

**STUDI NUMERIK LIMIT TEKANAN PIPA PVC
BERPENGUAT IJUK DENGAN BEBAN TEKANAN
*INTERNAL DAN EKSTERNAL***

(Skripsi)

Oleh :

ADI YUSUF SETIAWAN



**FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS LAMPUNG
BANDAR LAMPUNG
2016**

NUMERICAL STUDY OF LIMIT PRESSURE OF PVC PIPE REINFORCED WITH FIBER PALM SUBJECTED TO INTERNAL AND EKSTERNAL PRESSURE

Adi Yusuf Setiawan¹, Asnawi Lubis² and Jamiatul Akmal²

¹Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Lampung

²Dosen jurusan teknik mesin , Fakultas Teknik, Universitas Lampung

Abstract

Piping system is very important in modernt live, especially in industries. Pipe is usually used to convey fluids as liquid or gases. Most of pipe are made from steel (metal), because of it's strength and resistance to high temperature. However, there is disavantage of using metal pipe, it is corroded. Corrossion on metal pipe can be prevented by cathodic prevention, but it would be expensive and only for temporary inhibition. Nowadays, there are many companies using composite pipes, because it is more enviromentally friendly and not coroded. Glass Reinforced Plastic (GRP) is the most often used composite pipe, but it is relatively expensive. The present study is intended to investigate the setrength of PVC pipe reinforced with fiber palm filament windings. The limit pressure was evaluated numerically using ANSYS 15 software finite element method. The type of element used is SHELL 281. Limit internal pressure was obtained through a nonlinear analysis using Newton Raphson alogarithm and buckling load due to external pressure was evaluated using the Arc-Lenth methods. Limit pressure was evaluated for PVC without filament winding and with filament winding. The winding angles were 0^0 , 15^0 , 30^0 , 45^0 , 55^0 , 60^0 and 75^0 . The diameter of PVC pipe is 3 in and thickness of PVC pipe was 1.8 mm. The thickness of filament winding was 6 mm for one layer and 12 mm for two layers. The results show that internal limit pressure was 0.98 times pressure to yield (P_y) for PVC without winding. Limit internal pressure for one layer winding was $27.49 P_y$, and for two layers, it was $47.92 P_y$. For one layer, the maximum limit pressure was obtained for winding angle of 0^0 . For two layers, the maximum limit pressure was obtained for winding angle of 75^0 . Buckling load due to internal pressure was 13.45 MPa for PVC without wnding, 22.29 MPa for one layer winding and 100.45 MPa for two layers winding. It was observed that for external pressure, the buckling load was not influenced by the winding angle.

Keywords : PVC Pipe, Composite, Winding Angle, Limit Pressure, Buckling Load

STUDI NUMERIK LIMIT TEKANAN PIPA PVC BERPENGUAT IJUK DENGAN BEBAN TEKANAN INTERNAL DAN EKSTERNAL

Adi Yusuf Setiawan¹, Asnawi Lubis² dan Jamiatul Akmal²

¹Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Lampung

²Dosen jurusan teknik mesin, Fakultas Teknik, Universitas Lampung

Abstrak

Sistem perpipaan adalah sarana yang penting dalam kehidupan modern, terutama pada sektor industri. Di industri biasanya pipa digunakan sebagai media penghantar fluida, Pada umumnya pipa yang digunakan terbuat dari logam karena kuat dan tahan temperatur tinggi. Tetapi pipa logam mempunyai permasalahan yaitu korosi. Korosi bisa dikendalikan dengan berbagai cara, misalnya dengan metode perlindungan katodik. Tetapi metode tersebut masih mahal dan hanya menghambat korosi sementara. Seiring berkembangnya zaman banyak perusahaan yang menggunakan pipa komposit karena pipa komposit lebih ramah lingkungan dan tahan korosi. Pipa komposit yang sering digunakan adalah *Glass Reinforcement Plastic* (GRP). Penelitian ini diperluas dengan mengganti pipa komposit GRP menjadi pipa PVC yang dilapisi dengan lilitan komposit serat ijuk. Kekuatan (limit tekanan) dievaluasi secara numerik dengan menggunakan *software* ANSYS 15 yang berbasis metode elemen hingga. Jenis elemen yang digunakan adalah Elemen SHELL 281. Limit tekanan *internal* diperoleh melalui analisis non linier menggunakan algoritma Newton Raphson dan limit tekanan *eksternal* (beban buckling) diperoleh dengan metode Arc Length. Nilai limit tekanan dievaluasi untuk nilai sudut *winding* 0^0 , 15^0 , 30^0 , 45^0 , 55^0 , 60^0 , 75^0 . Diameter pipa yang digunakan adalah 3 in dan tebal 1,8 mm. Tebal satu lapisan ijuk adalah 6 mm dan tebal dua lapisan ijuk adalah 12 mm. Hasil penelitian menunjukkan limit tekanan *internal* PVC sebesar 0,98 kali nilai tekanan luluh P_y . limit tekanan internal tertinggi untuk pipa PVC satu lapisan ijuk adalah $27,49 P_y$ terdapat pada sudut *winding* 0^0 dan limit tekanan internal tertinggi untuk pipa PVC dua lapisan ijuk adalah $47,92 P_y$ terdapat pada sudut *winding* 75^0 . Limit tekanan *eksternal* PVC sebesar 13,45 MPa, Limit *eksternal pressure* PVC satu lapisan ijuk dan dua lapisan ijuk masing-masing 22,29 MPa dan 100,45 MPa. Pada pembebanan *eksternal pressure* sudut *winding* tidak berpengaruh pada beban *buckling*. beban *buckling* hanya dipengaruhi oleh ketebalan.

Kata kunci : Pipa PVC, Pipa Komposit, *Winding*, Limit Tekanan, Lapisan Ijuk.

**STUDI NUMERIK LIMIT TEKANAN PIPA PVC
BERPENGUAT IJUK DENGAN BEBAN TEKANAN
*INTERNAL DAN EKSTERNAL***

Oleh :

ADI YUSUF SETIAWAN

Skripsi

Sebagai salah satu syarat untuk mencapai gelar
SARJANA TEKNIK

Pada

Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknik Universitas Lampung



**FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS LAMPUNG
BANDAR LAMPUNG
2016**

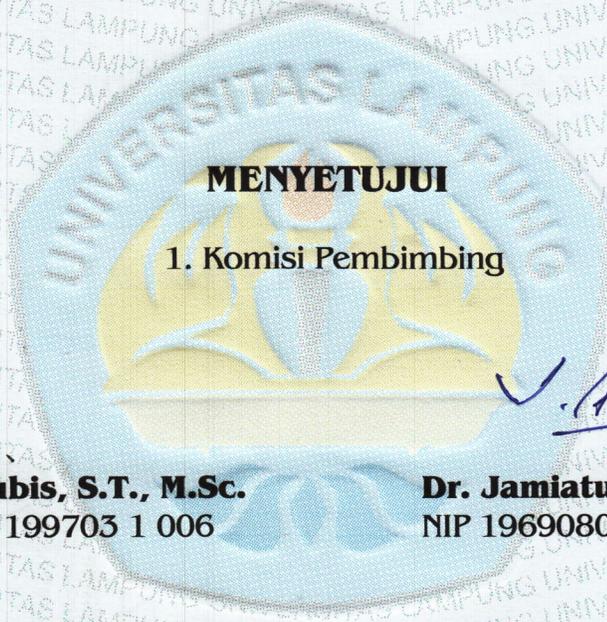
Judul Skripsi : **STUDI NUMERIK LIMIT TEKANAN PIPA
PVC BERPENGUAT IJUK DENGAN BEBAN
TEKANAN *INTERNAL* DAN *EKSTERNAL***

Nama Mahasiswa : **Adi Yusuf Setiawan**

Nomor Pokok Mahasiswa : **1115021003**

Jurusan : **Teknik Mesin**

Fakultas : **Teknik**



MENYETUJUI

1. Komisi Pembimbing

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

Dr. Jamiatul Akmal, S.T., M.T.
NIP 19690801 199903 1 002

2. Ketua Jurusan Teknik Mesin

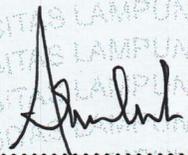
Ahmad Su'udi, S.T., M.T.
NIP 19740816 200012 1 001

MENGESAHKAN

1. Tim Pengujji

Ketua

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



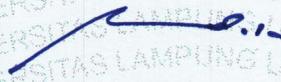
Anggota

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



Pengujji Utama

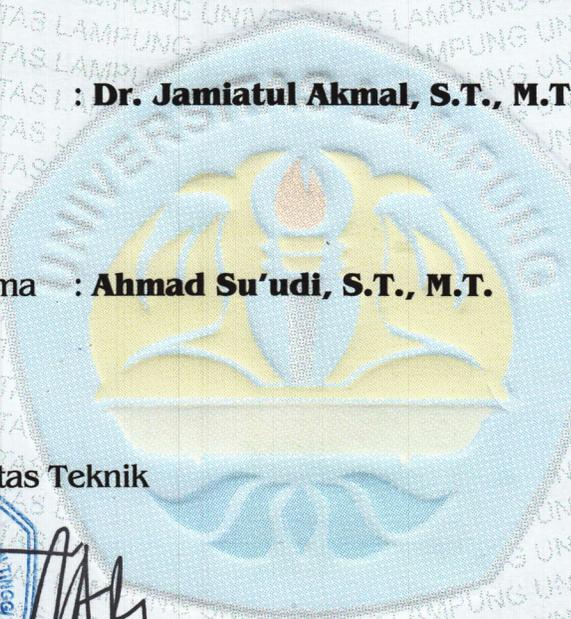
: Ahmad Su'udi, S.T., M.T.



2. Dekan Fakultas Teknik

Prof. Suharno, M.S., M.Sc., Ph.D.

NIP 19620717 198703 1 002



Tanggal Lulus Ujian Skripsi : 17 Oktober 2016

RIWAYAT HIDUP

PERNYATAAN PENULIS

Skripsi ini dibuat sendiri oleh penulis dan bukan hasil plagiat sebagaimana diatur dalam pasal 36 peraturan akademik Universitas Lampung dengan peraturan Rektor Universitas Lampung no. 996 Tahun 2016.

YANG MEMBUAT PERNYATAAN



Adi Yusuf setiawan
NPM: 1115021003

RIWAYAT HIDUP



Penulis dilahirkan di Banjar Rejo Way Pengubuan Lampung Tengah pada tanggal 10 Maret 1993 sebagai anak pertama dari tiga bersaudara dari pasangan Muhsinin dan Siti Fatimah Tullzahro.

Penulis menyelesaikan pendidikan Sekolah Dasar di SD 2 Terbanggi Besar, Kelurahan Banjar Rejo, Lampung Tengah pada tahun 2005, kemudian pendidikan di SMP Bina Putera pada tahun 2008 dan dilanjutkan dengan SMK Jurusan Otomotif pada tahun 2011.

Pada tahun 2011 penulis terdaftar sebagai Mahasiswa Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Lampung melalui seleksi nasional masuk perguruan tinggi negeri (SNMPTN). Selama menjadi mahasiswa, penulis aktif mengikuti organisasi Himpunan Mahasiswa Teknik Mesin (HIMATEM) sebagai Kepala Bidang kesekretariatan. Di bidang akademik penulis juga sempat beberapa kali mengikuti lomba nasional diantaranya, LKTI MNMS WEEK Universitas Indonesia 2012, Pekan Ilmiah Mahasiswa Nasional (PIMNAS) 2013 Universitas Diponegoro, Terbaik Pertama Lomba Penerapan Teknologi (BAPPEDA) Lampung Tengah tahun 2014, dan penulis juga mengikuti ajang Kontes Mobil Hemat Energi (KMHE) 2016 di Universitas Gajah Mada.

Penulis melakukan kerja praktek (KP) di PT. PLN Sektor KIT Ulubelu, Tanggamus, Lampung pada tahun 2014. Dan pada tahun 2015, penulis melakukan penelitian pada bidang konstruksi / perancangan dengan judul “Studi Numerik Limit Tekanan Pipa PVC Berpenguat Ijuk Dengan Beban Tekanan Internal dan Eksternal” dibawah bimbingan Dr. Asnawi Lubis dan Dr. Jamiatul Akmal.

Tidak ada yang sia-sia dalam berusaha karena usaha memberikan ilmu dan pengalaman baru bagi kita .

Mimpimu tidak akan menjadi nyata jika kamu tidak berusaha melangkah, setinggi apapun mimpimu, sebanyak apapun cacian untukmu, selemah dan sebodoh apapun dirimu tetaplah berusaha menggapai mimpimu karena tidak ada semut yang tidak menggigit ketika kamu meninjaknya.

“The important thing in the olympic games is not the winning but the taking part and the important thing in life is not the triumph but the struggle” .

(pierre de coubertin)

Dengan rasa syukur kepada Allah swt.

