

ARJKA

Media Ilmuan dan Praktisi Teknik Industri

Vol. 08, Nomor 1

Pebruari 2014

**PERANCANAAN PERSEDIAAN BARANG DAGANGAN
MENGUNAKAN MODEL PERSEDIAAN *MULTI ITEM*
PADA UD. NURLIA**

Daniel B. Paillin

**PERENCANAAN DAN PENGENDALIAN PRODUKSI
UNTUK PENINGKATAN MUTU PRODUK OLAHAN IKAN**

Novita Irma Diana Magrib

**KAJI EKSPERIMEN PENYIMPANGAN SUDUT PENGAPIAN
TERHADAP KINERJA MOTOR BENSIN EMPAT LANGKAH
TOYOTA KIJANG 4K**

Kristofol Waas

**ANALISA PEMBEBANAN STATIK TERHADAP KEKUATAN
VELG RACING SEPEDA MOTOR YAMAHA MATIC
DENGAN MENGGUNAKAN SOFTWARE SOLIDWORKS**

Nasir Suruali

Kristeferd N. Wuritimur

**ANALISIS KANDUNGAN UNSUR HARA Ca, Mg, P, dan S
PADA KOMPOS LIMBAH IKAN**

H. Tehubijuluw,

I Wayan Sutapa

P. Patty

**PERANCANGAN INSTALASI KONTROL GERAK
SELINDER ELEKTROPNEUMATIK BERDASARKAN
PRINSIP KERJA METODE CASCADE**

Azmair Noor Hatuwe

**ANALISIS VARIASIONAL DALAM MEMODELKAN RELASI
DISPERSI PEMANDU GELOMBANG PLANAR STEP INDEKS
MENGUNAKAN MEDAN LISTRIK COBAAN HIPERGEOMETRI**

Richard R. Lokollo

**VARIASI UKURAN BAHAN SUPERKONDUKTOR TERHADAP
ENERGI BEBAS GIBBS**

Grace Loupatty

**DISAIN STATION PENERIMA SIGNAL AIS (Automatic Identification
System) MENGGUNAKAN *RADIO GENERAL COVERANGE* DALAM
RANGKA MONITORING DAN PENGENDALIAN KAPAL DI PERAIRAN
MALUKU**

Jacob D. C. Sihasale

ANALISA PEMBEBANAN STATIK TERHADAP KEKUATAN VELG RACING SEPEDA MOTOR YAMAHA MATIC DENGAN MENGGUNAKAN SOFTWARE SOLIDWORKS

Nasir Suruali

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Pattimura Ambon
e-mail : nsuruli@yahoo.com

Kristeferd N. Wuritimur

Alumni Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Unpatti

ABSTRAK

Saat ini, ada banyak velg aluminium yang diproduksi oleh industri komponen otomotif lokal dengan berbagai jenis model, bentuk dan geometri yang berbeda-beda berdasarkan tren yang ada. Tetapi kasus yang dijumpai adalah, apakah velg-velg tersebut mampu menahan beban maksimal yang harus diterima, untuk itu dengan mempertimbangkan semua kondisi yang ada, penelitian ini dilakukan untuk menganalisa kekuatan dari berbagai desain model velg racing sepeda motor YAMAHA matic yang telah diproduksi atau bahkan telah dipasarkan. Metode analisa yang dipakai untuk menganalisa 3 model velg racing dari beberapa model yang telah dipasarkan adalah bantuan program Software Solidworks 2010, analisa akan dilakukan dengan cara simulasi pembebanan statik (static test) dengan variasi gaya normal yang bekerja pada velg sesuai dengan kondisi pada kecepatan 40 Km/Jam, 50 Km/Jam, 60 Km/Jam, dan 70 Km/Jam. Dari simulasi yang telah dilakukan, didapati bahwa model velg yang pertama (model lambang YAMAHA) lebih kuat dari kedua model velg lainnya karena memiliki nilai tegangan maksimum yang lebih rendah yaitu : 7,16 N/mm²; 7,03 N/mm²; 6,87 N/mm²; dan 6,67 N/mm².

Kata kunci : Rim Geometry, Velocity, Normal Force, Maximum Von Misses stress.

ABSTRACT

Currently, there are many aluminum alloy wheels produced by the local automotive component industry with various types of models, shapes and varying geometries based on existing trends. But the cases that encountered are, whether wheel - rims are able to withstand the maximum load that should be accepted, so that by consider all existing conditions, this study was conducted to analyze the strength of the various design models YAMAHA motorcycle racing wheels matic that have been produced or even have been marketed. Analysis method which is used to analyze three racing wheels models of several models that have been marketed is a software program Solidworks 2010, the analysis will be done by simulating static loading (static test) with a variation of the normal force acting on the wheels based on the condition at speed 40 km / hour, 50 km / hour, 60 km / hour, and 70 Km / Hour. From the simulations that have been conducted, it was found that the wheels of the first models (YAMAHA symbol models) is stronger than the other two models of another wheel because it has a lower maximum voltage that is : 7.16 N/mm²; 7.03 N/mm²; 6.87 N/mm²; and 6.67 N/mm².

Keywords : Rim Geometry, Velocity, Normal Force, Maximum Von Misses stress.

PENDAHULUAN

Perkembangan ilmu pengetahuan dan teknologi yang sangat cepat memberi dampak yang baik serta manfaat yang besar bagi manusia dalam berbagai bidang kehidupan. Hal ini dapat dilihat dengan semakin banyaknya peralatan yang telah diciptakan oleh manusia dengan berbagai model dan bentuk, salah satunya adalah velg sepeda motor.

Saat ini, ada banyak velg aluminium yang diproduksi oleh industri komponen otomotif lokal dengan berbagai jenis model, bentuk dan geometri yang berbeda-beda berdasarkan tren yang ada. Tetapi kasus yang dijumpai adalah apakah velg-velg tersebut mampu menahan beban maksimal yang harus diterima.

Untuk hal ini, maka diperlukan suatu iterasi desain yang berkepanjangan untuk mendapatkan suatu desain akhir yang optimal dalam proses pengembangan produknya.

