

**ANALISIS TEGANGAN UNTUK MEMPREDIKSI KEGAGALAN
AKIBAT BEBAN KEJUT PADA VELG MOBIL JENIS LENSO**

SKRIPSI

**Diajukan untuk memenuhi sebagian persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik**



Disusun oleh :

RAMONDYA PRADIGDO

NIM. 0510620105

**KEMENTERIAN PENDIDIKAN NASIONAL
UNIVERSITAS BRAWIJAYA
FAKULTAS TEKNIK
JURUSAN MESIN
MALANG
2012**

LEMBAR PERSETUJUAN

**ANALISIS TEGANGAN UNTUK MEMPREDIKSI KEGAGALAN
AKIBAT BEBAN KEJUT PADA VELG MOBIL JENIS LENSO**

SKRIPSI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



Disusun oleh :

RAMONDYA PRADIGDO

NIM. 0510620105

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Dosen Pembimbing

Pratikto, Prof., Ir., MMT., Dr.
NIP. 19461110 198103 1 001

LEMBAR PENGESAHAN

**ANALISIS TEGANGAN UNTUK MEMPREDIKSI KEGAGALAN
AKIBAT BEBAN KEJUT PADA VELG MOBIL JENIS LENS0**

SKRIPSI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik

Disusun oleh :

RAMONDYA PRADIGDO
NIM. 0510620105

Skripsi ini telah diuji dan dinyatakan lulus pada
tanggal 30 Januari 2012

Penguji

Ir. Hastono Wijaya, MT.
NIP. 19601204 198601 1 002

Penguji

Ir. Djoko Sutikno, M.Eng.
NIP. 19541009 19303 1 002

Penguji

Ir. Endi Sutikno, MT
NIP. 19590411 198710 1 001

Mengetahui
Ketua Jurusan Teknik Mesin

Dr. Slamet Wahyudi, ST., MT.
NIP. 19720903 199702 1 001

ANALISIS TEGANGAN UNTUK MEMPREDIKSI KEGAGALAN AKIBAT BEBAN KEJUT PADA *VELG* MOBIL JENIS LENSU

Ramondya Pradigdo, Pratikto

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya

JL. MT. Haryono 167, Malang 65145, Indonesia

E-mail : ramondya@yahoo.co.id

RINGKASAN

Velg merupakan komponen utama sebuah kendaraan. Pada kenyataannya terutama di masyarakat Indonesia, penggunaan *velg* kerap tidak sesuai dengan rekomendasi yang diberikan oleh pabrikan. Hal ini dapat terjadi karena beberapa faktor yaitu antara lain kondisi jalan raya yang tidak rata dan pemakaian kapasitas beban penumpang atau muatan yang melebihi daya angkut kendaraan. Salah satu pembebanan yang kerap dialami *velg* yaitu pembebanan kejut. Pembebanan kejut merupakan pembebanan yang terjadi oleh beban yang cukup besar dengan waktu yang sangat singkat.

Salah satu cara untuk memprediksi kegagalan akibat beban kejut adalah menganalisis tegangan dengan metode elemen hingga menggunakan simulasi komputer. Metode ini memiliki beberapa kelebihan dari segi efektif dan efisiensi waktu, biaya serta tenaga.

Pembebanan kejut yang diterima *velg* terutama pada bagian *flange velg* sangat berpotensi mengakibatkan kerusakan pada *velg*. Pembebanan kejut tersebut hanya berpengaruh pada wilayah yang sempit di sekitar titik pembebanan. Besarnya sudut pembebanan kejut sangat mempengaruhi terjadinya kegagalan pada *velg*. Tegangan terbesar yang terjadi berupa tekanan searah dari pembebanan. Sedangkan posisi titik pembebanan terhadap posisi jari-jari *velg* tidak berpengaruh signifikan. Prediksi kemungkinan terbesar terjadinya kegagalan terdapat pada pembebanan dengan sudut pembebanan 75° , dengan tegangan maksimum terjadi paling kecil yaitu 80,506 Mpa dan deformasi maksimum terjadi paling besar yaitu 6,5274 mm.

Kata kunci : analisis tegangan, kegagalan, *velg*, beban kejut

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah Robbil 'alamin dengan mengucapkan puji syukur kehadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah memberikan kesempatan sehingga dapat menyelesaikan skripsi dengan judul “**Analisis Tegangan Untuk Memprediksi Kegagalan Akibat Beban Kejut Pada Velg Mobil Jenis Lenso**”.

Skripsi ini dibuat penulis sebagai salah satu persyaratan bagi mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik.

Selama proses pengambilan data dan penyusunan skripsi ini, penulis telah banyak mendapat bantuan dari berbagai pihak. Maka dari itu pada kesempatan ini mengucapkan banyak terima kasih kepada :

1. Bapak Dr. Slamet Wahyudi ST, MT selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin di Universitas Brawijaya.
2. Bapak Dr. Eng., Anindito P, ST., M.Eng selaku Sekretaris Jurusan Teknik Mesin di Universitas Brawijaya.
3. Bapak Prof., Dr., Ir., Pratikto, MT. selaku Dosen Pembimbing.
4. Seluruh staf pengajar Jurusan Teknik Mesin.
5. Ibu dan Bapak yang telah mendukung selama ini.
6. Teman-teman asisten Studio Perencanaan dan Rekayasa Sistem.
7. Seluruh rekan mahasiswa Teknik Mesin yang secara langsung maupun tidak langsung telah turut membantu dalam penyelesaian skripsi ini.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan skripsi ini masih jauh dari sempurna. Maka dengan adanya saran dan kritik yang membangun sangat diharapkan. Semoga skripsi ini dapat bermanfaat bagi kita semua.

Malang, Januari 2012

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR JUDUL

LEMBAR PENGESAHAN DOSEN PEMBIMBING

LEMBAR PENGESAHAN DOSEN PENGUJI

RINGKASAN

KATA PENGANTAR i

DAFTAR ISI ii

DAFTAR TABEL iv

DAFTAR GAMBAR v

DAFTAR LAMPIRAN vi

DAFTAR SIMBOL viii

I. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang 1

1.2 Rumusan Masalah 1

1.3 Batasan Masalah 2

1.4 Tujuan Penelitian 2

1.5 Manfaat Penelitian 2

II. TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebekumnya 3

2.2 *Velg* 3

2.3 Proses Pembuatan *Velg* Lenso 6

2.4 Tegangan 9

2.5 Regangan 10

2.6 Hubungan Tegangan dan Regangan 12

2.7 Deformasi 13

2.8 Hukum Hooke 16

2.9 Kriteria Kegagalan 16

2.10 Efek *Seating Pressure* 19

2.11 Beban Kejut (*Impact Load*) 20

2.12 Metode Elemen Hingga 22

2.13 *Software* ANSYS 28

III. METODE PENELITIAN

3.1	Metode Penelitian	31
3.2	Variabel Penelitian	31
3.3	Tempat dan Waktu Penelitian	32
3.4	Rancangan Penelitian	32
3.5	Alat dan Bahan Penelitian	33
3.6	Prosedur Penelitian	34
3.7	Diagram Alir Penelitian	35

IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1	Kondisi Awal Penelitian	36
4.2	Hasil Analisis Tegangan	37
4.2.1	Hasil Analisis Tegangan pada Node A	37
4.2.2	Hasil Analisis Tegangan pada Node B	38
4.3	Hasil Analisis Deformasi	39
4.3.1	Hasil Analisis Deformasi pada Node A	40
4.3.2	Hasil Analisis Deformasi pada Node B	41
4.4	Pembahasan	41
4.4.1	Hubungan Tegangan Maksimum dan Besar Sudut	41
4.4.2	Hubungan Deformasi Maksimum dan Besar Sudut	44
4.4.3	Pengaruh Letak Pembebanan	45

V PENUTUP

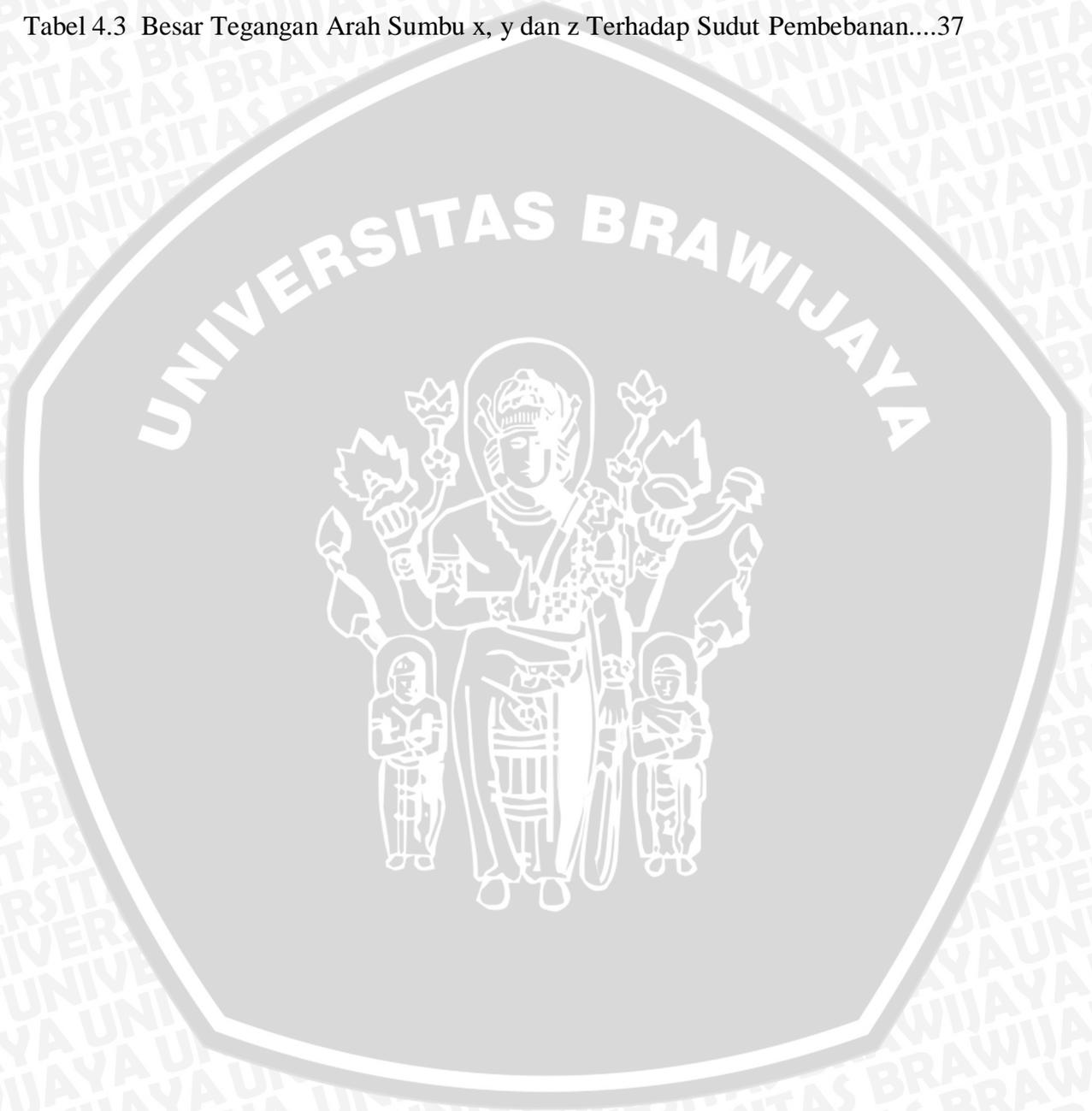
5.1	Kesimpulan	47
5.2	Saran	47

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Daftar PCD Beberapa Jenis Mobil di Indonesia	5
Tabel 4.1	Hasil Analisis Tegangan dan Deformasi pada Node A dan Node B..	37
Tabel 4.2	Hasil Analisis Deformasi dan Waktu pada Node A dan Node B	40
Tabel 4.3	Besar Tegangan Arah Sumbu x, y dan z Terhadap Sudut Pembebanan....	37



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>Velg</i> Mobil	3
Gambar 2.2 PCD pada <i>Velg</i>	4
Gambar 2.3 Offset pada <i>Velg</i>	4
Gambar 2.4 Proses Produksi <i>Velg</i>	7
Gambar 2.5 <i>Velg</i> Lenso	8
Gambar 2.6 Komponen Tegangan pada Elemen Kubus	9
Gambar 2.7 Komponen Regangan	11
Gambar 2.8 Diagram Tegangan-Regangan	13
Gambar 2.9 Kurva Tegangan-Regangan	14
Gambar 2.10 Perbandingan dari Tiga Teori Kegagalan	19
Gambar 2.11 Daerah Efek <i>Seating Pressure</i>	19
Gambar 2.12 Beban Kejut Benda Jatuh	21
Gambar 2.13 Beban Kejut Tumbukan	21
Gambar 2.14 (a) <i>Gas Engine Crankshaft</i> , (b) <i>Joy Swivel Link</i>	23
Gambar 2.15 Diskretisasi Elemen	23
Gambar 2.16 Elemen Tetrahedral	27
Gambar 2.17 ANSYS Program	28
Gambar 3.1. Rancangan Pembebanan	32
Gambar 3.2 Penampang Model <i>Velg</i> Lenso	33
Gambar 3.3 Penampang 3 Dimensi Model <i>Velg</i> Lenso	34
Gambar 4.1 Kondisi Awal Pembebanan	36
Gambar 4.2 Hasil Analisis Tegangan Pengujian pada Node A	38
Gambar 4.3 Hasil Analisis Tegangan Pengujian pada Node B	39
Gambar 4.4 Hasil Analisis Deformasi Pengujian Node A	40
Gambar 4.5 Hasil Analisis Deformasi Pengujian Node B	41
Gambar 4.6 Tegangan Maksimum Terhadap Jenis Sudut Pembebanan	42
Gambar 4.7 Arah Tegangan yang Terjadi	42
Gambar 4.8 Tegangan pada Arah Sumbu x Positif	43
Gambar 4.9 Tegangan pada Arah Sumbu z Negatif	44
Gambar 4.10 Deformasi Maksimum Terhadap Jenis Sudut Pembebanan	45

DAFTAR LAMPIRAN

1. Table 1 Units
2. Table 2 Geometry
3. Table 3 Parts
4. Table 4 Coordinate System
5. Table 5 Connections
6. Table 6 Contacts
7. Table 7 Contact Regions
8. Table 8 Body Interactions
9. Table 9 Body Contacts
10. Table 10 Aluminum Alloy > Constants
11. Table 11 Aluminum Alloy > Compressive Ultimate Strength
12. Table 12 Aluminum Alloy > Compressive Yield Strength
13. Table 13 Aluminum Alloy > Tensile Yield Strength
14. Table 14 Aluminum Alloy > Tensile Ultimate Strength
15. Table 15 Aluminum Alloy > Isotropic Elasticity
16. Table 16 Structural Steel > Constants
17. Table 17 Structural Steel > Compressive Ultimate Strength
18. Table 18 Structural Steel > Compressive Yield Strength
19. Table 19 Structural Steel > Tensile Yield Strength
20. Table 20 Structural Steel > Tensile Ultimate Strength
21. Table 21 Structural Steel > Isotropic Elasticity
22. Table 22 Mesh
23. Table 23 Analysis
24. Table 24 Initial Conditions
25. Table 25 Analysis Settings
26. Table 26 Loads
27. Figure 1 Equivalent Stress
28. Table 27 Equivalent Stress
29. Figure 2 Total Deformation
30. Table 28 Total Deformation
31. Figure 3 Normal Stress x

- 32. Table 29 Normal Stress x
- 33. Figure 4 Normal Stress y
- 34. Table 30 Normal Stress y
- 35. Figure 5 Normal Stress z
- 36. Table 31 Normal Stress z



DAFTAR SIMBOL

Besaran Dasar	Satuan dan Singkatannya	Simbol
Berat benda	Newton atau N	W
Deformasi	milimeter atau mm	δl
Gaya	Newton atau N	P
Gaya komprehensif	Newton atau N	F_2
Gaya pada <i>flange</i>	Newton atau N	F_1
Kecepatan awal	meter per detik kuadrat atau m/s^2	v_0
Ketinggian	meter atau m	h
Luas penampang	meter persegi atau m^2	A
Massa	kilogram atau kg	m
Massa jenis	kilogram per meter kubik atau kg/m^3	ρ
Modulus Elastisitas	Pascal atau Pa	E
Panjang awal	milimeter atau mm	L
Pertambahan panjang	milimeter atau mm	Δl
Radius	milimeter atau mm	r
Regangan geser	persen	γ
Regangan normal	persen	ϵ
Sudut pembebanan	derajat	θ
Tegangan elastik	Pascal atau Pa	σ_E
Tegangan geser	Pascal atau Pa	τ
Tegangan geser maksimum	Pascal atau Pa	τ_{maks}
Tegangan normal	Pascal atau Pa	σ
Tegangan proporsional	Pascal atau Pa	σ_P
Tekanan terpasang	Pascal atau Pa	P_s
Tegangan <i>ultimate</i>	Pascal atau Pa	σ_U
Tegangan <i>ultimate</i> tarik	Pascal atau Pa	S_{ut}
Tegangan <i>ultimate</i> tekan	Pascal atau Pa	S_{uc}
Tegangan <i>yield</i>	Pascal atau Pa	σ_Y
Tegangan <i>yield</i> tarik	Pascal atau Pa	S_{yt}
Tegangan <i>yield</i> tekan	Pascal atau Pa	S_{yc}
Volume	meter kubik atau m^3	V

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar belakang

Velg merupakan komponen utama sebuah kendaraan yang terus mengalami kemajuan desain dan banyak mengutamakan estetika. Proses pembuatan *velg* adalah dengan cara *hot forging*. Bahan yang digunakan juga harus memiliki karakter yang kuat dan ringan. Tipikal logam seperti ini biasanya digunakan oleh teknologi dari material pesawat udara (campuran aluminium, magnesium dan lain-lain). *Velg* terbagi atas *singlepieces forging* dan *multiieces forging*. *Velg* dengan tipikal *singlepieces forging* biasanya digunakan untuk mengejar fungsi serta karakter yang ringan. Bahan dasar yang dipakai biasanya aluminium. *Velg multiieces forging* biasanya digunakan untuk kepentingan *dress up* atau *fashion*. Biasanya *velg* kategori ini juga akrab disebut *velg custom*. Kini hampir semua pabrik terkemuka di dunia seperti Modullarem, HRE, Vellano, Wald, J-Line atau Redenergie sudah memiliki teknologi *forging* seperti ini.

