



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM141585

ANALISA SISTEM PENEREMAN *NARROW THREE WHEEL VEHICLE*

MOHAMAD AFIF RAMADLANI
NRP 2110 100 704

Dosen Pembimbing
Dr. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



TUGAS AKHIR – TM141585

**ANALISA SISTEM PENEREMAN
*NARROW THREE WHEEL VEHICLE***

MOHAMAD AFIF RAMADLANI
NRP. 2110100704

Dosen Pembimbing:
Dr. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc

JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2016



FINAL PROJECT – TM141585

**ANALYSIS OF BRAKING SYSTEM ON NARROW
THREE WHEEL VEHICLE**

MOHAMAD AFIF RAMADLANI
NRP. 2110100704

Advisory Lecturer
Dr. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2016

ANALISA SISTEM PENEREMAN NARROW THREE WHEEL VEHICLE

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

MOHAMAD AFIF RAMADLANI

Nrp. 2110 100 704

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng, Sc. (Pembimbing)
(NIP. 197805102001121001)
2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc, PhD (Penguji I)
(NIP. 195106051978031002)
3. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA (Penguji II)
(NIP. 196508101991021001)
4. Moch. Solichin, ST, MT (Penguji III)
(NIP. 198908172015041003)

SURABAYA

Januari 2016

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xi
BAB 1 PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat	4
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Sistem Pengereman	5
2.2 Komponen-komponen Sistem Pengereman	6
2.2.1 Pedal Rem.....	6
2.2.2 Master Silinder.....	7
2.2.3 Saluran Pengereman	11
2.2.4 <i>Brake pad</i>	11
2.2.5 <i>Proportional valve</i>	15
2.2.6 Kaliper	15
2.2.7 Rem cakram	18
2.3 Perhitungan Kebutuhan Pengereman	20
2.3.1 <i>Center Of Gravity</i>	20
2.3.2 Gaya Hambat Kendaraan.....	21
2.3.3 Gaya Pengereman Maksimal	22
2.4 Proporsi Gaya Pengereman	26
2.5 Standar Jalan Antar Kota	27

Bab 3 Metodologi	
3.1 Prosedur Tugas Akhir.....	29
3.2 Flowchart Analisa Sistem Pengereman <i>Narrow Three Wheel vehicle</i>	29
3.3 Prosedur Perhitungan	31
BAB 4 ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN	
4.1 Kebutuhan Pengereman <i>Narrow Three Wheel vehicle</i>	35
4.1.1 Spesifikasi <i>Narrow Three Wheel vehicle</i>	35
4.1.2 Posisi Pusat Massa	36
4.1.3 Perhitungan Gaya,torsi dan distribusi pengereman	37
4.1.4 Analisa Oversteer dan understeer pada kendaraan <i>narrow three wheel vehicle</i>	41
4.2 Spesifikasi Komponen Rem Yang Ada Di Pasaran	43
4.3 Perhitungan Gaya pengereman Yang Ada Di Pasaran	44
4.4 Pemilihan Sistem pengereman Yang Ada Di Pasaran.....	46
4.5 Rancangan Sistem Pengereman	48
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan	51
5.2 Saran	52
DAFTAR PUSTAKA.....	53
BIODATA PENULIS	

DAFTAR TABEL

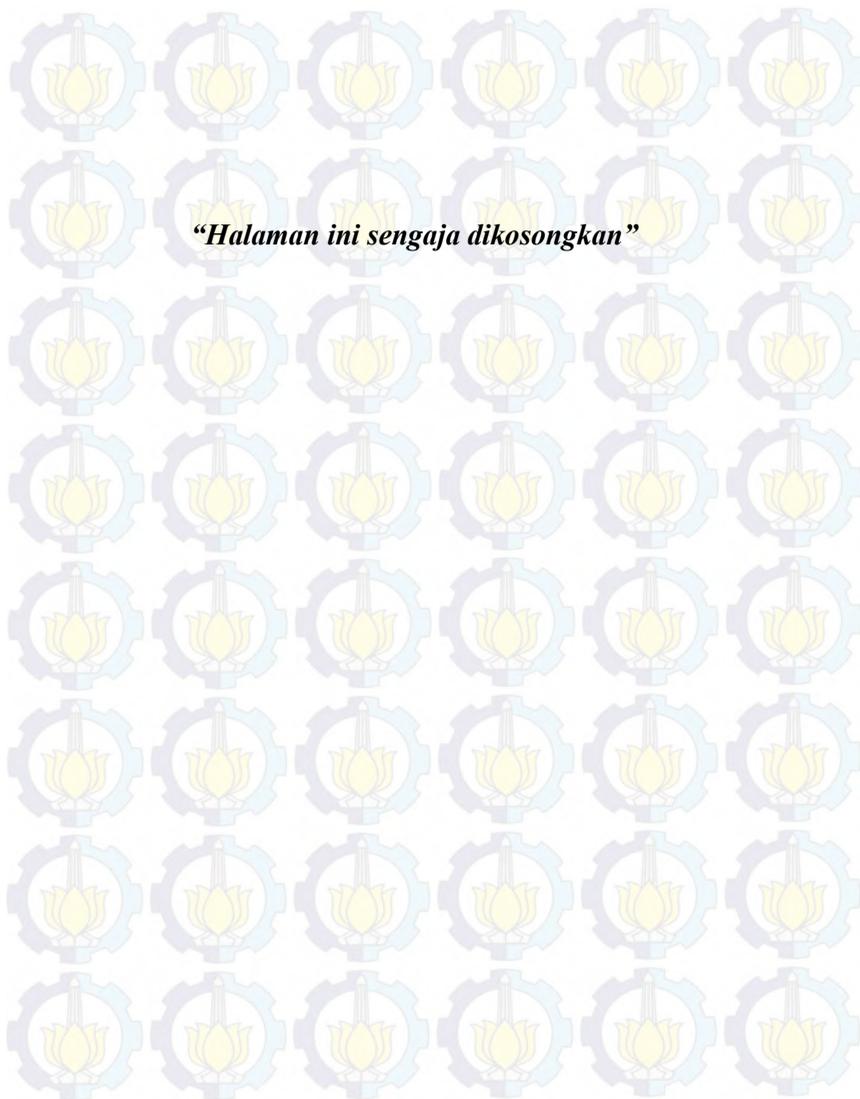
Tabel 2.1	Beberapa bahan pembuatan <i>Brake pad</i>	12
Tabel 2.2	D.O.T Edge Code	15
Tabel 2.3	Kelebihan dan kekurangan Disc Brake	19
Tabel 2.4	Nilai Rata-Rata dari Koefisien Hambatan Rolling Untuk Berbagai Jenis Ban Kendaraan Dan Berbagai Kondisi Jalan.....	21
Tabel 2.5	Koefisien Hambat Aerodinamis dan Beberapa Jenis Kendaraan	22
Tabel 2.6	Koefisien Adhesi Ban Pada Berbagai Jenis Jalan.....	25
Tabel 2.7	Klasifikasi Jalan Menurut Medan	27
Tabel 3.1	Estimasi berat total kendaraan.....	32
Tabel 4.1	Spesifikasi <i>Narrow three wheel vehicle</i>	35
Tabel 4.2	Posisi Pusat Massa <i>Narrow three wheel vehicle</i>	37
Tabel 4.3	Gaya Gesek Maksimum Ban pada kondisi jalan menurun,mendatar dan sistem rem yang dipilih.	38
Tabel 4.4	Torsi Pengereman pada kondisi jalan menurun,mendatar dan sistem rem yang dipilih	39
Tabel 4.5	Proporsi gaya pengereman pada kondisi jalan menurun,mendatar dan sistem rem yang dipilih	39
Tabel 4.6	Dimensi sistem pengereman yang ada dipasaran.....	43
Tabel 4.7	Hasil Perhitungan Sistem Pengereman Yang Ada dipasaran	44
Tabel 4.8	Perbandingan Gaya Pengereman.....	47
Tabel 4.9	Perbandingan Torsi Pengereman.....	48
Tabel 4.10	Pemilihan Sistem Pengereman <i>narrow three wheel vehicle</i>	49



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Komponen-komponen rem.....	6
Gambar 2.2	Pedal Rem	7
Gambar 2.3	Konfigurasi tandem master silinder	8
Gambar 2.4	Diagonal split system.....	10
Gambar 2.5	Front/rear split system.....	10
Gambar 2.6	Saluran pengereman	11
Gambar 2.7	<i>Brake pad</i>	12
Gambar 2.8	Kode Koefisien Gesek <i>Brake Pad</i>	12
Gambar 2.9	Bagian-bagian kaliper	17
Gambar 2.10	Fixed kaliper.....	18
Gambar 2.11	Floating kaliper	18
Gambar 2.12	Piringan rem	19
Gambar 2.13	Posisi pusat massa <i>narrow three wheel vehicle</i> ..	20
Gambar 2.14	Gaya-gaya pada kendaraan.....	23
Gambar 2.15	Gaya yang bekerja pada ban saat pengereman...	26
Gambar 3.1	Diagram alir penelitian.....	30
Gambar 3.2	<i>Layout Narrow Three Wheel vehicle</i>	31
Gambar 3.3	Sistem Pengereman <i>narrow three wheel vehicle</i>	32
Gambar 4.1	Bagian-bagian <i>Narrow Three Wheel vehicle</i>	37
Gambar 4.2	Grafik Gaya pengereman yang ada dipasaran....	45
Gambar 4.3	Grafik Torsi pengereman yang ada dipasaran....	46
Gambar 4.4	Rancangan sistem pengereman tampak samping	49
Gambar 4.5	Rancangan sistem pengereman tampak depan...	50
Gambar 4.9	Rancangan sistem pengereman tampak isometrik	50



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji syukur dihaturkan kehadirat Allah Subhanallahu Wa Ta'ala, hanya karena tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Keluarga tersayang, khususnya kedua orangtua, yang telah menjadi orang-orang terbaik dalam hidup penulis dan selalu memberikan doa dan dorongan dalam segala kondisi.
2. Departemen Agama yang telah memberikan beasiswa selama memempuh kuliah di Teknik Mesin ITS.
3. Segenap keluarga besar YTPAI RAUDLATUL MUTA'ALLIMIN.
4. Dr. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc. yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
5. Dr. Agus Zainal Arifin, S.kom, M.kom sebagai pembina CSSMoRA ITS yang memberi nasihat-nasihat baik.
6. Prof. Dr. ing. Herman Sasongko sebagai dosen wali saya selama menempuh ilmu di Teknik Mesin ITS.
7. Segenap dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin FTI ITS, terima kasih atas ilmu yang disampaikan, semoga bermanfaat kedepannya bagi diri penulis dan bagi bangsa dan negara.
8. Kepada semua keluarga CSSMoRA ITS terlebih untuk D'10 terimakasih untuk semuanya.
9. Firdaus Ja'far Shodiq sebagai teman diskusi tugas akhir saya.
10. Kepada *SMART10, Dalgondes community, republik sulap* yang telah membantu kelancaran tugas akhir.

11. Para punggawa Lab Desain, balak,said,akif,om,tohir,azhar, cuplis, jatmiko, angga, ucep dan semua rekan-rekan yang lain yang senantiasa menemani dan menghibur penulis saat sedang penat.
12. Teman-teman angkatan M53 yang senantiasa memberi motivasi dan menemani selama ini.

Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut. Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2016

Penulis

Nama Mahasiswa : Mohamad Afif Ramadlani
NRP : 2110100704
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr.Unggul Wasiwitono,ST,M.Eng.Sc.

ABSTRAK

Kemacetan yang semakin parah di jalan perkotaan terjadi karena jumlah kendaraan yang semakin meningkat tiap tahun dan tidak diimbangi dengan pelebaran jalan yang memadai. Pada saat terjadi kemacetan pergerakan dari mobil sangat terbatas sementara untuk motor mampu bergerak leluasa. Hal tersebut disebabkan dimensi mobil yang lebih lebar dibandingkan motor. Namun mobil mempunyai tingkat keamanan dan kenyamanan yang lebih tinggi dibandingkan dengan motor. Sehingga perlu dirancang sebuah kendaraan yang menggabungkan kelebihan yang dimiliki oleh motor dan mobil yang dapat mengurangi kemacetan lalu lintas. *Narrow three wheel vehicle* atau sering disebut juga dengan *tilting three wheel vehicle* adalah kendaraan yang merupakan gabungan dari mobil dan motor. Kendaraan ini mampu bermanuver dengan lincah seperti motor tetapi memiliki nilai kenyamanan dan keamanan yang lebih tinggi seperti mobil.

