

PROSIDING

Seminar Nasional Mesin dan Teknologi Kejuruan (SNMTK) - 2015

Universitas Negeri Jakarta
27 Mei 2015



EDITOR :
Prof. Dr. Hj. Zulfiati Syahrial, M.Pd.
Prof. Dr. Basuki Wibawa
Prof. Dr. Hartati, M.Pd.
Prof. Dr. G. Margono, M.Ed.
Dr. C. Rudy Prihantoro, M.Pd.
Dr. Priyono, M.Pd.
Agung Premono, M.T., Ph.D.
Riza Wirawan, M.T., Ph.D.
Dr. Darwin Rio Budi Syaka, S.T., M.T.
Dr. Agus Dudung, M.Pd.

Kompetensi Pendidikan Teknik Mesin: Tantangan dan Harapan



*Building
Future
Leaders*

Diterbitkan oleh :
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknik - Universitas Negeri Jakarta
Gedung B, Kampus A
Jl. Rawamangun Muka, Jakarta, 13220



ANALISIS TRANSIENT TERMAL PADA PERMUKAAN ROTOR DISK BRAKE KENDARAAN RODA EMPAT FRONT WHEEL STEERING

Rolan Siregar*, Mohammad Adhitya, Danardono A. Sumarsono
Departemen Teknik Mesin, Universitas Indonesia, Kampus Depok-16424
*rolan.siregar.90@gmail.com

Abstrak

This research relates with thermal analysis vehicle braking system on specific the rotor disc brake. Braking process will generate heat in the side of friction brakes, the high temperature will be released from surface of the brake rotor, pad and caliper, and heat flow will occurs in other supporting elements. Heat caused by friction will impacts on the brake system components such as excessive wear on the pad, reduced thickness of the rotor disk, and more crucial is the potential source of excess heat that often causes the flame on rubber tires. Transient thermal simulation model was used to analyze the distribution of temperature at any point of the surface of the disk as well as the main factors affecting the temperature difference with the purpose reducing the risk of accidents caused by ineffective brakes as well as the basis for the investigation of incidents of fire due to an unbalanced braking ability. The initial step in this research included defining the form of the loading on the brake system overall, to be applied in numerical simulation of the temperature distribution using a model-based software FEM (Finite Element Method). The simulation results show that the maximum temperature about 236.85 °C that occur on the disc brake rotor on the wheel 3, then the temperature of the disc brake rotor wheel 4 is 185.19 °C and temperature of rotor disk brake on wheel 2 is 25.2 °C, this calculation performed when the vehicle is in critical conditions shortly will rolled when doing turning, assuming normal force on the wheel 1 is zero with the vehicle moving at the maximum allowable speed so as not rolled. Results of this research are expected to be useful for the development of transient thermal analysis model based on a braking which could potentially reduce the incidence as well as protecting vehicle users through a rule of government regulation that requires the use of monitoring temperature fields for each unit friction brake, especially for freight vehicles to support operations and maintenance..

