

PROSEDUR PERHITUNGAN UMUR *WHEEL RIM* KENDARAAN BERAT DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

Ethys Pranoto¹, Edi Purwanto²

¹Program studi D.IV Teknik Keselamatan Otomotif, Politeknik Keselamatan Transportasi Jalan

²Program studi D.IV Teknik Keselamatan Otomotif, Politeknik Keselamatan Transportasi Jalan

Jalan. Semeru No. 3 Tegal, Jawa Tengah

Abstrak

Kualitas pelek dapat diukur dari kemampuan pelek menerima beban. Salah satu cara mengetahui kualitas pelek dengan *cornering fatigue test* dan memenuhi kinerja umur fatik pelek menurut SAE 1992. Penelitian ini bertujuan membuat prosedur untuk menentukan umur dari pelek dari jenis *bolt-together divided wheel* dengan menggunakan metode elemen hingga. Prosedur pertama menghitung nilai *load test* berdasarkan kendaraan dan ukuran pelek. Kedua membuat pemodelan *cornering test* dengan modul *static analysis* untuk menentukan daerah kritis. Ketiga besar tegangan kritis digunakan untuk menghitung umur fatik pelek. Perhitungan umur fatik menggunakan metode *stress based*. Perhitungan ini dapat digunakan untuk memperkirakan umur pakai sehingga kapan pelek kendaraan harus diganti dapat ditentukan guna mencegah terjadinya kecelakaan serta meningkatkan keselamatan dalam berkendara.

Perhitungan *load test* mendapatkan besar pembebanan 17073 N. Hasil simulasi modul *static analysis* untuk model I tegangan kritis sebesar 243.89 MPa dan 232.68 MPa. Besar tegangan kritis untuk model II sebesar 240.41 MPa. Tegangan kritis pada kedua model terjadi pada daerah sekitar lubang ventilasi. Keberadaan lubang ventilasi menyebabkan terjadinya konsentrasi tegangan. Tegangan radial dan tegangan multiaksial digunakan untuk menghitung umur fatik pelek pada daerah kritis. Hasil perhitungan umur fatik berdasarkan tegangan radial dengan metode *stress based* diperoleh untuk model I sebesar 12160 siklus, model II sebesar 8711 siklus. Hasil perhitungan umur fatik berdasarkan tegangan multiaksial dengan metode *stress based* diperoleh untuk model I sebesar 6425 siklus, model II sebesar 6964 siklus.

Adanya perubahan geometri pada *disc* seperti lubang dan fillet mempengaruhi konsentrasi tegangan dan kurva S-N yang pada akhirnya mempengaruhi usia pakai pelek.

Kata kunci : *wheel rim, cornering fatigue test, finite element method*, prediksi umur fatik, faktor konsentrasi tegangan

PENDAHULUAN

Pelek adalah komponen kendaraan yang berada diantara ban dan hub roda yang terhubung dengan bodi kendaraan dan berperan menyebabkan roda berputar. Pelek memegang peranan dalam menahan beban. Beban disebabkan oleh berat kendaraan sendiri, berat yang diangkut berupa penumpang dan barang dan beban yang disebabkan oleh percepatan kendaraan yang berubah. Roda yang berputar dan terbebani menyebabkan pelek mengalami pembebanan bolak-balik dan pembebanan berulang. Pertimbangan fungsi pelek tersebut sehingga pelek tidak boleh mengalami kegagalan ketika beroperasi sehingga terjamin keselamatan berkendara.

LANDASAN TEORI

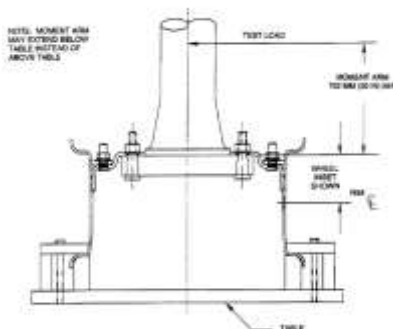
Kegagalan pelek tidak boleh terjadi ketika kendaraan beroperasi, atau dengan kata lain kegagalan pelek dapat dicegah dengan mengetahui umur dari pelek. Sebelum pelek dirakit pada kendaraan maka pelek harus melalui dan memenuhi beberapa syarat pengujian. Standar pengujian pelek yang dapat digunakan adalah SAE J1992 Wheel/Rims – Performance Requirements and test procedures. Salah satu pengujian dalam regulasi adalah dynamics cornering fatigue yang menguji kekuatan dari pelek pada bagian piringan/disc atau jari-jari/spokes dari pelek. Pengujian tersebut mensyaratkan pelek mampu menahan beban tertentu selama jumlah siklus minimum tertentu.

