

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka

Solidwork memiliki aplikasi-aplikasi yang memudahkan pengguna untuk merancang sebuah objek 3D. Jika dibandingkan dengan *software-software* yang telah banyak digunakan dalam perancangan 3D, merancang 3D dengan Solidwork relatif lebih mudah dan lebih cepat. Solidwork memiliki keunggulan sendiri dibandingkan dengan *software* yang telah biasa digunakan. Beberapa aplikasi yang terdapat di Solidwork yaitu “*Part*” adalah sebuah object 3D yang terbentuk dari *feature – feature*. Sebuah *part* bisa menjadi sebuah komponen pada suatu assembly, dan juga bisa digambarkan dalam bentuk 2D pada sebuah *drawing*. *Feature* adalah bentuk dan operasi – operasi yang membentuk *part*. *Base feature* merupakan feature yang pertama kali dibuat. “*Assembly*” adalah sebuah *document* dimana *parts*, *feature* dan *assembly* lain (*Sub Assembly*) dipasangkan/ disatukan bersama. *Drawing* adalah *templates* yang digunakan untuk membuat gambar kerja 2D/2D engineering Drawing dari *single component (part)* maupun *Assembly* yang sudah dibuat. Dengan keunggulan-keunggulan yang memang khusus dibuat untuk merancang 3D, diharapkan penggunaan *software* solidwork dapat mempermudah dalam merancang sebuah gambar 3D. (Suraj Nurholi dan Djauhar Manfaat, 2013)

Rangka merupakan bagian yang paling penting dari sepeda, keergonomisan sepeda sangat ditentukan dari perancangan bentuk dan dimensi rangka. Bentuk

rangka dituntut untuk memenuhi aspek kenyamanan dengan tidak mengabaikan faktor kekuatan rangka sepeda itu sendiri. Kekuatan rangka merupakan suatu hal yang harus menjadi perhatian utama, karena kekuatan dari rangka sangat mempengaruhi keamanan pengendara. (Hendra Saputra dan Riza Ahmad Zulkarnain, 2015)

2.2 Sepeda

2.2.1 Sepeda Gunung

Sepeda gunung adalah sepeda yang digunakan dalam medan yang berat. Pertama kali diperkenalkan pada tahun 1970, oleh pengguna sepeda di perbukitan San Fransisco. Ketika pertama kali dipamerkan pada *New York Bike Show* pada tahun 1981, penemu sepeda gunung mengatakan bahwa sepeda jenis ini tidak akan pernah populer. Kenyataannya 80% sepeda yang terjual di Amerika Serikat adalah jenis ini. Sepeda gunung adalah jenis sepeda yang pertama kali dinaiki sampai ke puncak gunung Kilimanjaro, titik tertinggi di benua Afrika, 5.895 m.

Sejak saat itu dunia mengenal sepeda gunung ini. Ciri-cirinya adalah ringan, bentuk kerangka yang terbuat dari baja, aluminium dan yang terbaru menggunakan bahan komposit serat karbon (*carbon fiber reinforced plastic*) dan menggunakan *shock breaker* (peredam guncangan). Sedangkan ban yang dipakai adalah yang memiliki kemampuan untuk mencengkeram tanah dengan kuat. Sepeda gunung memiliki 18-30 *gear* pindah yang berguna untuk mengatur kecepatan dan kenyamanan dalam mengayuh pedalnya. Sepeda

gunung dengan 30 *gear* berarti memiliki crankset depan dengan 3 piringan dan *cassette sprocket* dengan 10 piringan, sehingga $3 \times 10 = 30$ tingkat kecepatan yang berbeda.



Gambar 2.1 Sepeda Polygone Syncline 5 Black.

(sumber : <http://www.polygonbikes.com/id/bikes/description/2017-syncline-5-black#features>)

2.2.2 Rangka Sepeda

Rangka sepeda berguna sebagai penyangga utama menjadi tempat berpusatnya semua resultasi gaya dari komponen. Pada kondisi jalan yang rata gaya aksi reaksi didefinisikan sebagai beban minimum. Sedangkan pada kondisi jalan yang bergelombang atau sedang terjadi benturan kondisi beban didefinisikan sebagai beban maksimum. Kondisi pembabatan seperti ini berlangsung secara berulang, hingga material rangka sepeda mengalami kelelahan (*fatigue*) kemudian terjadi kegagalan (*failure*).

Kegagalan yang disebabkan kelelahan material sangat membahayakan, karena kelelahan mengakibatkan patah yang terjadi tanpa diawali deformasi pada material tersebut. Beberapa hal yang menyebabkan kelelahan terjadi lebih

cepat, yaitu beban maksimum yang lebih tinggi, variasi atau fluktuasi tegangan yang cukup besar. Selain itu variabel lain yang menyebabkan terlalu cepat terjadi kelelahan seperti konsentrasi tegangan, korosi, suhu, tegangan sisa dan geometri dari rangka itu sendiri. Namun pada kondisi sebenarnya bentuk geometri dari rangka sepeda sangatlah penting, karena geometri sepeda menentukan kenyamanan dari sepeda itu sendiri. Sehingga untuk melakukan optimasi *fatigue* dari rangka sepeda tidak bisa dilakukan dengan mengubah geometri. Optimasi hanya dapat dilakukan dengan optimasi pada daerah tegangan kritis pada rangka sepeda.

