

ANALISIS TEGANGAN THERMAL PADA TROMOL REM TRUK DENGAN KAPASITAS ANGKUT 6 TON

IGN Wiratmaja Puja, Henry Ako Tampubolon, dan
Untung Suhartanto

Laboratorium Perancangan Mesin
Departemen Teknik Mesin ITB

Abstrak

Makalah ini menyajikan analisis tegangan thermal tromol rem truk kapasitas angkut 6 ton, akibat gesekan antara kanvas dan drum untuk rem jenis two leading shoe. Perhitungan beban mekanik dan thermal pada drum dilakukan untuk kondisi pengereman pada jalan datar, berbelok, dan menurun dengan variasi perlambatan. Berdasarkan analisis perpindahan panas transien, distribusi temperatur drum selama pengereman dihitung untuk berbagai variasi perlambatan dan waktu pengereman. Tegangan thermal dianalisis dengan bantuan metoda elemen hingga dan hasilnya dibandingkan dengan kegagalan yang terjadi sebenarnya pada drum rem. Hasil analisis menunjukkan lokasi heat crack yang terjadi sama dengan kondisi riil tromol yang mengalami kegagalan. Berdasarkan hasil analisis distribusi temperatur dan distribusi tekanan pada drum, maka laju keausan drum rem dapat ditentukan untuk memprediksi umur teknis drum rem.

Abstract

This paper presents drum brakes thermal stress analysis for 6 ton truck capacity, due to friction between shoe and drum for two leading shoe brakes type. The mechanical and thermal loading are analyzed for various road conditions such as straight path, curved, and downhill path, with various value of deceleration. Based on the transient heat transfer, the drum temperature distribution are calculated for various deceleration and braking time period. Using finite element techniques, the thermal stresses are obtained and the results are compared to the actual failures evidences of brake drums. It is observed that the real heat crack locations are in agreement with the computed stressed areas. Based on the pressure and temperature distribution, the wear rate can be obtained to estimate the technical life of the brake drum.

Keywords: thermal stresses, brake drum, failure, finite element

1. PENDAHULUAN

Rem merupakan komponen penting dalam kendaraan karena berfungsi untuk mengontrol laju kendaraan yang secara langsung berhubungan dengan keamanan dan keselamatan berlalu lintas di jalan raya^[1,2]. Rem drum (rem tromol) sangat sesuai digunakan pada truk dan bus karena dapat memiliki kapasitas pengereman yang besar, mekanisme yang sederhana, dan harganya relatif murah. Tromol rem yang terbuat dari besi cor perlu diganti secara rutin jika keausan yang dialami telah mencapai batas yang diijinkan^[3].

Pada saat pengereman, energi kinetik kendaraan diubah menjadi energi kalor (panas) yang selanjutnya dibuang dengan mekanisme konveksi dan radiasi kelingkingan. Energi kalor tersebut juga dialirkan dengan mekanisme konduksi ke komponen yang berhubungan dengan drum

dan sepatu rem. Timbulnya panas pada permukaan gesek akan meningkatkan temperatur drum dan mengakibatkan adanya tegangan thermal. Hal ini dapat menyebabkan efek fatal yang tidak diinginkan yang akhirnya menghasilkan *heat crack* awal. Efek tersebut tidak terlalu signifikan pada mobil yang relatif kecil, tetapi dapat menyebabkan masalah untuk kendaraan komersial yang relatif besar. Kecendrungan dalam perkembangan kendaraan truk masa depan adalah menghasilkan kendaraan komersial besar dengan kecepatan yang lebih tinggi dan dapat membawa beban yang lebih berat, yang berarti diperlukan rem dengan kapasitas yang lebih besar. Pada kecepatan tinggi dan pengereman yang berulang-ulang, tercipta lingkungan thermal pada permukaan kontak yang dapat menjadi titik awal timbulnya *heat-crack*. *Heat crack* ini merupakan fungsi dari tegangan thermal dan perubahan metalografi pada material drum akibat siklus pengereman^[4,5].

Produk rem drum buatan industri kecil dan menengah (UKM) di Indonesia mengalami kendala dalam kualitas dan umur teknis pemakaian. Untuk produk usaha kecil dan menengah, penggunaan rem drum hanya mampu bertahan rata-rata tiga sampai enam bulan pada pemakaian normal^[6]. Berbeda dengan produk asli (impor/lisensi) yang mampu bertahan hingga satu tahun atau lebih pada pemakaian normal. Pada umumnya, kegagalan rem drum produk usaha kecil dan menengah disebabkan karena retak atau pecah^[6]. Salah satu penyebab retak pada rem drum adalah *heat crack* pada permukaan luar rem drum yang menjadi awal retak drum yang gagal.

Dalam makalah ini disajikan analisis tegangan thermal dan keausan tromol rem untuk truk dengan kapasitas angkut 6 ton. Beban mekanik dan beban thermal yang dialami tromol dianalisis untuk berbagai kondisi jalan yang dilalui kendaraan yaitu jalan datar, berbelok, dan menurun dengan variasi perlambatan. Dengan menggunakan analisis perpindahan panas transien, distribusi temperatur drum selama pengereman dihitung untuk berbagai variasi perlambatan dan waktu pengereman. Tegangan thermal dianalisis dengan bantuan metoda elemen hingga dan hasilnya dibandingkan dengan kegagalan yang terjadi sebenarnya pada drum rem. Hasil analisis menunjukkan lokasi *heat crack* yang terjadi sama dengan kondisi riil rem drum yang mengalami kegagalan.