SAE tidak menyebutkan jumlah benda uji yang digunakan pada saat pengujian tetapi General Motor, GM mengeluarkan standar GMW14341 tentang Wheel Rotary Bending Fatigue Test mensyaratkan minimal lima pelek untuk Stationary Wheel Test Machine dan Sembilan sampel pelek untuk Rotating Wheel Test Machine dan waktu pengujian minimal 4 hari. Kebutuhan jumlah pelek saat pengujian tidak menguntungkan Karena memerlukan material yang banyak dan waktu yang lama. Metode simulasi pengujian pelek menggunakan perangkat lunak metode elemen hingga diharapkan dapat mengurangi kerugian yang terjadi dengan metode trial and error. Metode simulasi akan memberikan keuntungan kepada desainer untuk mendapatkan desain pelek yang lebih baik dengan mengetahui posisi kritis suatu pembebanan pada pelek dan mengubah geometri dan ukuran pelek sebelum proses produksi.

METODOLOGI PENELITIAN

a. PENGUJIAN CORNERING FANTIGUE

SAE J1992-2001 tentang Wheels/Rims—Test Procedures and Performance Requirements, mensyaratkan kinerja minimum untuk pengujian fatik disc wheels, demountable rims, dan bolt-together wheels untuk pemakaian di jalan raya untuk truk militer, bus, truk-tempel dan kendaraan multipurpose. Skema pengujian corneringfatigue ditunjukkan oleh Gambar 1



Gambar 1. Skema pengujian *cornering* fatigue untuk *Bolt-Together Divided Wheels*[2]

Ada beberapa tahap prosedur yang dilakukan ketika melakukan pengujian dynamics cornering fatigue yaitu: [1] [2]

1. Gunakan adaptor, baut dan mur yang mewakili dari spesifikasi pelek.
2. Pastikan permukaan yang bersentuhan dengan adaptor bebas dari benda asing atau geram.
3. Pasangkan pelek pada poros lengan rigid dan adaptor.
4. Kencangkan mur sesuai dengan ketentuan. Kekencangan harus diperiksa dan setel ulang secara periodik selama pengujian berlangsung.
5. Jepit rim dengan baik pada meja.
6. Setel sistem sehingga penyimpangan poros tidak lebih dari 0.25 mm secara keseluruhan.
7. Beban pengujian ditentukan dengan persamaan1 berikut [1] [2] [11]
8. Beban pengujian

$$TestLoad = \frac{M}{Momentarm} \dots\dots\dots(1)$$

M ditentukan dengan persamaan 2

$$M = (L)[\mu + d](S) \dots\dots\dots(2)$$

Dimana:

- M : Momen lengkung, N-m
- μ : Koefisien gesek antara ban dan jalan, 0.7
- slr : staticloadedradius ban yang digunakan pada roda, m
- d: offset, m
- S: Faktor percepatan.
- L : Beban pada roda, N

9. Beban uji diarahkan sejajar dengan permukaan melalui pusat dari pelek seperti Gambar 1. Beban uji boleh menarik atau mendorong poros

b. PELEK DAN LOAD TEST

Bagian ini akan menjelaskan jenis pelek yang akan menjadi obyek penelitian, material yang digunakan oleh pelek dan perhitungan test load berdasarkan berat kendaraan dan dimensi dari pelek.

1. Pelek

Pelek yang akan diteliti adalah dari jenis *Bolt Together Diveded Wheel* dengan ukuran 20×9 yang ditunjukkan oleh Gambar 2.



Gambar 2 Pelek jenis Bolt-Together Divided Wheel

Material pelek yang digunakan adalah ASTM A36 dengan sifat–sifat mekanis yang ditunjukkan pada Tabel 1

Tabel 1 Sifat–sifat mekanis ASTM A36

Properti	Besaran
Modulus Elastisitas, GPa	200
Angka Poisson's	0.26
Tegangan Tarik, MPa	400
Tegangan Luluh, MPa	250

2. Load Test

Besaran test load ditentukan dengan persamaan 1 dan 2 dan diperoleh 17073 N. Besaran ini digunakan untuk beban pada modul simulasi statik pada pemodelan metode elemen hingga

c. PEMODELAN STATIK

Berdasarkan pengujian cornering fatigue maka pemodelan statik metode elemen hingga dibuat. Pemodelan statik digunakan untuk menganalisis tegangan pada pelek ketika dikenai beban. Penelitian ini menggunakan SolidWorks untuk membuat geometri dan SolidWorks Simulation untuk menganalisis tegangan.