Pada tugas akhir ini akan dilakukan analisa sistem pengereman pada *Narrow Three wheel vehicle*. Secara garis besar sistem pengereman kendaraan terdiri dari pedal rem, *master silindel*, *kaliper*, *brake pad*, *rotor* dan *proportional valve*. Sistem pengereman pada *Narrow Three wheel vehicle* menggunakan mekanisme *lock* dimana sistem rem dapat mengunci roda saat dilakukan pengereman. Langkah awal penelitian dilakukan dengan menganalisa kebutuhan pengereman kendaraan *Narrow Three wheel vehicle*. Kemudian memilih komponen-komponen rem yang terdapat dipasaran sesuai kebutuhan *Narrow Three wheel vehicle*. Sistem pengereman yang terdapat dipasaran

diantaranya beat pgm f1, CBR 150 R, supra x 125, kawasaki pulser 250 NS, new vixion lighting, dan tiger revo.

Hasil yang didapatkan dari tugas akhir ini adalah sistem pengereman yang dapat digunakan untuk rem depan adalah sistem pengereman dari motor beat PGM F1, kawasaki pulser 250 NS, new vixion lighting, atau tiger revo. Sedangkan untuk rem belakang dapat menggunakan sistem pengereman dari motor supra x 125 atau CBR 150 R. Dimana dari perhitungan di dapatkan gaya pengereman sudah terpenuhi dengan kebutuhan gaya pengereman narrow three wheel vehicle. kebutuhan gaya pengereman *Narrow Three wheel vehicle* yaitu f_{bf} max sebesar 1855 N dan f_{br} max sebesar 692 N sedangkan output gaya pengereman yang ada dipasaran yaitu beat PGM F1 sebesar 2213 N, CBR 150 R sebesar 1071 N, supra x 125 sebesar 910 N, kawasaki pulser 250 NS sebesar 2166 N, new vixion lighting sebesar 1969 N, dan Tiger revo sebesar 2386 N.

Kata kunci : Narrow three wheel vehicle, sistem pengereman, torsi pengereman, distribusi pengereman, gaya pengereman.

ANALYSIS OF BRAKING SYSTEM ON *NARROW THREE WHEEL VEHICLE*

Student Name : Mohamad Afif Ramadlani
NRP : 2110100704
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisor Lecturer : Dr. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc.

ABSTRACT

The congestion is getting worse in urban roads occur due to the increasing number of vehicles each year and not offset by widening the road. In the event of congestion from cars very limited movements while the motor is able to move freely. This caused the dimensions of the car that is wider than the motor. But the car has a level of security and convenience that is higher than the motor. So it needs to be designed a vehicle that combines the advantages of belonging to the motor and the car that can reduce traffic congestion. Narrow three wheel vehicle or often referred to with the tilting three wheel vehicle is a vehicle that is a combination of cars and motorcycles. This vehicle is able to maneuver with such nimble motor but has the value the convenience and security of such cars.

At the end of this task will be done analysis of braking system on a Narrow Three wheel vehicle. In the outline of the vehicle's braking system consists of a brake pedal, master silindel, caliper, brake pad, rotor and proportional valve. Braking system on a Narrow Three wheel vehicle using the lock mechanism where the brake system can lock the wheels when braking is done. The first step of the research done by analysing the needs of vehicle braking Narrow Three wheel vehicle. Then

choose the brake components contained the market needs a Narrow Three wheel vehicle. Braking system that exists in the market of whom beat pgm f1, CBR 150 R, supra x 125, kawasaki pulser 250 NS, new vixion lighting, and tiger revo. 250 NS, new vixion lighting, and tiger revo.

The results obtained from this final task is the braking system that could be used for the front brake is a braking system of the motor beat PGM F1, kawasaki pulser 250 NS, new vixion lighting, or tiger revo. As for the rear brake can use the braking system of the motor supra x 125 or CBR 150 R. where the calculation of braking style to get in already fulfilled the needs of narrow braking style three wheel vehicle. Narrow braking style needs Three wheel vehicle i.e. fbf max of 1855 N and max of fbr 692 N while the output of the existing braking style market i.e. beat PGM F1 of 2213 N, CBR 150 R of 1071 N, supra x 125 of 910 N, kawasaki 250 NS pulser of 2166 N, new lighting vixion of 1969 N, and Tiger revo of 2386 N.

Keywords: Narrow three-wheel vehicle, braking systems, braking torque, braking distribution, the braking force.

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Teknologi otomotif adalah teknologi mengenai transportasi darat yang menggunakan mesin. Seiring dengan perkembangan jaman dan kemajuan teknologi di segala bidang, maka harus ada inovasi di bidang teknologi otomotif untuk mengimbangi kehidupan yang lebih dinamis. Inovasi di bidang otomotif pada umumnya bertujuan untuk meningkatkan efisiensi kendaraan bermotor dengan tetap mempertimbangkan unsur keamanan dan kenyamanan. Secara umum ada dua jenis kendaraan bermotor untuk transportasi darat yaitu mobil dan motor. Motor adalah kendaraan roda dua yang memiliki kelebihan dalam hal manuver dan efisiensi. Hal ini disebabkan oleh ukuran yang lebih kecil dan berat yang lebih ringan dibandingkan dengan mobil. Namun motor memiliki tingkat keamanan dan kenyamanan yang rendah. Pada motor tidak ada konstruksi rangka atau body yang dapat melindungi pengendara ketika terjadi kecelakaan dan juga tidak dapat melindungi pengendara dari cuaca. Mobil adalah kendaraan dengan roda empat atau lebih yang memiliki kelebihan pada aspek keamanan dan kenyamanan. Pada mobil terdapat konstruksi rangka dan *body* yang dapat melindungi penumpang dari benturan. *Body* mobil juga dapat melindungi penumpang dari teriknya sinar matahari dan hujan. Namun di daerah perkotaan yang sering terjadi kemacetan lalu lintas, mengakibatkan mobil sulit melakukan manuver dan kurang efisien. Mobil memiliki dimensi yang lebih besar dibandingkan dengan motor, sehingga sulit untuk melakukan manuver

dengan lincah. Mobil juga memiliki massa yang jauh lebih besar dibandingkan dengan motor sehingga kurang efisien karena membutuhkan penggerak dengan daya yang lebih besar. Maka dari itu muncul pemikiran bagaimana menggabungkan kelebihan yang dimiliki oleh motor dan mobil.

Narrow three wheel vehicle adalah salah satu inovasi di bidang otomotif untuk menggabungkan kelebihan yang dimiliki oleh motor dan mobil. Konsep dari *narrow three wheel vehicle* adalah membuat kendaraan yang mampu bermanuver dengan lincah seperti motor tetapi memiliki nilai kenyamanan dan keamanan yang lebih tinggi seperti mobil. *Narrow three wheel vehicle* seringkali dirancang dengan konsep kendaraan roda tiga dengan batasan panjang dan lebar tertentu. *Narrow three wheel vehicle* adalah sebuah konsep mobil perkotaan masa depan sehingga sudah banyak penelitian mengenai mobil ini. Bahkan beberapa produsen otomotif sudah melakukan produksi untuk kendaraan ini.

Pada tugas akhir kali ini akan dilakukan analisa sistem pengereman yang aman pada *narrow three wheel vehicle*, Dimana metode perancangan adalah dengan melakukan reverse engineering sistem pengereman yang telah ada di pasaran. Sistem pengereman kendaraan ini menggunakan *disc brake* pada ke tiga roda. Parameter yang akan ditinjau adalah kebutuhan gaya pengereman dan distribusi pengereman.

1.2 Rumusan Masalah

Sistem pengereman merupakan bagian terpenting untuk keamanan pada kendaraan, untuk itu rumusan masalah pada tugas akhir ini adalah bagaimana merancang sistem pengereman *narrow three wheel vehicle*.

1.3 Tujuan

Tujuan umum dari penelitian ini adalah merancang sistem pengereman *narrow three wheel vehicle*. Adapun tujuan khusus dari penelitian ini adalah:

- Memperoleh gaya pengereman *narrow three wheel vehicle*.
- Memperoleh torsi pengereman *narrow three wheel vehicle*.
- Memperoleh distribusi pengereman *narrow three wheel vehicle*.
- Memilih sistem pengereman yang terdapat dipasaran yang sesuai dengan kebutuhan *narrow three wheel vehicle*.

1.4 Batasan Masalah

Agar penulisan tugas akhir ini lebih terarah maka perlu diberikan beberapa batasan masalah yaitu :

1. Kendaraan mempunyai dimensi panjang 2290 mm, lebar 978 mm dan tinggi 1760 mm.
2. Berat kosong kendaraan 220 kg, kapasitas maksimal kendaraan 160 kg.
3. Kecepatan maksimum 80 km/jam.
4. Track width 882 mm.
5. Wheel base 1766 mm.
6. Sudut jalan sebesar 30°

1.5 Manfaat

Adapun manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Penelitian tugas akhir ini dapat dijadikan referensi untuk perancangan sistem pengereman kendaraan dalam negeri.
2. Sebagai media penelitian dan pengembangan ilmu pengetahuan dalam dunia otomotif.
3. Dapat menjadi ilmu pengetahuan dan informasi kepada kalayak tentang prinsip kerja sistem pengereman

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Sistem Pengereman

Sistem rem dari suatu kendaraan merupakan salah satu elemen terpenting dari suatu kendaraan, karena ia bagian terpenting untuk keamanan kendaraan. Sistem rem kendaraan harus mampu mengurangi kecepatan atau menghentikan kendaraan secara aman baik pada kondisi jalan lurus maupun belok pada segala kecepatan. Pada dasarnya ideal gaya rem pada setiap roda untuk setiap kendaraan adalah berbeda. Hal ini mengandung arti bahwa sistem rem dari suatu kendaraan tidak langsung memenuhi kebutuhan pengereman kendaraan lain.

Secara umum sistem pengereman yang berkembang untuk kendaraan saat ini ada 2 jenis, yaitu :

1. Sistem pengereman jenis *lock*

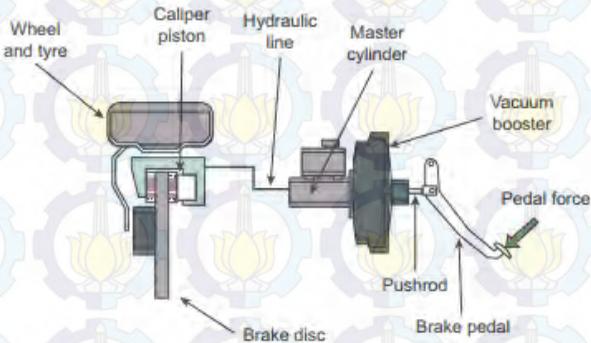
Yaitu sistem rem yang digunakan untuk menghentikan kendaraan dilakukan dengan cara membuat roda berhenti berputar(*lock*). Gaya gesek antara ban yang lock dengan jalan dimanfaatkan untuk mengurangi kecepatan dari kendaraan.

2. Sistem pengereman jenis(*anti lock breaking system=ABS*)

Yaitu sistem rem yang untuk menghentikan kendaraan dilakukan dengan cara mempertahankan roda tidak lock atau dalam keadaan slip tertentu dimana koefisien adhesi antara ban dan jalan dan ban adalah paling besar sehingga jarak berhenti kendaraan lebih pendek dan kendaraan masih tetap stabil walau direm pada saat kendaraan berbelok.

Secara umum prinsip kerja pengereman adalah pengemudi menginjak pedal rem sehingga ada gaya tekan yang diberikan pada pedal rem tersebut, kemudian gaya tersebut diperbesar oleh *brake booster*. Gaya yang telah diperbesar menggerakkan piston

pada master silinder rem yang menghasilkan tekanan fluida (minyak rem). Fluida bertekanan tersebut melewati *brake hose* kemudian ke kaliper rem, dimana pada kaliper rem terdapat piston yang terhubung ke *brake pad* sehingga *brake pad* terdorong dan bergesekan dengan piringan rem. Gesekan antara *brake pad* dengan piringan rem menyebabkan perlambatan pada kendaraan. Berikut adalah gambar komponen-komponen rem pada mobil secara umum.



