

BAB 2

DASAR TEORI

2.1. Tinjauan Pustaka

Sepeda adalah kendaraan yang sudah ada cukup lama dan masih digunakan sampai sekarang. Desain sepeda juga sudah banyak berubah sejak pertama kali diperkenalkan dan masih terus dikembangkan. Hal ini untuk mendapatkan desain sepeda yang lebih baik, sesuai dengan peruntukannya. Untuk itu, penelitian-penelitian yang berhubungan dengan perancangan desain sepeda dilakukan.

Menurut Balasubramanian *et al.* (2013), bersepeda menimbulkan kelelahan otot di pergelangan tangan, lengan, bahu, dan punggung bagian atas maupun bawah. Balasubramanian *et al.* (2013) melakukan pengujian menggunakan 3 jenis sepeda, yaitu sepeda dengan rangka kaku, sepeda dengan suspensi, dan sepeda *sport*. Bersepeda menggunakan sepeda *sport* menimbulkan lebih banyak kelelahan otot yang terjadi pada lengan dan punggung dibandingkan bersepeda menggunakan sepeda jenis lainnya. Hal ini menunjukkan bahwa geometri sepeda biasa lebih nyaman untuk dikendarai dibandingkan dengan geometri sepeda *sport*.

Menurut Manolova *et al.* (2015), gaya yang diberikan pada pedal berpengaruh terhadap tegangan yang dialami oleh rangka sepeda. Tegangan yang lebih kecil didapat pada kondisi mengayuh pedal dibandingkan dengan kondisi berdiri statis di atas pedal. Tegangan tertinggi terdapat di selongsong kursi dan di dudukan rantai kanan di dekat ruji bagian bawah.

Salah satu bentuk dari perkembangan desain sepeda adalah sepeda lipat. Desain sepeda lipat sendiri juga sudah banyak mengalami perubahan dari desain awalnya. Banyak yang berusaha menciptakan desain baru dengan mekanisme yang lebih efektif. Menurut Maleque *et al.* (2011), sepeda lipat memiliki keunggulan dibanding sepeda konvensional, yaitu dapat dilipat sehingga mudah dibawa-bawa. Namun, sepeda lipat punya kekurangan dibanding sepeda konvensional. Sepeda lipat biasa menggunakan ban yang kecil, walaupun ban besar dapat membuat berkendara lebih nyaman. Sepeda lipat juga dinilai kurang praktis dibandingkan sepeda konvensional. Kekurangan yang paling penting

untuk ditangani, bagian lipat pada sepeda rentan mengalami *fatigue*. Untuk itu, perlu material dengan *properties* yang baik.

Menurut Hossain et al. (2013), alat bantu transportasi *portable* harus memiliki desain yang mudah digunakan, dapat dilipat, ringan, dan ekonomis. Dari riset yang dilakukannya, desain buatannya dengan material komposit serat karbon memiliki faktor keamanan 5, cukup kuat untuk ukuran badan rata-rata manusia. Tegangan maksimum sebesar 380000 psi terjadi di sambungan lipatan utama pada rangka.

Menurut Rontescu *et al.* (2015), material yang optimal untuk dijadikan rangka sepeda adalah Ti6Al4V, tetapi untuk penggunaan skala besar, material ini membutuhkan biaya yang sangat tinggi. Selain itu Ti6Al4V sukar dilas dan dimesin. Material yang lebih murah dan lebih mudah diproses dari Ti6Al4V adalah Al6061. Selain itu, Al6061 memiliki densitas yang lebih rendah dibanding Ti6Al4V, sehingga lebih ringan untuk ukuran yang sama. Akan tetapi, Al6061 memiliki kekuatan yang lebih rendah dibandingkan dengan Ti6Al4V.

Dari jurnal-jurnal terkait tersebut, dapat disimpulkan bahwa alat bantu transportasi *portable* harus memiliki desain yang mudah digunakan, dapat dilipat, ringan, dan ekonomis. Sepeda lipat adalah pilihan yang cocok untuk hal itu. Tujuan perancangan ini adalah mendapatkan rancangan sepeda lipat yang memiliki kerumitan melipat yang lebih rendah dan *safety factor* yang baik, terutama di sekitar area lipatan. Untuk kenyamanan, sepeda harus dapat digunakan seperti sepeda biasa, pada postur tegak. Desain akan menggunakan material utama Al6061.

2.2. Dasar Teori

2.2.1. Sepeda

Sepeda atau *bicycle* adalah kendaraan beroda dua yang menggunakan pedal sebagai penggerakannya. Istilah *bicycle* mulai dipakai pada tahun 1860-an di Perancis dan sejak saat itu digunakan di Perancis dan Inggris untuk mengacu pada kendaraan beroda dua yang digerakkan dengan pedal, walaupun dalam perkembangannya sepeda tidak selalu beroda dua (Herlihy, 2004). Kehadiran

sepeda menggeser pemakaian kuda karena lebih praktis perawatannya dan lebih mudah dikendalikan.

Banyak desain sepeda yang dikembangkan sebelum menjadi desain sepeda yang umum digunakan sekarang ini. Sepeda awalnya tidak nyaman digunakan karena getaran yang terlalu besar sehingga menyebabkan sakit pinggang. Banyak pengembangan yang dilakukan agar sepeda menjadi lebih aman dan nyaman, seperti dikembangkannya desain sepeda dengan tiga roda yang dianggap lebih aman untuk wanita dan pria berkaki pendek. Salah satu pengembangan yang masih digunakan sampai sekarang adalah penggunaan ban angin. Sejak ditemukan ban angin, sepeda tidak lagi menyebabkan sakit pinggang (Herlihy, 2004). Pengembangan terus dilakukan sehingga penggolongan sepeda berdasarkan keunikannya. Jenis-jenis sepeda yang umum dijumpai contohnya road bike, sepeda balap, dan sepeda lipat.

Sepeda umumnya digunakan untuk perjalanan jarak dekat, walaupun ada juga sepeda yang diperuntukkan untuk perjalanan jauh. Hal ini dikarenakan sepeda digerakkan dengan tenaga manusia sehingga akan melelahkan jika dipakai untuk perjalanan jarak jauh. Karena itu, kepopuleran sepeda tergeser oleh kendaraan bermotor. Sepeda lebih banyak digunakan untuk keperluan rekreasi dibanding sebagai alat transportasi sehari-hari. Namun, ada kelebihan yang dimiliki sepeda dibanding kendaraan bermotor, yaitu sepeda tidak mengemisikan gas buang sehingga ramah lingkungan. Selain itu, sepeda juga lebih ringkas dan hemat tempat sehingga lebih mudah disimpan dan tidak memakan banyak tempat di jalanan. Dengan dukungan transportasi umum dan sarana yang baik, sepeda dapat menjadi alat transportasi pribadi yang ideal untuk mengurangi polusi dan kemacetan.

2.2.2. Sepeda Lipat

Sesuai namanya, sepeda lipat adalah sepeda yang memiliki keunikan, yaitu dapat dilipat. Sepeda lipat diminati karena keringkasannya yang dapat menghemat tempat untuk menyimpannya. Sepeda lipat banyak diminati oleh orang-orang yang tinggal di apartemen yang kecil atau rumah yang kecil. Namun, sepeda lipat

memiliki kelemahan, yaitu perakitan yang rumit, harga yang relatif lebih mahal, kecepatan yang relatif lebih kecil, dan bagian lipat yang rentan mengalami *fatigue* (Maleque *et al.*, 2011).

2.2.3. Sepeda Lipat di Pasaran

Terdapat berbagai jenis sepeda lipat di pasaran. Berbagai perusahaan sepeda tidak mau kalah membuat varian sepeda lipat milik mereka sendiri. Ada yang serupa model yang ada, ada yang mengutamakan inovasinya untuk memikat calon pembeli. Berikut adalah berapa sepeda lipat yang ada di pasaran.

1. Phoenix

Phoenix adalah produsen sepeda asal Shanghai yang berdiri tahun 1959. Merk ini sudah lama ada di Indonesia dan diminati karena harganya yang murah. Untuk sepeda lipat, Phoenix mengadaptasi model sepeda lipat pada umumnya yang banyak ditemui di Indonesia, dengan metode lipat horizontal, roda 20 inci, dan material baja, seperti pada Gambar 2.1. Sepeda ini merupakan contoh sepeda lipat yang terjangkau oleh rakyat Indonesia.



Gambar 2.1 Sepeda lipat Phoenix

2. Polygon Urbano 3

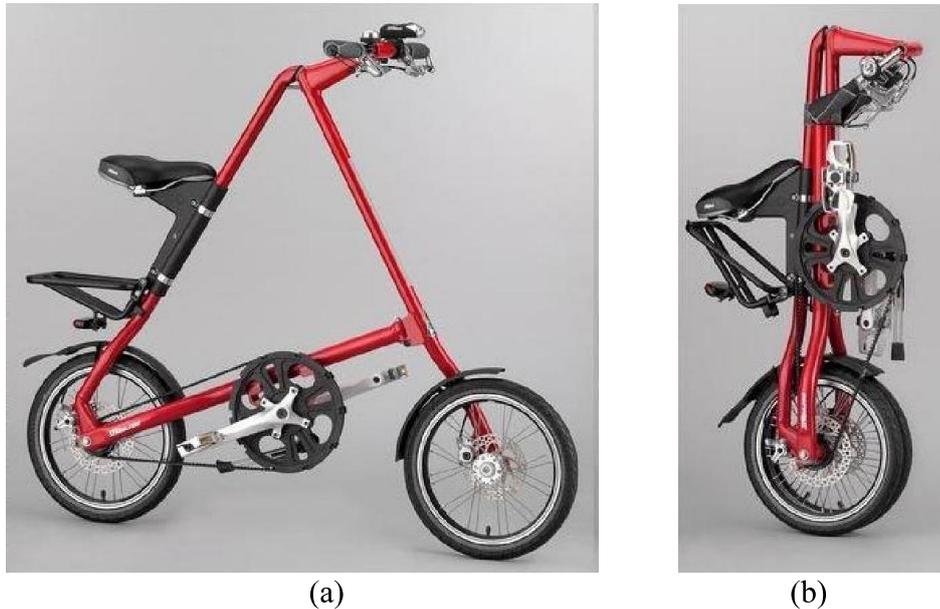
Urbano 3 merupakan salah satu varian sepeda lipat dari Polygon, salah satu merk sepeda ternama di Indonesia. Dari Gambar 2.2 dapat dilihat bahwa sepeda ini menggunakan metode lipat horizontal dan roda standar 20 inci yang umum dijumpai. Yang membedakannya adalah material yang digunakan didominasi dengan paduan aluminium sehingga bobotnya lebih ringan dan harganya lebih mahal dibanding sepeda lipat buatan cina yang banyak beredar di Indonesia.