Dalam proses pengembangan *velg* diperlukan suatu analisa desain yang berkepanjangan. Jika tidak disertai dengan analisa desain yang baik, maka suatu desain akhir yang optimal akan sulit untuk didapatkan. Dalam industri otomotif lokal, lebih banyak menggunakan cara *trial and error* dalam pengembangan desain produknya. Maka dari itu perlunya adanya suatu perencanaan desain maupun suatu analisa yang digunakan agar dapat mendesain model *velg* yang sesuai dengan pasar dan juga mempunyai masa pakai yang lama.

Pada kenyataannya terutama di masyarakat Indonesia, penggunaan *velg* kerap tidak sesuai dengan rekomendasi yang diberikan oleh pabrik. Hal ini dapat terjadi karena beberapa faktor yaitu antara lain kondisi jalan raya yang tidak rata dan pemakaian kapasitas beban penumpang atau muatan yang melebihi daya angkut kendaraan.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang masalah diatas, maka rumusan masalah pada penelitian ini adalah bagaimana pengaruh akibat beban kejut pada *velg* mobil jenis Lenso sehingga dapat digunakan sebagai acuan perencanaan serta pemilihan bahan yang sesuai.

1.3 Batasan Masalah

Agar permasalahan tidak terlalu luas, maka perlu adanya batasan masalah pada penelitian ini, yaitu sebagai berikut :

1. Material diasumsikan homogen dan isotropik.
2. Pengujian dilakukan pada temperatur konstan.
3. *Velg* berada pada kondisi balance sehingga pengaruh getaran dan kelentingan diabaikan.
4. Analisis menggunakan metode elemen hingga.
5. Pengujian berdasarkan pembebanan kejut.
6. Analisa hanya dilakukan pada *velg* mobil jenis Lenso.
7. Obyek *impact* diasumsikan *rigid body*, sehingga tidak terjadi perubahan posisi atau bentuk.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan yang ingin dicapai dalam penelitian ini adalah untuk menganalisa desain *velg* mobil jenis Lenso dan memprediksi kerusakan dengan Metode Elemen Hingga sesuai dengan kondisi pengujian pembebanan kejut.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang diharapkan dari penelitian ini adalah:

1. Sebagai bahan pertimbangan didalam mengembangkan atau membuat suatu desain dan pemilihan bahan *velg* baru.
2. Dapat mengurangi jumlah material spesimen uji, biaya dan tenaga yang dikeluarkan untuk melakukan proses pengujian dengan Metode Elemen Hingga.
3. Menunjukkan bahwa Metode Elemen Hingga sangat berguna dalam tahapan analisa.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

Agus Efendi (2010), melakukan penelitian mengenai “*Pengaruh Beban dan Tekanan Udara Pada Distribusi Tegangan Velg Jenis Lenso*”. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh beban dan tekanan udara terhadap distribusi tegangan pada *velg* mobil jenis Lenso Version I (standard) dan Lenso LW (custom). Hasil penelitian menunjukkan bahwa *Velg* yang baik dari kedua jenis *velg* yang di uji adalah *velg* jenis LW (custom).

2.2 *Velg*

Velg merupakan salah satu komponen utama dalam sebuah kendaraan. Suatu *velg* kendaraan akan menerima berbagai beban yang sangat besar. Mulai dari beban total kendaraan hingga beban yang ditimbulkan oleh gaya dari percepatan dari laju kendaraan tersebut.

Velg ada dua jenis yang dikenal di kalangan masyarakat yaitu *velg* standard pabrikan dan *velg* jenis racing. *Velg* standard atau *velg* dari pabrikan banyak yang tidak menyukai karena beberapa alasan salah satunya adalah trend. Oleh karena itu banyak yang menggantinya dengan *velg* yang lebih gaya atau yang biasanya disebut *velg* racing.



Gambar 2.1 *Velg* mobil

Sumber : <http://www.autobedrijfkruikamp.nl/Modules/DivImg/Velg%201.jpg>

Keterangan yang menyertai sebuah *Velg* racing biasanya dalam bentuk :

“Antera114/16x7/Hole4x100/ET25”

Keterangan tersebut dapat dijabarkan sebagai berikut :

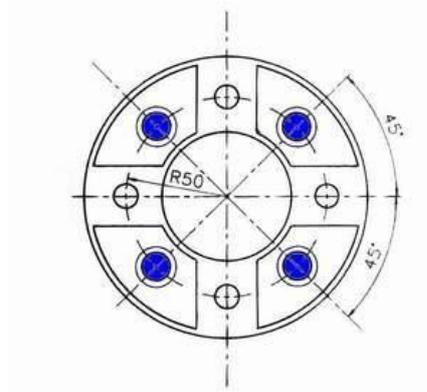
Antera 114 : Kode model *Velg* dari Antera,

16x7 : dimensi *Velg* (dalam inch)

Hole 4x100 : PCD *velg* tersebut ialah 100 mm dengan 4 lubang

ET25 : Offset *velg* tersebut ialah 25 mm.

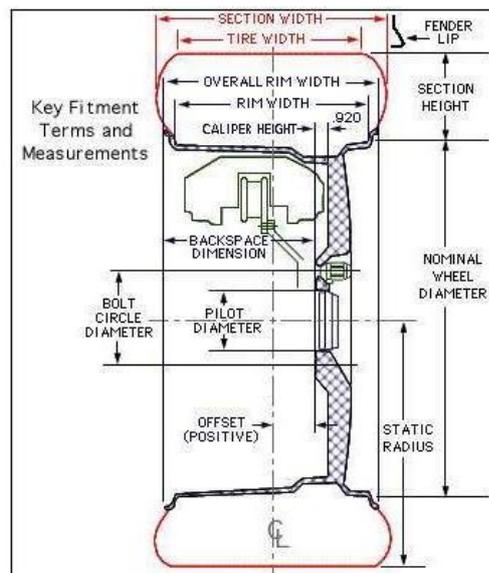
PCD adalah jarak lubang baut pada *velg*. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar di bawah ini :



Gambar 2.2 PCD pada *Velg*

Sumber : <http://cikarangonline.com/wp-content/uploads/2010/03/PCD1-150x150.jpg>

Lingkaran biru melambangkan baut roda pada mobil. Terlihat bahwa ada 4 buah baut yang berada dalam lingkaran dengan diameter 100 mm ($R = 50$ mm). Konfigurasi seperti ini dinamakan PCD 100 dengan 4 buah lubang baut roda.



Gambar 2.3 Offset pada *Velg*

Sumber : <http://cikarangonline.com/wp-content/uploads/2010/03/OFFSET.jpg>

Gambar di atas ialah penampang melintang sebuah *Velg*. Contoh di atas memiliki dimensi 16x7 ET25, jadi :

Diameter *Velg* (Nominal Wheel Diameter) : 16"

Lebar *Velg* (Rim Width) : 7"

Offset : +25cm

Semakin besar offset, maka bila di pasangkan *velg* akan semakin ke dalam fender mobil.

Berikut ialah daftar PCD beberapa jenis mobil yang ada di Indonesia.

Tabel 2.1 Daftar PCD beberapa jenis mobil yang ada di Indonesia

<u>MERK</u>	<u>MODEL</u>	<u>PCD</u>
<u>AUDI</u>	<u>A4</u>	<u>5*112</u>
<u>BMW</u>	<u>M40</u>	<u>4*100 ET<30</u>
<u>BMW</u>	<u>E36</u>	<u>5*120</u>
<u>BMW</u>	<u>seri 5**,seri 7**</u>	<u>5*120 ET<30</u>
<u>DAIHATSU</u>	<u>CHARADE / TURBO</u>	<u>4*110</u>
<u>DAIHATSU</u>	<u>CHARADE CX / CLASSY</u>	<u>4*100</u>
<u>DAIHATSU</u>	<u>ESPASS / ZEBRA</u>	<u>4*110 ET<30</u>
<u>DAIHATSU</u>	<u>FEROZA / TAFT GT</u>	<u>5*139.7</u>
<u>HONDA</u>	<u>ACCORD / PRESTIGE</u>	<u>4*100</u>
<u>HONDA</u>	<u>GRAND /GENIO / FERIO / CITY</u>	<u>4*100</u>
<u>HONDA</u>	<u>MAESTRO / CIELO</u>	<u>4*114.3</u>
<u>HONDA</u>	<u>CRV</u>	<u>5*114.3</u>
<u>HYUNDAI</u>	<u>CAKRA / NENGGALA</u>	<u>4*114.3</u>
<u>HYUNDAI</u>	<u>TRAJET</u>	<u>5*114.3</u>
<u>HYUNDAI</u>	<u>ATOZ</u>	<u>4*114.3</u>
<u>ISUZU</u>	<u>PANTHER</u>	<u>4*114.3 ET<30</u>
<u>ISUZU</u>	<u>NEW PANTHER</u>	<u>6*139.7</u>
<u>KIA</u>	<u>TIMOR</u>	<u>4*100</u>
<u>KIA</u>	<u>CARNIVAL</u>	<u>5*114.3</u>
<u>KIA</u>	<u>CARENS</u>	<u>5*114.3</u>
<u>KIA</u>	<u>VISTO</u>	<u>4*114.3</u>

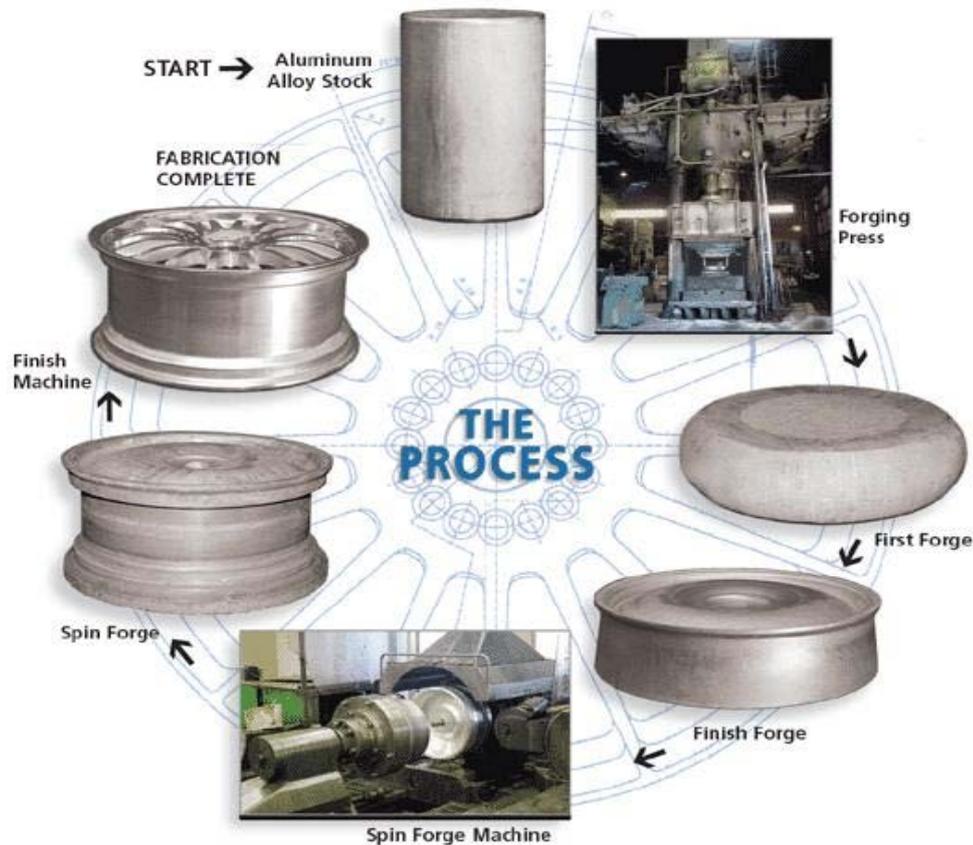
<u>MERCEDES</u>	<u>300E/NEWYES/C CLASS</u>	<u>5*112</u>
<u>MERCEDES</u>	<u>A CLASS</u>	<u>5*112 ET>40</u>
<u>MITSUBISHI</u>	<u>GALANT/ETERNA/DAN-GAN</u>	<u>4*114.3</u>
<u>MITSUBISHI</u>	<u>EVOLUTION</u>	<u>4*100</u>
<u>MITSUBISHI</u>	<u>KUDA/L300</u>	<u>5*114.3</u>
<u>MITSUBISHI</u>	<u>T-120</u>	<u>4*114.3 ET<30</u>
<u>MITSUBISHI</u>	<u>CHARIOT</u>	<u>5*114.3</u>
<u>OPEL</u>	<u>BLAZER</u>	<u>6*139.7</u>
<u>PEUGEOT</u>	<u>505</u>	<u>4*140</u>
<u>PEUGEOT</u>	<u>405</u>	<u>4*108</u>
<u>PEUGEOT</u>	<u>306</u>	<u>4*108</u>
<u>SUZUKI</u>	<u>BALENO/KARIMUN</u>	<u>4*100</u>
<u>SUZUKI</u>	<u>ESTEEM</u>	<u>4*114.3</u>
<u>SUZUKI</u>	<u>JIMNY / KATANA</u>	<u>5*139.7</u>
<u>SUZUKI</u>	<u>FUTURA</u>	<u>4*114.3 ET<30</u>
<u>SUZUKI</u>	<u>VITARA</u>	<u>5*139.7</u>
<u>TOYOTA</u>	<u>DX</u>	<u>4*114.3 ET<30</u>
<u>TOYOTA</u>	<u>GREAT / ALLNEW / SOLUNA</u>	<u>4*100</u>
<u>TOYOTA</u>	<u>KIJANG</u>	<u>4*114.3 ET<30</u>

Sumber : <http://cikarangonline.com/2010/03/spesifikasi-ban-dan-velg-mobil.html>

2.3 Proses Pembuatan Velg

Proses produksi suatu *velg* pada umumnya dengan metode *forging* atau ditempa. Metode *forging* yaitu logam mentah yang dipakai bukan berasal dari logam cair yang dicetak sedemikian rupa, melainkan logam padat yang dicetak dengan tekanan yang sangat besar. Dalam proses *forging*, logam padat yang dipakai hanya bisa menggunakan logam-logam dengan karakter bahan yang kuat serta ringan.

Proses produksi sebuah *velg* mobil dengan cara *forging* dapat dilihat pada gambar 2.4 di bawah ini.



Gambar 2.4 Proses produksi *velg*

Sumber : <http://dare4ever.files.wordpress.com/2010/11/proses.jpg?w=300&h=298>

Secara teknik, metal yang ditempa mempunyai penguatan struktur ‘*work hardening*’ yaitu melalui efek penguatan material akibat dislokasi molekul dengan kata lain struktur urat mikronya dimampatkan agar lebih kuat.

Forging dapat dilakukan dengan dua cara, yaitu *cold forming* dan *hot forming*. Efek penempaan pada benda dingin atau tidak panas berakibat rawan getas. Solusinya adalah dengan *hot forming*, material ditempa dengan pemanasan (tidak sampai pada titik leleh, cukup pada titik bara) sehingga didapat efek *percipitation hardening*. Serat makin rapat namun dengan *grain*/bulir molekul yang lebih lembut, tidak tajam berserabut. Dengan demikian, hasilnya makin kuat tanpa beresiko getas, sehingga bagian dalam bisa jadi sangat liat (*ductile*).

Velg mengandalkan metal aluminium alloy yang terdiri campuran aluminium (Al), silikon (Si), besi (Fe), tembaga (Cu), mangan (Mn), magnesium (Mg), krom (Cr), seng (Zn), vanadium(V), titanium (Ti), bismut (Bi), galium (Ga), timbal (Pb) hingga zirkonium (Zr). Komposisi ini dimainkan untuk tingkat kualitasnya, ada seri 1000, 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000 dan 8000. Salah

satu *velg* yang diunggulkan adalah 6061 yang asalnya digunakan untuk tulang pesawat terbang. Selanjutnya, alloy 6061 ini masuk tahap tempa untuk dibentuk *velg* secara kasar. Proses ini membutuhkan mesin forging raksasa dengan kekuatan tempa beragam dari 5.000, 8.000, 10.000 bahkan 15.000 ton. Metodenya beragam, sehingga para engineer pabrikan mempatenkan caranya yang pada umumnya menggunakan *closed-dies* (cetakan atau moulding khusus) secara presisi.

Di pasaran istilah *forging* T6 tentu sudah tidak asing lagi, dimana penempaan dilakukan pada temperatur 400⁰ Fahrenheit (204⁰C). Proses forging pun tidak berlangsung sekali. Dapat bentuk kasar, dilanjutkan pembentukan melalui proses *spin forging* agar didapat bentuk lebih presisi dengan kekonsentrasian yang tepat.

Velg tipe Lenso banyak dipakai oleh kendaraan-kendaraan yang tidak terlalu besar atau terlalu berat seperti *city car*. *Velg* ini banyak dipakai kendaraan seperti Honda Jazz, Karimun, Estillo, Honda City dan kendaraan-kendaraan sejenisnya. Gambar 2.5 berikut adalah gambar jenis *velg* yang akan di bahas.