(Sumber:<http://digilib.its.ac.id/public/ITS-Undergraduate-11046-Paper.pdf>)

2.2.3 Geometri Rangka Sepeda

Geometri adalah cabang ilmu matematika yang mempelajari tentang hubungan antara titik-titik, garis-garis, bidang-bidang serta bangun datar dan bangun ruang solid. Jadi geometri rangka sepeda adalah suatu titik-titik , garis-garis dalam bangun ruang bidang solid yang menentukan ukuran pada rangka sepeda yang berfungsi sebagai gambar rangka dalam sebuah perancangan untuk menentukan ukuran gaya penggunaan jenis rangka sepeda, dan mengetahui ukuran yang akan digunakan oleh si pengendara sepeda.

Ukuran sepeda yang tepat akan menentukan kenyamanan pengendara. Semahal secanggih apapun teknologi sepeda yang dimiliki, jika ukurannya tidak sesuai dengan postur tubuh, efek yang diberikan justru sebaliknya, aktifitas bersepeda kurang nyaman dan tidak efisien.

Tabel ukuran *frame* sepeda yang dianjurkan sesuai dengan tinggi badan penggunanya.

Tabel ukuran 2.1 (sumber :thingsbike.com)

Tinggi Badan	Ukuran Frame	Size
Centimeter	Centimeter	
148-152	47-48	XXS
152-160	49-50	XS
160-168	51-53	S
168-175	54-55	M
175-183	56-58	L
183-191	58-60	XL
191-198	61-63	XXL

Setiap jenis sepeda memiliki geometri sepeda yang berbeda dari ukuran, dan proporsi tinggi tubuh pengendara yang berbeda-beda juga. Geometri pada rangka sepeda diantaranya yaitu:

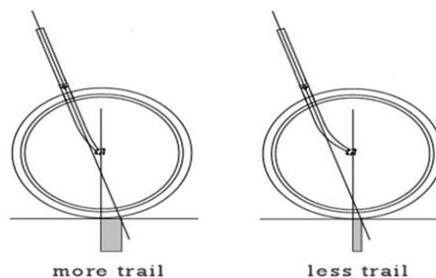
a. *Head tube angle* (sudut kepala tabung)

Head tube angle dikenal sebagai sumbu kemudi, ini stabilitas sudut pengaruh dalam kombinasi dengan garpu diimbangi dengan mengontrol roda "*wheel flop*", atau tendency untuk mengubah roda ketika membungkuk. Keuntungan *head tube angle* curam akan membuat pengendara lebih tegak dan mengambil sedikit usaha untuk memutar roda

depan, terutama jika dipergunakan pada medan perbukitan seperti sepeda gunung. Sebuah *head tube angle* dangkal jika si pengemudi terlalu cepat mengubah sudut belok maka akan terlalu susah untuk mengimbangi sepeda.

Head tube angle berkisar dari $71,5^\circ$ ke $74,5^\circ$. Secara umum, dengan menyapu garpu yang tepat untuk menghasilkan jejak 55-60 mm jejak, sudut kepala dalam kisaran ini cukup stabil pada kecepatan tinggi. Sepeda dengan sudut kepala yang curam sedikit lebih lincah, atau memerlukan sedikit usaha untuk mengarahkan. Pengendara biasanya sangat baik beradaptasi dengan berbagai sepeda sudut kepala jika mereka memiliki jejak yang tepat.

b. *Fork Rake and Trail*



Gambar 2.2 More trail dan less trail

(sumber: www.cyclingabout.com)

Fork Rake juga dikenal sebagai *Offset*, yang lebih akurat menggambarkan hubungan *offset* dari sumbu kemudi. *More trail* setara dengan kemudi yang lebih cepat, secara efektif membuat si pengemudi sepeda merasa lebih lincah, ketika dikendalikan dengan tangan saat

membelok. *Less trail* setara dengan kemudi yang lebih lambat, memberikan stabilitas pada kecepatan tinggi dan membuat si pengemudi sepeda merasa seperti dikemudikan dengan pinggul.

c. *Chainstay Length*

Salah satu pengukuran yang lebih penting pada sepeda gunung adalah panjang *chainstay*. Sebuah *chainstay* lebih pendek akan membawa roda belakang dekat ke pusat sepeda, dan akan membuat lebih mudah untuk *loft* ujung depan rintangan. Secara manual roda akan menjadi maju pada sepeda *chainstay* pendek, dan lebih sulit. Panjang *Chainstay* juga mempengaruhi *wheelbase* keseluruhan sepeda. Sebuah *wheelbase* lebih pendek akan memungkinkan untuk bergantian ketat, sementara *wheelbase* lebih panjang dapat lebih stabil pada kecepatan tinggi dan pada sepeda gunung memakai geometri yang jauh lebih pendek.

d. *Wheelbase*

Sebuah *wheelbase* yang lebih panjang memberikan pengendalian yang lebih stabil dan nyaman.