**Karya ini kupersembahkan
Kedua Orang Tuaku Tercinta**

Muhsinin

&

Siti Fatimah Tullzahro

Atas Segala Do'a & Dukungan, Kesabaran, Keikhlasan, dan Kasih Sayangnya

Serta

ALMAMATERKU TERCINTA

TEKNIK MESIN UNIVERSITAS LAMPUNG

SANWACANA

Segala puji dan syukur kehadirat Allah SWT yang telah memberikan rahmat, taufik, dan hidayah-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi ini yang berjudul “Studi Numerik Limit Pressure Pipa PVC Berpenguat Ijuk Dengan Beban Tekanan *Internal* Dan *Eksternal*”. Sholawat serta salam semoga selalu tercurahkan kepada nabi besar Muhammad SAW, yang kita nantikan Syafaatnya di yaumul kiyamah Amin Ya Robbal ‘Alamin.

Dalam penyusunan skripsi ini yang merupakan salah satu syarat untuk mencapai gelar ‘Sarjana Teknik’ pada Jurusan Teknik Mesin Universitas Lampung, banyak bantuan baik moral maupun materil dari berbagai pihak yang diberikan kepada penulis. Untuk itu pada kesempatan ini, Penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada:

1. Kedua Orang Tua penulis, Ibu, Bapak yang selalu sabar dan mendukung baik moril maupun materil serta saudara-saudaraku yang kucintai.
2. Dr. Asnawi Lubis, selaku pembimbing utama tugas akhir penulis, atas banyak waktu, ide, dan perhatian yang telah diberikan untuk membimbing penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
3. Dr. Jamiatul Akmal selaku pembimbing pendamping tugas akhir ini, yang telah banyak mencurahkan waktu dan fikirannya dalam Tugas Akhir ini.

4. Bapak Ahmad Suudi, S.T, M.T., selaku pembahas tugas akhir ini, yang telah banyak memberikan kritik dan saran yang sangat bermanfaat bagi penulis.
5. Seluruh dosen pengajar dan karyawan di Jurusan Teknik Mesin Universitas Lampung.
6. Seluruh rekan-rekan teknik Mesin Universitas Lampung angkatan 2011 (TM 11) yang tidak dapat disebutkan satu persatu.
7. Semua pihak yang tidak mungkin penulis sebutkan namanya satu persatu, yang telah ikut serta membantu secara langsung maupun tidak langsung dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.

Semoga tugas akhir ini bermanfaat bagi penulis pada khususnya dan pembaca pada umumnya.

Bandar Lampung, 20 Oktober 2016

Penulis

DAFTAR ISI

SANWACANA ..	i
DAFTAR ISI.....	iii
DAFTAR GAMBAR.....	vi
DAFTAR TABEL	ix
DAFTAR SIMBOL	x
I. PENDAHULUAN .	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Tujuan Penelitian	3
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Sistematika Penulisan	4
II. TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Pipa	5
2.2 Beban Pada Pipa	6
2.2.1 Tegangan longitudinal	8
a. akibat gaya pada arah aksial	8
b. akibat tekanan dalam pipa	9
c. akibat momen lentur (<i>bending moment</i>)	10

2.2.2 Tegangan <i>Cirkumferensia</i>	11
2.2.3 Tegangan Radial	12
2.2.4 Tegangan Geser	13
a. akibat gaya geser	13
b. akibat momen puntir (<i>torsion moment</i>)	14
2.3 Interaksi Pipa Dengan Tanah	14
2.4 Teori Kegagalan..... ..	17
2.4.1 Teori Tegangan Geser Maksimum (kriterian tresca)	17
2.4.2 Teori Energi Distorsi Maksimum (Kriteria von Mises)	18
2.5 Limit Tekanan	22
2.6 Limit Tekanan Dengan ANSYS	28
2.7 Pipa Komposit..... ..	29
III. METODOLOGI PENELITIAN	33
3.1 Waktu dan Tempat Penelitian	33
3.2 Metode Elemen Hingga	33
3.2.1 Pemodelan Geometri..... ..	33
a. Pemodelan PVC..... ..	35
b. Pemodelan Pipa Lapis Ijuk..... ..	36
3.2.2 Tipe Element dan <i>Meshing</i>	37
3.2.3 Kondisi Batas dan Pembebanan	39
3.3 Solusi	40
3.4 Pengambilan data (<i>Post Prossessing</i>)..... ..	42
3.5 Diagram Alir Penelitian	43

IV. HASIL DAN PEMBAHASAN.....	45
4.1 Hasil	45
4.1.1 Limit Tekanan <i>Internal</i>	45
4.1.2 Limit Tekanan <i>Eksternal</i>	56
4.2 Pembahasan.....	60
V. SIMPULAN DAN SARAN	65
5.1 Simpulan	65
5.2 Saran	66

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

No Gambar	Halaman
2.1	Arah Tegangan Pada Pipa.....7
2.2	Arah Gaya Dalam Pipa8
2.3	Arah Tegangan Longitudinal Pipa.....9
2.4	Arah Momen Lentur Pada Pipa10
2.5	Arah Tegangan Hoop (circumferensial) Pada Pipa12
2.6	Tegangan Radial Pada Pipa12
2.7	Arah Tegangan Akibat Geser Pada Pipa13
2.8	Arah Momen Puntir Pada Pipa14
2.9	Akibat Momen Putir Pipa14
2.10	<i>Ring Deflection</i> (AISI, 2007).....16
2.11	Energi Regangan Pada Elemen Terdefleksi18
2.12	Grafik Teori Energi Distorsi Maksimum (<i>hanbook pressure vessel</i>)21
2.13	Grafik Perbandingan Teori Tresca dan Teori Von mises21
2.14	Dinding Shell Yang Dianalisis Sebagai Beam (Lubis, 2015)23
2.15	Kondisi Awal Yield24
2.16	Pertambahan Plastis di Dalam Beam.....25
2.17	Diagram Interaksi26

2.18	Solusi Nonlinier Dengan Newton Raphson (ANSYS)	29
2.19	Skema Proses <i>Fillament Winding</i>	31
2.20	Skema Pemasagan dan Bentuk Winding Hoop	31
2.21	Proses Centrifugal Casting	32
3.1	<i>Elastic Perfectly Plastic Model</i>	35
3.2	Model Pipa PVC	36
3.3	Model Pipa PVC Berlapis Ijuk	36
3.4	ANSYS Shell 281 Element.....	37
3.5	Meshing Model PVC	38
3.6	Meshing Model Pipa PVC Lapis Ijuk.....	38
3.7	Kondisi Batas <i>Internal Pressure</i>	39
3.8	Konsisi Batas Pada <i>Eksternal Pressure</i>	40
3.9	Solusi Nonlinier (a) metode Newton Raphson, (b) Metode Arc Length (ANSYS) ..	41
3.10	Grafik Sub Step, Load Step dan Time (ANSYS)	42
3.11	Diagram Alir Penelitian.....	43
4.1	Grafik Limit Tekanan Pipa PVC	46
4.2	Grafik Tegangan Pipa PVC	47
4.3	Lapisan 45 ⁰ Serat Ijuk.....	48
4.4	Lapisan 75 ⁰ Serat Ijuk.....	48
4.5	Limit <i>Internal Pressure</i> Satu Lapisan Serat	50
4.6	Hubungan <i>Pressure</i> dan Regangan untuk Sudut Winding 0 ⁰	50
4.7	Tegangan Regangan Sudut Winding 0 ⁰ Satu Lapisan Serat.....	51
4.8	Kontur Tegangan Untuk Sudut Sudut 0 ⁰ Satu Lapisan Serat	52
4.9	Kontur Tegangan Untuk Sudut Sudut 75 ⁰ Satu Lapisan Serat	52

4.10	Limit <i>Internal Pressure</i> PVC dua Lapisan Serat.....	53
4.11	Hubungan <i>Pressure</i> dan Regangan untuk Sudut Winding 75^0 Dua Lapisan Serat.. ..	54
4.12	Hubungan Tegangan dan Regangan untuk Sudut Winding 75^0 Dua Lapisan Serat.. ..	55
4.13	Kontur Tegangan Untuk Sudut 0^0 Dua Lapisan Serat.....	55
4.14	Kontur Tegangan Untuk Sudut 75^0 Dua Lapisan Serat.....	56
4.15	Distorsi Penampang Akibat <i>Eksternal Pressure</i>	57
4.16	Limit <i>Eksternal Pressure</i> Satu Lapisan Serat	57
4.17	Limit <i>Eksternal Pressure</i> Dua Lapisan Serat	58
4.18	Radial Displacement PVC Satu Lapisan dan Dua Lapisan pada Keadaan limit.....	58
4.19	Perbandingan Limit <i>Eksternal Pressure</i> PVC, PVC Satu Lapisan Ijuk, PVC Dua Lapisan Ijuk	59
4.20	Diagram Tegangan Regangan PVC, PVC Lapisan Satu Ijuk dan PVC Lapisan Dua Ijuk.....	62

DAFTAR TABEL

No Tabel	Halaman
1.1 Perbandingan Pipa Komposit dan Logam	2
2.1 Tabel Kekurangan dan Kelebihan Komposit.....	30
3.1 Dimensi Pipa	34
3.2 Material Propertis Pipa (Vindex, 2007).....	34
4.1 Hasil Komputasi Pipa PVC	46
4.2 Hasil Komputasi Pipa PVC Satu Lapisan Ijuk	49
4.3 Hasil Komputasi Pipa PVC Dua Lapisan Serat.....	53

DAFTAR SIMBOL

Symbol	Keterangan	Satuan
S_L	Tegangan Longitudinal	MPa
F_{ax}	Gaya Aksial	N
A_m	Luas Dinding Pipa	mm ²
A_i	Luas Pipa	mm ²
t	Tebal Shell	mm
E	Modulus Young	GPa
σ_y, S_y	Tegangan Luluh (<i>Yield Stress</i>)	MPa
σ_{max}	Tegangan Maksimum	MPa
σ_t	Tegangan Tangensial	MPa
σ_l	Tegangan Longitudinal	MPa
σ_x	Tegangan Arah Sumbu x	MPa
τ	Tegangan Geser	MPa
τ_{max}	Tegangan Geser Maksimum	MPa
P	Tekanan Eksternal	MPa
I	Momen Inersia	mm ⁴

c	Jarak Sumbu Netral	mm
M_b	Momen Lentur	Nmm
M_T	Momen Torsi	Nmm
Z	Modulus Penampang	-
r_o	jari -jari Luar Pipa	mm
r_i	jari-jari Dalam Pipa	mm
r_y	defleksi Arah y	mm
r_x	defleksi Arah x	mm
s_h	Tegangan Hoop	MPa
d_o	Diameter Luar	mm
d_i	Diameter Dalam	mm
L	Panjang	mm
P_y	Tekanan Luluh	MPa
V	Gaya Geser	N
V	Volume	m ³
Q	Faktor Bentuk	-
ν	Rasio Poison	-
δ	Deformasi	mm
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	Tegangan Arah Sumbu x,y,z	MPa
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Tegangan Arah Triaksial	MPa
$\sigma_r, \sigma_h, \sigma_a$	Tegangan Radial, Hoop, Aksial	MPa
σ_x, σ_ϕ	Tegangan Longitudinal, Meredional	MPa

τ_y	Tegangan GeserLuluh	MPa
ε	Regangan Normal	MPa
$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$	Regangan Utama Coordinat Cartesian	MPa
$\varepsilon_t, \varepsilon_a$	Regangan Lateral, Regangan Aksial	MPa

I. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Sistem perpipaan adalah sarana yang penting dalam kehidupan masyarakat, terutama pada sektor industri. Biasanya pipa digunakan sebagai media penghantar fluida. Pada umumnya pipa yang digunakan terbuat dari logam karena pipa logam kuat, tahan temperatur tinggi dan mudah didapat. Salah satu permasalahan dari pipa logam adalah korosi. Korosi bisa dikendalikan dengan berbagai cara, misalnya dengan metode perlindungan katodik. Tetapi metode tersebut masih mahal dan hanya menghambat korosi sementara.

Salah satu solusi yang paling efektif untuk mengatasi korosi adalah dengan menggunakan pipa non logam seperti pipa komposit. Saat ini banyak industri-industri yang menggunakan pipa komposit sebagai alternatif. Jika dibandingkan dengan pipa logam, pipa komposit memiliki keunggulan dan kelemahan seperti ditunjukkan pada Tabel 1.1. Salah satu contoh produk pipa komposit adalah pipa *Glass Reinforcement Plastic* (GRP). Pipa komposit GRP mempunyai sifat tahan terhadap tekanan tinggi dan tahan terhadap korosi, tetapi pipa komposit GRP juga dapat menimbulkan gas dan debu yang berbahaya bagi kesehatan ketika di daur ulang (Sugianto, 2014)

Tabel 1.1 perbandingan pipa komposit dan logam

No	Parameter	Pipa Logam	Pipa Komposit
1	Korosi	Terkorosif	Tidak korosif
2	Harga	Rp 98 000/m	Rp 60 580/m
3	Densitas	7,87 kg/m ³	1,65 kg/m ³
4	Temperatur Max	400 ⁰ C	190 ⁰ C

Di Indonesia pengadaan pipa komposit masih melalui impor sehingga memerlukan prosedur yang rumit dan waktu yang lama. Permasalahan ini dapat diatasi dengan memodifikasi pipa PVC untuk dijadikan pipa komposit.