Hal ini tentunya disebabkan oleh minimnya metode analisa yang digunakan dalam proses pengembangan tersebut, atau bahkan mungkin tidak melalui tahap analisa sama sekali, sehingga cara yang ditempuh adalah melalui cara *trial and error*. Sebenarnya banyak kerugian yang diakibatkan oleh metoda *trial and error* ini, antara lain adalah ketidak-pastian jumlah iterasi yang akan terjadi. Dan lagi, dari setiap iterasi tersebut akan mengeluarkan banyak biaya dan waktu produksi untuk proses *manufacturing* prototipenya.

Untuk itu dengan mempertimbangkan semua kondisi yang ada, penelitian ini dilakukan untuk menganalisa kekuatan dari berbagai desain model velg *racing* sepeda motor YAMAHA *matic* yang telah diproduksi atau bahkan telah dipasarkan.

Metode analisa yang dipakai adalah metode elemen hingga. Disamping karena telah terbukti kehandalannya dalam memecahkan persoalan-persoalan dibidang mekanika kontinyu, dalam perkembangan yang terakhir, masalah-masalah perpindahan panas, mekanika fluida, maupun getaran dapat dengan mudah diselesaikan dengan menggunakan metode ini.

Pada penelitian ini, proses permodelan dan analisa akan dilakukan dengan bantuan program komputer yaitu *Solidworks 2010* yang memiliki *basic* metode elemen hingga. Dengan fasilitas simulasi yang telah tersedia, program ini secara otomatis menganalisa dan menampilkan hasil (dampak) dari pembebanan yang diberikan pada model velg yang ada. Dengan menggunakan simulasi pembebanan statik (*static test*), kekuatan dari masing-masing model velg sepeda motor YAMAHA *matic* akan dapat diketahui.

LANDASAN TEORI

I Dewa Bagus Sugata W (1998) dalam tugas akhirnya meneliti masalah aplikasi metode elemen hingga untuk menghitung kekuatan bending dari tiga model velg bintang mobil jenis sedan dan jeep berdasarkan standar JIS seri D4202 dengan bantuan program EMR CNISA/Display II. Dari hasil simulasi diperoleh tegangan maksimum yang diterima struktur velg terjadi di beberapa tempat yaitu daerah baut, pertemuan antara sirip dengan disk baut, dan pertemuan antara sirip dengan rim. Struktur velg desain baru ini lebih menghemat jumlah material pembuatan dari desain-desain velg sebelumnya dan angka keamanan yang dihasilkan juga lebih besar.

Yeh-Liang Hsu, dkk (2004) dalam penelitian mereka memprediksi kegagalan fatik disk velg aluminium mobil dengan metode elemen hingga pada kondisi pengujian *dynamic cornering fatigue* dan *dynamical radial fatigue test* yang didasari pada data *historical test*.

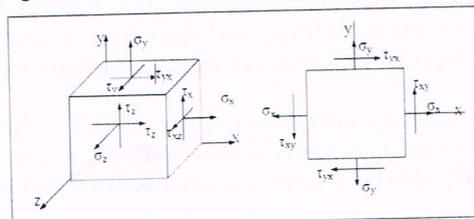
Pramono, A.S (2003) dalam penelitiannya membahas tentang pemanfaatan metode Elemen Hingga untuk memprediksi umur fatik (*fatigue life prediction*) dari suatu komponen otomotif, yaitu velg mobil sedan, dan akan dilihat bagaimana perubahan kekuatan fatiknya terhadap pengaruh perubahan bentuk geometrisnya. Hasil dari simulasi menunjukkan bahwa velg tersebut memenuhi standar dengan umur 957.346 cycle. Selain itu, dari tipe yang sudah dimodelkan tersebut dibuat satu modifikasi. Bagian yang dimodifikasi adalah dengan mengurangi ketebalan jejari dan membuat pool diantara lubang baut. Umur yang dicapai adalah 402.797 cycle.

Dari beberapa referensi yang telah dikemukakan bahwa metode elemen hingga dapat dipakai untuk memprediksi kegagalan desain komponen sebuah produk seperti velg mobil. Oleh sebab itu, dengan metode yang sama, akan di analisa dan memprediksi kegagalan dari desain beberapa model velg yang dipakai pada sepeda motor, khususnya YAMAHA *matic*.

Konsep Tegangan

Tegangan dapat didefinisikan sebagai besaran gaya yang bekerja pada suatu satuan luas. Secara matematis definisi tersebut dapat ditulis sebagai : Tegangan (σ) = F/A

Pada bidang yang dikenal suatu gaya akan terdapat dua jenis tegangan yang mempengaruhi bidang tersebut, yaitu: Tegangan Normal dan Tegangan Geser.



Tegangan yang bekerja pada suatu bidang

Dimana : Σx = 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_{yx} = tegangan geser yang bekerja pada bidang normal y dalam arah x
 τ_{yz} = tegangan geser yang bekerja pada bidang normal y dalam arah z

Tegangan normal, secara matematis dapat didefinisikan sebagai: $\sigma = \lim \left(\frac{\Delta F}{\Delta A} \right)$

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. Komponen lain dari intensitas gaya yang bekerja sejajar dengan bidang dari luas elemen adalah tegangan geser yang dilambangkan dengan τ , 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)

Konsep Regangan

Hukum Hooke menyatakan bahwa dalam batas-batas tertentu, tegangan pada suatu bahan adalah berbanding lurus dengan regangan. Secara matematis, regangan dapat ditulis sebagai :

$\epsilon = \frac{\delta}{L}$ Dimana : ϵ : regangan
 δ : pertambahan panjang total (m)
 L : panjang mula – mula (m)

Komponen panjang regangan pada arah X, Y, dan Z adalah, $\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial X}$ $\epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial Y}$ $\epsilon_z = \frac{\partial w}{\partial Z}$ Pergeseran regangan adalah,

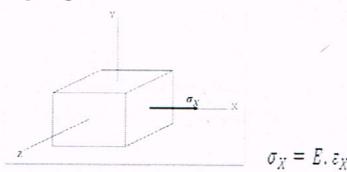
$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial Y} + \frac{\partial v}{\partial X}; \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial Z} + \frac{\partial w}{\partial Y}; \quad \gamma_{zx} = \frac{\partial w}{\partial X} + \frac{\partial u}{\partial Z}$$

Persamaan dapat ditulis dalam bentuk matriks sebagai,

$$\begin{pmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{\partial}{\partial X} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial Y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial Z} \\ \frac{\partial}{\partial Y} & \frac{\partial}{\partial X} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial Z} & \frac{\partial}{\partial Y} \\ \frac{\partial}{\partial Z} & 0 & \frac{\partial}{\partial X} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix}$$

Hubungan Tegangan – Regangan.