e. *Bottom Bracket Drop*

Bawah penurunan *bracket* menentukan seberapa tinggi engkol duduk dari tanah. Sebuah hasil *crankset* lebih rendah di ketinggian sadel yang lebih rendah dan karena pusat gravitasi yang lebih rendah. *Bottom bracket* penurunan tampaknya telah menetap di 7 cm untuk sebagian besar sepeda

jalan. Ini cukup rendah untuk memberikan pusat gravitasi rendah namun cukup tinggi untuk memungkinkan mengayuh melalui sudut tanpa menggores pedal. 8 cm digunakan oleh beberapa pembangun dan bisa merasa lebih stabil. Tapi pengendara harus menggunakan pedal *low profile* dan engkol tidak terlalu lama. Mengayuh melalui sudut adalah berisiko dengan rendah BB drop.

f. *Seat Tube Angle*

Sudut tabung kursi tidak berbeda banyak antara sepeda touring dan sepeda gunung / cx dengan ukuran yang sama, seperti posisi mengayuh optimal tidak semua yang berbeda antara sepeda, sudut tabung kursi paling beragam.

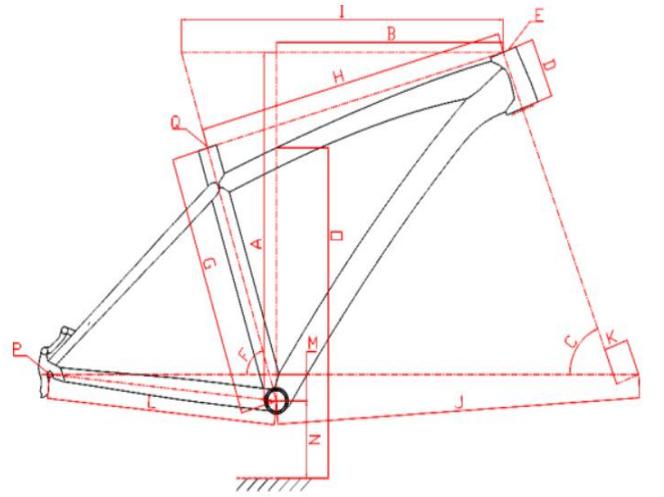
g. *Effective Top Tube Length*

Effective Top Tube Length adalah cara paling sederhana untuk menentukan ukuran sepeda. Yang mengatakan, hanya karena ETT adalah sama antara dua sepeda, tidak berarti sepeda akan memiliki jangkauan yang sama. ETT masih cenderung menjadi panduan yang baik untuk seberapa jauh pengendara akan mencapai dari pelana ke stang.

h. *Seat Tube Length*

Panjang tabung kursi tidak terlalu penting bagi kebanyakan orang dengan pengecualian jika untuk tambahan berdiri bagi pengendara (sering pengendara yang lebih kecil).

2.2.4 Geometri Sepeda merek Polygon seri XC Syncline 5 Black



Gambar 2.3 Geometri sepeda merek Polygon seri XC Syncline 5 Black

(sumber : www.polygonbikes.com)

Dibawah ini adalah tabel keterangan geometri dari Gambar sebagai berikut:

Tabel 2.2 Geometri Polygon seri XC Syncline 5 Black

Polygon seri XC Syncline 5 Black				
Keterangan	Ukuran			
	15.5	17.5	19	21
(A) Stack	579.7 mm	579.7 mm	593.7 mm	603.4 mm
(B) Reach	397.77mm	422.77 mm	443.49 mm	465.63 mm
(C) Head Tube Angle	69°	69°	69°	69°
(D) Head Tube Length	100 mm	100 mm	115 mm	125 mm
(E) Head Tube Diameter	Tapered 48/42~58/5 2 mm	Tapered 48/42~58/5 2	Tapered 48/42~58/5 2	Tapered 48/42~58/5 2
(F) Seat Tube Angle	73°	73°	73°	73°
(G) Seat Tube Length (C-T)	390 mm	440 mm	480 mm	530 mm
(H) Top Tube Actual	554.65 mm	577.63 mm	599.7 mm	625.3 mm

(I) Top Tube Effective	575 mm	600 mm	625 mm	650 mm
(J) Front Center	652 mm	676.9 mm	703 mm	728.69 mm
(K) Fork Offset	44 mm	44 mm	44 mm	44 mm
(L) Rear Center	425 mm	425 mm	425 mm	425 mm
(M) BB Height (Ground Clearance)	308.5 mm	308.5 mm	308.5 mm	308.5 mm
(N) BB Height (BB Drop/Rise)	44 Drop	44 Drop	44 Drop	44 Drop
(O) Stand Over Height	689.81 mm	707.73 mm	754.13 mm	786.97 mm
(P) Rear Wheel Axle / O.L.D	135/142 mm	135/142 mm	135/142 mm	135/142 mm
(Q) Seatpost Size	30.9 mm	30.9 mm	30.9 mm	30.9 mm

2.3 Konsep Tegangan-Regangan

Pada dasarnya tegangan dapat didefinisikan sebagai besaran gaya yang bekerja pada suatu satuan luas. Dirumuskan sebagai berikut:

$$\text{Tegangan } (\sigma) = \frac{F}{A} \text{ (Shigley dan Mitchell, 1999: 40)}$$