Keywords : *Transient Termal, Heat Flux, Rotor Disk Brake.*

Abstrak

Penelitian ini berkaitan dengan analisis termal pada sistem pengereman kendaraan lebih spesifik pada rotor disk brake. Proses pengereman akan selalu membangkitkan panas pada bidang gesek rem, dalam kasus jenis disk brake pelepasan panas yang tinggi akan terjadi pada permukaan rotor brake, pad, dan kaliper, serta terjadi aliran panas pada elemen pendukung lainnya. Panas akibat gesekan tersebut berdampak pada komponen sistem rem seperti keausan yang berlebihan pada pad, berkurangnya ketebalan rotor disk, dan yang lebih krusial adalah adanya potensi sumber panas berlebih yang sering menyebabkan terjadinya nyala api pada karet ban roda. Model simulasi termal transient digunakan untuk menganalisis distribusi temperatur pada setiap titik permukaan disk serta faktor utama yang mempengaruhi perbedaan temperatur dengan tujuan untuk mengurangi resiko terjadinya kecelakaan akibat rem tidak efektif serta sebagai dasar dalam penyidikan kasus insiden kebakaran akibat kemampuan rem yang tidak seimbang. Tahap awal dalam riset ini antara lain mendefinisikan bentuk pembebanan pada suatu sistem rem secara menyeluruh, untuk kemudian diterapkan dalam simulasi numerik distribusi temperatur menggunakan perangkat lunak berbasis model FEM (Finite Element Method). Adapun hasil simulasi menunjukkan bahwa temperatur maksimum adalah sekitar 236.85 °C yang terjadi pada rotor disk brake yang terletak di roda 3, selanjutnya temperatur pada rotor disk brake roda 4 adalah 185.19 °C dan temperatur rotor disk brake roda 2 adalah 25.2 °C, perhitungan ini dilakukan ketika kendaraan dalam kondisi kritis sesaat mau terguling ketika melakukan pembelokan, dengan asumsi gaya normal pada roda 1 adalah nol dengan kendaraan bergerak pada kecepatan maksimum yang diijinkan supaya tidak sampai terguling. Hasil riset ini diharapkan dapat bermanfaat bagi pengembangan model analisis berbasis termal transient suatu pengereman yang berpotensi mengurangi terjadinya insiden tersebut diatas serta melindungi pengguna kendaraan melalui kebijakan Peraturan Pemerintah yang mewajibkan penggunaan monitoring temperatur bidang gesek untuk setiap unit rem terutama bagi kendaraan angkutan dalam menunjang kegiatan operasional dan perawatannya.

Keywords : *Transient Termal, Heat Flux, Rotor Disk Brake.*

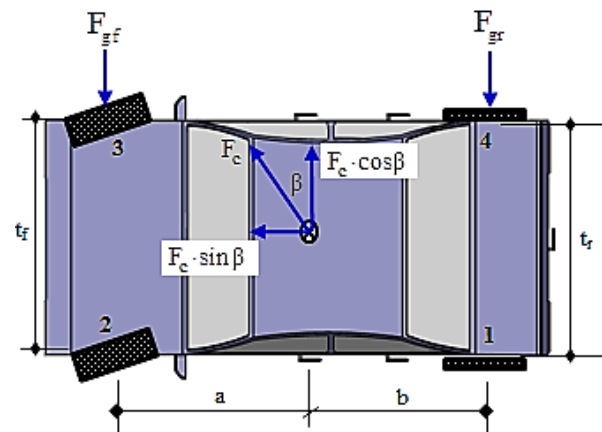
1. PENDAHULUAN

Sistem pengereman pada kendaraan merupakan salah satu hal yang terpenting agar pengemudi dan penumpang dapat berkendara secara aman. Secara umum sistem pengereman akan bekerja semakin berat pada kondisi kecepatan dan beban kendaraan yang bertambah. Selanjutnya, distribusi beban pengereman pada tiap roda kendaraan dapat berubah-ubah tergantung pada manuver yang sedang terjadi seperti saat berada di jalan menanjak, menurun ataupun berbelok. Dengan mengetahui kondisi manuver kritis kendaraan saat melakukan pengereman, maka diharapkan dapat mencegah terjadinya kecelakaan akibat kegagalan sistem pengereman seperti yang beberapa kali terjadi dan bahkan hingga menimbulkan kebakaran pada kendaraan truk tangki pendistribusi BBM ke SPBU.

Sejumlah hasil riset sistem pengereman yang pernah dilakukan pada umumnya hanya terfokus pada sistem rem sebagai unit ketimbang mengkaji sistem rem sebagai kesatuan utuh dimana beban pada masing-masing rem dianggap sama dan kendaraan yang ditinjau adalah bergerak lurus, sementara pada kendaraan yang sedang melakukan pengereman dalam suatu kondisi manuver tertentu khususnya saat berbelok akan menghasilkan beban pengereman di setiap unit rem sangat bervariasi. Perbedaan beban tersebut akan mempengaruhi perbedaan temperatur pada setiap roda, hal ini yang menjadi latar belakang penelitian ini dilakukan.