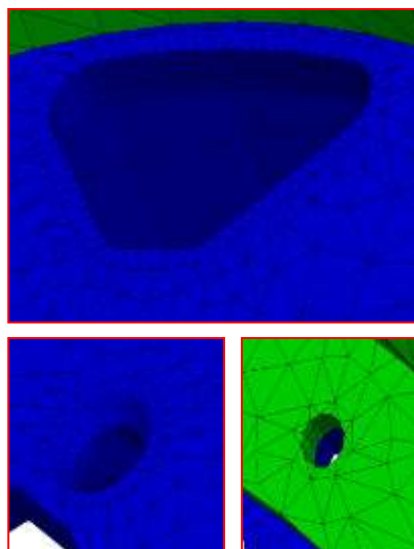
1. Elemen

Jenis elemen yang digunakan pada pelek dan lengan momen adalah *tetrahedral* dengan 4 nodal. Ukuran elemen *default* dengan *refinement* pada area–area tertentu. Jumlah elemen untuk tiap model ditunjukkan **Error! Reference source not found..**

Tabel 2. Jumlah elemen

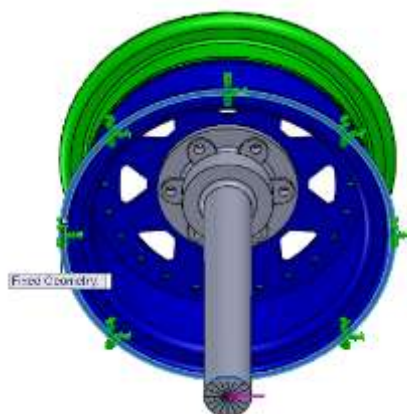
Model	Jumlah elemen
I	55106
II	42406

2. Refinement pada daerah tertentu seperti pada lubang ventilasi, lubang baut dilakukan karena daerah tersebut diasumsikan sebagai daerah berbahaya dengan tegangan yang lebih tinggi daripada daerah sekitarnya. Refinement secara lokal ditunjukkan oleh Gambar 3.



Gambar 3 Refinement elemen pada pelek model I

3. Kondisi Batas
Batas–batas pada metode elemen hingga diberikan agar sesuai dengan kondisi pengujian. Pelek ditumpu dengan tumpuan jepit pada bagian flange. Ilustrasi tumpuan ditunjukkan pada Gambar 4

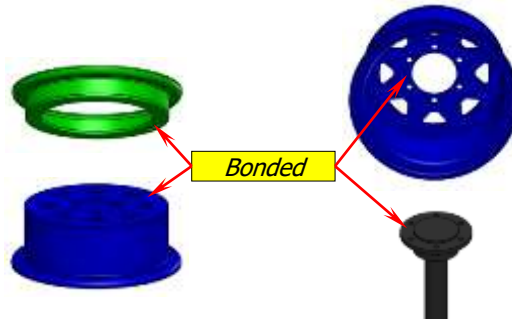


Gambar 4 Pemodelan statik elemen hingga

4. Kondisi batas yang lain adalah interaksi antar komponen pelek dan pelek serta lengan momen. Ada dua jenis interaksi. Model I interaksi dengan menggunakan fasilitas bolt connector yang dimiliki oleh perangkat lunak untuk menggantikan baut. Interaksi antar komponen pelek dan lengan momen untuk model I dengan tipe No Penetration ditunjukkan oleh Gambar 5. Model II interaksi dengan menggunakan Bonded untuk menggantikan fungsi baut.

Interaksi antar komponen pelek dan lengan momen untuk model II ditunjukkan oleh Gambar 6

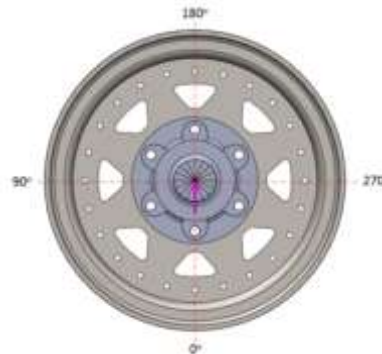
Gambar 5. Pemodelan NoPenetration dan Bolt Connector



Gambar 6. Pemodelan Bonded

5. Pembebanan

Simulasi untuk menggambarkan bahwa pelek berputar atau beban berputar maka arah pembebanan diubah dalam 16 arah atau dengan beda interval 22.5o. Ilustrasi model pembebanan ditunjukkan oleh Gambar 7



Gambar 7. Pemodelan beban

d. PREDIKSI UMUR FATIK

Analisis umur fatik dapat dilakukan dengan mengetahui sifat-sifat mekanik material dan pembebanan fatik yang terjadi pada komponen

1. Pendekatan tegangan fanatik

Pembebanan yang terjadi pada beban fatik melibatkan siklus yang berulang dan konstan antara beban maksimal dan beban minimum. Alternatif penggambaran beban fatik yang terjadi dapat digantikan dengan tegangan amplitudo, σ_a dan tegangan rata-rata, σ_m yang ditunjukkan oleh persamaan 3 dan 4 [4] [6]

$$\sigma_a \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \dots\dots\dots(3)$$

$$\sigma_m \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \dots\dots\dots(4)$$