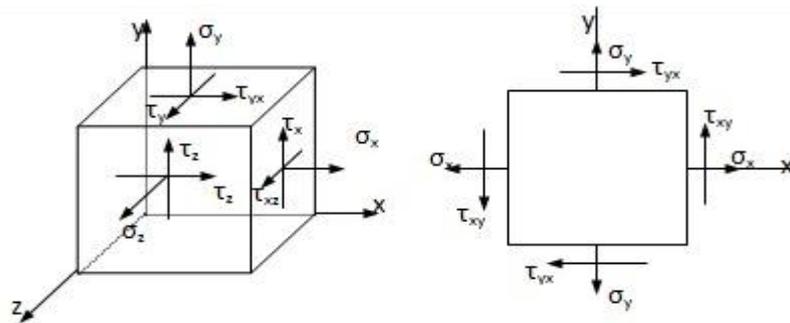
Dimana: σ : tegangan (N/m²)

F : gaya yang bekerja (N)

A : luas bidang (m²)

Pada suatu bidang yang dikenai suatu gaya akan terdapat dua jenis tegangan yang mempengaruhi bidang tersebut, yaitu tegangan normal dan tegangan geser. Tegangan normal adalah tegangan yang tegak lurus terhadap permukaan benda yang ditimbulkan oleh gaya aksial dan momen lentur. Sedangkan tegangan geser adalah tegangan yang sejajar terhadap permukaan

benda yang ditimbulkan oleh gaya geser, gaya puntir dan torsi. Bila benda tersebut mendapat gaya tersebut maka akan menghasilkan tegangan pada material benda tersebut.



Gambar 2.4 Tegangan yang bekerja pada suatu bidang

Keterangan :

σ_x : tegangan normal yang bekerja pada bidang x

σ_y : tegangan normal yang bekerja pada bidang y

σ_z : tegangan normal yang bekerja pada bidang z

τ_{xy} : tegangan geser yang bekerja pada bidang normal x dalam arah y

τ_{xz} : tegangan geser yang bekerja pada bidang normal x dalam arah z

τ_{yz} : tegangan geser yang bekerja pada bidang normal y dalam arah x

τ_{yz} : tegangan geser yang bekerja pada bidang normal y dalam arah z

Suatu tegangan normal, secara matematis dapat didefinisikan sebagai:

$$\sigma = \lim \frac{\Delta F}{\Delta A}$$

Dimana: σ :tegangan normal (N/m²)

F : gaya yang bekerja tegak lurus terhadap potongan (N)

A : luas bidang (m²)

Tegangan normal terbagi menjadi dua macam, yaitu tegangan tarik dan tegangan tekan. Tegangan tarik adalah tegangan normal yang menghasilkan suatu tarikan (*tension*) pada permukaan suatu benda, sehingga menimbulkan tegangan pada benda. Sedangkan tegangan tekan adalah tegangan normal yang menghasilkan suatu dorongan (*compression*) pada permukaan benda yang mendapat tegangan.

Komponen lain dari intensitas gaya yang bekerja sejajar dengan bidang dari luas elemen adalah merupakan tegangan geser yang dilambangkan dengan η , yang secara matematis didefinisikan sebagai :

$$\tau = \lim \frac{\Delta V}{\Delta A}$$

Dimana : τ : tegangan geser (N/m²)

V : komponen gaya yang sejajar dengan bidang elementer(N)

A : luas bidang (m²)

Regangan dinyatakan sebagai pertambahan panjang per satuan panjang. Tegangan pada suatu titik dihitung setelah regangan diukur. Hukum Hooke menyatakan bahwa dalam batas-batas tertentu, tegangan pada suatu bahan

adalah berbanding lurus dengan regangan. Dimana semakin besar tegangan yang didapat maka besar regangannya.

Secara sistematis, regangan dapat ditulis sebagai:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L} \quad (\text{Shigley dan Mitchell, 1999: 41})$$

Dimana : ε : regangan

δ : pertambahan panjang total (m)

L : panjang mula – mula (m)

Hubungan tegangan dan regangan dapat ditulis sebagai :

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (\text{Shigley dan Mitchell, 1999: 41})$$

Dimana : σ : tegangan normal (N/m²)

E : modulus elastisitas (N/m²)

ε : regangan

2.4 Teori Kegagalan Statis dan Tegangan Von Mises

Kegagalan pada suatu elemen mesin dapat terjadi dalam berbagai wujud seperti misalnya *yielding*, retak, patah, korosi, aus, dan lain-lain. Penyebab kegagalan juga bermacam-macam seperti misalnya salah desain, beban operasional, kesalahan *maintenance*, cacat material, temperatur, lingkungan, waktu, dan lain-lain. Dalam beberapa kasus kegagalan juga dapat diakibatkan oleh beban mekanis yaitu yang berhubungan dengan jenis

tegangan yang terjadi pada komponen mesin. Dengan pengetahuan yang lengkap tentang kegagalan, maka para insinyur dapat mempertimbangkan berbagai aspek penyebab kegagalan dalam perancangan sehingga diharapkan kegagalan tidak akan terjadi selama umur teknisnya.

