



**PENGARUH SUIAAN *SINGLE ROW DEEP GROOVE BALL BEARING*
TERHADAP *ROLLING RESISTANCE***

SKRIPSI

Oleh
Rizqi Abdus Syatar
NIM 171910101117

**PROGRAM STUDI STRATA 1 TEKNIK
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS JEMBER
2019**



**PENGARUH SUIAN *SINGLE ROW DEEP GROOVE BALL BEARING*
TERHADAP *ROLLING RESISTANCE***

SKRIPSI

Diajukan guna melengkapi tugas akhir dan memenuhi salah satu syarat
untuk menyelesaikan Strata 1 Teknik Mesin (S1)
dan mencapai gelar Sarjana Teknik

Oleh

Rizqi Abdus Syatar

NIM 171910101117

**PROGRAM STUDI STRATA 1 TEKNIK
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS JEMBER
2019**

PERSEMBAHAN

Laporan Proyek Akhir ini saya persembahkan untuk :

1. Bapak Sabihak dan Ibu Tis'ah, terima kasih atas pengorbanan, usaha, kasih sayang, dorongan, nasehat dan air mata yang menetes dalam setiap untaian do'a yang senantiasa mengiringi setiap langkah bagi perjuangan dan keberhasilan penulis;
2. Guru-guru sejak TK hingga SMA, dosen, dan seluruh civitas akademika Universitas Jember khususnya Fakultas Teknik Jurusan Teknik Mesin yang telah menjadi tempat menimba ilmu dan telah membimbing penulis dengan penuh kesabaran;
3. Almamater Fakultas Teknik Jurusan Teknik Mesin Universitas Jember.

MOTTO

Kesuksesan hanya dapat diraih dengan segala upaya dan usaha yang disertai dengan doa, karena sesungguhnya nasib manusia tidak akan berubah dengan sendirinya tanpa berusaha

atau

MAN JADDA WAJADA

MAN SHABARA ZHAFIRA

MAN SARA ALA DARBI WASHALA

Siapa bersungguh-sungguh pasti berhasil

Siapa yang bersabar pasti beruntung

Siapa yang menapaki jalan-Nya akan sampai tujuan

“Solidarity Forever”

PERNYATAAN

Saya yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama : Rizqi Abdus Syatar

NIM : 171910101117

menyatakan dengan sesungguhnya bahwa karya ilmiah yang berjudul “*Pengaruh Suaian Single Row Deep Groove Ball Bearing terhadap Rolling Resistance*” adalah benar-benar hasil karya sendiri, kecuali kutipan yang sudah saya sebutkan sumbernya, belum pernah diajukan pada institusi manapun, dan bukan karya jiplakan. Saya bertanggung jawab atas keabsahan dan kebenaran isinya sesuai dengan sikap ilmiah yang harus dijunjung tinggi.

Demikian pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya, tanpa ada tekanan dan paksaan dari pihak manapun serta bersedia mendapat sanksi akademik jika ternyata dikemudian hari pernyataan ini tidak benar.

Jember, 16 Januari 2019

Yang menyatakan,

Rizqi Abdus Syatar
171910101117

SKRIPSI

**PENGARUH SUIAN *SINGLE ROW DEEP GROOVE BALL BEARING*
TERHADAP *ROLLING RESISTANCE***

Oleh

Rizqi Abdus Syatar
NIM 171910101117

Pembimbing:

Dosen Pembimbing Utama : Ir. FX. Kristianta, M.Eng.

Dosen Pembimbing Anggota : Boy Arief F., S.T., M.T.Ph.D

PENGESAHAN

Skripsi berjudul ”Pengaruh Suaian *Single Row Deep Groove Ball Bearing* terhadap *Rolling Resistance*” telah diuji dan disahkan pada:

hari, tanggal : Rabu, 16 Januari 2019

tempat : Fakultas Teknik Jurusan Teknik Mesin

Pembimbing

Pembimbing I,

Pembimbing II,

Ir. FX. Kristianta, M.Eng.
NIP 19650120 200112 1 001

Boy Arief F., S.T., M.T., Ph.D
NIP 19740901 199903 1 002

Penguji

Penguji I,

Penguji II,

Mahros Darsin, S.T., M.Sc.
NIP 19700322 199501 1 001

Dr. Gaguk Jatisukamto, S.T., M.T.
NIP 19690209 199802 1 001

Mengesahkan,

Dekan Fakultas Teknik Universitas Jember,

Dr. Ir. Entin Hidayah, M.U.M
NIP 19661215 199503 2 001

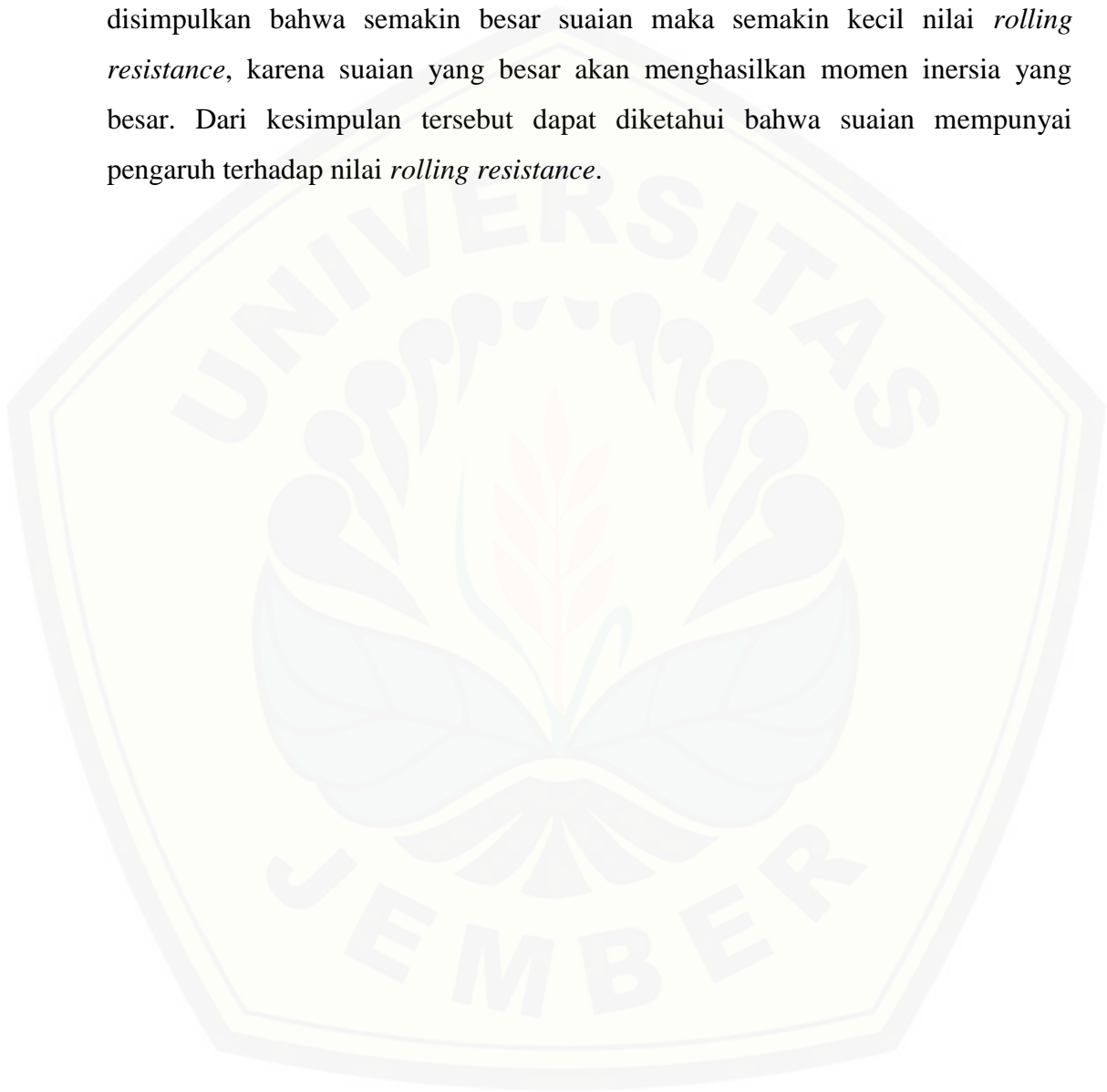
RINGKASAN

Pengaruh suaian *single row deep groove ball bearing* terhadap *rolling resistance*; Rizqi Abdus Syatar, 171910101117; 2018; 64 halaman; Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember.

Kendaraan bermotor (*vehicle*) adalah kendaraan yang digerakkan oleh peralatan mekanik. Pada umumnya kendaraan bermotor menggunakan mesin pembakaran dalam (*Internal Combustion Engine*), namun motor listrik dengan sumber tenaga listrik atau *hybrid* juga mulai banyak dikembangkan dan mulai digunakan saat ini seperti mobil dan sepeda motor listrik. Efisiensi pada kendaraan dipengaruhi oleh tiga faktor diantaranya: berat kendaraan (*weight*), hambatan gelinding (*rolling resistance*), dan hambatan aerodinamis (*aerodynamic resistance*). Faktor lain yang mempengaruhi yaitu mesin kendaraan, system transmisi, ban, dan *bearing*. *Rolling resistance* adalah tahanan terhadap roda yang akan dan telah menggelinding akibat adanya gaya gesekan antara roda dengan permukaan jalannya roda. Pada dasarnya, *rolling resistance* adalah momen yang digunakan roda untuk melawan arah gerakan, setara dengan gaya yang dibutuhkan untuk menggerakkan roda bergerak maju.

Bantalan adalah sebuah elemen mesin yang berfungsi untuk menopang poros dalam kondisi berputar dan mempunyai beban. Selain untuk menopang sebuah poros, bantalan juga memiliki fungsi untuk menahan poros mengalami gesekan yang berlebih. Setelah mengamati dan mempelajari penelitian-penelitian sebelumnya, maka dapat diketahui bahwa banyak faktor yang mempengaruhi *rolling resistance* salah satunya adalah *bearing*. Untuk mengetahui nilai *rolling resistance* penelitian ini menggunakan alat uji *rolling resistance*. Dalam penelitian ini difokuskan pada nilai *rolling resistance*. Variasi yang digunakan adalah variasi suaian C3 dan suaian C4 dengan kecepatan putar 290 rpm, 310rpm, dan 330 rpm serta diberikan beban 165 N, 175 N, dan 200 N. Untuk mengukur kecepatan putarnya digunakan *tachometer* dan untuk mengukur bebannya digunakan timbangan digital.

Dari hasil pengujian yang memiliki nilai *rolling resistance* paling baik adalah *bearing* 6301 ZZ C4 yaitu sebesar 0,93 N pada kecepatan 290 rpm dan beban 200 N, sedangkan pada *bearing* 6301 ZZ C3 dengan kecepatan dan beban yang sama didapatkan nilai *rolling resistance* sebesar 1,15 N. Sehingga dapat disimpulkan bahwa semakin besar suaian maka semakin kecil nilai *rolling resistance*, karena suaian yang besar akan menghasilkan momen inersia yang besar. Dari kesimpulan tersebut dapat diketahui bahwa suaian mempunyai pengaruh terhadap nilai *rolling resistance*.



SUMMARY

The effect of a single row deep groove ball bearing to rolling resistance; Rizqi Abdus Syatar, 171910101117; 2018; 64 pages; *Mechanical Engineering Department Faculty of Engineering University of Jember.*

A vehicle is a vehicle driven by mechanical equipment. In general, motorized vehicles use internal combustion engines, but electric motors with electric or hybrid power sources are also starting to be developed and used today such as electric cars and motorbikes. Efficiency in vehicles is influenced by three factors including: weight of the vehicle (weight), rolling resistance, and aerodynamic resistance. Other factors that influence are vehicle engines, transmission systems, tires and bearings. Rolling resistance is the resistance to the wheel that will and has been rolled due to the friction force between the wheel and the road surface of the wheel. Basically, rolling resistance is a moment that the wheel uses to counteract the direction of movement, equivalent to the force needed to move the wheel moving forward.

The bearing is a machine element that functions to support the shaft in a rotating condition and has a load. In addition to supporting the shaft, the bearing also has a function to hold the shaft under excessive friction. After observing and studying previous studies, it can be seen that many factors that influence rolling resistance are bearing. To find out the rolling resistance value of this study using a rolling resistance test equipment. In this study focused on rolling resistance values. Variations used are variations of C3 and C4 matches with rotational speeds of 290 rpm, 310rpm, and 330 rpm and given loads of 165 N, 175 N, and 200 N. Tachometers are used to measure the rotation speed and digital scales are used to measure the load.