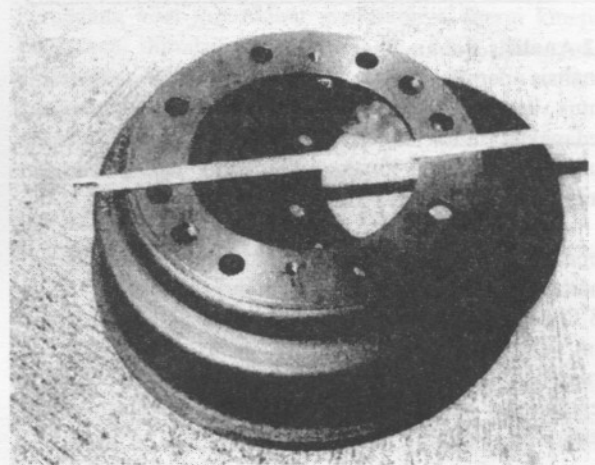
2. ANALISIS BEBAN Pengereman

2.1 Analisis Beban Mekanik

Analisis beban mekanik pengereman dilakukan dengan menggunakan mekanika kendaraan, yaitu menentukan gaya-gaya dan momen pada saat kendaraan direm^[12]. Dengan menggunakan prinsip keseimbangan dinamis, selanjutnya dapat diperoleh besar gaya pengereman dan torsi pengereman. Torsi dan gaya pengereman merupakan data masukan untuk perhitungan distribusi tekanan pada sepatu dan drum rem. Detail analisis beban mekanik pengereman diadopsi dari Puja et.al^[7,8]. Perhitungan dilakukan dalam lima buah perlambatan yaitu 0,1g; 0,2g; 0,3g; 0,4g; 0,5g; dan tiga buah kondisi jalan yaitu jalan datar, menurun, dan berbelok. Pengereman dilakukan pada kondisi ekstrim yaitu kecepatan truk 101 km/jam hingga 50 km/jam^[7]. Dimensi dan bentuk drum ditunjukkan pada gambar 1 dan gambar 2. Untuk simulasi secara numerik digunakan data – data dari truk dengan kapasitas angkut 6 ton dan daya 190 HP^[6] sebagai berikut :

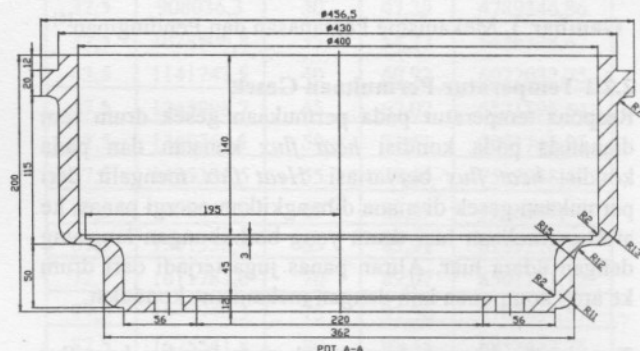
- Massa kendaraan total (m) = 14200 kg Kecepatan maksimum (v) = 101 km/jam
- Radius luar ban = 7300 mm
- Tenaga maksimum = 190 HP/2900 rpm
- Tipe mesin = Diesel 4 langkah, 6 silinder, tegak, segaris, pendingin air
- Sistem pembakaran = injeksi langsung
- Isi silinder = 7412 cc

- Dimensi kendaraan setelah berat kendaraan dan berat muatan disubstitusikan dengan berat total:
 $h_a = 1550 \text{ mm}$; $L_d = 2878,78 \text{ mm}$;
 $L = 4280 \text{ mm}$; $h = 1486 \text{ mm}$
- Ukuran sepatu rem :
 lebar sepatu rem (b) = 102 mm
 tebal sepatu rem (t) = 15 mm
 panjang sepatu rem (p) = 432,8 mm



Gambar 1. Drum rem untuk Bus/truk

Distribusi tekanan pada permukaan kontak antara sepatu dengan drum diadopsi dari hasil analisis Puja et.all^[7]. Tekanan yang digunakan untuk perhitungan energi panas adalah tekanan maksimum yang terjadi pada daerah kontak antara sepatu rem dan rem drum. Pada tabel 1 ditunjukkan tekanan maksimum pada drum untuk tiga jenis kondisi jalan.



Gambar 2. Dimensi drum rem

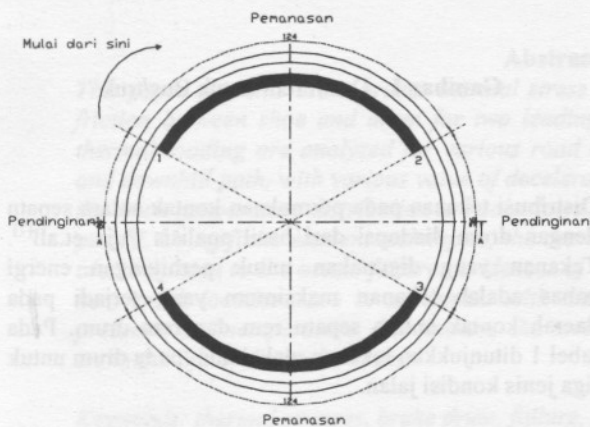
Tabel 1. Tekanan maksimum pada berbagai kondisi jalan^[7]

Perlambatan	Tekanan (kPa)		
	Jalan Datar	Jalan Berbelok	Jalan Menurun
a = 0.1g	234,8	328,7	769,3
a = 0.2g	527,5	720,4	1148,9
a = 0.3g	867,2	1174,9	1578,5
a = 0.4g	1253,9	1693,4	2048,1
a = 0.5g	1688,4	2273,9	2567,6

2.2 Analisis Beban Thermal

Analisis perpindahan panas dan respons temperatur untuk kondisi *steady state* dilakukan secara analitis. Sedangkan untuk kondisi transien digunakan metoda numerik karena melibatkan fenomena dan persamaan yang sangat kompleks.

Sepatu rem digerakkan secara hidrolik, di mana sudut antara ujung sepatu rem terhadap garis pusat rem adalah 28°C seperti ditunjukkan pada gambar 3. Jenis sepatu rem yang digunakan adalah *two leading shoe*. Karena drum berputar, maka pembangkitan energi panas serta pendinginan pada permukaan drum terjadi secara bergantian (*cyclic*).