Gambar 2.5 *Velg* Lenso

Sumber <http://www.modifikasi.com/showthread.php?138623-WTS-Velg-Lenso-R15-mulus-4-100-second-SOLD-OUT>

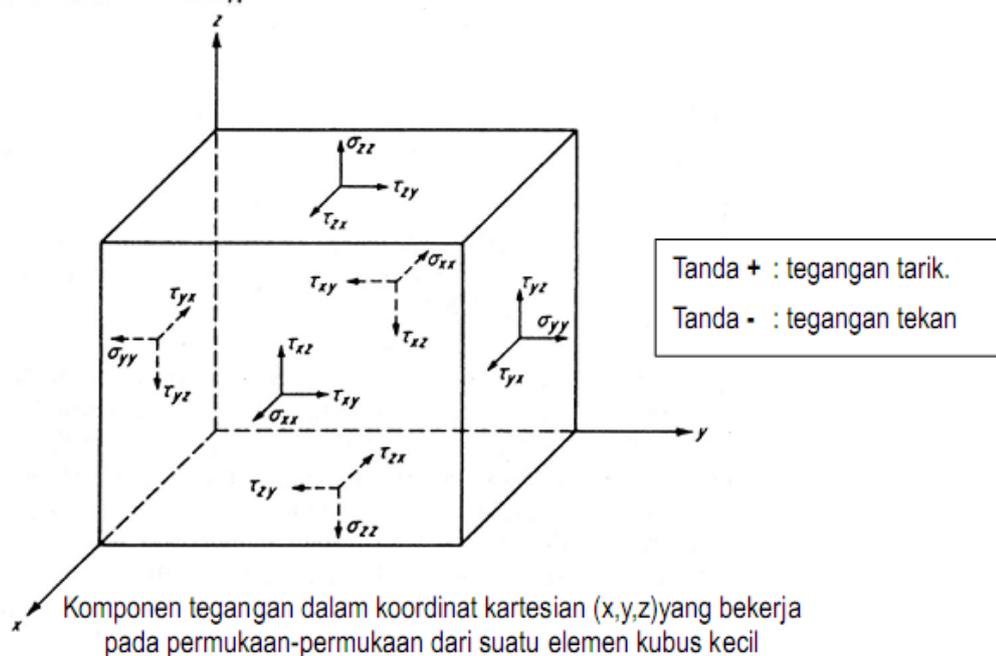
2.4 Tegangan

Pada sebuah batang atau plat jika dibebani sebuah gaya maka akan terjadi reaksi yang sama dengan arah berlawanan. Gaya tersebut akan diterima sama rata oleh setiap molekul pada bidang penampang batang tersebut. Jadi tegangan adalah suatu ukuran intensitas pembebanan yang dinyatakan oleh gaya dan dibagi oleh luas penampang di tempat gaya tersebut bekerja. Tegangan ada bermacam-macam sesuai dengan pembebanan yang diberikan. Intensitas gaya yang tegak lurus atau normal terhadap irisan disebut tegangan normal, tegangan normal yang menghasilkan tarikan (*traction* atau *tension*) pada permukaan sebuah potongan biasa disebut tegangan tarik (*tensile stress*), tegangan normal yang menekan potongan tersebut disebut tegangan tekan, dan intensitas gaya yang bekerja sejajar dengan bidang dari luas elemen disebut tegangan geser (*shearing stress*) (Popov,1996:4). Biasanya tegangan dinyatakan dalam unit gaya per unit luasan, misalnya lb/in² atau N/m².

Untuk komponen tegangan pada suatu elemen kubus umum dinyatakan sebagai berikut:

$$\begin{vmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{vmatrix}$$

- (Keluar , tegak lurus (normal) , sejajar) terhadap sumbu x.
- (Keluar , tegak lurus (normal) , sejajar) terhadap sumbu y.
- (Keluar , tegak lurus (normal) , sejajar) terhadap sumbu z.



Gambar 2.6 Komponen tegangan pada elemen kubus

Sumber : Yudi Surya Irawan, Analisa Tegangan Eksperimental, 2009

Notifikasi nama :

σ_{xy} : - huruf subscript pertama menunjukkan normal bagian luar atau bidang dimana tegangan bekerja.

- huruf subscript kedua menunjukkan arah dari tegangan tersebut

Pengandaian bahwa tegangan adalah terbagi rata sering dilakukan dalam perencanaan. Hasilnya disebut tegangan tarik murni (*pure tension*), tegangan tekan murni (*pure compression*) atau tegangan geser murni (*pure shear*), tergantung pada cara kerja beban atas benda yang sedang diamati. Tegangan tersebar rata pada luas penampangnya, maka nilainya dapat dihitung dari persamaan :

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (\text{Khurmi RS, 2005:89})$$

Dengan :

σ = besar tegangan (N/mm² atau MPa)

P = gaya yang bekerja pada benda (N)

A = luas penampang (mm²)

2.5 Regangan

Bila beban diberikan pada suatu benda atau struktur maka akan terjadi tegangan dalam benda/komponen sehingga terjadi perubahan bentuk atau dimensi. Perubahan bentuk pada benda inilah yang disebut regangan (*strain*). Besar dari regangan disebut *strain intensity* (Yudi Surya I., 2009).

Regangan adalah suatu bentuk tanpa dimensi satuan untuk menyatakan perubahan bentuk. Biasanya dinyatakan dalam bentuk persen. Besarnya regangan menunjukkan apakah bahan tersebut mampu menahan perubahan bentuk sebelum patah. Makin besar regangan suatu bahan maka bahan itu mudah dibentuk. Regangan juga bisa diartikan perpanjangan per satuan panjang (Popov, 1996:38).

Bila regangan tersebut diketahui, maka deformasi total dari pembebanan aksial adalah ϵL , perpanjangan per unit panjang yang biasa disebut *regangan normal* dan diberi simbol dengan ϵ , dapat diperoleh dengan membagi total pertambahan panjang Δl dengan panjang L .

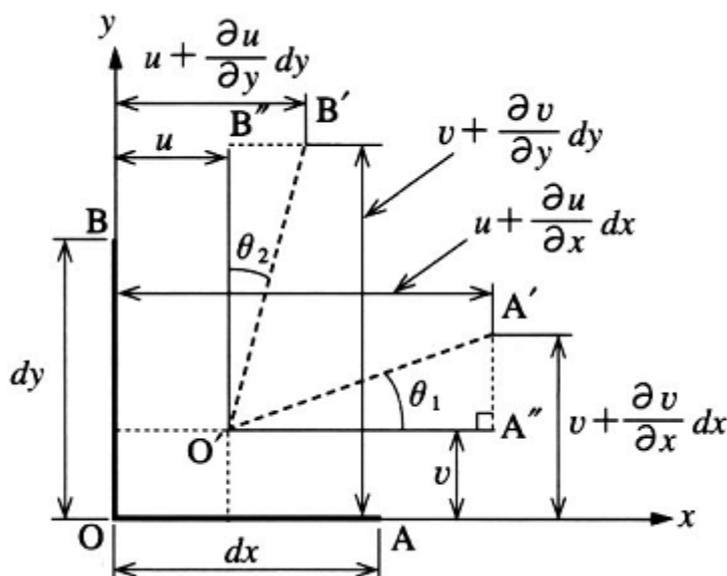
$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{L}$$

(Popov, 1996:38)

dengan :

 ε : regangan (%) Δl : total pertambahan panjang (mm) L : Panjang awal (mm)

Seperti halnya tegangan, regangan juga memiliki unsur-unsur tertentu. Di antara setiap perpindahan dari titik dalam material memiliki hubungan yang tetap. Untuk mengetahuinya adalah dengan mengamati regangan dalam dua dimensi.



Gambar 2.7 Komponen Regangan

Sumber : Yudi Surya Irawan, Analisa Tegangan Eksperimental, 2009

Gambar di atas menjelaskan komponen-komponen regangan pada suatu kondisi benda yang mengalami penambahan panjang. Komponen-komponen regangan yang dapat diambil dalam gambar tersebut adalah sebagai berikut :

Regangan normal (*normal strain*) :

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}$$

Regangan geser (*shear strain*) :

$$\gamma_{xy} = \gamma_{yx} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}$$

$$\gamma_{yz} = \gamma_{zy} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}$$

$$\gamma_{zx} = \gamma_{xz} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}$$

2.6 Hubungan Tegangan dan Regangan

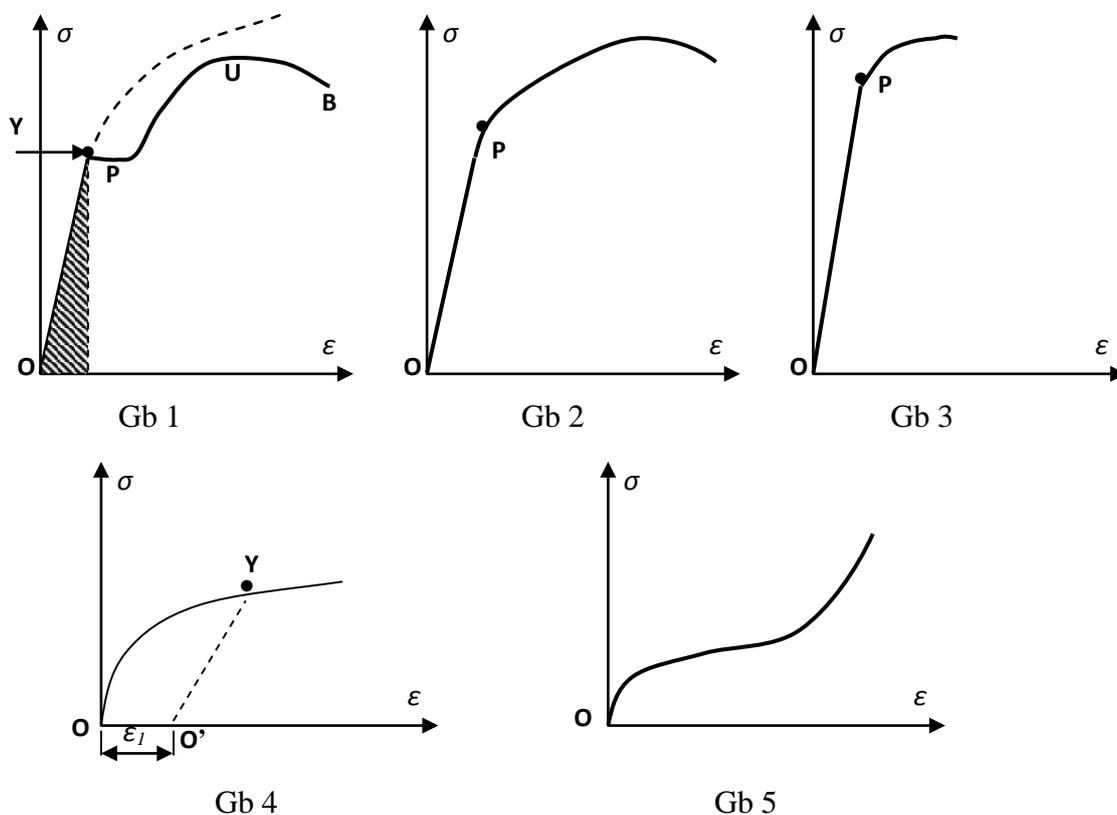
Modulus elastisitas atau modulus Young dinyatakan sebagai perbandingan antara tegangan dan regangan. Modulus elastisitas merupakan karakteristik suatu logam tertentu, karena setiap logam mempunyai modulus elastisitas yang berbeda. Makin besar modulus elastisitas, makin kecil regangan elastis yang dihasilkan akibat pemberian tegangan.

Tegangan merupakan parameter yang lebih berarti daripada gaya dalam mempelajari bahan, karena efek gaya terpakai P pada suatu bahan terutama tergantung pada luas penampang dari bagian struktur. Sebagai akibatnya didapatkan penggambaran diagram hubungan tegangan dan regangan dalam laporan pengujian tertentu. Diagram-diagram demikian menentukan hubungan antara tegangan dan regangan, dan untuk berbagai macam kegunaan dianggap tidak tergantung dari ukuran spesimen dan panjang ukurannya. Untuk diagram tegangan-regangan ini, biasa pula digunakan skala koordinat untuk tegangan dan skala absis untuk regangan. Tegangan biasa dihitung berdasarkan luas asli dari contoh, meskipun sebagaimana disebutkan bahwa penyusutan dan pemuaihan dari bahan selalu terjadi setiap saat. Sesungguhnya dari contoh pada saat sama, maka kita memperoleh apa yang disebut tegangan sejati (*true stress*). Plot tegangan sejati terhadap regangan disebut diagram tegangan-regangan sejati.

Secara eksperimen diterangkan bahwa diagram tegangan-regangan sangat berbeda untuk bahan-bahan yang berbeda. Untuk bahan yang sama diagram ini berbeda pula, tergantung pada suhu pengujian yang dilakukan, kecepatan pengujian dan beberapa variabel lainnya.

Sebagaimana beban aksial yang bertambah bertahap, penambahan panjang terhadap panjang awal diukur pada setiap penambahan beban dan ini dilanjutkan sampai terjadi kerusakan (*fracture*) pada spesimen.

Dengan memasangkan pasangan nilai tegangan normal σ dan regangan normal ϵ , data percobaan dapat digambarkan dengan memperlakukan kuantitas-kuantitas ini sebagai absis dan ordinat.



Gambar 2.8 Diagram Tegangan-Regangan

Sumber : <http://bambangpurwantana.staff.ugm.ac.id/KekuatanBahan/BAB1.doc>

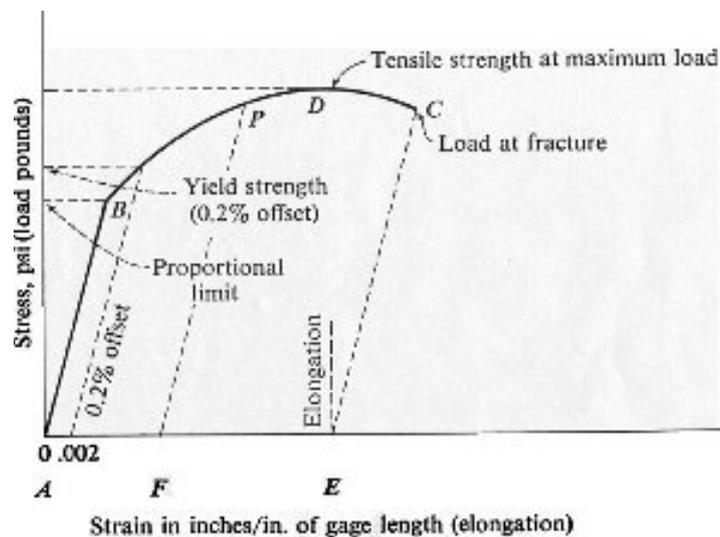
Gambar yang diperoleh adalah diagram atau kurva tegangan-regangan. Kurva tegangan-regangan mempunyai bentuk yang berbeda-beda tergantung dari bahannya. Gb. 1 adalah kurva tegangan regangan untuk baja karbon-medium, Gb. 2 untuk baja campuran, dan Gb. 3 untuk baja karbon-tinggi dengan campuran bahan nonferrous. Untuk campuran nonferrous dengan besi kasar diagramnya ditunjukkan pada Gb. 4, sementara untuk karet ditunjukkan pada Gb.5.

2.7 Deformasi

Suatu struktur yang mendapat beban luar akan mengalami perubahan dari bentuk awalnya, baik berupa bentuk maupun ukurannya atau deformasi. Bertambahnya ukuran dari sebuah struktur disebut perpanjangan atau elongasi, sedangkan sebaliknya disebut pemendekan atau kontraksi.

Pada suatu struktur yang mendapatkan deformasi yang normal dari masing-masing elemennya berada pada sifat elastis, maka kondisi tersebut disebut kondisi kekakuan (*condition of rigidity*) Sebuah material akan tahan terhadap energi tarik atau tekan jika energi tersebut tidak melebihi energi karakteristik material tersebut. Deformasi pada material di bagi menjadi 2 yaitu: Deformasi Elastik (*Elastic deformation*) dimana material yang mengalami deformasi ini akan terdeformasi tapi masih bisa kembali bentuk semula, struktur mikro masih bisa kembali ke bentuk semula. Selain itu juga ada deformasi plastik (*Plastic deformation*) dimana material yang mengalami deformasi ini struktur mikro sudah tidak bisa kembali ke bentuk asal sehingga materialnya sendiri tidak bisa kembali ke bentuknya semula.

Dapat dijelaskan pula bahwa deformasi elastik adalah deformasi atau perubahan bentuk material yang apabila gaya penyebab deformasi itu dihilangkan maka deformasi kembali ke bentuk semula. Contohnya pada uji tarik suatu material, akibat gaya yang di berikan kepada spesimen maka material terdeformasi, berubah bentuk. Jika uji tarik maka spesimen material bertambah panjang yaitu terdapat delta L. Apabila gaya tarik dihilangkan maka material kembali ke bentuk dan ukuran semula, delta L hilang. Sedangkan pada deformasi plastik maka ketika gaya dihilangkan material tidak kembali ke ukuran dan bentuk semula, delta L tidak hilang.



Gambar 2.9. Kurva Tegangan Regangan

Sumber : <http://www.tech.clayton.edu/eddins/stress.htm>

Keterangan :

σ_p = proportional stress

σ_E = elastic stress

σ_Y = yield stress

σ_U = ultimate stress

Dalam hal ini:

- Titik proporsional merupakan titik keseimbangan antara tegangan regangan
- Titik luluh merupakan titik tempat terjadinya penambahan regangan tanpa penambahan beban
- Titik ultimate merupakan titik tempat tegangan tertinggi yang dapat dicapai oleh bahan tersebut
- Titik patah merupakan titik tempat bahan tersebut patah

Di dalam diagram tegangan regangan dikenal :

- Daerah elastis yaitu daerah tempat terjadinya deformasi elastis (dari nol sampai batas elastis)
- Daerah plastis merupakan daerah tempat terjadinya deformasi plastic (dari batas elastis sampai titik ultimate)
- Daerah patah merupakan daerah tempat terjadinya patah

Pada deformasi elastik tidak ada perubahan mikro begitu juga ketika deformasi elastik itu hilang. Secara sederhana deformasi elastik itu dapat kita gambarkan dengan dua buah atom Fe yang diikat dengan sebuah pegas. Ketika deformasi elastik maka pegas akan berusaha melawan Fe yang kita tarik.

Untuk deformasi plastik struktur mikro sudah berubah. Sebagai inisiasinya adalah sudah putusnya ikatan antara Fe, kemudian adanya pembentukan ukuran butir yang baru (biasanya ukuran butir menjadi lebih kecil dan pipih karena deformasi plastis akibat tekanan). Pembentukan butir-butir baru tersebut yang menyebabkan terjadinya perubahan struktur mikro.