Dalam dunia teknik dikenal beberapa teori kegagalan statik. Teori kegagalan statik dalam perkembangannya dibedakan menjadi dua kategori, yaitu teori kegagalan untuk material ulet (*ductile*) dan teori kegagalan statik untuk material getas (*brittle*). Mengingat jenis material dalam penelitian ini adalah material ulet, maka akan dibahas jenis teori kegagalan untuk material ulet. Pada material ulet akan terjadi patah jika tegangan akibat beban statik di atas kekuatan tarik ultimatnya, sementara kegagalan pada komponen mesin terjadi bila tegangan akibat beban statis di atas kekuatan luluhnya.

a. Teori Energi Distorsi (von Mises-Henky)

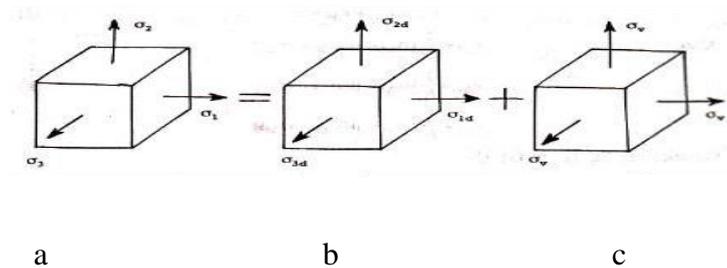
Teori kegagalan ini diperkenalkan oleh Huber (1904) dan kemudian disempurnakan melalui kontribusi von Mises dan Henky. Teori ini menyatakan bahwa kegagalan diprediksi terjadi pada keadaan tegangan multiaksial bilamana energi distorsi per unit volume sama atau lebih besar dari energi distorsi per unit volume pada saat terjadinya kegagalan dalam pengujian tegangan uniaksial sederhana terhadap spesimen dari material yang sama.

Gambar menggambarkan sebuah unit kubus yang dikenai tiga tegangan normal $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ Gambar 2.5a menggambarkan elemen dengan tiga tegangan

sumbu, Gambar 2.5b menggambarkan komponen tegangan untuk distorsi, Gambar 2.5c menggambarkan komponen tegangan untuk perubahan volume.

Rumus energi regangan total yang diberikan adalah:

$$U = \frac{1}{2}\sigma_1\varepsilon_1 + \frac{1}{2}\sigma_2\varepsilon_2 + \frac{1}{2}\sigma_3\varepsilon_3$$



Gambar 2.5 Tegangan Elemen Tiga Dimensi

(Sumber: Bhandari, 1994: 93)

Di mana $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ adalah regangan yang dirumuskan sebagai berikut :

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E}[\sigma_1 + \nu(\sigma_2 + \sigma_3)]$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E}[\sigma_2 + \nu(\sigma_1 + \sigma_3)]$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{E}[\sigma_3 + \nu(\sigma_1 + \sigma_2)]$$

Sehingga rumus untuk energi regangan total menjadi:

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

Energi total U , diselesaikan dalam dua komponen U_v dan U_d, U_v untuk adalah perubahan volume tanpa distorsi pada elemen dan U_d untuk distorsi pada elemen tanpa perubahan volume. Tegangan juga diselesaikan dalam dua

komponen seperti Gambar 2.6. Komponen σ_{1d} , σ_{2d} , dan σ_{3d} menyebabkan distorsi pada kubus sementara σ_v menyebabkan perubahan volume. Oleh karenanya yang dirumuskan sebagai berikut:

$$U = U_v + U_d$$

$$\sigma_1 = \sigma_{1d} + \sigma_v$$

$$\sigma_2 = \sigma_{2d} + \sigma_v$$

$$\sigma_3 = \sigma_{3d} + \sigma_v$$

Tegangan Von Mises menurut Bhandari (1985: 152) diperoleh menggunakan persamaan yang dirumuskan sebagai berikut:

$$U = U_V + U_d$$

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

$$U_d = U - U_V$$

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

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

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

Dalam uji tarik sederhana, ketika spesimen mulai luluh, maka besar elemen tegangannya adalah $\sigma_1 - \sigma_y = \sigma$, $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$, sehingga

$$U_d = \left(\frac{1+\nu}{6E}\right)\sigma_y^2$$

Dari Persamaan dan, kriteria tegangan kegagalan untuk teori energi distorsi (tegangan *von mises*) dirumuskan sebagai berikut:

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1\sigma_2)^2 + (\sigma_2\sigma_3)^2 + (\sigma_3\sigma_1)^2]}$$

Untuk keadan tegangan dua dimensi, $\sigma_2 = 0$ maka,

$$\sigma_y = \sqrt{\sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2}$$

Pada dasarnya tegangan dapat didefinisikan sebagai besaran gaya yang bekerja pada suatu satuan luas. Secara matematis menurut Shigley dan Mitchell (1984:40) defines tersebut dapat ditulis sebagai berikut:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Tegangan efektif Von Mises (σ') didefinisikan sebagai tegangan tarik uniaksial yang dapat menghasilkan energi distorsi yang sama dengan yang dihasilkan oleh kombinasi tegangan bekerja.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3}$$