Gambar 3. Mekanisme Pemanasan dan Pendinginan^[5]

2.2.1 Temperatur Permukaan Gesek

Respons temperatur pada permukaan gesek drum rem dianalisis pada kondisi *heat flux* konstan dan pada kondisi *heat flux* bervariasi. *Heat flux* mengalir dari permukaan gesek di mana dibangkitkan energi panas, ke arah permukaan luar drum yang berhubungan langsung dengan udara luar. Aliran panas juga terjadi dari drum ke arah komponen lain dengan mekanisme konduksi.

Temperatur di permukaan gesek pada kondisi *heat flux* konstan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (1)^[4].

$$\theta_0(z, t) = \frac{q_0 \cdot L}{k} \left\{ 1 - \frac{z}{L} + \frac{k}{h \cdot L} - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{e^{-a_n \lambda_n^2 t} \cos(\lambda_n z)}{\lambda_n L [\lambda_n L + \sin(\lambda_n L) \cos(\lambda_n L)]} \right\} \quad (1)$$

Nilai *heat flux* pada kondisi transien akan menurun dengan semakin berkurangnya energi kinetik truk akibat pengereman, temperatur maksimum pada kondisi *heat flux* yang bervariasi ditunjukkan pada persamaan (2)^[4].

$$\theta(z, t) = \frac{q_{(0)}}{q_0} \theta_0(z, t) - \frac{q_{(0)} L}{k t_s} \left[t \left(1 + \frac{k}{h L} - \frac{z}{L} \right) - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin(\lambda_n L)}{\lambda_n L + \sin(\lambda_n L) \cos(\lambda_n L)} \right] \times \left[\frac{1 - e^{-a_t \lambda_n^2 t}}{a_t \lambda_n^2} \right] \cos(\lambda_n z) \quad (2)$$

di mana :

$q_{(0)}$ = variasi *heat flux* pada rem drum (W/m^2)

q_0 = rata-rata *heat flux* pada rem drum (W/m^2)

t_s = waktu pengereman (s)

$\theta_0(z, t)$ = temperatur relatif pada kondisi *heat flux* konstan

$\theta(z, t)$ = temperatur relatif pada kondisi *heat flux* bervariasi

k = konduktivitas thermal ($J/s.m.K$) = 72,7 $J/sec.m.K$

L = tebal rem drum (m) = 15.10⁻³ m

z = jarak dari permukaan gesek (m) = 0 m

h = koefisien konveksi ($W/m^2.K$) = 53 $W/m^2.K$

$\lambda_n = \frac{n\pi}{L}$ (1/m), untuk $n=1$, $\lambda_1 = 209,44$ 1/m

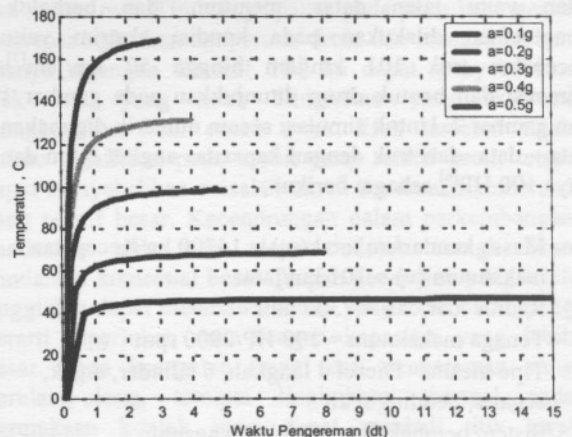
n = jumlah pengereman berulang

ρ = massa jenis rem drum (kg/m^3)

7548.58 kg/m^3

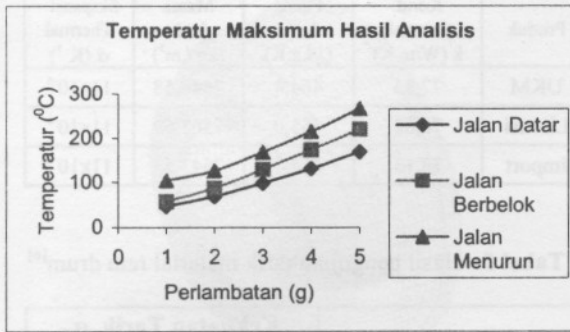
$a_t = k/(\rho \cdot c)$, (K^{-1}) = 2,15.10⁻⁵ K^{-1}

Salah satu hasil analisis temperatur permukaan kontak drum sebagai fungsi dari waktu pengereman dan perlambatan pada jalan datar ditunjukkan pada gambar 3.



Gambar 4. Respons temperatur pada jalan datar terhadap waktu pengereman

Waktu yang diperlukan oleh kendaraan untuk berhenti pada masing-masing nilai perlambatan adalah $t_{0,1g} = 14,525$ s, $t_{0,2g} = 7,125$ s, $t_{0,3g} = 4,825$ s, $t_{0,4g} = 3,625$ s, $t_{0,5g} = 2,925$ s^[7]. Nilai temperatur maksimum pada permukaan kontak fungsi dari perlambatan untuk ketiga kondisi jalan ditunjukkan pada gambar 5.



Gambar 5. Temperatur maksimum hasil analisis

2.2.2. Analisis Perpindahan Panas Transien

Pada rem drum yang mengalami perpindahan panas transien, distribusi temperatur merupakan fungsi dari posisi dan waktu^[5]. Kondisi transien terjadi antara dua keadaan *steady* yaitu pada saat keadaan *steady* awal menuju pada keadaan *steady* akhir^[1,2,9]. Keadaan *steady* awal adalah keadaan rem sebelum bergesekan dengan sepatu rem pada truk yang sedang berjalan. Keadaan *steady* akhir adalah keadaan drum sesaat setelah bergesekan dengan sepatu rem pada akhir proses pengereman truk yang mengalami perlambatan dari kecepatan tinggi ke kecepatan rendah.