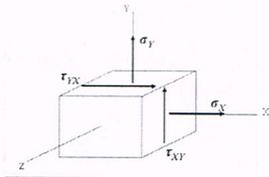
a. *Uniaxial Stress.*



$$\sigma_x = E \cdot \epsilon_x$$

Tegangan tarik pada permukaan X di di arah X. dimana E adalah modulus elastisitas.

b. *Plane Stress.*



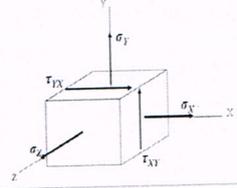
Tegangan normal dan geser pada permukaan X dan Y

Untuk persoalan komponen tegangan normal dan geser yang terjadi hanya pada dua arah koordinat. Catatan bahwa panjang regangan tidak bernilai nol pada semua arah. $\epsilon_x \neq 0$ dan τ_{zy}

Hubungan antara tegangan dan regangan adalah: $\sigma_x = \frac{E}{1-\nu^2} (\epsilon_x + \nu \epsilon_y)$ $\sigma_y = \frac{E}{1-\nu^2} (\epsilon_y + \nu \epsilon_x)$ $\tau_{xy} = G \cdot \gamma_{xy}$

Hukum persamaan ini dapat ditulis dalam bentuk matriks sebagai, $\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix}$ atau, $\{\sigma\} = [C]_{\sigma}\{\varepsilon\}$ dimana $\{\sigma\}$ dan $\{\varepsilon\}$ vektor-vektor tegangan dan regangan, ν adalah *Poisson's ratio*, G adalah Modulus elastisitas geser, dan $[C]_{\sigma}$ adalah matriks *constitutive* untuk *plane stress*.

c. *Plane Strain*.



Tegangan umum yang terjadi pada sebuah titik untuk kondisi *plane strain*.

Tegangan pada arah Z tidak nol tapi adalah nilai yang dibutuhkan untuk menyeimbangkan regangan linier di arah Z menjadi nol. Juga, $\gamma_{zx} = \gamma_{zy} = 0 = \varepsilon_z$. Persamaan tegangan – regangan adalah

$$\sigma_x = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y] + \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [\nu\varepsilon_x + (1-\nu)\varepsilon_y]$$

$$\sigma_z = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)} (\varepsilon_x + \varepsilon_y) = \nu(\sigma_x + \sigma_y)$$

$$\tau_{xy} = G\gamma_{xy}$$

Hubungan *XY-plane* dalam bentuk matriks, $\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & 0 \\ \nu & 1-\nu & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix}$

atau $\{\sigma\} = [C]_{\varepsilon}\{\varepsilon\}$ dimana $[C]_{\varepsilon}$ adalah matriks *constitutive* untuk *plane strain*.

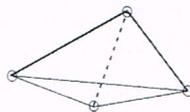
Konsep Dasar SolidWorks

SolidWorks adalah sebuah program *computer Aided Design (CAD)* 3D yang menggunakan sistem operasi Microsoft Windows. Program ini dikembangkan oleh SolidWorks Corporation, yang merupakan anak perusahaan dari Dassault Systemes, S.A. SolidWorks merupakan program penting yang banyak digunakan pada industri. Program ini relatif mudah digunakan dibandingkan program-program sejenisnya. Selain digunakan untuk menggambar komponen 3D, SolidWorks juga dapat digunakan untuk mendapatkan gambar 2D dari komponen tersebut dan dapat dikonversi ke format *.dwg yang dapat dijalankan pada program AutoCAD

Persoalan perancangan dapat diselesaikan dengan cara matematis dan numeris. Untuk benda-benda yang mempunyai bentuk yang tidak teratur (elemen isoparametrik), penyelesaiannya akan sulit menggunakan cara matematis. Sehingga perlu digunakan cara numerik, yang dalam perkembangannya disebut sebagai metode elemen hingga (*finite method elements*). Dinamakan elemen hingga karena ukuran elemen kecil ini berhingga dan umumnya mempunyai bentuk geometri yang lebih sederhana dibandingkan kontinumnya (Weaver, 1993).

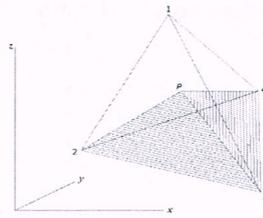
Analisa Tegangan Tiga-Dimensi

Bentuk dari elemen dua-dimensi yang paling sederhana adalah segitiga. Didalam tiga-dimensi sama dengan bentuk tetrahedron yaitu sebuah elemen dengan empat titik sudut.



bentuk tetrahedron

Bentuk tetrahedron ini cocok untuk meng-gambarkan pembagian sebuah benda (body) kedalam beberapa elemen (O.C. Zienkiewicz and R.L. Taylor, 2000).



Tetrahedron dengan interior (bagian dalam) tetrahedron dan nomor-nomor *node* lokal.