Pada tugas akhir ini dikembangkan pipa komposit yaitu pipa PVC yang dilapisi serat alam berupa serat ijuk dengan menggunakan *epoxy* dan *resin* sebagai matriknya. Penelitian serupa telah dilakukan secara eksperimental dan analisis elemen hingga oleh Gunaseragan dkk (2013) untuk pipa yang diperkuat dengan GRP (*filament wound GRP pipes*). Pengujian secara eksperimental mereka lakukan dengan menggunakan mesin uji tarik kapasitas 20 ton. Dalam analisis elemen hingga mereka menggunakan ANSYS multi layer element (SHELL 99). hasil penelitian mereka menyimpulkan bahwa sudut *winding* mempengaruhi limit *hoop stress*.

Pada tugas akhir ini dilakukan analisis elemen hingga dengan menggunakan ANSYS *shell element multi layer* untuk pemodelan dan simulasi perilaku *stress* dan deformasi pipa PVC berpenguat ijuk

Pada analisis ini dicari limit tekanan pipa dengan beban *internal pressure* yang bekerja pada semua arah lapisan dalam pipa dan *eksternal pressure* yang hanya bekerja pada atas pipa sebagai simulasi dan beban oleh tanah.

1.2 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari dilakukannya penelitian ini adalah :

1. Mengetahui dan menganalisa tegangan pada pipa PVC yang diperkuat serat ijuk dengan menggunakan metode elemen hingga.
2. Mengetahui limit tekanan *internal* dan *eksternal* maksimum pipa PVC berlapis ijuk.
3. Mengetahui pengaruh lapisan serat ijuk terhadap kekuatan pipa.

1.3 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Analisa dilakukan pada model pipa yang dirancang untuk pipa bawah tanah
2. Pembebanan yang diberikan adalah *eksternal pressure* pada luar pipa dan *internal pressure* dari dalam pipa, secara terpisah.
3. Penelitian dilakukan dengan menggunakan software ANSYS 13 metode elemen hingga
4. Elemen yang dilakukan dalam penelitian adalah shell 281
5. Pemodelan hanya dilakukan untuk pipa tanpa penyangga tanpa sambungan atau klem.
6. Efek temperatur tidak dimasukkan dalam analisis

1.4 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan pada penelitian ini adalah sebagai berikut: Pada bagian pendahuluan diuraikan latar belakang, tujuan, batasan masalah, dan sistematika penulisan. Setelah pendahuluan adalah bagian tinjauan pustaka yang berisikan tentang teori dasar yang mendukung penelitian ini secara singkat dan parameter-parameter yang berhubungan untuk mendukung berlangsungnya penelitian. Urutan sistematika penulisan yang ketiga yaitu metodologi penelitian yang berisikan tentang pemodelan seperti kondisi batas, pembebanan dan cara pengambilan data. Tahapan selanjutnya adalah hasil dan pembahasan Pada bagian ini akan disajikan data-data yang didapat dari hasil penelitian beserta pembahasannya. Bagian yang terakhir adalah simpulan dan saran yang berisikan tentang simpulan yang dapat ditarik serta saran-saran yang ingin disampaikan dari penelitian yang telah dilakukan.

II. TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pipa

Sistem perpipaan sudah dikenal dalam kehidupan manusia sejak berabad-abad yang lalu. Pada mulanya sistem perpipaan banyak digunakan oleh masyarakat untuk keperluan pengairan pada pertanian, dengan menggunakan pipa berbahan baku bambu seperti dilakukan oleh masyarakat di China kira-kira antara tahun 3000 dan tahun 2000 sebelum Masehi.

Seiring dengan kemajuan kebudayaan umat manusia, maka makin luas juga penggunaan pipa dalam berbagai aspek kehidupan. Selain penduduk di negara China, penduduk di daerah Indus Valley (saat ini adalah Pakistan dan sebelah utara India) pada tahun 2500 sebelum Masehi dikenal sebagai ahli dalam perpipaan. Selain itu Mesir juga tercatat dalam sejarah ketika penduduknya mengalirkan air dari Sungai Nil untuk mengalir sawah-sawah pertanian mereka.

Pada tahun 150 sebelum masehi pipa yang dipakai masih sangat terbatas diantaranya pipa kayu, pipa besi dan pipa yang terbuat dari perak. Namun pada abad ke-19 teknologi perpipaan berkembang pesat. Banyak sekali pipa yang dapat dijumpai pada zaman itu, diantaranya: pipa logam, pipa pvc (*polyvinyl chloride*), pipa komposit dan pipa yang terbuat dari logam temperatur tinggi.

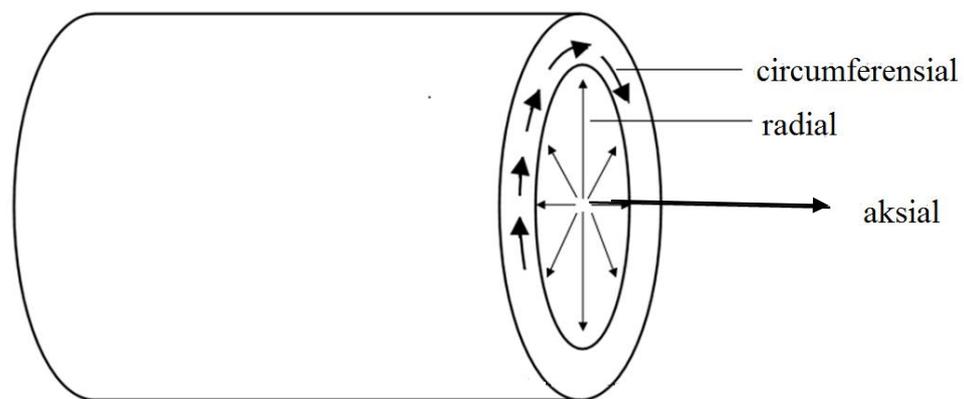
Sementara itu pembahasan masalah pemuaian pipa ketika dialiri fluida yang bertemperatur tinggi masih terbilang sederhana. Dalam sejarahnya pada tahun 1928 mulailah pertama kalinya muncul sebuah metode untuk memecahkan permasalahan ekspansi perpipaan satu bidang (*single-plane configuration*) yang ditulis oleh *Wahl* dan *Hovgard* dalam paper, yang masing-masing berjudul “*Stresses and Reaction in Expansion Pipe*” dan “*Deformation of Plain Pipe Bends*”, sebagaimana ditulis dalam buku yang menjadi panduan *piping engineer* dunia.

Pendekatan dalam metode perhitungan *stress analysis* makin menunjukkan kemajuan ketika *R. H. Tingey* dalam tulisannya berjudul “*Method of Calculation Thermal Expansion Stresses in Piping*” pada tahun 1934 memperkenalkan apa yang dikenal dengan “*virtual center of gravity or elastic center*”(Agustinus, 2008).

2.2 Beban Pada Pipa

Pipa akan rusak atau gagal jika pipa mengalami pembebanan diatas kekuatan *yield*, dalam sistem perpipaan ada dua pembebanan yaitu pembebanan *internal* yang berasal dari dalam pipa dan *eksternal* dari luar pipa. Pipa yang mengalami kerusakan akibat beban *internal* akan terdeformasi plastis jika beban diberikan diatas kekuatan *yield*. Deformasi plastis tersebut dapat berupa bertambahnya diameter ukuran pipa dan pecahnya pipa. Beban eksternal adalah beban yang berasal dari luar pipa, pada penelitian ini pembebanan eksternal berupa beban kontak dengan tanah karena dalam aplikasinya pipa akan ditempatkan dalam tanah. Pembebanan pada pipa

dapat mengakibatkan adanya tegangan, baik tegangan dalam yang disebabkan oleh tekanan dari dalam pipa, beban luar berupa berat mati dan pemuaian *thermal*. Tegangan pada pipa tergantung pada bentuk geometri pipa serta jenis material pipa. Sedangkan tegangan maksimum ditentukan oleh jenis material dan metode produksinya. Tegangan adalah besaran vektor yang selain memiliki nilai juga memiliki arah. Nilai dari tegangan normal didefinisikan sebagai gaya (F) persatuan luas (A). Untuk mendefinisikan arah tegangan pada pipa, sebuah sumbu prinsipal pipa dibuat saling tegak lurus seperti terlihat pada Gambar 2.1 di bawah ini:



Gambar 2.1 Arah Tegangan Pada Pipa

Sumbu prinsipal terletak di bidang tengah dinding pipa dan salah satu arahnya yang sejajar dengan panjang pipa disebut sumbu *longitudinal*. Sumbu yang tegak lurus terhadap dinding pipa dengan arah bergerak dari pusat menuju luar pipa disebut sumbu *radial*. Sumbu yang sejajar dengan dinding pipa tapi tegak lurus dengan sumbu aksial disebut sumbu *tangensial* atau *circumferensial* (Agustinus, 2008)

2.2.1 Tegangan Longitudinal

Tegangan yang arahnya sejajar dengan sumbu longitudinal disebut tegangan *longitudinal* (S_L) Nilai tegangan ini dinyatakan positif jika tegangan yang terjadi adalah tegangan tarik dan negatif jika tegangannya berupa tegangan tekan. Tegangan longitudinal pada sistem pipa disebabkan oleh gaya-gaya aksial, tekanan dalam pipa dan momen lentur.

a. Akibat Gaya pada Arah Aksial

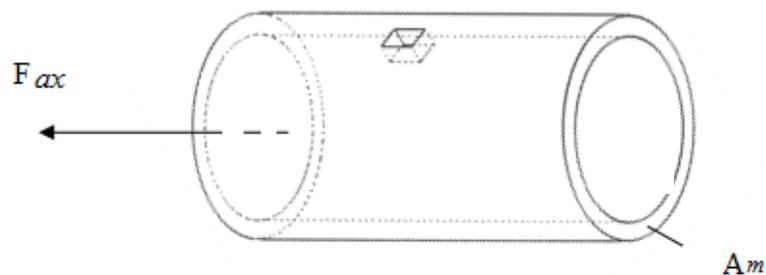
Gaya aksial pada pipa merupakan salah satu penyebab terjadinya tegangan longitudinal, jika pipa menerima tegangan aksial yang melebihi kekuatan *yield* secara terus-menerus maka pipa akan putus, gaya aksial pipa dapat dicari dengan persamaan di bawah.

$$S_L = \frac{F_{ax}}{A_m} \quad (2-1)$$

dengan :

F_{ax} = gaya pada aksial (N)

A_m = luas dinding pipa (mm^2) = $\pi \cdot D_m \cdot t$



Gambar 2.2 Arah Gaya Dalam Pada Pipa

b. Akibat Tekanan Dalam Pipa

Tekanan dalam pipa yang melebihi kekuatan *yield* akan mengakibatkan deformasi plastis yang ditandai dengan bertambah luas permukaan pipa dan menyebabkan kegagalan pada pipa. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat persamaan di bawah.

$$S_L = \frac{PA_i}{A_m} \quad (2-2)$$

Dengan :

P = tekanan dalam pipa (N/mm^2)

A_i = luas pipa (mm^2)

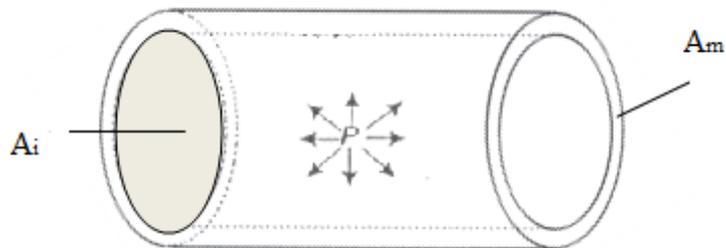
$$= \frac{\pi d_i^2}{4}$$

Jadi tegangan *longitudinal* karena tekanan dalam pipa adalah:

$$S_L = \frac{Pd_i^2}{4td_m} \quad (2-3)$$

Untuk sederhananya, rumus yang terakhir ini ditulis sebagai berikut :

$$S_L = \frac{Pd_o}{4t} \quad (2-4)$$



Gambar 2.3 Arah Tegangan Longitudinal Pipa

c. Akibat Momen Lentur (*Bending Moment*)

$$S_L = \frac{c M_b}{I} \quad (2-5)$$

Dengan :

M_b = momen lentur (Nmm)

c = jarak dari sumbu netral ke suatu titik pada pipa (mm)

$$I = \text{momen inersia penampang pipa} = \frac{\pi(d_o^4 - d_i^4)}{64}$$

Tegangan ini disebut sebagai tegangan lentur (*bending stress*). Tegangan ini paling besar pada permukaan terluar pipa, yaitu pada $y = R_o$, sehingga :

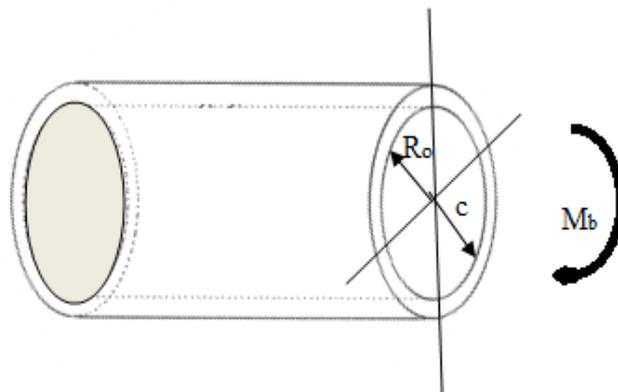
$$\begin{aligned} S_L &= \frac{M_b R_o}{I} \\ &= \frac{M_b}{Z} \end{aligned} \quad (2-6)$$

dimana :