From the test results which have the best rolling resistance values are bearing 6301 ZZ C4 which is equal to 0.93 N at speeds of 290 rpm and 200 N loads, while in bearings 6301 ZZ C3 with the same speed and load obtained rolling resistance value of 1.15 N. So that it can be concluded that the greater the suitability the smaller the value of rolling resistance, because a large match will

produce a moment of great inertia. From these conclusions, it can be seen that the suit has an influence on the value of rolling resistance.



PRAKATA

Puji syukur kehadiran Allah SWT atas segala rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi yang berjudul ” Pengaruh Suaian *Single Row Deep Groove Ball Bearing* terhadap *Rolling Resistance*”. Laporan skripsi ini disusun untuk memenuhi salah satu syarat menyelesaikan program studi Strata 1 (S1) Teknik Mesin pada Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember.

Penyusunan skripsi ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak, oleh karena itu, penulis menyampaikan terima kasih kepada:

1. Dekan Fakultas Teknik Universitas Jember Dr. Ir. Entin Hidayah, M.U.M atas kesempatan yang diberikan kepada penulis untuk menyelesaikan proyek akhir ini;
2. Ketua Jurusan Teknik Mesin Hari Arbiantara B., S.T., M.T. atas kesempatan yang diberikan kepada penulis untuk menyelesaikan proyek akhir ini;
3. Ir. FX. Kristianta, M.Eng. selaku Dosen Pembimbing Utama dan Boy Arief Fachri., S.T., M.T., Ph.D selaku Dosen Pembimbing Anggota yang penuh kesabaran memberi bimbingan, dorongan, meluangkan waktu, pikiran, perhatian dan saran kepada penulis selama penyusunan proyek akhir ini sehingga dapat terlaksana dengan baik;
4. Mahros Darsin, S.T., M.Sc. selaku Dosen Penguji I dan Dr. Gaguk Jatisukamto, S.T., M.T. selaku Dosen Penguji II, terima kasih atas saran dan kritiknya;
5. Aris Zainul Muttaqin S.T., M.T. selaku Dosen Pembimbing Akademik yang selalu memberikan bimbingan dan arahan kepada penulis selama kuliah;
6. Seluruh Dosen Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Jember yang telah memberikan ilmu, bimbingan, pengorbanan, saran dan kritik kepada penulis;
7. Bapak Sabihak dan Ibu Tis'ah yang telah memberikan segalanya kepada penulis;

8. Lia Ulfa Putri Asih yang selalu memberikan semangat dan dukungan penuh kepada penulis;
9. Saudara Teknik Mesin Universitas Jember angkatan 2014, Alih jenjang 2017, dan Desain 2017;
10. Teman-teman tim uji *rolling resistance bearing* yang telah membantu penulis dalam menyusun skripsi;
11. Pihak lain yang tidak bisa disebutkan satu-persatu.

Penulis juga menerima segala kritik dan saran dari semua pihak demi kesempurnaan proyek akhir ini. Akhirnya penulis berharap, semoga tulisan ini dapat bermanfaat.

Jember, 16 Januari 2019

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN SAMPUL	i
HALAMAN JUDUL	ii
HALAMAN PERSEMBAHAN	iii
HALAMAN MOTTO	iv
HALAMAN PERNYATAAN	v
HALAMAN PEMBIMBING	vi
HALAMAN PENGESAHAN	vii
RINGKASAN	viii
PRAKATA	xii
DAFTAR ISI	xiv
DAFTAR GAMBAR	xvi
DAFTAR TABEL	xvii
BAB 1. PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	4
1.4 Tujuan dan Manfaat	4
BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Mobil Listrik	5
2.2 Bearing	5
2.2.1 Sejarah Bearing	6
2.2.2 Fungsi Bearing	6
2.2.3 Klasifikasi Bearing	7
2.2.4 Perbandingan antara Bantalan Luncur dan Bantalan Gelinding	10
2.2.5 <i>Single Row Deep Groove Ball Bearings</i>	11
2.2.6 Kode Spesifikasi Bantalan Gelinding	12
2.3 Pembebanan pada Bantalan	15
2.3.1 Beban radial bantalan (<i>radial load</i>)	16

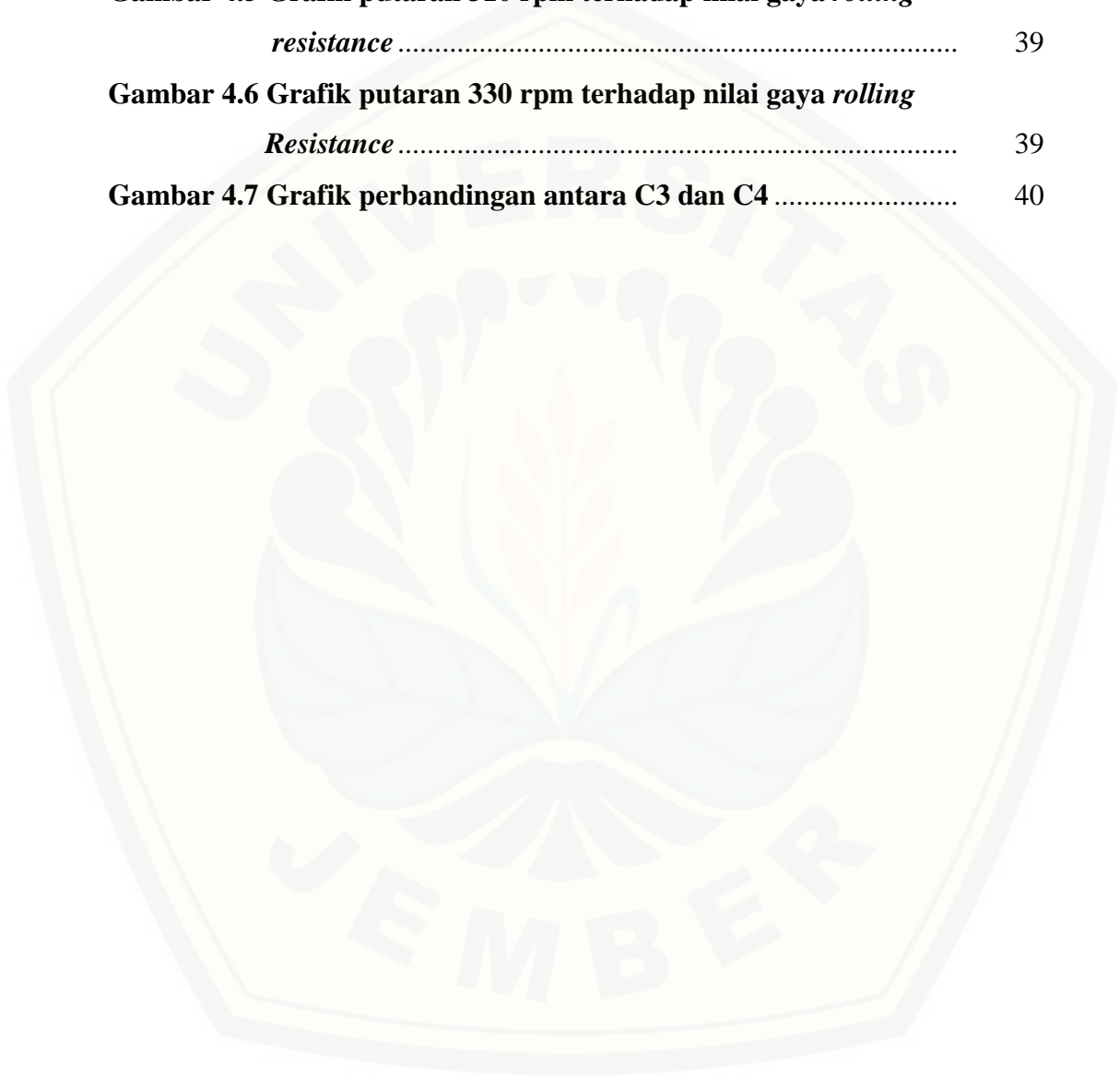
2.3.2 Beban aksial bantalan (<i>axial loads</i>)	16
2.4 Suaian (<i>Clearance</i>)	18
2.4.1 <i>Bearing internal clearance</i>	18
2.4.2 Pemilihan <i>internal clearance</i>	20
2.4.3 Kriteria untuk memilih <i>internal clearance bearing</i>	20
2.5 Rolling Resistance	21
2.6 Momen Inersia Bantalan	22
2.7 Perhitungan <i>Rolling Resistance</i>	23
BAB 3. METODOLOGI PENELITIAN	26
3.1 Waktu dan Tempat	26
3.2 Alat dan Bahan	26
3.2.1 Alat	26
3.2.2 Bahan	29
3.3 Prosedur Penelitian	29
3.4 Variabel Penelitian	30
3.5 Prosedur Pengujian	30
3.5.1 Metode Pengujian	30
3.5.2 Langkah Pengujian	30
3.5.3 Pengolahan Data	30
3.6 Diagram Alir Penelitian	31
BAB 4. HASIL DAN PEMBAHASAN	32
4.1 Hasil Pengujian <i>Rolling Resistance</i>	32
4.2 Hasil Pengujian <i>bearing</i> Dengan Variasi <i>Clearance</i>	33
4.2.1 Hasil pengujian dengan beban 165 N	33
4.2.2 Hasil pengujian dengan beban 175 N	34
4.2.3 Hasil pengujian dengan beban 200 N	34
4.2.4 Hasil pengujian dengan putaran 290 rpm	35
4.2.5 Hasil pengujian dengan putaran 310 rpm	36
4.2.6 Hasil pengujian dengan putaran 330 rpm	36
4.3 Pembahasan Pengujian <i>Bearing</i> Dengan Variasi <i>Clearance</i>	37

4.3.1 Pembahasan Pengujian beban terhadap nilai gaya <i>rolling resistance</i>	37
4.3.2 Pembahasan Pengujian putaran terhadap nilai gaya <i>rolling resistance</i> (F_r).....	38
4.4 Pengaruh Clearance Terhadap Rolling Resistance	40
BAB 5. PENUTUP	42
5.1 Kesimpulan	42
5.2 Saran	42
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	
Lampiran A. Perhitungan kecepatan sudut	45
Lampiran B. Perhitungan momen inersia pada suaian C3 dan suaian C4	46
Lampiran C. Perhitungan <i>rolling resistance</i>	48
Lampiran D. Tabel perhitungan nilai <i>rolling resistance</i>	53
Lampiran E. Tabel hasil pengujian pada beban 165 N, 175N, 200N, dan kecepatan 290 rpm, 310 rpm, 330 rpm.....	54
Lampiran F. Grafik pengujian pada beban 165 N, 175 N, 200 N, dan kecepatan 290 rpm, 310 rpm, 330 rpm terhadap nilai gaya <i>rolling resistance</i>	56
Lampiran G. Spesifikasi <i>bearing</i>	59
Lampiran H. Perhitungan kecepatan.....	62
Lampiran I. Foto alat.....	64

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Mobil listrik.....	5
Gambar 2.2 Kalasifikasi bantalan berdasarkan gerakan	8
Gambar 2.3 Bantalan mampu beban radial	8
Gambar 2.4 Bantalan mampu beban aksial	9
Gambar 2.5 Bantalan mampu beban aksial dan radial	9
Gambar 2.6 Macam-macam bantalan luncur	10
Gambar 2.7 <i>Single row deep groove ball bearings</i>	12
Gambar 2.8 Lambang dan pemberian kode pada bantalan	13
Gambar 2.9 Jenis seal pada <i>bearing</i>	15
Gambar 2.10 Penimbangan roda depan dan roda belakang	16
Gambar 2.11 Kondisi ackerman kendaraan berbelok	17
Gambar 2.12 <i>internal clearance</i>	19
Gambar 2.13 awal jarak <i>internal clearance</i> dan <i>operating clearance</i> .	20
Gambar 2.14 <i>Free body diagram rolling resistance</i>	22
Gambar 2.15 Bentuk geomteri bantalan silinder berongga.....	22
Gambar 2.16 Ilustrasi <i>flywheel</i> pada bantalan.....	23
Gambar 3.1 Alat uji <i>rolling resistance bearing</i>	26
Gambar 3.2 Motor AC	27
Gambar 3.3 Timbangan digital.....	27
Gambar 3.4 <i>Dimmer</i>	28
Gambar 3.5 <i>Tachometer</i>	28
Gambar 3.6 <i>Stopwatch</i>	28
Gambar 3.7 <i>Bearing</i>	29
Gambar 3.8 Diagram alir penelitian	31
Gambar 4.1 Grafik beban 165 N terhadap nilai gaya <i>rolling resistance</i>	37
Gambar 4.2 Grafik beban 175 N terhadap nilai gaya <i>rolling resistance</i>	38

Gambar 4.3 Grafik beban 200 N terhadap nilai gaya <i>rolling</i> resistance	38
Gambar 4.4 Grafik putaran 290 rpm terhadap nilai gaya <i>rolling</i> resistance	39
Gambar 4.5 Grafik putaran 310 rpm terhadap nilai gaya <i>rolling</i> resistance	39
Gambar 4.6 Grafik putaran 330 rpm terhadap nilai gaya <i>rolling</i> Resistance	39
Gambar 4.7 Grafik perbandingan antara C3 dan C4	40



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai <i>clearance</i> untuk setiap <i>bearing</i>	19
Tabel 2.2 Contoh penerapan <i>internal clearance</i>	21
Tabel 3.1 Spesifikasi <i>bearing</i>	29
Tabel 4.1 Spesifikasi <i>flywheel</i>	32
Tabel 4.2 Hasil pengujian pada beban 165 N	33
Tabel 4.3 Hasil pengujian pada beban 175 N	34
Tabel 4.4 Hasil pengujian pada beban 200 N	35
Tabel 4.5 Hasil pengujian pada putaran 290 rpm	35
Tabel 4.6 Hasil pengujian pada putaran 310 rpm	36
Tabel 4.7 Hasil pengujian pada putaran 330 rpm	36

BAB 1. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kendaraan bermotor (*vehicle*) adalah kendaraan yang digerakkan oleh peralatan mekanik. Prinsip kerja motor listrik sama halnya dengan kendaraan bermotor yang menggunakan mesin pembakaran dalam, perbedaannya terletak pada sumber energi yang digunakan. Motor listrik menggunakan energi listrik untuk menggerakkan roda pada motor listrik. Dalam perkembangannya, produk kendaraan tidak hanya dituntut untuk memiliki performa yang bagus, nyaman, aman tetapi juga dituntut memiliki penggunaan energi yang sedikit dan bisa melakukan perjalanan yang cukup jauh.