Biasanya daerah elastik itu dibatasi oleh garis proporsioanal antara tegangan, ujung dari titik proporsioanal ini disebut sebagai *yield point*. Setelah keluar dari daerah ini, disebut sebagai daerah plastik yang tidak akan kembali ke bentuk semula. Alasannya karena sudah terjadi perubahan, sedangkan di daerah elastik tidak terjadi perubahan secara drastis. Hal ini disebabkan ketika masih di

daerah elastik, logam dapat menahan beban yg diberikan yg disebabkan oleh bertemunya dengan batas butir dengan dislokasi. Sehingga menghambat pergerakan dari dislokasi. Sedangkan ketika sudah memasuki daerah plastik, dislokasi sudah memotong batas butir. Tetapi untuk material lainnya mempunyai sifat yg sedikit aneh, salah satu jenis polimer, tidak akan kembali ke bentuk semula ketika di berikan beban.

2.8 Hukum Hooke

Hukum Hooke menyatakan hubungan antara gaya yang meregangkan suatu zat elastis dan pertambahan panjang elastis. Pada daerah elastisitas benda, gaya yang bekerja pada benda sebanding dengan pertambahan panjang benda. Hubungan antara tegangan dan regangan boleh dikatakan berbentuk linier untuk semua bahan. Hal ini menuju kepada idealisasi dan penyamarataan yang berlaku untuk semua bahan, yang dikenal sebagai *Hukum Hooke* (Popov,1996:40).

Dalam bentuk lambang, hukum ini dinyatakan oleh persamaan :

$$\sigma = E \times \epsilon \quad (\text{Khurmi RS, 2005:89})$$

dengan : σ : Tegangan
 E : Modulus Elastik
 ϵ : Regangan

yang secara mudah berarti bahwa tegangan berbanding lurus dengan regangan, dimana tetapan pembanding adalah E. Tetapan E ini disebut modulus elastik (*elastic modulus*), modulus elastisitas atau modulus young. Berhubung ϵ adalah tidak berdimensi, maka persamaan di atas E mempunyai satuan tegangan. Dalam satuan SI, E diukur dalam Newton per meter kuadrat (atau pascal).

2.9 Kriteria Kegagalan

Modus kegagalan komponen atau struktur dapat dibedakan menjadi 2 katagori utama yaitu:

1. Modus kegagalan quasistatik (modus kegagalan yang tidak tergantung pada waktu, maka ketahanan terhadap kegagalannya dinyatakan dengan kekuatan).
2. Modus kegagalan yang tergantung pada waktu (ketahanan terhadap

kegagalannya dinyatakan dengan umur atau life time).

Jenis- jenis modus kegagalan quasistatik yaitu:

1. Kegagalan karena beban tarik.
2. Kegagalan karena beban tekan.
3. Kegagalan karena beban geser.

Sedangkan jenis-jenis modus kegagalan yang tergantung pada waktu yaitu:

1. Kelelahan (patah lelah).
2. Mulur.
3. Keausan.
4. Korosi.

Secara umum ada tiga teori kegagalan yang diterima yang dapat digunakan untuk memprediksi kegagalan pada material :

1. Tegangan normal maksimum atau Teori Rankine
2. Tegangan geser maksimum atau Teori Tresca
3. Teori energi distorsi atau Teori Von Mises

Teori ini menghubungkan kegagalan pada sebuah kondisi tegangan 3 dimensi dalam sebuah material untuk gagal pada kondisi tegangan yang ditemukan dalam specimen uji tarik uniaxial, karena pengujian ini biasa digunakan untuk menentukan kekuatan yang diijinkan untuk material yang digunakan. Kegagalan specimen uji tarik uniaxial dianggap terjadi ketika deformasi plastis terjadi.

a) Teori tegangan normal maksimum

Merupakan teori kegagalan paling sederhana yang menjelaskan kegagalan terjadi bila tegangan tarik atau tagangan tekan maksimum melampaui kekuatan tarik atau tekan uniaksial dari material. Teori ini pada umumnya cocok untuk material getas. Misalnya, jika ketiga tegangan utama untuk setiap keadaan disusun dalam bentuk :

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$$

Maka kegagalan terjadi bila : (Shigley,1986:237)

$$\sigma_1 = S_{yt} \quad \text{atau} \quad \sigma_3 = -S_{yc}$$

Atau

$$\sigma_1 = S_{ut} \quad \text{atau} \quad \sigma_3 = -S_{uc}$$

Dengan :

- $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$: ketiga tegangan utama untuk setiap keadaan
 S_{yt}, S_{yc} : kekuatan mengalah terhadap gaya tarik dan tekan
 S_{ut}, S_{uc} : kekuatan akhir terhadap gaya tarik dan tekan

b) Kriteria Tresca (tegangan geser maksimum)

Teori tegangan geser maksimum menyatakan bahwa kegagalan terjadi bila tegangan geser maksimum elemen sama dengan tegangan geser maksimum pada pengujian tarik dari bahan yang sama. Secara matematis ditulis

$$\tau_{maks} = \frac{\sigma_1}{2} \quad \text{atau} \quad \tau_{maks} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

Dengan : τ_{maks} = tegangan geser maksimum

σ_1, σ_2 = tegangan tarik utama yang terbesar dan terkecil

Untuk kondisi beban uniaksial ($\sigma_1 = \sigma_2 = 0$), kekuatan luluh geser diperoleh sama dengan setengah dari kekuatan luluh tarik.

c) Kriteria *Von Mises* (teori energi distorsi)

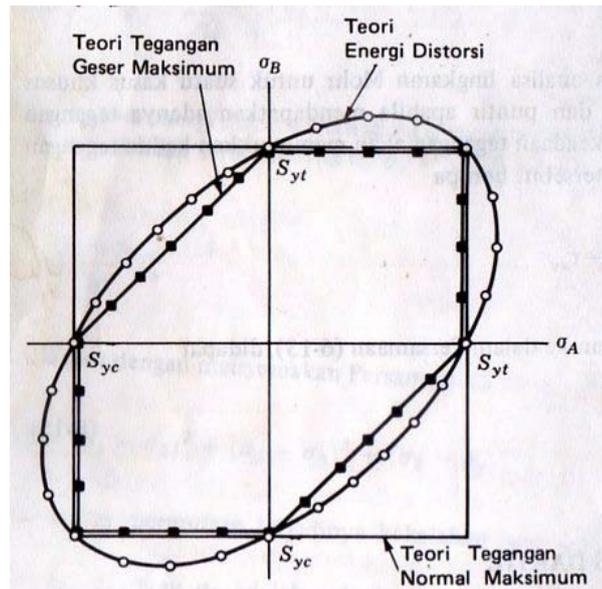
Dalam teori ini, kegagalan diasumsikan terjadi bila energi distorsi dalam elemen uji tarik yang berhubungan dengan perubahan bentuk sama dengan energi distorsi dalam elemen uji tarik yang berhubungan dengan perubahan bentuk sama dengan energi distorsi dalam komponen yang mengalami beban multiaksial. Secara matematis ditunjukkan (Iremonger, 1990:114)

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_Y^2$$

Dengan : $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$: tegangan utama

σ_Y : tegangan luluh

Umumnya perencana memakai teori tegangan geser maksimum kalau ukuran tidak terlalu tepat. Teori energi distorsi maramalkan kegagalan yang paling tepat, dan karena itu dipakai bila batas keamanan yang dipunyai sangat terbatas. Perbandingan ketepatan tiga teori kegagalan dapat dilihat pada gambar berikut.



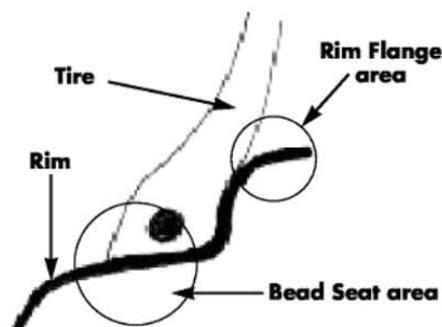
Gambar 2.10 Perbandingan dari tiga teori kegagalan

Sumber : Joseph E. Shigley, Larry D. Mitchell. "Perencanaan Teknik Mesin". 1986

Dari gambar dapat dilihat bahwa teori tegangan normal maksimum adalah sama dengan teori tegangan geser maksimum pada kuadran pertama dan kuadran ketiga. Begitupun, grafik teori tegangan normal maksimum adalah di luar elips energi distorsi pada kuadran kedua dan kuadran keempat. Oleh karena itu, teori energi distorsi maksimum (*von misses*) lebih aman dan lebih sering digunakan.

2.10 Efek *Seating Pressure*

Efek *seating pressure* merupakan efek timbulnya gaya karena pengaruh tekanan ban pada rim. *Seating pressure* pada rim terjadi pada 2 bagian yaitu pada daerah *Rim Flange area* dan pada daerah *Bead seat area*. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.11 daerah efek seating pressure

Sumber : Zuliantoni, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya ; 2007

Besarnya gaya komprehensif pada *bead seat area* :

$$F_2 = \pi \cdot P_s \cdot d \cdot t \quad (\text{Kamal Mounir M, 1982})$$

Dimana F_2 = Gaya Komprehensif

P_s = Tekanan Terpasang

Besarnya gaya pada rim flame area :

$$F_1 = \pi \cdot P_s (r_m^2 - r_b^2) \quad (\text{Kamal Mounir M, 1982})$$

Dimana F_1 = Gaya Pada Flange

P_s = Tekanan terpasang

r_m = Radius dari sumbu putar ke lebar maksimum penampang ban

r_b = jarak radius dari sumbu putar ke flange

2.11 Impuls dan Momentum

Perkalian massa dan kecepatan dinyatakan sebagai momentum linier partikel.

$$G = m \times v \quad (\text{Meriam JL, 1995})$$

dengan, G : momentum

m : massa

v : kecepatan

Persamaan di atas menyatakan bahwa resultan semua gaya yang bekerja pada sebuah partikel sama dengan waktu laju perubahan dari momentum linier.

Sedangkan perkalian gaya dengan waktu disebut impuls linier dari gaya.

$$\int_{t_1}^{t_2} \Sigma F dt = mv_2 - mv_1$$

dengan, F : Gaya

t : waktu

dt : diferensial waktu

v : kecepatan

m : massa

Sehingga dari persamaan tersebut menyatakan bahwa impuls linier total pada m sama dengan perubahan yang bersangkutan yang terjadi pada momentum linier dari m.

Sedangkan hubungan antara impuls dan momentum pada tumbukan yaitu :

$$G_1 + \int_{t_1}^{t_2} \Sigma F dt = G_2$$

dengan, F : Gaya

t : waktu

dt : diferensial waktu

G : momentum

Dari persamaan di atas menyatakan bahwa momentum linier awal suatu benda ditambah impuls linier yang bekerja padanya sama dengan momentum linier akhir benda tersebut.

2.12 Beban Kejut (*Impact Load*)

Terkadang suatu bagian mesin akan mendapat pembebanan yang cukup besar dengan cara tiba-tiba, biasa disebut beban kejut. Beban kejut dapat terjadi pada umumnya karena benturan.

Pada gambar 2.23 terdapat sebuah batang dengan beban W dan ketinggian h yang dijatuhkan sehingga mengakibatkan benda memberikan dampak akibat tekanan.

Berdasarkan rumus besar energi yang dibutuhkan untuk mengakibatkan regangan (E).

$$E = \frac{1}{2} \times P \times \delta l$$

Dan juga rumus energi potensial (E)

$$E = W \times (h + \delta l)$$

$$\text{Maka, } \frac{1}{2} \times P \times \delta l = W \times (h + \delta l) \quad \left(\dots P = \sigma_1 \times A \text{ dan } \delta l = \frac{\sigma_1 \times l}{E} \right)$$

$$\sigma_1 = \frac{W}{A} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2hAE}{Wl}} \right) \quad (\text{Khurmi RS, 2005:113})$$

Jika, A : Luas penampang batang

W : Berat benda

E : nilai modulus elastisitas material

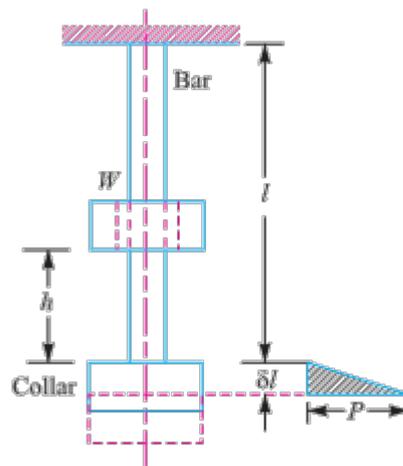
l : panjang batang

δl : deformasi

P : Tegangan yang mengakibatkan deformasi

σ_1 : Tegangan yang terjadi akibat beban kejut

h : ketinggian

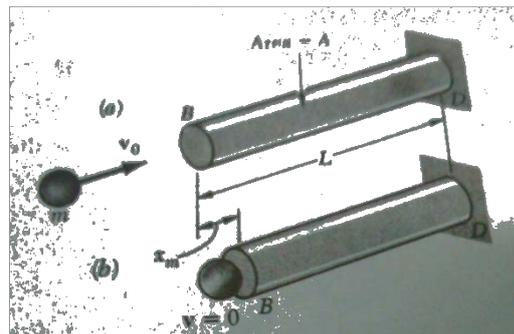


Gambar 2.12 Beban Kejut Benda Jatuh

Sumber : Khurmi. RS , *Machine Design*, New Delhi ; 2005

Sedangkan beban kejut pada benda yang memiliki kecepatan awal (v_0), maka besar energi regangan maksimal E sesuai besar energi kinetik yaitu :

$$E = \frac{1}{2} m \times v_0^2 \quad (\text{Beer Ferdinand P, 1981:492})$$



Gambar 2.13 Beban Kejut Tumbukan

Sumber : Beer Ferdinand P, *Mechanics of Material* ; 1981

Berdasarkan gambar 2.13, nilai maksimum dari tegangan yang terjadi (σ_1) adalah :

$$\sigma_1 = \sqrt{\frac{m v_0^2 E}{V}} \quad (\text{Beer Ferdinand P, 1981:492})$$

dengan, σ_1 : Tegangan yang terjadi akibat beban kejut

m : massa

v_0 : kecepatan awal

V : volume

E : modulus elastisitas

Persamaan tersebut dapat digunakan dengan kondisi :

1. Tidak ada energi yang terbuang saat terjadi pembebanan

2. Tidak terjadi kelentingan dari benda. Sehingga gaya inersia diabaikan mengingat :

$$P = \sigma_1 \times A$$

maka,

$$P = \sigma_1 = \sqrt{\frac{m v_0^2 E}{V}} \times A \quad (\text{Beer Ferdinand P, 1981:492})$$

2.13 Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga adalah metode numerik yang digunakan untuk menyelesaikan penyelesaian permasalahan teknik dan problem matematis dari suatu gejala fisik dengan ketelitian yang dapat diterima oleh rekayasawan. Tipe-tipe permasalahan struktur meliputi :

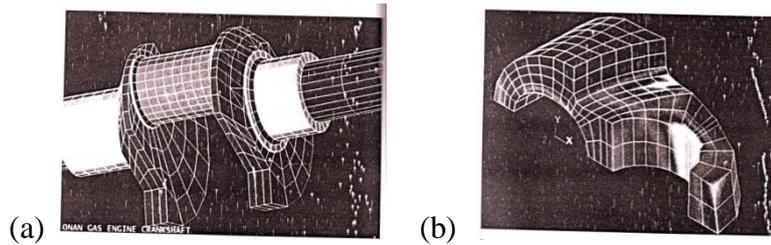
1. Analisa tegangan atau *stress*, meliputi *truss* dan *frame* serta masalah-masalah yang berhubungan dengan tegangan-tegangan yang terkonsentrasi.
2. *Buckling* (keadaan dimana suatu benda mengalami penekukan atau pembengkokan akibat adanya gaya dari luar).
3. Analisa Getaran.

Masalah non struktur yang dapat diselesaikan dengan metode ini meliputi:

1. Perpindahan panas dan massa.
2. Mekanika fluida, termasuk aliran fluida lewat media poros.
3. Distribusi dari potensial listrik dan potensial magnet.

Secara umum Metode Elemen Hingga (MEH) adalah linierisasi polynomial orde tinggi, baik dua dimensi (2D) maupun (3D). Pada prinsipnya komputasi dengan MEH adalah metode komputasi numerikal yang memecah sistem besar yang tak hingga menjadi elemen-elemen kecil yang terukur (hingga). Elemen-elemen yang dibuat kebanyakan berbentuk segitiga. Permodelan matematikanya sendiri dapat dibuat untuk satu dimensi (1D), dua dimensi (2D) atau tiga dimensi (3D). Karena komputasinya berbasis komputer maka Persamaan Diferensial Parsial (PDP) harus dilinierkan terlebih dahulu.

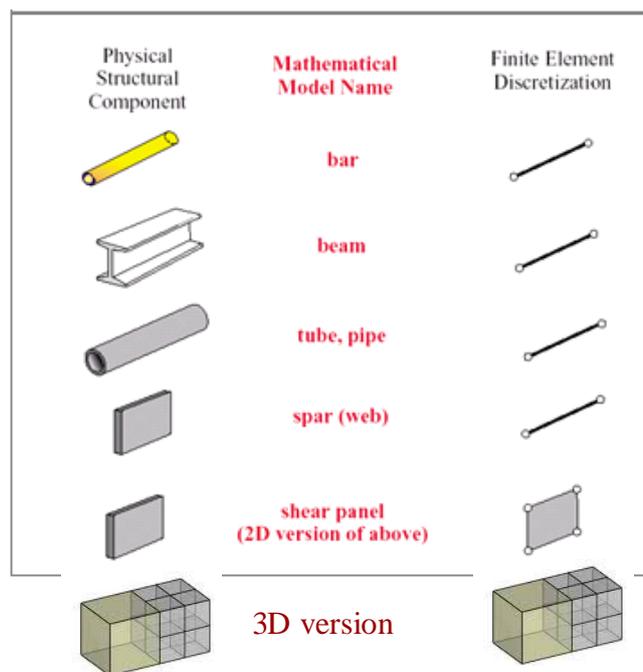
Metode elemen hingga merupakan solusi numerik dengan proses diskretisasinya, yaitu membagi struktur menjadi elemen-elemen kecil yang memiliki geometri yang lebih sederhana dengan jumlah yang masih berhingga.