Atau,

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}$$

Untuk kasus tegangan dua dimensi, $\sigma_2 = 0$ maka,

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

Kegagalan akan terjadi apabila

$$\sigma' \geq \frac{\sigma_y}{n}$$

Untuk geseran murni

$$\sigma_1 = -\sigma_3 = \tau$$

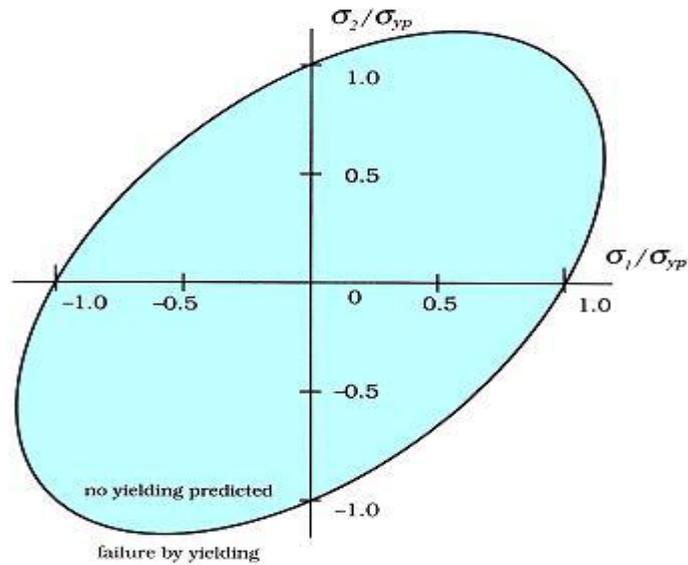
dan

$$\sigma_2 = 0$$

$$\sigma_y = \sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_1 + \sigma_1^2 = 3\sigma_1^2 = 3\tau_{max}^2$$

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} = 0,577\sigma_y = \tau_{max}$$

Dari persamaan diatas didefinisikan kekuatan luluh (*yield*) terhadap geser dari material ulet adalah fraksi dari kekuatan luluh yang didapat dari uji tarik. Dalam bentuk grafik, teori energi torsori maksimum ditunjukkan pada gambar



Gambar 2.6 Grafik Representasi Teori Energi Ditorsi dalam Tegangan 2 Dimensi

E : modulus elastisitas N/m^2

ν : poisson ratio

σ_y : tegangan luluh N/m^2

A : luas penampang m^2

F : gaya N/m^2

n : faktor keamanan

τ : tegangan geser N/m^2

σ' : tegangan von mises N/m^2

b. Teori Tegangan Geser Maksimum

Ide tentang tegangan geser yang berperan dalam menimbulkan kegagalan pertama kali diperkenalkan oleh ilmuwan Perancis. Coulomb (1476-1806). Formula kriteria tegangan geser maksimum dipublikasikan oleh Tresca (1864) dan Guest (1900) membuktikan melalui eksperimen. Sehingga teori ini sering disebut teori *Tresca* atau *Gues law*. Teori ini menyatakan bahwa kegagalan diprediksi terjadi pada keadaan tegangan multiaksial jika nilai tegangan geser maksimum sama atau lebih besar dibandingkan tegangan geser

maksimum pada saat terjadinya kegagalan dalam pengujian tegangan uniaksial sederhana yang menggunakan spesimen dengan material yang sama.

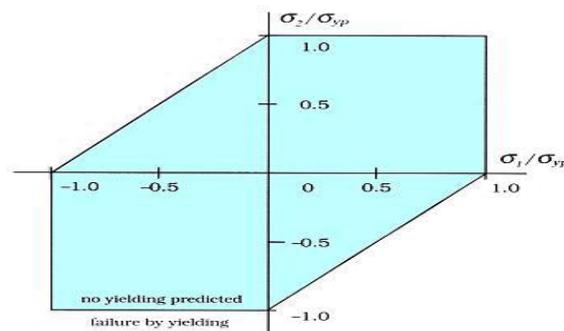
Menurut Bhandari, (1994: 91) secara sederhana kegagalan akan terjadi apabila