R_o = jari-jari luar pipa (mm)

Z = Modulus penampang (*section modulus*)

$$= \frac{I}{R_o}$$



Gambar 2.4 Arah Momen Lentur Pada Pipa

Tegangan Longitudinal keseluruhan dapat ditulis dengan persamaan di bawah.

$$S_L = \left(\frac{F_{ax}}{A_m}\right) + \left(\frac{Pd_o}{4t}\right) + \left(\frac{M_b}{Z}\right) \quad (2-7)$$

2.2.2 Tegangan *Circumferencial*

Tegangan yang arahnya sejajar dengan sumbu *circumferencial* disebut tegangan *circumferencial*, tegangan tangensial atau tegangan *hoop* (S_H). Tegangan ini disebabkan oleh tekanan internal yang bekerja secara tangensial dan besarnya bervariasi tergantung pada tebal dinding pipa dan bernilai positif jika tegangan cenderung membelah pipa menjadi dua. Besar tegangan ini menurut persamaan Lamé adalah

$$S_H = \frac{P}{K^2 - 1} \left(1 + \left(\frac{r}{r_0}\right)^2\right) \quad (2-8)$$

Dimana :

r_0 = radius luar pipa

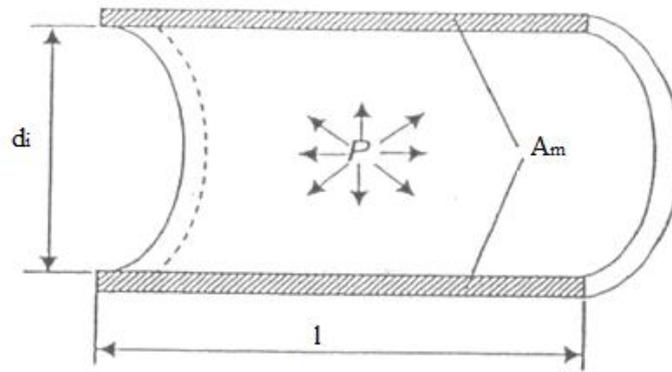
r_i = radius dalam pipa

r = jarak radial ke titik yang sedang diperhatikan

$k = r_0/r_i$

Untuk pipa berdinding tipis digunakan penyederhanaan rumus tegangan tangensial ini dengan mengasumsikan gaya akibat tekanan dalam bekerja sepanjang pipa yaitu $F = Pd_i l$ ditahan oleh dinding pipa seluas $A_m = 2tl$ sehingga persamaan kesetimbangannya adalah:

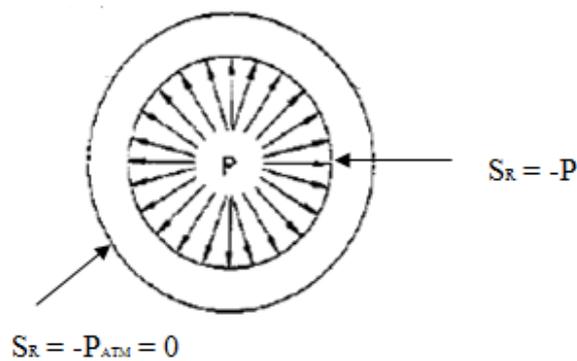
$$S_H = \frac{Pd_o}{2t} \quad (2-9)$$



Gambar 2.5 Arah Tegangan Hoop (Circumferensial) Pada Pipa

2.2.3 Tegangan Radial

Besar tegangan ini bervariasi dari permukaan dalam pipa ke permukaan luarnya. Oleh tekanan internal tegangan radial maksimum terjadi pada permukaan dalam pipa dan tegangan minimum terjadi pada permukaan luarnya. Untuk pipa tipis tegangan ini biasanya diabaikan.



Gambar 2.6 Tegangan Radial Pada Pipa

$$S_R = \frac{P}{K^2 - 1} \left(1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right) \quad (2-10)$$

Karena jika $r = r_0$ maka $S_R = 0$ dan jika $r = r_i$ maka $S_R = -P$ yang artinya tegangan radial = 0 pada titik di mana tegangan lentur maksimal, sehingga tegangan ini biasanya diabaikan.

2.2.4 Tegangan Geser

Dalam menentukan tegangan, Dean (1939) menyatakan bahwa setiap pemecahan tegangan yang diterima oleh membran shell akan melibatkan bending yang dipengaruhi oleh tegangan geser pada dinding shell. Tegangan geser pada sistem pipa antara lain akibat gaya dari tumpuan pipa (*pipe support*) dikombinasikan dengan momen *bending*.

a. Akibat Gaya Geser

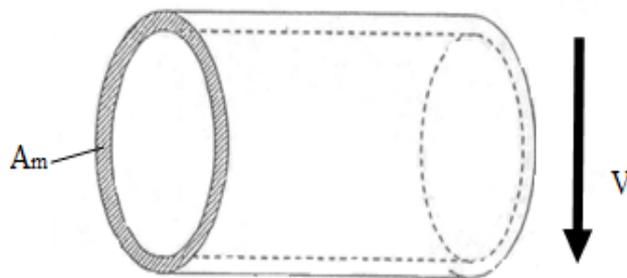
$$\tau_{\max} = \frac{vQ}{id}. \quad (2-11)$$

Q = faktor bentuk tegangan geser

d = diameter

V = gaya geser

Tegangan geser pada pipa arahnya memotong pipa, jadi tegak lurus dengan axial stress. sifatnya tegangan geser adalah membelah pipa. Dinamakan tegangan geser karena sifatnya menggeser pipa, jadi seolah pipa di belah dari atas.

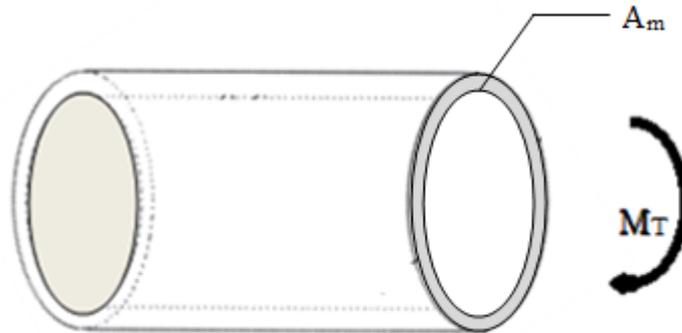


Gambar 2.7 Arah Tegangan Akibat Gaya Geser Pada Pipa

b. Akibat Momen Puntir ($M_T = \text{Torsional Moment}$)

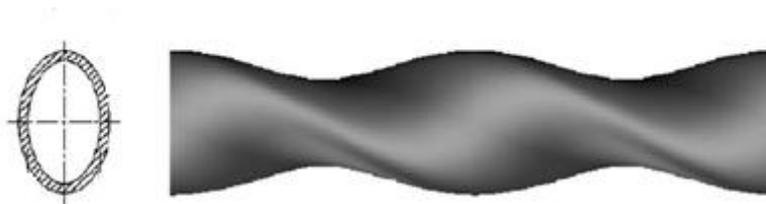
$$\tau_{\max} = \frac{M_T}{2Z} \quad (2-12)$$

Tegangan ini maksimum pada titik yang sama di mana tegangan lentur mencapai maksimal.



Gambar 2.8 Arah Momen Puntir Pada Pipa

Tegangan puntir pada pipa dapat mengakibatkan perbedaan struktur bentuk pipa yang dapat dilihat pada gambar 2.9 di bawah.



Gambar 2.9 Akibat momen puntir pipa

2.3 Interaksi Pipa Dengan Tanah

Untuk aplikasi pipa bawah tanah dibutuhkan spesifikasi pipa yang tahan terhadap pengaruh buruk seperti korosif, tekanan tanah dan kelembapan tanah, pipa yang diperkuat serat ijuk dirasa cukup untuk menjadi solusi permasalahan tersebut. Pada perancangan pipa bawah tanah dikenal

persamaan *ring stability* dan menggunakan persamaan mengenai *soil mechanic*. Hal tersebut dikarenakan gaya yang diberikan oleh tanah yang dapat mempengaruhi *ring stability* pipa. Pipa dapat mengalami *buckling* ketika pipa mengalami kevakuman didalam pipa dan mengalami tekanan *hidrostatik*. Hal ini hanya terjadi pada pipa yang terpasang dalam tanah. Analisa ini juga dapat terjadi ketika pipa kehilangan tekanan *internal* dan juga vakum sedangkan pada permukaan pipa luar mengalami gaya *eksternal*. Untuk mengetahui kegagalan *ring stability* dapat dicari dengan persamaan berikut (AISI, 2007).

Tanpa tekanan tanah

$$P = \frac{pr^3(1-\nu^2)}{EI} = 3 \quad (2-13)$$

Untuk tegangan longitudinal mempunyai nilai yang lebih rendah dari tekanan gagal dan mengabaikan poison ratio.

$$\frac{PD^3}{EI} = 24 \quad (2-14)$$

Untuk circular *plain pipe* dapat dicari dengan mereduksi persamaan diatas

$$\left(\frac{P}{E}\right) \left(\frac{D}{t}\right)^3 = 2 \quad (2-15)$$

Dimana P = Tekanan Eksternal

Tekanan *eksternal* dapat menyebabkan gagalnya *ring stability*. Hal tersebut dapat terjadi ketika pipa berada dalam tanah atau ketika mengalami kevakuman tekanan *internal* pada pipa dalam tanah.

Dengan tekanan tanah dan tanpa *water table* atau *internal vacuum*

$$Pr_r = K\sigma_y \quad (2-16)$$

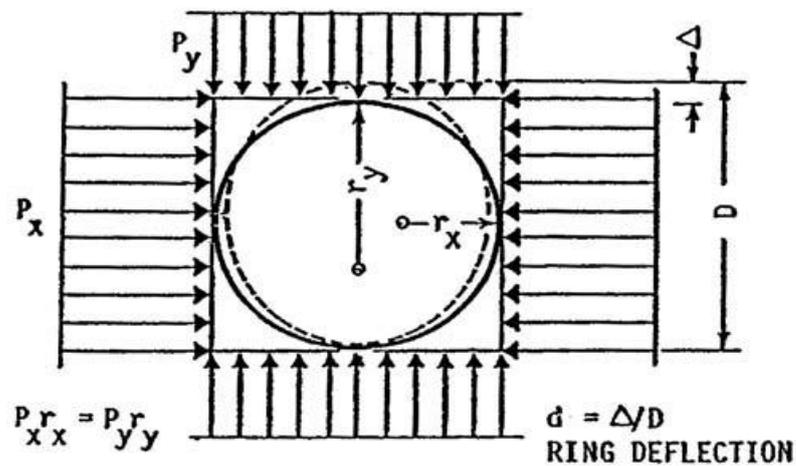
P adalah tekanan tanah dari atas pipa

$$r_r = \frac{r_y}{r_x} \frac{(1+d)^3}{(1-d)^3} = (\text{defleksi cincin elips}) \quad (2-17)$$

$$K = \frac{(1+\sin\theta)}{(1-\sin\theta)} \quad (2-18)$$

θ = setengah panjang busur yang berkontak dengan tanah

Untuk lebih jelasnya *ring deflection* ditunjukkan pada Gambar 2.10 di bawah ini



Gambar 2.10 *ring deflection* (AISI, 2007)

Dengan tekanan tanah dan *internal vacuum – unsaturated soil*.

Untuk mendapatkan nilai tekanan *external* kasus pipa di atas maka dapat ditentukan dengan persamaan berikut.

$$P(r_r - 1) = K\sigma_y - (p - E_d/m^3)r_r \quad (2-19)$$

Dimana :

σ_y = effective vertikal soil

$r_r = r_y/r_x$

P = vacuum atau exsternal hidrostatik pressure

2.4 Teori Kegagalan

Permasalahan yang sering dihadapi oleh para engineer adalah memilih material yang tepat dan lebih spesifik karena berpengaruh terhadap kegagalan dari material tersebut. Kegagalan pada material yang ulet adalah ketika permulaan dari peluluhan material tersebut, sedangkan pada material yang getas, kegagalan dapat disebut dengan *fracture* (patah)

2.4.1 Teori Tegangan Geser Maksimum (Kriteria Tresca)

Teori tegangan geser maksimum memperkirakan kegagalan spesimen yang mengalami beban kombinasi terjadi bila tegangan geser maksimum pada suatu titik mencapai tegangan luluh hasil uji tarik atau uji tekan dari suatu material yang sama. Pernyataan tersebut dinyatakan oleh Henry Tresca mengenai tegangan geser maksimum atau *tresca yield criterion* pada tahun 1968. Secara matematis teori tegangan geser maksimum dapat dituliskan sebagai berikut

$$\tau_{\text{mak}} = \tau_y \longrightarrow \tau_y \frac{\sigma_x}{2} \quad (2-20)$$

dimana τ_y = tegangan geser luluh

σ_x = tegangan arah sumbu x

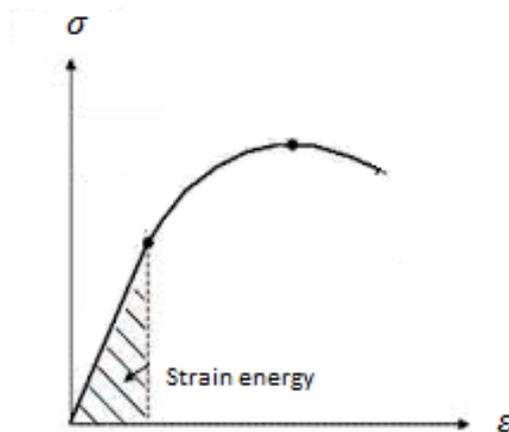
2.4.2 Teori Energi Distorsi Maksimum (Kriteria von Mises)

Teori kegagalan ini diperkenalkan oleh Huber pada tahun 1964 dan kemudian disempurnakan melalui kontribusi Von Mises dan Hencky. Teori ini menyatakan bahwa "Kegagalan diprediksi terjadi pada keadaan tegangan multiaksial bilamana energi distorsi per unit volume sama atau lebih besar dari energi distorsi per unit volume pada saat terjadinya kegagalan dalam pengujian tegangan uniaksial sederhana terhadap specimen dari material yang sama".