2. TINJAUAN PUSTAKA

Dalam sistem pengereman kendaraan roda empat *front wheel steering (FWS)*, beban pengereman pada setiap roda akan berbeda ketika saat kendaraan berbelok dengan kecepatan kritis yang akan membuat kendaraan dapat terguling akibat *body roll*. Beban pada roda *outside* akan jauh lebih besar dari pada beban pada satu roda *inside*. Ketika keadaan seperti ini, untuk menghindari mobil terguling, pengemudi dapat melakukan pengereman, yang artinya distribusi beban pada masing-masing rem di roda akan berbeda. Dalam kondisi inilah dilakukan pendekatan perhitungan temperatur pada masing-masing rem yang ada di roda kendaraan roda empat *front wheel steering* tersebut. Sebagai tahap awal dilakukan perhitungan pembebanan pada masing-masing roda ketika berbelok. Pada Gambar 1 diperlihatkan pemodelan gaya yang bekerja pada kendaraan berbelok dalam kondisi ideal (kondisi ackerman) di mana jalan diasumsikan datar^[1].



Gambar 1. Gaya yang bekerja pada kendaraan berbelok dengan kondisi ideal

Berdasarkan gambar 1 dapat dijelaskan notasi tanda yaitu F_{gf} dan F_{gr} menunjukkan gaya gesek dari kekasaran permukaan jalan untuk roda depan dan belakang, β menunjukkan sudut *side slip* kendaraan ketika berbelok, t_r menunjukkan lebar *wheel track axle* roda belakang, dan pada roda depan adalah t_f . notasi a dan b menunjukkan jarak antar poros roda terhadap titik pusat di mana total a dan b disebut sebagai *wheel base*, roda 1 dan 2 dikelompokkan menjadi roda *inside* dan roda 3 dan 4 dikelompokkan menjadi roda *outside*. Tulisan ini akan banyak mengacu pada Gambar 1.

2.1 Perhitungan gaya normal pada masing-masing roda

Analisa guling/*rolling* dilakukan untuk memperoleh gaya normal pada masing-masing roda. Roda akan terangkat apabila gaya normal pada salah satu roda *inside* sama dengan nol. Adapun gaya yang mempengaruhi *rolling* adalah berat kendaraan, momen guling, dan momen *pitching*^[2].

$$F_{zi} = W_i \pm F_{mgi} \pm F_{mpi} \quad (1)$$

di mana :

F_{zi} adalah gaya normal pada masing-masing roda ($i = 1, 2, 3, 4$)

W_i adalah gaya berat pada masing-masing roda

F_{mgi} adalah gaya normal pada masing-masing roda akibat momen guling

F_{mpi} adalah gaya normal pada masing-masing roda akibat momen pitching

Persamaan gaya normal pada masing-masing roda dapat ditampilkan pada persamaan (2), (3), (4), dan (5) dengan asumsi pengaruh akibat angin sangat kecil sehingga tidak diperhitungkan begitu juga dengan pengaruh suspensi.

$$F_{Z1} = \frac{W \cdot a}{2(a+b)} - \frac{\left(\frac{a}{a+b}\right) \cdot F_c \cos \beta \cdot h}{tr} - \frac{F_c \sin \beta \cdot h}{2(a+b)} \quad (2)$$

$$F_{Z2} = \frac{W \cdot b}{2(a+b)} - \frac{\left(\frac{b}{a+b}\right) \cdot F_c \cos \beta \cdot h}{t_f} + \frac{F_c \sin \beta \cdot h}{2(a+b)} \quad (3)$$

$$F_{Z3} = \frac{W \cdot b}{2(a+b)} + \frac{\left(\frac{b}{a+b}\right) \cdot F_c \cos \beta \cdot h}{t_f} + \frac{F_c \sin \beta \cdot h}{2(a+b)} \quad (4)$$

$$F_{Z4} = \frac{W \cdot a}{2(a+b)} + \frac{\left(\frac{a}{a+b}\right) \cdot F_c \cos \beta \cdot h}{tr} - \frac{F_c \sin \beta \cdot h}{2(a+b)} \quad (5)$$

Keadaan kritis kendaraan akan terguling adalah ketika salah satu gaya pada roda *inside* sama dengan nol. Jika yang ditinjau adalah $F_{Z1} = 0$ maka akan diperoleh kecepatan belok maksimum yang diijinkan seperti pada persamaan (6) dengan asumsi sudut *side slip* β mendekati nol dan beban angin sangat kecil sehingga tidak diperhitungkan^[2].