Kombinasi tegangan amplitudo, σ_a dan tegangan rata-rata, σ_m digunakan untuk menentukan *equivalent completely reversed stress*, σ_{ar} . Salah satu metode yang digunakan adalah modified Goodman line yang ditunjukkan oleh persamaan 5 [4] [6]

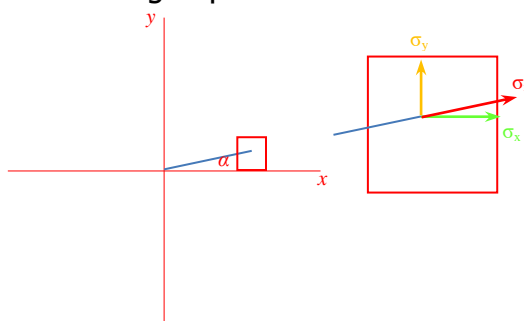
$$\sigma_{ar} \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u}} \dots \dots \dots (5)$$

Besaran σ_{ar} dapat digunakan untuk menentukan umur fatik komponen dengan memasukan besaran ke kurva S-N.

Komponen pada struktur pada kenyataanya mengalami pembebanan yang komplek. Kondisi tegangan yang diberikan perhitungan elemen hingga berupa komponen $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$. Berdasarkan komponen tegangan multiaksial maka tegangan amplitudo dan tegangan rata-rata pada koordinat manapun dapat ditentukan.

Penelitian ini menggunakan dua metode pendekatan untuk menentukan *equivalent completely reversed stress*, σ_{ar} . Pertama dengan menggunakan tegangan radial, σ_r dan kedua menggunakan tegangan multiaksial.

Tegangan radial, σ_r ditentukan dengan komponen tegangan σ_x, σ_y yang terjadi pada koordinat bidang xy. Ilustrasi tegangan radial yang terjadi ditunjukkan oleh Gambar 8 dan ditentukan dengan persamaan 6



Gambar 8. Tegangan radial pada pelek

$$\sigma_r = \sigma_x \cos \alpha + \sigma_y \sin \alpha \dots \dots \dots (6)$$

Equivalent completely reversed stress, σ_{ar} ditentukan dengan tegangan radial maksimal dan tegangan minimal yang terjadi pada pelek dalam satu putaran pembebanan.

Pendekatan σ_{ar} yang kedua dengan menggunakan tegangan multiaksial.[6] Tegangan multiaksial digunakan untuk menentukan tegangan amplitudo efektif σ_{ae} dan tegangan rata-rata efektif, σ_{me} . Persamaan tegangan efektif ditunjukkan oleh persamaan 7 dan 8

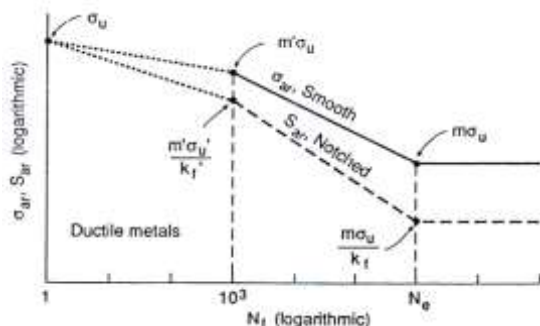
$$\sigma_{ae} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{xa} - \sigma_{ya})^2 + (\sigma_{ya} - \sigma_{za})^2 + (\sigma_{za} - \sigma_{xa})^2 + 6(\tau_{xya}^2 + \tau_{yza}^2 + \tau_{zxa}^2)} \dots \dots \dots (7)$$

$$\sigma_{me} = \sigma_{xm} + \sigma_{ym} + \sigma_{zm} \dots \dots \dots (8)$$

Setelah tegangan efektif σ_{ae} dan σ_{me} diketahui tegangan σ_{ar} ditentukan dengan persamaan 5.

2. Kurva S-N

Persyaratan minimum umur fatik pelekpada pengujian cornering fatigue menurut SAE J1992-2001, $N_f > 10^3$ maka dikategorikan high-cycle fatigue. Prediksi umur fatik dapat menggunakan metode stressbased dan kurva S-N. Kurva S-N menunjukkan sifat-sifat fatik yang dimiliki oleh material komponen.