Gbr 2.3. menunjukkan sebuah tetrahedron dengan rangkaian penomoran *node* lokal. Satu interior tetrahedron digambarkan ke titik *p* di dalam elemen dan koordinat natural ditentukan oleh perbandingan volume atau ketinggian adalah L_1 .

$$L_1 = \frac{\text{interior } v}{\text{total volume}}$$

Ada empat sisi pada tetrahedron, jadi ada 4 interior tetrahedron yang menuju ke satu titik poin dan ini berarti ada empat koordinat natural. Kesatuan persamaan penjumlahan $L_1 + L_2 + L_3 + L_4 = 1$

Koordinat-koordinat natural akan menjadi koefisien-koefisien interpolasi untuk fungsi-fungsi *displacement* dan fungsi-fungsi koordinat global untuk titik-titik didalam tetrahedron.

$$\begin{aligned} u &= L_1 u_1 + L_2 u_2 + L_3 u_3 + (1 - L_1 + L_2 + L_3) u_4 \\ v &= L_1 v_1 + L_2 v_2 + L_3 v_3 + (1 - L_1 + L_2 + L_3) v_4 \\ w &= L_1 w_1 + L_2 w_2 + L_3 w_3 + (1 - L_1 + L_2 + L_3) w_4 \\ x &= L_1 x_1 + L_2 x_2 + L_3 x_3 + (1 - L_1 + L_2 + L_3) x_4 \\ y &= L_1 y_1 + L_2 y_2 + L_3 y_3 + (1 - L_1 + L_2 + L_3) y_4 \\ z &= L_1 z_1 + L_2 z_2 + L_3 z_3 + (1 - L_1 + L_2 + L_3) z_4 \end{aligned}$$

Ditulis dalam bentuk matriks untuk mendefinisikan matriks $[N]$.

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} L_1 & 0 & 0 & L_2 & 0 & 0 & L_3 & 0 & 0 & L_4 & 0 & 0 \\ 0 & L_1 & 0 & 0 & L_2 & 0 & 0 & L_3 & 0 & 0 & L_4 & 0 \\ 0 & 0 & L_1 & 0 & 0 & L_2 & 0 & 0 & L_3 & 0 & 0 & L_4 \end{bmatrix} \{q\}$$

atau $\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = [N]\{q\}$ dimana: $\{q\} = \{u_1 \ v_1 \ w_1 \ u_2 \ v_2 \ w_2 \ u_3 \ v_3 \ w_3 \ u_4 \ v_4 \ w_4\}$

Langkah selanjutnya adalah menetapkan regangan dalam terminologi dari nodal vector *displacement* $\{q\}$.

Derivative dari *displacement* dan fungsi koordinat dengan mengacu pada koordinat natural dapat memperoleh persamaan,

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial L_1} &= \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial L_1} + \frac{\partial u}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial L_1} + \frac{\partial u}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial L_1} \\ \frac{\partial u}{\partial L_2} &= \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial L_2} + \frac{\partial u}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial L_2} + \frac{\partial u}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial L_2} \\ \frac{\partial u}{\partial L_3} &= \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial L_3} + \frac{\partial u}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial L_3} + \frac{\partial u}{\partial z} \frac{\partial z}{\partial L_3} \end{aligned}$$

dan memecahkan persamaan ini untuk derivative ruang dari *displacement*, diperoleh:

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial u}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial z} \end{Bmatrix} = \frac{1}{|J|} \begin{bmatrix} a_1 & a_2 & a_3 & a_4 \\ b_1 & b_2 & b_3 & b_4 \\ c_1 & c_2 & c_3 & c_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{Bmatrix}$$

Jika langkah yang sama diikuti untuk derivative *displacement* *v* dan *w*, kita kemudian dapat mengombinasikan hasil untuk memper-lihatkan vector regangan dalam terminologi dari nodal vector *displacement* dengan matriks $[B]$. $\{\varepsilon\} = [B]\{q\}$

atau

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{1}{|J|} \begin{bmatrix} a_1 & 0 & 0 & a_2 & 0 & 0 & a_3 & 0 & 0 & a_4 & 0 & 0 \\ 0 & b_1 & 0 & 0 & b_2 & 0 & 0 & b_3 & 0 & 0 & b_4 & 0 \\ 0 & 0 & c_1 & 0 & 0 & c_2 & 0 & 0 & c_3 & 0 & 0 & c_4 \\ b_1 & a_1 & 0 & b_2 & a_2 & 0 & b_3 & a_3 & 0 & b_4 & a_4 & 0 \\ 0 & c_1 & b_1 & 0 & c_2 & b_2 & 0 & c_3 & b_3 & 0 & c_4 & b_4 \\ c_1 & 0 & a_1 & c_2 & 0 & a_2 & c_3 & 0 & a_3 & c_4 & 0 & a_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ w_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ w_2 \\ u_3 \\ v_3 \\ w_3 \\ u_4 \\ v_4 \\ w_4 \end{Bmatrix}$$

dimana:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= (y_2 - y_4)(z_3 - z_4) - (y_3 - y_4)(z_2 - z_4) \\ \alpha_2 &= (y_3 - y_4)(z_1 - z_4) - (y_1 - y_4)(z_3 - z_4) \\ \alpha_3 &= (y_1 - y_4)(z_2 - z_4) - (y_2 - y_4)(z_1 - z_4) \\ b_1 &= (x_3 - x_4)(z_2 - z_4) - (x_2 - x_4)(z_3 - z_4) \\ b_2 &= (x_1 - x_4)(z_3 - z_4) - (x_3 - x_4)(z_1 - z_4) \\ b_3 &= (x_2 - x_4)(z_1 - z_4) - (x_1 - x_4)(z_3 - z_4) \\ c_1 &= (x_2 - x_4)(y_3 - y_4) - (x_3 - x_4)(y_2 - y_4) \\ c_2 &= (x_3 - x_4)(y_1 - y_4) - (x_1 - x_4)(y_3 - y_4) \\ c_3 &= (x_1 - x_4)(y_2 - y_4) - (x_2 - x_4)(y_1 - y_4) \\ \alpha_4 &= -(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3) \\ b_4 &= -(b_1 + b_2 + b_3) \\ c_4 &= -(c_1 + c_2 + c_3) \\ J &= (x_1 - x_4)(\alpha_1) + (y_1 - y_4)(b_1) + (z_1 - z_4)(c_1) \end{aligned}$$

Dengan matriks [B] dan matriks [N], matriks elemen yang telah didapat pada persamaan diatas dapat di kalkulasi. Karena matriks [B] konstan, matriks kekakuan adalah,

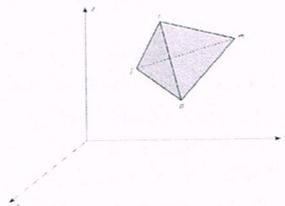
$$[k] = [B]^T [C] [B] \int_V d\pi = [B]^T [C] [B] (vol)$$

dimana volume dari elemen adalah $\frac{1}{6} |J|$, maka $[k] = [B]^T [C] [B] \frac{|J|}{6}$

2.5 Karakteristik Elemen Tetrahedral

1) Displacement

Gbr 2.3. mengilustrasikan sebuah elemen tetra-hedral *i, j, m, p* digambarkan dalam sumbu *x, y, dan z*.