Gambar 2.14. (a) *Gas engine crankshaft*, (b) *joy swivel link*

Sumber : Zahavi, 1992

Pemakaian Metode Elemen Hingga (MEH) selama ini antara lain untuk menganalisa struktur, yang berada pada pengaruh pembebanan (gaya maupun tekanan), gradien temperatur yang akan memberikan akibat berupa deformasi, tegangan maupun perubahan temperatur yang dialami oleh struktur tersebut. Tujuan utama dari analisa ini adalah untuk memperoleh nilai pendekatan tegangan dan perpindahan yang terjadi pada struktur tersebut.



Gambar 2.15. Diskretisasi Elemen

Sumber : Modul ANSYS 2007, Studio Perancangan dan Rekayasa Sistem

a. Prosedur perhitungan dengan Metode Elemen Hingga (MEH)

1. Diskretisasi dan pemilihan elemen

Proses ini adalah proses pembagian struktur menjadi elemen-elemen kecil yang lebih sederhana yang dihubungkan pada titik simpul (*node*), kemudian dilakukan pemilihan elemen seperti model awal dari struktur. Hal ini dilakukan untuk mempermudah analisa.

2. Memilih fungsi pendekatan

Variasi perpindahan pada suatu elemen didekati dengan fungsi interpolasi yang didasarkan pada harga simpul yang mengitari. Fungsi yang paling umum digunakan adalah polinomial. Pendekatan dengan fungsi interpolasi ini disebabkan karena sulitnya mencari jawaban tertutup sehingga dipilih suatu bentuk jawaban, yaitu distribusi perpindahan yang merupakan besaran yang tidak diketahui dengan memakai fungsi yang harus memenuhi hukum, prinsip dan syarat batas yang menjadi sifat persoalan yang ada.

3. Menurunkan persamaan matrik kekakuan [k]

Dengan prinsip usaha virtual akan dihasilkan persamaan matrik kekakuan elemen yang dinyatakan sebagai berikut :

$$[k] = h \int [B]^T [C] [B] dA$$

dengan :

[k] : matrik kekakuan elemen

h : tebal struktur

[B] : matrik konstitutive hubungan regangan dan perpindahan.

[C] : matrik konstitutive hubungan tegangan dan regangan material.

4. Menghitung matrik beban total

Beban yang bekerja didefinisikan menjadi 3 macam, sehingga beban total adalah:

$$R = Q_{NF} + Q_{BF} + Q_T$$

dengan :

Q_{NF} : beban pada konsentrasi nodal

Q_{BF} : beban *body force* (akibat beban sendiri)

Q_T : beban traksi (*surface traction*)

5. Merakit elemen menjadi struktur

Perakitan persamaan elemen akan dibawa ke bentuk persamaan global, yang prosesnya harus memenuhi sifat konvergen dan sifat sinambung. Salah satunya antara lain : titik-titik yang semula bersebelahan harus tetap bersebelahan satu sama lain setelah elemen dikenai beban. Bentuk persamaan global elemen yaitu :

$$[K] \{q\} = \{R\}$$

dengan :

[K] : matrik kekakuan elemen.

{q} : vektor perpindahan simpul.

{R} : matrik beban total.

Setelah matrik kekakuan global diperoleh dan syarat-syarat batasnya dimasukkan maka perpindahan simpul (q) dapat dicari. Suatu syarat batas memberikan informasi bagaimana struktur ditopang dalam ruang, dengan memasukkan nilai perpindahan yang telah ditetapkan sesuai kondisi pada struktur.

6. Mendapatkan perpindahan global

Persamaan global yang telah mendapatkan syarat batas, merupakan sekumpulan persamaan linier yang secara umum dapat ditulis sebagai berikut :

$$k_{1.1} q_1 + k_{1.2} q_2 + \dots + k_{1.n} q_n = R_1$$

$$k_{2.1} q_1 + k_{2.2} q_2 + \dots + k_{2.n} q_n = R_2$$

.....

$$k_{n.1} q_1 + k_{n.2} q_2 + \dots + k_{n.n} q_n = R_n$$

Persamaan di atas akan diselesaikan dengan cara eliminasi Gauss untuk mendapatkan besaran-besaran primer yaitu $q_1, q_2, q_3, \dots, q_n$.

7. Mendapatkan besaran sekunder dan interpretasi hasil

Dari besaran pertamanya yang berupa perpindahan, dapat dicari besaran sekunder yang dapat berupa tegangan maupun regangan, dengan menggunakan hubungan antara keduanya. Hubungan tegangan-regangan untuk material isotropik pada kondisi *plane stress* dapat dinyatakan dalam bentuk matrik sebagai berikut :

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1-\nu^2)} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix}$$

Sedangkan pada kondisi *plane strain* yaitu :

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & 0 \\ \nu & 1-\nu & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix}$$

Hubungan tersebut dapat ditulis dalam bentuk simbol berikut :

$$\{\sigma\} = [C] \{\epsilon\}$$

Hubungan regangan dengan perpindahan adalah :

$$\{\epsilon\} = [B] \{d\}$$

Sehingga tegangan dapat dirumuskan sebagai :

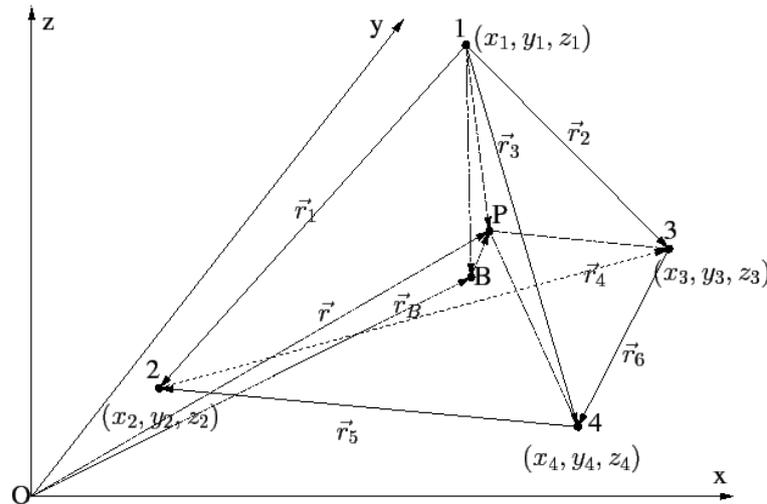
$$\{\sigma\} = [C] [B] \{d\}$$

Hasil akhir dari perhitungan dengan metode elemen hingga ini berupa harga distribusi tegangan yang akan diplot di sepanjang struktur untuk dianalisis sesuai dengan rumusan masalah yang ada.

b. Elemen Tetrahedral

Analisa elemen hingga pada dasarnya dikembangkan untuk kondisi 2-D (*plane stress*). Struktur 3-D menyebabkan penambahan persamaan berganda dalam jumlah besar, tetapi dengan menggunakan elemen dengan orde lebih tinggi dan komputer yang lebih cepat, maka masalah tersebut dapat diatasi oleh metode elemen hingga. Dalam pemodelan struktur pada skripsi ini digunakan elemen tetrahedral solid.

Elemen tetrahedral didefinisikan dalam tiga sumbu koordinat, x, y, z , sehingga memiliki tiga komponen perpindahan yaitu u, v, w . Skema elemen tetrahedral dalam sumbu koordinat dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.16 Elemen Tetrahedral

Sumber : A. Nentchev: Numerical Analysis and Simulation in Microelectronics by Vector Finite Elements

Untuk mendapatkan volume tetrahedral, V , maka dengan menggunakan fungsi determinan dari matriks tetrahedral.

$$6V = \det \begin{vmatrix} 1 & x_i & y_i & z_i \\ 1 & x_j & y_j & z_j \\ 1 & x_m & y_m & z_m \\ 1 & x_p & y_p & z_p \end{vmatrix}$$

Persamaan di atas akan menghasilkan nilai dari volume tetrahedral. Persamaan di atas juga akan diselesaikan dengan menggunakan kofaktor dari determinan matriks tersebut, sehingga diperoleh nilai dari a_i, b_i, c_i, d_i sebagai komponen untuk memperoleh besarnya perpindahan dengan menggunakan persamaan :

$$N_i = \frac{a_i + b_i x + c_i y + d_i z}{6V}$$

Dengan menggunakan persamaan tersebut, akan diperoleh besarnya perpindahan sebagai besaran primer.

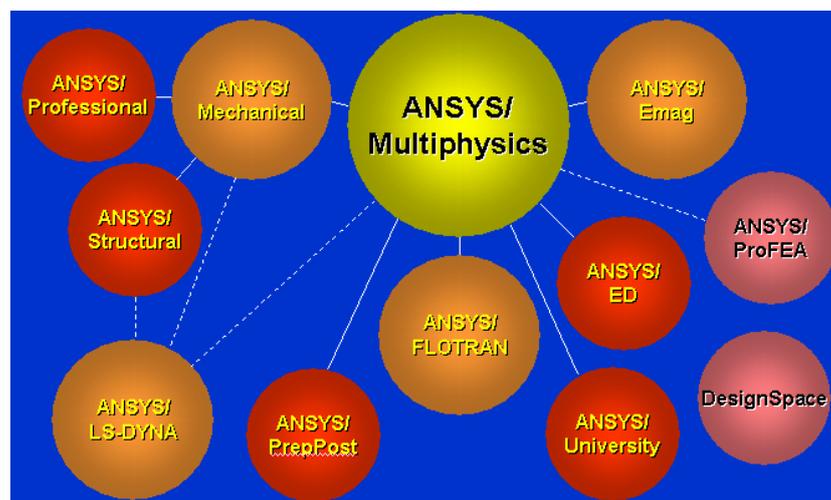
Hubungan tegangan-regangan pada elemen tetrahedral dapat dinyatakan dalam matriks :

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix}$$

Hasil akhir dari perhitungan dengan metode elemen hingga ini berupa harga distribusi tegangan yang akan diplot di sepanjang struktur untuk dianalisis sesuai dengan rumusan masalah yang ada.

2.14 Software ANSYS

Software yang berbasis elemen hingga ini mempunyai kelebihan lain dari penggunaan software ini adalah kemampuan untuk mendiskritisasi model dengan sangat halus, mampu bekerja elemen lebih banyak dan menghasilkan output dengan ketelitian tinggi. ANSYS dapat digunakan untuk menganalisis antara lain : analisis struktural, analisis thermal, analisis elektrik, analisis magnetis dan analisis fluida.



Gambar 2.17 ANSYS program

Sumber : Modul ANSYS 2007, Studio Perancangan dan Rekayasa Sistem

Secara umum langkah-langkah analisis dengan menggunakan ANSYS dibagi menjadi tiga, yaitu *Preprocessing* (Proses Awal), *Solution* (Proses Solusi) dan *Postprocessing* (Proses Pembacaan Hasil).

1. *Preprocessing* (Proses Awal)

Tahap-tahap penting dalam preprocessing :

- Pemodelan Geometri: disini dilakukan proses modeling geometri baik 1D, 2D maupun 3D
- Pemilihan tipe elemen: digunakan untuk mendiskritisasikan model yang dibuat.
- Material properties (input data material yang digunakan)
- Meshing (pembagian struktur menjadi elemen-elemen kecil/ elemen diskrit)

Pembuatan model geometri dari benda kerja dapat juga dilakukan dengan *software CAD* yang nantinya diekspor ke dalam ANSYS.

2. *Solution* (Proses Solusi)

Tahap-tahap penting dalam Solution :

- Mendefinisikan analisis solusi yang dipakai (*Analysis Type*)
- Memasukkan kondisi batas (*constrain*)
- Menerapkan pembebanan
- Penyelesaian (*Solving*)

3. *General Postprocessing* (Proses Pembacaan Hasil)

Hasil analisis dari proses solusi dapat ditampilkan dalam bentuk tabel maupun dalam bentuk *plot result* dan *list result*.

➤ *Plot result*

Dengan menggunakan (*contour plot*) akan tampak distribusi tegangan atau variable lain pada model sehingga mudah dalam menginterpretasikan informasi yang disajikan. Di sini model digambarkan dengan sebaran warna yang menunjukkan besarnya tegangan yang terjadi.

➤ *List result*

Hasil analisis dalam bentuk *lis result* berupa tabel yang memberikan informasi secara detil nilai perpindahan, tegangan dan regangan yang terjadi pada tiap node maupun elemennya.

➤ *Animasi*

Hasil analisa yang diperoleh juga ditampilkan dalam bentuk simulasi (animasi).

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Penelitian yang dilakukan menggunakan metode elemen hingga. Metode ini dilakukan dengan menggunakan bantuan *Software Workbench ANSYS* untuk menggambar model dan *Software ANSYS* untuk menganalisa kegagalan akibat beban kejut pada *velg* mobil jenis Lenso.

3.2 Variabel Penelitian

1. Variabel Bebas

Variabel bebas ialah variabel yang besarnya kita tentukan dan tidak dipengaruhi oleh variabel lain, berfungsi sebagai sebab dalam penelitian. Adapun variabel bebas dalam penelitian ini adalah :

1. Penempatan pembebanan pada titik A dan B.
2. Sudut kemiringan terhadap obyek *impact* sebesar 0° , 15° , 30° , 45° , 60° dan 75° .

2. Variabel Terikat

Variabel terikat ialah variabel yang nilainya tergantung dari variabel bebas dan diketahui setelah penelitian dilakukan. Variabel terikat yang diamati dalam penelitian ini adalah :

1. Tegangan Maksimum
2. Deformasi Maksimum

3. Variabel Terkontrol

Variabel terkontrol ialah variabel yang besarnya ditentukan untuk mendukung penelitian. Adapun variabel terkontrol dalam penelitian ini adalah :

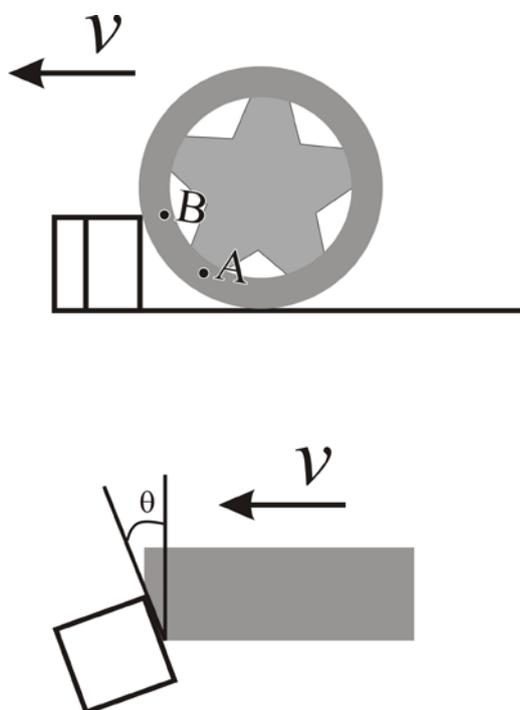
1. Kecepatan kendaraan yaitu 90 km/jam.
2. *Seating Pressure bead set* (P_s) sebesar 42 psi ($289,4769231 \times 10^3$ Pa)
3. Pembebanan setiap *velg* sebesar 393,25kg (3857,78 N)
dari berat total kendaraan 1573 kg dibagi empat roda.

3.3 Tempat dan Waktu Penelitian

Penelitian dilakukan pada bulan Desember 2011. Tempat yang digunakan dalam penelitian adalah Studio Perencanaan dan Rekayasa Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya Malang, untuk mendapatkan hasil analisa kegagalan akibat *load impact* dan dibahas sebagai hasil penelitian.

3.4 Rancangan Penelitian

Model rancangan penelitian dengan melibatkan tiga variabel yang besarnya tidak berubah dan sudah ditentukan yaitu kecepatan kendaraan, *seating pressure bead*, dan pembebanan kendaraan.



Gambar 3.1 Rancangan pembebanan

Model pembebanan pada simulasi pengujian ini ada 2, pertama (node A) model pembebanan yang searah dengan jari-jari *velg* dan yang kedua (node B) model pembebanan di antara 2 buah jari-jari *velg*. Model pembebanan ini dilakukan karena pada dua bagian tersebut diperkirakan mengalami beban maksimum dan diprediksi akan terjadi kegagalan pada bagian tersebut.

Data pengujian terhadap model *velg* lenso yang sudah dilakukan simulasi menggunakan software Ansys dimasukkan ke dalam tabel dan grafik.

3.5 Alat dan Bahan Penelitian

Penelitian ini menggunakan simulasi dengan menggunakan program ANSYS. Dan untuk permodelan velg digunakan program Workbench ANSYS.

