikan aku kesempatan  
untuk bisa sampai Di penghujung  
Awal perjuanganku ini  
Segala Puji bagi Mu  
Ya Allah.*

## *MOTO*

*"Bukan seorang pemuda yang membanggakan harta kedua orang tuanya. Tapi pemuda itu adalah saya dan kita yang mampu mengangkat harkat dan martabat kedua orang tua kita".*

*"Meraih gelar sarjana memang butuh perjuangan yang tak sederhana, ingatlah kedua orang tua dan keluarga yang ingin melihatmu segera memakai toga wisuda Sarjana Teknik."*

## SANWACANA

Puji syukur penulis ucapkan ke hadirat ALLAH SWT atas segala limpahan rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul “Studi Prilaku *Buckling* Shell Toroidal Lingkaran Yang Dibeberani Tekanan External Dan Perbandingannya Dengan Shell Silinder Yang Ekuivalen” sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik di Universitas Lampung.

Dalam proses penyusunan skripsi ini, penulis telah banyak menerima masukan, arahan, bimbingan, motivasi, dan bantuan dari berbagai pihak. Sehubungan dengan hal itu, penulis mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak berikut:

1. Kedua Orang Tua Penulis Amir Samsul Rizal, S.E, Dra. Yosefina, Adek Perempuan yang menemani dalam satu Fakultas Monica Adinda Pricilya dan Adek bungsu Farel Novriansyah Putra.
2. Bapak Ahmad Suudi, S.T., M.T. selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Lampung dan Pembimbing 2 Tugas Akhir Penulis atas pemberian kritik dan saran yang sangat bermanfaat bagi penulis.
3. Dr. Asnawi Lubis, S.T.,M.Sc. selaku pembimbing 1 Tugas Akhir atas kesediaan dan keikhlasannya memberikan bimbingan, saran, arahan dan

motivasi yang diberikan selama penyusunan skripsi ini.

4. Dr. Jamiatul Akmal, S.T., M.T. selaku Pembahasa Tugas Akhir telah banyak memberikan saran yang bermanfaat dalam penyusunan skripsi ini.
5. Bapak Harnowo Supriadi, S.T., M.T. selaku Kordinator Tugas Akhir Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Lampung.
6. Bapak dan Ibu dosen serta staf Jurusan Teknik Mesin kepada penulis untuk menyelesaikan studi.
7. Sahabat Seperjuangan Sejak masuknya Teknik mesin Adi Suprianto, S.T., Yuda Helmi, S.T., Ahmad Ghozalin, S.T., dan Kelvin Fernando, S.T.
8. Teman-teman seperjuangan di Teknik Mesin angkatan 2013.
9. Teman- teman, Abang dan Mbak tingkat Teknik Mesin Universitas Lampung.

Semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi penulis pada khususnya dan pembaca pada umumnya.

Bandarlampung, Agustus 2017

Fachri Surya Nugraha

## DAFTAR ISI

	Halaman
<b>ABSTRAK .....</b>	<b>i</b>
<b>LEMBAR PERSETUJUAN .....</b>	<b>iv</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN .....</b>	<b>v</b>
<b>LEMBAR PERNYATAAN .....</b>	<b>vi</b>
<b>RIWAYAT HIDUP .....</b>	<b>vii</b>
<b>KATA MUTIARA .....</b>	<b>ix</b>
<b>SANWACANA .....</b>	<b>xi</b>
<b>DAFTAR ISI .....</b>	<b>xiii</b>
<b>DAFTAR GAMBAR.....</b>	<b>xvi</b>
<b>DAFTAR TABEL .....</b>	<b>xix</b>
<b>DAFTAR SIMBOL .....</b>	<b>xx</b>
<b>I. PENDAHULUAN</b>	
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Tujuan Penelitian .....	3
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Sistematika Penulisan .....	4

## II. TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Teori <i>Buckling</i> .....	5
2.1.1 Analisis <i>Buckling</i> Nonlinier .....	6
2.1.2 Analisis <i>Buckling</i> Nilai Eigen .....	7
2.2 Analisis Nonlinier .....	9
2.2.1 Nonlinier Material .....	10
2.2.2 Nonlinier Geometri .....	11
2.3 Metode Arc Length .....	12
2.4 Pengertian Toroidal .....	15
2.5 Teori Shell Silinder Tekanan External .....	18
2.6 Teori Shell Toroidal Tekanan External .....	23
2.7 Metode Elemen Hingga Dengan ANSYS .....	25
2.7.1 Tahap <i>Preprocessing</i> .....	25
2.7.2 Tahap <i>Solution</i> .....	26
2.7.3 Tahap <i>Postprocessor</i> .....	26

## III. METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Waktu dan Tempat Penelitian .....	27
3.2 Metode Elemen Hingga .....	27
3.2.1 Tahap <i>Preprocessing</i> .....	27
3.2.2 Tahap <i>Solution</i> .....	34
3.2.3 Tahap <i>Postprocessing</i> .....	36
3.3 Diagram Alir Penelitian .....	37

#### **IV. HASIL DAN PEMBAHASAN**

4.1 Limit <i>Load</i> .....	38
4.1.1 Grafik Beban Vs <i>Displacement</i> pada kondisi Limit <i>Load</i> .....	43
4.1.2 Grafik Distribusi <i>Radial Displacement</i> pada kondisi Limit <i>Load</i> ...	48
4.2 <i>Collaps</i> .....	50
4.2.1 Grafik Beban Vs <i>Displacement</i> pada kondisi <i>Collaps</i> .....	53
4.2.2 Grafik Distribusi <i>Radial Displacement</i> pada kondisi <i>Collaps</i> .....	57

#### **V. SIMPULAN DAN SARAN**

5.1 Simpulan .....	60
5.2 Saran.....	61

#### **DAFTAR PUSTAKA**

#### **LAMPIRAN**

## DAFTAR GAMBAR

Gambar	Halaman
1. Silinder dengan <i>stiffener</i> .....	2
2. Contoh Fenomena Buckling.....	5
3. Kurva Beban Defleksi Nonlinier.....	7
4. Kurva Buckling Linier .....	7
5. Kurva Tegangan Regangan Nonlinier Material .....	10
6. Kurva Beban dengan Perpindahan Nonlinier Geometri.....	11
7. Suatu Sistem Persamaan antara Perubahan Perpindahan dan Beban yang Menunju Ketidakstabilan Struktur .....	12
8. Skema dari Iterasi Metode Arc Length .....	15
9. Contoh Bentuk Toroidal.....	16
10. Lingkaran Toroidal.....	16
11. Irisal Vertikal Toroidal.....	17
12. Potongan Silinder dan Toroidal pada Bidang x-y .....	18
13. Parameter Geometri dari Shell Silinder Tekanan External .....	19
14. Parameter Tekanan Kritis pada Shell Silinder .....	22
15. Parameter Geometri dari Shell Toroidal Tekanan External .....	24
16. Pemodelan Geometri Silinder dan Geometri Toroidal.....	30

17. Model Material <i>Elastic Perfectly Plastic</i> .....	31
18. Elemen ANSYS Shell 281 .....	32
19. Meshing Geometri Silinder dan Geometri Toroidal .....	32
20. Kondisi batas pada <i>External Pressure</i> .....	33
21. Beban External pada Geometri Silinder dan Geometri Toroidal .....	34
22. Metode Arc Length pada ANSYS .....	35
23. Grafik Substep, Loadstep dan Time pada ANSYS .....	36
24. Diagram Alir Penelitian .....	37
25. Limit <i>Load Buckling</i> Geometri Silinder.....	41
26. Limit <i>Load Buckling</i> Geometri Silinder 1 <i>Stiffener</i> .....	42
27. Limit <i>Load Buckling</i> Geometri Silinder 2 <i>Stiffener</i> .....	42
28. Limit <i>Load Buckling</i> Geometri Toroidal.....	42
29. Posisi Circumferensial geomteri silinder dan geometri toroidal.....	44
30. Grafik Nondimensional Beban Vs <i>Displacement</i> pada kondisi Limit <i>Load</i> posisi <i>Crown</i> .....	45
31. Grafik Nondimensional Beban Vs <i>Displacement</i> pada kondisi Limit <i>Load</i> posisi <i>Intrados</i> .....	46
32. Grafik Nondimensional Beban Vs <i>Displacement</i> pada kondisi Limit <i>Load</i> posisi <i>Extrados</i> .....	47
33. Kontur Distribusi Radial <i>Displacement</i> dalam Lingkaran pada kondisi Limit <i>Load</i> . .....	49
34. Grafik Nondimensional Distribusi <i>Radial Displacement</i> pada kondisi Limit <i>Load</i> . .....	49
35. Kondisi Collaps Beban <i>Buckling</i> Geometri Silinder.....	51

36. Kondisi Collaps Beban Geometri Silinder 1 <i>Stiffener</i> .....	51
37. Kondisi Collaps Beban <i>Buckling</i> Geometri Silinder 2 <i>Stiffener</i> .....	52
38. Kondisi Collaps Beban <i>Buckling</i> Geometri Toroidal.....	52
39. Grafik Nondimensional Beban Vs <i>Displacement</i> pada kondisi <i>Collaps</i> posisi <i>Crown</i> .....	54
40. Grafik Nondimensional Beban Vs <i>Displacement</i> pada kondisi <i>Collaps</i> posisi <i>Intrados</i> .....	55
41. Grafik Beban Vs <i>Displacement</i> Nondimensional pada kondisi <i>Collaps</i> posisi <i>Extrados</i> .....	56
42. Kontur Distribusi Radial <i>Displacement</i> dalam Lingkaran pada Kondisi <i>Collaps</i> .. .....	58
43. Grafik Nondimensional Distribusi <i>Radial Displacement</i> pada kondisi <i>Collaps</i> .....	58

## DAFTAR TABEL

Tabel	Halaman
1. Contoh Aplikasi dari Analisis Nonlinier Struktur dibidang Teknik .....	9
2. Parameter Geometri Pemodelan.....	29
3. Material Propertis Geometri.....	30
4. Hasil Limit <i>Load Buckling</i> pada variasi Geomteri.....	40