Gambar 2.2 Sepeda lipat Polygon Urbano 3 (Sumber: <http://www.polygonbikes.com/ww/bikes/description/2017-urbano-3# features>)

3. Strida LT

Strida LT adalah varian sepeda lipat Strida yang menggunakan *single speed*. Sepeda ini merupakan sepeda yang terberat pada sub bab ini, yaitu 10,9 kg dengan *frame* terbuat dari Aluminium 7000. Sepeda Strida memiliki desain yang unik, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.3(a). Bentuk *frame* sepeda ini seperti huruf A, dan hanya menggunakan *single fork*. Roda yang digunakan juga lebih kecil dari sepeda lipat pada umumnya, yaitu 16 inci. Dengan bentuk yang unik dan roda yang kecil, sepeda Strida LT dapat dilipat menjadi sekitar 113x29x58 cm, sangat besar dibandingkan dengan sepeda lainnya, namun dapat didorong seperti troli, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.3(b). Selain itu, sepeda ini tidak menggunakan rantai, melainkan belt drive. Distributor resmi Strida di Indonesia, PT Delta Indostrada.



Gambar 2.3 Sepeda Strida LT dalam posisi terbuka (a) dan posisi terlipat (b)
 (Sumber: http://www.bombayharbor.com/productImage/0548323001239176687/Strida_Folding_Bike.jpg)

4. Hummingbird

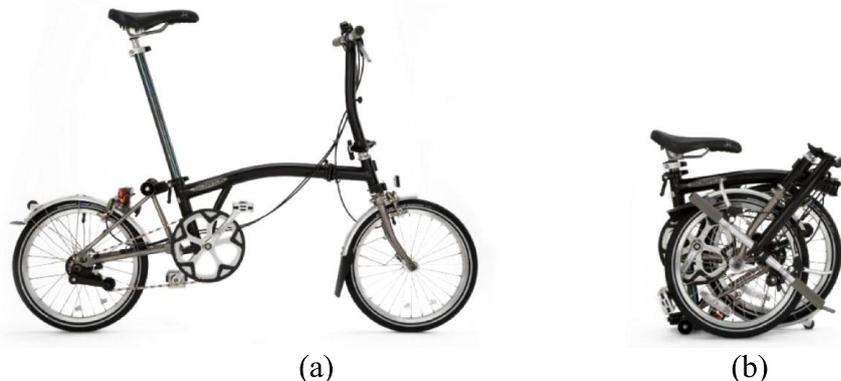
Sepeda Hummingbird merupakan sepeda lipat dengan metode lipat vertikal (*swing*). Pada Gambar 2.3(a) dan 2.3(b) terlihat bahwa bagian belakang sepeda berporos pada *bottom bracket* dan dapat berayun ke depan, melipat dalam sekejap. Metode lipat ini merupakan metode yang sangat praktis, karena memanfaatkan gravitasi dalam melipat, membuka, serta menahan sepeda pada posisi terbuka. Namun, roda depan dan belakang akan bertabrakan jika dipertemukan sehingga keduanya harus diberi jarak. Hal ini menyebabkan desain kurang ringkas. Ukuran sepeda saat dilipat adalah sekitar 850x550x200 mm. Kelebihan utama dari sepeda Hummingbird adalah bobotnya yang sangat ringan, yaitu 6,9 kg, karena menggunakan serat karbon. Hal ini sebenarnya sangat baik, karena sepeda lipat pada umumnya terlalu berat untuk ditenteng. Namun, material serat karbon sangat mahal. Sepeda ini dapat dipesan dari berbagai belahan dunia, namun dengan ongkos kirim dan harga dalam Poundsterling (£).



Gambar 2.4 Sepeda lipat Hummingbird dalam posisi terbuka (a) dan posisi terlipat (b) (Sumber: <https://hummingbirdbike.com>)

5. Brompton

Sepeda Brompton menggabungkan metode lipat vertikal dan horizontal. Hal ini mengatasi masalah pada metode lipat Hummingbird, yaitu roda depan dan belakang bertabrakan jika dipertemukan. Akan tetapi, hal ini menambah jumlah tahap pelipatan sehingga kurang praktis. Namun, dari segi keringkasan, sepeda Brompton merupakan salah satu yang terbaik. Dengan roda 16 inci, suspensi pada bagian belakang, dan dimensi yang seperti sepeda penuh, sepeda Brompton dapat dilipat menjadi 585 x 565 x 270 mm, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.4(a) dan 2.4(b). Sepeda Brompton dijual dengan bobot mulai dari 10,3 kg tergantung pilihan *part* dan aksesorisnya. Penggemar sepeda ini di Indonesia sudah cukup banyak. Sudah ada klub penggemar yang berisi pengguna sepeda ini yang juga akan membantu peminat mendapatkan sepedanya sendiri.



Gambar 2.5 Sepeda Brompton dalam posisi terbuka (a) dan posisi tertutup (b) (Sumber: <https://www.brompton.com/The-Bike/How-it-works>)

6. Tabel Perbandingan

Dari 5 sepeda lipat yang dijabarkan, terdapat beberapa perbedaan yang secara ringkas dapat dilihat pada tabel 2.1.

Tabel 2.1 Perbandingan sepeda lipat di pasaran pada tahun 2017

No	Nama Produk	Diameter roda (inci)	Mekanisme lipat	Material <i>frame</i>	Bobot (kg)	Perkiraan Harga (Rp)
1	Phoenix	20	Horizontal	<i>Steel</i>	15	1.200.000
2	Polygon Urbano 3	20	Horizontal	<i>Aluminium Alloy</i>	14	3.550.000
3	Strida LT	16	Vertikal	<i>Aluminium Alloy</i>	10,9	10.200.000
4	Hummingbird	16	Vertikal	<i>Carbon Fibre</i>	6,9	62.400.000
5	Brompton	16	Vertikal	<i>Aluminium Alloy</i>	10,3	15.000.000

2.2.4. Material Aluminium Alloy 6061 (Al6061)

Aluminium alloy 6061 (Al6061) adalah paduan aluminium yang mengandung magnesium dan silikon. Al6061 merupakan salah satu material yang banyak dipakai dalam pembuatan kerangka sepeda, selain baja, titanium dan serat karbon. Al6061 yang sering digunakan sebagai material *frame* sepeda adalah Al6061 T6. Al6061 T6 memiliki nilai kekuatan tarik sebesar 310 Mpa, kekuatan luluh 276 Mpa, kekuatan geser 207 Mpa, dan massa jenis sebesar 2,70 g/cm³ seperti yang terlihat pada tabel 2.2 (ASM Handbook Committee, 1990). Al6061 banyak dipakai karena *machinability*-nya yang baik. Al6061 juga sangat cocok dengan

Tabel 2.2 Kekuatan material Aluminium 6061-T6

Temperature		Tensile strength(a)		Yield strength (0.2% offset)(a)		Elongation,
°C	°F	MPa	ksi	MPa	ksi	%
-196	-320	414	60	324	47	22
-80	-112	338	49	290	42	18
-28	-18	324	47	283	41	17
24	75	310	45	276	40	17
100	212	290	42	262	38	18
149	300	234	34	214	31	20
204	400	131	19	103	15	28
260	500	51	7.5	34	5	60
316	600	32	4.6	19	2.7	85
371	700	24	3	12	1.8	95

(a) Lowest strength for exposures up to 10 000 h at temperature, no load; test loading applied at 35 MPa/min (5 ksi/min) to yield strength and then at strain rate of 5%/min to fracture

sambungan las. Selain itu, harga dari material Al6961 juga lebih murah dari titanium dan serat karbon.

2.2.5. Tegangan (*Stress*)

Secara umum tegangan adalah besar gaya dibagi besar luasan di mana gaya itu bekerja. Dalam bukunya, Popov (1984) menjelaskan gaya yang bekerja pada suatu benda umumnya terdiri dari berbagai arah dan besar. Intensitas gaya yang terjadi biasanya diuraikan menjadi tegak lurus dan sejajar potongan bidang yang diselidiki. Apabila arah intensitas gaya tegak lurus, gaya akan menghasilkan tegangan normal (*normal stress*). Sedangkan intensitas gaya yang sejajar pada permukaan potongan akan menghasilkan tegangan geser (*shearing stress*).

a. Tegangan Normal (*Normal Stress*)

Tegangan normal adalah tegangan yang dihasilkan oleh gaya yang arahnya tegak lurus permukaan potongan bidang yang diselidiki. Tegangan normal dapat menghasilkan tegangan tarik (*tensile stress*) atau tegangan tekan (*compressive stress*). Tegangan tarik dihasilkan jika tegangan normal menghasilkan tarikan (*traction* atau *tension*) pada permukaan potongan. Tegangan tekan dihasilkan jika tegangan normal menghasilkan dorongan pada permukaan potongan.