Efisiensi pada kendaraan dipengaruhi oleh tiga faktor diantaranya: berat kendaraan (*weight*), hambatan gelinding (*rolling resistance*), dan hambatan aerodinamis (*aerodynamic resistance*). Faktor lain yang mempengaruhi yaitu mesin kendaraan, system transmisi, ban, bantalan (*bearing*), serta kebiasaan mengemudi. Siklus mengemudi kendaraan yang dilakukan pada New European Driving Cycle (NEDC), menunjukkan setiap kenaikan 10% dari bobot kendaraan akan menaikkan 4% konsumsi energi, setiap kenaikan 10% dari *rolling restance* kendaraan akan menaikkan 1,8% konsumsmi energy, dan setiap kenaikan 10% dari *aerodynamic resistance* kendaraan akan menaikkan 1,5% konsumsi energy. Bobot kendaraan menjadi pengaruh yang paling besar pada kenaikan konsumsi energi. Selain bobot kendaraan, *rolling resistance* juga memiliki dampak terhadap kenaikan konsumsi energi. Nilai *rolling resistance* dipengaruhi oleh komponen-komponen kendaraan yang berputar salah satunya adalah *bearing* (Jauhala, 2014).

Bantalan adalah sebuah elemen mesin yang berfungsi untuk menopang poros dalam kondisi berputar dan mempunyai beban (Sularso, 1997). Selain untuk menumpu menopang sebuah poros, bantalan juga memiliki fungsi untuk menahan poros mengalami gesekan yang berlebih. Bantalan harus cukup kuat untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Bantalan memiliki beberapa jenis. Dalam jenisnya bantalan memiliki variasi pada diameter *inner*, diameter *outer*, jumlah baris, suaian, dll.

Salah satu jenis dari *bearing* adalah *single row deep groove ball bearing*. Bantalan jenis ini adalah jenis bantalan rol yang paling banyak digunakan di dunia karena keserbagunaan dan kinerja keseluruhannya. Bantalan ini ditandai dengan memiliki alur *raceway* yang mendalam, cincin dalam dan luar memiliki busur lingkaran dengan radius yang sedikit lebih besar daripada bola. Dengan desain dasar cincin yang lurus ke depan bantalan ini memiliki banyak manfaat; diantaranya sangat baik untuk kecepatan tinggi, kapasitas beban radial yang baik dan beban aksial yang dapat diterima di kedua arah serta perlu sedikit perawatan. Bantalan jenis ini sering memiliki perisai baja atau segel karet yang dipasang pada satu atau kedua sisi dan dilumasi dengan gemuk (*AST bearing*).

Salah satu variasi jenis *bearing* adalah pada suaian. Suaian merupakan parameter penting untuk menentukan respon dinamis. Dengan peningkatan suaian maka gerakan dari *bearing* semakin tidak stabil. Sebaliknya dengan penurunan suaian maka gerakan dari *bearing* semakin stabil. Beban juga mempengaruhi gerakan dari *bearing* meskipun suaian meningkat gerakan *bearing* akan tetap stabil jika beban pada *bearing* juga meningkat (Tiwari & Gupita, 2000).

Rolling resistance adalah tahanan terhadap roda yang akan dan telah menggelinding akibat adanya gaya gesekan antara roda dengan permukaan jalannya roda. Pada dasarnya, *rolling resistance* adalah momen yang digunakan roda untuk melawan arah gerakan, setara dengan gaya yang dibutuhkan untuk menggerakkan roda bergerak maju (Taghavifar: 2013). *Rolling resistance* terjadi karena proses deformasi yang terjadi pada struktur ban, luasan kontak dan permukaan jalan. Dalam prakteknya, sulit untuk menganalisis parameter yang signifikan secara rinci karena mereka sangat berkorelasi, jumlah panas yang dihasilkan merupakan indikasi dari jumlah gaya perlawanan tersebut (Juhala: 2014).

Dengan menganalisis pengolahan data menggunakan software minitab 16, didapatkan bahwa nilai gaya *rolling resistance* akan semakin meningkat dengan bertambahnya gaya, dari luasan kontak pada *ball bearing*, dan besarnya momen inersia serta *bearing* akan mengalami kerugian ketika mendapatkan putaran yang terlalu tinggi. Pada *bearing* 6200 dan 6201 mempunyai pengaruh lebih besar

terhadap gaya *rolling resistance*. Sedangkan pada *bearing 628* untuk variable kecepatan putar bearing mempunyai pengaruh yang sangat kecil. Secara individu variabel proses yang paling berpengaruh terhadap gaya *rolling resistance* adalah beban radial (Fitoyo, 2017).

Banyak faktor yang mempengaruhi *rolling resistance*, salah satunya adalah tipe bantalan. Tipe bantalan juga masih dipengaruhi oleh jenis luasan kontak dan jenis *ball* yang dipakai serta getaran juga mempengaruhi *rolling resistance*. Beban radial adalah faktor yang paling berpengaruh terhadap *rolling resistance* bantalan karena beban radial nilainya sebanding dengan bobot kendaraan (Kurniawan, 2017).

Setelah mengamati dan mempelajari penelitian-penelitian sebelumnya, maka dapat diketahui bahwa banyak faktor yang mempengaruhi *rolling resistance*, sehingga perlu dicoba untuk mengangkat suatu penelitian bantalan bola alur dalam baris tunggal yang berfokus pada suaian bearing untuk mengoptimalkan penggunaan bantalan gelinding yang sesuai kebutuhan. Diharapkan penelitian skripsi dengan judul “Pengaruh Suaian *Single Row Deep Groove Ball Bearing* terhadap *rolling resistance*” dapat menjadi suatu kajian ataupun referensi untuk mengoptimalkan penggunaan bantalan bola yang sesuai dengan kebutuhan.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah dijelaskan, maka dapat ditetapkan rumusan masalah sebagai berikut:

- a. Bagaimana pengaruh suaian *single row deep groove ball bearing* terhadap nilai *rolling resistance*?
- b. Bagaimana menentukan suaian *bearing* yang memiliki nilai *rolling resistance* paling kecil?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang diberlakukan agar penelitian dapat berjalan secara fokus dan terarah, serta dapat mencapai tujuan yang diinginkan adalah sebagai berikut:

- a. *Bearing* yang digunakan *single row deep groove ball bearing* tipe 6301 ZZ C3, 6301 ZZ C4;
- b. *Bearing* dilakukan pembebanan dengan beban 165N, 175N, dan 200N;
- c. Putaran *bearing* saat dilakukan pembebanan adalah 290rpm, 310rpm, 330rpm;
- d. Penelitian hanya berfokus pada pengaruh suaian *bearing*;
- e. Suhu pengujian adalah pada kondisi suhu ruangan (20° sampai 25°);
- f. Bantalan tanpa tambahan pelumas (kondisi seperti dari pabrik).

1.4 Tujuan dan Manfaat

1.4.1 Tujuan

Tujuan yang ingin dicapai dari penelitian ini adalah:

- a. Untuk mengetahui pengaruh suaian *single row deep groove ball bearing* pada nilai *rolling resistance*;
- b. Untuk mengetahui suaian *bearing* yang memiliki nilai *rolling resistance* paling kecil pada mobil listrik.

1.4.2 Manfaat

Manfaat yang dapat diperoleh dari penelitian pada ini adalah:

- a. Dapat memberikan informasi bagaimana pengaruh suaian *single row deep groove ball bearing* terhadap *rolling resistance*;
- b. Dapat digunakan sebagai acuan pada penelitian selanjutnya tentang *rolling resistance*;
- c. Mengetahui parameter-parameter utama yang perlu dipertimbangkan dalam pemilihan bantalan;
- d. Dapat memberi masukan kepada tim mobil listrik untuk memilih tipe bantalan yang memiliki nilai *rolling resistance* paling kecil.

BAB 2. TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Mobil Listrik

Mobil listrik merupakan kendaraan yang menggunakan tenaga penggerak berupa motor listrik dengan sumber energi yang berasal dari baterai. Mobil listrik sangat populer pada akhir abad ke-19 dan awal abad ke-20. Penggunaan mobil listrik sangat ramah lingkungan serta akan mendukung pencegahan efek *global warming* karena tidak menimbulkan polusi udara. Mobil listrik juga tidak mengkonsumsi bahan bakar fosil sehingga ketika terjadi krisis energi fosil maka keberadaan mobil listrik dirasa aman.

Permasalahan saat ini dalam pengembangan kendaraan listrik salah satunya adalah efisiensi. Banyak hal yang menyebabkan efisiensi pada suatu kendaraan, karena dalam aplikasi nyata, tidak semuanya energi bisa digunakan sepenuhnya. Dalam hal ini kehilangan energi (*losses*) berasal dari gesekan, transmisi, bearing, roda dan ban.



Gambar 2.1 Mobil listrik

2.2 Bearing

Bearing adalah suatu elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan berumur panjang. *Bearing* ini harus cukup kokoh untuk menahan beban dari poros yang terhubung dengan komponen mesin lainnya sehingga dapat berputar, bekerja sesuai dengan fungsinya. Jika bantalan tidak berfungsi dengan

baik, maka prestasi seluruh sistem akan menurun bahkan bisa terhenti. *Bearing* dalam permesinan dapat disamakan perannya dengan pondasi pada gedung (Sularso, 1980).

2.2.1 Sejarah *Bearing*

Pada suatu peralatan/mesin dapat dipastikan bahwa terdapat banyak komponen yang bergerak baik dalam bentuk gerakan angular maupun gerakan linear. Gerakan relatif antar komponen mesin akan menimbulkan gesekan, dimana gesekan ini dapat menurunkan efisiensi mesin, meningkatnya temperatur, keausan, dan berbagai efek negatif lainnya. Gesekan antara komponen mesin tersebut dapat diminimalkan dengan menggunakan bantalan atau *bearing*. Terdapat dua jenis mekanisme yang digunakan bantalan dalam mengatasi gesekan yaitu mekanisme *sliding* dan mekanisme *rolling*. Untuk mekanisme *sliding*, dimana terjadi gerakan relatif antar permukaan, maka penggunaan pelumas memegang peranan yang sangat penting. Sedangkan mekanisme *rolling*, dimana tidak boleh terjadi gerakan relatif antara permukaan yang berkontak, peran pelumas lebih kecil. Bentuk pelumas dapat berupa gas, cair maupun padat.