## DAFTAR SIMBOL

Simbol	Keterangan	Satuan
$u_0$	Nilai Perpindahan Awal	mm
$P_0$	Nilai Beban yang Diterima Awal	MPa
$\Delta u$	Perubahan Perpindahan	mm
$\Delta P$	Perubahan Beban yang Diterima	MPa
$\delta u$	Faktor Koreksi dari Nilai Perpindahan	-
$\delta P$	Faktor Koreksi dari Nilai Beban yang Diterima	-
$K_T$	<i>Tangent Stiffness Matrix</i>	-
$\nabla$	Koefesien Bentuk Kurva Lingkaran Arc Length	-
$\Delta l$	Jari-Jari dari Lingkaran Arc Length	mm
$E$	Modulus Young Material	MPa
	Poison Rasio Silinder dan Toroidal	-
$h$	Tebal Shell Silinder	mm
$L$	Panjang Geometri Silinder	mm
$r$	Jari-Jari Penampang Lingkaran Silinder	mm
$V_s$	Volume Geometri Silinder	$m^3$
$R$	Jari-Jari Kelengkungan Toroidal	mm
$a$	Jari-Jari Penampang Lingkaran Toroidal	mm

t	Tebal Shell Toroidal	mm
b	Rasio Kelengkungan Toroidal	-
Vt	Volume Geometri Toroidal	m <sup>3</sup>
x	Regangan pada Sumbu x Silinder	-
	Regangan pada Sumbu y Silinder	-
z	Regangan pada Sumbu z Silinder	-
Kx	Kurvatur Komponen pada Sumbu x Silinder	-
K	Kurvatur Komponen pada Sumbu y Silinder	-
Kz	Kurvatur Komponen Sumbu z Silinder	-
f	Perpindahan arah Sumbu x Silinder	mm
g	Perpindahan arah Sumbu Silinder	mm
i	Perpindahan arah Sumbu z Silinder	mm
Nx	<i>Membrane force</i> pada Sumbu x Silinder	N
N	<i>Membrane force</i> pada Sumbu y Silinder	N
Nz	<i>Membrane force</i> pada Sumbu z Silinder	N
Mx	<i>Bending moments</i> pada Sumbu x Silinder	N.mm
M	<i>Bending moments</i> pada Sumbu y Silinder	N.mm
Mz	<i>Bending moments</i> pada Sumbu z Silinder	N.mm
D	Kekakuan <i>Bending Moment</i>	N.mm <sup>3</sup>
K	Kurvatur Kelengkungan secara umum Silinder	N.mm
w <sub>o</sub>	Perpindahan yang terjadi akibat Buckling pada Silinder	mm
P <sub>cr</sub>	Tekanan Kritis External pada Shell Silinder	MPa
$\tilde{N}_\varphi$	<i>Membrane Force</i> pada Sumbu $\varphi$ Toroidal	N
$\tilde{N}_\theta$	<i>Membrane Force</i> pada Sumbu $\theta$ Toroidal	N

$B\phi$	Panjang Rotasi dari Element Meridional	mm
$P_y$	Limit <i>external pressure</i>	MPa
$\sigma_y$	Tegangan <i>yield</i> material	MPa

## I. PENDAHULUAN

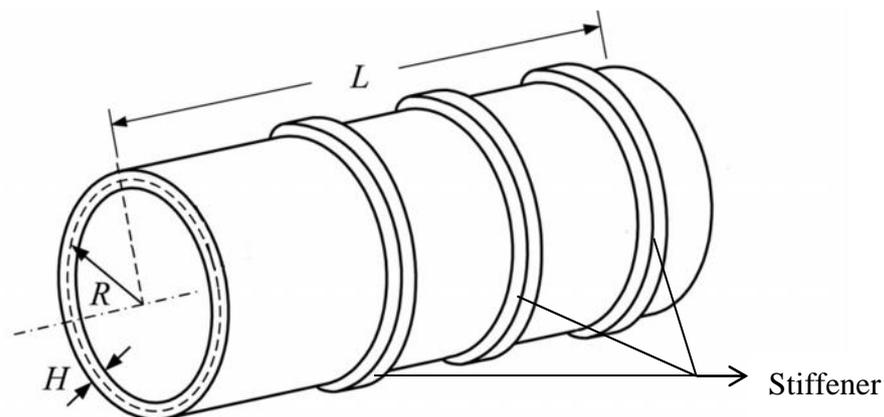
### 1.1 Latar Belakang

Bejana tekan merupakan suatu wadah yang berfungsi sebagai penampung fluida, baik fluida cair maupun gas. Dalam perancangan suatu bejana tekan ada beberapa hal yang harus diperhatikan, yaitu tegangan-tegangan yang muncul pada dinding bejana tersebut akibat tekanan internal yang dihasilkan karena fluida yang berada dalam bejana, berat bejana, dan tekanan external yang muncul dari luar bejana.

Tegangan yang timbul pada bejana tekan akan menjadi suatu pertimbangan pada saat perancangan bejana tekan. Perlu diperhatikan pula pertimbangan terhadap adanya tekanan external pada bejana. Akibat tekanan external pada bejana tekan menimbulkan *buckling* pada struktur. *Buckling* adalah bentuk ketidakstabilan struktur yang mengarah pada kegagalan. Bentuk kegagalan dari ketidakstabilan ini digambarkan sebagai kegagalan karena kestabilan elastis.

Pada fenomenan *buckling* ini terdapat tekanan kritis. Tekanan kritis adalah tekanan dimana struktur mengalami *displacement* yang menyebabkan ketidakstabilan. Tekanan kritis setiap bejana berbeda sesuai dengan geometrinya. Tekanan external pada bejana harus dijaga tetap dibawah tekanan kritis.

Perilaku shell silinder yang menerima tekanan eksternal sangat dipengaruhi oleh ketidaksempurnaan atau cacat geometri. Ada banyak studi teoritis yang menyelidiki bahwa kekuatan shell silinder dengan bentuk satu kurvatur memberikan pengaruh perpindahan radial (*radial displacement*) dan panjang silinder memberikan pengaruh *buckling* secara *axisymmetric* yang seragam. Menurut teori Flugge tekanan kritis yang terjadi dinyatakan dengan persamaan linier yang menghubungkan modulus Young ( $E$ ), Poison rasio ( $\nu$ ), jari-jari lingkaran silinder ( $r$ ), tebal silinder ( $h$ ) dan panjang silinder ( $L$ ). Jika silinder sangat panjang akan mempengaruhi kekakuan shell silinder sehingga perlu ditambah *stiffener*, bentuknya bisa dilihat pada Gambar 1.



Gambar 1. Silinder dengan *Stiffener* (Shupeng, 2012).

Pada penelitian ini ingin ditentukan perbandingan beban *buckling* shell bentuk geometri toroidal dengan geometri silinder. Pada geometri silinder hanya memiliki satu kurvatur lingkaran sedangkan geometri toroidal ini memiliki dua kurvatur lingkaran yang saling menguatkan. Ini yang menjadi hipotesis awal yang menjadi acuan bahwa bentuk geometri toroidal lebih kuat dari pada bentuk geometri silinder dalam studi beban *buckling* yang terjadi.

Pada tugas akhir ini dilakukan analisis elemen hingga dengan menggunakan ANSYS *shell element* (shell 281) untuk pemodelan dan simulasi perilaku *buckling* shell toroidal lingkaran dan shell silinder dengan pemodelan yang ekuivalen bervolume  $15 \text{ m}^3$  dan luas penampang lingkaran yang sama. Pada analisis ini hasil yang ingin didapat adalah beban *buckling* shell toroidal dan shell silinder dari grafik hubungan beban dan *radial displacement* serta distribusi *radial displacement* pada kondisi *limit load* dan *collaps*.

## 1.2 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari dilakukannya penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Menentukan perbandingan limit *load buckling* shell toroidal dengan shell silinder dari grafik hubungan beban dan *radial displacement*.
2. Menentukan perbandingan limit *load buckling* shell silinder dan shell silinder yang diberikan *stiffener* dengan shell toroidal dari grafik hubungan beban dan *radial displacement*.
3. Menentukan posisi *radial displacement* yang terbesar untuk shell toroidal dan shell silinder pada kondisi limit *load* dan *collaps*.

## 1.3 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Pemodelan untuk shell toroidal dan shell silinder.
2. Pemodelan shell toroidal dengan  $R/r = 3$ .
3. Pemodelan shell silinder dengan menambahkan 1 dan 2 *stiffener*.

4. Penelitian dilakukan dengan menggunakan software ANSYS 15 berbasis metode elemen hingga.
5. Elemen yang dilakukan dalam penelitian adalah shell 281.
6. Pembebanan yang diberikan adalah *external pressure* seragam.
7. Efek temperatur tidak dimasukkan dalam pemodelan.

#### **1.4 Sistematika Penulisan**

Sistematika penulisan pada penelitian ini adalah sebagai berikut: Tinjauan pustaka yang berisikan tentang teori dasar yang mendukung penelitian ini diberikan pada Bab 2. Teori dasar *buckling*, analisis nonlinier, metode arc length, pengertian toroidal, teori shell silinder, teori shell toroidal dan metode elemen hingga diuraikan pada Bab ini. Penulisan selanjutnya yaitu metodologi penelitian diberikan pada Bab 3 yang berisikan tentang tahapan metode elemen hingga dalam pemodelan yaitu tahap *preprocessing*, *solution*, dan *post-Processing*. Bab 4 adalah hasil dan pembahasan Pada Bab ini disajikan data-data yang dibahas berupa grafik beban vs *radial displacement* pada kondisi limit *load* dan *collaps* dan grafik distribusi *radial displacement* pada kondisi limit *load* dan *collpas*. Bagian yang terakhir adalah simpulan dan saran yang diberikan pada Bab 5 yang berisikan simpulan yang dapat ditarik serta saran-saran untuk lanjutan dari penelitian ini.

## II. TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Teori *Buckling*

Struktur dan komponen mesin dapat mengalami kegagalan dalam beberapa cara yang berbeda, tergantung pada material, jenis dari pembebanan dan bentuk geometri. Misalnya, fenomena *buckling* yang dapat meregang atau menekuk jika terkena beban kritis tertentu sehingga terjadi kegagalan atau rusak sehingga memungkinkan struktur untuk hancur, fenomena ini dapat dilihat pada Gambar 2.



Gambar 2. Contoh Fenomena *Buckling* (Bader, 2014).

Fenomena *buckling* adalah salah satu bentuk ketidakstabilan struktur, yang mengarah pada kegagalan. Pada tahap tertentu dengan meningkatnya beban, maka beban berikutnya dapat diterima pada salah satu dari keseimbangan statis dan

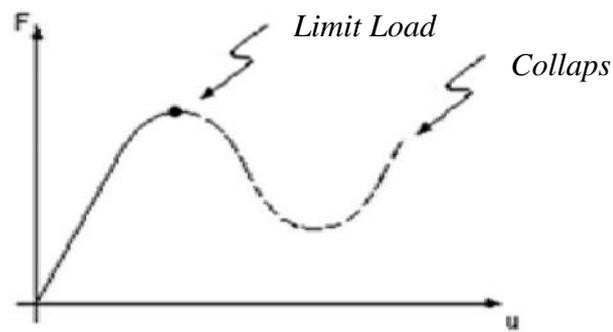
menuju perubahan bentuk (*state deformasi*). Dalam prakteknya, *buckling* ditandai dengan kegagalan tiba-tiba dari bagian struktur yang mengalami tegangan yang tinggi, dimana tegangan aktual pada titik kegagalan melebihi tegangan izin dari material.

Sebagai contoh selama gempa bumi, bagian struktur beton bertulang dapat mengalami deformasi lateral. Bentuk kegagalan ini juga digambarkan sebagai kegagalan karena ketidaksetabilan. Ketika beban terus-menerus diterapkan pada bagian struktur, seperti kolom, itu akhirnya akan menjadi cukup besar untuk menyebabkan bagian struktur untuk menjadi tidak stabil. Beban berikutnya akan menyebabkan deformasi yang signifikan dan tak terduga sehingga menyebabkan hilangnya kemampuan membawa beban. Bagian struktur tersebut dikatakan telah melengkung dan telah rusak.

Setelah banyak kejadian tersebut banyak para ilmuwan menganalisis perubahan deformasi karena *buckling* tersebut. Ada dua jenis analisis *buckling* yaitu:

### **2.1.1 Analisis *Buckling* Nonlinier**

Analisis *buckling* nonlinier merupakan pendekatan yang lebih akurat dan karena itu direkomendasikan untuk analisis desain atau evaluasi struktur yang sebenarnya. Metode ini digunakan untuk analisis statis nonlinier secara bertahap dengan meningkatkan beban untuk mencari tingkat beban di mana struktur menjadi tidak stabil, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.