Jika tegangan normal dilambangkan dengan σ (sigma), gaya tegak lurus dengan F , dan luas permukaan potongan dengan A maka dapat dirumuskan persamaan 2.1.

$$\sigma = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta A} \dots\dots\dots (2.1)$$

Dengan menganggap tegangan yang bekerja pada bidang-bidang potongan akan didistribusikan secara merata, persamaan dapat disederhanakan menjadi persamaan 2.2.

$$\sigma = \frac{F}{A} \text{ atau } \frac{\text{gaya}}{\text{luas}} \dots\dots\dots (2.2)$$

b. Tegangan Geser (*Shearing Stress*)

Tegangan geser adalah tegangan yang dihasilkan oleh gaya yang arahnya sejajar permukaan potongan bidang yang diselidiki. Jika tegangan geser

dilambangkan dengan τ (tau), dan gaya sejajar bidang dengan V , dan luas permukaan potongan dengan A maka dapat dirumuskan persamaan 2.3.

$$\tau = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta V}{\Delta A} \dots \dots \dots (2.3)$$

Dengan menganggap tegangan yang bekerja pada bidang-bidang potongan akan didistribusikan secara merata, persamaan dapat disederhanakan menjadi persamaan 2.4.

$$\tau = \frac{V}{A} \text{ atau } \frac{\text{gaya}}{\text{luas}} \dots \dots \dots (2.4)$$

2.2.6. Regangan (*Strain*)

Jika diberikan gaya yang besar, material akan berdeformasi. Salah satu bentuk deformasi yang terjadi adalah perubahan panjang. Perbandingan perubahan panjang (ΔL) dan panjang mula-mula L_0 material disebut sebagai regangan (*strain*). Regangan biasa diberi lambang epsilon (ϵ), seperti pada persamaan 2.5.

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L_0} \dots \dots \dots (2.5)$$

Regangan tidak berdimensi, tetapi dapat diberikan dimensi meter per meter atau m/m. Kadang, regangan diberikan dalam bentuk persentase. Besaran regangan sangat kecil, kecuali untuk beberapa bahan seperti karet. Regangan dapat dibagi menjadi 2 menurut arahnya, regangan aksial dan lateral.

a. Regangan Aksial (*Axial Strain*)

Regangan aksial (*axial strain*) adalah regangan dengan deformasi yang searah gaya yang bekerja. Bila suatu benda padat diberikan suatu gaya tarik aksial maka benda itu akan memanjang. Sebaliknya, benda itu akan memendek bila mendapat gaya tekan. Secara matematis, tanda plus biasanya menunjukkan perpanjangan dan demikian pula sebaliknya. Regangan aksial biasa diberi lambang (ϵ_a).

b. Regangan Lateral (*Lateral Strain*)

Regangan lateral (*lateral strain*) adalah regangan dengan deformasi yang arahnya tegak lurus pada gaya terpakai. Deformasi dapat berupa pemuaian dan penyusutan yang lateral atau melintang. Bila suatu benda padat diberikan suatu gaya tarik aksial maka benda itu akan menyusut secara lateral. Sebaliknya, benda itu akan memuai ke samping bila mendapat gaya tekan. Secara matematis, tanda plus biasanya menunjukkan pertambahan dimensi lateral dan demikian pula sebaliknya. Regangan lateral biasa diberi lambang (ϵ_t).

2.2.7. Hukum Hooke

Tegangan dan regangan memiliki hubungan yang dapat dikatakan linier sampai pada titik tertentu. Hal ini berlaku kepada semua material, sehingga dapat dilakukan generalisasi yang berlaku untuk semua material. Hal ini dikenal sebagai hukum *Hooke*. Dalam bentuk persamaan, Hukum *Hooke* dinyatakan dalam persamaan 2.6 dan 2.7.

$$\sigma = E \epsilon \dots\dots\dots (2.6.)$$

atau

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \dots\dots\dots (2.7.)$$

keterangan:

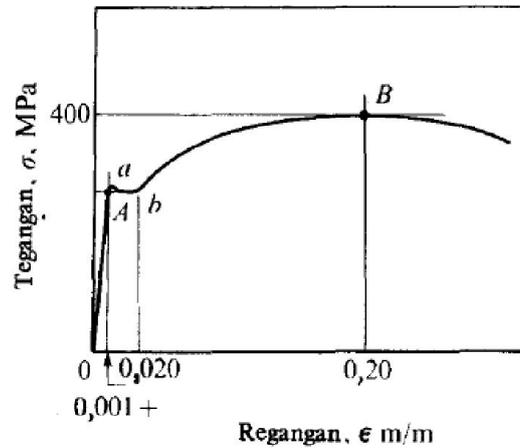
E = Modulus elastisitas atau modulus Young (N/mm^2)

σ = Tegangan (N/mm^2)

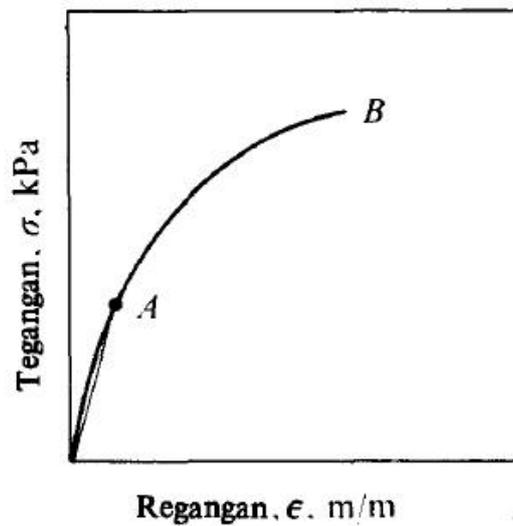
ϵ = Regangan Normal

Secara sederhana, tegangan berbanding lurus dengan regangan. Karena ϵ tidak berdimensi, maka E memiliki satuan yang sama dengan tegangan, yaitu N/m^2 atau Pa.

Secara grafis E ditafsirkan sebagai kemiringan (*slope*) dari garis lurus yang ditarik dari titik asal kearah titik A pada diagram tegangan-regangan. Tegangan yang didapat pada titik A pada Gambar 2.6 dan Gambar 2.7 tersebut dinamakan batas proporsional (*proportional limit*) bahan. Nilai modulus elastisitas merupakan suatu sifat yang pasti dari suatu bahan (popov, 1984).



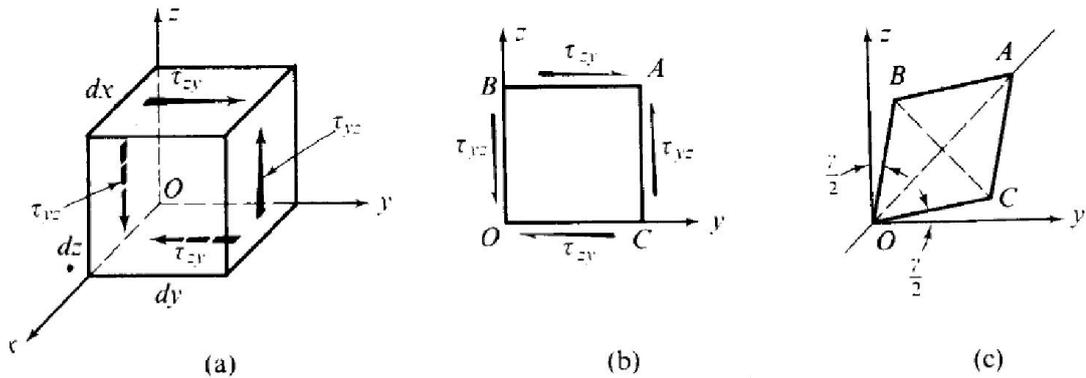
Gambar 2.6 Diagram tegangan-regangan untuk baja lunak (popov, 1984)



Gambar 2.7 Diagram tegangan-regangan untuk material getas (popov, 1984)

2.2.8. Hukum Hooke untuk Tegangan dan Regangan Geser

Jika suatu benda diberi tegangan seperti Gambar 2.8 (a), maka akan terbentuk tegangan dan regangan geser pada benda tersebut. Hal ini menyebabkan perubahan bentuk pada benda elastis seperti keadaan yang ditunjukkan pada Gambar 2.8(c). Pada benda homogen sempurna dan memiliki sifat-sifat yang sama pada semua arah, diagonal OA dan BC adalah sumbu-sumbu simetris pada elemen yang mengalami distorsi.



Gambar 2.8 Suatu elemen yang mengalami geseran murni, (a). Tegangan geser dalam 3D, (b). Tegangan geser dalam 2D, (c). Efek akibat tegangan geser. (popov, 1984)

Dari uraian di atas diperoleh hubungan yang linier antara tegangan dan sudut γ (gamma) pada Gambar 2.8.(c). Apabila γ didefinisikan sebagai regangan geser (*shear strain*), maka perluasan hukum Hooke untuk tegangan dan regangan geser dapat dinyatakan dalam persamaan 2.8.

$$\tau = G\gamma \dots\dots\dots (2.8)$$

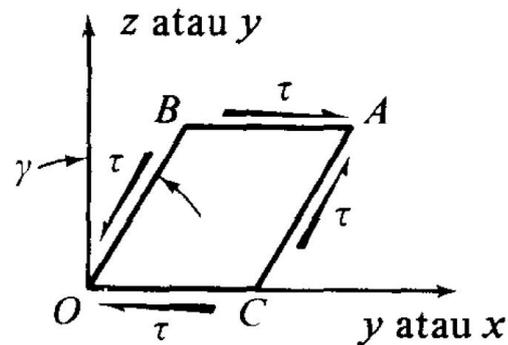
keterangan:

- τ = Tegangan geser (N/mm²)
- G = Modulus geser (Gpa)
- γ = Regangan geser

Pernyataan untuk ketiga posisi regangan geser pada Gambar 2.8(a) dapat dituliskan :

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}, \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}, \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G} \dots\dots\dots (2.9)$$

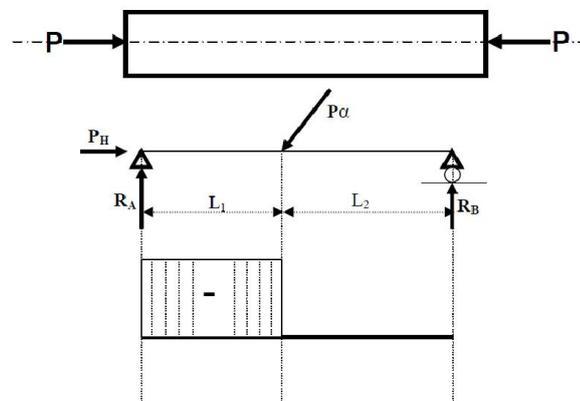
Untuk memudahkan, Gambar 2.8(c) diGambar ulang pada posisi berbeda dengan sudut γ muncul pada satu sisi elemen yang mengalami distorsi, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.9. Besar regangan yang terjadi sangat kecil sehingga untuk masalah ketelitian dapat diselesaikan secara numerik.