$$|\sigma_1 - \sigma_2| \geq \left| \frac{\sigma_y}{n} \right|$$

$$|\sigma_2 - \sigma_3| \geq \left| \frac{\sigma_y}{n} \right|$$

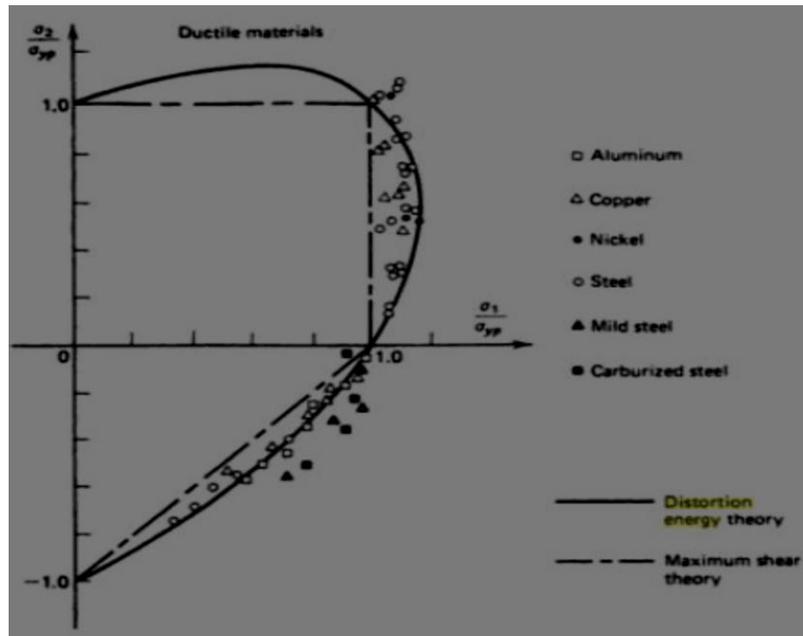
$$|\sigma_3 - \sigma_1| \geq \left| \frac{\sigma_y}{n} \right|$$

Di mana σ_y adalah kekuatan luluh material pada uji tarik. Jadi kegagalan akan terjadi jika salah satu persamaan di atas terpenuhi. Dalam bentuk grafik, teori tegangan geser maksimum ditunjukkan pada Gambar 2.8



Gambar 2.7 Grafik Representasi Teori Geser Maksimum

(Sumber: classes.mst.edu)



Gambar 2.8 Bukti Eksperimental Kriteria Kegagalan Luluh pada Material

(Sumber: Kutz, 2002: 715)

Gambar 2.8 memberikan informasi bahwa untuk material ulet, kriteria kegagalan Teori Energi Distorsi lebih akurat dibandingkan Teori Tegangan Geser Maksimum. Oleh karena itu tegangan *von mises* dari Teori Energi Distorsi cenderung digunakan pada analisis tegangan untuk kepentingan komersial serta kode elemen hingga untuk mendapatkan profil tegangan.

2.5 Faktor Keamanan

Faktor keamanan adalah faktor yang digunakan untuk mengevaluasi kewanan dari suatu bagian mesin (Shigley dan Mitchell, 1984: 11). Untuk menghindari terjadinya keruntuhan struktur (*structure-failure*) maka kekuatan sebenarnya dari suatu bahan haruslah melebihi kekuatan yang dibutuhkan.

Perbandingan dari kekuatan sebenarnya terhadap kekuatan yang dibutuhkan disebut faktor keamanan (*factor of safety*) n yang dirumuskan :

$$\text{Faktor keamanan } \eta = \frac{\text{kekuatan sebenarnya}}{\text{kekuatan yang dibutuhkan}}$$

Faktor keamanan harus lebih besar dari 1,0 untuk menghindari terjadinya kegagalan atau keruntuhan struktur. Nilai kisaran faktor keamanan berkisar antara 1,0 hingga 10. Keruntuhan struktur dapat berarti patah atau runtuhnya sama sekali suatu struktur atau dapat berarti bahwa deformasinya telah melampaui beberapa harga batas sehingga strukturnya tidak lagi mampu memperlihatkan fungsinya yang diharapkan.

Menurut Mott (2009: 164) untuk menentukan faktor keamanan suatu struktur yang akan dirancang dapat menggunakan aturan berikut:

1. Bahan-bahan ulet

- a. $\eta = 1,25$ hingga 2,0 untuk perancangan struktur yang menerima beban statis dengan tingkat kepercayaan yang tinggi untuk semua data perancangan.
- b. $\eta = 2,0$ hingga 2,5 untuk perancangan elemen-elemen mesin yang menerima pembebanan dinamis dengan tingkat kepercayaan rata-rata untuk semua data perancangan.
- c. $\eta = 2,5$ hingga 4,0 untuk perancangan struktur statis atau elemen-elemen mesin yang menerima pembebanan dinamis dengan ketidakpastian mengenai beban, sifat-sifat bahan, analisis tegangan, atau lingkungan.

d. $\eta = 4,0$ atau lebih untuk perancangan struktur statis atau elemen-elemen mesin yang menerima pembebanan dinamis dengan ketidakpastian mengenai beberapa kombinasi bahan, sifat-sifat bahan, analisis tegangan, atau lingkungan.

2. Bahan-bahan getas

a. $\eta = 3,0$ hingga $4,0$ untuk perancangan struktur yang menerima beban statis dengan tingkat kepercayaan yang tinggi untuk semua data perancangan.

b. $\eta = 4,0$ hingga $8,0$ untuk perancangan struktur statis atau elemen-elemen mesin yang menerima pembebanan dinamis dengan ketidakpastian mengenai beban sifat-sifat bahan, analisis tegangan, atau lingkungan.

2.6 Tegangan Statis dan Dinamis

Tegangan statis yaitu suatu komponen menerima beban yang diterima secara lambat, tanpa kejutan dan ditahan pada nilai yang konstan, maka tegangan yang dihasilkan pada komponen tersebut disebut tegangan statis (*static stress*). Contohnya adalah beban pada sebuah struktur karena bobot mati pada sebuah bangunan (Mott, 2009: 148).