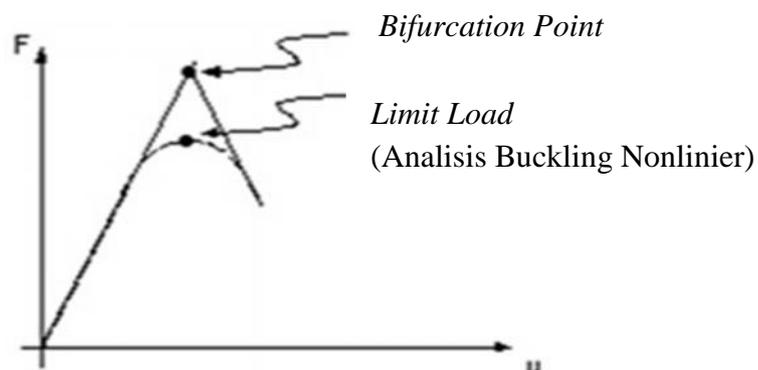


Gambar 3. Kurva Beban Defleksi Nonlinier (ANSYS).

Dengan menggunakan analisis nonlinier bentuk pemodelan dapat mencakup fitur seperti ketidaksempurnaan awal, perilaku plastik, regangan, dan besar defleksi yang diterima. Selain itu, dengan mengatur beban defleksi, dapat dilihat dimana struktur mulai menekuk atau gagal (Bader, 2014).

### 2.1.2 Analisis *Buckling* Linier (Nilai Eigen)

Analisis *buckling* linier adalah analisis untuk memprediksi kekuatan *buckling* teoritis (*Bifurkasi Point*) dari struktur elastis linier yang ideal sesuai dengan kurva pada Gambar 4.



Gambar 4. Kurva *Buckling* Linier (ANSYS).

Analisis *buckling* nilai Eigen silinder akan cocok dengan solusi klasik Euler akan tetapi ketidaksempurnaan geometri akan sering terjadi sehingga persamaan nonlinier harus diterapkan pada sebagian besar struktur. Analisis *buckling* nilai Eigen sering memberikan hasil yang konservatif dan umumnya tidak disarankan untuk digunakan dalam analisis aktual sehari-hari dalam rekayasa.

Ada 2 titik khusus pada suatu kurva *buckling* yang menjadikan perhatian dalam analisis buckling yaitu:

#### *1. Limit Load*

*Limit load* adalah beban maksimum yang dapat diterima oleh suatu struktur tertentu sehingga struktur mulai menjadi tidak stabil yang ditandai dengan menurunnya beban yang diterima akan tetapi *displacement* akan tetap meningkat sampai terjadinya gagal. *Limit load* terdapat pada analisis *buckling* nonlinier.

#### *2. Bifurcation points*

*Bifurcation point* adalah titik dimana beban maksimum yang diprediksi dari kekuatan *buckling* teoritis dan hasil yang akan didapat berupa kurva linier sampai menuju terjadinya gagal. *Bifurcation point* terdapat pada analisis *buckling* linier (Balthazar, 2015).

## 2.2 Analisis Nonlinier

Nonlinearity banyak terdapat dalam fenomena fisik. Mekanika fluida, dinamika, elastisitas, relativitas, reaksi kimia, pembakaran, ekologi, biomekanik, dan banyak fenomena lainnya bisa dianalisis dengan persamaan nonlinear. Analisis nonlinier dapat dilakukan untuk prediksi perilaku nonlinear struktur dengan pemodelan simulasi. Suatu simulasi melibatkan kombinasi dari pemodelan dan matematika, metode diskritisasi dan metode numerik. Ada beberapa contoh aplikasi dari analisis nonlinier struktur dibidang teknik bisa dilihat pada Tabel 1. (Balthazar, 2015).

Tabel 1. Contoh Aplikasi dari Analisis Nonlinier Struktur dibidang Teknik

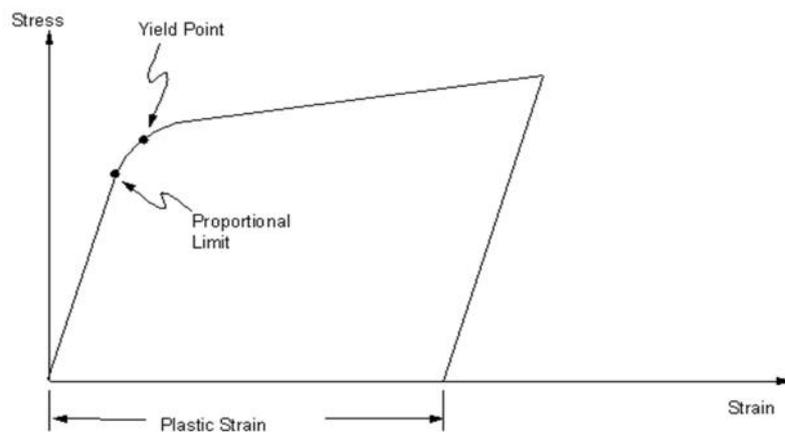
No	Contoh aplikasi	Penerapan
1	<i>Strength analysis</i>	Mengetahui besar beban yang dapat diterima struktur sebelum terjadinya gagal.
2	<i>Deflection analysis</i>	Menentukan bentuk defleksi yang terjadi pada struktur.
3	<i>Stability analysis</i>	Menentukan titik kritis ( <i>Limit load</i> atau <i>Bifurkasi point</i> ) pada struktur.
4	<i>Reserve strength analysis</i>	Menemukan daya yang dapat diterima beban dibawah nilai kritis untuk bentuk keamanan.
5	<i>Progressive failure analysis</i>	Sebuah gabungan dari analisis stabilitas dan kekuatan dimana terjadinya rambatan secara progresif.

Karakteristik nonlinier juga dapat diperoleh dari analisis seperti dengan model matematika dan komputasi untuk simulasi komputer. Ada 2 jenis nonlinierity yang sering digunakan dalam suatu analisis tertentu yaitu:

### 2.2.1 Material Nonlinier

Ketika bagian dari struktur mengalami *displacement* akibat beban yang bekerja ke bagian struktur tertentu, maka beban yang diterima membuat *displacement* akan terus meningkat bahkan jika material tersebut memiliki modulus yang kecil. Namun jika kondisi mendekati *collaps*, kenaikan beban selanjutnya akan menghasilkan kenaikan *displacement* yang lebih besar. Jika keadaan beban limit tercapai dengan *displacement* akan meningkat sampe menurun nya beban yang diterima.

Pada material nonlinier ini yang paling umum dianalisis adalah hubungan antara tegangan dan regangan suatu material karena perilaku material tergantung pada tahap deformasi setiap material yang diujikan, contoh Kurva Tegangan Regangan pada Material Nonlinier bisa dilihat pada Gambar 5.

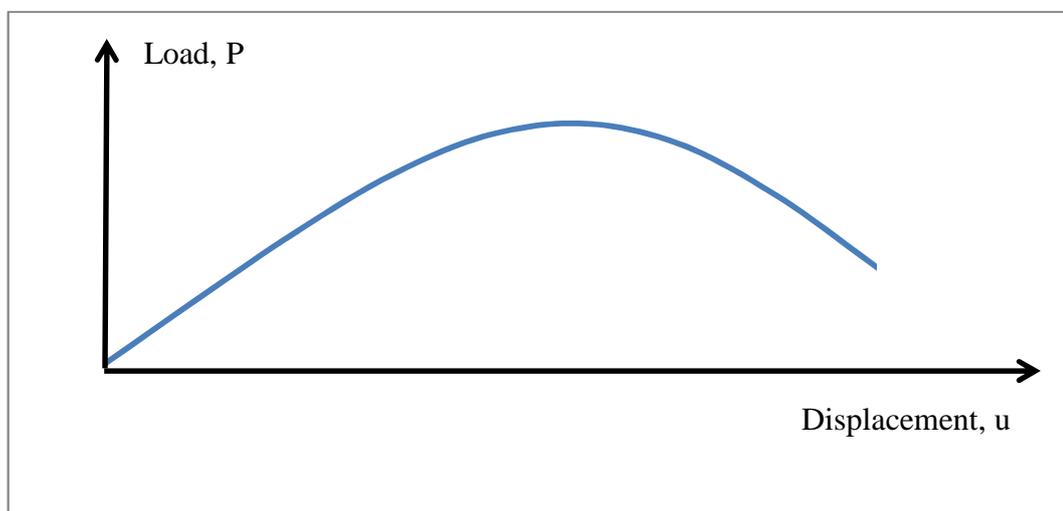


Gambar 5. Kurva Tegangan Regangan Material Nonlinier (Doshi, 2016)

### 2.2.2 Geometri Nonlinier

Geometri nonlinier muncul ketika deformasi cukup besar sehingga mengubah secara signifikan cara beban bekerja terhadap struktur yang diterima. Tujuan umum analisis ini adalah untuk mengkonstruksikan hubungan nonlinier antara beban yang diterapkan dan deformasi yang dihasilkan. Pada analisis geometri nonlinier ini akan menggambarkan perbedaan antara bentuk deformasi geometri linier dan nonlinier (Cook, 1995).

Pada geometri nonlinier ini yang paling umum dianalisis adalah hubungan antara beban dan perpindahan pada suatu struktur yang hasilnya lebih konservatif sesuai dengan bentuk geometri yang dilihat, analisis ini banyak digunakan untuk bentuk struktur geometri yang rumit karena kurva yang dihasilkan pun bervariasi yang bisa dilihat pada Gambar 6.

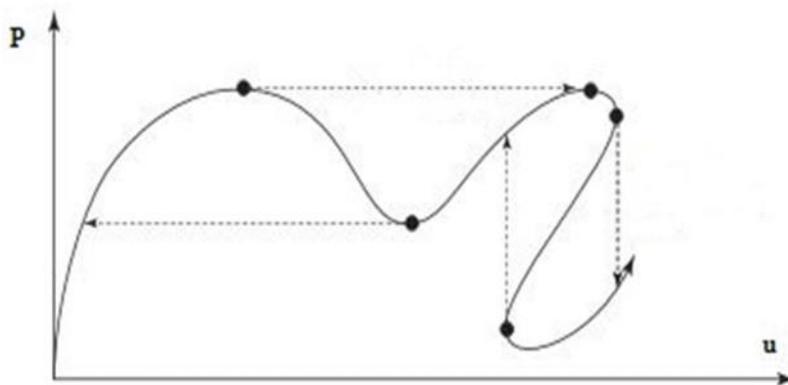


Gambar 6. Kurva Beban dengan Perpindahan Geometri Nonlinier.

### 2.3 Metode Arc Length

Metode Arc-Length adalah metode yang sangat tepat dalam memecahkan suatu persamaan nonlinier, jika permasalahan yang ingin diselesaikan mempunyai beberapa titik kritis. Jika ditinjau dari pembebanan mekanikal atau tanpa beban mekanikal yang terjadi, titik kritis bisa diartikan sebagai titik dimana suatu struktur yang terkena beban tidak dapat menahan beban eksternal yang terus meningkat sehingga terjadi ketidakstabilan pada strukturnya (vasiois, 2015).

Pada analisis menggunakan metode Arc Length penerapan titik awal berupa  $(u_0, P_0)$  sebagai acuan awal pada suatu sistem persamaan dan dijadikan sebagai pelengkap dari persamaan kesetimbangan yang ingin dicari terlebih dahulu jika belum diketahui. Pada metode arc length parameter yang dicari adalah perubahan perpindahan ( $\Delta u$ ) dan perubahan beban ( $\Delta P$ ). Adapun grafik yang didapat dari suatu persamaan metode arc length bisa dilihat pada Gambar 7.