Gambar 2.9 Distorsi akibat geseran murni (Popov, 1984)

2.2.9. Diagram Gaya Normal

Gaya normal adalah gaya yang sejajar dengan sumbu batang, seperti ditunjukkan pada Gambar 2.10. Gambar 2.10 menunjukkan bahwa adanya gaya normal diakibatkan oleh beban sebesar $P\alpha$. Jika gaya $P\alpha$ diuraikan gayanya menjadi vertikal dan horizontal, gaya horizontal akan dilawan oleh gaya P_H (arah ke kanan) sehingga menimbulkan gaya normal tekan.



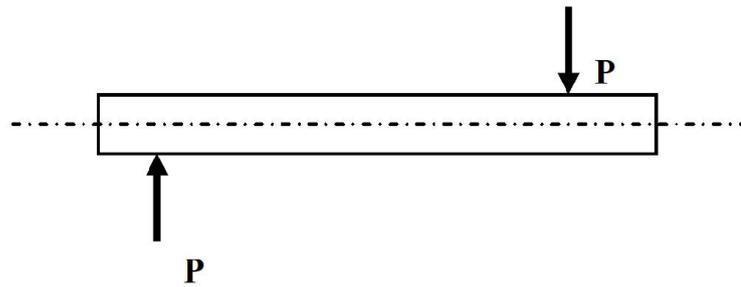
Gambar 2.10 Normal forces diagram (NFD) (ma'arif, 2012)

keterangan:

- Positif (+) jika gaya normal tarik
- Negatif (-) jika gaya normal tekan

2.2.10. Diagram Gaya Geser

Diagram Gaya geser (*Shear Forces Diagram*) adalah susunan gaya yang tegak lurus dengan sumbu batang, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.11.

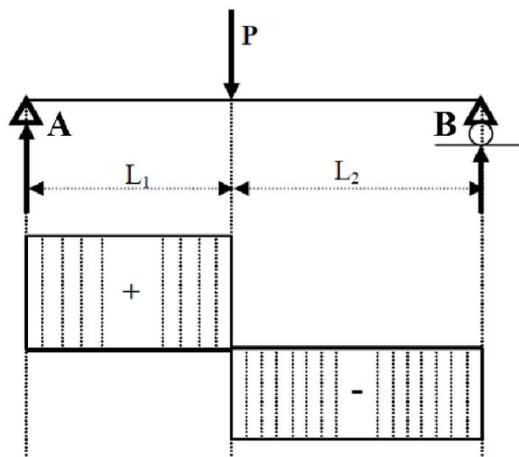


Gambar 2.11 Konsep SFD pada struktur (ma'arif, 2012)

keterangan:

- Positif (+) apabila searah jarum jam
- Negatif (-) apabila berlawanan jarum jam

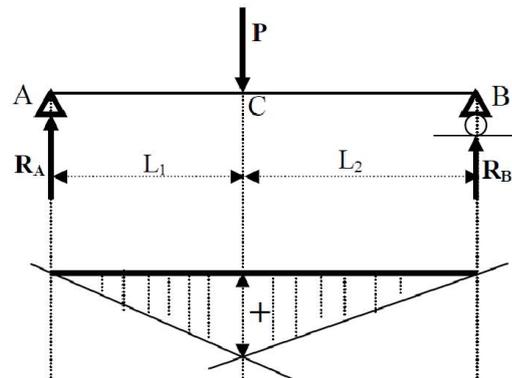
Pada Gambar 2.12 ditunjukkan bahwa nilai gaya geser akan memiliki nilai positif (+) apabila perputaran gaya yang searah jarum jam. Gaya pada tumpuan A memiliki perputaran searah jarum jam dan berlawanan arah jarum jam pada tumpuan B.



Gambar 2.12 *Shear forces diagram* (SFD) (ma'arif, 2012)

2.2.11. Diagram Momen Bending

Momen adalah hasil kali antara gaya dengan panjang lengan tempat gaya bekerja. Gambar 2.13 menunjukkan bahwa momen terbesar berada pada titik C.



Gambar 2.13 *Bending forces diagram (BFD)* (ma'arif, 2012)

2.2.12. Modulus Elastisitas

Modulus elastisitas adalah angka yang digunakan untuk mengukur ketahanan bahan terhadap deformasi elastis akibat gaya yang bekerja. Modulus elastisitas juga didefinisikan sebagai kemiringan dari kurva tegangan-regangan pada daerah elastis. Bahan dengan kekakuan yang tinggi akan memiliki nilai modulus elastisitas yang besar. Modulus elastisitas dilambangkan dengan huruf E dan memiliki satuan N/mm^2 .

2.2.13. Modulus Geser

Modulus geser didefinisikan sebagai perbandingan antara tegangan geser terhadap regangan geser, seperti yang ditunjukkan pada persamaan 2.10.

$$G = \tau/\gamma \dots\dots\dots (2.10)$$

keterangan:

τ = Tegangan geser (N/mm^2)

G = Modulus geser (Gpa)

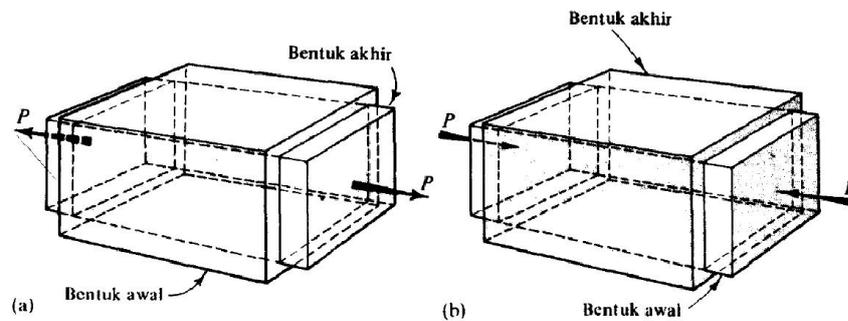
γ = Regangan geser

Modulus geser dilambangkan dengan G dengan satuan Gpa (KN/mm^2) dan selalu bernilai positif.

2.2.14. Poisson Ratio

Deformasi pada material tidak hanya terjadi searah gaya yang bekerja, tetapi juga terjadi pada arah tegak lurus gaya. Hal ini disebut pemuaian dan penyusutan.

Jika suatu benda diberi gaya tarik pada arah aksial, akan terjadi penyusutan pada arah lateral. Sebaliknya, akan terjadi pemuaian lateral jika benda diberi gaya tekan arah aksial. Hal tersebut disebut sebagai efek Poisson dan ditunjukkan pada Gambar 2.14.



Gambar 2.14 Efek poisson; (a). Penyusutan lateral, (b). Pemuaian lateral (Popov, 1984)

Poisson rasio adalah perbandingan dari regangan lateral dengan regangan aksial, yang dilambangkan dengan ν (nu), seperti persamaan 2.11 dan persamaan 2.12.

$$\nu = \frac{\text{Regangan Lateral}}{\text{Regangan Aksial}} \dots\dots\dots (2.11)$$

$$\nu = \frac{\Delta D}{D_0} \times \frac{L_0}{\Delta L} \dots\dots\dots (2.12)$$

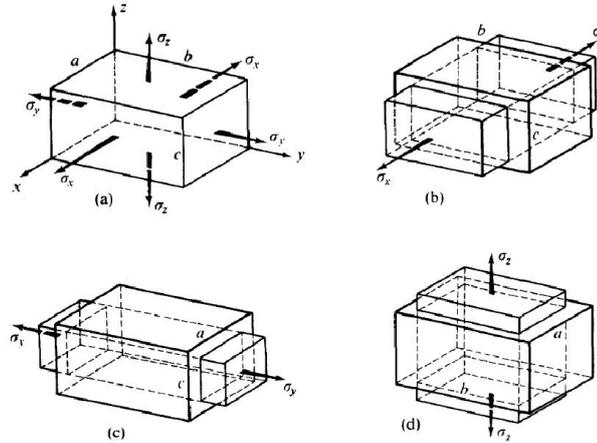
keterangan:

- ν = Poisson rasio
- D_0 = Diameter awal (mm)
- ΔD = Perubahan diameter (mm)
- L_0 = Panjang awal (mm)
- ΔL = Perubahan panjang (mm)

2.2.15. Hukum Hooke Secara Umum

Hukum Hooke dalam sub bab ini ditinjau pada keadaan yang lebih umum untuk menghubungkan tegangan dengan deformasi pada suatu benda isotropik. Sebuah balok dengan sisi-sisi a, b, dan c diberi tegangan tarik secara *uniform* pada seluruh permukaannya, seperti pada Gambar 2.15(a). Tegangan geser yang ada

ditiadakan karena regangan yang disebabkan oleh tegangan normal tidak terpengaruh oleh deformasi geser yang kecil.



Gambar 2.15 Benda yang mengalami tegangan normal berdasarkan arah sumbu koordinat, (a). Tegangan ke segala arah, (b). Tegangan arah sumbu x, (c). Tegangan arah sumbu y, (d). Tegangan arah sumbu z, (Popov, 1984)

Perubahan panjang pada arah x diperoleh menggunakan azas superposisi berdasarkan asumsi bahwa resultan tegangan dan regangan pada jumlah aljabar dari efek masing-masing gaya bila dipisahkan. Asumsi ini benar apabila efek berbanding lurus dan linier dengan gaya. Berdasarkan prinsip tersebut, efek-efek yang terpisahkan pada Gambar-Gambar 2.15(b), 2.15(c), dan 2.15(d) dapat dijumlahkan.