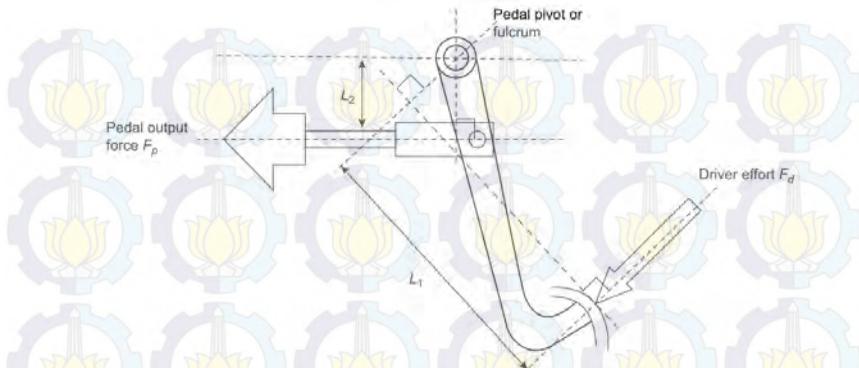
Gambar 2. 1 komponen-komponen rem

2.2. Komponen-komponen sistem pengereman

2.2.1 Pedal rem

Pedal rem merupakan salah satu komponen pengereman dari suatu kendaraan yang berfungsi sebagai inputan utama gaya pengereman yang berasal dari injakan kaki pengemudi. Gambar 2.2 merupakan ilustrasi dari pedal rem, Perbandingan torsi pedal dan master silinder pada sistem pengereman adalah 1 : 4. Hasil perkalian antara gaya dari kaki pengemudi (F_d) dikalikan *pedal ratio* (R_p) menghasilkan gaya output pedal (F_p) dimana juga disebut dengan *pushrod force* :

$$F_p = F_d \times R_p \dots \dots \dots (2.1)$$



Gambar 2. 2 pedal rem [1]

Gambar 2.2 menunjukkan gambar dari sebuah pedal rem dimana rasio pedal rem (R_p) adalah perbandingan antara jarak dari poros pedal rem ke pijakan kaki pengemudi (L_1), dengan jarak poros rem dengan pushrod rem (L_2). Dimana persamaannya dapat ditulis :

$$R_p = \frac{L_1}{L_2} \dots \dots \dots (2.2)$$

Perpindahan maksimum pedal rem (x_{pmax}) dipengaruhi oleh panjang langkah maksimum master silinder (x_{msmax}) dan *pedal ratio* (R_p). Dimana dapat ditulis sebagai berikut:

$$x_{pmax} = x_{msmax} \cdot R_p \dots \dots \dots (2.3)$$

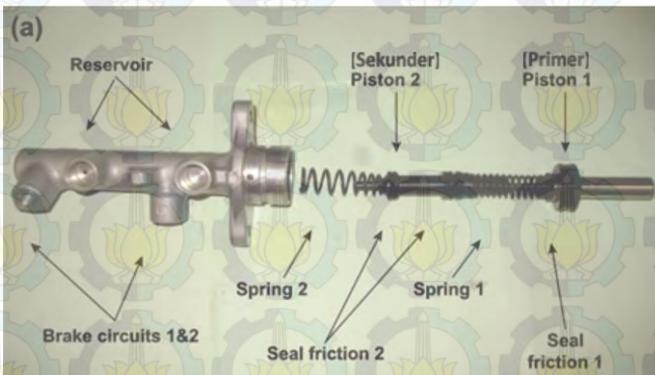
2.2.2. Master Silinder

Master silinder merupakan komponen dari pengereman yang berfungsi mengubah gaya dari kaki pengemudi menjadi tekanan hidrolis untuk menggerakkan *brake pad*. Desain dari master silinder biasanya mempunyai konfigurasi “tandem” dimana terdapat dua piston dalam satu silinder seperti yang

ditunjukkan pada gambar 2.3. master silinder didesain memiliki 2 ruangan yaitu primer dan sekunder bermaksud agar jika terjadi kegagalan pada salah satu jalur rem maka jalur yang lainnya masih dapat berfungsi. Piston primer digerakkan oleh gaya pushrod, dan gaya hidrolik yang dihasilkan akan menggerakkan piston sekunder. Setiap ruang disuplai dengan fluida (oli rem) dari reservoir yang terpisah, dan ketika piston bergerak maju saat dilakukan pengereman maka saluran suplai oli rem dari reservoir akan menutup dan menghasilkan tekanan hidrolik. Pada saat rem dilepas piston akan bergerak mundur karena pengaruh pegas primer dan sekunder pada master silinder lalu saluran oli rem dari reservoir terbuka sehingga oli rem dari reservoir masuk ke silinder, oleh karena itu silinder selalu terisi oleh oli rem. Jika P_1 dan P_2 adalah tekanan hidrolik yang dihasilkan pada ruang primer dan sekunder karena adanya inputan gaya F_p pada piston yang mempunyai luas permukaan A_{ms} maka secara teori

$$P_{ms} = P_1 = P_2 = \eta_{ms} \frac{F_d \times R_p}{A_{ms}} \dots\dots\dots(2.4)$$

η_{mc} adalah efisiensi dari sebuah sistem hidrolik, secara umum untuk master silinder besarnya adalah 0,95.

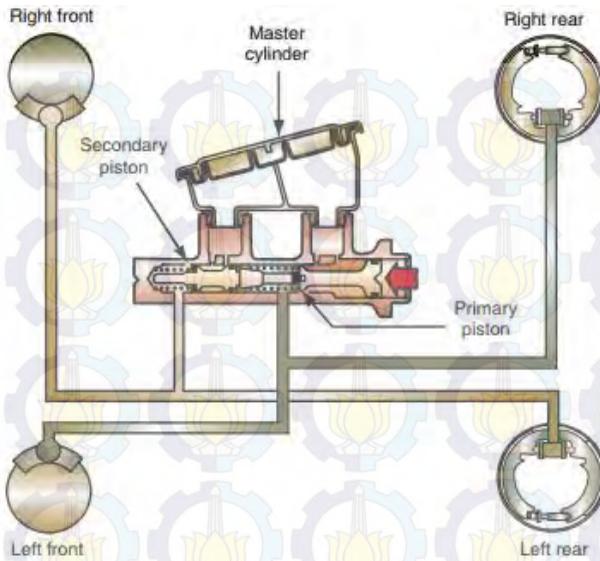


Gambar 2. 3 konfigurasi tandem master silinder [1]

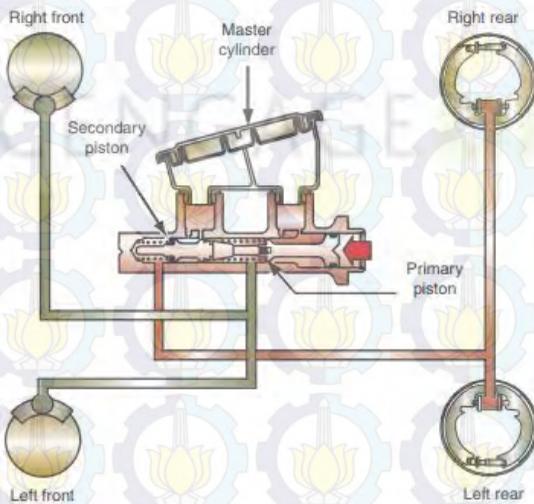
Semua master silinder untuk kendaraan dibangun sejak 1967 memiliki dua piston dan ruang pompa. Standar keselamatan kendaraan bermotor memerlukan sistem dual-rem untuk menyediakan operasi sistem hidrolik dalam satu selang atau kehilangan cairan pada perakitan rem. Karena sistem rem hidrolik tertutup, semua selang dan master silinder selalu penuh cairan. Kerika master silinder mengembangkan sistem tekanan, jumlah cairan hanya pindah beberapa ons.

Kendaraan modern telah membagi sistem rem, Pra-1970 kendaraan memiliki sistem hidrolik tunggal yang melayani semua empat roda. Kebocoran terjadi pada selang sehingga terjadi kegagalan total pada pengereman. Split sistem dirancang untuk mencegah gagal total sistem rem. Ini diperlukan penggunaan dual-piston master silinder dan masuknya berbagai katup. Sebuah split sistem diberi satu piston di master silinder dan dua piston pada sistem pengereman kendaraan.

Ada dua jenis sistem split : diagonal split dan depan/belakang split. Diagonal split yaitu sistem saluran rem silang antara roda kanan depan dan roda kiri belakang dan saluran rem silang antara roda kiri depan dan roda kanan belakang dengan demikian efisiensi pengereman tetap sama pada kedua sisi (tetapi dengan setengah daya penekanan normal) walaupun salah satu dari kedua sistem tersebut terjadi kerusakan. seperti diilustrasikan pada gambar 2.4. sedangkan sistem split depan/belakang adalah saluran rem terjadi pada roda depan dan roda belakang, sehingga apabila terjadi kerusakan pada rem belakang, rem depan masih dapat berfungsi, seperti yang diilustrasikan pada gambar 2.5.



Gambar 2. 4 Diagonal split system [2]



Gambar 2. 5 Front/rear split system [2]

2.2.3. Saluran Pengereman

Saluran pengereman merupakan komponen sistem pengereman yang berfungsi sebagai untuk menyalurkan oli rem sekaligus tekanan pengereman dari master silinder menuju piston yang terdapat pada kaliper rem. Saluran rem haruslah tahan tekanan tinggi dan fleksibel, saluran rem ini dapat berupa bahan logam ataupun dengan bahan karet. Saluran rem yang berbahan logam digunakan untuk menyalurkan gaya pengereman antara roda kanan dan kiri pada *rigid axle*. Sedangkan untuk saluran rem yang berbahan fleksibel digunakan untuk menyalurkan gaya pengereman pada roda yang bergerak secara lebih leluasa, contohnya pada roda depan ban dan roda dengan *independent suspension*. Gambar 2.6 merupakan ilustrasi dari saluran pengereman.

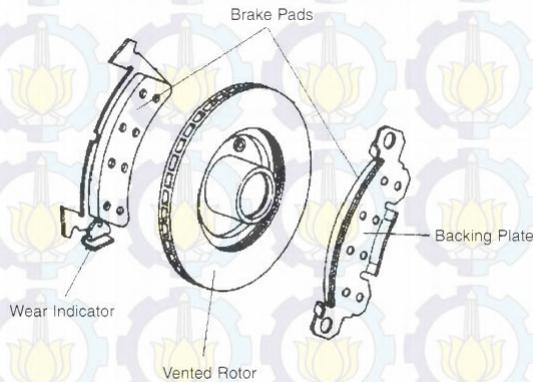


Gambar 2. 6 Saluran pengereman [3]

2.2.4 Brake pad

Brake pad merupakan bagian yang bergesekan langsung dengan piringan rem seperti yang diilustrasikan pada gambar 2.7. Selain besarnya tekanan hidrolis, salah satu faktor yang mempengaruhi besarnya torsi yang dihasilkan sistem rem adalah dari koefisien gesek *brake pad* dengan piringan rem. Nilai dari koefisien gesek tergantung pada bahan dasar pembuatan *brake pad*. Secara umum bahan pembuatan *brake pad* dapat dilihat pada tabel 2.1. Tetapi pabrikan membuat *brake pad* tidak menyertakan

bahan dari *brake pad*. Melainkan sebuah kode yang merepresentasikan nilai koefisien gesek dari *brake pad*. Kode tersebut adalah 2 huruf terakhir dari kode yang tertulis pada backplate *brake pad* seperti gambar 2.8. pembacaan kode koefisien gesek dapat dilihat pada tabel 2.2.



Gambar 2. 7 *brake pad*



Gambar 2. 8 kode koefisien gesek *brake pad* [4]

Tabel 2. 1 Beberapa bahan pembuatan *brake pad*.

Dibawah ini akan dijelaskan bahan pembuatan *brake pad*.

Material	Friction coefficient μ	Max Pressure p_{max}, psi	Max temperature		Max Velocity V_{max} ft/min	application
			Instantaneous $^{\circ}F$	Continuous $^{\circ}F$		
Cermet	0.32	150	1500	750		Brakes and clutches
Sintered metal (dry)	0.29-0.33	300-400	930-1020	570-660	3600	Clutches and caliper disk brakes
Sintered metal (wet)	0.06-0.08	500	930	570	3600	Clutches
Rigid molded asbestos (dry)	0.35-0.41	100	660-750	350	3600	Drum brakes and clutches
Rigid molded asbestos (wet)	0.06	300	660	350	3600	Industrial clutches
Rigid molded asbestos pads	0.31-0.49	750	930-1380	440-660	4800	Disk brakes
Rigid	0.33-0.63	100-150		500-750	4800-	Clutches and

moldred nonasbestos					7500	brakes
Semirigid moldred asbestos	0.37-0.41	100	660	300	3600	Clutches and brakes
Flexible moldred asbestos	0.39-0.45	100	660-750	300-350	3600	Clutches and brakes
Wound asbestos yarn and wire	0.38	100	660	300	3600	Vehicle clutches
Woven asbestos yarn and wire	0.38	100	500	260	3600	Industrial clutches and brakes
Woven cotton	0.47	100	230	170	3600	Industrial clutches and brakes
Resilient paper (wet)	0.09-0.15	400	300		PV<500.000 Psi.ft/min	Clutches and transmission bands

Source Ferodo Ltd, chapel –en-le-frith, england; mequon, wisc; raybestos, New york, N.Y. and stratford, conn.; Gatke Corp., chicago, ill.; General Metals Powder Co., Akron, Ohio; D.A.B. Industries, Troy, Mich; Friction Products Co., Medina, Ohio.