Velg lenso yang disimulasikan menggunakan bahan Aluminium Alloy, dengan spesifikasi bahan sebagai berikut :

Modulus Elastisitas (E)	8443,3 N/m ²
Kekerasan	90 HBN
Massa Jenis (ρ)	1700 kg/m ³
Yield strength (σ_y)	189,28 N/m ²
Ultimate strength, (σ_u)	249,04 N/m ²

Dan keterangan *velg* sebagai berikut

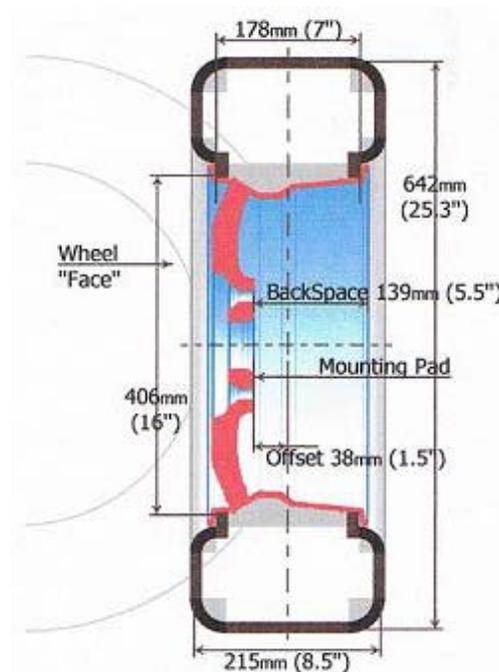
16x7/Hole5x100/ET38

Keterangan : *Velg* dengan Diameter 16'' (406mm)

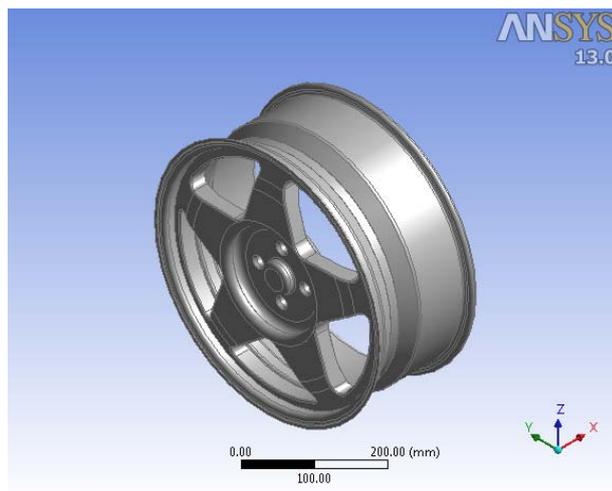
Lebar *velg* 7'' (178mm)

PCD 100mm dengan 5 lubang

Offset 38mm



Gambar 3.2 penampang Model *Velg* lenso

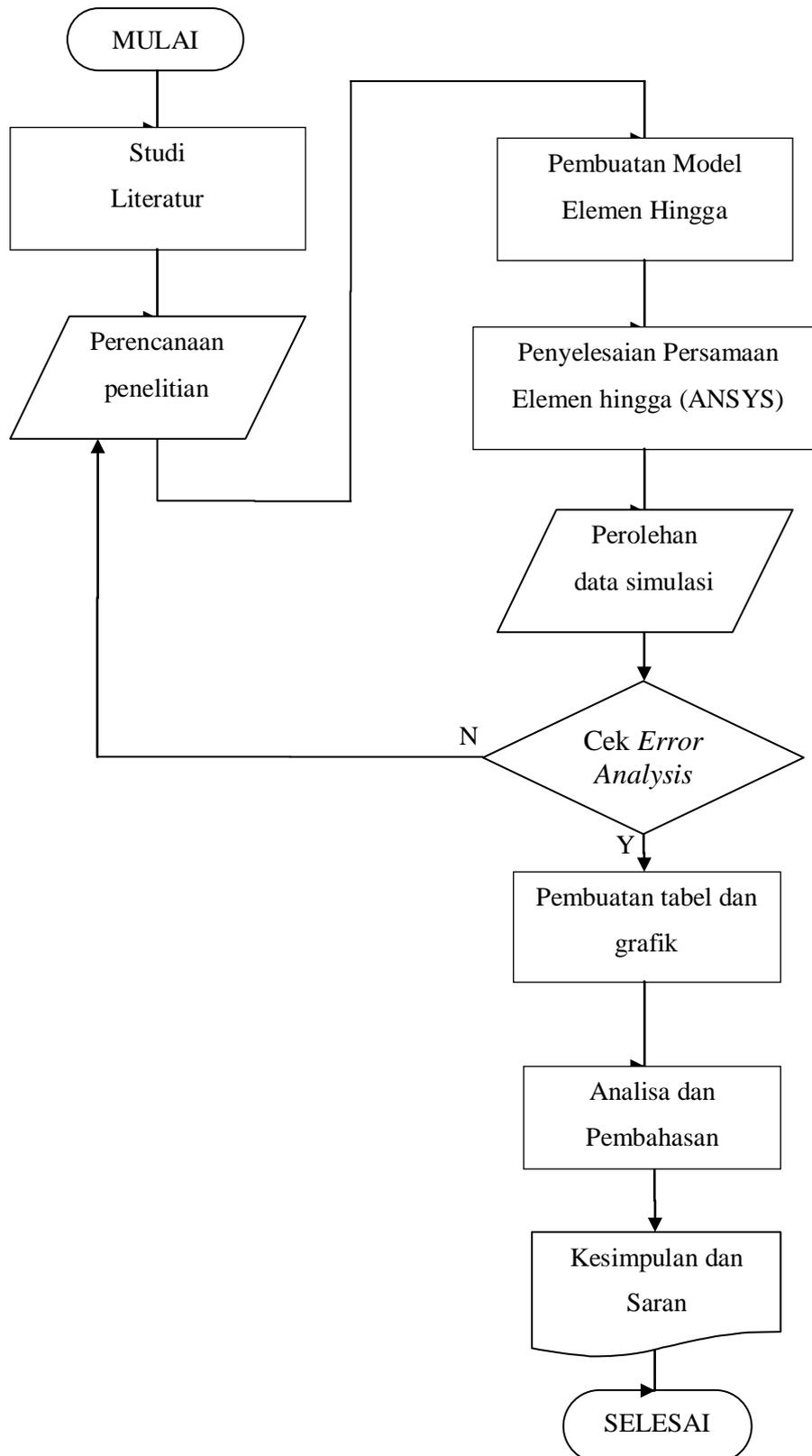


Gambar 3.3 Penampang 3 dimensi Model *Velg* Lenso

3.6 Prosedur Penelitian

1. Membuat sketsa dan diagram *velg* lenso yang telah dipilih, mulai dari ukuran dan bahan.
2. Membuat gambar *velg* lenso menggunakan Workbench ANSYS.
3. Mensimulasikan model *velg* lenso menggunakan ANSYS.
4. Memeriksa keberhasilan dari proses simulasi.
5. Mendata besar tegangan serta deformasi dari setiap sudut pembebanan pada node A dan node B.
6. Membuat grafik tegangan dan deformasi terhadap sudut pembebanan.
7. Analisa dan pembahasan.
8. Menarik kesimpulan.

3.7 Diagram alir penelitian



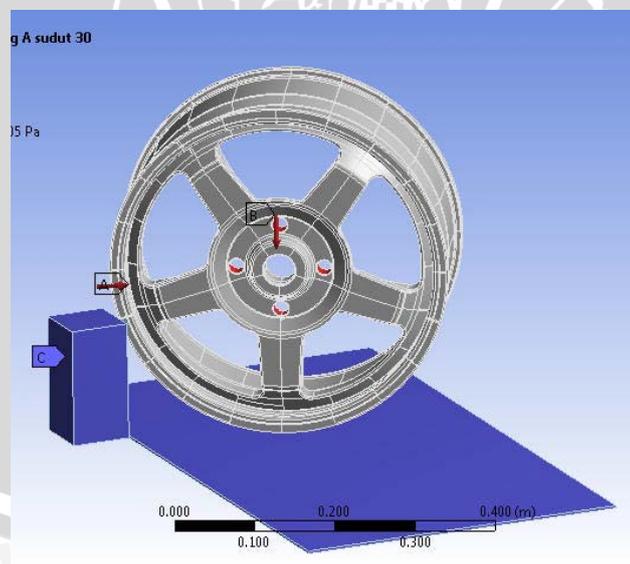
BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

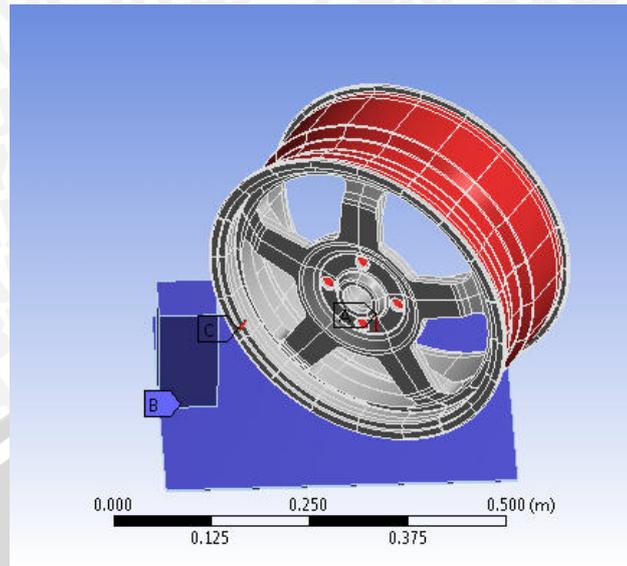
4.1 Kondisi Awal Simulasi

Simulasi pembebanan kejut yang diberikan kepada *velg* mobil jenis lenso mendapatkan hasil berupa tegangan *von misses* serta deformasi yang berasal dua kondisi pembebanan, yaitu pembebanan static dan pembebanan dinamik. Pembebanan awal berupa beban statik yaitu *seating pressure bead set* sebesar 42 psi ($289,4769231 \times 10^3$ Pa) dan pembebanan pada lubang baut sebesar 3857,78 N. Kemudian diberlakukan pembebanan dinamik dengan diberlakukan kondisi kecepatan pada *velg* sebesar 90 km/jam (25 m/s).

Sedangkan parameter lain dari simulasi berupa *object impact* berupa balok setinggi 4 inci yang diletakkan di depan flange dari *velg* bagian luar. Balok tersebut diasumsikan *rigid* dan juga sebagai *fixed support* dari simulasi. Batasan waktu simulasi yang diberikan sebesar 5×10^{-6} detik, waktu tersebut digunakan karena tegangan yang terjadi masih belum sampai atau hampir melebihi tegangan yield dari material yang akan menyebabkan failure pada hasil simulasi.



(a)



(b)

Gambar 4.1 Kondisi Awal Pembebanan

(a) Pengujian Node A, (b) Pengujian Node B

4.2 Hasil Analisis Tegangan

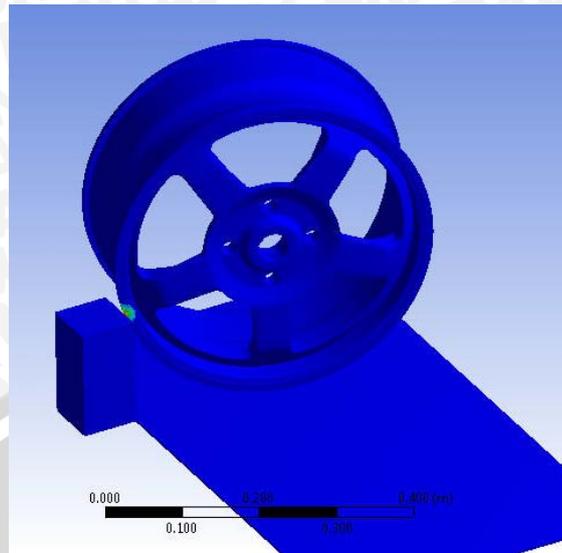
Hasil pengujian berupa tegangan maksimum yang mengakibatkan deformasi sebesar $1,3 \times 10^{-1}$ mm pada titik A dan B tampak pada tabel berikut ini :

Tabel 4.1 Hasil Analisis Tegangan dan Deformasi pada Node A dan Node B

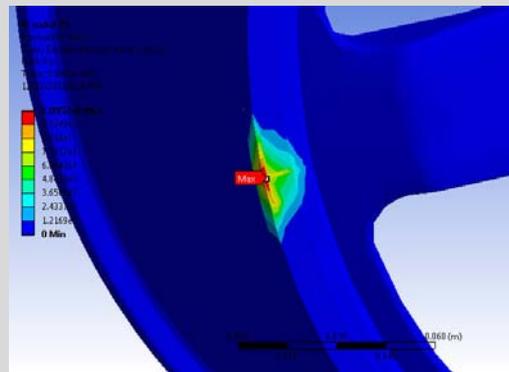
Sudut	Node A		Node B	
	Tegangan (MPa)	Deformasi (10^{-1} mm)	Tegangan (MPa)	Deformasi (10^{-1} mm)
0°	160,67	1.3528	145,79	1,3783
15°	139,79	1,4109	135,91	1,2967
30°	120,05	1,3851	126,65	1,3413
45°	116,04	1,3997	125,68	1,4219
60°	113,61	1,3974	121,59	1,3164
75°	80,506	1.3706	115,85	1,4982

4.2.1 Hasil Analisis Tegangan pada Node A

Hasil tegangan maksimal yang terjadi pada node A (di tengah jari-jari *velg*) akibat adanya pembebanan kejut tampak pada gambar 4.2 dibawah ini :



(a)



(b)

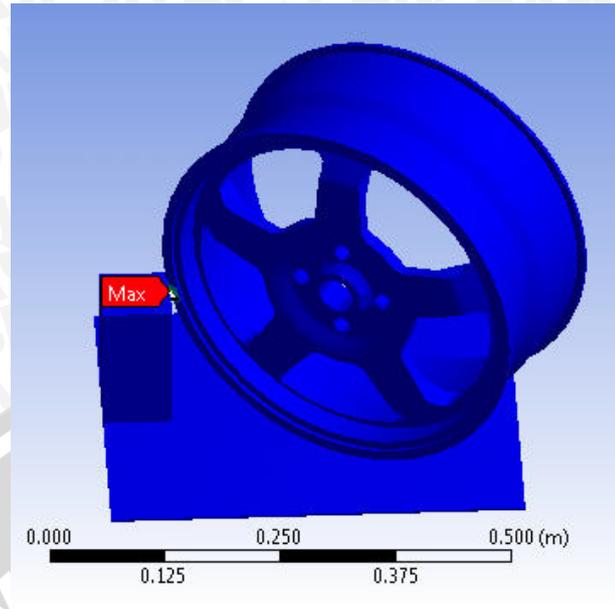
Gambar 4.2 Hasil Analisis Tegangan Pengujian pada Node A

(a) Letak Tegangan (b) Tampak Dekat

Dari tabel 4.1 dapat dilihat bahwa tegangan maksimal terbesar yang diterima *velg* lenso adalah 160,67 MPa yaitu pada sudut 0° . Sedangkan tegangan maksimal terkecil yang diterima *velg* lenso adalah 80,506 MPa yaitu pada sudut 75° .

4.2.2 Hasil Analisis Tegangan pada Node B

Hasil tegangan maksimal yang terjadi pada node B (di antara jari-jari *velg*) akibat adanya pembebanan kejut tampak pada gambar 4.3 dibawah ini :



(a)



(b)

Gambar 4.3 Hasil Analisis Tegangan Pengujian pada Node B

(a) Letak Tegangan (b) Tampak Dekat

Dari pengujian pada node B tampak tegangan maksimal terbesar yang diterima *velg* lenso adalah 145,79 MPa yaitu pada sudut 0° . Sedangkan tegangan maksimal terkecil yang diterima *velg* lenso adalah 115,85 MPa yaitu pada sudut 75° .

4.3 Hasil Analisis Deformasi

Hasil pengujian berupa deformasi maksimal saat waktu simulasi 5×10^{-6} s pada titik A dan B tampak pada tabel berikut ini :

Tabel 4.2 Hasil Analisis Deformasi dan Waktu pada Node A dan Node B

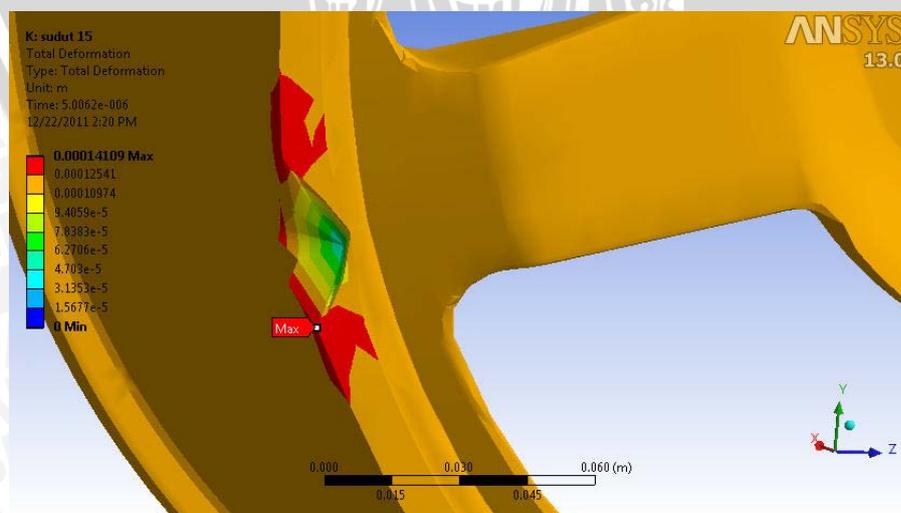
Sudut	Node A		Node B	
	Deformasi (10^{-1} mm)	Waktu (s)	Deformasi (10^{-1} mm)	Waktu (s)
0°	1,3528	5,002	1,3783	5,0012
15°	1,4109	5,0062	1,2967	5,0008
30°	1,3851	5,0046	1,3413	5,0008
45°	1,431	5,1009	1,4219	5,0121
60°	1,3974	5,0034	1,3164	5,0013
75°	65,274	5,0012	3,868	5,0013

Berdasarkan tabel 4.2 tersebut telah terjadi kegagalan material (failure) pada pembebanan dengan sudut 75° . Hal ini terlihat dari nilai deformasi maksimal yang cukup besar sehingga terjadi deformasi plastis. Pada sudut tersebut telah tercapai tegangan yield dari material *velg* dengan waktu yang belum mencapai 5×10^{-6} s.

Failure pada sudut 75° node A terjadi pada tegangan 198,63 MPa dengan waktu $7,5209 \times 10^{-7}$ s. Sedangkan failure pada sudut 75° node B terjadi pada tegangan 185,92 MPa pada waktu $3,7517 \times 10^{-6}$ s.

4.3.1 Hasil Analisis Deformasi pada Node A

Hasil deformasi maksimal yang terjadi pada node A (di tengah jari-jari *velg*) akibat adanya pembebanan kejut tampak pada gambar 4.4 dibawah ini :

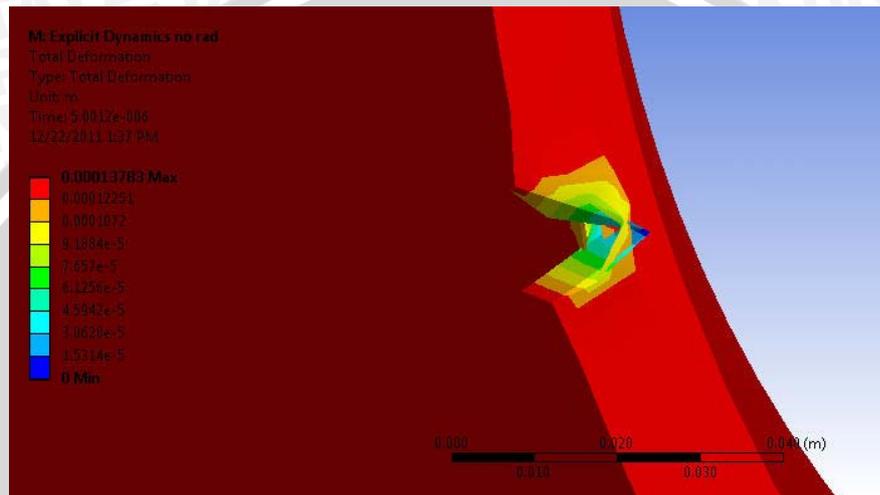


Gambar 4.4 Hasil Analisis Deformasi Pengujian Node A (tampak ekstrim)

Dari tabel 4.2 dapat dilihat bahwa deformasi maksimal terbesar yang diterima *velg* lenso adalah 6,5274 mm yaitu pada sudut 75° . Sedangkan deformasi maksimal terkecil yang diterima *velg* lenso adalah $1,3528 \times 10^{-1}$ mm yaitu pada sudut 0° .