Tegangan pada arah x menghasilkan regangan positif $\epsilon'_x = \sigma_x/E$. Tegangan positif dalam arah y dan z menghasilkan regangan negatif dalam arah x akibat efek poisson. Regangan berturut-turut adalah $\epsilon''_x = -\nu\sigma_y/E$ dan $\epsilon''_{rx} = -\nu\sigma_z/E$. Regangan dalam arah y dan z dapat diperoleh dengan jalan yang sama, sehingga jumlah regangan-regangan aksial pada masing-masing ketiga arah adalah sebagai berikut

$$\epsilon_x = +\frac{\sigma_x}{E} - \nu\frac{\sigma_y}{E} - \nu\frac{\sigma_z}{E} \dots\dots\dots (2.13)$$

$$\epsilon_y = -\frac{\sigma_x}{E} + \nu\frac{\sigma_y}{E} - \nu\frac{\sigma_z}{E} \dots\dots\dots (2.14)$$

$$\epsilon_z = -\frac{\sigma_x}{E} - \nu\frac{\sigma_y}{E} + \nu\frac{\sigma_z}{E} \dots\dots\dots (2.15)$$

Bila suatu tegangan tertentu adalah tekan (kompresi), maka tanda dari suku-suku persamaan di atas akan berubah. Regangan yang diberikan oleh persamaan 2.13, 2.14, dan 2.15 harus dikalikan dengan dimensi suatu elemen menurut arah yang bersangkutan untuk mendapatkan deformasi total. Deformasi total pada arah x adalah:

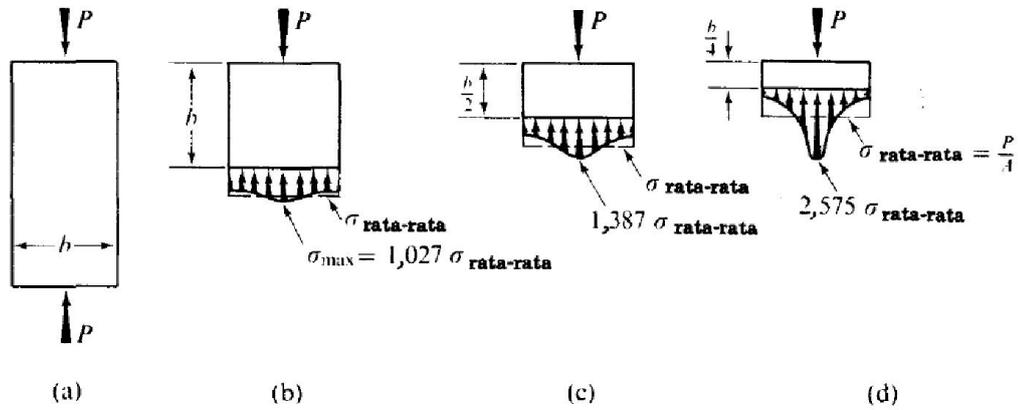
$$\Delta_x = \epsilon_x L_x \dots\dots\dots (2.16)$$

Untuk menentukan nilai Δ_y dan Δ_z adalah sama dengan cara Δ_x .

2.2.16. Konsentrasi Tegangan

Rumus-rumus tegangan telah ditunjukkan pada persamaan 2.2 dan 2.4. Setiap tegangan yang terjadi disertai oleh nilai deformasi. Bila deformasi terjadi pada elemen-elemen yang berdampingan dengan tingkat keseragaman yang sama, maka pada bahan-bahan isotropik tidak akan terjadi tegangan tambahan selain yang diberikan oleh persamaan 2.2 dan 2.4. Ketika keseragaman dari luas penampang pada struktur berbeban aksial berbeda maka suatu gangguan pada tegangan dapat terjadi. Hal ini disebabkan oleh status deformasi pada elemen-elemen yang berbatasan harus kontinu secara fisis. Struktur tersebut harus meregang atau menciut dengan besaran yang sama. Deformasi yang dihasilkan dipengaruhi oleh sifat-sifat bahan E , G , dan ν serta gaya yang terjadi pada struktur. Metode untuk mendapatkan distribusi tegangan yang terjadi dibahas dalam teori elastisitas matematis. Untuk menyelesaikan persoalan konsentrasi tegangan dilakukan dengan pendekatan numerik yang dirumuskan dengan metode elemen hingga untuk menentukan distribusi tegangan.

Pada Gambar 2.16(a) ditunjukkan sebuah balok pendek yang dibebani dengan gaya sebesar P . Masalah ini dapat diselesaikan dengan persamaan 2.17. Secara kualitatif, nilai regangan haruslah maksimum disekitar gaya terpakai sehingga nilai tegangan yang terjadi maksimum. Hasil untuk nilai distribusi tegangan normal pada berbagai irisan yang terjadi ditunjukkan pada Gambar 2.16(b), 2.16(c), dan 2.16(d).



Gambar 2.16 Distribusi tegangan di sekitar gaya terpusat (Popov, 1984)

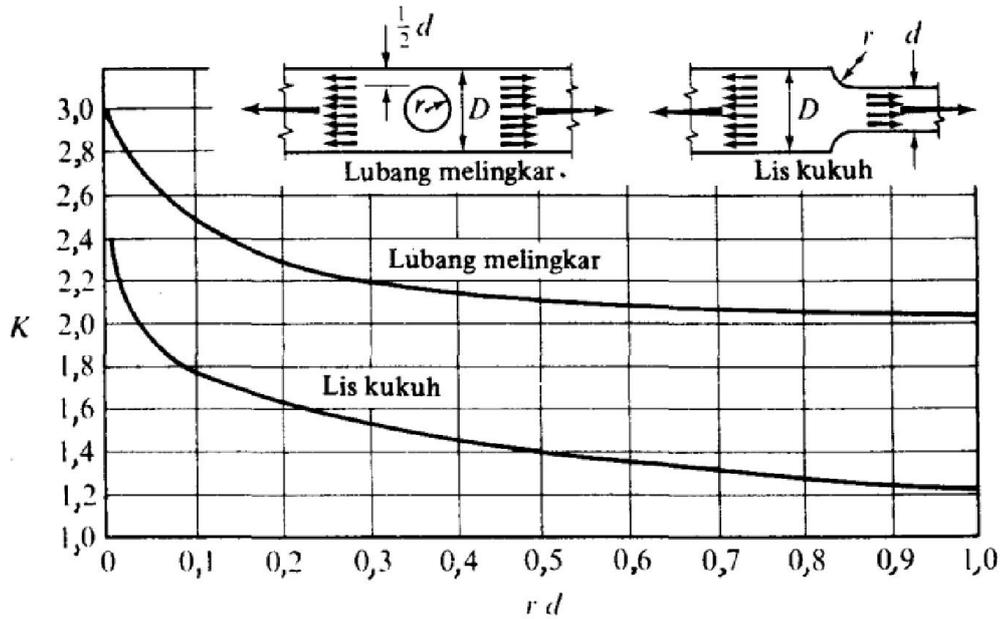
Dari Gambar 2.17 diperlihatkan bahwa puncak tertinggi pada tegangan normal pada setiap irisan letak dekat dengan gaya terpakai. Untuk menentukan besarnya nilai tegangan puncak maka dikembangkan skema yang sesuai. Skema ini secara sederhana terdiri dari perhitungan tegangan dengan persamaan-persamaan elementer (seperti persamaan 2.2 dan 2.4) dan kemudian mengalikan hasil perhitungan tegangan dengan sebuah angka yang disebut faktor konsentrasi tegangan (*stress concentration factor*).

$$\sigma_{max} = K \frac{P}{A} \dots\dots\dots (2.17)$$

keterangan:

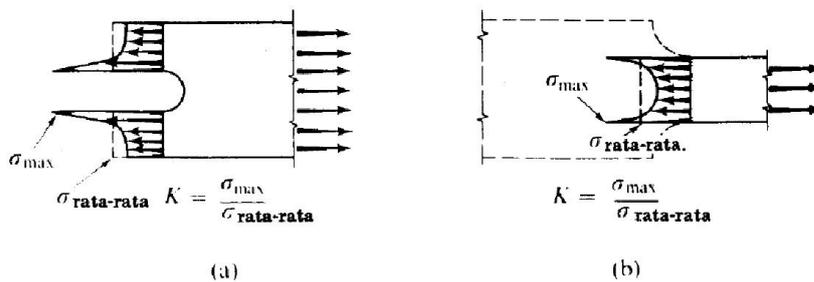
- σ = Tegangan normal maksimum (N/mm²)
- K = Faktor konsentrasi tegangan
- P = Gaya yang bekerja (N)
- A = Luas penampang (mm²)

Pada Gambar 2.16(d) bagian puncak sebesar seperempat lebar bagian konstruksi, K = 2.575 sehingga $\sigma_{max} = 2,575 \sigma_{rata-rata}$



Gambar 2.17 Faktor konsentrasi tegangan dengan pembebanan Tarik (Popov, 1984)

Gambar 2.17 merupakan dua faktor konsentrasi tegangan dengan pembebanan aksial. Yang dimaksud lubang melingkar adalah struktur berbentuk silinder dengan ukuran diameter yang sama pada semua sisi dan dilubangi tegak lurus dengan sumbu longitudinal. Lis kukuh merupakan struktur silinder dengan diameter yang berbeda pada ujungnya. Dari kedua struktur tersebut diperoleh bahwa perubahan bentuk dan ukuran akan menimbulkan konsentrasi tegangan pada bagian yang berbatasan seperti ditunjukkan pada Gambar 2.18.