2.2.2 Fungsi *Bearing*

Bearing merupakan bagian mesin yang berputar atau bergeser. *Bearing* memiliki tiga fungsi utama, yaitu:

a. Mengurangi gesekan

Gesekan adalah hambatan yang ada pada dua permukaan yang saling bergerak bersentuhan. Jika gesekan yang terjadi akibat gerak kedua benda terlalu besar maka dapat merusak komponen mesin itu sendiri. *Bearing* mampu untuk mengurangi gesekan tersebut. Gesekan antara dua benda besarnya tergantung pada bidang kontak dan bahan/material benda itu. Pada poros yang berputar terjadi gesekan antara poros dan bantalan/*bearing*. Gesekan yang terjadi dapat dikurangi dengan cara memperkecil bidang kontak dengan menggunakan elemen gulir (bola atau rol) sehingga menghasilkan *rolling friction* (gesekan putar) (Wahjudi, 2012).

b. Menahan beban

Pemilihan bahan yang tahanan geseknya kecil juga dapat mengurangi gesekan. Pada situasi ini gesekan yang terjadi dinamakan *sliding friction* (gesekan geser). *Bearing* adalah bagian dari mesin yang memikul beban. Istilah beban berarti gaya yang diterima oleh bearing (Wahjudi, 2012). Beban yang diterima oleh *bearing* dapat berupa:

- Beban yang diterima oleh poros dan diteruskan ke *bearing*.
- Gaya berat poros sendiri.
- Gaya tambahan yang tercipta karena gerak poros.

c. Mengatur posisi elemen yang bergerak

Fungsi *bearing* yang ketiga adalah mengatur posisi elemen yang bergerak, atau menahan agar bagian yang bergerak tetap pada posisinya. Selain harus mampu menahan agar tidak terjadi pergerakan ke satu arah atau lebih, *bearing* harus memungkinkan terjadinya pergerakan ke arah yang lain (Wahjudi, 2012).

2.2.3 Klasifikasi *Bearing*

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut (Sularso, 1997):

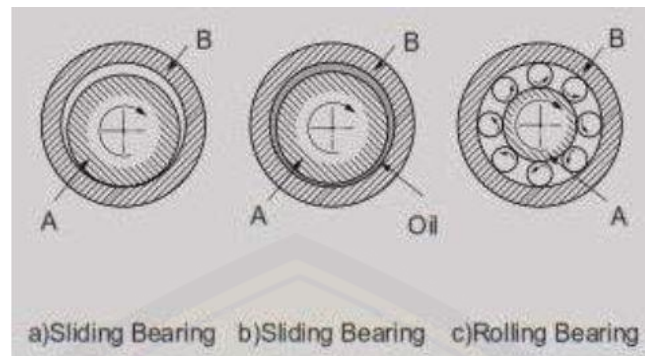
a. Atas Dasar Gerakan Bantalan terhadap Poros

1) Bantalan luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantaraan lapisan pelumas.

2) Bantalan gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum, dan rol bulat. Klasifikasi bantalan berdasarkan gerakan dapat dilihat pada Gambar 2.2.

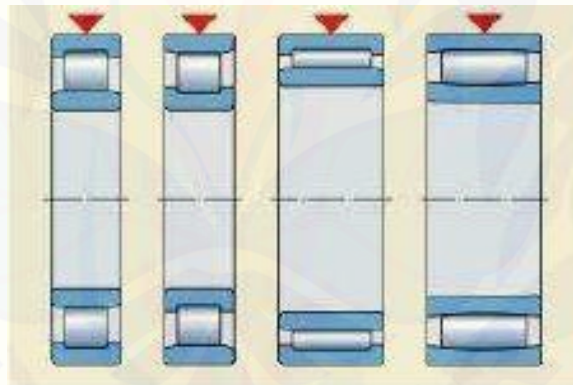


Gambar 2.2 Kalasifikasi bantalan berdasarkan gerakan (Hanwa, 2001)

b. Atas Dasar Arah Beban terhadap Poros

1. Bantalan radial

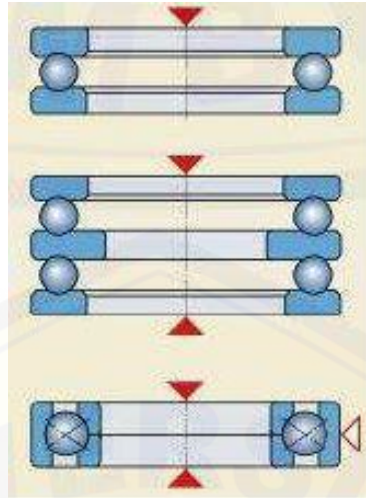
Beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.3. Desain bantalan rol silinder, bantalan rol jarum dan bantalan rol hanya dapat mendukung beban radial murni. Semua bantalan radial lainnya dapat menampung beberapa beban aksial disamping beban radial.



Gambar 2.3 Bantalan mampu beban radial (Catalogue, 2013)

2. Bantalan aksial

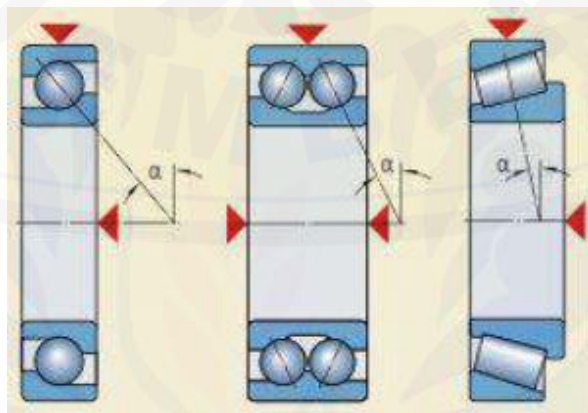
Beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.4. Bantalan bola dan empat titik kontak bantalan boal cocok untuk beban ringan atau normal yang murni aksial. Satu arah dorong bantalan bola hanya bisa menampung beban aksial dalam satu arah. Untuk beban aksial di dua arah, dua arah dorong bantalan bola diperlukan.



Gambar 2.4 Bantalan mampu beban aksial (Catalogue, 2013)

3. Bantalan gelinding khusus

Bantalan ini mampu menumpu beban sejajar dan tegak lurus sumbu poros seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.5. Sebuah beban gabungan terdiri dari beban radial dan aksial secara bersamaan. Kemampuan bantalan untuk mengakomodasi beban aksial ditentukan oleh sudut kontak. Semakin besar sudut, semakin tinggi beban aksial daya dukung bantalan. Indikasi ini diberikan oleh factor perhitungan Y , yang menjadi lebih kecil sebagai kontak sudut sebuah meningkat. Nilai-nilai dari sudut atau faktor Y tercantum dalam bab produk yang relevan. Kapasitas beban aksial membawa dari bantalan bola dalam alur tergantung pada desain internal dan *clearance* internal yang dioperasikan untuk beban gabungan, baris tunggal atau ganda.

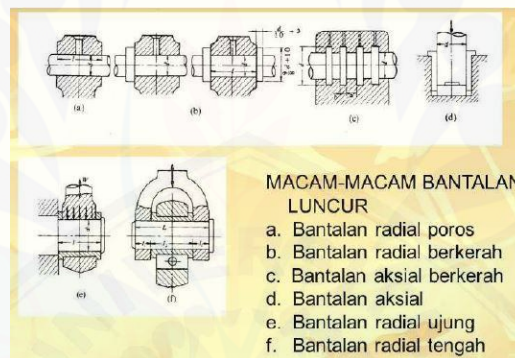


Gambar 2.5 Bantalan mampu beban aksial dan radial (Catalogue, 2013)

2.2.4 Perbandingan antara Bantalan Luncur dan Bantalan Gelinding

a. Bantalan luncur

Bantalan luncur adalah bantalan yang mampu menumpu poros putaran tinggi dengan beban besar, macam-macam bantalan luncur ditunjukkan pada Gambar 2.6. Bantalan ini sederhana konstruksinya dan dapat dibuat serta dipasang dengan mudah. Karena gesekannya yang besar pada waktu mulai jalan, bantalan luncur memerlukan momen awal yang besar, pelumasan pada bantalan ini tidak begitu sederhana. Panas yang timbul dari gesekan yang besar, terutama pada beban besar, memerlukan pendinginan khusus, sengan demikian, karena adanya lapisan pelumas, bantalan ini dapat meredam tumbukan dan getaran sehingga hamper tidak bersuara. Tingkat ketelitian yang diperlukan tidak setinggi bantalan gelinding sehingga dapat lebih murah (Sularso, 1997).



Gambar 2.6 Macam-macam bantalan luncur (Sularso, 1997)

b. Bantalan gelinding

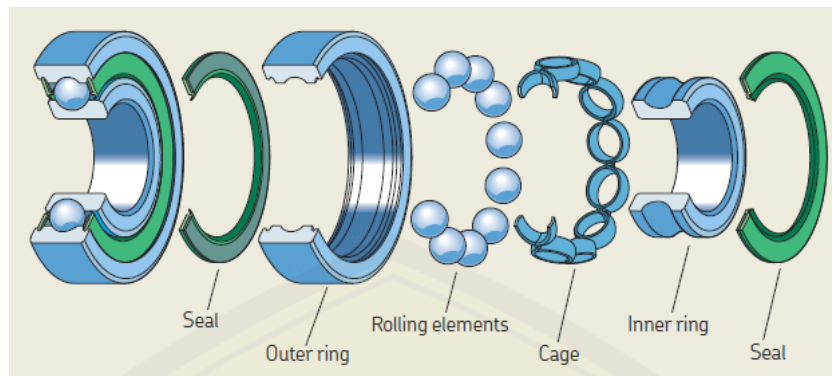
Bantalan gelinding mempunyai keuntungan dari gesekan gelinding yang sangat kecil dibandingkan dengan bantalan luncur. Dengan memutar salah satu cincin tersebut, bola atau rol akan membuat gerakan gelinding sehingga gesekan diantaranya akan jauh lebih kecil. Bantalan gelinding pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur, tergantung pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitiannya yang tinggi, maka bantalan gelinding hanya dapat dibuat oleh pabrik-pabrik tertentu saja (Sularso, 1997).

Pada umumnya harga bantalan ini lebih mahal dibandingkan bantalan luncur. Untuk menekan biaya pembuatan serta memudahkan pemakaian, bantalan gelinding diproduksi menurut standar, dalam berbagai ukuran dan bentuk. Keunggulan bantalan ini adalah pada gesekannya yang sangat rendah. Pelumasannya sangat sederhana, cukup dengan gemuk, bahkan pada macam yang memakai sil sendiri tak perlu pelumasan lagi. Bantalan ini memiliki ketelitian sangat tinggi, namun karena adanya gerakan elemen gelinding, pada putaran tinggi bantalan ini agak gaduh dibandingkan dengan bantalan luncur. Elemen gelinding seperti bola atau rol, dipasang diantara cincin luar dan cincin dalam (Sularso, 1997).

2.2.5 *Single Row Deep Groove Ball Bearings*

Single row deep groove ball bearing adalah jenis bantalan rol yang paling banyak digunakan di dunia karena keserbagunaan dan kinerja keseluruhan. *Bearing* jenis ini ditandai dengan memiliki alur *raceway* yang mendalam dimana cincin dalam dan luar memiliki busur lingkaran dengan radius yang sedikit lebih besar daripada bola seperti pada Gambar 2.7. *Bearing* jenis ini juga memiliki cincin yang tidak dapat dipisahkan. Dengan desain dasar cincin yang lurus kedepan, *bearing* ini memiliki banyak manfaat yaitu:

- a. sangat baik untuk kecepatan tinggi;
- b. kapasitas beban radial yang baik;
- c. kapasitas beban aksial yang dapat diterima di kedua arah;
- d. memiliki kapasitas torsi rendah saat startup dan kecepatan berjalan;
- e. dapat beroperasi dengan noise rendah;
- f. perlu sedikit perawatan.



Gambar 2.7 *Single row deep groove ball bearings* (SKF, 2018)

Single row deep groove ball bearing datang dalam tiga seri numerik yang mewakili ukuran dan kapasitas beban masing-masing, yaitu:

- a. 6000 series – *extra light ball bearing* – ideal untuk aplikasi ruang terbatas
- b. 6200 series – *ball bearing* seri cahaya – seimbang antara ruang dan kapasitas beban
- c. 6300 series – *ball bearing* seri medium – ideal untuk aplikasi kapasitas beban yang lebih berat

Single row deep groove ball bearing sering memiliki perisai baja atau segel karet yang dipasang pada satu atau kedua sisi dan dilumasi dengan gemuk (*AST bearing*).

2.2.6 Kode Spesifikasi Bantalan Gelinding

Dalam praktek, bantalan gelinding standar dipilih dari katalog bantalan. Ukuran utama bantalan gelinding adalah diameter lubang, diameter luar, lebar, dan lengkungan sudut. Pada umumnya, diameter lubang diambil sebagai patokan, dengan mana berbagai diameter luar dan lebar digabungkan (Sularso, 1997).