Tegangan dinamis adalah tegangan akibat gaya-gaya yang berubah besarnya, arahnya ataupun kedua-duannya, misalnya tegangan pada roda gigi, tegangan pada poros engkol dan sebagainya. Dikarenakan berubah-ubah maka tegangan dinamis yang diijinkan lebih kecil dari pada tegangan statis yang diijinkan.

2.7 Software Solidworks 2017

Software Solidworks merupakan sebuah program CAD (*Computer Aided Design*) dengan kemampuan pemodelan tiga dimensi solid untuk proses pembuatan objek prototipe 3D secara visual, simulasi dan drafting beserta dokumentasi data-datanya. Prabowo (2009: 151) menjelaskan bahwa program *Solidworks* merupakan program komputer yang berfungsi untuk melakukan analisa kekuatan. Program tersebut dapat membantu kita untuk mengurangi kesalahan dalam membuat desain. Dengan demikian, selain biaya yang dikeluarkan berkurang, time market dari benda pun dapat dipercepat.

Solidworks dibuat dengan berdasarkan pada teori yang terdapat dalam perumusan metode elemen hingga. Parameter mengacu pada kendala yang nilainya menentukan bentuk atau geometri dari model atau perakitan. Parameter dapat berupa parameter numerik, seperti panjang garis atau diameter lingkaran, atau parameter geometris, seperti tangen, paralel, konsentris, horizontal atau vertikal, parameter dll. Numeric dapat dikaitkan satu sama lain melalui penggunaan hubungan, yang memungkinkan mereka untuk menangkap maksud desain.

Software Solidworks menyediakan solusi terpadu untuk menyederhanakan dan memudahkan proses desain dan analisa sebuah struktur. Solusi terpadu tersebut berarti bahwa semua proses dikerjakan oleh satu mesin dan satu software, sehingga transfer data dari satu desain/*software* ke mesin/*software*

yang lain tidak diperlukan. Dengan proses tersebut, hilangnya data atau informasi dapat dihindari dan waktu untuk proses analisa juga menjadi lebih singkat.

Analisis struktur pada *Solidworks* diantaranya yaitu:

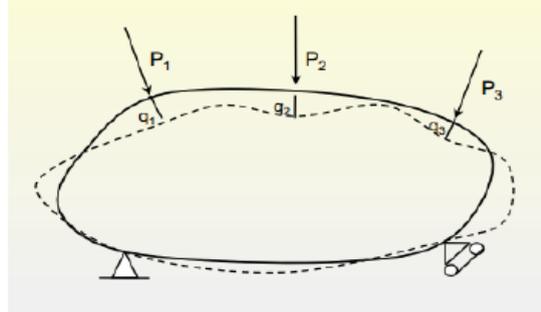
a. *Stress Analysis*

Stress Analysis merupakan salah satu alat pengujian struktur pada *SolidWorks* yang dilakukan dengan menerapkan konsep *Finite Element Analysis* (FEA). Cara kerjanya adalah dengan memecah suatu objek struktur yang akan diuji menjadi elemen–elemen berhingga yang saling terhubung satu sama lain yang akan dikelola dengan perhitungan khusus oleh software, sehingga menghasilkan hasil yang lebih akurat.

b. *Frame Analysis*

Selain *Stress Analysis*, pada *Solidworks* juga terdapat alat pengujian struktur yang lain, yaitu *Frame Analysis*. Konsep dari pengujian ini adalah dengan menerapkan ilmu mekanika teknik yaitu berkaitan dengan struktur truss, beam, dan frame. Input data beban dan tumpuan, sedangkan outputnya diagram tegangan, regangan dan *displacement*.

c. Prinsip Superposisi



Gambar 2.9 *Displacement* pada prinsip superposisi

Sebuah obyek / struktur dikenai, katakanlah, tiga buah gaya P_1 , P_2 , dan P_3 . Pada lokasi dan arah yang sama dengan tiga gaya tsb, terjadilah *displacement* pada komponen sebesar q_1 , q_2 , dan q_3 . Menurut prinsip superposisi, *displacement* yang terjadi bisa ditulis sebagai :

$$q_1 = f_{11}P_1 + f_{12}P_2 + f_{13}P_3$$

$$q_2 = f_{21}P_1 + f_{22}P_2 + f_{23}P_3$$

$$q_3 = f_{31}P_1 + f_{32}P_2 + f_{33}P_3$$

yang secara ringkas dapat ditulis sebagai : $\{q\} = [f] \cdot \{P\}$

dimana :

$$\{q\} = \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \end{Bmatrix} \quad [f] = \begin{bmatrix} f_{11} & f_{12} & f_{13} \\ f_{21} & f_{22} & f_{23} \\ f_{31} & f_{32} & f_{33} \end{bmatrix} \quad \{P\} = \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{Bmatrix}$$

Dengan f_{ij} adalah koefisien fleksibilitas yang mendefinisikan displacement di i karena satu unit beban yang bekerja di j , dan matrik $[f]$ disebut sebagai matrik fleksibilitas.

Persamaan diatas dapat pula ditulis sebagai : $\{P\} = [k].\{q\}$

dimana : $[k] = [f]^{-1}$