Energi regangan akibat distorsi (berkaitan dengan perubahan bentuk) per unit volume, U_d adalah energi regangan total per unit volume, U dikurangi energi regangan akibat beban hidrostatik (berkaitan dengan perubahan volume) per unit volume, U_h

$$U_d = U - U_h \quad (2-21)$$

Energi regangan total per unit volume, U adalah luas dibawah kurva tegangan-regangan (Gambar 2.11)



Gambar 2.11 Energi Regangan Pada Elemen Terdefleksi

$$u = \frac{1}{2}(\sigma_1 \varepsilon_1 + \sigma_2 \varepsilon_2 + \sigma_3 \varepsilon_3) \quad (2-22)$$

$$u = \frac{1}{2E}[\sigma_1^2 \sigma_2^2 \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1 \varepsilon_1 + \sigma_2 \varepsilon_2 + \sigma_3 \varepsilon_3)] \quad (2-23)$$

$$\text{Dimana : } \varepsilon_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \nu\sigma_2 - \nu\sigma_3)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E}(\sigma_2 - \nu\sigma_1 - \nu\sigma_3)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{E}(\sigma_3 - \nu\sigma_1 - \nu\sigma_2)$$

Tegangan utama terdiri atas komponen hidrostatik (σ_h) dan distorsi (σ_{id})

$$\sigma_i = \sigma_h + \sigma_{id} \quad (2-24)$$

Sehingga $\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = 3\sigma_h + (\sigma_{1d} + \sigma_{2d} + \sigma_{3d})$

$$3\sigma_h = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 - (\sigma_{1d} + \sigma_{2d} + \sigma_{3d})$$

Komponen hidrostatik tegangan σ_h terjadi hanya akibat perubahan volumetrik

($\sigma_{id} = 0$)

$$\sigma_h = \frac{(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)}{3} \quad (2-25)$$

Regangan hidrostatik, U_h didapatkan dari substitusi σ_h persamaan 2-25:

$$U_h = \frac{1}{2E}[\sigma_h^2 + \sigma_h^2 + \sigma_h^2 - 2\nu(\sigma_h \sigma_h + \sigma_h \sigma_h + \sigma_h \sigma_h)] = \frac{3(1-2\nu)}{2E} \sigma_h^2$$

$$U_h = \frac{3(1-2\nu)}{2E} \left(\frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \right)^2$$

$$U_h = \frac{1-2\nu}{6E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_1 \sigma_3)] \quad (2-26)$$

sehingga $U_d = U - U_h$

$$u_d = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_1 \sigma_3)] - \frac{1-2\nu}{6E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_1 \sigma_3)]$$

$$U_d = \frac{1+\nu}{3E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \sigma_2 - \sigma_2 \sigma_3 - \sigma_1 \sigma_3] \quad (2-27)$$

Dimana :

E = modulus young

u_d = energi distorsi

u = eneeegi regangan

u_h = energi perubahan volume

$\sigma_1 \sigma_2 \sigma_3$ = tegangan arah triaksial

σ_h = tegangan hoop

ε = regangan normal

Pendekatan kriteria kegagalan dilakukan dengan membandingkan energi distorsi per unit volume pada persamaan (2-26) dengan energi distorsi saat terjadi kegagalan pada uji tarik.

$$\frac{1+\nu}{3E} s_y^2 = u_d = \frac{1+\nu}{3E} [(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3))]$$

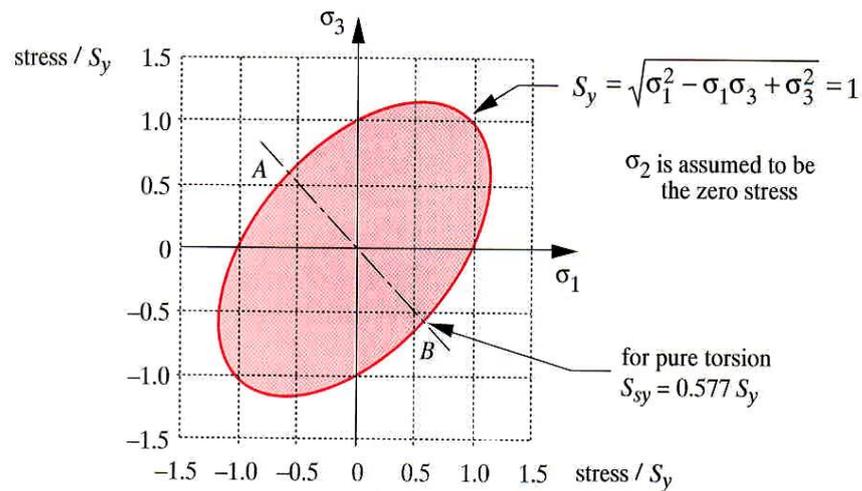
$$s_y^2 = [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)]$$

$$s_y = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)} \quad (2-28)$$

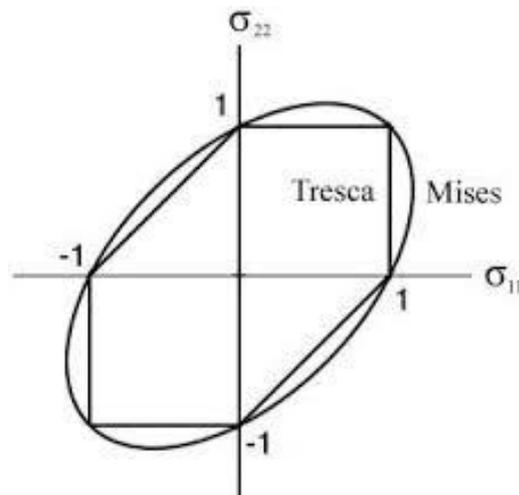
Untuk keadaan tegangan 2 dimensi, $\sigma_2 = 0$ maka :

$$s_y = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2} \quad (2-29)$$

Persamaan (2-29) akan menghasilkan grafik seperti diperlihatkan pada Gambar 2.13 grafik tersebut menggambarkan bahwa jika tegangan pada suatu material terletak pada titik batas atau luar kurva ellips maka material tersebut sudah gagal.



Gambar 2.12 Grafik Teori Energi Distorsi Maksimum (*handbook pressure vessel*)



Gambar 2.13 Grafik Perbandingan Teori Tresca dan Teori Von Mises

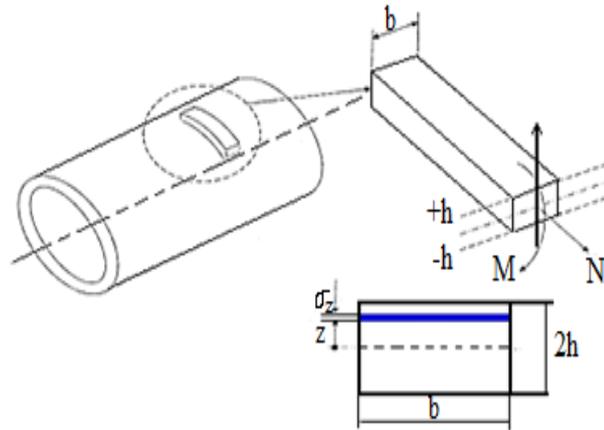
Perbandingan dua kriteria kegagalan dapat dilihat pada Gambar 2.13. Kedua kriteria memberikan hasil yang sama ketika tegangan principal yang diberikan sama atau ketika satu dari tegangan principal yang diberikan adalah nol dan yang lain memiliki nilai dari σ_y . Atau dengan kata lain jika material diberikan tegangan geser murni maka teori tersebut menghasilkan ketidakcocokan yang sangat besar dalam memprediksi kegagalan. Pada uji torsi aktual, digunakan untuk mengembangkan sebuah kondisi geser murni pada

spesimen ductile, memperlihatkan bahwa teori maksimum distorsi energi memberikan hasil yang lebih akurat sebesar 15% dibanding dengan teori tegangan geser maksimum.

2.5 Limit Tekanan

Kegagalan suatu material dipengaruhi oleh banyak hal sesuai dengan kondisi kerjanya. Kemungkinan kegagalan material dapat disebabkan oleh kesalahan dalam mendesain, fabrikasi material yang tidak tepat dan banyak lagi hal-hal lainnya.

Penyebab yang paling utama terletak pada proses dalam pemilihan material karena dalam proses pemilihan material ini harus disesuaikan dengan kondisi kerjanya sehingga kegagalan premature dapat dihindari. Karena penelitian ini mengenai bejana tekan maka pemilihan dari material yang benar merupakan suatu hal yang sangat penting. Banyak pertimbangan-pertimbangan yang menentukan dalam pemilihan material untuk mendesain bejana tekan salah satunya adalah kemampuan material dalam menahan beban atau tekanan yang terjadi sesuai dengan kondisi kerjanya. Kemampuan komponen dalam menahan beban maksimum hingga terjadinya kegagalan disebut dengan *limit load*. Oleh karena itu dalam mendesain harus dihitung limit load komponen untuk dapat memprediksi kegagalan dari komponen yang akan dibuat. Sebuah contoh penting mengenai *limit load* dapat diamati pada beam sebagai pemodelan dasar dinding *shell* yang mengalami tegangan dan bending, seperti ditunjukkan pada gambar 2.14.



Gambar 2.14 Dinding *Shell* Yang Dianalisis Sebagai *Beam* (Lubis, 2015)

Diketahui bahwa σ_z adalah tegangan *circumferential* (keliling) pada jarak z dan permukaan tengah dinding. Pada titik z dapat disusun persamaan dimana M dan N merupakan gaya yang diterima oleh beam tersebut

$$M = F \cdot z = \int_{-h}^h \sigma A \cdot z = \int_{-h}^h \sigma b dz \cdot z = b \int_{-h}^h \sigma z \cdot dz \quad (2-30)$$

$$N = \int_{-h}^h \sigma A = \int_{-h}^h \sigma b \cdot dz = b \int_{-h}^h \sigma \cdot dz \quad (2-31)$$

Karena perilaku beam tersebut adalah sepenuhnya elastis, kedua persamaan ini dapat disederhanakan menjadi:

$$\sigma(z) = \frac{N}{A} + \frac{Mz}{I} \quad (2-32)$$

Dimana:

$$A = 2bh \quad (\text{luas area potongan beam})$$

$$= \frac{bt^3}{12} = \frac{b(2h)^3}{12} = \frac{2}{3}bh^3 \quad (\text{momen inersia luas potongan beam})$$

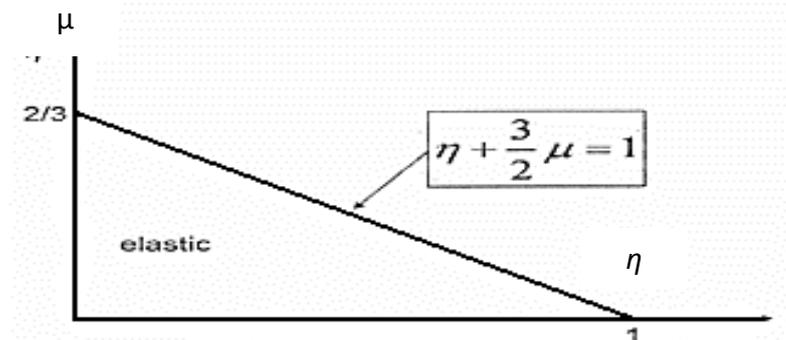
Dengan asumsi material bersifat *elastic-perfectly plastic* dengan *yield stress* σ_y , momen sebesar M , dan gaya sebesar N , maka *yield* pertama kali akan terjadi akibat tegangan pada lapisan terluar ($z \pm h$), ketika:

$$\frac{N}{2bh} + \frac{3}{2} \frac{M}{bh^2} = \sigma_Y \quad (2.33)$$

$$\text{Atau} \quad \eta + \frac{3}{2} \mu = 1 \quad (2-34)$$

$$\text{Dimana : } \left. \begin{array}{l} \eta = \frac{N}{2bh\sigma_Y} \\ \mu = \frac{M}{bh^2\sigma_Y} \end{array} \right\}$$

Persamaan diatas disebut juga kondisi awal *yield* (*Initial Yield Condition*) yang dapat diamati pada Gambar 2.15.