Tabel 2. 2 D.O.T edge code [5]

D.O.T Edge Code	Koefisien Gesek @250°F dan @600°F
EE	0,25 – 0,35
FE	0,25 – 0,35 @250°F 0,35 – 0,45 @600°F
FF	0,35 – 0,45
GG	0,45 – 0,55
HH	0,55 – 0,65

2.2.5. Proportional Valve

Proportioning valve adalah komponen pada sistem pengereman yang berfungsi sebagai pengatur distribusi pengereman antara roda depan dan roda belakang. Distribusi pengereman roda depan biasanya lebih tinggi dibanding roda belakang karena ketika terjadi pengereman berat roda depan meningkat dibanding roda belakang sehingga *proportioning valve* mendistribusikan tekanan pengereman roda depan lebih tinggi dibanding roda belakang. Jumlah proporsi bervariasi, tergantung pada kendaraan yang digunakan. Namun, tidak jarang untuk rem depan untuk menghasilkan 70% dari gaya pengereman.

2.2.6. Kaliper

Kaliper merupakan komponen utama dari disc brake system sebagai tempat piston dan *brake pad* yang seperti diilustrasikan pada gambar 2.9. Secara umum kaliper dibagi menjadi dua yaitu *fixed* dan *floating*. *Fixed kaliper* merupakan

kaliper yang bergesekan dengan rotor pada kedua sisi permukaannya. Untuk memperbaiki performa pengereman pada kendaraan biasanya terdapat dua piston seperti yang diilustrasikan pada gambar 2.10. *Floating kaliper* merupakan kaliper yang dapat bergerak hanya satu sisi saja sedangkan sisi lainnya hanya diam sehingga piston yang diperlukan hanya satu sisi saja seperti yang diilustrasikan pada gambar 2.11. Pada kedua sisi kaliper terdapat *brake pad* yang akan menjepit piringan saat diberi tekanan hidrolis. Jika tekanan hidrolis untuk menggerakkan piston kaliper (P_a) bekerja pada *brake pad* yang menghasilkan gaya (N_{c1}) pada permukaan piringan atau *brake pad*, μ_b adalah koefisien gesek antara *brake pad* dengan piringan rem, dan r_e adalah radius efektif pada piringan rem, maka torsi pengereman yang dihasilkan oleh satu sisi *brake pad* adalah :

$$\tau_1 = F_1 r_e \dots\dots\dots(2.5a)$$

Dimana :

$$F_1 = \mu_b N_{c1} \dots\dots\dots(2.5b)$$

Sehingga :

$$\tau_1 = \mu_b N_{c1} r_e \dots\dots\dots(2.5c)$$

karena standar rem cakram untuk kendaraan terdapat 2 *brake pad* dalam 1 kaliper maka total torsi pengereman (τ_w) menjadi :

$$\tau_w = \mu_b (N_{c1} + N_{c2}) r_e \dots\dots\dots(2.5d)$$

Mengasumsikan $N_{c1} = N_{c2} = N_c$:

$$\tau_w = \mu_b 2 N_c r_e \dots\dots\dots(2.5e)$$

Perhitungan diatas berlaku pada kaliper tetap maupun kaliper geser, dengan mengabaikan kerugian gesek pada mekanisme kaliper geser. Untuk rem cakram berpengerak hidrolik maka besarnya gaya pada *brake pad* adalah :

$$N_c = (p - p_t)A_k\eta \dots\dots\dots (2.6)$$

Dimana :

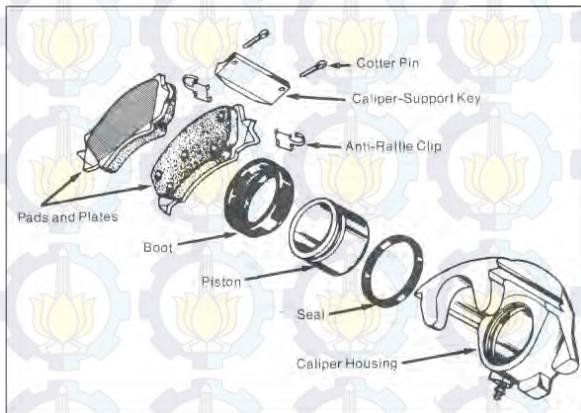
A_k adalah luas permukaan piston pada kaliper rem

N_c adalah gaya yang diberikan *brake pad* ke piringan rem

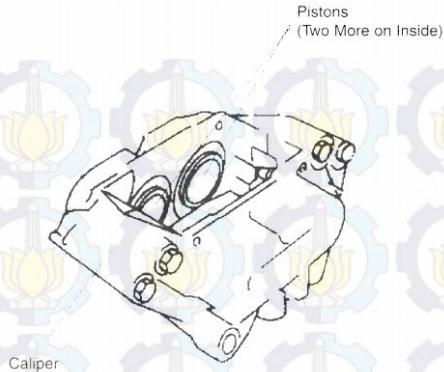
p adalah tekanan yang bekerja pada piston kaliper rem

p_t adalah tekanan threshold pada kaliper rem cakram yang besarnya diasumsikan 0,5 bar (0,05 Mpa)

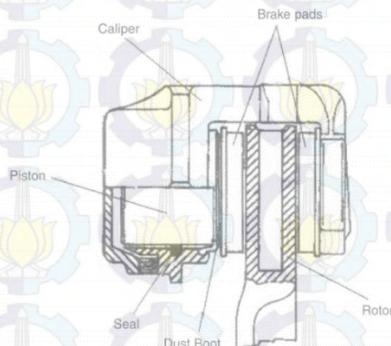
η adalah efisiensi sistem hidrolik yang besarnya 0,95



Gambar 2. 9 bagian-bagian kaliper



Gambar 2. 10 fixed kaliper [6]



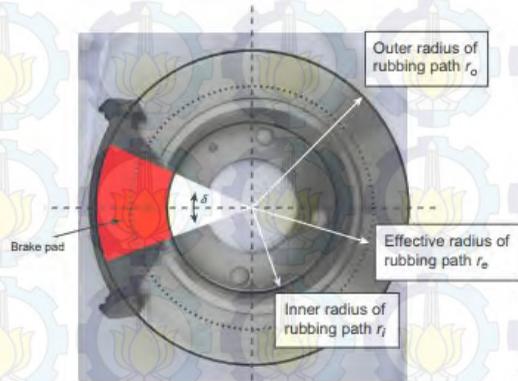
Gambar 2. 11 floating kaliper[6]

2.2.7. Rem Cakram (Disc Brake)

Disc brake merupakan rem yang bekerja atas dasar menjepit cakram (*disc*) yang dipasangkan pada roda kendaraan. Pada bagian inilah sebagian besar energi kinetik dari kendaraan diubah menjadi energi panas, oleh karena itu sebagian besar dari piringan rem yang dipakai pada mobil-mobil penumpang adalah berjenis ventilated. Pada piringan rem terdapat daerah-daerah pengereman yang diilustrasikan pada 2.12.

Beberapa kelebihan dan kekurangan menggunakan rem cakram dibanding rem tromol (drum brake) dapat dilihat pada tabel 2.3 . Perhitungan torsi pengereman menggunakan jari-jari efektif peringan rem (r_e) yang besarnya :

$$r_e = \frac{r_o + r_i}{2} \dots\dots\dots(2.7)$$



Gambar 2. 12 Piringan rem

Tabel 2. 3 kelebihan dan kekurangan disc brake [7]

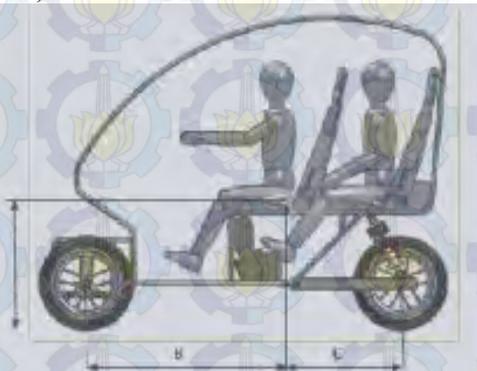
Kelebihan	Kekurangan
<ul style="list-style-type: none"> • Pendinginan lebih cepat • Temperatur kerja tinggi • Maintenance lebih cepat • Kemampuan menyesuaikan <i>clearance</i> secara otomatis • Lebih ringan 	<ul style="list-style-type: none"> • Timbul noise saat pengereman • Tidak efektif jika digunakan sebagai rem parkir • Kampas rem lebih cepat aus

2.3 Perhitungan kebutuhan Pengereman

2.3.1 Center Of Gravity (CG)

Pusat massa kendaraan adalah hal yang paling berpengaruh pada kestabilan kendaraan, salah satunya adalah pengereman. Pusat massa *Narrow three wheel vehicle* diilustrasikan pada gambar 2.13. Posisi pusat massa kendaraan terdapat di sumbu vertikal dengan jarak Cg ke tanah (h), posisi longitudinal dengan jarak Cg ke poros roda depan (B) sedangkan jarak Cg ke poros roda belakang (C) seperti yang diilustrasikan pada gambar 2.10. posisi pusat massa longitudinal kendaraan mempengaruhi distribusi berat roda depan dan roda belakang. Sedangkan untuk posisi pusat massa arah vertikal kendaraan mempengaruhi besarnya momen yang disebabkan karena adanya perlambatan maupun percepatan.

Pada tugas akhir ini penentuan posisi pusat massa sudah diketahui dari penelitian sebelumnya yang dilakukan oleh Irfan Yuananto pada tahun 2015. Dimana jarak Cg ke tanah (h) sebesar 0,763 m, posisi longitudinal dengan jarak Cg ke poros roda depan (B) sebesar 1,14 m sedangkan jarak Cg ke poros roda belakang (C) sebesar 0,636 m.



Gambar 2. 13 Posisi Pusat Massa *Narrow Three Wheel Vehicle*

2.3.2 Gaya Hambat Kendaraan

2.3.2.1 Gaya Hambat *Rolling*

Hambatan *rolling* yang terjadi pada ban adalah utamanya disebabkan oleh sifat histerisis ban karena adanya defleksi dari ban. Akibat adanya defleksi ban pada saat *rolling*, dan sifat material yang tidak cepat kembali setelah defleksi. Untuk perhitungan besarnya gaya hambat *rolling* dapat digunakan persamaan :

$$R_r = f_r \cdot W \dots\dots\dots(2.8)$$

Dimana :

R_r = gaya hambat *rolling*

f_r = koefisien hambat *rolling*

W = Berat kendaraan total

Secara umum harga rata-rata dari koefisien hambatan *rolling* untuk berbagai jenis ban kendaraan dan berbagai jalan ditunjukkan pada tabel 2.4 Sebagai hasil studi dari j.j. Taborek.