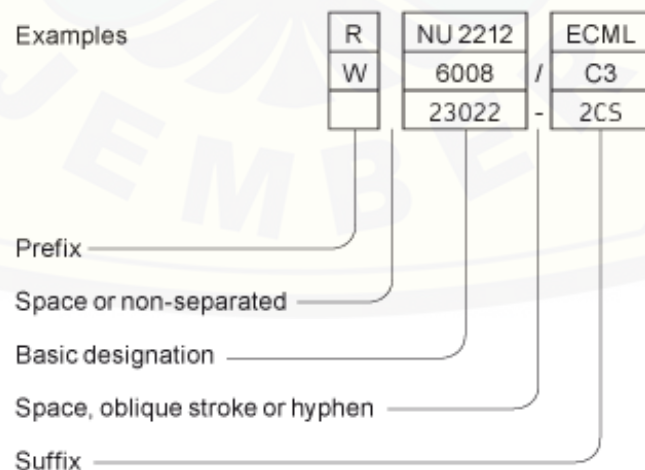
Nomor nominal bantalan gelinding terdiri dari nomor dasar dan pelengkap. Nomor dasar yang terdapat merupakan lambing jenis, lambing ukuran (lambing lebar, diameter luar), nomor diameter lubang, dan lambing sudut kontak. Lambing-lambang pelengkap mencakup lambing sangkar, lambing sekat (sil), bentuk cincin, pemasangan, kelonggaran, dan kelas. Jika hal-hal tersebut tidak diperinci, maka lambing-lambang diatas tidak akan dituliskan. Lambing jenis menyatakan jenis bantalan. Baris tunggal alur dalam memberi tanda 6, rol silinder

diberi tanda huruf seperti N, NF, dan NU, yang menyatakan macam kerahnya (Sularso, 1997).

Lambang ukuran menyatakan lebar untuk bantalan radial dan tinggi untuk bantalan aksial dapat juga menyatakan diameter luar dari bantalan-bantalan tersebut. Untuk bantalan bola radial, tidak terdapat lambang lebar. Diameter membesar dalam urutan: 7, 8, 9, 0, 1, 2, 3 dan 4. Lambang diameter luar 0, 2, dan 3 pada umumnya banyak dipakai. Juga lambang lebar 0, 1, 2, dan 3 lazim dipergunakan. Lambang diameter luar 0 dan 1 menyatakan jenis beban sangat ringan, 2 jenis beban ringan, 3 jenis beban sedang, dan 4 jenis beban berat (Sularso, 1997)

Nomor diameter lubang dinyatakan dengan dua angka. Untuk bantalan yang berdiameter 20-500 (mm), kalikanlah dua angka lambang tersebut dengan 5 untuk mendapatkan diameter lubang yang sebenarnya. Nomor tersebut bertingkat, dengan kenaikan sebesar 5 (mm) setiap tingkatnya. Untuk diameter lubang dibawah 20 (mm), nomor 00 menyatakan 10 (mm); 01, 12 (mm); 02, 15 (mm) ; dan 3, 17 (mm) diameter lubang. Untuk diametr dibawah 10 (mm), nomor tanda adalah sama dengan diameter lubang (Sularso, 1997).

Pada dasarnya sistem kode bantalan terbagi menjadi tiga bagian utama yaitu kode awalan (*prefix*), kode dasar (*basic code*), dan kode akhiran seperti pada Gambar 2.8.



Gambar 2.8 Lambang dan pemberian kode pada bantalan (SKF, 2018)

Keterangan dari setiap kode spesifikasi bantalan:

- a. Kode awalan (*prefix*) adalah awalan yang digunakan untuk mengidentifikasi komponen bantalan. Kode ini juga dapat mengidentifikasi varian bantalan.
- b. Kode dasar (*basic code*) terdiri dari kode yang menunjukkan jenis bantalan dan dimensi bantalan. Pada kode dasar tersusun menjadi beberapa kode lagi, diantaranya sebagai berikut:
 - Kode pertama berupa jenis bantalan (*bearing type code*) yang diwakili oleh satu digit nomor atau satu huruf abjad.
 - Kode kedua adalah kode ukuran lebar bantalan (*width*) dan diameter bantalan (*outer*). Keduanya nomor seri lebar dan nomor seri diameter disebut nomor seri dimensi (*dimension series*). Kedua kode tersebut biasanya diwakili oleh satu digit kode.
 - Kode ketiga dan keempat melambangkan diameter bore bantalan (*inner*). Selain kode nomor 0 sampai 3, misalnya 4, 5 dan seterusnya maka diameter bore bantalan dikalikan dengan angka 5. Misal 04 maka diameter bore bantalan = 20.
- c. Kode akhiran (*suffix*) adalah kode keterangan yang menunjukkan varian pada bantalan. Varian ini biasanya berupa jenis penutup bantalan dan keregangannya (*clearance*).

Di bawah ini akan diberikan contoh nomer seri bantalan dan artinya:

- 6312 ZZ C3 P6
Keterangan : 6 adalah jenis *single row deep groove ball bearing*
3 adalah singkatan dari lambang 03, dimana 3 menunjukkan diameter luar 130 (mm) untuk diameter lubang 60 (mm)
12 berarti $12 \times 5 = 60$ (mm) diameter bore
ZZ berarti berseal 2
C3 adalah kelonggaran C3
P6 berarti kelas ketelitian 6

Bantalan bola alur dalam baris tunggal yang di desain terbuka, memiliki gaya gesek yang lebih kecil dibandingkan dengan bantalan yang memiliki sil. Selain itu bantalan yang mempunyai sil lebih sulit untuk proses pembuatannya dibandingkan dengan yang terbuka. Tetapi pada bantalan yang mempunyai sil

memiliki umur yang lebih panjang dibandingkan dengan yang terbuka, itu semua dikarenakan adanya material yang dapat masuk (Sularso, 1997). Jenis seal pada *bearing* seperti pada Gambar 2.9.



Gambar 2.9 Jenis seal pada *bearing* (Hanwa, 2001)

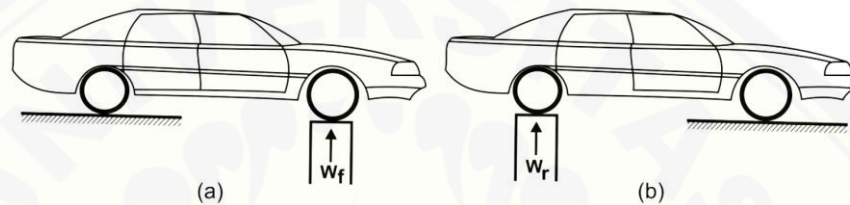
Bantalan bola alur dalam memiliki sil baja yang khusus guna untuk meningkatkan ketahanan abrasi dan kualitas minyak. Jika bantalan dilumasi dengan minyak, zat aditif yang terkandung dalam minyak dapat mengurangi umur sil. Dimana minyak juga mengurangi usia sil pada suhu tinggi. Oleh karena itu, dalam penggantian pelumas harus benar-benar diperhatikan untuk menjaga umur dari bantalan dan sil (Sularso, 1997).

2.3 Pembebanan pada Bantalan

Pada dasarnya beban yang bekerja pada bantalan dapat diklasifikasikan menjadi tiga jenis yaitu beban radial, beban aksial, dan beban gabungan (aksial-radial). Besarnya beban merupakan salah satu faktor yang biasanya digunakan untuk menentukan ukuran bantalan yang akan digunakan. Bantalan akan disesuaikan dengan beban yang akan diterima bantalan saat beroperasi. Pada umumnya bantalan dengan tipe roller lebih mendukung untuk digunakan pada beban yang berat dibandingkan bantalan dengan tipe bola.

2.3.1 Beban Radial Bantalan (*Radial Load*)

Beban radial pada bantalan (diasumsikan pada kendaraan) memiliki arah tegak lurus dengan sumbu poros roda. Pada kendaraan, beban radial ini diperoleh dari berat kendaraan yang dapat diukur pada masing-masing roda kendaraan. Pengukuran titik berat kendaraan dilakukan dengan menimbang bagian depan dan bagian belakang kendaraan pada posisi horizontal, seperti ditunjukkan pada Gambar 2.10 nilai dari berat total kendaraan dapat dirumuskan seperti persamaan 2.1 berikut.



Gambar 2.10 Penimbangan roda depan dan roda belakang (Sutantra & Sampurno, 2010)

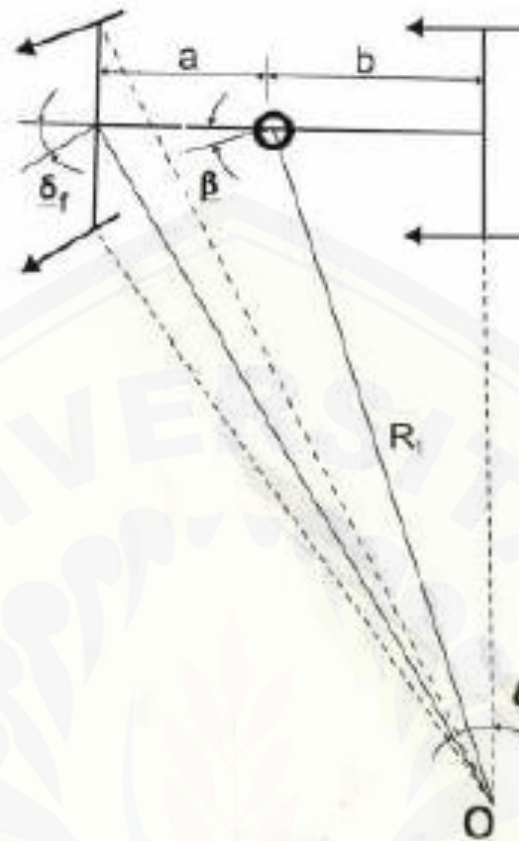
Rumus perhitungan dari beban radial yaitu :

$$W_t = W_f + W_r = W \quad (2.1)$$

Keterangan: W_t : Berat total
 W_f : Berat poros depan
 W_r : Berat poros belakang

2.3.2 Beban Aksial Bantalan (*Axial Loads*)

Beban aksial pada kendaraan terjadi saat kendaraan mengalami beban dari samping atau beban yang searah dengan sumbu poros roda. Gerakan belok merupakan gerakan yang dapat menghasilkan beban aksial pada bantalan. Kondisi ideal dari kendaraan belok adalah disebut sebagai kondisi ackerman yaitu dimana semua roda tidak terjadi sudut slip, sehingga arah gerak roda sama dengan arah putar dari roda, kondisi ackerman kendaraan berbelok ditunjukkan pada Gambar 2.11.



Gambar 2.11 Kondisi ackerman kendaraan berbelok (Sutantra & Sampurno, 2010)

Keterangan:

O = Pusat putar sementara

R_i = Radius belok ideal ackerman

θ_i = Sudut belok ideal

β = Sudut side slip kendaraan

δ_f = Sudut *steer* rata-rata dari roda depan

Rumus dari gaya dinamis sentrifugal yaitu:

$$F_c = W \frac{V^2}{R_n} \quad (2.2)$$

Keterangan : F_c = gaya sentrifugal (N)

W = berat kendaraan (Kg)

V = kecepatan kendaraan (m/s)

R_n = radius belok kendaraan (m)

Beban aksial yang terjadi pada bantalan kendaraan diperoleh dari hasil perhitungan gaya kesamping (gaya sentrifugal) yang diterima kendaraan yang kemudian hasilnya dibagi dengan jumlah roda yang dimiliki kendaraan.

2.4 Suaian (*Clearance*)

Suaian merupakan dua bagian benda dari golongan lubang dan poros yang mempunyai suatu ukuran dasar yang sama dan dipasangkan. Terdapat tiga jenis suaian yaitu:

a) Suaian longgar (*clearance fits*)

Suaian longgar merupakan suaian yang diberikan terhadap benda dengan ukuran lubang selalu lebih longgar (*clearance*) jika dibandingkan dengan poros.

b) Suaian paksa (*interference fits*)

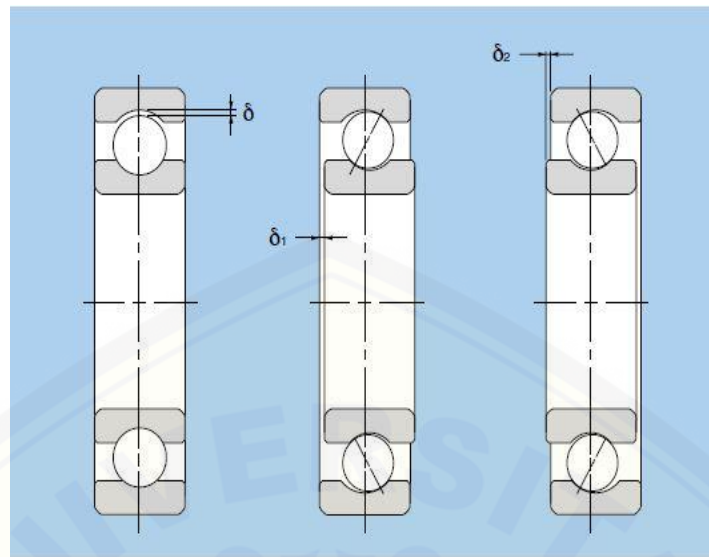
Suaian yang menggunakan ukuran diameter poros lebih besar jika dibandingkan dengan lubang. Suaian jenis ini biasanya menggunakan *hydraulic press* untuk memasangkan antara poros dan lubang.

c) Suaian transisi (*transition fits*)

Suaian transisi merupakan suaian yang tidak tentu yang memungkinkan bisa terjadi suaian longgar dan suaian paksa.