Gambar 2.15 Kondisi Awal *Yield*

Dimana M_L = limit moment

N = gaya normal

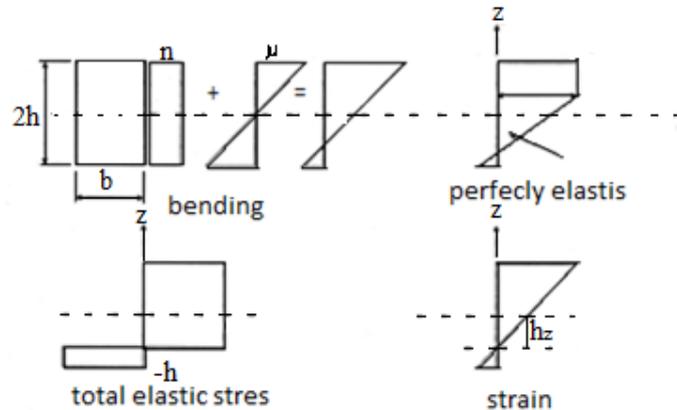
B = sumbu pendek jari-jari

σ_y = yield stress

Secara matematis, distribusi tegangan dapat ditulis sebagai;

$$\sigma(z) = \begin{cases} \sigma_y & \text{untuk } z \geq -h_0 \\ -\sigma_y & \text{untuk } z > -h_0 \end{cases}$$

Jika beban semakin bertambah maka plastisitas akan menyebar ke seluruh dinding



Gambar 2.16 Pertambahan Plastisitas di Dalam Beam

Dari persamaan tersebut diperoleh:

$$M = b \int_{-h}^h \sigma \cdot z \cdot dz = b \left[\int_{-h}^{-h_0} (-\sigma_Y) z \cdot dz + \int_{-h_0}^h \sigma_Y z \cdot dz \right]$$

$$M = b \sigma_Y \left\{ -\frac{z^2}{2} \Big|_{-h}^{-h_0} + \frac{z^2}{2} \Big|_{-h_0}^h \right\}$$

$$M = b \sigma_Y \left[\left(-\frac{h_0^2}{2} + \frac{h^2}{2} \right) + \left(\frac{h^2}{2} - \frac{h_0^2}{2} \right) \right] \quad (2-35)$$

$$M = b \sigma_Y (h^2 - h_0^2)$$

Kemudian diperoleh:

$$N = b \int_{-h}^h \sigma \cdot dz = b \left[\int_{-h}^{-h_0} (-\sigma_Y) dz + \int_{-h_0}^h \sigma_Y \cdot dz \right]$$

$$N = b \sigma_Y \left(-z \Big|_{-h}^{-h_0} + z \Big|_{-h_0}^h \right)$$

$$N = b \sigma_Y [(h_0 - h)(h + h_0)]$$

$$N = 2b \sigma_Y h_0 \quad \Rightarrow \quad h_0 = \frac{N}{2b \sigma_Y} \quad (2-36)$$

Dengan mensubstitusi persamaan di 2-36 dapat diketahui bahwa:

$$M = b\sigma_Y \left(h^2 - \left(\frac{N}{2b\sigma_Y} \right)^2 \right)$$

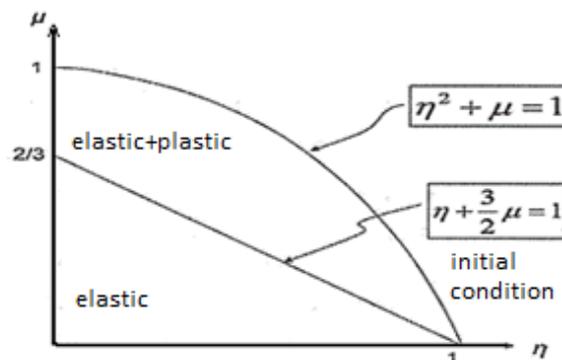
$$\frac{M}{b\sigma_Y} = h^2 \left(1 - \frac{N^2}{4b^2h^2\sigma_Y^2} \right) \quad (2-37)$$

$$\frac{M}{\sigma_Y b h^2} + \left(\frac{N}{2bh\sigma_Y} \right)^2 = 1 \quad \Rightarrow \text{the limit condition}$$

Persamaan (2.32) dan (2.33) dapat ditulis sebagai

$$\mu + \eta^2 = 1 \quad (2-38)$$

Kondisi *Awal Yield* dan kondisi batas ditunjukkan dalam diagram interaksi (Gambar 2.17) dan kondisi batas pada diagram interaksi ini disebut *Limit Surface*.



Gambar 2.17 Diagram Interaksi

Dan diagram interaksi, perlu memiliki sebuah kondisi

$$\left. \frac{M}{bh^2\sigma_Y} \leq 1 \right\} \quad (2-39)$$

$$\left. \frac{M}{2bh^2\sigma_Y} \leq 1 \right\} \quad (2-40)$$

Limit load untuk *beam* dalam keadaan *bending* (*Limit Moment*), dengan memasukkan nilai $N = 0$ dari persamaan (2-33) maka M_L dapat diperoleh:

$$M_L = \sigma_y b h^2 \quad (2-41)$$

dengan memasukkan nilai $N = 0$ ke persamaan (2.33) maka *Yield Moment*, M dapat diperoleh:

$$M_y = \frac{2bh^2}{3} \sigma_y \quad (2-42)$$

Dari dua persamaan terakhir, dapat diketahui bahwa M adalah

$$\frac{M_L}{M_y} = 1.5 \quad (2-43)$$

Dapat disimpulkan bahwa kondisi plastic terjadi pada semua ketebalan dinding shell dengan nilai momen 1,5 dari *Yield Moment* pertama kali. (Moavani, 2003)

Jika kita masukan nilai $M = 0$ dari persamaan (2-36), kita dapat menentukan bagian yang sepenuhnya plastis ketika :

$$N_L = 2bh\sigma_y \quad (2-44)$$

Nilai untuk *yield* (luluh) pertama akibat gaya yang diberikan dapat diperoleh dari persamaan (2-33) dengan nilai $M = 0$ sehingga:

$$N_y = 2bh\sigma_y \quad (2-45)$$

Dari persamaan (2-44) dan (2-45) maka dapat diperoleh:

$$\frac{N_L}{N_y} = 1$$

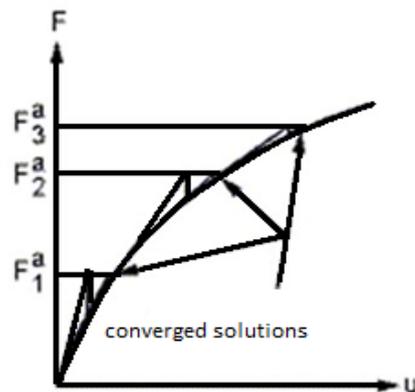
Dimana $N_y = \text{yield}$

$M_y = \text{yield moment}$

2.6 Limit Tekanan dengan ANSYS

Metode elemen hingga digunakan sebagai metode pendekatan matematika aktual untuk pemecahan masalah yang dapat ditentukan dengan persamaan differensial. Fungsi utama dari metode elemen hingga adalah untuk memecahkan elemen yang sangat kompleks dengan batasan yang tidak ditentukan menjadi suatu elemen dengan batasan yang kecil. Masing-masing elemen diperhitungkan sebagai bagian dalam permasalahan utama, dengan demikian terdapat hubungan antar elemen yang saling berkaitan melalui informasi global tentang deformasi yang biasanya berhubungan dengan karakteristik elemen.

Pendekatan Newton-Raphson merupakan metode paling banyak digunakan untuk menyelesaikan masalah *nonlinear*. Karena hasil yang didapatkan dalam metode ini terbukti telah memecahkan beberapa kasus *nonlinier* yang ada. Pada permasalahan *nonlinear* dan deformasi yang cukup besar, perubahan geometri dan sifat material selama pembebanan berlangsung harus ditentukan. Hal tersebut dapat dipecahkan lebih dari satu langkah iterasi dengan menggunakan hasil terakhir sebagai harga awal untuk langkah selanjutnya hingga hasil yang konvergen diketahui. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada Gambar 2.18



Gambar 2.18 Solusi Nonlinear Dengan Newton-Raphson (ANSYS)

Metode analisis nonlinear ini dibagi menjadi tiga proses operasi yaitu:

1. Top, yaitu langkah pertama yang terdiri dari beban yang didefinisikan secara eksplisit selama waktu tertentu, dalam langkah ini beban diasumsikan linier.
1. Penentuan tingkat pembebanan, pada langkah ini pembebanan dapat kita tentukan besarnya.
2. Program ini akan melakukan sejumlah iterasi hingga iterasi terdekat untuk mendapatkan solusi konvergen.

2.7 Pipa Komposit

Penggunaan pipa komposit merupakan salah satu solusi untuk mengatasi permasalahan korosi yang terdapat pada penggunaan pipa logam. Terutama penggunaan pipa pada lingkungan yang korosif. Pipa komposit saat ini banyak digunakan pada industri migas. Hal tersebut dikarenakan pipa logam mudah korosi. Kelebihan dan kekurangan pipa komposit dapat dilihat pada Tabel 2.1

Tabel 2.1 Kelebihan Dan Kekurangan Komposit

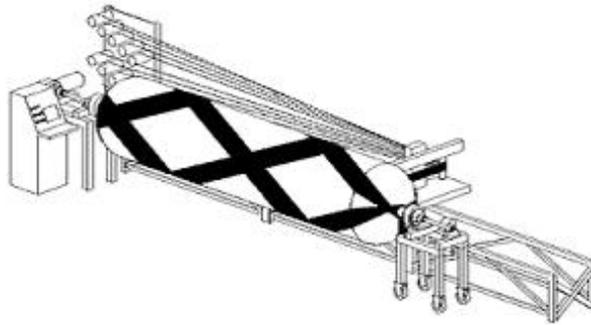
No	Kelebihan	Kekurangan
1	Tahan terhadap zat reaktif	Temperatur oprasi terbatas
2	Lebih ringan	Resin akan terdegradasi
3	Ketahanan terhadap <i>fatigue</i>	Densitas rendah
4	Tahan korosi	Tidak tahan terhadap impact
5	<i>Surface finis</i> yang baik	Susah memilih sambungan

Proses manufaktur pipa komposit berbeda dengan pipa logam, terutama pipa baja. Hal ini dikarenakan adanya perbedaan sifat material dan pada pipa komposit tidak dapat dilakukan penyambungan dengan las (Santoso, 1997). Manufaktur pada pipa komposit dapat dilakukan dengan dua cara yaitu:

1. Proses *filament winding*

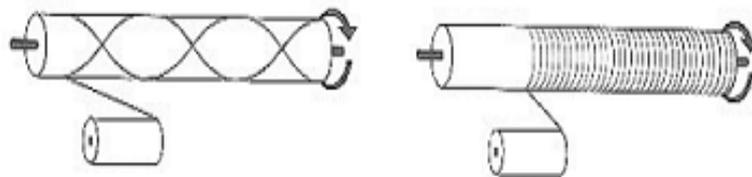
Pada proses ini mula-mula serat dilewatkan pada *crell* yang terletak pada sebuah *carriage* yang bergerak translasi pada mandrel, lalu serat tersebut akan dilewatkan pada *resin bath* agar serat tersebut dilumuri oleh resin. Kemudian serat yang telah dilumuri oleh resin dibalutkan dengan pola dan sudut kemiringan tertentu pada mandrel yang berputar dengan tegangan serat yang terkendali. Hal ini dilakukan secara berulang hingga memperoleh lapisan komposit pada pipa dengan tebal yang diinginkan. Metode

filament ini paling banyak digunakan pada pembuatan pipa komposit, terutama pada komposit serat panjang. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada Gambar 2.19.



Gambar 2.19 Skema proses *Filamen Winding*

Untuk representasi pemasangan *winding* pada sekrup dan bentuk hoop filament *winding* dapat dilihat pada Gambar 2.20.

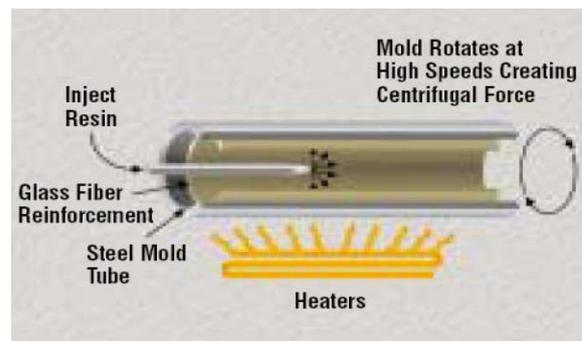


Gambar 2.20 Skema pemasangan dan bentuk *winding* hoop

2. *Centrifugal casting*

Pada proses ini serat dengan resin dicampurkan kedalam cetakan silinder yang berputar dengan kecepatan tinggi. Setelah serat dan resin dicampurkan kedalam cetakan lalu kecepatan putar dinaikan sampai mencapai kecepatan putar pencetakan, yang besarnya bergantung pada jumlah serat, tebal, diameter dan viskositas resin, akibatnya pada bagian dalam cetakan tersebut akan muncul gaya sentrifugal yang membalut serat dan resin ke dinding bagian dalam

cetakan. Selain itu gaya sentrifugal berfungsi untuk melepaskan udara yang terjebak dalam resin sehingga diperoleh lapisan padat dan bebas porositas. Serat penguat disusun pada dua arah baik *hoop* dan *axial*, sehingga dihasilkan pipa dengan sifat *thermal* dan kekuatan bending yang baik. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada Gambar 2.21 di bawah ini.