$$v_{rg} = \sqrt{\frac{R \cdot g \cdot t_r}{2h}} \quad (6)$$

Untuk memperoleh nilai gaya sentrifugal dapat dilakukan dengan perhitungan menggunakan persamaan (7).

$$F_c = \frac{m \cdot v^2}{R} \quad (7)$$

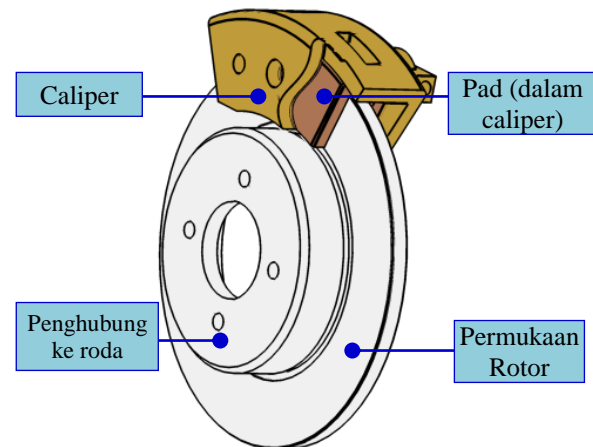
Dan nilai R adalah radius belok yang didekati dengan kondisi ideal seperti pada persamaan (8).

$$R = \frac{a+b}{\delta_f} \cdot 57,29 \quad (8)$$

Dari persamaan-persamaan diatas dapat dijelaskan notasi yaitu m adalah massa kendaraan (kg), g adalah percepatan gravitasi (m/s^2), h adalah tinggi pusat massakeground.

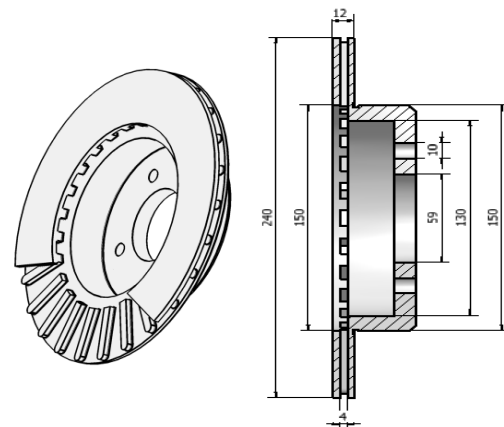
2.2 Perhitungan dan input parameter dalam simulasi temperatur

Ditinjau dari segi energi bahwa pengereman adalah mengubah energi mekanik dari kendaraan bergerak ke dalam beberapa bentuk lain, yang menghasilkan penurunan kecepatan kendaraan. Artinya energi kinetik diubah menjadi energi panas akibat efek gesekan antara pad dan rotor, kemudian panas tersebut akan terlepas ke lingkungan^[3]. Untuk lebih jelasnya komponen rem tipe disk brake dapat diperlihatkan pada Gambar 2.



Gambar 2. Elemen rem tipe disk brake

Dalam aplikasi rem cakram (*disk brake*) terkini, tipe rotor yang dikembangkan adalah rotor berventilasi, ventilasi didisain untuk pendinginan panas yang terjadi pada rotor tersebut. Ada dua hal yang mempengaruhi efisiensi pendinginan rem cakram yaitu laju aliran massa fluida (efisiensi memompa dari disk) dan koefisien perpindahan panas pada permukaan disk^[4]. Tulisan ini akan menyajikan simulasi temperatur pada rotor disk ventilasi konvensional seperti pada Gambar 3.



Gambar 3. Geometri rotor tipe ventilasi

Sebagai input simulasi transient termal yang menjadi acuan adalah *heat flux*. Yang dimaksud dengan *heat flux* adalah laju aliran panas pada permukaan *rotor disk* sebagai fungsi waktu. *Heat flux* dihitung dari kendaraan yang bergerak dengan kondisi kritis, yaitu pada saat berbelok dengan kecepatan yang diijinkan supaya tidak terguling. Kendaraan yang memiliki massa dan bergerak dengan kecepatan tertentu maka dapat dikonversikan sebagai energi kinetik. Data kendaraan yang dibutuhkan dapat dilihat pada Tabel 1.