Panas yang ditimbulkan akibat gesekan antara permukaan drum dan permukaan gesek sepatu rem terdistribusi sesuai dengan distribusi tekanan sepanjang permukaan gesek. Drum menyerap energi panas akibat gesekan untuk interval waktu selama drum bergerak dari satu ujung ke ujung yang lain untuk setiap permukaan sepatu dengan variasi perlambatan. Pendinginan melalui konveksi diperkirakan berlangsung selama periode tidak berkontak di mana drum bergerak dari *second leading edge* sepatu rem pertama ke *first leading edge* dari sepatu rem kedua.

Energi panas atau *heat flux* yang dihasilkan dalam keadaan *steady* akibat gesekan antara drum dan sepatu rem adalah fungsi dari koefisien gesek, tekanan pengereman dan kecepatan akhir kendaraan. *Heat flux* konstan dapat dihitung dengan persamaan (3)^[9].

$$q = f \cdot P \cdot v \quad (3)$$

di mana q , f , P , v berturut-turut adalah *heat flux* (W/m^2), koefisien gesek, tekanan kontak (Pa) dan kecepatan kendaraan (m/s). Beberapa idealisasi untuk persamaan (3) adalah :

- Koefisien gesek dianggap konstan selama pengereman, $\mu = 0,38$ ^[10]

- Radiasi thermal diabaikan, karena efeknya sangat kecil dibandingkan dengan efek konveksi panas^[9].
- Tidak terjadi deformasi pada permukaan rem drum selama kontak dengan sepatu rem.

Dalam makalah ini, analisis dilakukan pada tromol roda bagian depan, mengingat pada berbagai kasus kecelakaan, rem roda bagian depan sering mengalami kegagalan^[3].

Fungsi transien diambil dari energi kinetik truk yang semakin rendah dengan berkurangnya laju truk. Perubahan *heat flux* akibat menurunnya energi kinetik kendaraan dimulai dari 0,325 s^[5]. *Heat flux* yang dihasilkan dari transformasi energi kinetik dapat dinyatakan dengan persamaan (4)^[5].

$$q(t) = 0,95 \cdot \frac{\Delta E_k}{\Delta t_i A_b} \quad (4)$$

di mana ΔE_k adalah input energi kinetik untuk interval waktu Δt_i , dan A_b adalah luas permukaan kontak antara rem drum dan permukaan sepatu rem

Analisis dilakukan pada kondisi beban penuh di mana kendaraan diperlambat dari kecepatan 101 km/jam ke kecepatan 50 km/jam. Perlambatan divariasikan untuk lima kondisi yaitu 0,1g, 0,2g, 0,3g, 0,4g, 0,5g. Contoh hasil analisis *heat flux* diambil pada kondisi jalan datar dengan percepatan $a=0,5g$. Untuk posisi sudut 87,5° didapatkan tekanan maksimum yang terjadi adalah 1688,4 kPa. Dengan demikian dapat diperoleh *heat flux* maksimum akibat gesekan sebesar

$$Q = 8905,3 \text{ kW/m}^2$$

Hasil perhitungan fungsi transien *heat flux* pada kondisi jalan datar dengan perlambatan 0,5g dicantumkan pada tabel 2.

Tabel 2. Distribusi Tekanan dan Flux (Kondisi Jalan Datar, $a=0,5g$)^[10]

sudut (°)	tek (Pa)	sudut (°)	G_{res} (N)	Flux Q (W/m^2)
32,5	908036,3	30	47,39	4789346,86
37,5	1028806,8	35	54,37	5426338,67
42,5	1141747,5	40	60,93	6022032,75
47,5	1245998,7	45	67,02	6571895,54
52,5	1340767,1	50	72,61	7071742,23
57,5	1425331,5	55	77,64	7517768,69
62,5	1499048,3	60	82,09	7906580,40
67,5	1561356,4	65	85,91	8235218,25
72,5	1611781,6	70	89,07	8501181,12
77,5	1649940,3	75	91,56	8702444,87
82,5	1675541,8	80	93,35	8837477,75
87,5	1688391,5	85	94,43	8905252,10

Perhitungan *heat flux* yang dihasilkan dari transformasi energi kinetik truk pada kondisi jalan datar, dapat dimulai dengan menghitung energi kinetik pada salah satu roda depan truk. Untuk perlambatan 0,5g,

Luas penampang permukaan gesek = $A_b = \pi \cdot d \cdot L$, di mana d adalah diameter dalam rem drum dan L adalah lebar sepatu rem. Luas penampang yang dihitung untuk kedua sepatu rem, $A_b = 0,0883 \text{ m}^2$.

Heat flux yang dihasilkan,

$$q(t) = 0.95 \cdot \frac{527182}{0,325 \cdot 0,0883} = 17451855,64 \text{ W/m}^2.$$

Contoh perhitungan *heat flux* yang dihasilkan sebagai fungsi dari waktu dicantumkan pada tabel 3. *Heat flux* hasil transformasi energi kinetik digunakan sebagai fungsi transien pada masukan perhitungan secara numerik.

Tabel 3. Transformasi energi kinetik (Pada jalan datar, $a=0,5g$)

t (s)	Q(W/m ²)
0,325	17451855,24
0,425	13345536,36
0,525	10803529,43
0,625	9074964,72
0,725	7823245,45
0,825	6874973,27
0,925	6131732,92
1,025	5533515,07
1,125	5041647,07

3. PEMODELAN ELEMEN HINGGA

Distribusi temperatur dan tegangan thermal dianalisis dengan menggunakan metoda elemen hingga. Dalam makalah ini dilakukan analisis untuk tiga jenis produk drum rem yaitu produk impor (orisinil), produk industri besar (lisensi) dan produk usaha kecil menengah (UKM). Di sini dipilih rem truk dengan kapasitas angkut 6 ton.