Tabel 2. 4 nilai rata-rata dari koefisien hambatan *rolling* untuk berbagai jenis ban kendaraan dan berbagai kondisi jalan [8]

Jenis kendaraan	Permukaan Jalan		
	Beton	Keras/Aspal	Pasir
Kendaraan Penumpang	0,015	0,08	0,3
Truk	0,012	0,06	0,25
Traktor	0,020	0,04	0,2

2.3.2.2. Gaya Hambat Angin

Gaya hambat angin adalah gaya yang bekerja dalam arah horisontal (pararel terhadap aliran) dan berlawanan arah dengan arah gerak maju kendaraan. Gaya hambat tersebut adalah sebagai fungsi dari kecepatan kuadrat. Secara umum koefisien gaya

hambat aerodinamis dari beberapa jenis kendaraan ditunjukkan pada tabel 2.5. Secara umum perumusaan gaya hambat angin adalah :

$$R_a = \frac{1}{2} C_d \cdot \rho \cdot v_a^2 \cdot A_f \dots\dots\dots (2.9)$$

Dimana :

C_d = koefisien gaya hambat

A_f = luas frontal kendaraan (m^2)

ρ = density udara (Kg/m^3)

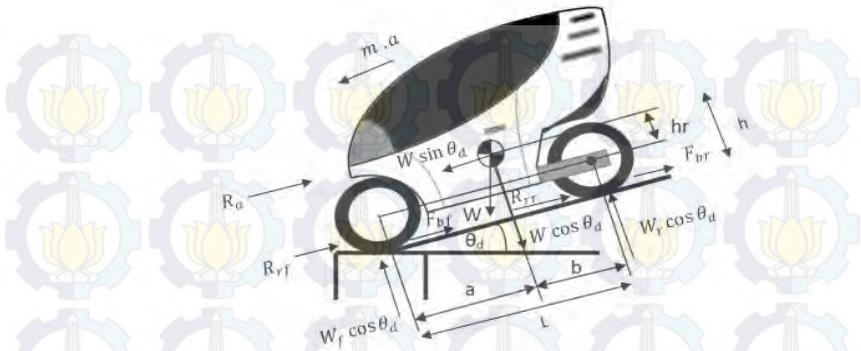
v_a = kecepatan relatif angin terhadap kendaraan (m/s)

Tabel 2.5 koefisien gaya hambat aerodinamis dari beberapa jenis kendaraan

Jenis kendaraan	Kefisien hambat
Kendaraan penumpang	0,3 – 0,6
Kendaraan konvertibel	0,4 – 0,65
Kendaraan balap	0,25 – 0,3
Bus	0,6 – 0,7
Truck	0,8 – 1
Traktor – trailer	0,8 – 1,3
Sepeda motor + pengendara	1,8

2.3.3 Gaya Pengereman Maksimal

Gaya luar yang bekerja pada saat pengereman dapat dilihat pada gambar 2.14. Gaya rem F_b ditimbulkan oleh sistem rem dan berkembang di bidang kontak antara ban dan jalan.



Gambar 2. 14 gaya-gaya pada kendaraan

Dari FBD pada gambar 2.14 didapat :

$$\sum F = m \cdot a \dots\dots\dots (2.10)$$

Dimana ($m \cdot a$) adalah besarnya gaya inersia kendaraan akibat perlambatan kendaraan.

$$F_{bf} + F_{br} + R_{rr} + R_{rf} + R_a + R_t - W \sin \theta_d = m \cdot a \dots\dots\dots (2.11)$$

$$F_b + R_r + R_a + R_t = W \sin \theta_d + m \cdot a \dots\dots\dots (2.12)$$

$$F_b + f_r \cdot W \cdot \cos \theta_d + R_t = W \sin \theta_d + m \cdot a - R_a \dots\dots\dots (2.13)$$

Dimana :

f_r = koefisien hambat *rolling*

W = berat kendaraan (Kg)

θ_d = sudut tanjakan (derajat)

R_a = hambatan aerodinamik (N)

R_t = hambatan transmisi (diabaikan) (N)

Selama pengereman terjadi perpindahan beban kendaraan dari sumbu belakang ke sumbu depan kendaraan. Dengan memperhatikan gaya normal didepan (W_f) dan belakang (W_r)

serta dengan menganggap θ_d kecil, dapat dihitung sebagai berikut:

$$W_f = \frac{1}{L \cos \theta_d} \left\{ W_a \cos \theta_d + h \left(\frac{w}{g} a - R_a + W \sin \theta_d \right) \right\} \dots (2.14)$$

Dan

$$W_r = \frac{1}{L \cos \theta_d} \left\{ W_b \cos \theta_d - h \left(\frac{w}{g} a - R_a + W \sin \theta_d \right) \right\} \dots (2.15)$$

Dengan memperhatikan keseimbangan gaya pada arah memanjang, maka dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$F_b + f_r \cdot W \cos \theta_d = F_{bf} + F_{br} + f_r \cdot W \cos \theta_g = \frac{w}{g} \cdot a - R_a + W \sin \theta_d \dots (2.16)$$

Dimana :

F_{bf}, F_{br} = gaya rem di depan dan di belakang dengan mensubstitusikan persamaan (2.16) pada persamaan (2.15) dan (2.14), beban normal pada poros menjadi :

$$W_f = \frac{1}{L \cos \theta_d} \left\{ W_b \cos \theta_d + h(F_b + f_r \cdot W) \right\} \dots (2.17)$$

dan

$$W_r = \frac{1}{L \cos \theta_d} \left\{ W_a \cos \theta_d - h(F_b + f_r \cdot W) \right\} \dots (2.18)$$

Gaya rem maksimal yang dapat didukung oleh ban adalah ditentukan oleh koefisien gesek dan gaya normal pada ban. Untuk pengereman pada keempat roda dengan menganggap gaya pengereman maksimum $F_{b \max} = \mu \cdot W$ maka didapat :

$$F_{b \max} = \mu \cdot W_f = \frac{\mu \cdot W}{L \cos \theta_d} (b \cos \theta_d + h(\mu + f_r)) \dots (2.19)$$

$$F_{r \max} = \mu \cdot W_r = \frac{\mu \cdot W}{L \cos \theta_d} (a \cos \theta_d - h(\mu + f_r)) \dots (2.20)$$

Dimana μ adalah koefisien adhesi dari ban dan jalan. Dari hasil studi J.J. Taborek diberikan koefisien adhesi rata-rata antara ban

dan jalan untuk bermacam jenis jalan yang ditunjukkan pada tabel 2.6.

Tabel 2. 6 koefisien adhesi ban pada bermacam jenis jalan [9]

Permukaan Jalan	Koefisien Adhesi tertinggi	Koefisien adhesi Roda Lock
Aspal dan beton (kering)	0,8 – 0,9	0,75
Aspal (basah)	0,5 – 0,7	0,55 – 0,6
Beton (basah)	0,8	0,7
Gravel	0,6	0,55
Jalan tanah (kering)	0,6 – 0,8	0,65
Jalan tanah (basah)	0,55	0,4 – 0,5
Snow	0,2	0,15
Ice	0,1	0,07

Untuk torsi pengereman yang dibutuhkan oleh kendaraan dihitung berdasarkan $F_b f_{max}$ dan $F_b r_{max}$ dikalikan dengan jari-jari roda (r_r). Untuk rumusan torsi pengereman yang dibutuhkan dapat ditulis sebagai berikut :

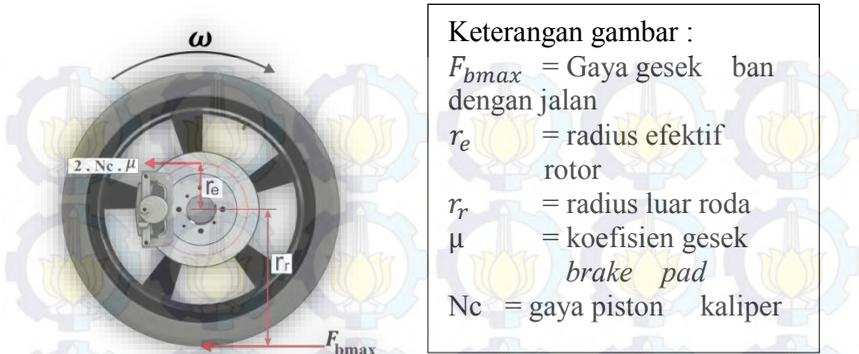
Torsi pengereman pada roda depan :

$$\tau_{wf} = F_b f_{max} \times r_r \dots\dots\dots (2.21)$$

Torsi pengereman roda belakang :

$$\tau_{wr} = F_b r_{max} \times r_r \dots\dots\dots (2.22)$$

Untuk lebih jelasnya gaya-gaya yang bekerja pada ban saat pengereman dapat dilihat pada gambar 2.15



Gambar 2. 15 gaya yang bekerja pada ban saat pengereman

2.4 Proporsi Gaya Pengereman

Kebutuhan gaya pengereman pada roda depan dan belakang tergantung dengan gaya normal yang bekerja. Semakin besar gaya normal yang bekerja pada roda tersebut maka semakin besar pula gaya pengereman yang dapat didukung oleh roda tersebut.

Dari persamaan (2.19) dan (2.20) terlihat bahwa gaya rem di depan dan di belakang berbanding lurus seperti perbandingan gaya normalnya, maka gaya maksimum pengereman di depan dan dibelakang akan terjadi pada waktu yang bersamaan.

$$\frac{K_{bf}}{K_{br}} = \frac{F_{bf\ max}}{F_{br\ max}} = \frac{b+h(\mu+f_r)}{a-h(\mu+f_r)} \dots\dots\dots (2.23)$$

Dimana K_{bf} dan K_{br} adalah proporsi dari kebutuhan gaya pengereman di depan dan di belakang tergantung pada sistem dari rem dan jumlah dari K_{bf} dan K_{br} adalah 1

$$K_{bf} = \frac{F_{bf}}{F_{bf}+F_{br}} = \frac{\mu \cdot W_f}{\mu \cdot W_f + \mu \cdot W_r} = \frac{W_f}{W} = \frac{b+h(\mu \cdot f_r)}{L} \dots\dots\dots (2.24)$$

$$K_{br} = \frac{F_{br}}{F_{bf} + F_{br}} = \frac{\mu \cdot W_r}{\mu \cdot W_f + \mu \cdot W_r} = \frac{W_r}{W} = \frac{a - h(\mu \cdot f_r)}{L} \dots\dots\dots (2.25)$$

Gaya rem maksimum di depan dan di belakang terjadi pada waktu yang bersamaan bila distribusi gaya rem di depan dan di belakang memenuhi persyaratan tersebut. Untuk kendaraan tertentu dengan distribusi gaya rem tertentu, maka roda depan akan *lock* terlebih dahulu.

$$\left(\frac{a}{g}\right) f < \left(\frac{a}{g}\right) r, \text{ kendaraan cenderung understeer}$$

Dan roda belakang akan *lock* terlebih dahulu jika :

$$\left(\frac{a}{g}\right) r < \left(\frac{a}{g}\right) f, \text{ kendaraan cenderung oversteer}$$

2.5 Standar Jalan Antar Kota

Salah satu kondisi jalan yang mempengaruhi kestabilan kendaraan adalah kondisi gradient jalan. Pada kecepatan kendaraan yang sama resiko kehilangan kestabilan akan lebih besar pada saat jalan menurun. Adapun standar jalan antar kota yang telah dibuat oleh DEPARTEMEN PEKERJAAN UMUM DIREKTORAT JENDRAL BINA MARGA. Medan jalan diklasifikasikan berdasarkan kondisi sebagian besar kemiringan medan yang diukur tegak lurus garis kontur seperti yang disajikan pada tabel 2.7.