Tabel 1. Data parameter kendaraan

Item	Nilai	Satuan
Massa kendaraan	2500	kg
Wheel base (a+b)	2.3	m
Wheel track front t_f	1.45	m
Wheel track rear t_r	1.4	m
Jarak axle roda depan ke CG (a)	1	m
Jarak axle roda belakang ke CG (b)	1.3	m
Diameter rotor	0.24	m
Persentasi EK yang diabsorpsi brake	90%	-
Koefisien gesek kontak kering μ	0.7	-
Percepatan gravitasi	9.8	m/s ²
Tinggi CG	0.12	m

Energi kinetik dapat didefinisikan dengan menggunakan persamaan (9).

$$EK = \frac{1}{2}mv_i^2 \quad (9)$$

Di manam adalah massa kendaraan pada masing-masing roda ketika berbelok. Massa tersebut diasumsikan sebagai gaya normal pada masing-masing roda ketika berbelok dibagi dengan percepatan gravitasi. Inilah yang menjadi dasar dari perbedaan beban temperature pada masing-masing rem yang ada di roda.

Untuk menghitung jarak berhenti kendaraan dapat dilakukan dengan menggunakan persamaan (10)^[5].

$$s = \frac{v_i^2}{2\mu g} \quad (10)$$

Untuk mengkalkulasikan total waktu pengereman dilakukan seperti pada persamaan (11).

$$v_e = v_i + at \quad (11)$$

Perlambatan pengeremana dapat diperoleh dengan persamaan (12).

$$v_e^2 = v_i^2 + 2as \quad (12)$$

Daya pengereman dapat dihitung dengan persamaan (13).

$$P_b = \frac{EK}{t} \quad (13)$$

Di mana t adalah lama pengereman. Dan untuk menghitung heat flux dapat digunakan persamaan (14).

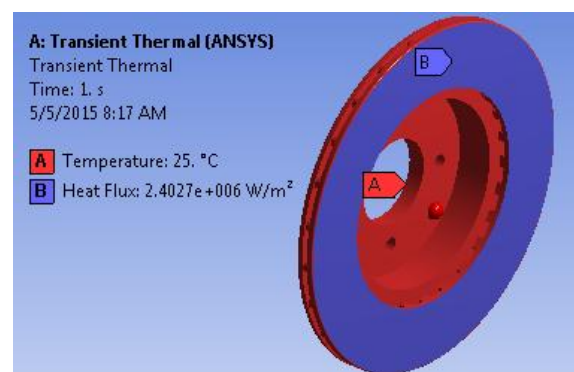
$$Q = \frac{P_b}{A} \quad (14)$$

di mana A adalah luas permukaan sentuh *pad* dengan permukaan rotor. Karena kasus yang dianalisa pada tulisan ini adalah kasus kendaraan berbelok sementara persamaan 10,11, dan 12 adalah gerak lurus berubah beraturan maka kendaraan berbelok dipilih pada sudut *steer* yang kecil $\delta = 5^\circ$ sehingga persamaan tersebut dapat diterima sebagai pemodelan perhitungan. Dengan sudut *steer* yang

kecil maka dapat diasumsikan pengendara dapat melakukan pengereman pada kendaraan tersebut sampai kendaraan berhenti tanpa terguling sesuai dengan asumsi yang sudah dijelaskan.

2.3 Transient termal pada rotor disk brake

Transient termal pada umumnya dilakukan untuk mengetahui besarterperatur sesuai dengan perubahan waktu. Analisis temperature dengan cara ini cocok untuk membantu penyelidikan desain yang optimum pada rotor disk brake terutama laju pelepasan panas dari rotor disk dengan desain ventilasi rotor. Investigasi dapat dilakukan dengan menggunakan software ANSYS 12.0. Parameter yang dimasukkan kedalam transient termal adalah besar *heat flux* yang dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 14. Berikut tampilan pemodelan pembebanan transient termal pada salah satu rotor disk brake di roda 3 (Gambar 4).