2.4.1 *Bearing Internal Clearance*

Bearing internal clearance adalah jumlah gerakan bebas internal sebelum pemasangan. Seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.12, ketika salah satu cincin bagian luar atau bagian dalam ditetapkan dan cincin yang lain bebas untuk bergerak, perpindahan dapat terjadi dalam arah aksial atau radial. Jumlah perpindahan ini (radial atau aksial) disebut *internal clearance*, dan tergantung pada arahnya disebut *radial internal clearance* atau *axial internal clearance*. Nilai-nilai *internal clearance* untuk setiap *bearing* ditunjukkan pada Tabel 2.1 (NTN, 2009).



Radial clearance = δ

Axial clearance = $\delta_1 + \delta_2$

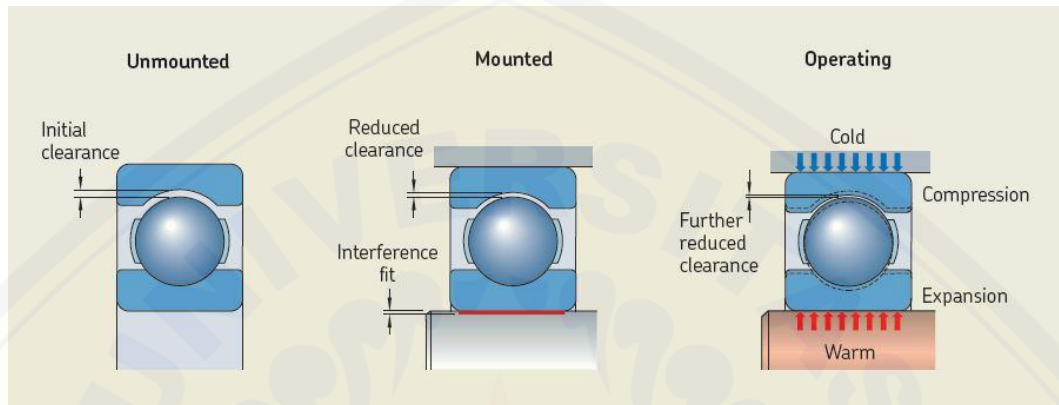
Gambar 2.12 *internal clearance* (NTN, 2009)

Tabel 2.1 Nilai clearance untuk setiap *bearing* (NTN, 2009)

Nominal bore diameter <i>d</i> mm		C2		CN		C3		C4		C5	
over	incl.	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
—	2.5	0	6	4	11	10	20	—	—	—	—
2.5	6	0	7	2	13	8	23	—	—	—	—
6	10	0	7	2	13	8	23	14	29	20	37
10	18	0	9	3	18	11	25	18	33	25	45
18	24	0	10	5	20	13	28	20	36	28	48
24	30	1	11	5	20	13	28	23	41	30	53
30	40	1	11	6	20	15	33	28	46	40	64
40	50	1	11	6	23	18	36	30	51	45	73
50	65	1	15	8	28	23	43	38	61	55	90
65	80	1	15	10	30	25	51	46	71	65	105
80	100	1	18	12	36	30	58	53	84	75	120
100	120	2	20	15	41	36	66	61	97	90	140
120	140	2	23	18	48	41	81	71	114	105	160
140	160	2	23	18	53	46	91	81	130	120	180
160	180	2	25	20	61	53	102	91	147	135	200
180	200	2	30	25	71	63	117	107	163	150	230
200	225	2	35	25	85	75	140	125	195	175	265
225	250	2	40	30	95	85	160	145	225	205	300
250	280	2	45	35	105	90	170	155	245	225	340
280	315	2	55	40	115	100	190	175	270	245	370
315	355	3	60	45	125	110	210	195	300	275	410
355	400	3	70	55	145	130	240	225	340	315	460
400	450	3	80	60	170	150	270	250	380	350	510
450	500	3	90	70	190	170	300	280	420	390	570
500	560	10	100	80	210	190	330	310	470	440	630
560	630	10	110	90	230	210	360	340	520	490	690

2.4.2 Pemilihan *Internal Clearance*

Jarak *internal clearance bearing* dalam kondisi operasi (jarak efektif) biasanya lebih kecil dari jarak awal sebelum dipasang dan dioperasikan. Hal ini disebabkan oleh beberapa faktor termasuk *bearing fit*, perbedaan suhu antara cincin dalam dan luar, dll (NTN, 2009). Seperti yang ditunjukkan Gambar 2.13.



Gambar 2.13 Awal jarak *internal clearance* dan *operating clearance* (SKF, 2018)

2.4.3 Kriteria untuk Memilih *Internal Clearance Bearing*

Umur *bearing* secara teori maksimum ketika *operating clearance* sedikit negatif pada operasi stabil, namun dalam kenyataannya sulit untuk terus mempertahankan kondisi optimal ini. Jika negatif *clearance* menjadi lebih besar dengan kondisi operasi fluktuatif, panas akan diproduksi dan masa pakai akan berkurang dengan drastis. Dalam keadaan biasa studi harus diambil untuk memiliki *clearance* sedikit lebih besar dari nol.

Untuk kondisi operasi biasa, gunakan fitting untuk muatan biasa. Jika kecepatan rotasi dan suhu pengoperasian biasa, memilih *normal clearance* memungkinkan untuk mendapatkan *operating clearance* yang benar. Tabel 2.2 memberikan contoh penerapan *internal clearance* selain *normal clearance*. (NTN, 2009)

Tabel 2.2 Contoh penerapan *internal clearance* (NTN, 2009)

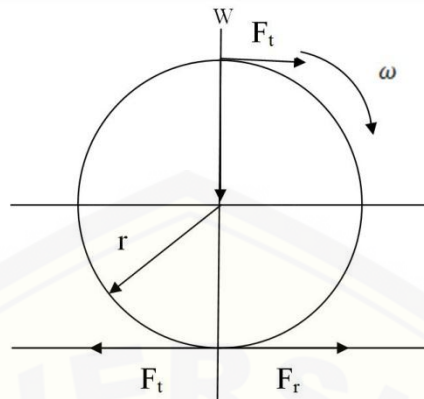
Kondisi operasi	Aplikasi	Clearance yang dipilih
Beban berat atau kejut, high fit.	Gandar kereta api	C3
	Layar getar	C3, C4
Beban tidak ditentukan, cincin bagian dalam dan luar sangat pas	Motor traksi kereta api	C4
	Traktor dan reduksi akhir gear	C4
Poros atau cincin bagian dalam panas	Mesin pembuat kertas dan pengering	C3, C4
	Rol meja untuk <i>rolling mill</i>	C3
Sedikit kebisingan dan getaran rendah saat berputar	Motor listrik kecil	C2, CM
Untuk meminimalkan poros habis	Spindel utama mesin bubut	C9NA, C0NA
Longgar untuk cincin dalam dan luar	<i>Roll neck</i> dari <i>steel mill</i>	C2

2.5 Rolling Resistance

Rolling resistance adalah tahanan terhadap benda yang berputar akibat adanya gaya gesekan terhadap permukaan. Pada dasarnya, *rolling resistance* adalah momen benda untuk melawan arah gerakan, setara dengan gaya yang dibutuhkan untuk menggerakkan suatu benda (Taghavifar, 2014).

Tahanan gelinding (*rolling resistance*, biasa disingkat RR) merupakan segala gaya-gaya luar yang berlawanan arah dengan arah gerak suatu benda yang sedang berjalan di atas suatu permukaan (Muttaqin, 2015).

Gambar 2.14 adalah *free body diagram rolling resistance* pada *Bearing*:



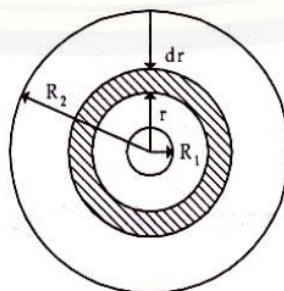
Gambar 2.14 *free body diagram rolling resistance* (George, 1999)

Keterangan:

- ω : Kecepatan sudut (rad/s)
- F_t : Gaya tangensial (N)
- r : Radius dari bola (m)
- F_r : gaya *rolling resistance* (N)
- W : Beban (N)

2.6 Momen Inersia Bantalan

Momen inersia pada bantalan dapat mempengaruhi gaya yang dibutuhkan untuk memutar bantalan. Momen inersia yang dimiliki suatu benda yang berputar dapat dihitung dengan penjumlahan hasil kali massa benda dengan kuadrat jarak sumbu benda. Bentuk geometri dari benda berbentuk cincin dengan memiliki ketebalan dapat dihitung menggunakan rumus dari bentuk benda silinder berongga. Bentuk geometri bantalan untuk menghitung momen inersia ditunjukkan pada Gambar 2.15.



Gambar 2.15 Bentuk geometri bantalan silinder berongga (Wang, 2017)

Sesuai dengan asumsi pemodelan rumus momen inersia bantalan pada Gambar 2.16, maka rumus momen inersia (I) yang digunakan yaitu rumus inersia silinder berongga sebagai berikut:

$$I = \frac{1}{2} m \times (R_2^2 + R_1^2) \quad (2.3)$$

Keterangan :

I = Momen inersia ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)

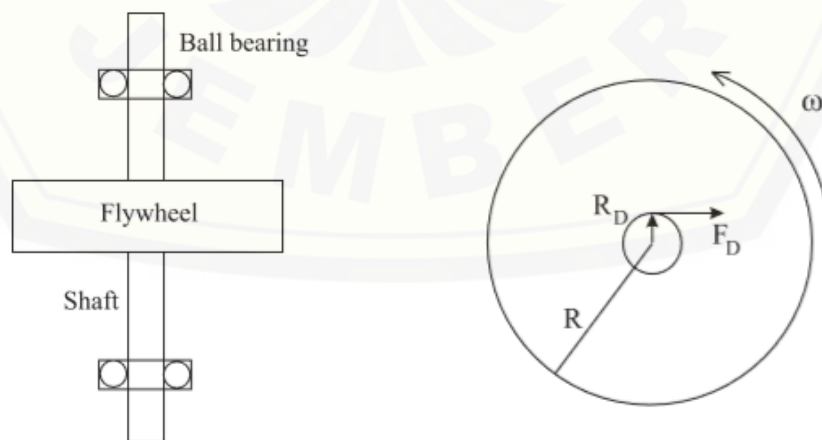
M = Massa benda (kg)

R_1 = Jarak sumbu/ jari-jari *Outer bearing* (m)

R_2 = Jarak sumbu/jari-jari *flywheel* (m)

2.7 Perhitungan *Rolling Resistance*

Metode pengujian *rolling resistance* pada penelitian ini didapatkan teori bahwa gaya *rolling resistance* merupakan perhitungan dari gaya hambat (F_D) terjadi pada elemen bantalan yang menghasilkan nilai torsi dan gaya angkat dipengaruhi oleh gaya gravitasi pada *flywheel*. *Flywheel* merupakan alat yang digunakan menyimpan energy dalam bentuk gerak rotasi pada poros. *Rolling resistance* dihitung dengan nilai yang diperoleh dari pengujian bantalan setelah diberi pada variasi pembebanan dan variasi kecepatan poros. Gaya hambat F_D pada bantalan dikarenakan adanya torsi pada sumbu rotasi poros. Ilustrasi *flywheel* pada bantalan digambarkan pada Gambar 2.16.



Gambar 2.16 Ilustrasi *flywheel* pada bantalan (Abrahamsen, 2001)

$$T = R_D \cdot F_D = -I \frac{d\omega}{dt} = -I \frac{\omega_2 - \omega_1}{t_2 - t_1} \quad (2.4)$$

Dimana:

T = Torsi (N.m)

F_D = Gaya hambat (N)

R_D = Jari-jari *inner* bantalan (m)

I = Momen inersia (Kg.m²)

$d\omega$ = Perlambatan (rad/s)

dt = Selisih waktu (s)

Koefisien *rolling resistance* (C_r), dihitung dengan membagi gaya hambat dengan beban terhadap gaya gravitasi.