Pada umumnya, material yang digunakan untuk pembuatan rem drum adalah besi cor kelabu (*gray cast iron*)^[11]. Pemilihan material ini tergantung pada perbandingan kekuatan tarik atau kekuatan luluh material dengan tegangan hasil analisis. Perbandingan kekuatan tarik atau kekuatan luluh material dengan tegangan hasil analisis biasanya disebut dengan faktor keamanan. Data komposisi kimia ketiga jenis material rem tersebut diadopsi dari pustaka^[6].

Selanjutnya dengan memasukkan data komposisi kimia dari setiap material rem pada software pengecoran *AFS Solid* dapat diperoleh data konduktifitas panas, k (W/m.K), panas jenis, c (J/kg.K), massa jenis (kg/m³). Tabel 4 menampilkan data konduktifitas panas, panas

jenis ekspansi thermal dan kekuatan tarik diperoleh dari referensi^[6] dan dicantumkan pada tabel 5.

Tabel 4. Konduktifitas panas, panas jenis dan massa jenis rem drum^[6]

Produk	Kond. thermal, k (W/m.K)	Panas Jenis (J/kg.K)	Massa Jenis (kg / m ³)	Ekspansi Thermal α (K ⁻¹)
UKM	77,85	464,4	7548,58	11×10^{-6}
Lisensi	78,82	465,0	7563,69	11×10^{-6}
Import	78,13	464,4	7543,53	11×10^{-6}

Tabel 5. Hasil pengujian tarik material rem drum^[6]

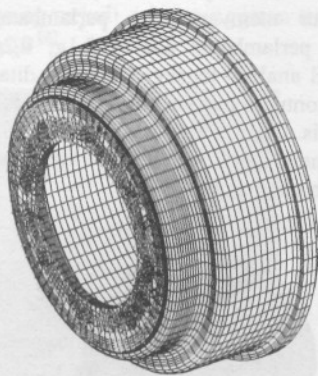
Produk	Kekuatan Tarik, σ_u (MPa)
UKM	201
Lisensi	340
Orisinil (impor)	355

Data modulus elastisitas (E) material adalah $11376,10^{11}$ Pa, modulus geser (G) : $44438,10^{10}$ Pa dan rasio Poisson (ν) : $0,28^{[14]}$. Modulus elastisitas diasumsikan konstan pada keadaan tarik dan tekan [11,12].

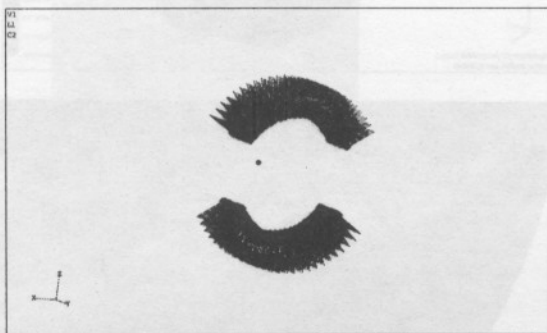
Pembuatan model elemen hingga dimulai dengan memodelkan geometri drum, penentuan jenis elemen, material, dan dilanjutkan dengan penentuan kondisi batas. Langkah selanjutnya adalah pemberian beban berupa *heat flux* akibat gesekan dan konveksi akibat pendinginan oleh udara luar. Dalam pemodelan drum rem, elemen yang digunakan adalah elemen solid *hexahedral*, yaitu elemen yang dibentuk oleh delapan buah nodal sehingga berbentuk balok. Model drum lengkap terdiri dari 16507 buah elemen dan 20946 buah nodal. Kondisi batas model tromol adalah tumpuan jepit (*fixed constraint*) pada nodal-nodal yang terletak pada sisi luar rem drum. Hal ini disebabkan karena bagian ini dibaut sehingga menyatu dengan *velg* roda. Akibatnya, *velg* roda menahan gerak dari rem drum. Dengan demikian, tidak ada gerakan translasi maupun gerakan rotasi pada bagian ini. Model elemen hingga tromol ditunjukkan pada gambar 6.

Jenis beban yang diberikan pada drum untuk analisis perpindahan panas transien adalah *Heat Flux* dan *Konveksi*. *Heat flux* diberikan pada daerah kontak antara rem drum dan sepatu rem yang sedang bergesekan sedangkan konveksi diberikan pada daerah yang tidak mengalami kontak antara sepatu rem dan drum, kecuali daerah belakang rem tempat kondisi batas. Kedua jenis beban diberikan pada elemen arah normal dari permukaan gesek. Untuk mengecek apakah ada beban yang bertumpuk, dilakukan perintah *concident loads*. Contoh model beban *heat flux* ditunjukkan pada gambar 7.

Jenis beban yang diberikan pada analisis statik untuk mendapatkan tegangan thermal adalah temperatur hasil analisis perpindahan panas transien. Beban diberikan pada nodal, sebab elemen dapat mengalami variasi temperatur hasil analisis perpindahan panas transien.



Gambar 6. Model MEH dan kondisi batas



Gambar 7. Model beban heat flux

4. DISTRIBUSI TEMPERATUR TROMOL

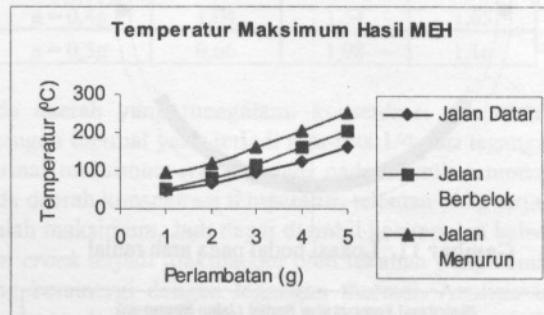
Analisis perpindahan panas transien pada ketiga kondisi jalan, baik untuk jalan datar, berbelok, maupun menurun dilakukan dengan memvariasikan perlambatan. Perlambatan yang diambil adalah 0,1g, 0,2g, 0,3g, 0,4g, dan 0,5g. Temperatur maksimum yang terjadi pada rem drum untuk ketiga kondisi jalan dapat dicantumkan pada tabel 6.