Gambar 9. Estimasi kurva S-N menurut Shigley[5]

Penelitian ini menggunakan metode Shigley untuk mengestimasi kurva S-N. Bentuk kurva diilustrasikan oleh Gambar 9. Jika memperhatikan Gambar 9 maka ada dua titik tegangan yang harus dihitung yaitu pada $N_f = 10^3$ dan $N_f = 10^6$ untuk membuat kurva S-N. Kurva S-N dibuat karena tidak adanya data kurva S-N material hasil pengujian. [6] [10]

Kekuatan material terhadap beban fatik akan dipengaruhi oleh perlakuan yang didapatkan material sebelumnya atau dengan kata lain akan merubah kurva S-N komponen. Beberapa faktor yang mempengaruhi adalah faktor kondisi permukaan, faktor ukuran komponen, faktormodel pembebanan. Beberapa besaran parameter yang mempengaruhi kurva S-N menurut Juvinall dan Shigley ditampilkan dalam **Error! Reference source not found.**

Tabel 3. Parameter kurva S-N [6]

Parameter	Applicability	Juvinall (1991)	Shigley (1989)
Bending fatigue limit factor: m_s	Steels, $\sigma_s \leq 1400$ MPa Higher strength steels Cast irons; Al alloys if $\sigma_s \leq 325$ MPa Higher strength Al Magnesium alloys	0.5 ≤ 0.5 0.4 0.35	0.5 $\sigma_{s,b} = 700$ MPa — —
Load type factor: m_l	Bending Axial Torsion	1.0 1.0 0.58	1.0 0.92 ¹ 0.58
Size (stress gradient) factor: m_d	Bending or torsion ² $d < 10$ mm $d = 10$ to 50 mm $d = 50$ to 100 mm $d = 100$ to 150 mm Axial	1.0 0.9 0.8 0.7 0.7 to 0.9 ³	$(d/7.62 \text{ mm})^{-0.1133}$ $(d/7.62 \text{ mm})^{-0.1133}$ 0.6 to 0.75 0.6 to 0.75 1.0
Surface finish factor: m_f	Polished Ground ⁴ Machined ⁴	1.0 See Fig. 10.18 See Fig. 10.18	1.0 $1.58 \sigma_s^{-0.0015}$ $4.51 \sigma_s^{-0.363}$
Life for fatigue limit point: $N_{f,c}$ cycles	Steels, cast irons Aluminum alloys Magnesium alloys	10^6 5×10^6 10^6	10^6 — —
Constants for points at $N_f = 10^6$: m', k'_f	Bending or torsion Axial, small eccentricity	$m' = 0.9$ $k'_f = k_f$ $m' = 0.75$ $k'_f = k_f$	$m' = 0.9$ $k'_f = 1$ $m' = 0.9$ $k'_f = 1$

Notes: ¹If $\sigma_s > 1520$ MPa, use $m_s = 1.0$. ²For Shigley, for reversed (nonrotating) bending, replace d with $d_r = 0.37d$ for round sections, and with $0.81\sqrt{ar}$ for rectangular sections, where a is beam depth and r is thickness. ³Use for $d < 50$ mm only, and use the higher value if the eccentricity is small. ⁴For Shigley, enter equations with σ_s in MPa.

Parameter lain adalah fatigue notch factor, k_f yang dipengaruhi adanya takikan. k_f dapat dihitung dengan persamaan 9 [4] [6]

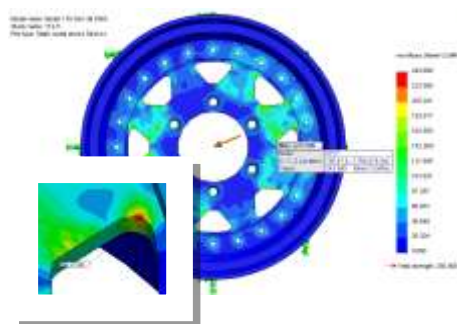
$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \dots \dots \dots (9)$$