Tabel 2. 7 klasifikasi jalan menurun medan [10]

No.	Jenis Medan	Notasi	Kemiringan Medan (%)
1.	Datar	D	< 3
2.	Perbukitan	B	3 – 25
3.	Pegunungan	G	> 25



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI

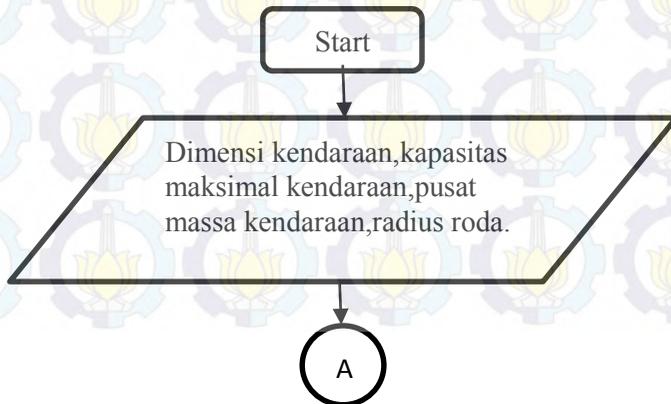
3.1 Prosedur Tugas Akhir

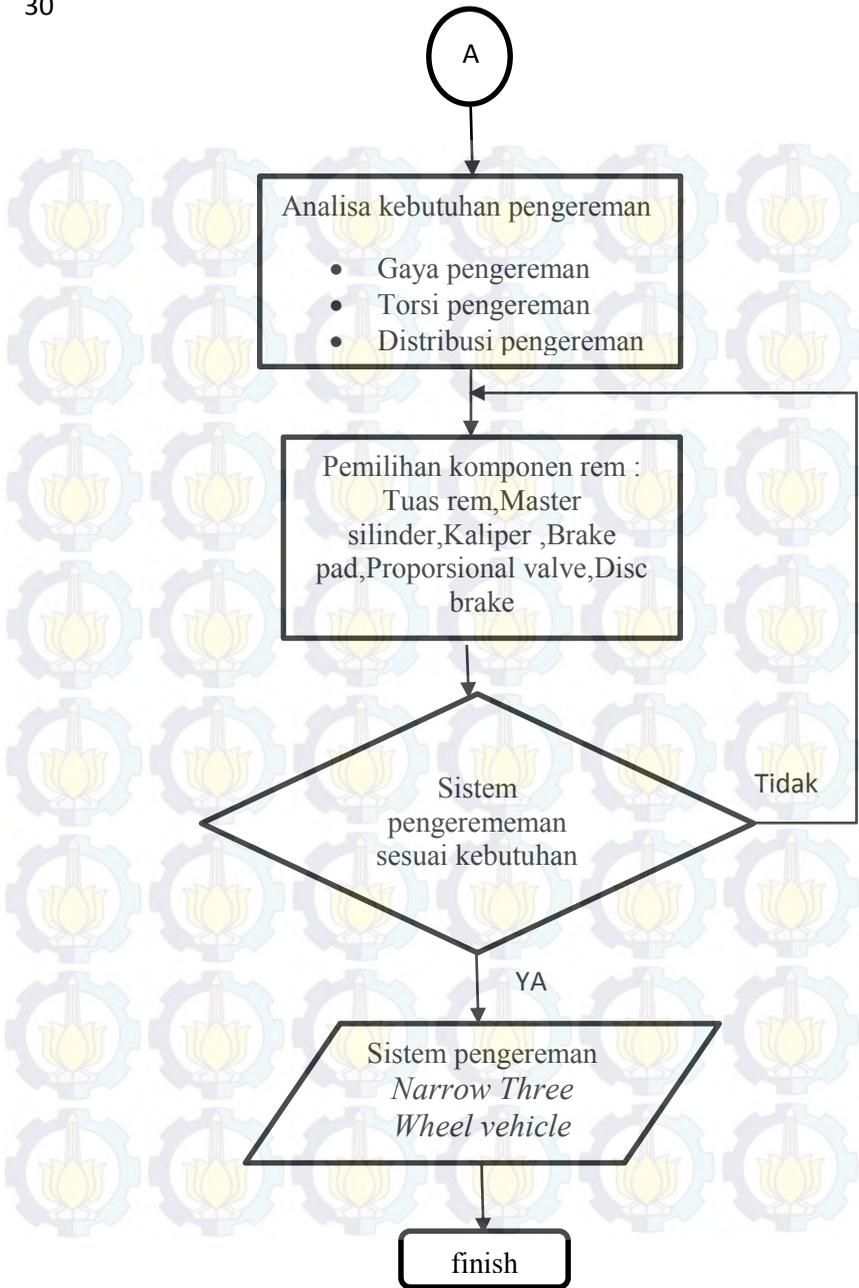
Tahapan-tahapan dalam pengerjaan tugas akhir kali ini secara garis besar dapat dibagi menjadi empat tahapan :

- Tahap pertama adalah studi literatur mulai dari dasar teori yang ada di buku, penelitian terdahulu dan jurnal sebagai dasar pada pengerjaan tugas akhir.
- Tahap kedua menentukan spesifikasi awal dari sistem pengereman *Narrow Three Wheel vehicle* yang akan dirancang.
- Tahap ketiga melakukan perhitungan gaya pengereman dan distribusi pengereman *Narrow Three Wheel vehicle* .
- Tahap keempat adalah mengolah data dari hasil perhitungan kemudian merancang sistem pengereman yang sesuai dengan *Narrow Three Wheel vehicle* .

3.2 Flowchart Analisa Sistem Pengereman *Narrow Three Wheel Vehicle*

Flowchart analisa sistem pengereman *Narrow Three Wheel Vehicle* adalah sebagai berikut :

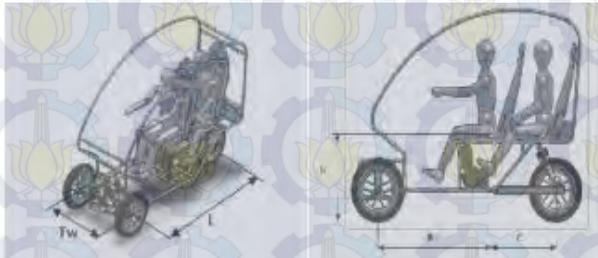




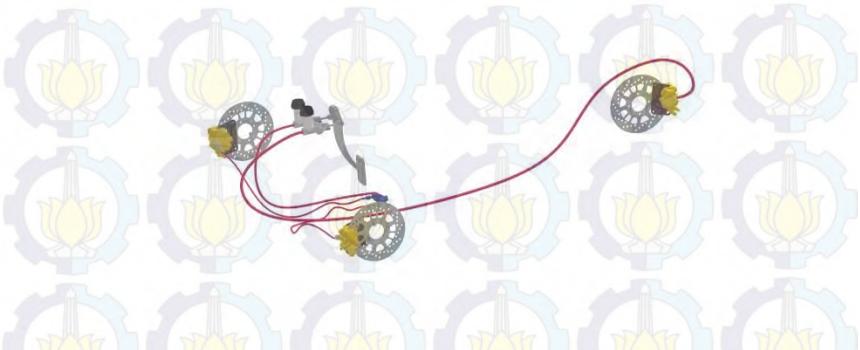
Gambar 3.1 Diagram alir penelitian

3.3 Prosedur Perhitungan

Langkah awal yang perlu dilakukan dalam perhitungan untuk mencari gaya pengereman dan distribusi pengereman pada *Narrow Three Wheel vehicle* adalah dengan mengetahui data spesifikasi dari kendaraan ini yang akan digunakan sebagai input untuk perhitungan gaya-gaya yang bekerja pada kendaraan. Data-data yang dibutuhkan adalah dimensi kendaraan, massa kendaraan, letak *center of gravity* (CG) kendaraan, dan radius roda kendaraan. Data-data tersebut diambil dari penelitian sebelumnya dimana kendaraan yang diteliti sama yaitu *Narrow Three Wheel vehicle*. *layout* kendaraan *Narrow Three Wheel vehicle* akan ditunjukkan pada gambar 3.1 dan sistem pengereman *narrow three wheel vehicle* akan ditunjukkan pada gambar 3.2



Gambar 3. 2 *layout* *Narrow Three Wheel vehicle*



Gambar 3. 3 Sistem pengereman *narrow three wheel vehicle*

Pada rancangan awal sistem pengereman *Narrow Three Wheel vehicle* mengetahui pusat massa kendaraan (*Center of gravity*) yaitu tinggi pusat massa kendaraan terhadap *ground* (h) sebesar 1760 mm, jarak pusat massa kendaraan terhadap poros roda depan (B) sebesar 1140 mm, jarak pusat massa kendaraan terhadap poros roda belakang (C) sebesar 636 mm. Adapun massa kendaraan adalah sebesar 170 kg, maksimum massa penumpang sebesar 160 kg dan massa total adalah 330 kg. Berat kendaraan merupakan variabel yang digunakan dalam perhitungan, berikut akan dijelaskan estimasi berat total.

Tabel 3. 1 Estimasi berat total kendaraan

komponen	Massa (kg)
Massa penumpang	2×80
Engine	30
Chasis	32,792
Roda	3×5
Kursi	2×4
Tangki bahan bakar	14,6
Knuckle	5,38

Wishbone upper	$2 \times 2,6$
Wishbone lower	$2 \times 3,78$
Swing arm	13,686
Heavy hex bolt	0,128
Spring depan	2
Spring belakang	4
Steering	31,656
Total	330

Setelah mengetahui data-data yang dibutuhkan dari gambar diatas maka dianalisa gaya-gaya yang bekerja pada mobil tersebut. Perhitungan gaya-gaya dilakukan pada kondisi menurun karena pada saat kendaraan melaju di jalan menurun sistem pengereman harus dapat memperlambat dan menghentikan kendaraan ketika dibutuhkan. Perhitungan gaya-gaya pengereman dan distribusi pengereman sesuai dengan tinjauan pustaka. Setelah mengetahui gaya pengereman yang terjadi pada kendaraan selanjutnya merancang sistem pengereman pada kendaraan tersebut. Sistem pengereman yang digunakan ada;ah pedal rem (rasio lengan), master silinder (tekanan yang dihasilkan), proportional valve, kaliper (gaya yang dihasilkan pada piston kaliper), *brake pad* (gaya gesek yang dihasilkan), *disc brake* (torsi pengereman yang dihasilkan).



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV

ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada tugas akhir ini akan dilakukan analisa kesesuaian dan pemilihan komponen sistem pengereman yang sudah ada dipasaran. Analisa yang dilakukan adalah analisa kebutuhan gaya pengereman dan distribusi pengereman yang dibutuhkan pada kendaraan *narrow three wheel vehicle* pada kondisi beban penuh 330 kg. Setelah mengetahui kebutuhan gaya pengereman dan distribusi pengereman kemudian menghitung gaya output rem yang ada di pasaran. Komponen sistem pengereman meliputi pedal rem, master silinder, kaliper dan disc brake.

4.1 Kebutuhan Pengereman *Narrow Three Wheel Vehicle*

4.1.1 Spesifikasi *Narrow Three Wheel Vehicle*

Narrow three wheel vehicle adalah salah satu inovasi di bidang otomotif untuk menggabungkan kelebihan yang dimiliki oleh motor dan mobil. Konsep dari *narrow three wheel vehicle* adalah membuat kendaraan yang mampu bermanuver dengan lincah seperti motor tetapi memiliki nilai kenyamanan dan keamanan yang lebih tinggi seperti mobil. Berikut akan dijelaskan spesifikasi dari *narrow three wheel vehicle* :

Tabel 4.1 Spesifikasi *Narrow three wheel vehicle*

Dimensi	
Panjang	2290 mm
Lebar	978 mm
Tinggi (Ht)	1760 mm
Wheel base (L)	1776 mm
<i>Track width</i> (Tw)	882 mm

Massa	
Massa Kendaraan	170 kg
Massa Penumpang	2 x 80 kg
Total massa	330 kg
Engine	
Torsi maksimum	13,8 N.m
Roda	
Jumlah	3
Jari-jari roda	264 mm
Jari-jari dinamis roda (r_{dyn})	258 mm

4.1.2 Posisi Pusat Massa

Posisi pusat massa narrow three wheel vehicle dicari dengan menggunakan software solidwork. Dimana bagian-bagian mobil yang mempunyai massa berbeda dan memiliki pusat massa tertentu di assembly lalu dengan menggunakan fitur mass properties \rightarrow *center of mass* maka posisi pusat massa akan diketahui. Untuk penempatan bagian-bagian mobil dapat dilihat pada gambar 4.1.



Gambar 4.1 Bagian-bagian *narrow three wheel vehicle*

Dengan penempatan seperti pada gambar 4.1 maka dari program Solidwork didapat posisi pusat massanya yang ditabelkan pada tabel 4.2

Tabel 4.2 Posisi pusat massa Narrow Three Wheel Vehicle

Posisi	Nilai (meter)
Lr (pusat massa terhadap poros roda belakang)	0,636
Lf (pusat massa terhadap poros roda depan)	1,14
h (pusat massa terhadap jalan)	0,763

4.1.3 Perhitungan Gaya pengereman, torsi pengereman dan distribusi pengereman

Gaya pengereman yang harus ditanggung oleh sistem pengereman besarnya tergantung pada gaya gesek maksimum antara ban dan jalan. Besarnya gaya pengereman ban depan dan

belakang saat pengereman dapat didapat dihitung dari persamaan 2.19 dan 2.20. hasil dari perhitungan ditabelkan pada tabel 4.3

Tabel 4. 3 Gaya gesek maksimum ban pada kondisi jalan menurun, datar dan sistem pengereman yang dipilih.

Gaya pengereman (N)	jalan menurun 30°	Jalan datar	Sistem pengereman yang dipilih
F _{bf} max	1855,64	1734,66	2213,70
F _{br} max	571,50	692,49	910,56
F _b total	2427,14	2427,14	3124,26

Dari tabel 4.4 dapat diketahui gaya pengereman saat kondisi jalan menurun, datar dan gaya pengereman dari sistem pengereman yang dipilih. Sistem pengereman yang dipilih adalah beat pgm fl untuk sistem pengereman roda depan *narrow three wheel vehicle* dan sistem pengereman supra x 125 untuk sistem pengereman roda belakang *narrow three wheel vehicle*. f_{bf} max sistem pengereman yang dipilih lebih besar dari kebutuhan f_{bf} max saat menurun kondisi ini tidak cukup baik untuk sistem pengereman karena dapat mengakibatkan keausan pada brakepad.