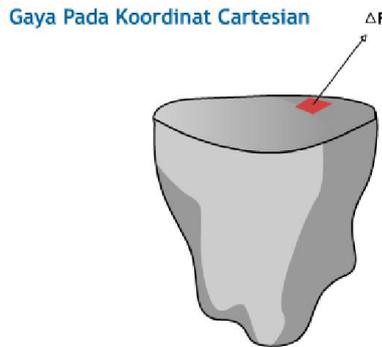


Gambar 2.18 Faktor konsentrasi tegangan K dalam bentuk perbandingan tegangan (Popov, 1984)

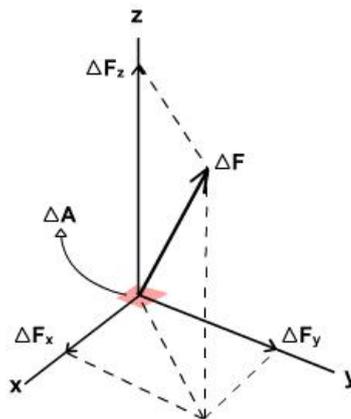
Gambar 2.18 memperlihatkan tegangan maksimum terjadi pada bagian penampang yang mengalami perubahan bentuk sehingga besarnya tegangan maksimum dipengaruhi nilai K.

2.2.17. Transformasi Tegangan

Dengan mengubah orientasi sebuah elemen, tegangan pada suatu titik dapat digambarkan dengan cara yang tak berhingga banyaknya, yang nilainya setara. Lebih lanjut, bidang-bidang dengan nilai-nilai maksimum dan minimum juga dapat ditentukan. Untuk melakukan transformasi tegangan, sebuah gaya internal yang diperoleh dari metode irisan dan bekerja pada sebuah luasan seperti pada Gambar 2.19. Kemudian, gaya tersebut diletakkan pada sumbu koordinat cartesian diuraikan menjadi 3 komponen gaya seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.20. Dari masing-masing komponen gaya, dapat dirumuskan persamaan 2.18, 2.19, dan 2.20.



Gambar 2.19 Irisan benda yang diberi gaya (Popov, 1984)
Gaya Pada Koordinat Cartesian



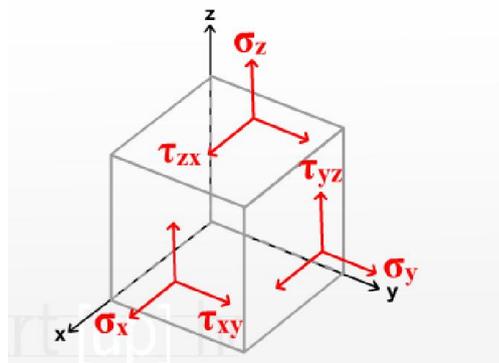
Gambar 2.20 Koordinat cartesian gaya (Popov, 1984)

$$\sigma_z = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta F_z}{\Delta A} \right) \dots\dots\dots (2.18)$$

$$\tau_x = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta F_x}{\Delta A} \right) \dots\dots\dots (2.19)$$

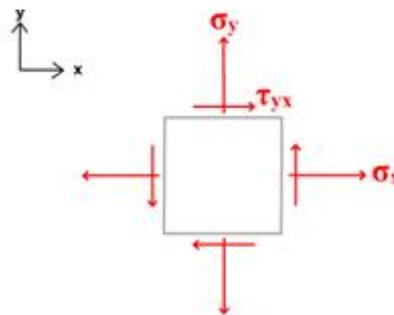
$$\tau_y = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta F_y}{\Delta A} \right) \dots \dots \dots (2.20)$$

Selanjutnya, ambil sebuah elemen kecil dari irisan benda dan letakkan pada sumbu koordinat cartesian. Pada elemen tersebut, terdapat 3 buah tegangan di setiap sisinya (*general state of stress*), tetapi tegangan ini memiliki harga yang sama dan memiliki 6 buah komponen tegangan seperti Gambar 2.21.



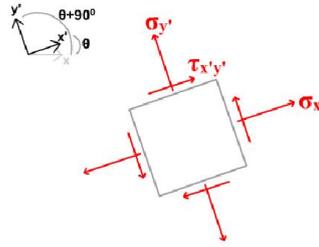
Gambar 2.21 *General state of stress* (Popov, 1984)

Untuk memudahkan analisis maka elemen tersebut akan dilihat pada sumbu x-y dan hanya dengan 3 tegangan yaitu σ_x , σ_y , dan τ_{xy} yang disebut *state of stress 2D* pada Gambar 2.22.



Gambar 2.22 *State of stress 2D* (Popov, 1984)

Dengan memindahkan sumbu xy ke sumbu x'y' dengan sudut sebesar θ seperti pada Gambar 2.23, diperoleh persamaan transformasi tegangan seperti yang ditunjukkan pada persamaan 2.21 adalah:



Gambar 2.23 Pergeseran xy menuju $x'y'$ (Popov, 1984)

$$\sigma_{x'} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta \dots\dots\dots (2.21)$$

$$\sigma_{y'} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos 2\theta - \tau_{xy} \sin 2\theta \dots\dots\dots (2.22)$$

$$\tau_{x'y'} = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta \dots\dots\dots (2.23)$$

Tegangan prinsipal adalah tegangan normal maksimum yang bekerja pada sebuah elemen ketika harganya sama dengan nol. Untuk memperoleh tegangan prinsipal maka sumbu kerja tegangan ditransformasikan sebesar θ_p . Persamaan 2.24 merupakan sudut yang menentukan bidang dengan tegangan normal maksimum dan minimum, sedangkan persamaan 2.25 dan 2.26 adalah besarnya tegangan normal dan regangan normal yang memiliki nilai maksimum minimum.

$$\tan 2\theta_p = \frac{\tau_{xy}}{(\sigma_x - \sigma_y)/2} \dots\dots\dots (2.24)$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \dots\dots\dots (2.25)$$

$$\epsilon_{1,2} = \frac{\epsilon_x + \epsilon_y}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\epsilon_x - \epsilon_y)^2 + \gamma_{xy}^2} \dots\dots\dots (2.26)$$

Untuk besarnya sudut, tegangan, dan regangan geser maksimum minimum ditunjukkan pada persamaan 2.27, 2.28, dan 2.29.

$$\tan 2\theta_p = -\frac{(\sigma_x - \sigma_y)/2}{\tau_{xy}} \dots\dots\dots (2.27)$$

$$\tau_{1,2} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \dots\dots\dots (2.28)$$

$$\frac{\gamma_{max}}{2} = \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\epsilon_x - \epsilon_y)^2 + \gamma_{xy}^2} \dots\dots\dots (2.29)$$

2.2.18. Kekuatan Ultimat (*Ultimate Strength*)

Secara sederhana, (*ultimate strength* atau *ultimate stress*) adalah nilai yang menunjukkan ketahanan material menghadapi gaya atau tegangan. Nilai kekuatan ultimat diperoleh dari percobaan di laboratorium. Material diberi beban secara berkala sampai akhirnya patah. Beban yang diperlukan untuk merusak material tersebut kemudian dibagi dengan luas penampang material sebelum mengalami pengujian. Hasil dari pembagian tersebut adalah kekuatan ultimat.

2.2.19. Kekuatan Luluh (*Yield Strength*)

Sama dengan kekuatan ultimat, nilai kekuatan luluh (*yield strength*) juga diperoleh dari percobaan di laboratorium. Perbedaannya, kekuatan luluh adalah tegangan yang terjadi di titik material berhenti mengalami deformasi elastis. Saat tegangan yang diberikan mencapai nilai kekuatan luluh, material tidak sampai patah, hanya saja akan mulai berdeformasi secara plastis dan tidak dapat kembali ke bentuk semula, kecuali material tersebut sangat rapuh.

2.2.20. Tegangan Ijin (*Allowable Stress*)

Tegangan ijin (*allowable stress*) adalah besar tegangan untuk desain yang nilainya dibuat lebih kecil dari kekuatan ultimat, atau pada perhitungan lain kekuatan luluh material. Hal ini karena besar eksak gaya yang bekerja pada desain jarang diketahui secara pasti. Berbagai proses yang dialami material dapat meninggalkan tegangan residu dan hal-hal yang sulit diprediksi.

2.2.21. Faktor Keamanan (*Safety Factor*)

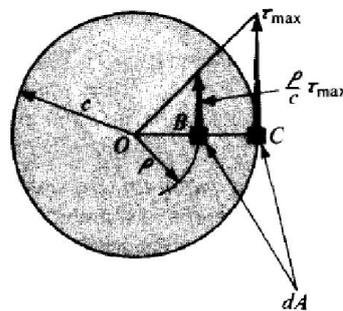
Secara umum, menurut Popov (1984), faktor keamanan atau *safety factor* adalah rasio dari kekuatan ultimat dan tegangan ijin. Ada beberapa rumusan lain yang menjelaskan faktor keamanan, salah satunya menggunakan kekuatan luluh atau *yield strength* menggantikan kekuatan ultimat. Secara bawaan, *software* Autodesk Inventor menggunakan tegangan luluh, walaupun dapat diganti ke

kekuatan ultimat. Karena tidak diinginkan deformasi permanen pada desain, penggunaan kekuatan luluh dipertahankan.

Faktor keamanan dibuat untuk berjaga-jaga dari hal yang mungkin terjadi tapi tidak terprediksi dalam desain. Nilai faktor keamanan harus lebih besar dari 1. Faktor keamanan yang lebih kecil dari 1 berarti desain tidak aman, atau kekuatan desain terlalu kecil dibanding yang diperlukan. Akan tetapi, nilai yang terlalu tinggi juga tidak baik karena akan berpengaruh pada biaya yang dikeluarkan untuk material desain.

2.2.22. Momen Puntir (*Torque*)

Torsi adalah suatu puntiran pada sebuah batang yang disebabkan oleh gaya dengan jarak sebesar c dari sumbu longitudinal, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.24 dan persamaan 2.30.