Dengan q adalah sensitifitas takikan dan k_t faktor konsentrasi tegangan statik

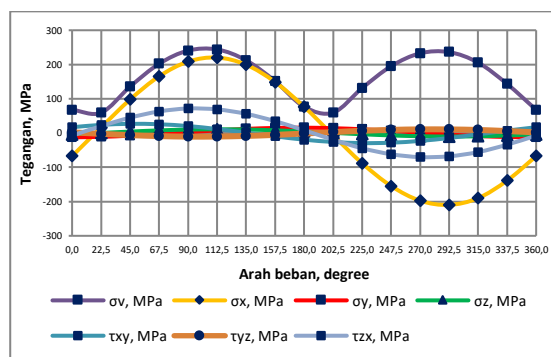
PEMBAHASAN

a. ANALISIS STATIC METODE ELEMEN HINGGA

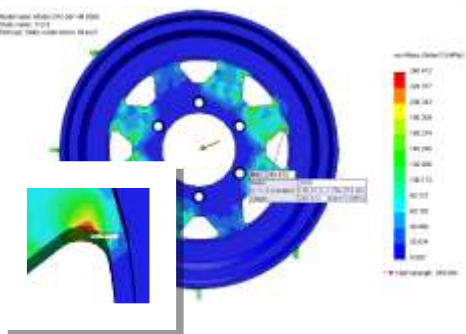
Simulasi cornering fatigue dengan memberikan beban pada lengan momen dengan arah yang selalu berubah dengan interval 22.5o akan mengubah posisi tegangan vonMises maksimal selalu berpindah. Dengan cara ini akan diperoleh tegangan vonMises maksimal yang terbesar pada arah pembebanan tertentu. Nodal pada tegangan vonMises maksimal yang terbesar digunakan untuk menganalisis adanya fluktuasi tegangan pada suatu nodal. Hasil analisis statik untuk model I didapatkan pada nodal 3717 dengan $\sigma_v M = 243.89$ MPa ditunjukkan oleh Gambar 10 dan fluktuasi tegangan vonMises dan tegangan multiaksial pada nodal 3717 model I ditunjukkan oleh Gambar 11. Hasil analisis statik untuk model II didapatkan pada nodal 3717 dengan $\sigma_v M = 243.89$ MPa ditunjukkan oleh Gambar 12 dan fluktuasi tegangan vonMises dan tegangan multiaksial pada nodal 3026 model II ditunjukkan oleh Gambar 13



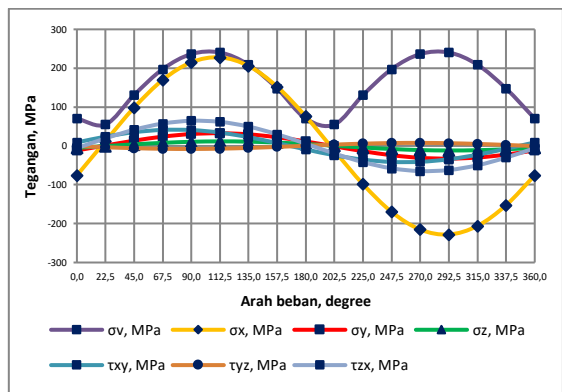
Gambar 10. Tegangan *vonMises* maks mode I



Gambar 11 Fluktuasi tegangan *vonMises* dan tegangan multiaksial model I, nodal 3717



Gambar 12 Tegangan *vonMises* maks mode II



Gambar 13 Fluktuasi tegangan *vonMises* dan tegangan multiaksial model II, nodal 3026

Tegangan vonMises maksimal pada kedua model jika diperhatikan memiliki arah beban momen sejajar dengan bagian disk yang membentuk jari-jari pelek.

Tegangan multiaksial ditampilkan pada hasil simulasi statik untuk menunjukkan besaran dan arah fluktuasi tegangan yang terjadi pada nodal dimana tegangan kritis terjadi berdasarkan tegangan vonMises.

Daerah tegangan vonMises maksimal terjadi pada sekitar lubang ventilasi untuk kedua model, hal ini terjadi karena perubahan geometri pada disk karena lubang ventilasi menyebabkan konsentrasi tegangan.

Hasil perhitungan model I dan II terjadi perbedaan meskipun tidak signifikan. Perbedaan disebabkan oleh beda definisi pada contact component pada kedua model. Hasil model I memiliki dua tegangan maksimal yang berbeda sedangkan model II memiliki dua tegangan yang sama atau dengan kata lain model II memiliki hasil yang simetris.

b. ANALISIS FATIK

Berdasarkan hasil analisis statik metode elemen hingga untuk kedua model dan persamaan perhitungan *equivalent completely reversed stress*, σ_{ar} berdasarkan tegangan radial maka besaran σ_{ar} dapat ditentukan dan ditunjukkan dalam Tabel 4

Tabel 4. σ_{ar} berdasarkan tegangan radial

Mo del	$\sigma_{r,max}$	$\sigma_{r,min}$	σ_m	σ_a	σ_{ar}
I	216.6 6	- 205.6	5.53	211.13	214.09

		0			
II	229.47	-229.47	0.00	229.47	229.47

Selain σ_{ar} berdasarkan tegangan radial perhitungan besaran σ_{ar} juga dapat ditentukan dengan tegangan multiaksial dan ditunjukkan dalam Tabel 5