Gambar 4. Pemodelan pembebanan pada permukaan rotor disk

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Distribusi massa pada setiap rem

Hasil perhitungan gaya normal pada masing-masing roda dapat ditampilkan pada **tabel 2** dimana sudut *steering* $\delta = 5^\circ$ dan gaya normal (F_z) pada roda 1 adalah nol ketika bergerak dengan kecepatan ijin supaya roda dua tidak terangkat. Sudut steer dipilih kecil supaya pendekatan perhitungan jarak berhenti, waktu pengereman, perlambatan bisa didekati dengan rumus gerak lurus berubah beraturan seperti pada persamaan (10),(11), dan (12). Dalam Tabel 2 dapat dilihat bahwa gaya normal pada roda 2 relatif kecil dibandingkan dengan gaya normal pada roda 3 dan 4, hal ini sangat disebabkan karena roda 2 adalah roda bagian inside kendaraan yang memungkinkan kendaraan dapat terguling akibat *body roll* ketika melakukan manuver berbelok. Jika gaya normal pada setiap roda dibagi dengan percepatan gravitasi maka hasilnya adalah massa. Massa tersebut digunakan sebagai parameter

perhitungan energi kinetik yang diserap oleh rem di tiap roda.

Tabel 2. Gaya normal pada setiap roda

Roda	Sudut steer δ ($^{\circ}$)	Kecepatan maks (m/s)	F_z (N)
Roda 1	5	38.81	0
Roda 2			238
Roda 3			12250
Roda 4			10652

3.2 Simulasi temperature pada permukaan rotor disk brake

Energi kinetik pada masing-masing roda adalah berbeda, karena energi kinetic bergantung pada distribusi massa kendaraan ke roda ketika berbelok. Pada Tabel 3 diperlihatkan hasil perhitungan energi kinetic, total waktu pengereman, dan *heat flux*.

Tabel 3. Hasil perhitungan energi

Roda	t rem (s)	EK (J)	Daya rem (W)	Heat Flux, Q (W/m^2)
1	5.6	-	-	-
2		267	47	912
3		703125	124270	2402656
4		531663	93966	1816753

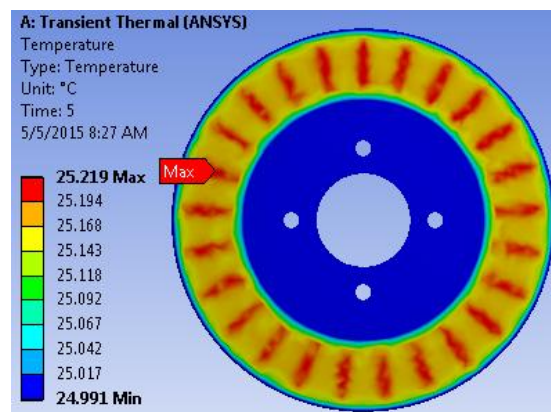
Properties material yang digunakan untuk simulasi dapat dilihat pada Tabel 4.

Tabel 4 Material Properties

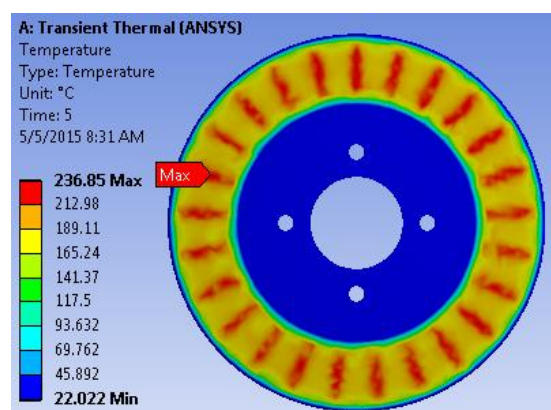
Properties	Nilai
Thermal conductivity, k ($W/m^{\circ}C$)	60.5
Density, ρ (kg/m^3)	7850
Spesifik heat, c_p ($J/kg^{\circ}C$)	434

Gambar 5 memperlihatkan temperatur maksimum pada disk terjadi sekitar $25.2^{\circ}C$, perubahan temperatur dari kondisi awal sangat kecil, hal ini dikarenakan beban pada roda dua sangat kecil dengan energi kinetik 267 J. Berbeda dengan beban yang diterima oleh roda 3 dengan energi kinetik 703,125 J, sehingga temperatur pada *disk brake* di roda ini lebih besar yaitu sekitar $236.8^{\circ}C$. Adapun kontur temperatur diperlihatkan dalam Gambar 6.