Gambar 2.24 Variasi tegangan akibat torsi pada silinder pejal (Popov,1984)

Torsi yang terjadi pada poros menyebabkan tegangan geser. Tegangan geser sebesar nol terjadi pada sumbu dan maksimum pada permukaan luar poros seperti yang ditunjukkan pada persamaan 2.31 dan Gambar 2.25.

$$T = F \cdot c \dots\dots\dots (2.30)$$

keterangan:

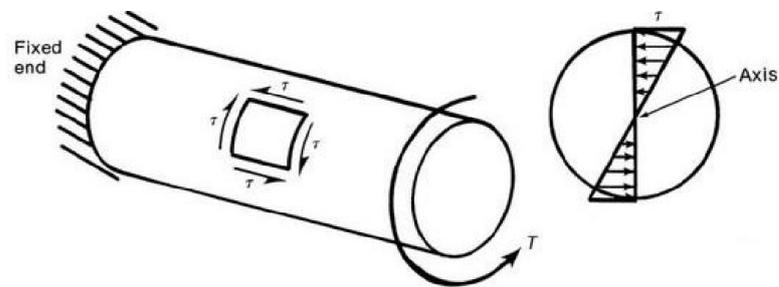
- T = Torsi (N.mm)
- F = Gaya yang bekerja (N)
- c = Jarak dari sumbu poros (mm)

$$\tau = \frac{T \cdot c}{I} \dots\dots\dots (2.31)$$

keterangan:

- τ = Tegangan geser pada poros (N/mm²)
 T = Torsi (N.mm)
 c = Jarak dari sumbu poros (mm)
 I = Momen inersia (mm⁴)

Torsi pada poros akan menyebabkan adanya simpangan yang terjadi pada poros dinyatakan dalam sudut (°) seperti pada Gambar 2.25 dan persamaan 2.32.



Gambar 2.25 Sudut geser akibat momen puntir (Zainuri, 2010)

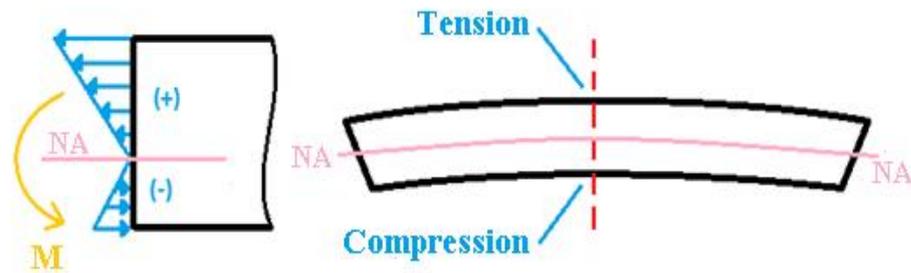
$$\theta = \frac{T \cdot L}{I \cdot G} \dots\dots\dots (2.32)$$

keterangan:

- θ = Sudut geser (°)
 T = Torsi (N.mm)
 L = Panjang poros (mm)
 I = Inersia polar (mm⁴)
 G = Modulus Geser (N/mm²)

2.2.23. Momen Bending

Momen bending merupakan tegangan yang terjadi akibat momen lentur yang bekerja pada benda. Momen bending menyebabkan terjadi tegangan tarik pada bagian atas dan tegangan tekan pada bagian bawah benda. Pada bagian sumbu merupakan bagian yang memiliki tegangan geser akibat momen bending sebesar 0, sehingga semakin besar jarak dari sumbu maka menyebabkan nilai tegangan akan meningkat. Momen bending ditunjukkan pada Gambar 2.26.



Gambar 2.26 Momen bending (Zainuri, 2010)

Rumus untuk momen bending ditunjukkan pada persamaan 2.33.

$$\frac{M}{I} = \frac{\sigma_b}{y} \dots \dots \dots (2.33)$$

keterangan:

- M = Momen bending (N.mm)
- I = Momen inersia (mm⁴)
- σ_b = Tegangan bending (MPa)
- y = Jarak dari sumbu netral ke permukaan luar / jari-jari (mm)

Untuk poros pejal, momen inersia dinyatakan dengan persamaan 2.34.

$$I = \frac{\pi}{64} \times d^4 \dots \dots \dots (2.34)$$

keterangan:

- d = Diameter poros (mm)

Dengan substitusi persamaan 2.34 ke persamaan 2.33, didapatkan persamaan 2.35.

$$M = \frac{\pi}{32} \times \sigma_b \times d^3 \dots \dots \dots (2.35)$$

keterangan:

- M = Momen bending (N.mm)
- I = Momen inersia (mm⁴)
- σ_b = Tegangan bending (MPa)
- d = Diameter poros (mm)

2.2.24. Beban Kombinasi antara Momen Bending dan Momen Puntir

Jika poros menerima momen torsi dan momen bending maka analisis dilakukan dengan beban secara simultan (bersamaan). Dua teori berikut sangat penting diketahui dalam perancangan :

1. Teori tegangan geser maksimum atau teori Guest yang digunakan untuk material yang ulet seperti baja karbon.
2. Teori tegangan normal maksimum atau teori Rankin yang digunakan untuk material getas seperti besi cor.

Tegangan geser maksimum dalam poros adalah :

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_b)^2 + 4\tau^2} \dots\dots\dots (2.36)$$

Diketahui bahwa torsi untuk poros pejal adalah:

$$T = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3 \dots\dots\dots (2.37)$$

Dan momen bending :

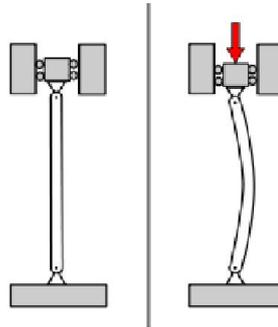
$$M = \frac{\pi}{32} \times \sigma_b \times d^3 \dots\dots\dots (2.38)$$

Substitusi nilai τ dari persamaan 2.36 dan nilai σ_b dari persamaan 2.38, didapatkan:

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2} = \frac{16}{\pi d^3} [\sqrt{M^2 + T^2}] \dots\dots\dots (2.39)$$

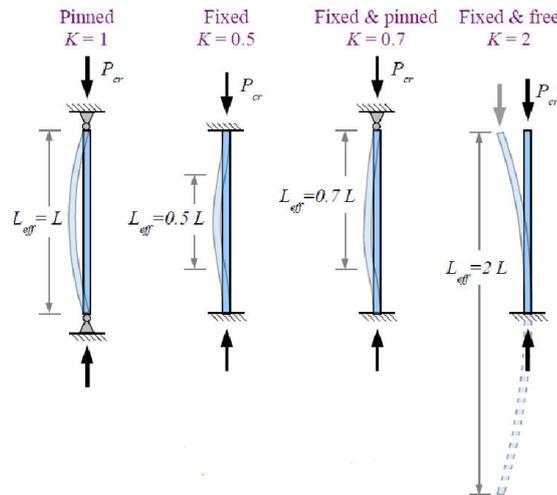
2.2.25. Buckling

Buckling adalah kegagalan yang diakibatkan oleh ketidakstabilan suatu elemen struktur yang dipengaruhi oleh gaya (beban tekuk). Beban tekuk adalah beban yang menyebabkan suatu kolom menekuk, beban ini disebut dengan beban kritis. *Buckling* terjadi pada struktur elemen dengan bentuk luas penampang yang konstan dan panjang, seperti ditunjukkan pada Gambar 2.27. Gambar 2.27 menunjukkan sebuah kolom panjang dengan luas penampang yang konstan diberi beban maka kolom tersebut akan bengkok akibat beban yang diterimanya lebih dari beban kritis.



Gambar 2.27 *Buckling* pada kolom (Popov, 1984)

Penahan pada ujung kolom terdapat beberapa jenis yang menghasilkan tekukan dengan faktor panjang efektif (K) dan panjang efektif (L) yang berbeda-beda seperti ditunjukkan pada Gambar 2.28.



Gambar 2.28 Nilai L dan nilai K pada berbagai jenis ujung kolom (Popov, 1984)

Dengan menggunakan persamaan Euler diperoleh rumus untuk beban kritis pada kolom seperti persamaan 2.40, tegangan kritis pada kolom ditunjukkan pada persamaan 2.41.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \dots \dots \dots (2.40)$$

keterangan:

- P = Beban kritis (N)
- E = Modulus elastisitas (MPa)
- I = Momen inersia (mm⁴)
- K = Faktor panjang efektif (mm)
- L = Panjang efektif (mm)

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r_G}\right)^2} \dots\dots\dots (2.41)$$

keterangan:

- σ_{cr} = Tegangan kritis (MPa)
- E = Modulus elastisitas (MPa)
- K = Faktor panjang efektif (mm)
- L = Panjang efektif (mm)
- r_G = Jari-jari girasi (mm)

2.2.26. Teori Tegangan Geser Maksimum (Tresca)

Teori tegangan maksimum merupakan hasil pengamatan pada material lunak/ulet. Deformasi terjadi selama peluluhan (*yielding*) sepanjang bidang yang mengalami tegangan kritis. Dianggap bahwa peluluhan bahan tersebut tergantung pada tegangan geser maksimum yang dicapai dalam sebuah elemen. Ketika harga kritis tertentu (τ_{cr}) tercapai maka peluluhan pada suatu elemen tersebut mulai terjadi. Menurut persamaan 2.42, bila $\sigma_x = \pm \sigma_1 \neq 0$, dan $\sigma_y = \tau_{xy} = 0$.

$$\tau_{max/min} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \dots\dots\dots (2.42)$$

Maka,

$$\tau_{max} = \tau_{cr} = \left| \pm \frac{\sigma_1}{2} \right| = \frac{\sigma_{yp}}{2} \dots\dots\dots (2.43)$$

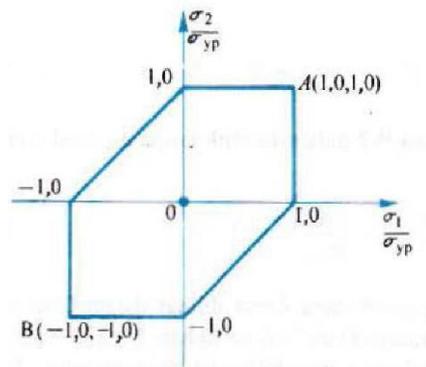
σ_{yp} merupakan tegangan luluh yang diperoleh dari pengujian tarik material, sehingga tegangan geser maksimum yang bersangkutan besarnya adalah setengah.