Tabel 5 σ_{ar} berdasarkan tegangan multiaksial

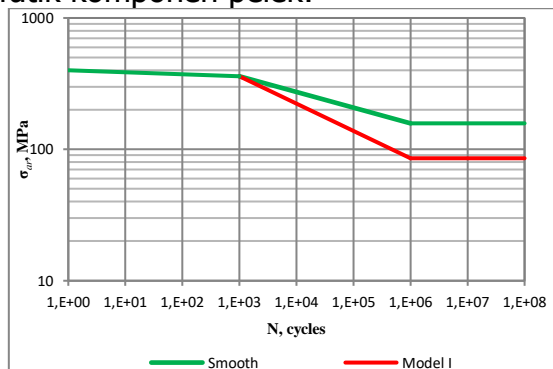
Model	$\sigma_{VM, \max 1}$	$\sigma_{VM, \max 2}$	σ_m	σ_a	σ_{ar}
I	243.89	232.68	7.32	240.00	244.47
II	240.41	240.41	0.00	240.41	240.41

Perhitungan umur fatik komponen dengan metode *stress based* dibutuhkan kurva S-N. Seperti dijelaskan pada 5.2 kurva S-N material dapat dibuat dengan dua koordinat pada $N_f = 10^3$ dan $N_f = 10^6$ dan memperhatikan beberapa faktor yang mempengaruhi yang dijelaskan pada **Error! Reference source not found.** maka perhitungan kurva S-N material dijelaskan **Error! Reference source not found.**

Tabel 6. Perhitungan kurva S-N material

Faktor Koreksi		Jenis		Nilai
Material	m_e	Steel, $\sigma_u \leq 1400$ MPa		0.5
Beban	m_t	Bending		1.0
Ukuran	m_d	$d_e = 30.84$	$(d/7.62 \text{ mm})^{-0.113}$	0.85
		$w = 145$ $t = 10$	$d_e = 0.81(wt)^{0.5}$	
Permukaan	m_s	Machined	$4.51\sigma_u^{-0.265}$	0.92
Total	m	$m_e \cdot m_t \cdot m_d \cdot m_s$		0.39
$N = 10^3$	$\sigma_{ar} = m' \sigma_u$	$N = 10^6$	$\sigma_{ar} = m \sigma_u$	
	$= 0.9 \cdot 400$		$= 0.39 \cdot 400$	
	$= 360$ MPa		$= 156$ MPa	

Berdasarkan perhitungan pada **Error! Reference source not found.** maka kurva S-N material dapat dibuat dan ditunjukkan oleh Gambar 14. Tegangan batas fatik untuk kurva S-N material $\sigma_{er} = 156$ MPa. Kurva ini kurang tepat untuk menghitung umur fatik komponen pelek.



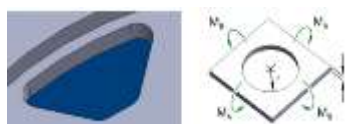
Gambar 14. Kurva S-N material dan komponen

Kurva S-N material belum memperhitungkan faktor konsentrasi tegangan fatik, k_f . Faktor konsentrasi tegangan fatik dipengaruhi oleh faktor konsentrasi tegangan statik dan sensitifitas takikan yang ditunjukkan oleh persamaan 9.

Besaran faktor konsentrasi tegangan statik ditentukan dengan persamaan 10. Perhitungan faktor ini mengasumsikan lubang ventilasi mengalami beban momen MA dan MB dengan salah satu momen = 0 [11]

$$k_t = 1.79 + \frac{0.25}{1 + (\frac{2r}{t})} + \frac{0.81}{1 + (\frac{2r}{t})^2} + \frac{0.26}{1 + (\frac{2r}{t})^3} \dots \dots \dots (10)$$

Jika diketahui untuk model I dan model II memiliki radius $r = 10$ mm dan tebal $t = 10$ mm diperoleh $k_t = 2.05$.



Gambar 15. Pendekatan faktor konsentrasi tegangan statik pada lubang ventilasi

Berdasarkan kurva sensitivitas takikan maka didapatkan besaran $q = 0.8$ [4]. Dengan mengetahui besaran faktor konsentrasi tegangan statik, faktor sensitivitas takikan dan dikombinasikan dengan persamaan 9 maka besaran k_f model I dan II sebesar 1.84

Dengan diketahui faktor konsentrasi tegangan fatik, k_f maka terjadi koreksi pada dua koordinat pada $N_f = 103$ dan $N_f = 106$ pada kurva S-N. Perhitungan koreksi pada kedua koordinat dan kedua model ditunjukkan oleh Tabel 7 dan kurva S-N komponen model I dan

Tabel 7. Perhitungan kurva S-N komponen Model I dan II

$N = 10^3$	$\sigma_{ar} = \frac{m \sigma_u}{k_f}$	$N = 10^6$	$\sigma_{ar} = \frac{m \sigma_u}{k_f}$
	$= \frac{0.9 \cdot 400}{1.}$		$= \frac{0.39 \cdot 400}{1.84}$
	$= 360$ MPa		$= 85.54$ MPa

Berdasarkan hasil perhitungan equivalent completely reversed stress, σ_{ar} dan kurva S-N komponen mak umur fatik dapat ditentukan. Perhitungan umur fatik selengkapnya ditunjukkan oleh **Error! Reference source not found.**