Tabel 6. Temperatur maksimum hasil MEH (nodal 9249)

Perlambatan	Temperatur Maksimum (°C)		
	Jalan Datar	Jalan Berbelok	Jalan Menurun
a=0,1g	45,29	52,15	94,32
a=0,2g	66,28	80,15	117,07
a=0,3g	93,33	116,39	160,32
a=0,4g	126,02	160,27	204,44
a=0,5g	164,26	205,52	254,05

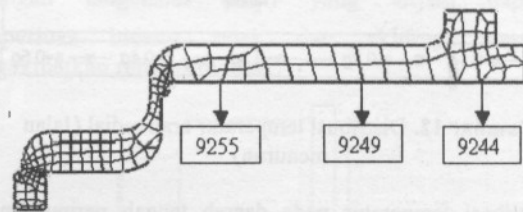
Dalam bentuk grafik, temperatur maksimum tromol untuk ditunjukkan pada gambar 8. Dibandingkan

dengan hasil analitik, temperatur maksimum hasil analisis numerik memiliki perbedaan yang lebih kecil dari 2%. Kelebihan analisis numerik adalah bahwa temperatur seluruh tromol dapat diketahui, sedangkan analisis analitik hanya mendapatkan temperatur permukaan tromol.

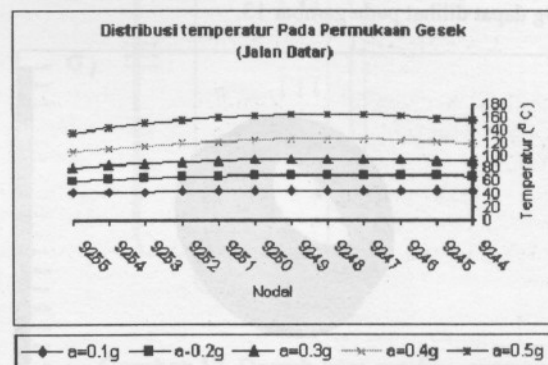


Gambar 8. Temperatur maksimum permukaan drum

Distribusi temperatur sepanjang permukaan kontak pada akhir pengereman untuk kondisi jalan datar disajikan pada gambar 10. Permukaan kontak antara rem drum dan sepatu rem pada arah aksial diwakili oleh nodal 9244 hingga 9255 seperti terlihat pada gambar 9.

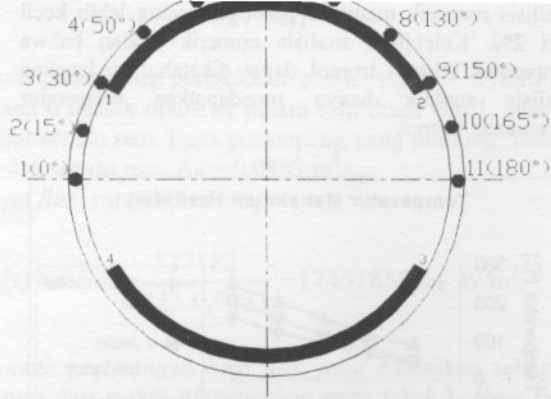


Gambar 9. Meshing penampang rem drum arah aksial

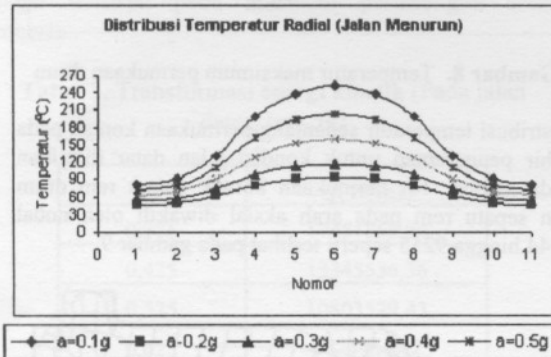


Gambar 10. Distribusi temperatur pada permukaan kontak (Jalan datar)

Distribusi temperatur pada arah radial untuk kondisi jalan menurun dan kendaraan di-rem dengan berbagai perlambatan disajikan pada gambar 12, Lokasi nodal dalam arah radial yang dijadikan sampel ditunjukkan pada gambar 11. Terlihat, bahwa kondisi temperatur maksimum sesaat terjadi pada bagian tengah permukaan kontak dengan sepatu rem.

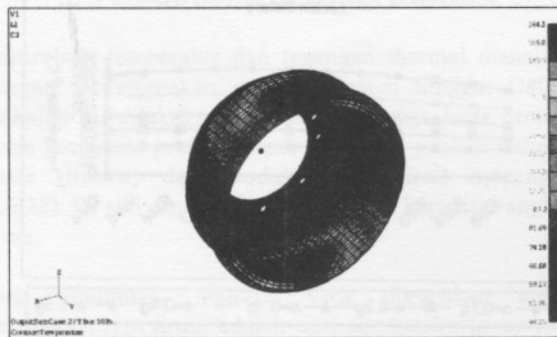


Gambar 11. Lokasi nodal pada arah radial



Gambar 12. Distribusi temperatur arah radial (Jalan menurun)