Volume sebuah Tetrahedral.

Displacement dari sebuah titik dirumuskan oleh tiga komponen, *u, v, dan w*, pada arah dari tiga koordinat *x, y, dan z*. Jadi,

$$\mathbf{u} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix}$$

Seperti pada bentuk segitiga, dimana variasi linier dari sebuah besaran dirumuskan oleh tiga nilai *node*, disini variasi linier akan dirumuskan oleh empat nilai *node*. Kita dapat tulis, $u = \alpha_1 + \alpha_2 x_i + \alpha_3 y_i + \alpha_4 z_i$

Displacement elemen dirumuskan oleh 12 *displacement* komponen dari *nodes* sebagai,

$$\mathbf{a}^e = \begin{Bmatrix} a_i \\ a_j \\ a_m \\ a_p \end{Bmatrix} \text{ Dengan } \mathbf{a}_i = \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \end{Bmatrix} \text{ dan seterusnya.}$$

2) Strain Matrix (Matriks Regangan)

Enam komponen regangan (*strain*) relevan dalam analisa tiga-dimensi. Matriks regangan dapat dirumuskan sebagai,

$$\boldsymbol{\epsilon} = \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{Bmatrix} = \mathbf{S} \mathbf{u}$$

3) Matriks Elastisitas

Hubungan matriks **D** dengan enam komponen tegangan kepada komponen regangan dapat memuat 21 konstan bebas.

$$\sigma = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \mathbf{D}(\epsilon - \epsilon_0) + \sigma_0$$

Dalam kaitan dengan modulus elastisitas (*E*), *poisson's Ratio* (*v*), dapat ditulis sebagai,

$$\mathbf{D} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ & & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ & & & (1-2\nu)/2 & 0 & 0 \\ \text{Sym.} & & & & (1-2\nu)/2 & 0 \\ & & & & & (1-2\nu)/2 \end{bmatrix}$$

2.6. Teori Kegagalan Statik

Kegagalan statik ini dapat dibagi menjadi dua kategori dasar yaitu:

- *Distorsi atau Deformasi Plastis*. Suatu komponen dikatakan gagal apabila tegangan yang terjadi melebihi batas "yield stress" dari material komponen tersebut.
- *Fracture atau Patah*. Suatu komponen dikatakan gagal apabila komponen tersebut sudah terbagi menjadi dua atau lebih potongan dari komponen tersebut.

Dari sekian banyak teori kegagalan yang ada, maka disini akan digunakan *Teori Kegagalan Statik Maximum-Distortion-Energy (Von Mises Theory)*, karena berdasarkan hasil studi literatur diperoleh pernyataan berikut ini.

- Bila data yang diketahui dari komponen yang dikenai pembebanan adalah hanya "tensile-yield strength" materialnya saja, teori ini lebih akurat memprediksikan "ductile yielding" akibat kombinasi pembebanan dibandingkan dengan teori-teori lainnya yang dikenal.
- Tegangan yang terjadi adalah triaksial.
- Teori ini mempertimbangkan juga pengaruh dari tegangan prinsipal yang ketiga.

Karena data yang dimiliki velg tersebut hanya merupakan data "yield strength" (*S_y*) materialnya saja, yang tentunya data ini dihasilkan dari hasil pengujian tarik uniaksial. Oleh karena itu "distortion-energy level" pada saat terjadinya "yielding" pada kondisi "uniaxial tensile stress", didapatkan dari persamaan

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

dengan mensubstitusikan $\sigma_1 = S_y$; $\sigma_2 = 0$; $\sigma_3 = 0$, dan akan diperoleh hasil sebagai berikut ini,

$$dU_{distorsi} = \frac{S_y^2 dV}{3E} (1+\nu)$$

Dan bila persamaan ini kita substitusi, diperoleh

$$\frac{S_y^2 dV}{3E} (1+\nu) = \frac{dV}{6E}(1+\nu)[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]$$

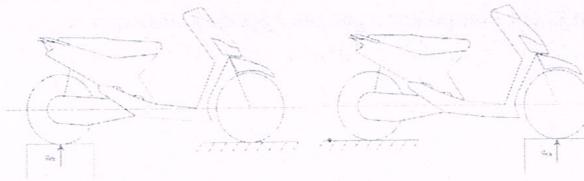
$$S_y = \frac{\sqrt{2}}{2} [(\sigma_2 - \sigma_1)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]^{\frac{1}{2}}$$

2.2.4 Perhitungan Gaya Normal

Velg yang terpasang pada sepeda motor antara bagian depan dan belakang menerima gaya normal yang berbeda. Untuk dapat menghitung besar gaya normal yang diterima oleh masing-masing velg, maka posisi titik berat kendaraan harus diketahui sebelumnya. Untuk itu, harus dilakukan penimbangan berat kendaraan.

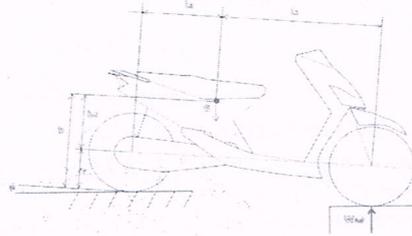
Penimbangan berat kendaraan harus dilakukan dengan 2 kondisi:

1) Penimbangan pada kondisi segaris (rata).



Penimbangan berat kendaraan pada kondisi segaris
 Dimana : W_A = berat ban depan dan W_B = berat ban belakang

2).Penimbangan pada kondisi kemiringan.



Penimbangan berat kendaraan pada kondisi miring

$$h_c = \frac{W_{A\phi} L - W l_2}{W \tan \phi} \quad h = r - h_c$$

Dimana :

h = Tinggi titik berat kendaraan

$W_{A\phi}$ = Berat ban depan (kondisi kemiringan)

L = Panjang sepeda motor (dari poros ban depan ke poros ban belakang)

W = Berat total kendaraan (berat kendaraan + 2 penumpang)

ϕ = Sudut kemiringan

Penimbangan dengan kondisi kemiringan bertujuan untuk mendapatkan tinggi titik berat kendaraan.