Tabel 8. Perhitungan umur fatik

Tegangan Radial		
Model I	$\sigma_{ar} = 214.09$	$N_f = 12160$
Model II	$\sigma_{ar} = 229.47$	$N_f = 8711$
Tegangan Multiaksial		
Model I	$\sigma_{ar} = 244.47$	$N_f = 6425$
Model II	$\sigma_{ar} = 240.41$	$N_f = 6964$

Berdasarkan perhitungan umur fatik untuk model I dan II keduanya tidak memenuhi persyaratan minimum yaitu $N_f = 30000$ siklus

KESIMPULAN

Berdasarkan analisis menggunakan simulasi metode elemen hingga yang telah dilakukan dapat disimpulkan;

1. Pemodelan statis pengujian *cornering fatigue* menggunakan elemen tetrahedral dengan 4 nodal dan lengan momen rigid.
2. Lokasi kritis untuk model I, model II berada disekitar lubang ventilasi. Lubang ventilasi pada pelek menyebabkan terjadinya konsentrasi tegangan karena terjadinya perubahan geometri.
3. Prediksi umur fatik untuk model I berdasarkan tegangan radial maks 216.66 MPa dan tegangan radial min -205.60 MPa diperoleh $N_f = 12160$ siklus dan faktor keselamatan $X_N = 0.41$, $X_S = 0.83$ dan $X_O = 1.15$
4. Prediksi umur fatik untuk model I berdasarkan tegangan multiaksial dengan tegangan kritis maks 243.89 MPa dan 232.68 MPa diperoleh $N_f = 6425$ siklus dan faktor keselamatan $X_N = 0.21$, $X_S = 0.73$ dan $X_O = 1.01$
5. Prediksi umur fatik untuk model II berdasarkan tegangan radial maks 229.47 MPa dan tegangan radial min -229.47 MPa diperoleh $N_f = 8711$ siklus dan faktor keselamatan $X_N = 0.29$, $X_S = 0.77$ dan $X_O = 1.09$
6. Prediksi umur fatik untuk model II berdasarkan tegangan multiaksial dengan tegangan kritis maks 240.41 MPa diperoleh $N_f = 6964$ siklus dan faktor keselamatan $X_N = 0.23$, $X_S = 0.74$ dan $X_O = 1.04$

SARAN

1. Prediksi umur pakai akan lebih baik jika dilakukan pengujian terhadap material pelek. Hal ini untuk mengantisipasi perubahan sifat material akibat proses manufaktur.
2. Perbaikan terhadap geometri pelek perlu dilakukan terutama pada daerah sekitar lubang ventilasi untuk mencapai persyaratan minimum kemampuan berdasarkan SAE J1992-2001.
3. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut dengan eksperimen untuk validasi pemodelan.

REFERENSI

- Anonim (2007) : SAE J267 Wheels/Rims – Trucks – Performance requirements and test procedures, SAE – Society of Automotive Engineers, Inc.
- Anonim (2001) : SAE J1992. Wheels/Rims—Military Vehicles—Test Procedures and Performance Requirements, SAE – Society of Automotive Engineers, Inc.
- Anonim (2008) : GMW14341. Wheel Rotary Bending Fatigue Test, General Motors Corporation.
- Budynas, R.G. dan Nisbett, J.K.(2011) : Shigley’s Mechanical Engineering Design, Ninth-ed., McGraw Hill Companies. Inc., New York, USA. 265-357, 410-474
- Carvalho CP, Voorwald HJC, Lopes CE. (2001) : Automotive wheels- an approach for structural analysis and fatigue life prediction, SAE technical papers, SAE
- Dowling, N.E. (1993) : Mechanical Behaviour of Material, Prentice-Hall International, Inc. 339-455
- Gillepie, T.D.(1994) : Fundamental of Vehicle Dynamics, SAE, USA.
- Logan, D.L. (2002) : A First Course in the Finite Element Method, Third-ed., Wadsworth Group., USA.
- Topaç, M.M., Ercan, S., Kuralay, N.S. (2012) : Fatigue life prediction of a heavy vehicle steel wheel under radial loads by using finite element analysis, International Journal of Fatigue, 67-79
- Wang, L., Chen, Y., Wang, C., Wang,Q (2011) : Fatigue Life Analysis of Aluminum Wheels by Simulation of Rotary Fatigue Test, Journal of Mechanical Engineering 57, 37-39
- Wright, D.H. (1993) : Testing Automotive Materials and Components, SAE – Society of Automotive Engineers, Inc, 169-206
- Young, W.C. dan Budynas, R.G. (2001) : Roark’s formula for stress and strain, McGraw-Hill Professional, 771-797