Gambar 7. Suatu Sistem Persamaan antara Perubahan Perpindahan dan Beban yang Menuju Ketidakstabilan Struktur (Vasiois,2015).

Untuk persamaan diferensial dalam penyelesaian perubahan perpindahan ( $\Delta u$ ) terhadap perubahan beban ( $\Delta P$ ) memiliki penyelesaian yang iteratif yaitu sebagai berikut:

$$R(u'P') = F(u_0 + \Delta u) - (P_0 + \Delta P)C = 0 \quad (1)$$

Jika persamaan di atas terpenuhi dengan dasarnya ( $u_0 + \Delta u, P_0 + \Delta P$ ) maka titik pada solusi ini juga termasuk dalam persamaan kesetimbangan dan selanjutnya menuju penyelesaian solusinya berikutnya.

Namun, dalam banyak kasus, pada tahapan titik solusi tertentu belum bisa diselesaikan dengan persamaan (1) atau tidak bisa dicapai hasilnya sehingga perlu diberikan faktor koreksi pada persamaan ( $\delta_u, \delta_P$ ) dengan tujuan agar bisa memperbaiki titik solusi persamaan sehingga dasarnya yang awal berubah ( $u_0 + \Delta u + \delta_u, P_0 + \Delta P + \delta_P$ ) sehingga solusi penyelesaian berubah menjadi sebagai berikut:

$$R(u''P'') = F(u_0 + \Delta u + \delta_u) - (P_0 + \Delta P + \delta_P)C = 0 \quad (2)$$

Dengan menggunakan perubahan deret Taylor dalam persamaan linier, persamaan (2) berubah menjadi persamaan baru yaitu:

$$F(u_0 + \Delta u) + \left[ \frac{dF(u)}{du} \right]_{u_0 + \Delta u} \times \delta_u - (P_0 + \Delta P + \delta_P)C = 0 \quad (3)$$

Pada persamaan (3) dengan mengadopsi “Matrix Jacobian” untuk menentukan

$\left[\frac{dF(u)}{du}\right]$  sehingga memberika notasi baru pada persamaan berikut ini:

$$[K_T]_{u_0+\Delta u} \times \delta_u - \delta_P C = -[F(u_0 + \Delta u) - (P_0 + \Delta P)C] = -R(u'P') \quad (4)$$

Untuk persamaan umum arc length tanpa perubahan iterasi sebagai berikut:

$$(\Delta u + \delta_u)^T \times (\Delta u + \delta_u) + \nabla^2 (\Delta P + \delta_P)^2 (C^T \times C) = \Delta_l^2 \quad (5)$$

Dimana  $\nabla$  dan  $\Delta_l$  adalah parameter bentuk kurva yang terbentuk. Dalam bentuk matrik, persamaan (4) dan (5) dapat ditulis sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} [K_T] & -C \\ 2\Delta u^t & 2\nabla^2 \Delta_P (C^T \times C) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_u \\ \delta_P \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} R \\ A \end{bmatrix} \quad (6)$$

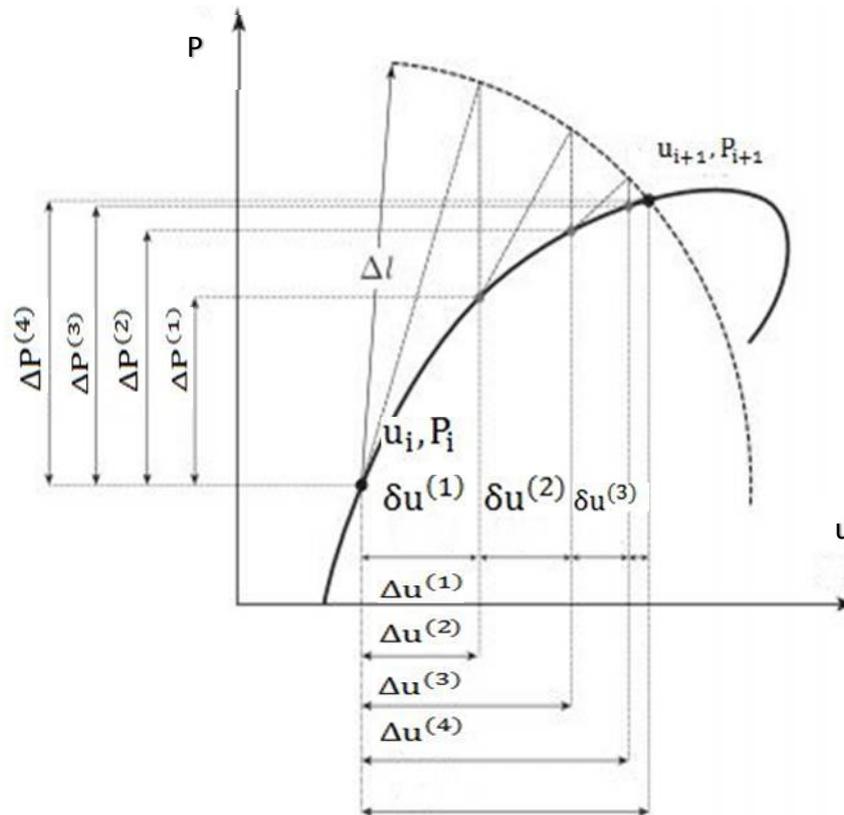
Dimana:

$$R = F(u_0 + \Delta u) - (P_0 + \Delta P)C \quad (7)$$

$$A = -[\Delta u^T \cdot \Delta u + \nabla^2 \Delta P^2 (C^T \cdot C) - \Delta_l^2] \quad (8)$$

Metode ini akan terus memberikan tambahan faktor koreksi  $(\delta_u, \delta_P)$  hingga konvergensi persamaan tercapai bisa dilihat pada persamaan (2). Jika nilai  $\nabla=1$ , metode ini biasa nya disebut *Spherical Arc-Length Method* karena pada persamaan umum arc length persamaan (5) titik  $\Delta u', \Delta P'$  akan membentuk lingkaran dengan jari-jari  $\Delta_l$ . Penentuan penggunaan nilai jari-jari dan titik konvergensi selanjutnya diperoleh titik penyimpangan antara persamaan

kesetimbangan dengan bentuk lingkaran yang dihasilkan. Proses iterasi ini untuk menentukan titik solusi ditunjukkan pada Gambar 8.

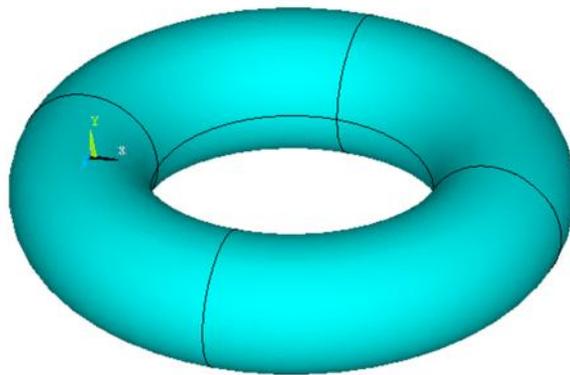


Gambar 8. Skema dari Iterasi Metode Arc-Length (Vasiois, 2015).

## 2.4 Pengertian Toroidal

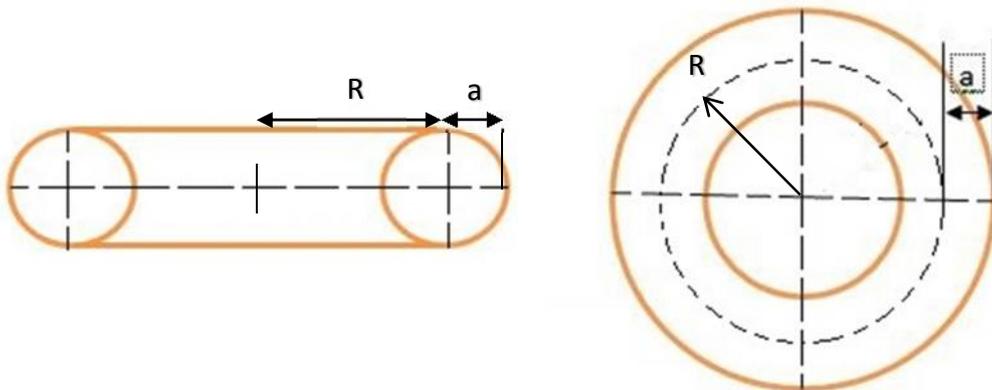
Toroidal berasal dari kata torus (*Tori* dalam bentuk jamak) yang artinya dalam ilmu geometri merupakan suatu permukaan yang tercipta akibat rotasi atau revolusi dari suatu lingkaran yang berputar dalam ruang tiga dimensi dengan sumbu putar yang berada secara koplanar atau sebidang dengan lingkaran itu (winata, 2014)

Bentuk toroidal yang *solid* (padat) sering disebut sebagai toroid yang banyak dijumpai pada bentuk induktor dan transformator listrik. Contoh lain dari objek berbentuk toroid adalah kue donat, (bola) pelampung penyelemat diri di air laut (yang tersedia di kapal laut maupun pesawat udara), cincin O dan cincin Vortex. Sebuah bentuk toroidal ditunjukkan pada Gambar 9.



Gambar 9. Contoh Bentuk Toroidal (ANSYS)

Berdasarkan definisi sebelumnya, toroidal terbentuk dari rotasi sebuah lingkaran dengan jari-jari lingkaran  $a$  terhadap lingkaran dengan jari-jari  $R$  seperti terlihat pada Gambar 10.

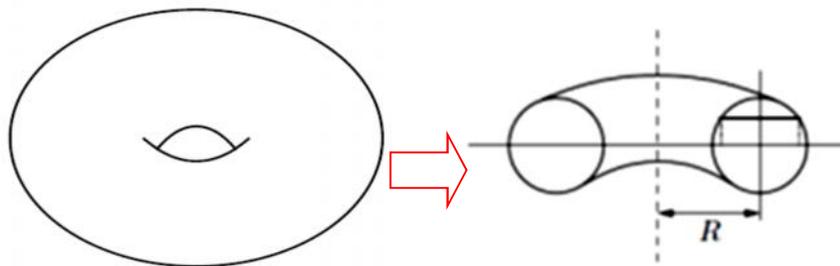


Gambar 10. Lingkaran Toroidal

Pada dasarnya torus/toroidal merupakan modifikasi dari bentuk silinder. Oleh karena itu dalam menentukan volume toroidal, dapat diasumsikan keliling lingkaran toroidal dengan jari-jari kelengkungan ( $R$ ) sebagai panjang silinder. Sedangkan luas penampang toroidal dengan jari – jari ( $a$ ) dapat dianggap sebagai luas alas silinder. Atau dengan kata lain volume torus/toroidal adalah

$$\text{Volume Toroidal} = (\pi a^2)(2\pi R) \quad (9)$$

Secara lengkap penjelasan mengenai volume torus/toroidal ini dapat dijabarkan sebagai berikut. Bila diiris sebuah torus atau toroidal menjadi dua bagian seperti terlihat pada Gambar 11.