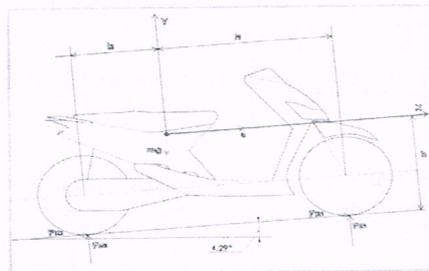


Diagram benda bebas sepeda motor matic

$$\begin{aligned} \Sigma F_x - ma \quad \Sigma F_z = 0 \quad \Sigma M_G = 0 \\ F_{x1} + F_{x2} - mg \sin \phi = ma \\ F_{z1} + F_{z2} - mg \cos \phi = 0 \\ -F_{z1} l_1 + F_{z2} l_2 - (F_{x1} - F_{x2}) h = 0 \end{aligned}$$

Dengan eliminasi ($F_{x1} + F_{x2}$) pada persamaan yang pertama dan ketiga, maka persamaan untuk gaya normal F_{z2} adalah,

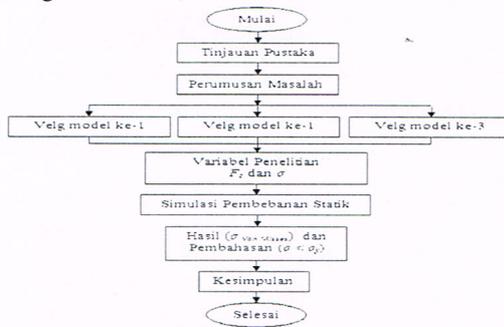
$$F_{z2} = mg \left(\frac{l_1}{L} \cos \phi - \frac{h}{L} \sin \phi \right) - ma \frac{h}{L}$$

III. METODOLOGI PENELITIAN

Penelitian dilakukan berdasarkan pendekatan ilmiah dengan kerangka pemikiran logis yang meliputi proses permodelan (*drawing*) velg dan simulasi di laboratorium CAD/CAM fakultas teknik Universitas Pattimura Ambon.

Secara umum metode penelitian dapat digambarkan dengan diagram alir berikut ini :

1) Diagram Alir Penelitian



2) Simulasi Pembebanan Statik

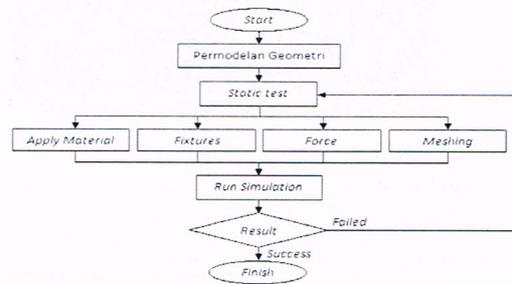
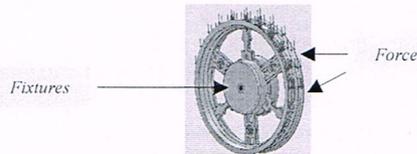


Diagram alir metodologi penelitian

Diagram alir simulasi *static test*.

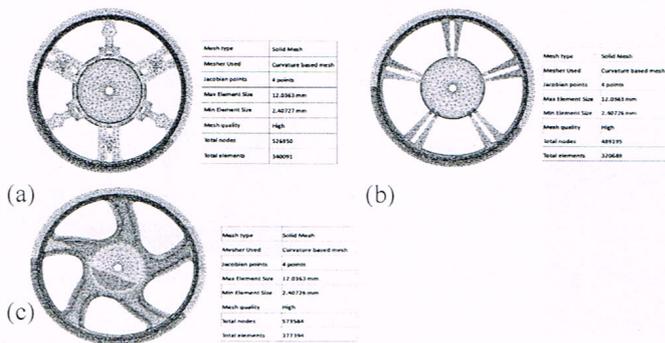
Penempatan *fixtures* dan *force* seperti pada gbr 3.3.



Penempatan *Fixtures* dan *Force*.

Fixtures merupakan pemilihan tumpuan yang akan dipasang pada velg. Tipe *fixtures* yang digunakan adalah *roller/slider*. Besar nilai *Force* yang dimasukkan adalah besar dari gaya normal (*Normal Force*) yang dihitung pada variasi kecepatan 40 Km/Jam, 50 Km/Jam, 60 Km/Jam, dan 70 Km/Jam.

Meshing merupakan *tools* untuk membagi model velg kedalam beberapa elemen guna kepentingan akurasi dari analisa. Elemen yang cocok digunakan untuk proses *meshing* model velg adalah bentuk tetrahedron. Hasil *meshing* dari bentuk velg adalah seperti gbr 3.4 berikut.



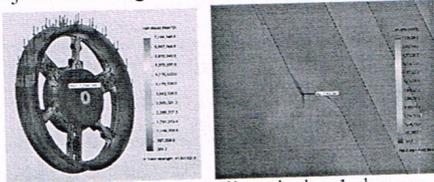
hasil *meshing* velg (a) model 1, (b) model 2, (c) model 3

HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil Penelitian

Simulasi uji statik velg model ke-1

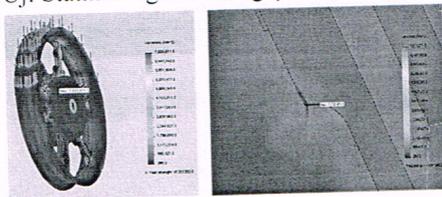
- a. Uji statik dengan besar gaya normal = 1208 N



Hasil simulasi uji statik velg ke-1 dengan besar gaya = 1208 N

Titik dimana terjadi tegangan maksimum *Von Misses* terdapat pada Node : 94469 dan Besar Tegangan : $7,16 \text{ N/mm}^2$