Untuk menggunakan kriteria tegangan geser maksimum pada suatu status tegangan pada suatu sumbu ganda tertentu, harus ditentukan dahulu tegangan geser maksimumnya. Tegangan geser maksimum yang diperoleh kemudian disamakan dengan τ_{max} yang diberikan oleh persamaan 2.43. Dengan menyatakan tegangan geser maksimum untuk status tegangan yang diberikan dalam bentuk tegangan utama, kemudian menghilangkan angka 2 yang ada pada penyebut, maka diperoleh kriteria luluh sebagai berikut:

$$|\sigma_1| \leq \sigma_{yp} \text{ dan } |\sigma_2| \leq \sigma_{yp} \dots\dots\dots (2.44)$$

$$|\sigma_1 - \sigma_2| \leq \sigma_{yp} \dots\dots\dots (2.45)$$

Persamaan 2.44 berlaku apabila σ_1 dan σ_2 mempunyai tanda yang sama, sedangkan persamaan 2.45 berlaku apabila σ_1 dan σ_2 mempunyai tanda yang berlawanan. Untuk tegangan-tegangan utama yang berlawanan tanda maka tegangan geser terbesar diberikan oleh $(\sigma_1 - \sigma_2)/2$. Pada Gambar 2.29 menunjukkan σ_1 dan σ_2 sebagai koordinat sebuah titik pada daerah tegangan $\sigma_1 - \sigma_2$.



Gambar 2.29 Kriteria luluh berdasarkan tegangan geser maksimum (Popov, 1984)

Tegangan yang berada di dalam segienam pada Gambar 2.29 tidak terjadi peluluhan pada bahan. Ketika tegangan yang terjadi menyentuh titik-titik pada segienam memperlihatkan bahwa bahan tersebut sedang mengalami peluluhan.

2.2.27. Teori Distorsi Energi Maksimum (Von Mises)

Kriteria lain mengenai peluluhan bahan isotropik yang ulet yang diterima secara luas adalah berdasarkan konsep energi. Pada pendekatan ini energi elastis total dibagi menjadi dua bagian yaitu yang berhubungan dengan perubahan volumetrik bahan dan penyebab distorsi (gangguan) geser pada bahan. Dengan menyamakan energi distorsi geser pada titik luluh dalam pengaruh tegangan tarik sederhana dan di bawah pengaruh tegangan gabungan, kita dapat membuat kriteria luluh untuk tegangan gabungan.

Syarat luluh untuk bahan plastis secara ideal di bawah status tegangan triaksial dapat diperoleh dalam bentuk tegangan utama sebagai berikut:

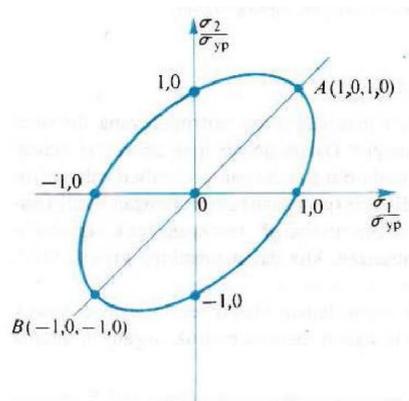
$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_3 - \sigma_2)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2\sigma_{yp}^2 \dots\dots\dots (2.46)$$

Untuk tegangan bidang $\sigma_3 = 0$, maka persamaan 2.46 dalam bentuk tanpa dimensi menjadi:

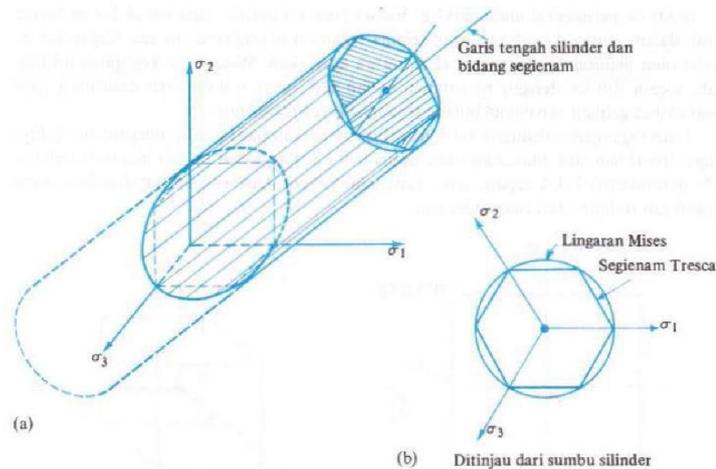
$$\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{yp}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_1}{\sigma_{yp}} \frac{\sigma_2}{\sigma_{yp}}\right) + \left(\frac{\sigma_2}{\sigma_{yp}}\right)^2 = 1 \dots\dots\dots (2.47)$$

Persamaan 2.47 merupakan sebuah elips, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.30. Tegangan yang terletak di dalam ellips menunjukkan bahwa bahan bersifat ulet sedangkan titik pada ellips menunjukkan bahan dalam keadaan meluluh ditunjukkan pada Gambar 2.30. Gambar 2.30 merupakan penafsiran yang sama dari Gambar 2.29.

Teori ini tidak memperkirakan perubahan bahan tersebut apabila ditambah tegangan tarik atau tekan hidrostatik. Persamaan 2.47 menunjukkan hanya perbedaan tegangan yang terdapat pada persamaan tersebut, sehingga penambahan tegangan yang konstan pada masing-masing tidak mempengaruhi syarat luluh, oleh karena itu permukaan luluh berbentuk silinder. Besarnya sudut kosinus dari ketiga arah dengan sumbunya adalah sama yaitu $1/\sqrt{3}$. Silinder ditunjukkan pada Gambar 2.31. Ellips dalam Gambar 2.30. merupakan potongan antara silinder dengan bidang $\sigma_1 - \sigma_2$



Gambar 2.30 Kriteria luluh berdasarkan energi distorsi maksimum (Popov, 1984)



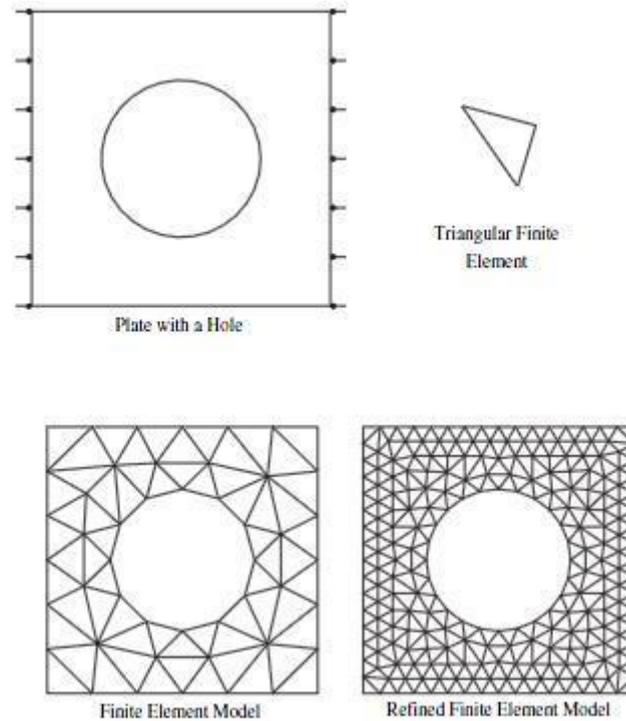
Gambar 2. 31. Permukaan luluh untuk status tegangan tiga dimensi (Popov, 1984)

2.2.28. Metode Elemen Hingga (*Finite Element Methode*)

Finite Element Methode (FEM) atau yang biasa disebut dengan *Finite Element Analysis* (FEA) adalah prosedur numeris yang dapat dipakai untuk menyelesaikan masalah-masalah dalam bidang rekayasa (*engineering*), seperti analisis tegangan pada struktur, perpindahan panas, elektromagnetis, dan aliran fluida. Metode ini digunakan dalam masalah-masalah rekayasa dimana *exact solution/analytical solution* tidak dapat menyelesaikannya. Kerja dari FEM adalah dengan membagi suatu benda yang akan dianalisa menjadi beberapa bagian dengan jumlah hingga (*finite*). Bagian-bagian dari tiap elemen dihubungkan dengan nodal (*node*). Kemudian dibangun persamaan matematika yang menjadi representasi benda tersebut. Gambar 2.32 adalah proses pembagian benda menjadi beberapa bagian disebut *meshing*.

Pada tahun 1954, Argyris dan Kelsey mengembangkan analisa struktur metode matrik menggunakan metode energi. Pengembangan ini menunjukkan pentingnya pendekatan prinsip energi dalam penyelesaian persamaan-persamaan metode elemen hingga. Istilah *finite element* diperkenalkan oleh Clough (1960) saat menggunakan elemen segitiga dan segi empat dalam analisa tegangan bidang (*plane stress analysis*). Hingga tahun 1950-an, metode matriks dan metode elemen hingga sulit digunakan dalam menyelesaikan persamaan-persamaan yang

kompleks sehingga tidak praktis ketika digunakan, dengan hadirnya computer maka perhitungan dari penyelesaian persamaan dari sistem struktur dapat diselesaikan dengan cepat (Handayanu,2006).



Gambar 2.32 Meshing pada *plate* (MechanicalBrothers, 2011)

2.2.29. Autodesk Inventor

Autodesk Inventor adalah *software* yang dikembangkan oleh perusahaan asal Amerika, Autodesk. Autodesk Inventor adalah *software* CAD (*Computer-Aided Design*) yang berguna untuk memudahkan perancangan dan simulasi desain 3D. Autodesk Inventor sudah diluncurkan dari tahun 1999 dan terus dikembangkan hingga ke versi terbarunya Autodesk Inventor 2018. Dalam perancangan ini, versi yang digunakan adalah Autodesk Inventor Professional 2015 dan 2018.