Gambar 11. Irisan Vertikal Toroidal (Winata, 2014)

Dengan mengorientasikan irisan tersebut pada bidang x-y, maka akan terbentuk sebuah daerah yang dinamakan annulus. Ini adalah daerah di antara dua buah lingkaran yang konsentris. Oleh karena itu perlu ditentukan luas daerah tersebut.

$$\text{Radius lingkaran dalam} = R - x$$

$$\text{Radius lingkaran luar} = R + x$$

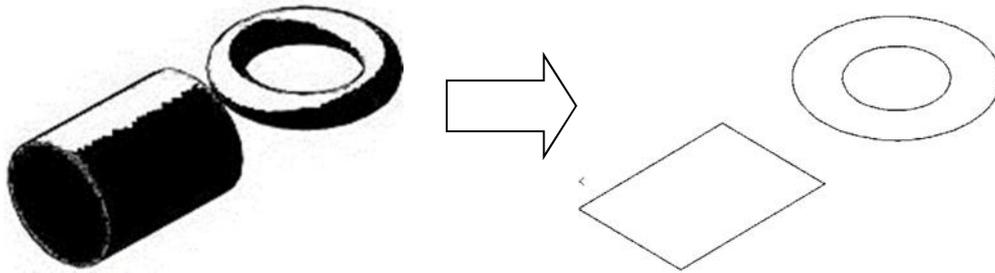
Dimana

$$x = + \sqrt{a^2 - y^2} \quad (10)$$

Jadi luas area tersebut adalah

$$\text{Area} = \pi[(R + x)^2 - (R - x)^2] = 4\pi R x = 4\pi R \sqrt{a^2 - y^2} \quad (11)$$

Persamaan (11) dapat dibandingkan dengan potongan silinder dengan jari-jari  $a$  dan panjang  $2R$ , dengan sumbu silinder berada pada bidang  $x$ - $y$  disejajarkan dengan potongan torus yang berada pada bidang yang sama seperti pada Gambar 12.



Gambar 12. Potongan Silinder dan Toroidal pada Bidang  $x$ - $y$  (Winata, 2014)

Ternyata penampang lintang dari silinder sama dengan penampang lintang torus karena keduanya memiliki jari-jari yang sama yaitu  $a$  jadi lebar penampang silinder adalah 2 kali.

Jadi luas persegi panjang penampang silinder adalah

$$\text{Luas persegi} = (2\pi R)(2x) = 4\pi R x = 4\pi R \sqrt{a^2 - y^2} \quad (12)$$

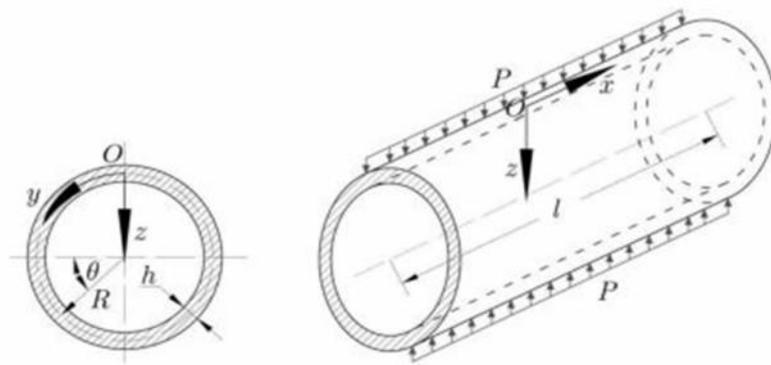
Ini sama dengan luas dari annulus, jika torus dan silinder terbuat dari material yang sama maka keduanya memiliki berat dan volume yang sama.

## 2.5 Teori Shell Silinder Tekanan External

Semua struktur dengan bentuk plat yang melengkung tertutup ataupun terbuka disebut dengan shell. Ada dua jenis shell yaitu shell tebal (*thick shell*) dan shell tipis (*thin shell*). Shell dianggap tipis jika tebal dinding shell sangat kecil bila dibandingkan dengan jari-jari kelengkungan. Tegangan yang terdistribusi pada

bidang tegak lurus terhadap permukaan shell dianggap sama untuk seluruh ketebalan shell bisa juga disebut tegangan radial (Timoshenko, 1998).

Untuk shell silinder dengan beban tekanan external, parameter yang diperkirakan adalah perubahan *membrane force* ( $N$ ) dan *bending moments* ( $M$ ) dimana pada setiap sumbu koordinat silinder ( $x, \theta, z$ ) yang terkena beban dapat dilihat pada Gambar 13 untuk geometri silinder.



Gambar 13. Parameter Geometri dari Shell Silinder

Tekanan External (Warsaw, 2014)

Tekanan external pada shell silinder dapat mengakibatkan kegagalan *buckling*. Jika dilihat dari geometri silinder ada 3 jenis perpindahan yang terjadi yaitu perpindahan arah sumbu  $x$  ( $f$ ), perpindahan arah sumbu  $\theta$  ( $g$ ) dan perpindahan arah sumbu  $z$  ( $i$ ). Jika shell diberi tekanan external, terjadi regangan pada setiap komponen sumbu nya ( $\epsilon_x, \epsilon_\theta, \epsilon_z$ ) dan kurvatur komponen ( $K_x, K_\theta, K_z$ ) yang merupakan kurva kelengkungan akibat tekanan yang diterima, masing- masing mempunyai persamaan sebagai berikut:

Untuk regangan setiap komponen sumbu

$$\epsilon_x = \frac{df}{dx} + \frac{1}{2} \left( \frac{di}{dx} \right)^2 \quad (13)$$

$$\epsilon_\theta = \frac{1}{r} \left( \frac{dg}{d\theta} - h \right) + \frac{1}{2r^2} \left( \frac{di}{d\theta} \right)^2 \quad (14)$$

$$\epsilon_z = \frac{1}{r} \frac{df}{d\theta} + \frac{dg}{dx} + \frac{1}{r} \frac{di}{dx} \frac{di}{d\theta} \quad (15)$$

Untuk kurvatur (kelengkungan) setiap komponen sumbu

$$K_x = \frac{d^2i}{dx^2} \quad (16)$$

$$K_\theta = -\frac{1}{r^2} \frac{d^2i}{d\theta^2} \quad (17)$$

$$K_z = -\frac{1}{r^2} \frac{d^2i}{dx d\theta} \quad (18)$$

Setelah ditentukan komponen regangan setiap sumbu dan komponen kurvatur setiap sumbu, dapat diperoleh nilai perubahan *membrane force* (N) dan *bending moments* (M) pada shell silinder. Adapun *membrane force* juga memiliki komponen setiap sumbu nya ( $N_x, N_\theta, N_z$ ) dan *bending moments* juga memiliki komponen setiap sumbu nya ( $M_x, M_\theta, M_z$ ) yang bisa dilihat pada persamaan dibawah ini (Warsaw, 2014).

$$N_x = K (\epsilon_x + \nu \epsilon_\theta) \quad (19)$$

$$N_\theta = K (\epsilon_\theta + \nu \epsilon_x) \quad (20)$$

$$N_z = \frac{1}{2} K \epsilon_z (1 - \nu) \quad (21)$$

$$M_x = D (K_x + \nu K_\theta) \quad (22)$$

$$M_{\theta} = D (K_{\theta} + \nu K_z) \quad (23)$$

$$M_z = D (1 - \nu) K_z \quad (24)$$

Dimana:

$$D = \frac{E h^3}{12(1 - \nu^2)} \quad (25)$$

$$K = \frac{E h}{(1 - \nu^2)} \quad (26)$$

D adalah kekakuan *bending shell*

K adalah kurvatur kelengkungan secara umum

Pada tekanan external untuk shell silinder fenomena yang sering terjadi adalah *buckling* dan *post buckling* suatu struktur. Karena gagalnya suatu stuktur yang sangat tiba-tiba suatu struktur elastis bisa melengkung di bawah beban yang berlebihan. Untuk menentukan apakah struktur yang diberikan dapat menjadi tidak stabil atau tidak, langkah pertama adalah menerapkan analisis stabilitas linear. Sebuah analisis stabilitas linier menggunakan pendekatan normal-mode selalu menghasilkan nilai Eigen, solusi yang memberikan kondisi bifurkasi. Dengan mengadopsi prosedur analitis dan numerik, dapat diperoleh tekanan kritis linier dalam bentuk yang disederhanakan dengan teori persamaan Flugge berikut ini (Forasassi, 2008).

$$P_{cr} = - \frac{4 \pi E h^2}{3\sqrt{6}(1 - \nu^2)^{3/4} r L} \sqrt{\frac{h}{r}} \quad (27)$$

Dimana:

$P_{cr}$  adalah tekanan kritis external yang dapat diterima struktur silinder

E adalah modulus young material

r adalah jari-jari lingkaran silinder

h adalah tebal shell silinder

L adalah panjang silinder

adalah poisson rasio silinder

Tekanan kritis ini tidak boleh melebihi limit *external pressure* pada suatu struktur yang ingin dianalisis. Adapun persamaan limit *external pressure* secara teoritis ini sebagai berikut:

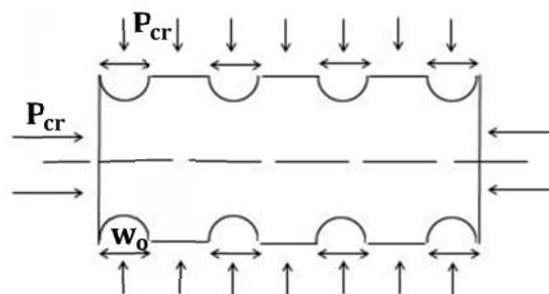
$$P_y = \frac{\sigma_y \times h}{r} \quad (28)$$

Dimana:

$P_y$  adalah limit *external pressure*

$\sigma_y$  adalah tegangan yield material

Setelah memvalidasi teknan kritis yang terjadi tidak melebihi limit *external pressure*, Selanjutnya tekanan kritis struktur mulai mengalami *buckling* secara perlahan-lahan karena analisis secara teori hanya memberikan bentuk kegagalan secara linier yang sama disetiap arah tekanan yang *uniform radial* yang seragam yang bisa dilihat pada Gambar 14.



Gambar 14. Parameter Tekanan Kritis pada Shell Silinder.

Pada kondisi terkena tekanan kritis shell silinder mengalami *buckling* berupa perpindahan radial (*radial displacement*) pada elemen tertentu, secara analisis linier persamaan yang didapat sebagai berikut (Wierzbicki, 2010).

$$w_o = -\frac{P_{cr}}{D 4\beta^4} \quad (29)$$

Dimana :

$w_o$  adalah perpindahan radial yang terjadi akibat *buckling*

$P_{cr}$  adalah tekanan kritis yang terjadi pada shell silinder

$D$  adalah kekakuan *bending shell*

$$\beta^4 = \frac{E h}{18 r^2 D} \quad (30)$$

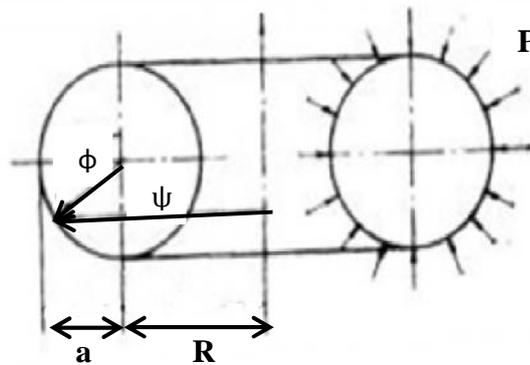
## 2.6 Teori Shell Toroidal Tekanan External

Shell toroidal banyak digunakan sebagai struktural elemen dalam rekayasa moderen, seperti struktur volume, pembangkit listrik tenaga nuklir, struktur lepas pantai. Dalam banyak kasus, tekanan external pada shell toroidal dapat menyebabkan kegagalan seperti *buckling* dan *post buckling*. Perilaku shell toroidal perlu diperhatikan dalam merancang struktur.