Torsi pengereman sistem pengereman harus mampu mencukupi torsi pengereman yang dibutuhkan mobil. Perhitungan gaya gesek antara *brakepad* dengan rotor untuk menghasilkan torsi sistem pengereman dihitung berdasarkan persamaan 2.21 dan 2.22. Hasil dari perhitungan ditabelkan pada tabel 4.4.

Tabel 4. 4 Torsi pengereman pada kondisi jalan menurun, mendatar dan sistem pengereman yang dipilih.

Torsi pengereman (N.m)	jalan menurun 30°	Jalan datar	Sistem pengereman yang dipilih
Torsi depan	489,89	457,95	584,82
Torsi belakang	150,88	182,82	240,39
Total	640,77	640,77	825,21

Dari tabel 4.4 diketahui bahwa torsi pengereman yang dipilih lebih besar dibanding torsi yang dibutuhkan. Fenomena ini akan mengakibatkan brake pad cepat terjadi aus karena torsi yang diberikan lebih besar dari yang dibutuhkan. Jika dilihat dari hasil perhitungan sistem rem yang dipasaran maka dipilih torsi pengereman yang kecil namun memenuhi kebutuhan torsi pengereman *narrow three wheel vehicle* agar tidak terjadi *overdesign*.

Proporsi gaya pengereman yang dihasilkan dari kendaraan *narrow three wheel vehicle* dapat dihitung dari persamaan 2.24 dan 2.25. proporsi gaya pengereman dihitung pada kondisi jalan menurun, mendatar dan proporsi sistem pengereman yang dipilih dari sistem pengereman yang ada dipasaran. Hasil dari perhitungan ditabelkan pada tabel 4.5

Tabel 4. 5 Proporsi gaya pengereman pada kondisi jalan menurun, mendatar dan sistem pengereman yang dipilih.

Proporsi gaya pengereman	jalan menurun 30°	Jalan datar	Sistem pengereman yang dipilih
Kbf	0,76	0,71	0,7
Kbr	0,24	0,29	0,3
Total	1	1	1

Dari tabel 4.5 dapat di ketahui bahwa kbf sistem pengereman yang dipilih lebih kecil dibanding kbf pada kondisi jalan menurun dan datar. Sedangkan untuk kbr sistem pengereman yang dipilih lebih besar dibanding kbr pada kondisi jalan menurun dan datar. Dari tabel 4.5 diketahui bahwa kbf pada kondisi menurun lebih besar dibanding kondisi menurun. Jika distribusi pengereman kondisi menurun diterapkan pada kondisi mendatar maka kbf sudah memenuhi untuk kondisi jalan datar. Pada kondisi jalan menurun kendaraan akan mengalami kondisi understeer bergitu juga untuk kondisi jalan datar. Jika kendaraan berbelok maka roda depan akan lock duluan dan menyebabkan kehilangan kontrol, dan pengendara tidak mampu lagi menggunakan steer secara efektif. Perlu dicatat bahwa hal ini tidak kehilangan stabilitas. Dari proporsi pengereman diatas dapat dihitung stopping distance yang bisa dicapai dari kendaraan *narrow three wheel vehicle*. Menghitung koefisien tahanan aerodinamika (C_{ae}) dengan persamaan berikut:

$$C_{ae} = \frac{\rho}{2} \times C_d \times A_f$$

$$= \frac{1,23}{2} \times 0,5 \times 1,72 = 0,53 \text{ kg/m}$$

Faktor massa dari komponen kendaraan yang berotasi (γ_m) = 1,04

$t_d \approx 0,3$ sekon (waktu keterlambatan respon sistem)

$V_i = 80 \text{ km/jam} = 22 \text{ m/s}$ (kecepatan awal kendaraan (m/s^2))

$W = 330 \text{ kg}$

$F_{bmax} = 2427 \text{ N}$

Stopping distance yang bisa dicapai dari kendaraan *narrow three wheel vehicle*.

$$\begin{aligned}
 S &= \frac{\gamma_m \times W}{2g \times Cae} \ln \left[1 + \frac{Cae \times V_1^2}{F_{bmax}} \right] + (t_d \times V_1) \\
 &= 10 \text{ m}
 \end{aligned}$$

4.1.4 Analisa Oversteer dan understeer pada kendaraan *narrow three wheel vehicle*

- **Kondisi jalan menurun 30°**
 - **Perlambatan Roda Depan**

$$\left(\frac{a}{g}\right)_f = \frac{\mu \cdot b + K_{bf} \cdot L \cdot fr}{L \cdot K_{bf} - \mu \cdot h}$$

$$\left(\frac{a}{g}\right)_f = 0,74$$

- **Perlambatan Roda Belakang**

$$\left(\frac{a}{g}\right)_r = \frac{\mu \cdot a + K_{br} \cdot L \cdot fr}{L \cdot K_{br} - \mu \cdot h}$$

$$\left(\frac{a}{g}\right)_r = 6,08$$

- **Kondisi jalan datar**
 - **Perlambatan Roda Depan**

$$\left(\frac{a}{g}\right)_f = \frac{\mu \cdot b + K_{bf} \cdot L \cdot fr}{L \cdot K_{bf} - \mu \cdot h}$$

$$\left(\frac{a}{g}\right)_f = 0,83$$

- **Perlambatan Roda Belakang**

$$\left(\frac{a}{g}\right)_r = \frac{\mu \cdot a + K_{br} \cdot L \cdot fr}{L \cdot K_{br} - \mu \cdot h}$$

$$\left(\frac{a}{g}\right)_r = 15,71$$

- **Perbandingan Roda Depan Dan Roda Belakang**

$$\left(\frac{a}{g}\right)_f < \left(\frac{a}{g}\right)_r$$

$$0,83 < 15,71 \text{ (understeer)}$$

- **Kondisi sistem pengereman yang dipilih**

- **Perlambatan Roda Depan**

$$\left(\frac{a}{g}\right)_f = \frac{\mu \cdot b + Kbf \cdot L \cdot fr}{L \cdot Kbf - \mu \cdot h}$$

$$\left(\frac{a}{g}\right)_f = 0,84$$

- **Perlambatan Roda Belakang**

$$\left(\frac{a}{g}\right)_r = \frac{\mu \cdot a + Kbr \cdot L \cdot fr}{L \cdot Kbr - \mu \cdot h}$$

$$\left(\frac{a}{g}\right)_r = 22,37$$

- **Perbandingan Roda Depan Dan Roda Belakang**

$$\left(\frac{a}{g}\right)_f < \left(\frac{a}{g}\right)_r$$

$$0,84 < 22,37 \text{ (understeer)}$$

Kendaraan mengalami *understeer* pada kondisi jalan menurun 30° , dengan menggunakan rumus yang sama pada kondisi jalan mendatar dan sistem pengereman yang dipilih kendaraan juga mengalami *understeer*. Hal ini menunjukkan bahwa sistem rem yang ada kendaraan dinyatakan sudah cukup aman.

4.2 Spesifikasi Komponen Rem Yang Ada Di Pasaran

Dari beberapa sumber yang saya dapatkan, ada beberapa jenis motor yang diketahui ukuran diameter piston master silinder, diameter piston kaliper dan disc brake. Saya mengambil sistem pengereman berbagai jenis motor diantaranya jenis motor matic, motor bebek, dan motor sport. Dari sistem pengereman yang ada dipasaran ada beberapa persamaan antara satu merk motor dan motor lain. Misal : pada motor tipe matic, antara beat PGM-F1 dan vario PGM-F1 mempunyai kesamaan dimensi sistem pengereman. sehingga saya hanya mengambil salah satu merk di tipe tersebut untuk bahan perhitungan sistem pengereman. Dari dimensi yang diketahui dipasaran maka akan didapatkan gaya pengereman dan torsi pengereman yang dibutuhkan. Dimensi sistem pengereman yang ada dipasaran akan dijelaskan pada tabel 4.6

Tabel 4.6 Dimensi sistem pengereman yang ada dipasaran.

Dimensi Jenis motor	Diameter piston master silinder (mm)	Diameter piston kaliper (mm)	Diameter disc brake (mm)
Beat PGM-F1	10,957	33,878	190
CBR 150	12,657	25,318	276
Supra x 125	12,657	25,318	180
Kawasaki pulser 250NS	12,657	25,318	280
New vixion	12,657	25,318	245

Data data dimensi sitem pengereman yang ada di pasaran ada beberapa yang diasumsikan sama dengan jenis motornya. Dimensi sistem pengereman yang ada dipasaran akan digunakan perhitungan kemudian membandingkan dan menentukan sistem pengereman yang akan digunakan *narrow three wheel vehicle*.

4.3 Perhitungan Gaya Pengereman Yang Ada Dipasaran.

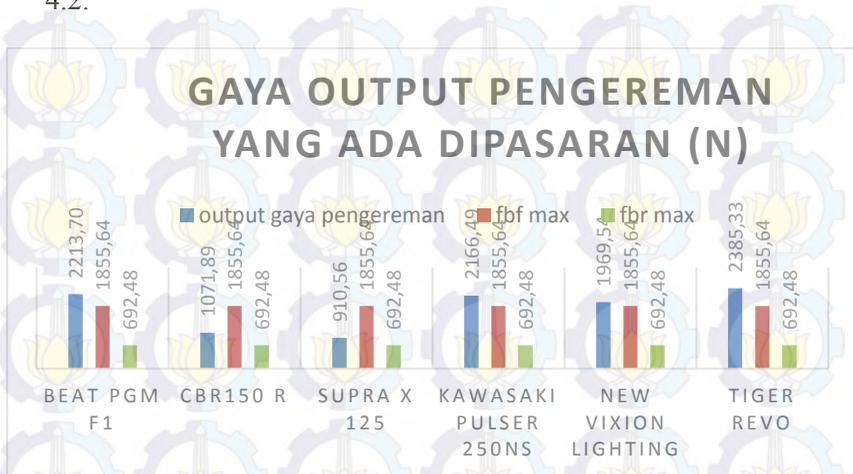
Untuk perhitungan gaya output pengereman sistem rem yang ada dipasaran, perhitungan gaya kaki pengemudi sebagai inputan yaitu sebesar 302 N. Untuk perhitungan F_p dapat diketahui dari persamaan 2.1, untuk perhitungan P_{ms} dapat diketahui dari persamaan 2.4, untuk Nc_{depan} dan $Nc_{belakang}$ menggunakan persamaan 2.6, untuk Fb_{depan} dan $Fb_{belakang}$ menggunakan substitusi persamaan 2.5e 2.6 dan 2.7 ke persamaan 2.21 dan 2.22. Hasil perhitungan ditabelkan pada tabel 4.7

Tabel 4.7 Hasil perhitungan sistem pengereman yang ada dipasaran

Jenis motor	Gaya pengereman (N)	Torsi pengereman (N.m)
Beat pgm fi	2213,70	584,42
CBR 150 R	1205,87	318,35
Supra x 125	910,56	240,39
Kawasaki pulser 250 NS	2166,49	571,95
New vixion lighting	1969,54	519,96
Tiger revo	2385,33	629,73

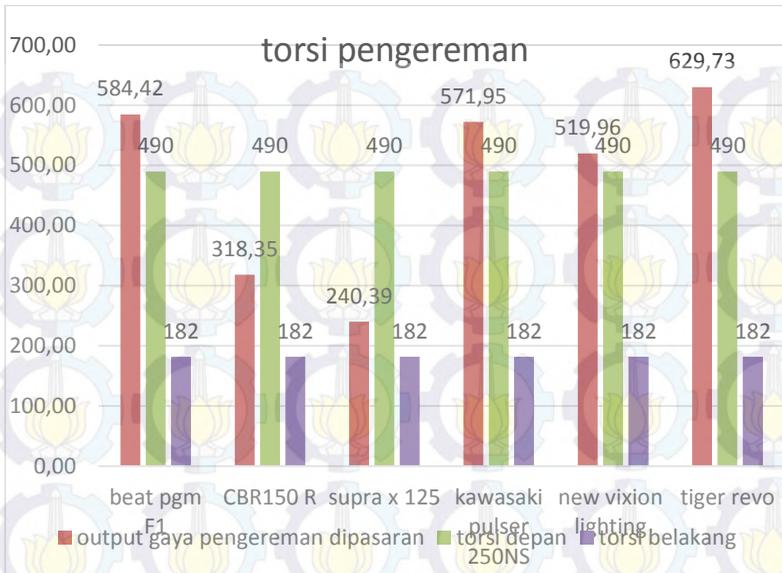
Dari tabel 4.5 dapat diketahui gaya pengereman dan torsi pengereman motor yang ada dipasaran. besar gaya pengereman yang didapat yaitu beat PGM F1 sebesar 2213,69 N, CBR 150 sebesar 1071,88 N, supra x 125 sebesar 910,55, kawasaki pulser 250 NS sebesar 2166,49 N, new vixion lighting sebesar 1969,95 N, tiger revo sebesar 2385,33 N. Dari berbagai hasil output gaya pengereman dari berbagai tipe motor kemudian dibandingkan dengan kebutuhan gaya pengereman dan torsi pengereman kendaraan *narrow three wheel vehicle*. hasil grafik dari output

gaya pengereman yang ada dipasaran dapat dilihat dari gambar 4.2.