Dengan persamaan:

$$C_r = \frac{F_D}{F_L} \quad (2.5)$$

dimana :

C_r = Koefisien *rolling resistance* (N)

F_D = Gaya hambat (N)

F_L = Beban pada bantalan (N)

Dengan menggabungkan persamaan 2.5 dan 2.6, maka didapatkan perhitungan C_r sebagai berikut:

$$C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(R_1^2 + R_2^2)d\omega}{g \cdot R_D \cdot dt} \quad (2.6)$$

dimana :

C_r = Koefisien *rolling resistance* (N)

R_2^2 = Jari-jari *flywheel* (m)

R_1^2 = Jari-jari *outer* bantalan (m)

R_D = Jari-jari *inner* bantalan (m)

$d\omega$ = Perlambatan (rad/s)

dt = Selisih waktu (s)

g = Gravitasi ($9,8 \text{ m/s}^2$)

Gaya *rolling resistance* merupakan perhitungan dari nilai koefisien *rolling resistance* (C_r) yang terjadi pada elemen bantalan dengan gaya angkat (F_L) yang dipengaruhi oleh gaya gravitasi pada *flywheel*.

$$F_r = C_r \cdot W \quad (2.7)$$

dimana :

F_r = Gaya *rolling resistance* (N)

C_r = Koefisien *rolling resistance* (N)

W = Berat kendaraan (N)

BAB 3. METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Waktu dan Tempat

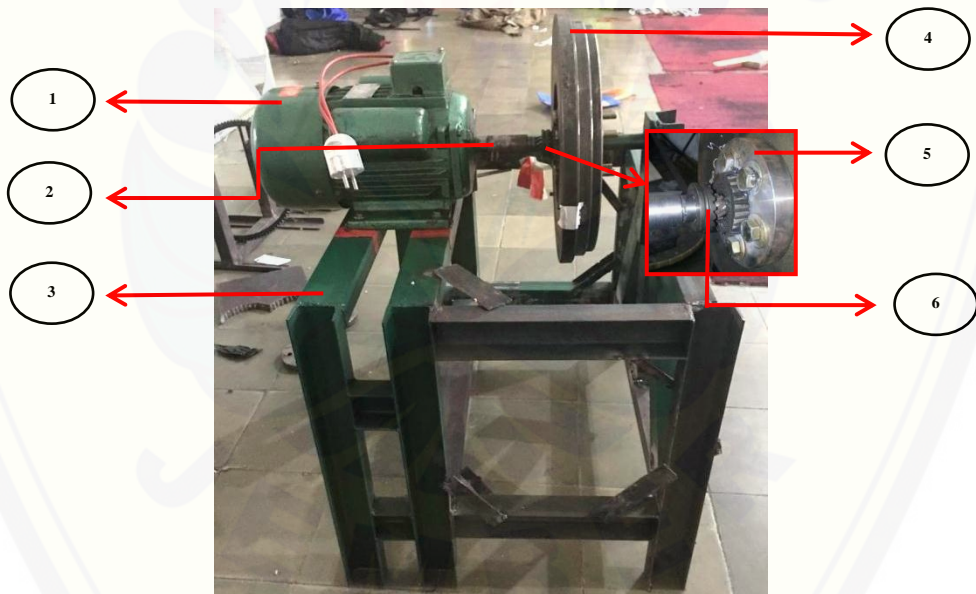
Penelitian ini dilakukan di bengkel riset mobil listrik Fakultas Teknik Universitas Jember dengan metode eksperimental menggunakan alat uji *rolling resistance* untuk mengetahui nilai dan koefisien *rolling resistance*. Waktu penelitian ini dilaksanakan dalam jangka waktu empat bulan yaitu dimulai dari bulan September sampai dengan bulan Desember 2018.

3.2 Alat dan Bahan

3.2.1 Alat

Alat yang digunakan dalam penelitian ini adalah:

- a. Gambar 3.1 adalah alat uji *rolling resistance bearing*



Gambar 3.1 Alat uji *rolling resistance bearing*
(Sumber: arsip pribadi)

Keterangan gambar:

- | | |
|-----------|--------------------|
| 1. Motor | 4. <i>Flywheel</i> |
| 2. Poros | 5. Flens |
| 3. Rangka | 6. <i>Clutch</i> |

b. Motor AC

Motor AC adalah jenis motor listrik yang bekerja menggunakan sumber tegangan AC. Motor AC juga disebut sebagai motor arus bolak balik. Motor AC digunakan sebagai sumber gerak pada variabel putaran pada *bearing*. Gambar 3.2 adalah motor AC.



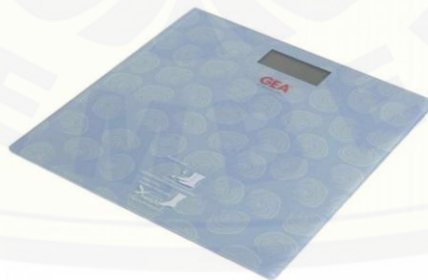
Gambar 3.2 Motor AC
(sumber: arsip pribadi)

Spesifikasi motor AC tipe YC80C-2:

- 1) *Output* : 0,75 kW
- 2) *Rated speed* : 2850 rpm
- 3) *Rated voltage* : 220 V
- 4) *Rated current* : 6,7 A
- 5) *Frekuensi* : 50 Hz

c. Timbangan digital

Timbangan digital adalah alat ukur yang digunakan untuk mengukur berat benda uji, dengan ketelitian 0,1 mg. Gambar 3.3 adalah timbangan digital.



Gambar 3.3 Timbangan digital
(Sumber: arsip pribadi)

d. *Dimmer*

Dimmer digunakan untuk mengatur putaran pada alat uji *rolling resistance bearing*. *Dimmer* yang digunakan seperti pada Gambar 3.4.



Gambar 3.4 *Dimmer*
(Sumber: arsip pribadi)

e. *Tachometer*

Tachometer adalah sebuah alat ukur yang digunakan untuk mengukur kecepatan rotasi dari benda. Gambar 3.5 adalah *tachometer*.



Gambar 3.5 *Tachometer*
(Sumber: arsip pribadi)

f. *Stopwatch*

Stopwatch adalah alat ukur yang digunakan untuk mengukur lamanya waktu yang diperlukan dalam suatu kegiatan. Gambar 3.6 adalah *stopwatch*.



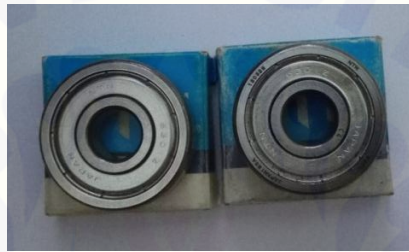
Gambar 3.6 *Stopwatch*
(Sumber: arsip pribadi)

3.2.2 Bahan

Bahan yang digunakan dalam penelitian ini adalah *Single row deep groove ball bearing* 6301 ZZ C3 dan 6301 ZZ C4 seperti Gambar 3.7, dengan spesifikasi *bearing* seperti Tabel 3.1.

Tabel 3.1 Spesifikasi *bearing*

Kode <i>bearing</i>	Diameter		Tebal (mm)	<i>Clearance</i> (μm)	Berat (g)
	<i>Inner</i> (mm)	<i>Outer</i> (mm)			
6301 ZZ C3	12	37	12	11 - 25	60
6301 ZZ C4	12	37	12	18 - 33	60



Gambar 3.7 *Bearing*
(Sumber: arsip pribadi)

3.3 Prosedur Penelitian

Prosedur penelitian yang digunakan untuk mengetahui pengaruh suaian pada bantalan terhadap nilai *rolling resistance* adalah sebagai berikut:

a. Studi Literatur

Studi literatur dilakukan untuk memperoleh referensi pendukung yang sesuai dengan topik penelitian.

b. Pelaksanaan Pengujian

Penelitian dilakukan berdasarkan tahapan-tahapan yang terdapat pada metode pengujian.

c. Analisa Hasil Penelitian

Hasil data pengujian dengan variasi suaian bantalan, beban dan kecepatan untuk mengetahui pengaruh bantalan terhadap *rolling resistance*.

d. Kesimpulan

Kesimpulan diperoleh berdasarkan rumusan masalah yang ditentukan sebelumnya.

3.4 Variabel Penelitian

Variabel terikat dalam penelitian ini adalah nilai *rolling resistance* dan koefisien *rolling resistance*. Variabel bebas dalam penelitian ini adalah *single row deep groove ball bearing* tipe 6301 ZZ C3, 6301 ZZ C4 dengan beban yang diuji sebesar 165N, 175N, 200N pada putaran motor sebesar 290 rpm, 310 rpm, 330 rpm.

3.5 Prosedur Pengujian

3.5.1 Metode Pengujian

Dalam penelitian ini metode pengujian yang akan dilakukan adalah metode eksperimental. Metode ini dilakukan dengan cara mengamati nilai *rolling resistance* pada *bearing*. Nilai yang diamati yaitu nilai perlambatan ($d\omega$) dan selisi waktu (dt) sebagai data untuk perhitungan koefisien *rolling resistance* (C_r). Setelah mengetahui nilai C_r pada masing-masing kecepatan putar, C_r digunakan sebagai faktor pengali terhadap FL untuk memperoleh nilai *rolling resistance*.

3.5.2 Langkah Pengujian

Langkah pengujian dalam penelitian ini adalah:

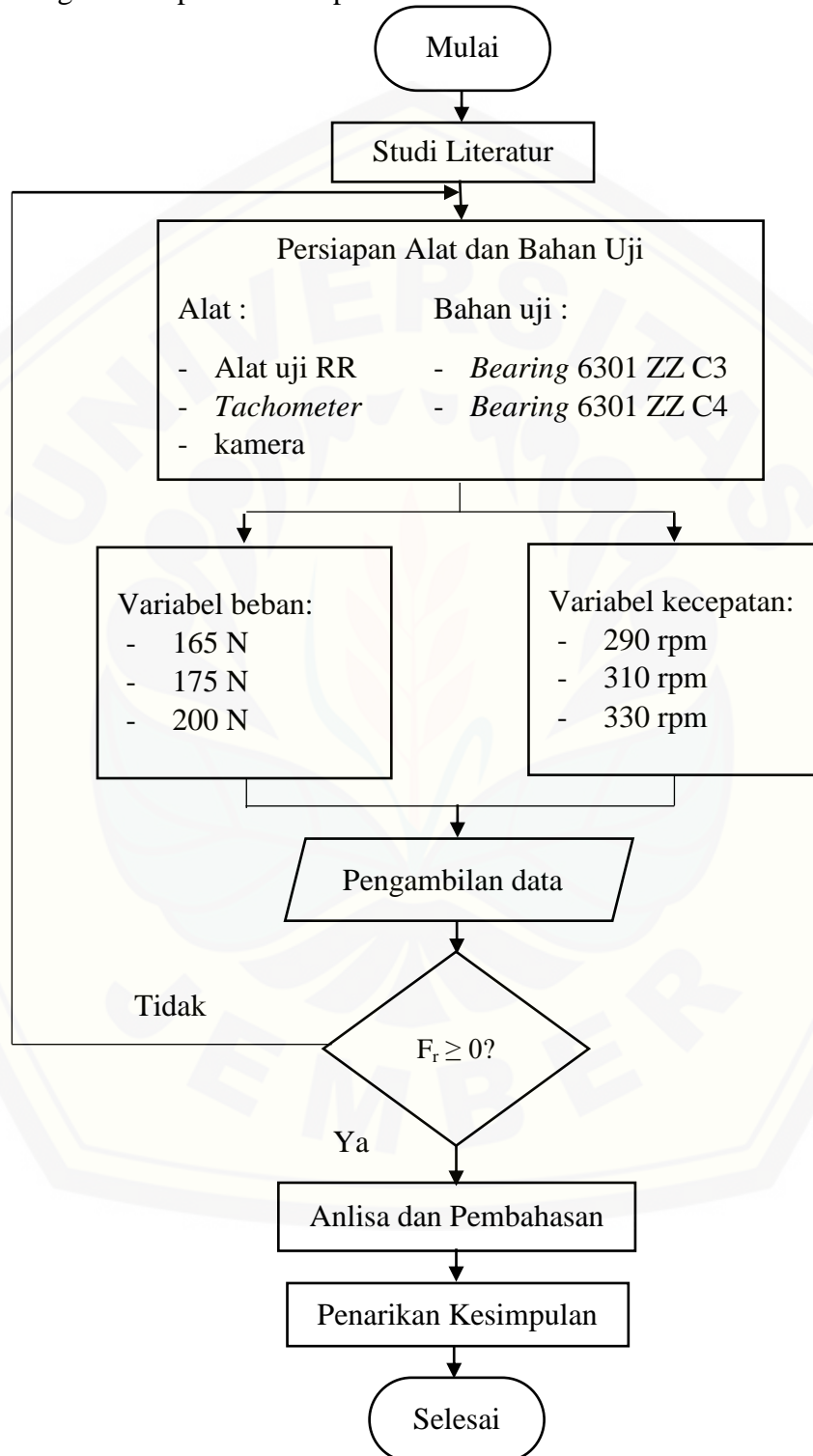
- a. Menyiapkan alat dan bahan sesuai kebutuhan pengujian.
- b. Memasang *bearing* 6301 ZZ C3 pada alat uji *rolling resistance* untuk dilakukan pengujian.
- c. Melakukan pengujian *bearing* dengan diputar 290 rpm, 310 rpm, dan 330 rpm, serta diberikan beban 165 N, 175 N, dan 200 N.
- d. Mencatat waktu yang dibutuhkan *bearing* dari keadaan berputar sampai berhenti.
- e. Mengulangi langkah b sampai d dengan menggunakan *bearing* 6301 ZZ C4.