Dalam beberapa penelitian masalah *buckling* shell toroidal, ada beberapa analisis yang berhasil menentukan beban kritis dan modus *buckling* yang terjadi. Penyelidikan ini telah sampai pada kesimpulan bahwa modus *buckling* sesuai dengan beban kritis terendah adalah *axisymmetric* sehubungan dengan axirevolusi dan antisimetrik terhadap bidang ekuator. Hal itu merupakan analisis yang cukup

sulit untuk memperkirakan secara teoritis perilaku post *buckling* shell toroidal secara lengkap.

Shell toroidal diberikan tekanan external seragam (P), koordinat meridional ( $\phi$ ) dan koordinat circumferential ( $\psi$ ) dari pandangan permukaan tengah untuk masing-masing koordinat sumbu. Untuk parameter pembebanan dari shell toroidal tersebut ditunjukkan pada Gambar 15.



Gambar 15. Parameter Geometri dari Shell Toroidal Tekanan External

(Anwen, 1990).

Sehingga kita dapat mengetahui *membrane force* yang terjadi yaitu

$$\tilde{N}_{\phi} = -P a \left[ 1 - \frac{\alpha \sin \phi}{2(1 + \alpha \sin \phi)} \right] \quad (31)$$

$$\tilde{N}_{\psi} = -\frac{1}{2} P a \quad (32)$$

Dimana:

$\tilde{N}_{\phi}$  adalah *membrane force* arah koordinat  $\phi$  shell toroidal

$\tilde{N}_{\psi}$  adalah *membrane force* arah koordinat  $\psi$  shell toroidal

P adalah tekanan seragam pada shell toroidal

a adalah jari-jari lingkaran toroidal

R adalah jari-jari kelengkungan toroidal

$$\alpha = a/R \quad (33)$$

## 2.7 Metode Elemen Hingga Dengan ANSYS

Analisis elemen hingga dilakukan dengan menggunakan software ANSYS. Metode elemen hingga (*finite element method*) adalah prosedur numerik yang dapat dipakai untuk mendapatkan solusi pada permasalahan teknik, meliputi analisis tegangan, perpindahan panas, elektromagnetik, dan aliran fluida baik dalam kondisi *steady*, *transien*, linier, maupun nonlinier.

Dalam ANSYS langkah analisis dibagi menjadi tiga fase utama, yaitu *preprocessing*, *solution*, dan *postprocessing*.

### 2.7.1 Tahap *Preprocessing*

Tahap *preprocessing* adalah tahap awal yang merupakan tahap pemodelan geometri dan memisahkan solusi domain ke dalam elemen hingga, yakni membagi geometri menjadi elemen hingga. Selanjutnya adalah mengasumsikan fungsi bentuk untuk menampilkan karakter fisik elemen, yakni dengan memilih tipe elemen dari ANSYS *Library*. Selanjutnya dikembangkan persamaan untuk suatu elemen dengan memberikan kondisi batas pada model. Selanjutnya dibuat elemen untuk menampilkan seluruh permasalahan dengan mengaplikasikan pembebanan yang diinginkan.

\

### **2.7.2 Tahap *Solution***

Pada bagian *solution*, permasalahan yang telah didefinisikan akan dihitung, kemudian persamaan aljabar linier ataupun nonlinier diselesaikan secara simulasi untuk mendapatkan hasil titik hubung (*nodal result*).

Beberapa tipe elemen yang digunakan dalam *software* ANSYS antara lain adalah *shell elements*, *solid elements*, dan *contac elements*. Berdasarkan geometrinya, bejana tekan dapat dimodelkan sebagai tiga dimensi (3D), *symmetric*, dan *axisymmetric*. Model tiga dimensi (3D), adalah permodelan utuh dari suatu *pressure vessel*. Sedangkan *symmetric* model adalah suatu permodelan dimana hanya separuh dari bejana tekan yang dimodelkan. *Axisymmetric* model adalah permodelan yang mengambil bentuk dua dimensi, hal ini dilakukan karena geometri yang simetri sepanjang sumbu-z.

### **2.7.3 Tahap *Postprocessing***

Tahap *postprocessing* adalah tahap terakhir dalam suatu analisis untuk mendapatkan informasi penting sesuai dengan yang dianalisis. Contoh hasil analisis yang dapat diperoleh adalah nilai tegangan (*stress*), nilai regangan total (*strain-total*), nilai regangan elastik (*strain-elastic*), nilai regangan termal (*strain-thermal*), nilai regangan plastik (*strain-plastic*), nilai regangan krip (*strain-crip*), kontak nodal (*contac node*) dan pembebanan mekanik lain nya. Data yang telah didapat dari komputasi dapat langsung diolah dan ditampilkan baik dalam bentuk tabel, kurva, perubahan kontur model, dan nilai eksak lain nya sesuai dengan analisis yang diinginkan (Moaveni, 1999).

### **III. METODOLOGI PENELITIAN**

#### **3.1 Waktu dan Tempat Penelitian**

Penelitian ini dilakukan di Laboratorium Mekanika Struktur Jurusan Teknik Mesin Universitas Lampung. Penelitian ini dilaksanakan mulai dari bulan Mei 2017 sampai dengan Agustus 2017.

#### **3.2 Metode Elemen Hingga**

Pada penelitian ini digunakan metode elemen hingga dengan software ANSYS. Secara umum metode elemen hingga dengan ANSYS terdiri dari tiga tahapan penting yaitu: *Preprocessing*, *Solution* dan *Post-Processing*.

##### **3.2.1 Tahap *Preprocessing***

Tahap *preprocessing* adalah tahap awal yang merupakan tahap pemodelan yang disesuaikan dengan kondisi batas yang diinginkan. Pada tahap *preprocessing* ada beberapa tahap yang perlu dilakukan adalah:

1. Pemodelan Geometri

Sebelum pembuatan model sebaiknya ditentukan parameter geometri dan sifat mekanik dari benda yang akan dimodelkan, misalnya jari-jari, tinggi,

tebal, dan lain-lain. Hal ini bertujuan untuk mempermudah perubahan dimensi dari model tersebut jika diperlukan. Setelah didapatkan data-data geometri tabung selanjutnya dapat dilakukan pemodelan. Ada banyak cara dalam melakukan pemodelan geometri, yaitu dengan mengetikkan perintah (*Batch Mode*) atau melalui *Graphical User Interface* (GUI) yang tersedia pada ANSYS. Akan tetapi lebih baik menggunakan perintah yang diketik (*Batch Mode*), karena dengan cara ini dapat memudahkan dalam memodifikasi dimensi ataupun parameternya. Setelah didapatkan data-data geometri yang diinginkan dapat langsung dilakukan pemodelan yang tersedia pada *software* ANSYS.

Adapun langkah-langkahnya adalah sebagai berikut :

- a. Menentukan parameter geometri dengan mengasumsikan tanki silinder dan toroidal bervolume  $15 \text{ m}^3$  yang akan dimodelkan geometrinya. Dengan perhitungan geometri toroidal dengan rasio jari-jari toroidal ( $b$ ) sebesar 3 sehingga ditentukan parameter geometrinya, dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$V_s = V_t = 15 \text{ m}^3$$

Dengan rasio jari-jari toroidal ( $b$ )

$$\frac{R}{a} = 3 \tag{34}$$

Jika persamaan (34) disubsitusi ke persamaan volume toroidal (9)

didapatkan jari-jari lingkaran toroidal sebagai berikut:

$$V_t = \pi a^2 \times 2\pi R$$

$$V_t = \pi a^2 \times 2\pi b a$$

$$V_t = 2 \pi^2 a^3 b$$

$$a = \left( \frac{V_t}{2 \pi^2 b} \right)^{1/3} \quad (35)$$

Untuk jari-jari lingkaran silinder disamakan dengan jari-jari toroidal, dan panjang silinder yang sama dengan panjang toroidal didapat dari persamaan sebagai berikut:

$$V_s = V_t$$

$$\pi r^2 \times L = \pi a^2 \times 2\pi R$$

$$L = 2\pi R \quad (36)$$

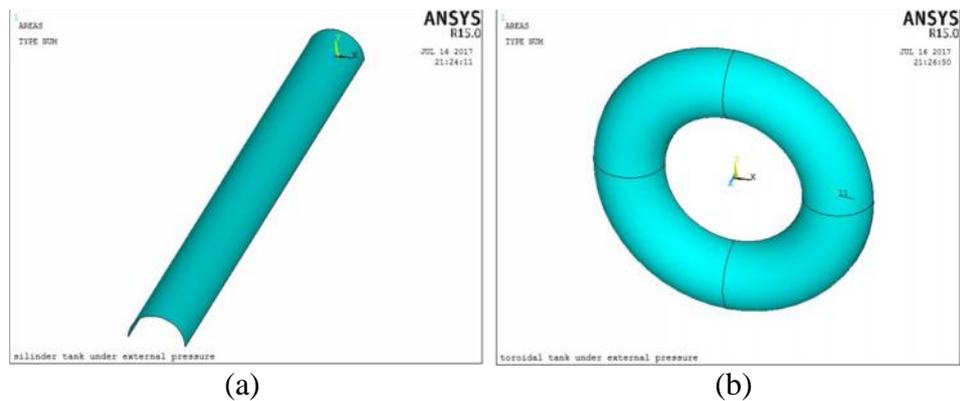
Sehingga parameter geometri pemodelan secara lengkap bisa dilihat pada Tabel 2.

Tabel 2. Parameter Geometri Pemodelan

Parameter	Simbol	Nilai
Volume tanki	V	$1,5 \times 10^3 \text{ mm}^3$
Rasio jari-jari toroidal	b	3
Jari-jari lingkaran toroidal	a	632,7227 mm
Jari-jari kelengkungan toroidal	R	1898,1681 mm
Jari-jari lingkaran silinder	r	632,7227 mm
Panjang silinder	L	11926,5421 mm

- b. Membentuk geometri yang pertama adalah geometri silinder dengan membuat lingkaran awal dengan jari-jari r panjang silinder L dan dilanjutkan dengan geometri toroidal dengan membuat lingkaran awal

dengan jari-jari  $a$ . Pada penelitian ini geometri dimodelkan setengah lingkaran penampang karena bentuknya yang axisymmetric. Untuk lebih jelas bisa dilihat pada Gambar 16.



Gambar16. Pemodelan (a). Geometri Silinder (b) Geometri Toroidal

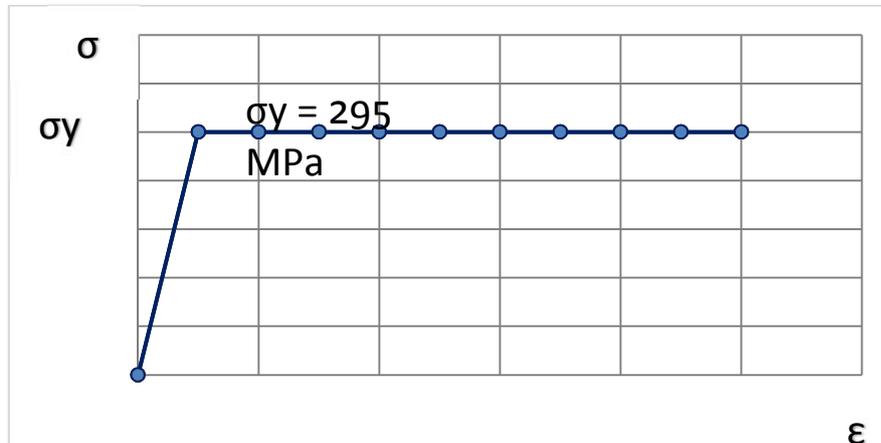
## 2. Material Propertis

Material propertis yang digunakan dalam penelitian ini adalah Modulus young ( $E$ ) sebesar 207.000 MPa, Yield stress ( $\sigma_y$ ) sebesar 295 MPa dan Poison ratio (  $\nu$  ) sebesar 0,3. Untuk lebih jelasnya material propertis yang digunakan dapat dilihat pada Tabel 3.