Gambar 4.2 Grafik gaya pengereman yang ada dipasaran

Dari grafik 4.2 dapat dilihat bahwa kebutuhan gaya pengereman *narrow three wheel vehicle* yaitu fbf max sebesar 1855,63 N dan fbr max sebesar 692,48 N. Untuk memenuhi kebutuhan gaya pengereman fbf max dapat digunakan sistem pengereman dari motor beat PGM F1, kawasaki pulser 250NS, new vixion lighting atau tiger revo. Sedangkan untuk memenuhi gaya pengereman fbr max dapat digunakan sistem pengereman dari motor supra-x 125 atau CBR 150 R. Dari grafik 4.2 dapat memilih sistem pengereman yang tidak terlalu besar dari kebutuhan gaya pengereman *narrow three wheel vehicle* agar tidak terjadi *overdesign* dan juga menjaga agar *brake pad* tidak cepat aus.



Gambar 4.3 Grafik torsi pengereman yang ada dipasaran

Dari grafik torsi pengereman dapat dilihat bahwa torsi pengereman yang dibutuhkan sudah terpenuhi. Untuk torsi depan dapat dipenuhi oleh motor beat PGM FI, kawasaki pulser 250NS, new vixion lighting, atau tiger revo. Sedangkan untuk torsi belakang dapat dipenuhi oleh motor CBR 150 R atau supra x 125. Menghitung torsi pengereman dapat menggunakan persamaan 2.5e. Torsi pengereman yang dipilih adalah torsi yang tidak terlalu besar dari kebutuhan torsi pengereman *narrow three wheel vehicle* agar tidak terjadi *overdesign*.

4.4 Pemilihan Sistem Pengereman Yang Ada Dipasaran.

Sesuai diagram alir dari tugas akhir ini, setelah mengetahui kebutuhan gaya dan torsi pengereman kendaraan *narrow three*

wheel vehicle dan mengetahui gaya dan torsi pengereman dari sistem pengereman yang ada dipasaran kemudian dapat dibandingkan dan dipilih sistem pengereman yang sesuai dengan kebutuhan *narrow three wheel vehicle*. dari hasil yang didapatkan dapat ditabelkan gaya dan torsi pengereman.

Tabel 4.8 Perbandingan gaya pengereman

Kebutuhan gaya pengereman narrow three wheel vehicle (N)	Output gaya sistem pengereman yang ada dipasaran (N)	keterangan
Fbf max = 1855,63	Beat pgm F1 = 2213,69	Terpenuhi
	Kawasaki pulser 250NS = 2166,49	Terpenuhi
	New vixion lighting = 1969,53	Terpenuhi
	Tiger revo = 2385,33	Terpenuhi
Fbr max = 571,50	CBR 150R = 1071,88	Terpenuhi
	Supra x 125 = 910,55	Terpenuhi

Tabel 4.9 Perbandingan torsi pengereman

Kebutuhan torsi pengereman narrow three wheel vehicle (N.m)	Output torsi sistem pengereman yang ada dipasaran (N.m)	keterangan
Torsi depan = 490	Beat pgm F1 = 584	Terpenuhi
	Kawasaki pulser 250NS = 571	Terpenuhi
	New vixion lighting = 520	Terpenuhi
	Tiger revo = 629	Terpenuhi
Torsi belakang = 150	CBR 150R = 318	Terpenuhi
	Supra x 125 = 240	Terpenuhi

4.5 Rancangan Sistem Pengereman

Dalam merancang sistem pengereman *narrow three wheel vehicle* membutuhkan bagian dari pengereman. Bagian-bagian sistem pengereman yang dipilih dapat memenuhi kebutuhan gaya pengereman dari *narrow three wheel vehicle* supaya sistem pengereman menjadi aman. Sistem split dari pengereman yang digunakan adalah tipe front/rear split dimana ada dua master silinder yang digunakan yang pertama untuk menyalurkan gaya pengereman bagian depan dan yang kedua untuk menyalurkan gaya pengereman bagian belakang. Brake house yang dipilih disesuaikan dengan dimensi dari *narrow three wheel vehicle*. Berikut akan dijelaskan pada tabel 4. 9.

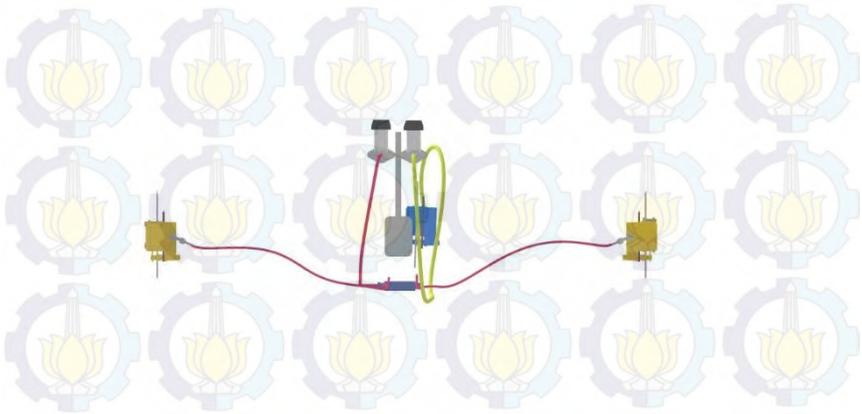
Tabel 4.10 Pemilihan sistem pengereman *narrow three wheel vehicle*

Nama komponen sistem pengereman	Jumah	keterangan
Pedal rem	1	Pedal rem mobil honda estilo
Master silinder	2	Beat PGM F1 dan supra x 125
Kaliper	3	Beat PGM F1(2) dan supra x 125 (1)
Brake house	4	Disesuaikan
Disc brake	3	Beat PGM F1(2) dan supra x 125 (1)
Proportional valve	1	

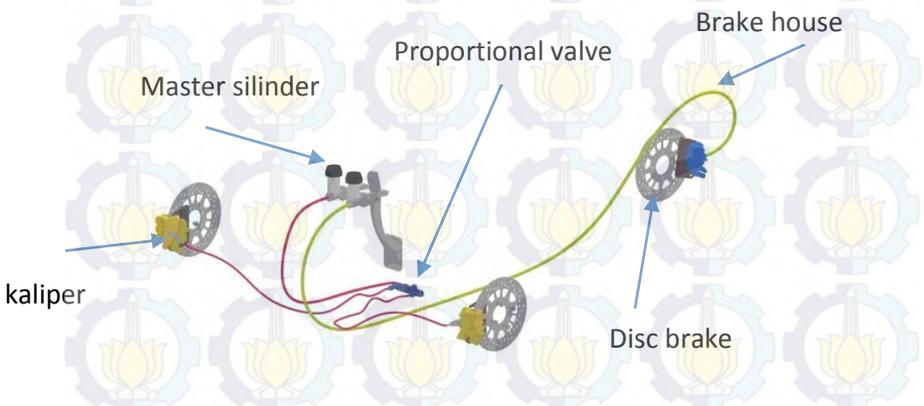
Berikut akan ditampilkan gambar rancangan sistem pengereman *Narrow Three Wheel Vehicle*.



Gambar 4.4. rancangan sistem pengereman tampak samping



Gambar 4.5. rancangan sistem pengereman tampak depan



Gambar 4.6. rancangan sistem pengereman tampak isometrik

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

1. Kebutuhan gaya dan torsi pengereman dari kendaraan *narrow three wheel vehicle* sudah terpenuhi dari output gaya dan torsi sistem pengereman yang ada dipasaran.
2. Besar gaya pengereman yang dibutuhkan kendaraan *narrow three wheel vehicle* yaitu fbf max sebesar 1855 N dan fbr max 692 N sedangkan besar gaya output dari sistem pengereman yang ada dipasaran yaitu beat PGM F1 sebesar 2213 N, CBR 150 R sebesar 1071 N, supra x 125 sebesar 910 N, kawasaki pulser 250 NS sebesar 2166 N, new vixion lighting sebesar 1969 N dan tiger revo sebesar 2385 N.
3. Besar torsi pengereman yang dibutuhkan kendaraan *narrow three wheel vehicle* yaitu depan sebesar 584 N.m dan belakang 182 N.m sedangkan besar torsi output dari sistem pengereman yang ada dipasaran yaitu beat PGM F1 sebesar 584 N.m, CBR 150 R sebesar 318 N.m, supra x 125 sebesar 240 N.m, kawasaki pulser 250 NS sebesar 571 N.m, new vixion lighting sebesar 519 N.m dan tiger revo sebesar 629 N.m.
4. Sistem pengereman yang digunakan kendaraan *narrow three wheel vehicle* adalah beat PGM F1 untuk sistem pengereman depan dan supra x 125 untuk sistem pengereman rem belakang karena dari segi berat kendaraan yang hampir sama dengan kendaraan *narrow three wheel vehicle* dan harga yang terjangkau.

5. Jumlah bagian sistem pengereman yang digunakan adalah 1 pedal rem, 2 master silinder, 3 kaliper, 4 brake house, dan 3 disc brake, 1 proporsional valve.

5.2 Saran

Perlu diadakan pengujian pengereman untuk mendapatkan hasil pengereman yang aman pada kendaraan *narrow three wheel vehicle*

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Day, Andrew. 2014. *“Braking of Road Vehicles”*. Elsevier.inc
- [2] Owen, Clifton, Lane Eichhorn. 2004. *“Classroom Manual : Automotive Brake System 3rd edition”*. New York: Thomson-Delmar Learning.
- [3] *“Kroner brake hose”* <URL : <http://www.kronerauto.com/en/products/brake-hoses.html>>
- [4] *“Wilwood product web catalogue”*.<URL: <http://www.wilwood.com/>>
- [5] Gilles, Tim. 2005. *“Automotive Chassis, Brakes, Steering and Suspension.”* New York: Thomson-Delmar Learning.
- [6] Richard stone, jeffrey K.Ball. 2004. *“Automotive Engineering Fundamentals”*. Warrendale, PA 15096-0001 USA
- [7] Departemen Pekerjaan Umum. 1997. *“Tata Cara perencanaan Jalan Antar Kota”*. Bina Marga: Jakarta
- [8] Shigley, Joseph E. 2004. *“Standard Handbook of Machine Design, 3rd Edition”*. McGraw-Hill: New York.
- [9] Sutrantra, I Nyoman & Bambang Sampurno. 2010. *“Teknologi Otomotif: Edisi Kedua”*. Surabaya: Guna Widya.
- [10] *“Brembo product web catalogue”* .<URL:<http://www.bremboaftermarket.com/>>

BIODATA PENULIS



Mohamad Afif Ramadlani

dilahirkan di Jakarta, 25 Maret 1992 anak yang terlahir dari orangtua terbaik bernama Abdul Wahab Karim dan Sudarsih. Riwayat pendidikan penulis diawali di SDN 06 Sumur Batu Jakarta Pusat pada tahun 1998-2004. Penulis melanjutkan

pendidikannya di MTs Raudlatul Muta'allimin Lamongan pada tahun 2004-2007 kemudian melanjutkan pendidikannya di SMA Raudlatul Muta'allimin Lamongan pada tahun

2007-2010. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur beasiswa PBSB dari Kementerian Agama.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi staff himpunan hubungan luar di Himpunan Mahasiswa Mesin (HMM) pada tahun 2011-2012, Kepala Departemen Hubungan Masyarakat CSSMoRA ITS Tahun 2012-2013.

Motto hidup penulis “sing penting budhal sek,mboh engkok” menjadikan penulis lebih semangat dan berani dalam menghadapi masalah. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email Avframa@gmail.com.



“Halaman ini sengaja dikosongkan”