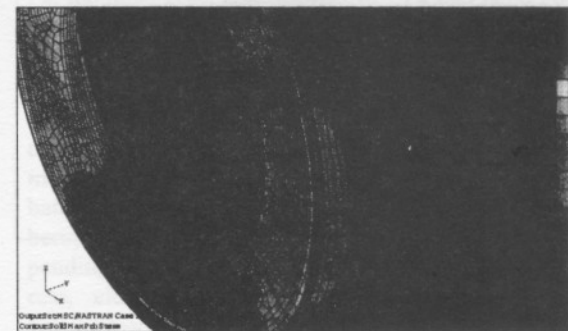
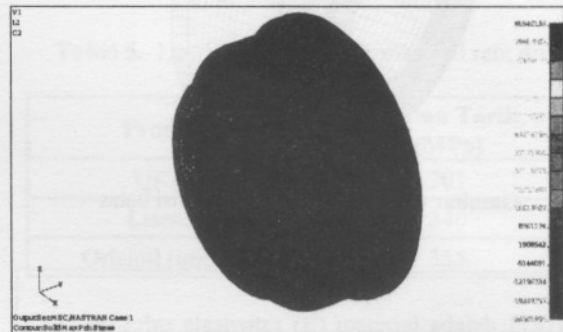
Distribusi temperatur pada daerah tengah permukaan kontak juga mengalami kenaikan yang lebih cepat dengan bertambahnya perlambatan. Kontur distribusi temperatur drum pada jalan datar dengan perlambatan 0,5g dapat dilihat pada gambar 13.



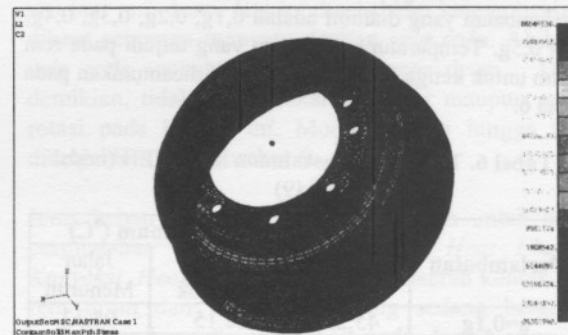
Gambar 13. Kontur distribusi temperatur drum pada pengereman di jalan datar

Pada daerah permukaan kontak di mana tekanan maksimum terjadi, temperatur akibat pengereman juga bernilai maksimum. Hasil analisis menunjukkan kenaikan temperatur di permukaan kontak berbanding lurus dengan tekanan yang terjadi.

Dengan adanya variasi temperatur yang cukup besar pada tromol rem, maka analisis tegangan thermal sangat diperlukan untuk mengetahui kekuatan tromol terhadap beban thermal tersebut. Studi analisis tegangan thermal dilakukan untuk kondisi jalan datar, membelok, dan menurun dengan memvariasikan perlambatan yang terjadi. Variasi perlambatan adalah 0,1g; 0,2g; 0,3g; 0,4g; 0,5g. Hasil analisis tegangan thermal ditampilkan dalam bentuk kontur tegangan dan identifikasi bagian yang paling kritis. Contoh kontur tegangan yang terjadi pada tromol untuk perlambatan 0,5g di jalan datar ditunjukkan pada gambar 14.

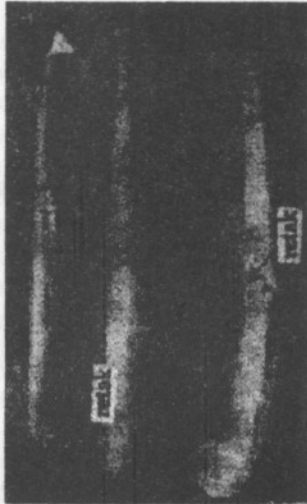


Gambar 14.a Kontur tegangan thermal bagian luar drum $a = 0,5g^{[18]}$



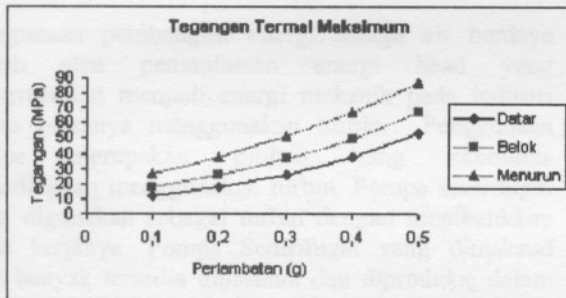
Gambar 14.b Kontur tegangan thermal bagian dalam drum $a = 0,5g$

Gambar 14 memperlihatkan bahwa daerah yang mengalami tegangan thermal yang tertinggi terjadi di daerah lengkungan dekat daerah tumpuan. Jika hal ini dibandingkan dengan lokasi retak yang terjadi pada tromol yang gagal seperti ditunjukkan pada gambar 15^[6], terlihat bahwa retak dekat tumpuan terjadi pada daerah yang mengalami tegangan thermal tertinggi. Sedangkan penyebab retak yang terjadi dekat pinggiran tromol telah dianalisis oleh Puja^[8].



Gambar 15. Daerah retak awal rem gagal

Studi pengaruh perlambatan dan tipe jalan terhadap tegangan thermal maksimum yang terjadi ditampilkan dalam bentuk grafik pada gambar 16. Seperti halnya *heat flux* dan temperatur, tegangan thermal meningkat secara signifikan dengan meningkatnya perlambatan. Sebagai contoh, tegangan maksimum yang terjadi pada kondisi menurun adalah 86,54 MPa saat perlambatan 0,5g.



Gambar 16. Tegangan thermal maksimum

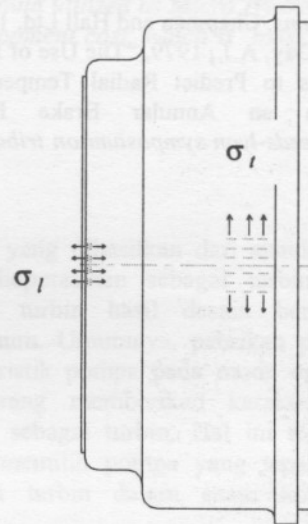
Nilai faktor keamanan terhadap tegangan thermal yang paling kritis terjadi pada kondisi jalan menurun. Tabel faktor keamanan untuk ketiga produk rem dicantumkan pada tabel 7.