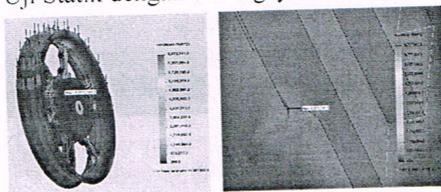
- b. Uji Statik dengan besar gaya = 1186 N



Hasil simulasi uji statik velg ke-1 dengan besar gaya = 1186 N

Titik dimana terjadi tegangan maksimum *Von Misses* terdapat pada Node : 94469 dan Besar Tegangan : $7,03 \text{ N/mm}^2$

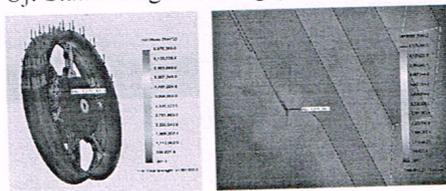
- c. Uji Statik dengan besar gaya = 1159 N



Hasil simulasi uji statik velg ke-1 dengan besar gaya = 1159 N

Titik dimana terjadi tegangan maksimum *Von Misses* terdapat pada Node : 94469 dan Besar Tegangan : $6,87 \text{ N/mm}^2$

- d. Uji Statik dengan besar gaya = 1125,72 N

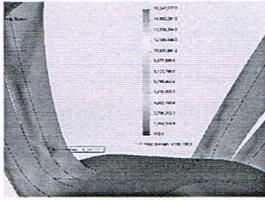


Hasil simulasi uji statik velg ke-1 dengan besar gaya = 1125,72 N

Titik dimana terjadi tegangan maksimum *Von Misses* terdapat pada Node : 94469 dan Besar Tegangan : $6,67 \text{ N/mm}^2$

Simulasi uji statik velg model ke-2

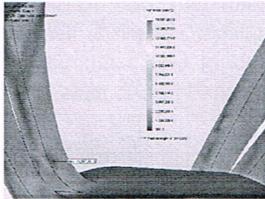
- a. Uji statik dengan besar gaya normal = 1208 N



Hasil simulasi uji statik velg ke-2 dengan besar gaya = 1208 N

Titik dimana terjadi tegangan maksimum *Von Mises* terdapat pada Node : 168747 dan Besar Tegangan : 16,247 N/mm²

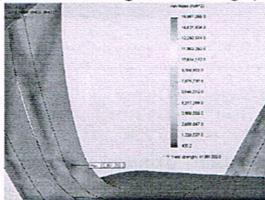
- b. Uji Statik dengan besar gaya = 1186 N



Hasil simulasi uji statik velg ke-2 dengan besar gaya = 1186 N

Titik dimana terjadi tegangan maksimum *Von Mises* terdapat pada Node : 168747 dan Besar Tegangan : 15,95 N/mm²

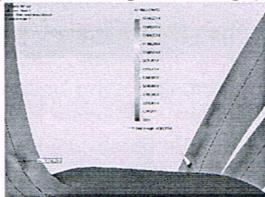
- c. Uji Statik dengan besar gaya = 1159 N



Hasil simulasi uji statik velg ke-2 dengan besar gaya = 1159 N

Titik dimana terjadi tegangan maksimum *Von Mises* terdapat pada Node : 168747 dan Besar Tegangan : 15,58 N/mm²

- d. Uji Statik dengan besar gaya = 1125,72 N

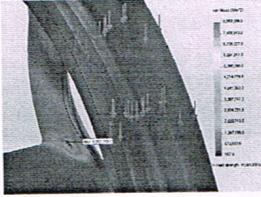


Hasil simulasi uji statik velg ke-2 dengan besar gaya = 1125,72 N

Titik dimana terjadi tegangan maksimum *Von Mises* terdapat pada Node : 168747 dan Besar Tegangan : 15,14 N/mm²

Simulasi uji statik velg model ke-3

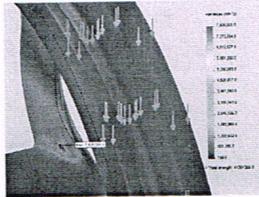
- a. Uji statik dengan besar gaya normal = 1208 N



Hasil simulasi uji statik velg ke-3 dengan besar gaya = 1208 N

Titik dimana terjadi tegangan maksimum *Von Mises* terdapat pada Node : 169198 dan Besar Tegangan : $8,08 \text{ N/mm}^2$

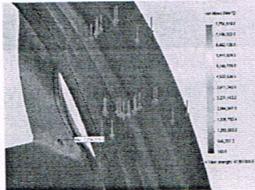
- b. Uji Statik dengan besar gaya = 1186 N



Hasil simulasi uji statik velg ke-3 dengan besar gaya = 1186 N

Titik dimana terjadi tegangan maksimum *Von Mises* terdapat pada Node : 169198 dan Besar Tegangan : $7,93 \text{ N/mm}^2$

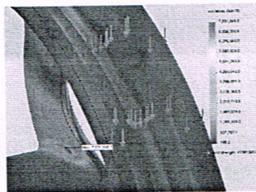
- c. Uji Statik dengan besar gaya = 1159 N



Hasil simulasi uji statik velg ke-3 dengan besar gaya = 1159 N

Titik dimana terjadi tegangan maksimum *Von Mises* terdapat pada Node : 169198 dan Besar Tegangan : $7,75 \text{ N/mm}^2$

- d. Uji Statik dengan besar gaya = 1125,72 N



Hasil simulasi uji statik velg ke-3 dengan besar gaya = 1125,72 N

Titik dimana terjadi tegangan maksimum *Von Mises* terdapat pada Node : 169198 dan Besar Tegangan : $7,53 \text{ N/mm}^2$

Pembahasan

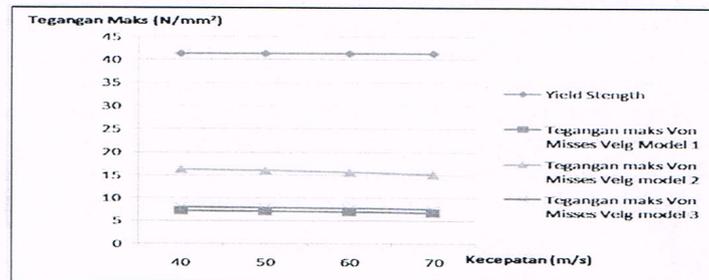
Perbandingan Antara Kekuatan Masing-masing Model Velg dengan *Yield Strength* " σ_y ".