Gambar 2.21 Proses *Centrifugal Casting*

(<http://piping.composite>)

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 Februari sampai dengan Agustus 2016

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 yaitu: *preprocessing*, *solution* dan *post-processing*.

3.2.1 Pemodelan Geometri

Sebelum pembuatan model ditentukan parameter geometri dari spesimen yang akan dimodelkan. yaitu jari-jari, panjang, tebal, dan lain-lain. Hal ini bertujuan untuk mempermudah perubahan dimensi dari model tersebut jika diperlukan (Geometri dari tabung pipa komposit serat ijuk). Setelah didapatkan data-data geometri pipa selanjutnya dapat dilakukan pemodelan pipa komposit.

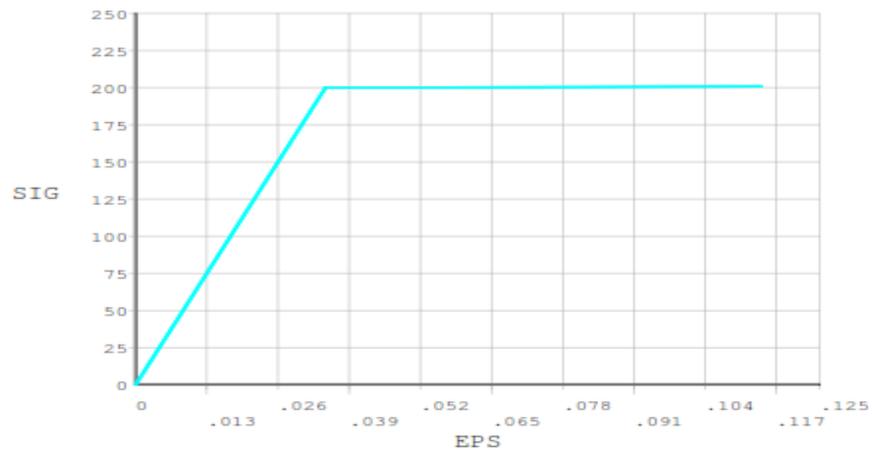
Tabel 3.1. Dimensi pipa

No	Parameter	Nilai (mm)
1	Diameter luar	97,65
2	Diameter dalam	85,65
3	Tebal PVC	1,8
4	Tebal lapisan ijuk dan PVC	12,00

Tabel 3.2. Material Propertis Pipa (Vinidex, 2007)

No	Parameter	Simbol	Nilai
1	<i>Modulus Young</i>	E	3300 MPa
2	<i>Poison Ratio</i>	ν	0,4
3	<i>Yield Stress</i>	σ_Y	52 MPa

Propertis material dari pipa PVC dipilih berdasarkan ukuran 3 in yang didapat dari Vinidex yang memiliki *ultimate tensile strength* sebesar 52 MPa dan memiliki *elongation tensile modulus* sebesar 3,3 GPa kemudian *poisson ratio* sebesar 0,4. Material propertis dari serat ijuk diambil dari pengujian yang dilakukan oleh Sugianto (2014) dan Imam Munandar (2013). Material diasumsikan bersifat *elastic perfectly plastic* seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 3.1



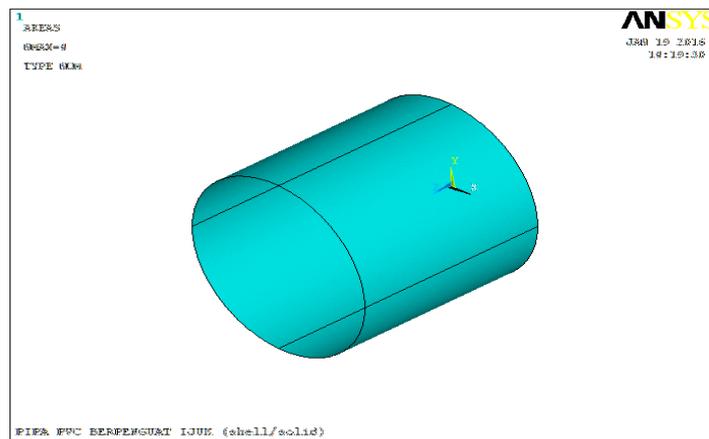
Gambar 3.1 *elastic perfectly plastic* material model

Sifat *elastic perfectly plastic* adalah bertambahnya regangan suatu material setelah melewati titik elastisnya dengan nilai tegangan luluh yang tetap. Setelah itu tahapan selanjutnya adalah pemodelan, ada beberapa cara dalam melakukan pemodelan dari pipa komposit, yaitu dengan mengetikkan perintah (*Batch Mode*) atau melalui *Graphical User Interface* (GUI) yang tersedia pada ANSYS. Akan tetapi lebih baik menggunakan perintah yang diketikkan (*Batch Mode*), karena dengan cara ini dapat memudahkan dalam memodifikasi dimensi dan parameternya. Pada penelitian ini dilakukan dengan membuat dua pemodelan, yaitu pemodelan pipa PVC yang belum terlapis ijuk dan pemodelan pipa PVC yang telah dilapisi ijuk. adapun pemodelannya dapat dilakukan sebagai berikut

a. Pemodelan PVC

Pada pemodelan PVC dilakukan dengan menggunakan perintah *batch mode* dengan cara menentukan parameternya terlebih dahulu yaitu, jari-jari luar (r_i) 38.1, jari-jari dalam (r_o) 48.1, dan tebal pipa (t) 1.8. Setelah dikenalkan

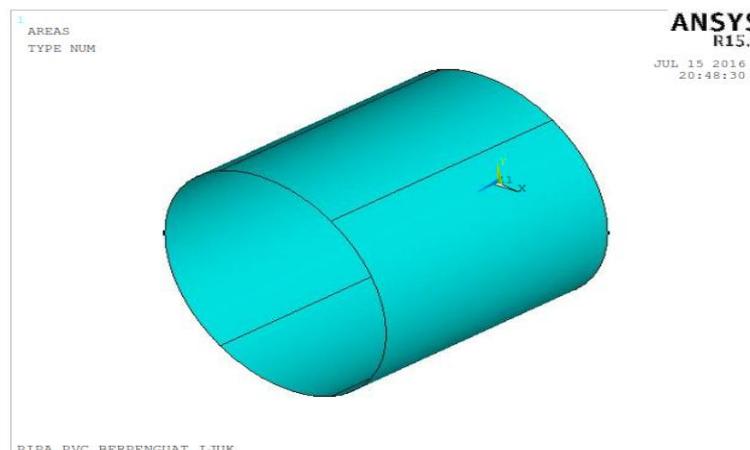
parameter kemudian dilakukan pemodelan dengan membuat lingkaran dengan jari-jari (*circle, center, radius*) r_0 , Kemudian tarik garis tersebut sepanjang sumbu pipa dalam hal ini didapatkan panjang pipa didapat sebesar dua kali panjang jari-jari pipa. Kemudian akan menjadi pipa tipis seperti Gambar 3.2



Gambar 3.2 Model Pipa PVC

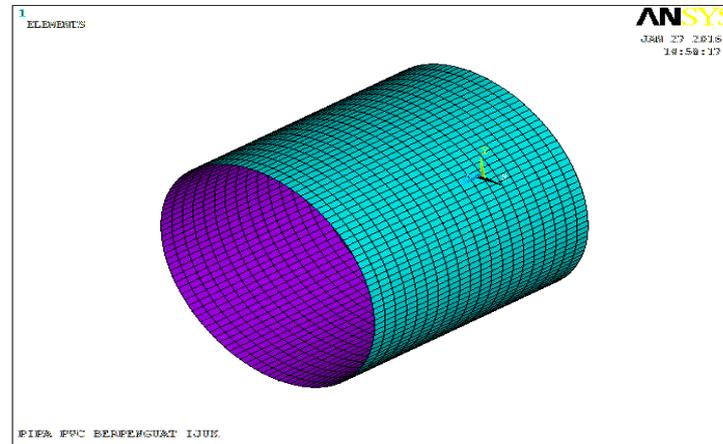
b. Pemodelan Pipa Lapis Ijuk

Pada pipa PVC berlapis ijuk pemodelan tetap menggunakan model yang sama dengan model pipa PVC di atas karena elemen yang digunakan sama yaitu elemen Shell 281. Elemen ini dapat digunakan untuk pemodelan *composite shell* seperti *filament winding*.



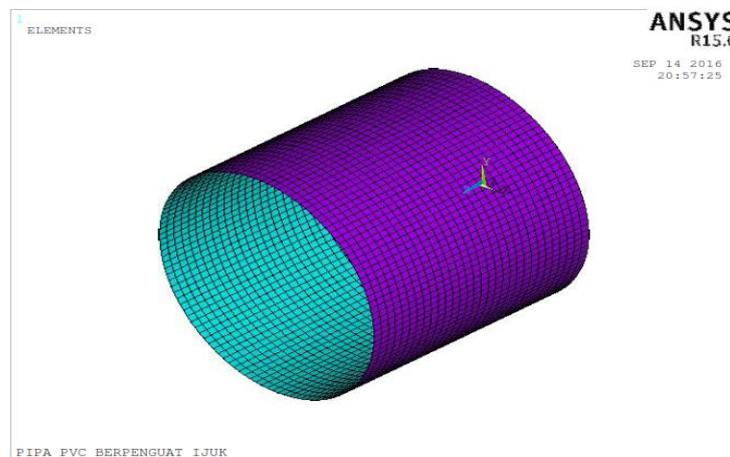
Gambar 3.3 Model Pipa PVC Berlapis Ijuk

Tipikal model elemen hingga shell elemen ditunjukkan pada Gambar 3.5 di bawah ini.



Gambar 3.5 Meshing Pada model PVC

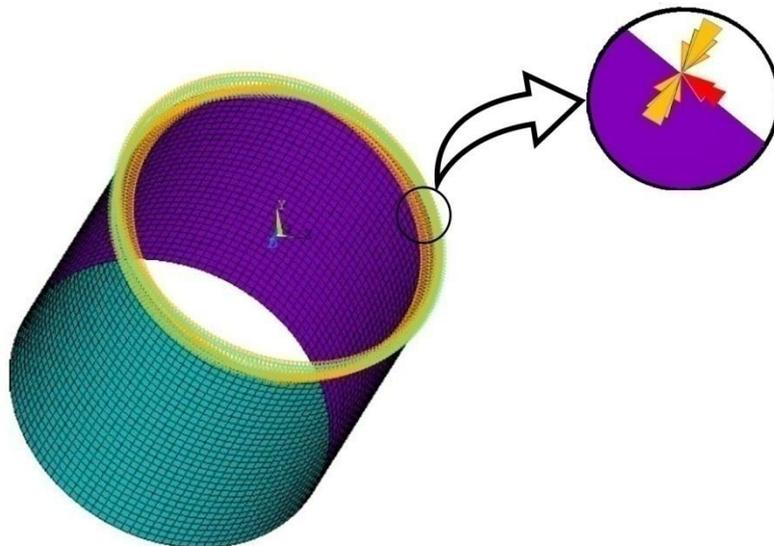
Setelah diberikan filament winnding jumlah element menjadi 3600 elemen dan 11040 node. Sekilas terlihat beda model PVC (gambar 3.5) yang berwarna biru pada bagian luar dan terlihat nodenya lebih kasar dibandingkan dengan Tipikal model elemen hingga PVC berlapis ijuk (gambar 3.6) yang berwarna biru ungu pada bagian permukaan dan memiliki node yang lebih halus.



Gambar 3.6 Meshing Pada Model Pipa PVC lapis ijuk

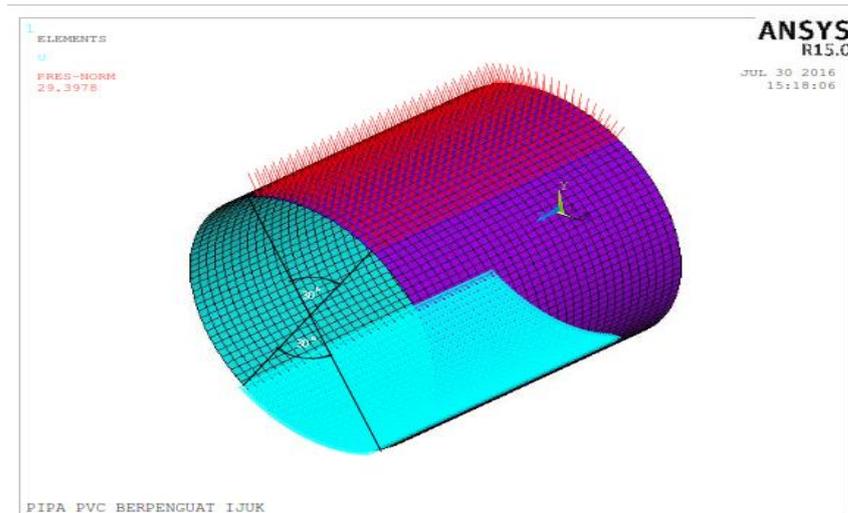
3.2.3 Kondisi Batas dan Pembebanan

Terdapat dua kondisi batas yang digunakan pada model pipa yaitu kondisi batas untuk beban tekanan *internal* dan *eksternal*. Kondisi batas untuk beban tekanan *internal* adalah perpindahan nol ($U_Z = 0$) dan rotasi nol (di *fix* pada salah satu ujung pipa) pada semua node arah radial. Sedangkan ujung yang lain menerima beban secara *axial*, sebagai simulasi dari tekanan *internal* pada ujung pipa. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 3.7.