Tabel 3. Material Propertis Geometri

Material Propertis	Simbol	Nilai
Modulus Young	$E$	207.000 MPa
Yield Stress	$\sigma_y$	295 MPa
Poison Ratio		0,3

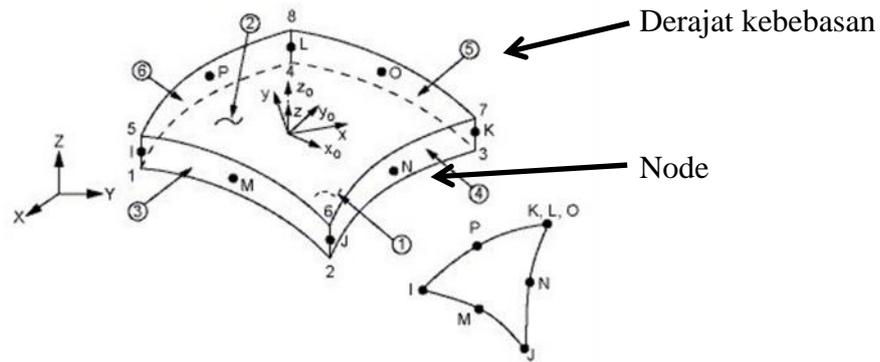
Material diasumsikan bersifat *elastic perfectly plastic*, seperti dapat dilihat pada Gambar 17.



Gambar 17. Model Material *Elastic-Perfectly Plastic*.

### 3. Pemilihan Tipe Elemen

Elemen pada model dibagi dalam dua arah, yakni longitudinal dan circumferential. Elemen yang digunakan adalah Shell 281 yang mempunyai 8 node (pada Gambar 18 ditandai dengan bulatan hitam) dan 6 derajat kebebasan (pada Gambar 18 ditandai dengan arah panah). Shell 281 sangat cocok terutama untuk menganalisis struktur shell yang cukup tebal. Shell 281 adalah elemen delapan node dengan enam derajat kebebasan pada setiap node: translasi dalam sumbu x, y, z dan rotasi terhadap sumbu x, y, z. Shell 281 sangat cocok untuk analisis nonlinear, rotasi besar, dan regangan besar. Agar lebih jelas komponen yang terdapat pada Shell 281 dapat dilihat pada Gambar 18.

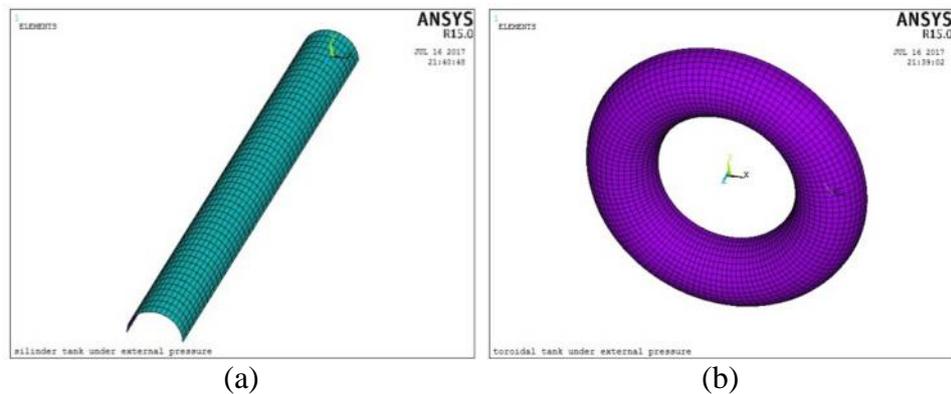


Gambar 18. Elemen ANSYS Shell 281 (ANSYS).

#### 4. Meshing

Setelah ditentukan elemen yang digunakan, selanjutnya dilakukan meshing atau pembagian elemen kecil-kecil untuk menyelesaikan solusi persamaan.

Adapun gambar hasil meshing bisa dilihat pada Gambar 19.

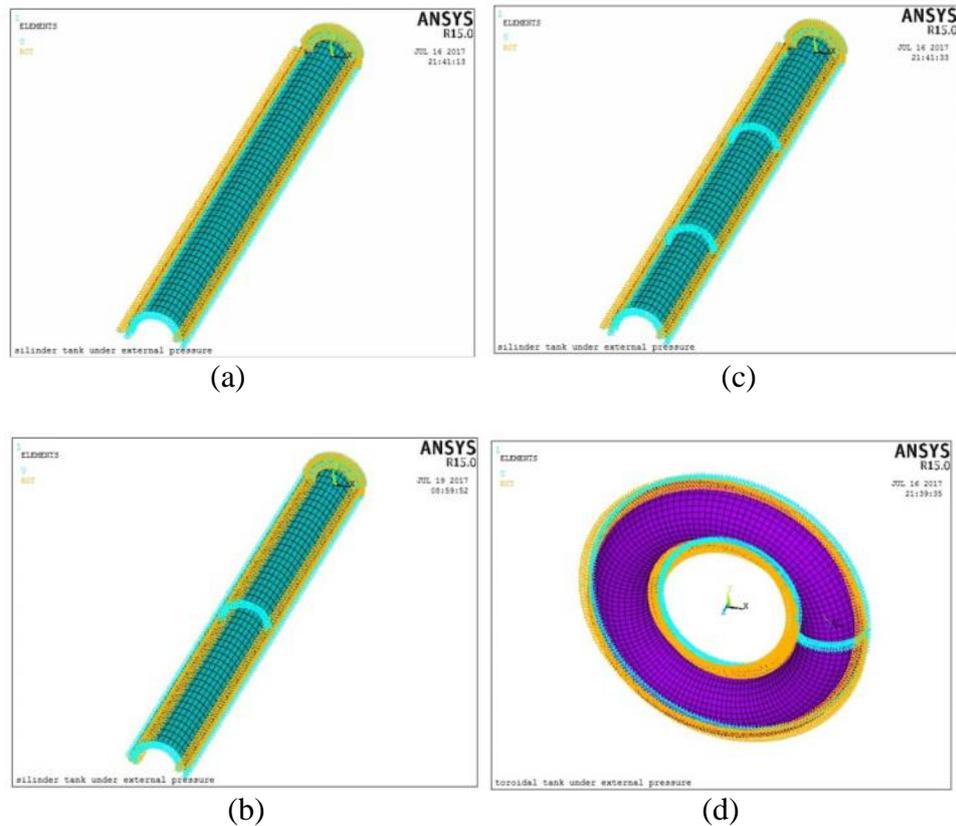


Gambar19. Meshing (a). Geometri Silinder (b) Geometri Toroidal

#### 5. Kondisi Batas

Setelah proses meshing pada geometri selanjutnya diberikan kondisi batas. Pada luas penampang setengah lingkaran akan simetri dengan setengah lingkaran lain nya. Pada geometri silinder dikedua ujung diberikan kondisi dengan perpindahan arah radial adalah 0, serta dengan tambahan untuk

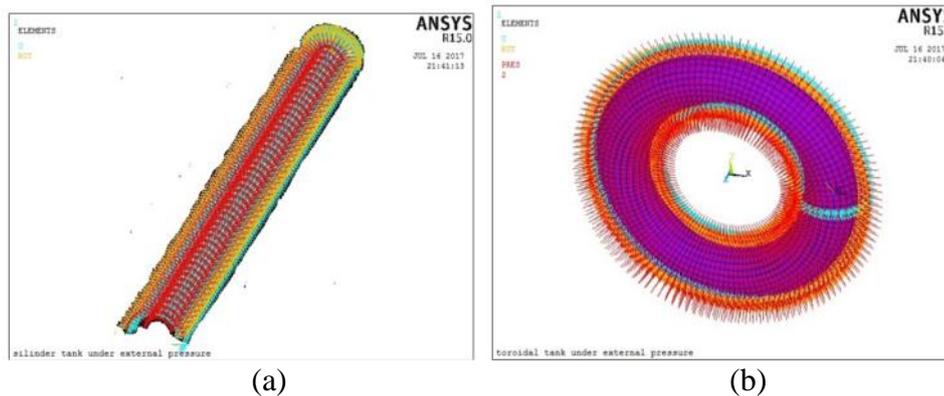
penambahan pemodelan *stiffener* dengan kondisi perpindahan arah radial adalah 0 dengan letak di 1/2 panjang silinder dan 1/3 panjang silinder seperti ditunjukkan pada Gambar 20.



Gambar 20. Kondisi batas pada *External Pressure* (a). Geometri Silinder, (b). Geometri Silinder dengan 1 *stiffener*, (c). Geometri Silinder dengan 2 *stiffener* (d) Geometri Toroidal

## 6. Pembebanan yang Diberikan

Setelah diberikan kondisi batas, selanjutnya diberikan pembebanan *external pressure*. Pembebanan diberikan seragam pada bagian luar silinder dan toroidal, seperti dapat dilihat pada Gambar 21.



Gambar 21. Beban External pada (a). Geometri Silinder (b) Geometri Toroidal

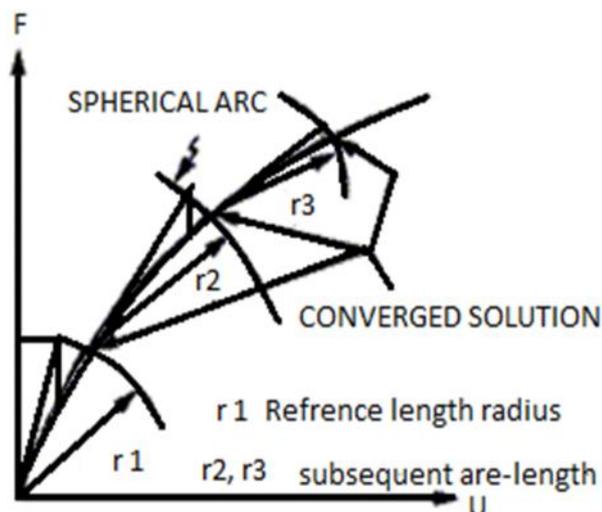
### 3.2.2 Tahap Solusi

Setelah diberikan pembebanan sesuai dengan kondisi batas yang diinginkan, selanjutnya dapat dilakukan tahap solusi dengan menerapkan analisis nonlinier dengan menggunakan analisis elemen hingga (*finite element analysis*). Analisis nonlinier menggunakan ANSYS pada kesempatan ini menggunakan analisis statik. Pada analisis statik nonlinier pengaruh defleksi yang besar diaktifkan (NLGEOM,ON). Pengaruh defleksi besar harus diaktifkan dalam analisis ini karena tipe defleksi yang terjadi tidak bisa diprediksi bisa terjadi defleksi besar akibat defleksi rotasi yang besar (*large rotation*) dan regangan yang besar (*large strain*).