Dari hasil penelitian, data-data tegangan maksimum *Von Mises* untuk masing-masing model velg dengan tiap-tiap variasi kecepatan 40 Km/Jam, 50 Km/ Jam, 60 Km/ Jam, dan 70 Km/Jam, ditampilkan dalam bentuk tabel sebagai berikut.

Data Tegangan maksimum *Von Mises* ketiga model velg dengan variasi kecepatan.

	Kecepatan (Km/h)	Teg maks (N/mm ²)	Teg ijin (σ_y) (N/mm ²)	Safety Factor	Kondisi
model velg ke-1	40	7.16	41.3	5.77	Aman
	50	7.03	41.3	5.87	Aman
	60	6.87	41.3	6.01	Aman
	70	6.67	41.3	6.19	Aman
model velg ke-2	40	16.247	41.3	2.54	Aman
	50	15.95	41.3	2.59	Aman
	60	15.58	41.3	2.65	Aman
	70	15.14	41.3	2.73	Aman
model velg ke-3	40	8.08	41.3	5.11	Aman
	50	7.93	41.3	5.21	Aman
	60	7.75	41.3	5.33	Aman
	70	7.53	41.3	5.48	Aman

Dari tabel diatas, dijelaskan bahwa velg yang memiliki tegangan maksimum (kritis) terbesar dengan nilai 16,27 N/mm² pada kecepatan 40 Km/Jam adalah velg model ke-2. Sedangkan velg yang memiliki tegangan maksimum terendah adalah velg model ke-1 dengan nilai 6,67 N/mm² pada 70 Km/Jam. Tabel 4.1 juga menjelaskan hasil dari pembebanan yang diberikan kepada ketiga model velg dengan variasi kecepatan bahwa masing-masing model velg memiliki data tegangan maksimum yang lebih rendah dari pada tegangan maksimum yang diijinkan (*yield strength*). Untuk lebih jelasnya, hasil dari simulasi ke-3 model velg yang dinyatakan dalam bentuk tegangan-tegangan maksimum pada (tabel 4.1) akan ditampilkan dalam bentuk grafik seperti di bawah ini.



Grafik Tegangan Maksimum *Von Mises* Vs Kecepatan

Grafik tegangan maksimum untuk ketiga model velg menjelaskan bahwa semakin besar kecepatan (ke kanan), maka semakin kecil (turun) tegangan yang dihasilkan atau semakin kecil beban yang diterima oleh velg. Untuk menjelaskan hal tersebut, kita perlu kembali melihat persamaan untuk gaya normal (F_{z2}).

$$F_{z2} = mg \left(\frac{l_1}{L} \cos\phi - \frac{h}{L} \sin\phi \right) - ma \frac{h}{L}$$

Saat kendaraan berjalan semakin cepat (a bertambah besar), maka besar gaya normal (F_{z2}) pada ban belakang akan semakin kecil. Dengan demikian tegangan yang dihasilkan dari pemberian gaya normal pada velg juga akan semakin kecil. Seperti yang telah dijelaskan pada bab 3 untuk sifat-sifat material velg, *yield strength* untuk material ADC12 adalah 41,3 N/mm². Jika velg mengalami tegangan yang lebih besar dari *yield strength*, maka velg tersebut dapat dinyatakan “tidak aman”. Hal ini juga merupakan prinsip dari *safety factor* (faktor keamanan) yang merupakan hasil dari perbandingan antara tegangan maksimum masing-masing model velg dengan *yield strength*.

Dengan demikian, dari data hasil simulasi yang telah didapatkan, dapat disimpulkan bahwa ketiga model velg “aman” karena tegangan maksimum lebih kecil tegangan ijin ($\sigma < \sigma_y$).

KESIMPULAN DAN SARAN

Kesimpulan

Dari hasil penelitian didapati bahwa model velg yang paling aman dari ketiga jenis velg yang ada adalah velg model ke-1 dengan urutan besar tegangan maksimum pada kecepatan 40 Km/jam, 50 Km/jam, 60 Km/jam, dan 70 Km/jam adalah: 7,16 N/mm²; 7,03 N/mm²; 6,87 N/mm²; dan 6,67 N/mm².

Saran

Untuk mendapatkan data hasil tegangan yang akurat maka :

1. Proses permodelan (*drawing*) harus disesuaikan dengan geometri asli velg.
2. Ukuran *meshing* untuk pembagian tiap elemen harus diperkecil atau berada pada kondisi “*high quality*”.

DAFTAR PUSTAKA

- Azmi Ziqra Uthami, (2010), "*SolidWorks Alat Bantu Merancang Komponen Dengan Mudah*", Modula, Bandung
- Pramono, A.S & Wikarta Alief, (2006), "*Simulasi Pengujian Impact pada Velg Sedan Dengan Metode Elemen Hingga*", SNITM, Surabaya
- Pramono, A.S, (2004), "*Simulasi Pengujian Dynamic Radial Fatigue Pada Velg sedan dengan Metode Elemen Hingga*", Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin II (SNTTM II) Padang
- Sugata W, I Dewa Bagus., (1998). "*Analisis Elemen Hingga Pada desain velg racing Mobil Dengan Bantuan Paket Program EMRCNISA / Display II*", Tugas Akhir (S1), Jurusan Teknik Mesin, FTI, ITS, Surabaya.
- Yeh-Liang Hsu, dkk, (2006), "*Developing an automated design modification system for aluminum disk wheels*", 10th International Conference on CSCW in Design, May 3-5, Southeast University, Nanjing, China.
- Yeh-Liang Hsu, dkk, (2004), "*Prediction of fatigue failures of aluminum disc wheels using the failure probability contour based on historical test data*", Journal of the Chinese Institute of Industrial Engineers, Vol. 21, No. 6, pp. 551-558
- Yeh-Liang Hsu dan Ming-Sho Hsu, (2001), "*Weight reduction of aluminum disc wheels under fatigue constraints using a sequential neural network approximation method*", Computers in Industry, Vol. 46/2, p. 167~179. Taiwan