Gambar 3.7 Kondisi Batas Pada *internal pressure*

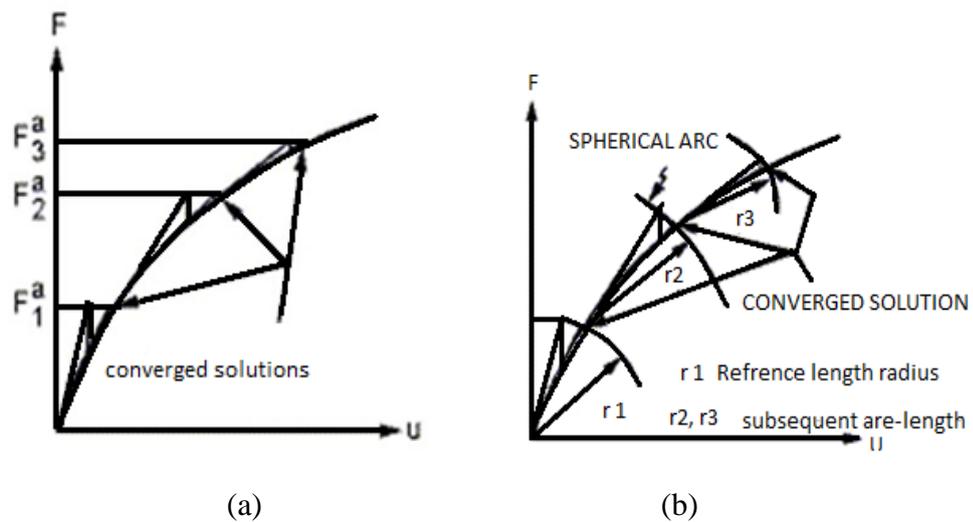
Sedangkan pada pembebanan *eksternal* kondisi batas yang diberikan adalah perpindahan nol pada arah vertikal untuk seluruh node yang berada pada bagian 30° pipa paling bawah dan beban diberikan 30° pada bagian atas pipa. Kondisi batas pada *eksternal pressure* dapat dilihat pada Gambar 3.8.



Gambar 3.8 Kondisi Batas Pada *eksternal pressure*

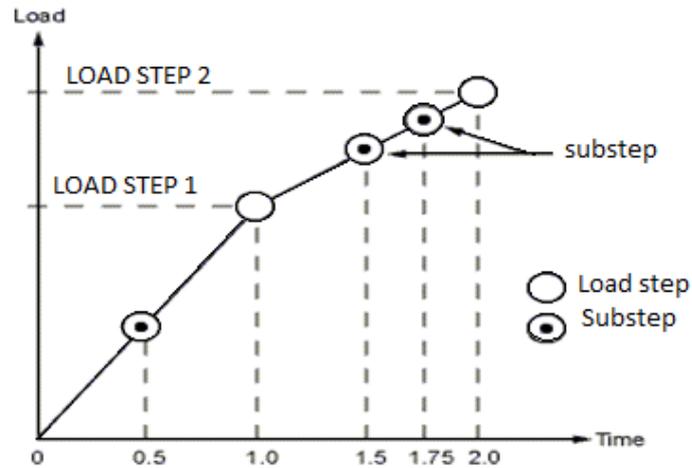
3.3 Solusi

Setelah menentukan kondisi batas, maka selanjutnya dapat dilakukan tahap solusi dengan Analisis Elemen Hingga (*finite element analysis*). Pembebanan pada elemen hingga didefinisikan dengan *time* yang telah diatur kenaikannya pada program *batchmode* yang akan diselesaikan secara nonlinier. Untuk beban *internal pressure* digunakan metode Newton Raphson. Untuk beban *eksternal pressure* yang menyebabkan buckling pada pipa digunakan metode *Arc Length*. Metode-metode tersebut ini akan 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. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada Gambar 3.9.



Gambar 3.9 solusi nonlinear (a) Metode Newton Raphson, (b) Metode Arc Length (ANSYS)

Gambar 3.9 menunjukkan cara metode Newton Raphson dan Arc Length menyelesaikan konvergensi pembebanan dengan substep F_{1a} , F_{2a} dan F_{3a} pada Newton Raphson dan r_1 , r_2 dan r_3 pada Arc Length. Konvergensi akan tercapai dengan menggunakan step pembebanan melalui dua metode tersebut. Jika konvergensi tidak dapat dicapai maka program akan memperkecil kenaikan beban berikutnya (ditandai dengan arah panah ke bawah pada gambar 3.9). Perubahan kenaikan beban digunakan metode bagi dua dengan matrik opsi *nonlinear adaptive descent*. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat dari grafik 3.10 di bawah.



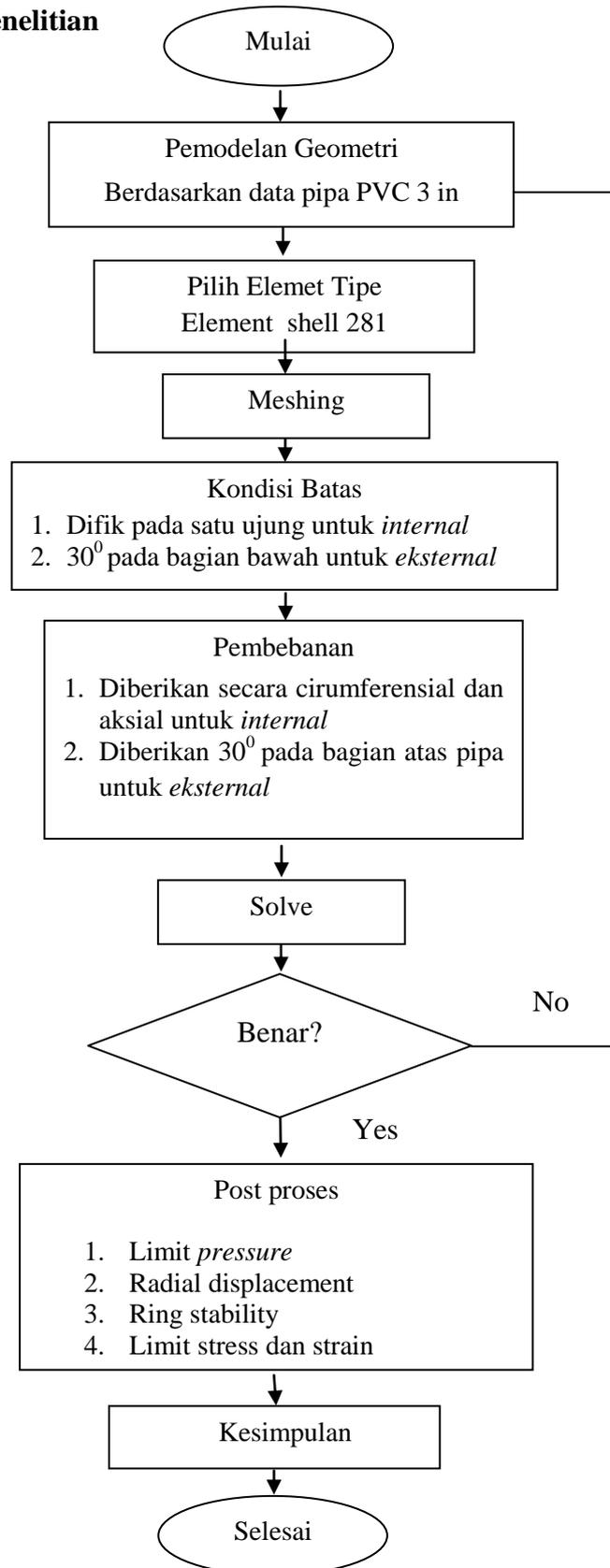
Gambar 3.10 Grafik Substep, Loadstep Dan Time (ANSYS)

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

3.4 Pengambilan Data (*Post Prosesing*)

Setelah proses solusi selesai maka didapatkan hasil berupa beban maksimum yang dapat diterima oleh model pipa komposit. Data yang telah didapat dari komputasi dapat diolah dan ditampilkan baik dalam bentuk tabel, kurva, perubahan kontur model, dan nilai eksak lainnya. Untuk *internal pressure* hasil yang dibaca adalah limit *pressure stress* dan *strain*. Limit *pressure* dicapai ketika beban tidak dapat lagi diterima oleh pipa. Untuk *eksternal pressure* hasil yang diperoleh adalah limit *stress* dan juga *ring displacement*.

3.5 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.11 Diaram Alir Penelitian

Pada Gambar 3.11 dapat dilihat diagram alir penelitian tugas akhir yang dilakukan. Pada tahap pertama yaitu penentuan geometri model dan *element type*. Dimana hasil yang akan ditampilkan adalah *ring stability* dan *radial displacement*. Untuk diagram alir PVC yang diperkuat dengan ijuk ditambahkan pemodelan *multi layer* sebelum langkah pemilihan element tipe dan sesudah pemodelan geometri.

V. SIMPULAN DAN SARAN

5.1 Simpulan

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

1. Penambahan lapisan serat ijuk dapat meningkatkan tegangan pipa PVC.
2. Nilai limit tekanan *internal* pipa PVC sebesar $0,98 P_y$, limit tekanan *internal* PVC satu lapisan ijuk dan dua lapisan ijuk masing-masing adalah $27,49 P_y$ dan $47,92 P_y$.
3. Nilai limit *eksternal pressure* PVC adalah sebesar 13,45 MPa, PVC satu lapisan ijuk sebesar 22,29 MPa dan pada PVC yang dilapisi dua lapisan ijuk 100,45 MPa.
4. Orientasi sudut dapat mempengaruhi limit tekanan pada pembebanan *internal pressure* dengan sudut terbaik yaitu sudut 0^0 pada satu lapisan ijuk dan 75^0 pada pada dua lapisan ijuk. tetapi pada *eksternal pressure* orientasi sudut *winding* tidak berpengaruh.
5. Penambahan lapisan ijuk setebal 6 mm dapat meningkatkan tekanan *internal* sebesar 27,49 kali P_y PVC tanpa lapisan ijuk dan Penambahan lapisan ijuk setebal 12 mm dapat meningkatkan tekanan *internal* sebesar 47,92 kali P_y PVC tanpa lapisan ijuk.

6. Penambahan lapisan ijuk setebal 6 mm dapat meningkatkan tekanan *eksternal* sebesar 8,84 MPa dan Penambahan lapisan ijuk setebal 12 mm dapat meningkatkan tekanan *eksternal* sebesar 87,04 MPa.

5.2 Saran

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

1. Penelitian juga dapat dilakukan dengan menggunakan lapisan serat alam jenis lain yang berbeda sehingga dapat diketahui pipa dengan serat alam yang mempunyai kekuatan paling baik.
2. Diperlukan studi *experimental* guna untuk memvalidasi hasil studi numerik.

DAFTAR PUSTAKA

- Agustinus, Donny. 2008. *Pengantar Piping Stress Analysis Dengan Caesar II*. Diakses dari <https://don85.wordpress.com/2009/03/09/buku-pengantar-piping-stress-analysis-2/ppsa-for-blog2/> pada 30 November 2015.
- American iron and steel institute, 2007, *welded steel pipe*, amerika. American Iron And Steel Institute.
- ANSYS Inc. ANSYS *help. Theory Reference*.
- Dean, W.R., 1936, *The Distortion Of Curved Tube Due To Internal Pressure*. Philosophical Magazine Vol. 28. Pp. 452-64
- Gunasegaran.V, Prashanth.R, dan Narayanan.M., 2013, *Experimental Investigation and Finite Element Analysis of Filament Wound GRP pipes for Underground Applications*. Procedia Engineering. Vol. 64 hal 1293-1301.
- Henry, H.B, 1986, *Pressure Design Handbook* 2nd Edition. Florida.
- Lubis, A., 2015, Perancangan Bejana Tekan. Diktat perkuliahan, Jurusan Teknik Mesin, Universitas Lampung.
- Moaveni,S.,2003, *Finite Element Analysis*. Pearson Education Inc., New jersey.

Munandar, I., Savetlana, S., dan Sugianto, 2013, Kekuatan Tarik Serat Ijuk. Jurnal FEMA, Vol.1, no. 3, Universitas Lampung.

Santoso .H.,1997, *Diktat Perkuliahan komposit*. Jurusan Teknik Mesin, Universitas Gajah Mada.

Sugianto, 2014, Kekuatan Ikat (Bonding) Antara Serat Ijuk Dengan Epoxy Pada Komposit Ijuk/Epoxy. Skripsi Jurusan Teknik Mesin, Universitas Lampung.

Vinidex, 2007, *PVC Properties*. Diakses dari vinidex.com.au/technical/material-properties/pvc-properties/. Pada 29 November 2015.