4.3.2 Hasil Analisis Deformasi pada Node B

Hasil deformasi maksimal yang terjadi pada node B (di antara jari-jari *velg*) akibat adanya pembebanan kejut tampak pada gambar 4.5 dibawah ini :



Gambar 4.5 Hasil Analisis Deformasi Pengujian Node B (tampak ekstrim)

Dari tabel 4.2 dapat dilihat bahwa deformasi maksimal terbesar yang diterima *velg* lenso adalah $3,868 \times 10^{-1}$ mm yaitu pada sudut 75° . Sedangkan deformasi maksimal terkecil yang diterima *velg* lenso adalah $1,3164 \times 10^{-1}$ mm yaitu pada sudut 60° .

4.4 Pembahasan

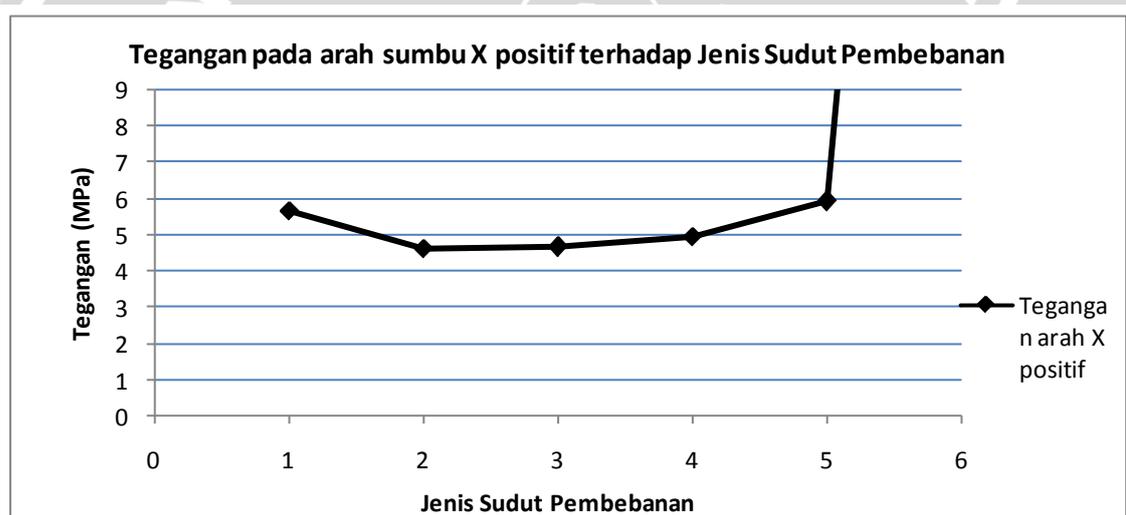
Tegangan yang terjadi pada *velg* akibat pembebanan kejut cenderung menjadi tegangan terpusat pada bagian *velg* yang langsung terkena pembebanan saja yaitu bagian *flange velg*. Hal ini terjadi karena pembebanan kejut terjadi dengan sangat cepat sehingga tegangan yang diterima tidak sempat tersebar ke bagian-bagian lain. Deformasi yang terjadi juga cenderung terpusat pada satu wilayah yang sempit saja.

4.4.1 Hubungan Tegangan Maksimum dan Besar Sudut

Tegangan maksimum yang terjadi pada node A dan B terhadap jenis sudut pembebanannya dapat terlihat pada gambar 4.6 di bawah ini :

Tabel 4.3 Besar Tegangan pada Arah Sumbu X, Y dan Z Terhadap Sudut Pembebanan

Sudut	Tegangan arah sumbu Z negatif (MPa)	Tegangan arah sumbu X positif (MPa)	Tegangan arah sumbu Y positif (MPa)	Tegangan arah sumbu Y negatif (MPa)
0 ⁰	-155.39	5.686	11.59	26.947
15 ⁰	-198.11	4.6134	14.966	52.746
30 ⁰	-187.76	4.6511	22.049	50.077
45 ⁰	-151.16	4.9686	15.356	26.019
60 ⁰	-153.42	5.9213	17.505	31.189
75 ⁰	-48.061	46.584	90.988	72.318



Gambar 4.8 Tegangan Pada Arah Sumbu X positif Terhadap Jenis Sudut Pembebanan

Pada gambar 4.8 terlihat bahwa besar tegangan yang terjadi pada arah sumbu X positif dari sudut pembebanan 15⁰ hingga 75⁰ mengalami peningkatan. Hal ini terjadi karena dengan semakin besar sudut pembebanan yang ada, maka semakin besar tegangan yang terdistribusi ke arah sumbu X positif.

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisis dan pembahasan yang telah dilakukan dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

Pembebanan kejut yang diterima velg terutama pada bagian *flange* velg sangat berpotensi mengakibatkan kerusakan pada velg. Pembebanan kejut tersebut hanya berpengaruh pada wilayah yang sempit di sekitar titik pembebanan. Besarnya sudut pembebanan kejut sangat mempengaruhi terjadinya kegagalan pada velg. Tegangan terbesar yang terjadi berupa tekanan dengan arah kebalikan dari arah pembebanan. Sedangkan posisi titik pembebanan terhadap posisi jari-jari velg tidak berpengaruh signifikan.

Prediksi kemungkinan terbesar terjadinya kegagalan terdapat pada pembebanan pada titik A dengan sudut pembebanan 75^0 , dengan tegangan maksimum terjadi paling kecil yaitu 80,506 Mpa dan deformasi maksimum terjadi paling besar yaitu 6,5274 mm.

5.2 Saran

1. Pada penelitian selanjutnya tentang pembebanan kejut velg diharapkan untuk menganalisa velg dengan kondisi ban terpasang dan turut dianalisa.
2. Pada penelitian selanjutnya dengan tema yang sama diharapkan untuk melakukan pembebanan dengan variasi kecepatan, variasi bentuk geometri velg dan variasi bentuk geometri dari obyek pembebanan.
3. Velg merupakan salah satu komponen utama penggerak pada mobil, sehingga penggunaan serta pemilihan velg harus mendapat perhatian yang tinggi.



DAFTAR PUSTAKA

- Ahmad Taufik, *Aplikasi Mekanika Retak pada Analisis Kegagalan Logam*, Jurusan Teknik Pertambangan ITB, 2000.
- Akuan Abrianto, *Kelelahan Logam*, Universitas Jendral Achmad Yani, Bandung, 2007
- Anonymous, *Modul ANSYS*, 2007
- Beer Ferdinand P, *Mechanics of Materials*, 1981.
- David Broek, *Elementary Engineering Fracture Mechanics*, Kluwer Academic Publishers, 1991.
- Effendi, Agus, *Pengaruh Beban dan Tekanan Udara Pada Distribusi Tegangan Velg Jenis Lenso*, Fakultas Teknologi Industri Universitas Gunadarma, 2007.
- Irawan, Yudi Surya, *Analisa Tegangan Eksperimental*, Malang, 2009
- Joseph E. Shigley, Larry D. Mitchell. *Perencanaan Teknik Mesin*. 1986
- Julie Bannantine, *Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*, Prentice-Hall, New Jersey, 1990.
- Juvinall, C, Robert, *Engineering Considerations of Stress, Strain, and Strength*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1967.
- Kamal, Mounir M, *Modern Automotive Structural Analysis*, Van Nostrand Reinhold Company, 1982.
- Khurmi. RS , *Machine Design*, New Delhi ; 2005
- Mardjono Siswosuwarno , *Fracture Mechanics dan Prediksi Umur Kelelahan*, Jurusan Teknik Mesin ITB.
- Popov, E.P, *Mekanika Teknik*, Erlangga, Jakarta, 1983.
- Stephens, Ralph I, *Metal Fatigue In Engineering*, John Wiley & Sons, inc, 2001.
- Utomo R. Agus, *Prinsip-Prinsip Dasar Metode Elemen Hingga*, Tugas Kekhususan Departemen Doktoral Teknik Elektro Universitas Indonesia.
- Very A, *Tensile Strenght SA19E#12 Data Statistic*, PT Pakoakuina, 2009
- Zuliantoni, Pramono A.S, Batan I.M.L, *Prediksi Kegagalan Fatik Velg Bintang Sepeda Motor Menggunakan Metode Elemen Hingga*, Program Pascasarjana ITS, 2007

LAMPIRAN

TABLE 1
Units

Unit System	Metric (m, kg, N, s, V, A) Degrees rad/s Celsius
Angle	Degrees
Rotational Velocity	rad/s
Temperature	Celsius

TABLE 2
Geometry

Object Name	Geometry
State	Fully Defined
Definition	
Source	C:\Asisten\Fauzan\ansys\Mas Ramon\Velg new_files\dp0\Geom-3\DM\Geom-3.agdb
Type	DesignModeler
Length Unit	Millimeters
Display Style	Part Color
Bounding Box	
Length X	0.23 m
Length Y	0.42765 m
Length Z	0.52543 m
Properties	
Volume	5.1594e-003 m ³
Mass	15.615 kg
Scale Factor Value	1.
Statistics	
Bodies	2
Active Bodies	2
Nodes	38357
Elements	141370
Mesh Metric	None
Preferences	
Parameter Processing	Yes
Personal Parameter Key	DS
CAD Attribute Transfer	No
Named Selection Processing	No
Material Properties Transfer	No
CAD Associativity	Yes
Import Coordinate Systems	No
Reader Save Part File	No
Import Using Instances	Yes
Do Smart Update	No
Attach File Via Temp File	Yes
Temporary Directory	D:\Documents and Settings\SPRS\Local Settings\Temp
Analysis Type	3-D
Enclosure and Symmetry Processing	Yes



TABLE 3
Parts

Object Name	<i>Solid</i>	<i>Solid</i>
State	Meshed	
Graphics Properties		
Visible	Yes	
Transparency	1	
Definition		
Suppressed	No	
Stiffness Behavior	Flexible	Rigid
Coordinate System	Default Coordinate System	
Reference Temperature	By Environment	
Reference Frame	Lagrangian	
Material		
Assignment	Aluminum Alloy	Structural Steel
Bounding Box		
Length X	0.18316 m	0.23 m
Length Y	0.42387 m	0.15022 m
Length Z	0.42387 m	0.52543 m
Properties		
Volume	4.0465e-003 m ³	1.1128e-003 m ³
Mass	6.8791 kg	8.7359 kg
Centroid X	-2.1946e-002 m	-7.3315e-002 m
Centroid Y	1.0656e-005 m	0.15825 m
Centroid Z	-2.7235e-006 m	0.17531 m
Moment of Inertia Ip1	0.21051 kg·m ²	0.17667 kg·m ²
Moment of Inertia Ip2	0.12615 kg·m ²	0.17985 kg·m ²
Moment of Inertia Ip3	0.12617 kg·m ²	2.8013e-002 kg·m ²
Statistics		
Nodes	36315	2042
Elements	135796	5574
Mesh Metric	None	

TABLE 4
Coordinate System

Object Name	<i>Global Coordinate System</i>
State	Fully Defined
Definition	
Type	Cartesian
Origin	
Origin X	0. m
Origin Y	0. m
Origin Z	0. m
Directional Vectors	
X Axis Data	[1. 0. 0.]
Y Axis Data	[0. 1. 0.]
Z Axis Data	[0. 0. 1.]

TABLE 5
Connections

Object Name	<i>Connections</i>
State	Fully Defined
Auto Detection	

Generate Automatic Connection On Refresh	Yes
Transparency	
Enabled	Yes

TABLE 6
Contacts

Object Name	<i>Contacts</i>
State	Fully Defined
Definition	
Connection Type	Contact
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Auto Detection	
Tolerance Type	Slider
Tolerance Slider	0.
Tolerance Value	1.7886e-003 m
Face/Face	Yes
Face/Edge	No
Edge/Edge	No
Priority	Include All
Group By	Bodies
Search Across	Bodies

TABLE 7
Contact Regions

Object Name	<i>Frictionless - Solid To Solid</i>
State	Fully Defined
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Contact	4 Faces
Target	1 Face
Contact Bodies	Solid
Target Bodies	Solid
Definition	
Type	Frictionless
Scope Mode	Automatic
Behavior	Symmetric
Suppressed	No

TABLE 8
Body Interactions

Object Name	<i>Body Interactions</i>
State	Fully Defined
Advanced	
Contact Detection	Trajectory
Formulation	Penalty
Body Self Contact	Yes
Element Self Contact	Yes
Tolerance	0.2

TABLE 9
Body Contacts

Object Name	<i>Body Interaction</i>
State	Fully Defined
Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	All Bodies
Definition	
Type	Frictionless
Suppressed	No

TABLE 10
Aluminum Alloy > Constants

Density	1700 kg m ⁻³
Coefficient of Thermal Expansion	2.3e-005 C ⁻¹
Specific Heat	875 J kg ⁻¹ C ⁻¹

TABLE 11
Aluminum Alloy > Compressive Ultimate Strength

Compressive Ultimate Strength Pa	0
----------------------------------	---

TABLE 12
Aluminum Alloy > Compressive Yield Strength

Compressive Yield Strength Pa	2.8e+008
-------------------------------	----------

TABLE 13
Aluminum Alloy > Tensile Yield Strength

Tensile Yield Strength Pa	2.8e+008
---------------------------	----------

TABLE 14
Aluminum Alloy > Tensile Ultimate Strength

Tensile Ultimate Strength Pa	3.1e+008
------------------------------	----------

TABLE 15
Aluminum Alloy > Isotropic Elasticity

Temperature C	Young's Modulus Pa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus Pa	Shear Modulus Pa
	8.4433e+009	0.33	8.2777e+009	3.1742e+009

TABLE 16
Structural Steel > Constants

Density	7850 kg m ⁻³
Coefficient of Thermal Expansion	1.2e-005 C ⁻¹
Specific Heat	434 J kg ⁻¹ C ⁻¹
Thermal Conductivity	60.5 W m ⁻¹ C ⁻¹
Resistivity	1.7e-007 ohm m

TABLE 17
Structural Steel > Compressive Ultimate Strength

Compressive Ultimate Strength Pa	0
----------------------------------	---

TABLE 18
Structural Steel > Compressive Yield Strength

Compressive Yield Strength Pa
2.5e+008

TABLE 19
Structural Steel > Tensile Yield Strength

Tensile Yield Strength Pa
2.5e+008

TABLE 20
Structural Steel > Tensile Ultimate Strength

Tensile Ultimate Strength Pa
4.6e+008

TABLE 21
Structural Steel > Isotropic Elasticity

Temperature C	Young's Modulus Pa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus Pa	Shear Modulus Pa
	2.e+011	0.3	1.6667e+011	7.6923e+010

TABLE 22
Mesh

Object Name	Mesh
State	Solved
Defaults	
Physics Preference	Explicit
Relevance	0
Sizing	
Use Advanced Size Function	Off
Relevance Center	Medium
Element Size	Default
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
Minimum Edge Length	1.e-005 m
Inflation	
Use Automatic Inflation	None
Inflation Option	Smooth Transition
Transition Ratio	0.272
Maximum Layers	5
Growth Rate	1.2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
Advanced	
Shape Checking	Explicit
Element Midside Nodes	Dropped
Straight Sided Elements	
Number of Retries	Default (4)
Extra Retries For Assembly	Yes
Rigid Body Behavior	Full Mesh
Rigid Face Mesh Type	Quad/Tri
Mesh Morphing	Disabled

Defeaturing	
Pinch Tolerance	Please Define
Generate Pinch on Refresh	No
Automatic Mesh Based Defeaturing	On
Defeaturing Tolerance	Default
Statistics	
Nodes	38357
Elements	141370
Mesh Metric	None

TABLE 23
Analysis

Object Name	<i>Explicit Dynamics (M5)</i>
State	Solved
Definition	
Physics Type	Structural
Analysis Type	Explicit Dynamics
Solver Target	AUTODYN
Options	
Environment Temperature	22. °C
Generate Input Only	No

TABLE 24
Initial Condition

Object Name	<i>Pre-Stress (None)</i>	<i>Velocity</i>
State	Fully Defined	
Definition		
Pre-Stress Environment	None	
Input Type	Velocity	
Define By	Vector	
Total	25. m/s	
Direction	Defined	
Suppressed	No	
Scope		
Scoping Method	Geometry Selection	
Geometry	1 Body	

TABLE 25
Analysis Settings

Object Name	<i>Analysis Settings</i>
State	Fully Defined
Step Controls	
Resume From Cycle	0
Maximum Number of Cycles	1000
End Time	5.e-006 s
Maximum Energy Error	0.1
Reference Energy Cycle	0
Initial Time Step	Program Controlled
Minimum Time Step	Program Controlled
Maximum Time Step	Program Controlled
Time Step Safety Factor	0.9
Characteristic Dimension	Diagonals
Automatic Mass Scaling	No