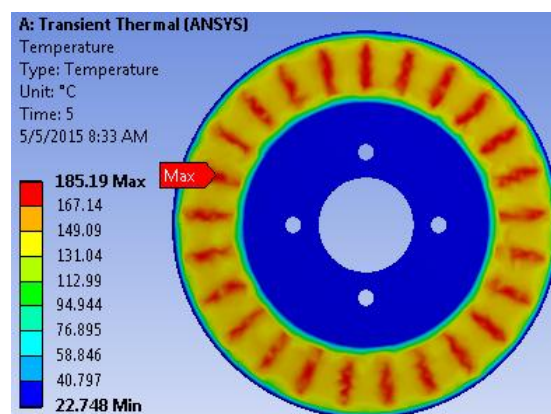
Selanjutnya Gambar 7 memperlihatkan kontur simulasi temperatur pada rotor disk brake di roda 4. Temperatur maksimum yang diterima rotor tersebut sekitar $185.2^{\circ}C$.



Gambar 5. Kontur temperatur rotor disk brake di roda 2



Gambar 6. Kontur temperature rotor disk brake di roda 3



Gambar 7. Kontur temperatur rotor disk brake di roda 4.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan beban dan simulasi temperatur pada setiap rem di roda kendaraan maka dapat disimpulkan bahwa distribusi beban pada masing-masing rem sangatlah berbeda ketika kendaraan melakukan berbelok dengan kecepatan kritis yang membuat kendaraan hampir terguling. Adapun temperatur paling rendah terjadi pada rotor disk brake di roda 2 adalah sekitar

25.2°C. Pada rotor disk brake roda 3 terjadi temperature sebesar 236.8 °C sedangkan pada rotor disk brake roda 4 adalah 185.17°C. Temperatur sebesar 236.8 °C yang terjadipada rem diperkirakan dapat mengakibatkan kegagalan pengereman. Untuk mengurangi temperatur yang direrima *disk brake* dapat dilakukan dengan memodifikasi material rotor disk serta dimensibentuk ventilasi yang optimal.

Referensi

- [1]. Jazar, Reza.N., **Vehicle Dynamic Theory and Application**, pp. 379-382, Springer
- [2]. Sutantra. I Nyoman dan Bambang Sampurno, **Teknologi Otomotif**. pp.67-70. Edisi kedua, Penerbit Guna Widya,(2010).
- [3]. Ali Belhocine and Mostefa Bouchetara, **Thermomechanical Analysis of Vehicle Braking**, *U.P.B. Sci. Bull., Series D, Vol. 76, Iss. 1, (2014).*
- [4]. E Palmer, R Mishra, and J Fieldhouse. **A computational fluid dynamic analysis on the effect of front row pin geometry on the aerothermodynamic properties of a pin-vented brake disc**.*Department of Engineering and Technology, University of Huddersfield, Queensgate, Huddersfield, UK. DOI: 10.1243/09544070JAUTO755. (2008).*
- [5]. Manjunath T V and Dr. Suresh P M, **Structural and Thermal Analysis of Rotor Disc of Disc Brake**. *Ijirset*, Vol. 2, Issue 12, (2013)
- [6]. A.A. Adebisi, M.A. Maleque, and Q.H. Shah., **Surface temperature distribution in a composite brake rotor**.*(IJMME), Vol.6 (2011), No.3, 356-361. (2011)*
- [7]. Gautam Pulugundla, **CFD Design Analysis of Ventilated Disc Brakes**. School Engineering, cranfield university.(2008)
- [8]. Haripal Singh and Harshdeep Shergill. **Thermal Analysis of Disc Brake Using Comsol**. *International Journal on Emerging Technologies* 3(1): 84-88.(2012)
- [9]. JIANG Lan, JIANG Yan-li, YU Liang, SU Nan, DING You-dong, **Thermal analysis for brake disks of SiC/6061 Al alloy co-continuous composite for CRH3 during emergency braking considering airflow cooling**, ScienceDirect.(2011)
- [10] Jinghan, Tang, Hongsheng, Qi, **FEM and CFD co-simulation study of a ventilated disk brake heat transfer**. University of Bradford, United Kingdom