Dari tabel 7 terlihat bahwa untuk kondisi ekstrim, tromol buatan UKM tidak cukup kuat untuk menahan beban thermal. Pada kondisi real, bidang retak dari rem drum yang mengalami kegagalan digambarkan dengan garis putus-putus pada gambar 17.

Tabel 7. Faktor keamanan untuk kondisi jalan menurun

Perlambatan	Faktor Keamanan		
	Lokal	Lisensi	Import
a = 0,1g	2,80	3,91	4,16
a = 0,2g	1,90	2,62	2,79
a = 0,3g	1,36	1,92	2,05
a = 0,4g	1,04	1,54	1,65
a = 0,5g	0,66	1,08	1,16

Pada daerah yang mengalami konsentrasi temperatur, tegangan thermal yang terjadi rata-rata 1/4 dari tegangan thermal maksimum yang terjadi pada daerah tumpuan. Pada daerah konsentrasi temperatur, tekanan yang terjadi adalah maksimum. Jadi dapat diambil kesimpulan bahwa *heat crack* terjadi diakibatkan oleh tekanan pengereman yang bersinergi dengan tegangan thermal. Analisis ini diperkuat dari distribusi temperatur pada arah aksial yang merata (gambar 10), di mana tidak terdapat daerah yang mengalami kenaikan temperatur yang sangat mencolok. Sehingga bidang retak yang terjadi searah dengan sumbu rem drum. Pada arah radial, temperatur maksimum terjadi pada bagian tengah kontak antara sepatu dan rem (gambar 11 dan 12), di mana temperatur mengakibatkan menurunnya tegangan *ultimate* material. Tegangan tangensial (σ_t) yang terjadi dapat memperluas bidang retak dan akhirnya dapat mengakibatkan rem drum retak.



Gambar 17. Daerah *heat crack*

6. KESIMPULAN DAN SARAN

Dari analisis tegangan thermal yang juga meliputi analisis temperatur dan tegangan, penurunan gaya-gaya yang bekerja pada rem drum, perhitungan kekuatan tromol dan analisis terjadinya *heat crack*, maka dapat disimpulkan hal berikut:

- ⇒ Parameter perlambatan dan kondisi jalan menurun merupakan parameter yang paling besar pengaruhnya terhadap kenaikan temperatur dan tegangan thermal yang terjadi.

kegagalan pada kondisi pengereman yang ekstrim, dan memiliki faktor keamanan rata-rata sekitar 37% dibanding produk asli.

⇒ Mekanisme terjadinya "heat crack" pada daerah konsentrasi tegangan thermal diakibatkan oleh tegangan thermal yang bersinergi dengan tegangan hoop akibat tekanan pengereman.

Beberapa saran untuk pengembangan lebih lanjut dari makalah ini adalah sebagai berikut :

- ⇒ Perlu dilakukan validasi hasil analisis kekuatan rem drum dengan analisis eksperimental rem drum.
- ⇒ Pengembangan studi thermoplastisitas untuk mengetahui lebih lanjut mekanisme terjadinya heat crack di permukaan benda berkontak.

Sumber dana :

Dana Penelitian artikel ini adalah melalui dana "Pengembangan Design, Material, dan Proses Produksi Teromol Rem Bus/Truk Produk Lokal (UKM) untuk Meningkatkan Performansi, Keandalan, dan Daya Saing", Riset Unggulan Kemitraan, Menteri Negara Riset & Teknologi, Grant no. 57/AD-MDI/XII/2000, tahun 2001/ 2002

7. DAFTAR PUSTAKA

1. Newcomb, T.P. and Spurr, R.T., *Automobile Brakes and Braking Systems*, Chapman and Hall Ltd, 1969.
2. Newcomb, T.P., Day, A.J., 1979, "The Use of Finite Element Analysis to Predict Radial Temperature Distributions in an Annular Brake Path", *Proceeding 5th leeds-lyon symposium on tribology*, pp.333-340.

- Inc, Warrendale, USA.
4. Daimaruya, M. and Kobayashi, H., 1997, *Thermoelasto-Plastic Stresses and Thermal Distortions in a Brake Drum*, *Journal of Thermal Stress*.
5. Fuad, K., Daimaruya, M. and Kobayashi, H., 1994, "Temperature and Thermal Stresses in A Brake Drum subjected to Cyclic Heating," *Journal of Thermal Stress*, pp. 515 – 527.
6. Suprihanto, A., 2001, *Identifikasi Penyebab Retak Teromol Rem Bus/Truk Produk PT. Suyuti Sido Maju*, Tesis Magister, Program Studi Teknik Mesin, Institut Teknologi Bandung.
7. Puja, I. W., Reza, Ako, H., 2001, "Analisis Tegangan dan Modifikasi Tromol Rem Truk Kapasitas Angkut 6 Ton", *Proceeding Elemen Hingga 2001*, pp.50-59.
8. Puja, I.W., Suprihanto, A., Suhartanto, U., "Failure Investigation And Material Improvement For Drum Brakes Produced By Traditional Foundry Industries", *The 5th International Conference on Fracture and Strength of Solids*, October 20-22, 2003, Sendai, Japan.
9. Day, AJ, 1988, "An Analysis of Speed, Temperature and Performance Characteristic of Automotive Drum Brake", *Transaction of the ASME Journal of Tribology*, vol. 110, pp. 298-305.
10. Tampubolon, H.A., 2002, *Analisis Tegangan Thermal dan Keausan Rem Drum Pada Truk dengan Daya Mesin 192 HP*, Tesis Magister, Program Studi Teknik Mesin, Institut Teknologi Bandung.
11. Angus HT, 1976, "Cast Iron Physical and Engineering Properties", Buttherworths.
12. ASM Handbook, 1990, "Properties and Selection Irons, Steels and High Performance Alloys" , volume 1 edisi 10.