Solver Controls	
Precision	Single
Solve Units	mm, mg, ms
Beam Solution Type	Bending
Beam Time Step Safety Factor	0.5
Hex Integration Type	Exact
Shell Sublayers	3
Shell Shear Correction Factor	0.8333
Shell BWC Warp Correction	Yes
Shell Thickness Update	Nodal
Tet Integration	Average Nodal Pressure
Shell Inertia Update	Recompute
Density Update	Program Controlled
Minimum Velocity	1.e-006 m s ⁻¹
Maximum Velocity	1.e+010 m s ⁻¹
Radius Cutoff	1.e-003
Euler Domain Controls	
Domain Size Definition	Program Controlled
Display Euler Domain	Yes
Scope	All Bodies
X Scale factor	1.2
Y Scale factor	1.2
Z Scale factor	1.2
Domain Resolution Definition	Total Cells
Total Cells	2.5e+05
Lower X Face	Flow Out
Lower Y Face	Flow Out
Lower Z Face	Flow Out
Upper X Face	Flow Out
Upper Y Face	Flow Out
Upper Z Face	Flow Out
Euler Tracking	By Body
Damping Controls	
Linear Artificial Viscosity	0.2
Quadratic Artificial Viscosity	1.
Linear Viscosity in Expansion	No
Hourglass Damping	AUTODYN Standard
Viscous Coefficient	0.1
Static Damping	0.
Erosion Controls	
On Geometric Strain Limit	Yes
Geometric Strain Limit	1.5
On Material Failure	No
On Minimum Element Time Step	No
Retain Inertia of Eroded Material	Yes
Output Controls	
Save Results on	Equally Spaced Time Points
Number of points	20
Save Restart Files on	Equally Spaced Time Points

Number of points	5
Save Result Tracker Data on Cycles	Cycles
Save Solution Output on Cycles	1
Save Solution Output on Cycles	Cycles
Scratch Solver Files Directory	100
Analysis Data Management	
Solver Files Directory	C:\Asisten\Fauzan\ansys\Mas Ramon\Velg new_files\dp0\SYS-9\MECH\
Scratch Solver Files Directory	

TABLE 26
Loads

Object Name	Pressure	Force	Fixed Support
State	Fully Defined		
Scope			
Scoping Method	Geometry Selection		
Geometry	377 Faces	5 Faces	1 Body
Definition			
Type	Pressure	Force	Fixed Support
Define By	Normal To	Vector	
Magnitude	2.8948e+005 Pa (step applied)	3857.8 N (step applied)	
Suppressed	No		
Direction		Defined	

FIGURE 1
Equivalent Stress

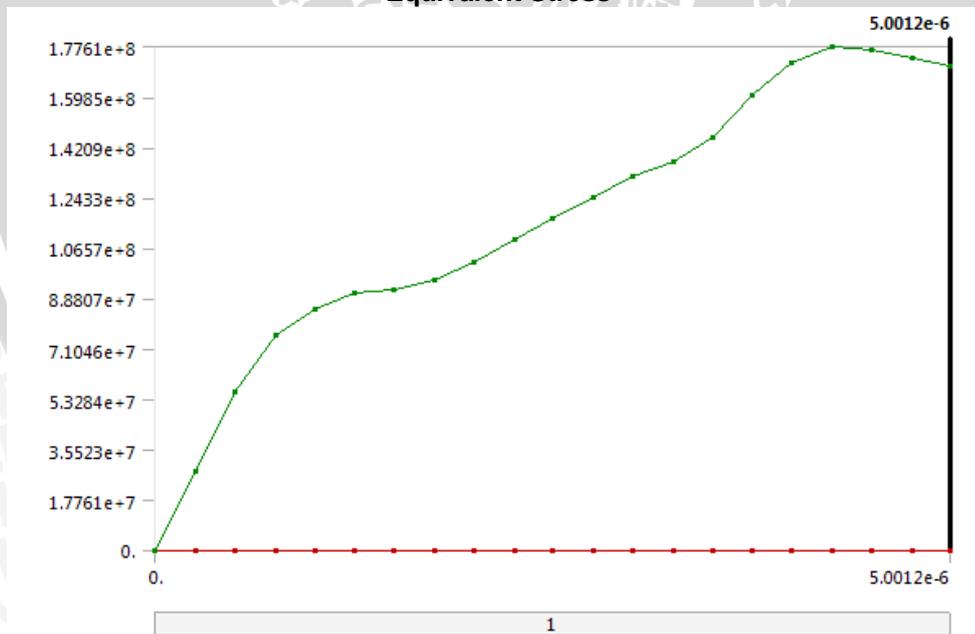


TABLE 27
Equivalent Stress

Time [s]	Minimum [Pa]	Maximum [Pa]
1.1755e-038	0.	0.
2.5433e-007	0.	2.7761e+007
5.0638e-007		5.621e+007
7.5843e-007		7.5921e+007

1.0105e-006	8.5377e+007
1.252e-006	9.1083e+007
1.5041e-006	9.2084e+007
1.7561e-006	9.5559e+007
2.0082e-006	1.0162e+008
2.2602e-006	1.0944e+008
2.5017e-006	1.1694e+008
2.7538e-006	1.2467e+008
3.0058e-006	1.3165e+008
3.2579e-006	1.3685e+008
3.5099e-006	1.457e+008
3.7515e-006	1.6047e+008
4.0035e-006	1.7165e+008
4.2556e-006	1.7761e+008
4.5076e-006	1.7653e+008
4.7597e-006	1.7355e+008
5.0012e-006	1.7058e+008

FIGURE 2
Total Deformation

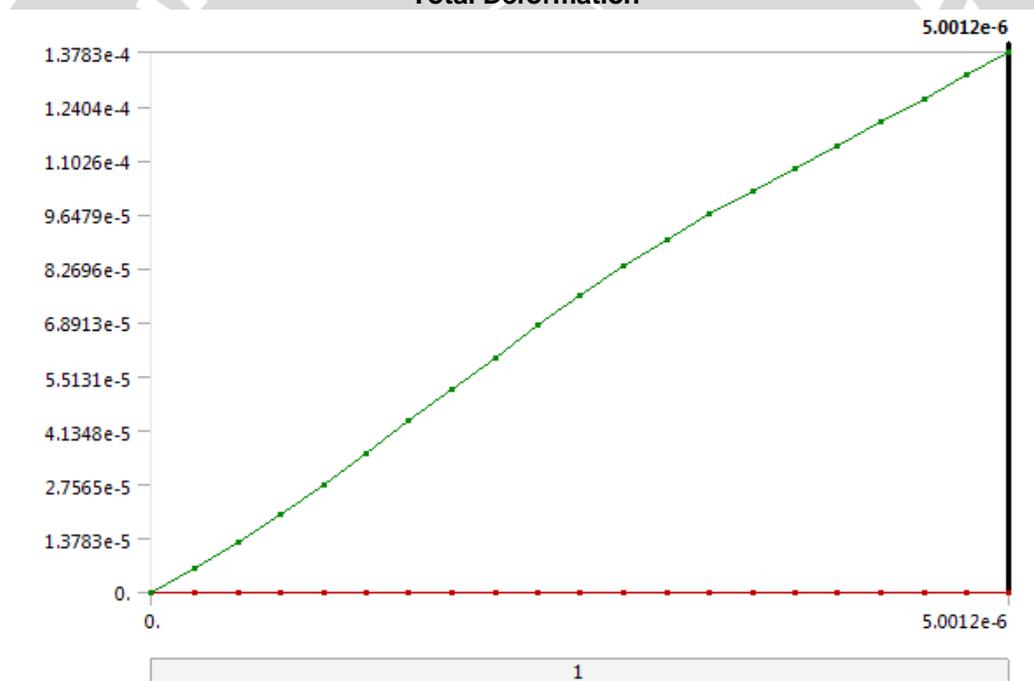


TABLE 28
Total Deformation

Time [s]	Minimum [m]	Maximum [m]
1.1755e-038	0.	0.
2.5433e-007	0.	6.3725e-006
5.0638e-007	0.	1.2757e-005
7.5843e-007	0.	1.9781e-005
1.0105e-006	0.	2.7441e-005
1.252e-006	0.	3.5274e-005
1.5041e-006	0.	4.3716e-005
1.7561e-006	0.	5.1949e-005
2.0082e-006	0.	5.9819e-005

2.2602e-006	6.8151e-005
2.5017e-006	7.5736e-005
2.7538e-006	8.3158e-005
3.0058e-006	9.0011e-005
3.2579e-006	9.6418e-005
3.5099e-006	1.0245e-004
3.7515e-006	1.0811e-004
4.0035e-006	1.1402e-004
4.2556e-006	1.1991e-004
4.5076e-006	1.2577e-004
4.7597e-006	1.3195e-004
5.0012e-006	1.3783e-004

FIGURE 3
Normal Stress X

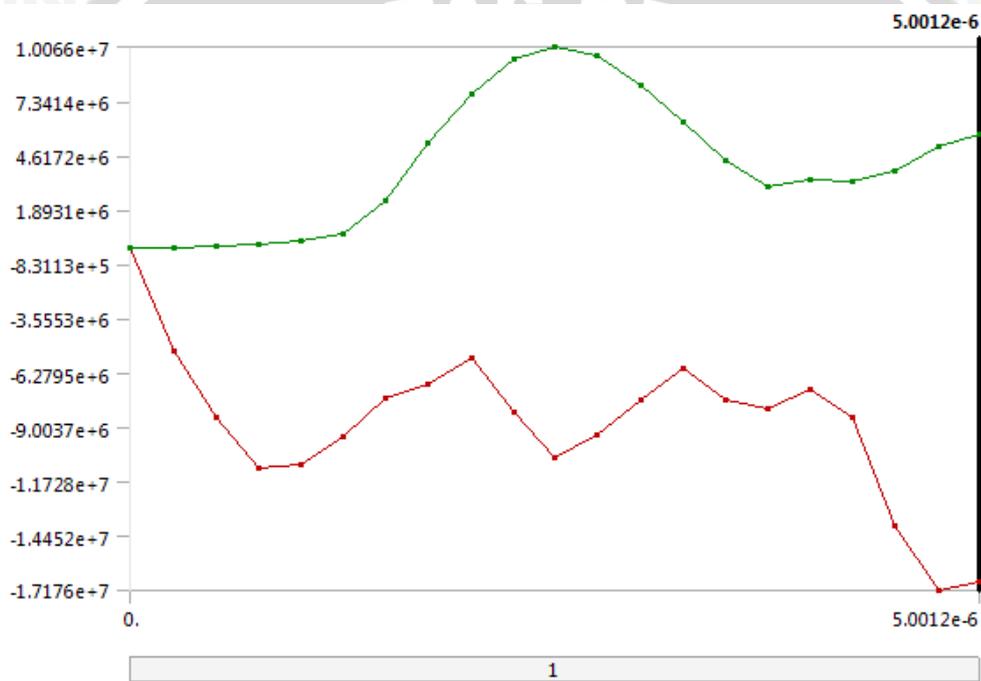


TABLE 29
Normal Stress X

Time [s]	Minimum [Pa]	Maximum [Pa]
1.1755e-038	0.	0.
2.5433e-007	-5.1776e+006	16408
5.0638e-007	-8.5138e+006	50928
7.5843e-007	-1.1056e+007	1.5628e+005
1.0105e-006	-1.0855e+007	3.6392e+005
1.252e-006	-9.4371e+006	7.1915e+005
1.5041e-006	-7.5174e+006	2.3968e+006
1.7561e-006	-6.8793e+006	5.2308e+006
2.0082e-006	-5.5372e+006	7.7292e+006
2.2602e-006	-8.2766e+006	9.4547e+006
2.5017e-006	-1.0526e+007	1.0066e+007
2.7538e-006	-9.3588e+006	9.6082e+006
3.0058e-006	-7.6325e+006	8.1546e+006
3.2579e-006	-6.0537e+006	6.2752e+006

3.5099e-006	-7.6096e+006	4.4104e+006
3.7515e-006	-8.0311e+006	3.0758e+006
4.0035e-006	-7.0872e+006	3.375e+006
4.2556e-006	-8.4722e+006	3.3597e+006
4.5076e-006	-1.3948e+007	3.8351e+006
4.7597e-006	-1.7176e+007	5.0343e+006
5.0012e-006	-1.6724e+007	5.686e+006

FIGURE 4
Normal Stress Y

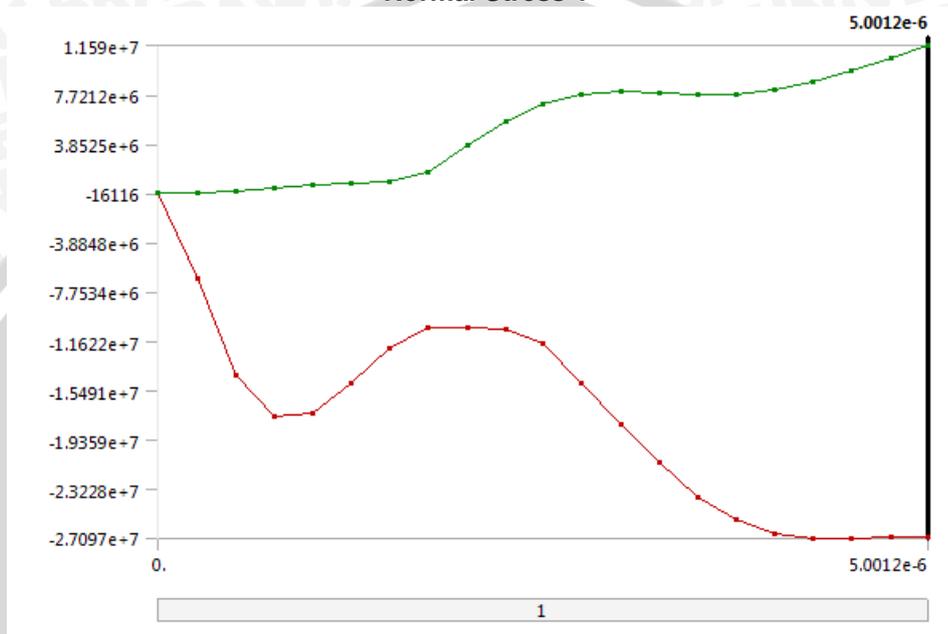


TABLE 30
Normal Stress Y

Time [s]	Minimum [Pa]	Maximum [Pa]
1.1755e-038	0.	0.
2.5433e-007	-6.6495e+006	50637
5.0638e-007	-1.4278e+007	1.9471e+005
7.5843e-007	-1.7551e+007	3.991e+005
1.0105e-006	-1.7302e+007	6.1677e+005
1.252e-006	-1.4947e+007	7.9201e+005
1.5041e-006	-1.2205e+007	9.4675e+005
1.7561e-006	-1.0515e+007	1.5935e+006
2.0082e-006	-1.0524e+007	3.7258e+006
2.2602e-006	-1.0716e+007	5.6579e+006
2.5017e-006	-1.1777e+007	6.9911e+006
2.7538e-006	-1.4902e+007	7.7895e+006
3.0058e-006	-1.8129e+007	7.9626e+006
3.2579e-006	-2.1147e+007	7.8617e+006
3.5099e-006	-2.3817e+007	7.6936e+006
3.7515e-006	-2.5645e+007	7.7306e+006
4.0035e-006	-2.6706e+007	8.0877e+006
4.2556e-006	-2.7097e+007	8.7439e+006
4.5076e-006	-2.7077e+007	9.6304e+006
4.7597e-006	-2.6915e+007	1.065e+007
5.0012e-006	-2.6947e+007	1.159e+007

FIGURE 5
Normal Stress Z

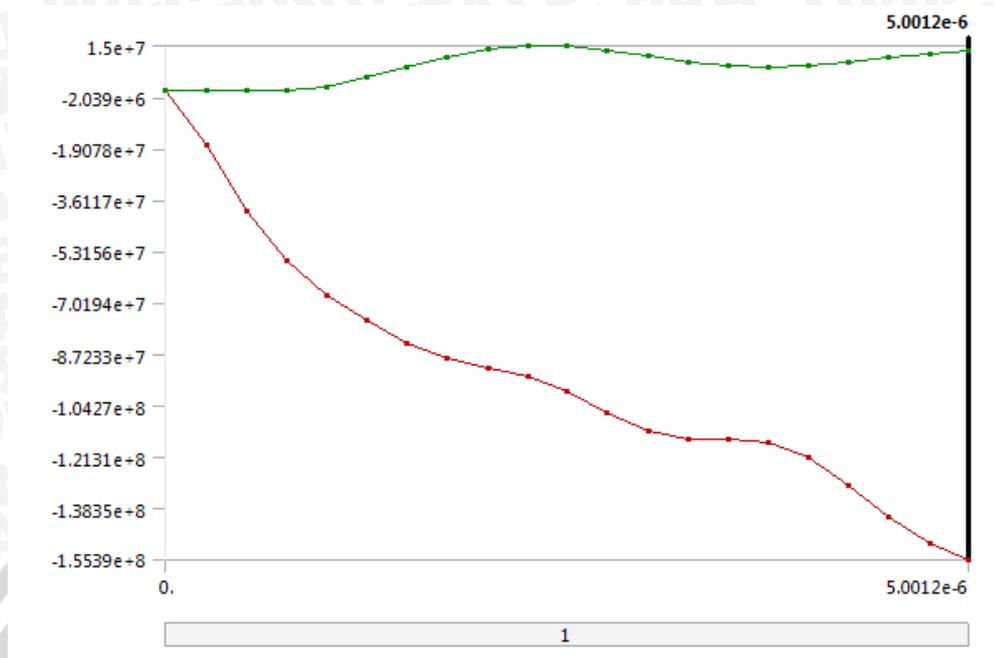


TABLE 31
Normal Stress Z

Time [s]	Minimum [Pa]	Maximum [Pa]
1.1755e-038	0.	0.
2.5433e-007	-1.8117e+007	28286
5.0638e-007	-3.9528e+007	40198
7.5843e-007	-5.6026e+007	1.6982e+005
1.0105e-006	-6.7474e+007	1.4629e+006
1.252e-006	-7.619e+007	4.332e+006
1.5041e-006	-8.3446e+007	7.8207e+006
1.7561e-006	-8.8464e+007	1.1183e+007
2.0082e-006	-9.1821e+007	1.3733e+007
2.2602e-006	-9.4761e+007	1.5e+007
2.5017e-006	-9.9595e+007	1.4855e+007
2.7538e-006	-1.0658e+008	1.3537e+007
3.0058e-006	-1.128e+008	1.1635e+007
3.2579e-006	-1.1535e+008	9.7624e+006
3.5099e-006	-1.1552e+008	8.3995e+006
3.7515e-006	-1.1658e+008	7.9188e+006
4.0035e-006	-1.2156e+008	8.3378e+006
4.2556e-006	-1.3075e+008	9.4786e+006
4.5076e-006	-1.414e+008	1.0957e+007
4.7597e-006	-1.501e+008	1.232e+007
5.0012e-006	-1.5539e+008	1.3135e+007