Setelah perintah dilakukan semua pembebanan pada elemen hingga didefinisikan dengan *time* yang telah diatur kenaikannya pada program *batchmode* yang akan diselesaikan secara nonlinier. Untuk beban external pressure yang menyebabkan

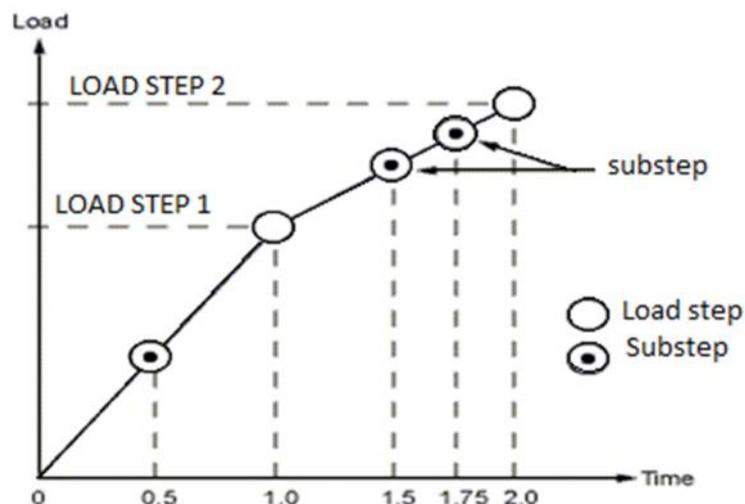
buckling pada geometri toroidal, metode yang digunakan adalah metode arc length.

Metode ini menyelesaikan solusi pembebanan hingga nilai akhir yang konvergen. Jika konvergensi tidak tercapai maka matriks akan diperbarui dan solusi baru diperoleh pada prosedur berulang terus hingga konvergensi tercapai. Pada Gambar 22 ditunjukkan cara metode arc length menyelesaikan konvergensi pembebanan dengan substep  $r_1$ ,  $r_2$  dan  $r_3$ . Konvergensi akan tercapai dengan menggunakan step pembebanan melalui metode tersebut, jika konvergensi tidak dapat dicapai maka program akan memperkecil kenaikan beban berikutnya.



Gambar 22. Metode Arch Length pada ANSYS (ANSYS).

Perubahan kenaikan beban menggunakan metode bagi dua dengan opsi *Nonlinier Adaptive Descent*. Untuk lebih jelas dapat dilihat pada Gambar 23.



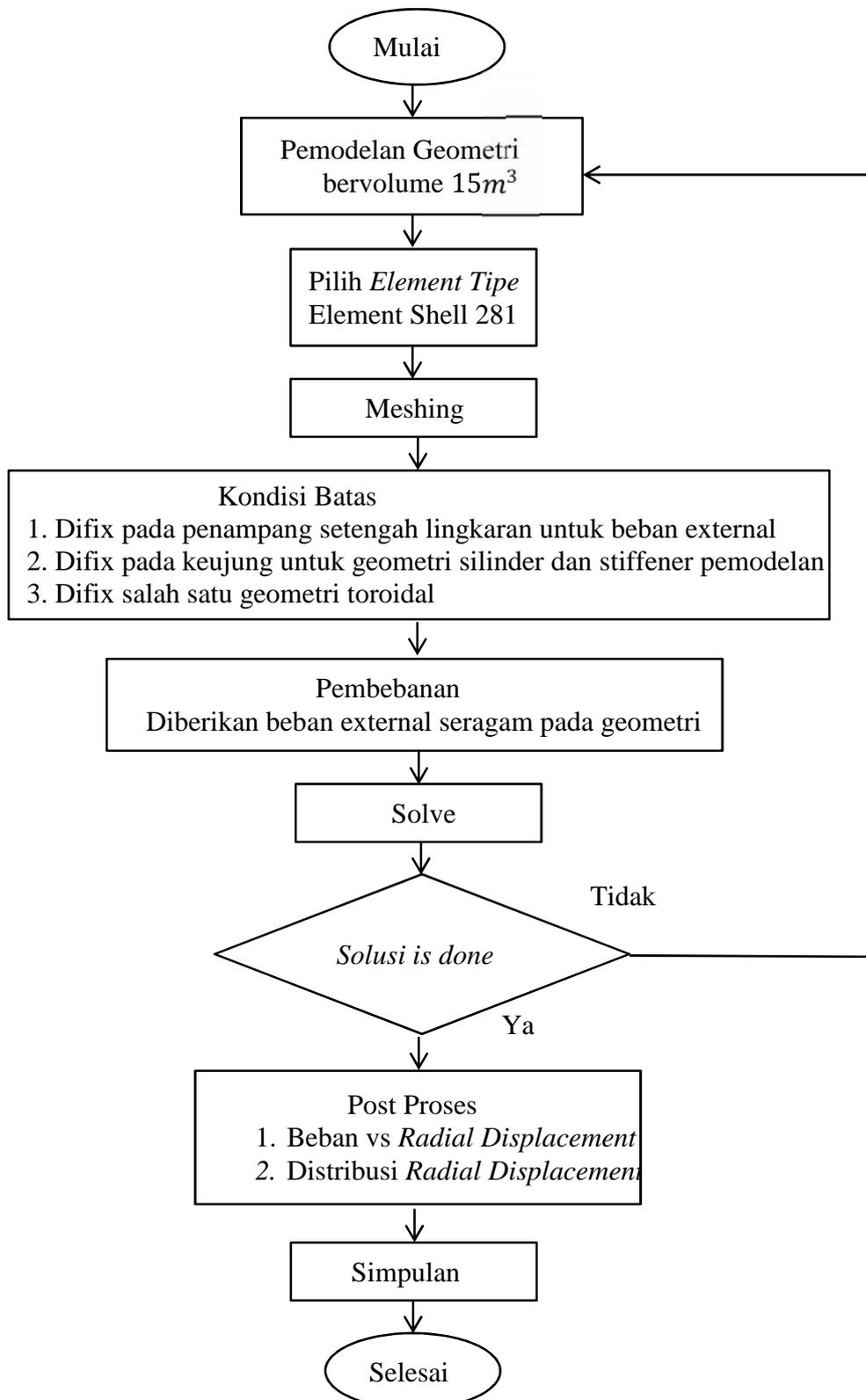
Gambar 23. Grafik Substep, Loadstep dan Time pada ANSYS (ANSYS).

Untuk analisis limit beban pada beban maksimum yang diberikan (Time, Load) biasanya tidak konvergen. Beban terakhir yang konvergen adalah limit beban, dalam hal ini disebut limit tekanan.

### 3.2.3 Tahap *Postprocessing*

Setelah proses solusi selesai maka didapatkan hasil terakhir berupa beban maksimal yang dapat diterima oleh geometri toroidal. Data yang telah didapat dari komputasi dapat diolah dan ditampilkan baik dalam bentuk tabel, kurva, perubahan kontur model geometri dan nilai ekstrak lainnya. Hasil yang diinginkan dari analisis nonlinier buckling ini adalah beban buckling shell silinder dan shell toroidal dari grafik hubungan tekanan external dan *radial displacement* serta distorsi *radial displacement* pada kondisi *limit load* dan *collaps*.

### 3.3 Diagram Alir Penelitian



Gambar 24. Diagram Alir Penelitian

Pada Gambar 24 dapat dilihat diagram alir penelitian tugas akhir yang dilakukan. Pada tahap pertama yaitu pemodelan geometri dan pemilihan tipe elemen yang digunakan. Selanjutnya meshing, pemberian kondisi batas yang disesuaikan dan terakhir pemberian beban external untuk melihat fenomenan buckling. Dimana hasil yang diinginkan berupa perbandingan limit *load buckling* shell toroidal dengan shell silinder dari grafik hubungan tekanan external dan *radial displacement*, perbandingan limit *load buckling* shell silinder dan shell silinder yang diberikan *stiffener* dengan shell toroidal dari grafik hubungan tekanan external dan *radial displacement*, dan menentukan *radial displacement* terbesar pada kondisi *limit load* dan *collaps*.

## V. SIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Simpulan

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

1. Limit *load* shell toroidal jauh lebih besar dari pada shell silinder yang ekuivalen, limit *load* shell toroidal mencapai 3,26 kali limit *load* shell silinder.
2. Limit *load* shell silinder tanpa *stiffener* hanya 0.31 kali limit *load* shell toroidal. Dengan diberikan 1 *stiffener* limit *load* menjadi 0.52 kali limit *load* shell toroidal dan untuk 2 *stiffener* limit *load* menjadi 0.725 kali limit *load* shell toroidal, akan tetapi masih di bawah limit *load* toroidal.
3. Shell toroidal mempunyai limit *load* yang tinggi dan tidak memerlukan *stiffener*.
4. *Radial displacement* paling besar pada kondisi limit *load* untuk silinder ada pada posisi *intrados* dan *extrados* sedangkan untuk toroidal *radial displacement* paling besar terdapat pada posisi *extrados*. Untuk kondisi *collaps radial displacement* paling besar untuk silinder ada pada posisi *intrados* dan *extrados* sedangkan untuk toroidal *radial displacement* paling besar terdapat pada posisi  $\theta = 85^\circ$  atau pada mendekati posisi *crown*.

## 4.2 Saran

Dari analisis yang dilakukan maka dapat diberikan beberapa saran untuk penelitian selanjutnya sebagai berikut:

1. Penelitian juga dapat dilakukan dengan mengubah variasi  $R/r$  untuk geometri toroidal yang paling baik.
2. Penelitian juga dapat dilakukan dengan mengubah cara pembeban external.
3. Diperlukan studi experimental untuk memvalidasi hasil studi numerik dan teoritis penelitian ini.

## DAFTAR PUSTAKA

ANSYS Inc. ANSYS *help. Theory Reference*

Anwen, W., 1990, *Solution for Post-Buckling of Toroidal Shells. Science in China*  
Vol.33 No.10, *The Naval Academy of Engineering.*

Bader, Q.H., 2014, *Buckling and Stress Analysis of Stiffened Cylindrical Shell*  
*Structure under Hidrostatic Pressure. Kufa Jurnal of Engineering*  
Vol.6 No.2 June P.P 101-114, *University of Babylon.*

Balthazar, J.M., 2015, *A Tour Nonlinier Analysis. Symposium on the Mechanics of*  
*Slender Structure (MoSS2015), Aeronautics Technological Institute.*

Cook, R.D., 1995, *Finite Element Modeling For Stress Analysis. University of*  
*Wisconsin – Madison.*

Dochi, J., 2016, *Linier and Non-linier Analysis. University of Tokyo.*

Forasassi, G., 2008, *Buckling of Imperfect Thin Cylindrical Shell under Lateral*  
*Pressure. Science and Technology of Nuclear Installtions Volume*  
*2008, University of Pisa.*

Moaveni, S., 1999, *Finite Element Analysis, Theory and Application with ANSYS*.  
*Minnesota State University*.

Shupeng. S., 2012. *Analysis Ring Stiffened Cylinder Shells With Arbitrary Boundary Condition, Jurnal Vibration And Accoustatics, Vol 135*.  
*Japan University*.

Timoshenko, S.P., 1998, *Mechanics of Materials. Third SI Edition, Stanford University*.

Vasiois, N., 2015, *Nonlinier Analysis of Structures the Arc Length Method, Formulation, Implementation and Application. Harvard University*.

Warsaw, 2014, *Buckling of Cylindrical Shells under External Pressure in A Hamiltonian System. Jurnal of Theoretical and Applied Mechanics, Dalian University of Technology*.

Wierzbicki, T., 2010, *Theory Plates and Shells, Theory, Analysis and Application*.  
New York.

Winata, M.Y.A., 2014, *Analisis Stress dan Expansi Volume Shell Toroidal Penampang Eliptik dengan Beban Internal Pressure. Tugas Akhir Mahasiswa Teknik Mesin, Universitas Lampung*.