3.5.3 Pengolahan Data

Data yang didapatkan dari proses pengambilan data kemudian diolah, dari pengolahan data ini dapat diambil kesimpulan untuk menjawab rumusan masalah.

3.6 Diagram Alir Penelitian

Tahapan proses yang akan dilakukan dalam penelitian ini digambarkan dalam diagram alir penelitian seperti Gambar 3.8:



Gambar 3.8 Diagram alir penelitian

BAB 5. PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari penelitian pengaruh tipe suaian pada *bearing* terhadap *rolling resistance* yang telah dilakukan dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Tipe suaian pada *bearing* berpengaruh terhadap nilai *rolling resistance*. Semakin besar suaian maka momen inersia akan besar sehingga menyebabkan nilai *rolling resistance* akan semakin kecil.
2. Dari kedua *bearing* yang diuji, *bearing* dengan suaian C4 memiliki nilai *rolling resistance* paling kecil. Pada suaian C4 memiliki nilai *rolling resistance* sebesar 0,93 N, sedangkan pada suaian C3 memiliki nilai *rolling resistance* sebesar 1,15 N.

5.2 Saran

Dalam penelitian ini hanya mengambil variasi suaian *bearing*. Kecepatan putar, dan beban radial hanyalah sebagai patokan untuk penelitian selanjutnya. Banyak faktor yang mempengaruhi nilai *rolling resistance* seperti tipe *bearing*, material *bearing*, umur pakai, getaran, jenis pelumas, dll. Penelitian selanjutnya diperlukan meneliti tentang tipe *bearing*, material *bearing*, umur pakai, getaran, jenis pelumas, dll untuk mendapatkan nilai *rolling resistance* paling kecil.

DAFTAR PUSTAKA

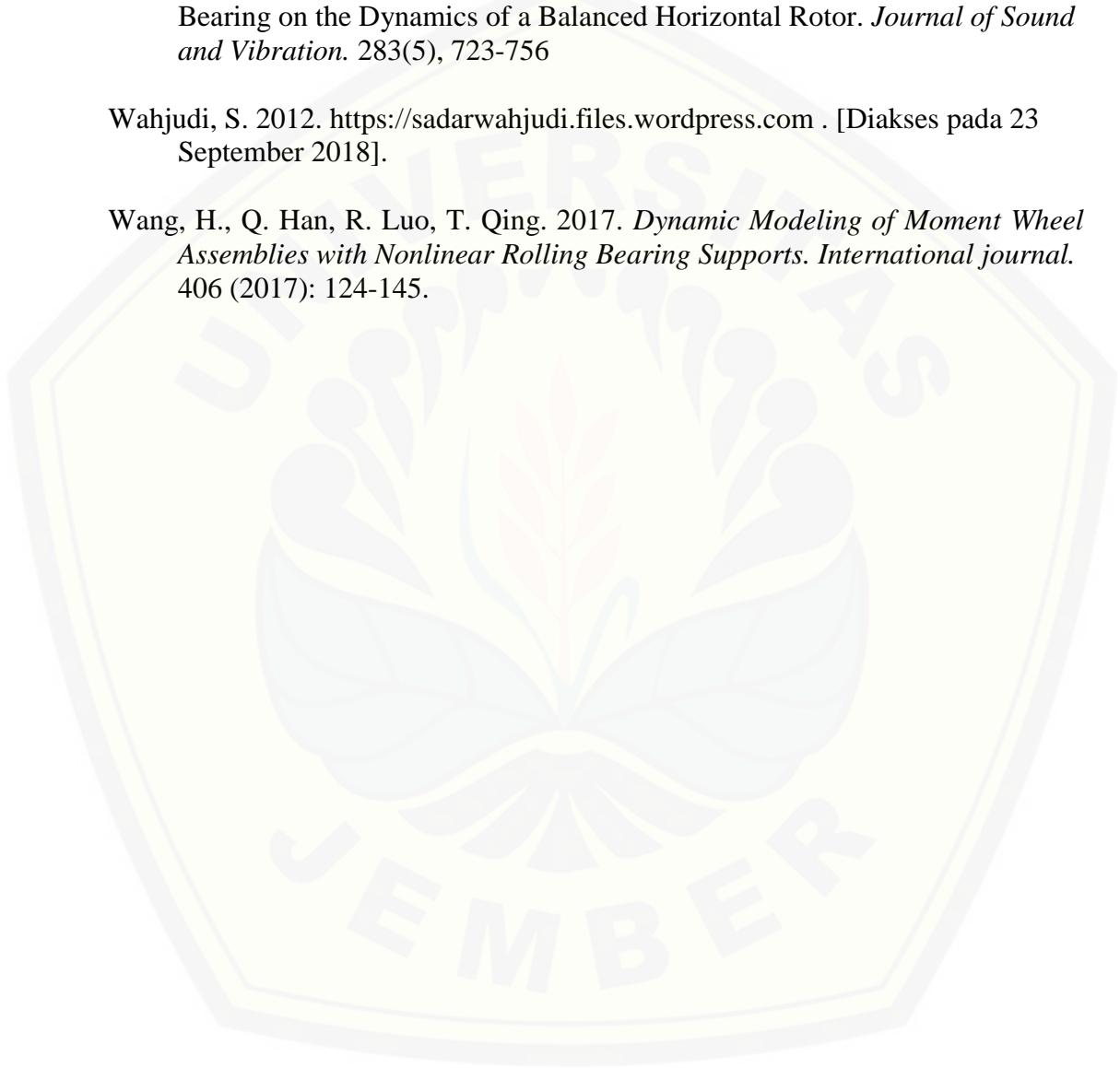
- Abrahamsen, A. B. 2001. *Superconducting Bearings For Flywheel Application*. Denmark: Danka sevice international.
- AST. 2018. <https://www.astbearings.com/single-row-deep-groove>. [Diakses pada 17 Oktober 2018].
- Catalogue, S. 2013. *Rolling Bearing*. Swedia: SKF.
- Chusni, M. M. 2018. Penentuan momen inersia benda silinder pejal dengan integral dan tracker.
- Fitoyo, A. 2017. Analisis Kualitas Produk *Single Row Deep Groove Ball Bearing* Terhadap *Rolling Resistance* pada Mobil Listrik. Jember: Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Jember.
- Hanwa, F. 2001. *KBC Rolling Bearing*. FAG HANWHA Bearing corp.
- ISO. 2005. *ISO 18164 : Passenger Car, Truck, Bus and Motorcycle Tyres - Methods of Measuring Rolling Resistance*.
- Juahala, M. 2014. *Improving Vechile Rolling Resistance and Aerodynamics. Alternative Fuels and Advanced Vechile Technologies for Improved Environmental Performance: 462-475*.
- Kurniawan, S. 2017. Analisis Karakteristik Produk *Single Row Deep Groove Ball Bearing* pada Mobil Listrik Terhadap *Rolling Resistance*. Jember: Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Jember.
- Muttaqin M. M. 2015. Pengaruh Tekanan Udara (*Inflation Pressure*) pada Ban Tipe *Radial Ply* Terhadap *Rolling Resistance*. Jurnal ROTOR. Vol. 8 Nomor 2, November 2015.
- NTN. 2009. *Ball and roller bearing*
- SKF. 2018. *Railway Technical Handbook*. Volume 1, Chapter 4, Page 99-105. Rusia: PUB 42/P2 12788 EN.
- Sularso, dan K. Suga. 1997. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: Pradnya Paramita
- Sutantra, I. N. dan B. Sampurno. 2010. *Teknologi Otomotif*. Surabaya: Guna Widya.

Taghaviar, H. dan A. Mardani. 2013. Investigating the Effect of Velocity, Inflation Pressure, and Vertical Load on Rolling Resistance of a Radial Ply Tire. *Journal of Terramechanics*. 50 (2013): 99 – 106.

Tiwari, M., dan K. Gupta. 2000. Effect of Radial Internal Clearance of a Ball Bearing on the Dynamics of a Balanced Horizontal Rotor. *Journal of Sound and Vibration*. 283(5), 723-756

Wahjudi, S. 2012. <https://sadarwahjudi.files.wordpress.com> . [Diakses pada 23 September 2018].

Wang, H., Q. Han, R. Luo, T. Qing. 2017. *Dynamic Modeling of Moment Wheel Assemblies with Nonlinear Rolling Bearing Supports*. *International journal*. 406 (2017): 124-145.



LAMPIRAN

Lampiran A. Perhitungan kecepatan sudut

Nilai kecepatan sudut (ω) untuk putaran 290 rpm, 310 rpm, dan 330 rpm dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 4.1:

a. Nilai kecepatan sudut (ω) untuk putaran 290 rpm

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60}$$

$$\omega = \frac{2 \times 3,14 \times 290}{60}$$

$$\omega = \frac{1821,2}{60}$$

$$\omega = 30,35333333 \text{ rad/s}$$

Jadi, nilai kecepatan sudut (ω) = 30,35333333 rad/s

b. Nilai kecepatan sudut (ω) untuk putaran 310 rpm

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60}$$

$$\omega = \frac{2 \times 3,14 \times 310}{60}$$

$$\omega = \frac{1946,8}{60}$$

$$\omega = 32,44666667 \text{ rad/s}$$

Jadi, nilai kecepatan sudut (ω) = 32,44666667 rad/s

c. Nilai kecepatan sudut (ω) untuk putaran 330 rpm

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60}$$

$$\omega = \frac{2 \times 3,14 \times 330}{60}$$

$$\omega = \frac{2072,4}{60}$$

$$\omega = 34,54 \text{ rad/s}$$

Jadi, nilai kecepatan sudut (ω) = 34,54 rad/s

Lampiran B. Perhitungan momen inersia pada suaian C3 dan suaian C4

Nilai momen inersia untuk *single row deep groove ball bearing* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 4.4:

Diketahui : ● Jari-jari *outer bearing* (D) = 18,5 mm

- Jari-jari *inner bearing* (d) = 6 mm
- Jari-jari *ball bearing* (D_b) = 2,7 mm = 0,0027 m
- Jari-jari *outer race* (D_a) = 15,7 mm = 0,0157 m
- Jari-jari *inner race* (d_a) = 9,7 mm = 0,0097 m
- C3 = 0,025 mm = 0,000025 m
- C4 = 0,033 mm = 0,000033 m
- Massa (m) = 200 N
- Jarak sumbu minimal (R_1) = $d_a + D_b$
- Jarak sumbu maksimal (R_2) = $D_a - D_b + \text{suaian}$

a. Nilai momen inersia (I) untuk suaian C3

- $R_1 = d_a + D_b$
 $R_1 = 0,0097 + 0,0027 = 0,0124 \text{ m}$
- $R_2 = D_a - D_b + \text{suaian}$
 $R_2 = 0,0157 - 0,0027 + 0,000025 = 0,013025 \text{ m}$
- $I = \frac{1}{2} m \times (R_2^2 + R_1^2)$
 $I = \frac{1}{2} 200 \times ((0,013025)^2 + (0,0124)^2)$
 $I = 100 \times (0,00016965 + 0,00015376)$
 $I = 100 \times 0,00032341$
 $I = 0,032341 \text{ Nm}$

Jadi, nilai momen inersia (I) = 0,032341 Nm

b. Nilai momen inersia (I) untuk suaian C4

- $R_1 = d_a + D_b$

$$R_1 = 0,0097 + 0,0027 = 0,0124 \text{ m}$$

- $R_2 = D_a - D_b + \text{suaian}$

$$R_2 = 0,0157 - 0,0027 + 0,000033 = 0,013033 \text{ m}$$

- $I = \frac{1}{2} m \times (R_2^2 + R_1^2)$

$$I = \frac{1}{2} 200 \times ((0,013033)^2 + (0,0124)^2)$$

$$I = 100 \times (0,00016986 + 0,00015376)$$

$$I = 100 \times 0,00032362$$

$$I = 0,032362 \text{ Nm}$$

Jadi, nilai momen inersia (I) = 0,032362 Nm

Lampiran C. Perhitungan *rolling resistance*

Nilai *rolling resistance* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 4.2 dilanjutkan dengan persamaan 4.3:

Diketahui : • Jari-jari *outer bearing* (R_1) = 18,5 mm = 0,0185 m

• Jari-jari *inner bearing* (R_D) = 6 mm = 0,006 m

• Jari-jari *flywheel* (R_2) untuk beban 165 N = 0,153 m

• Jari-jari *flywheel* (R_2) untuk beban 175 N = 0,158 m

• Jari-jari *flywheel* (R_2) untuk beban 200 N = 0,176 m

• Gravitasi (g) = 9,8 m/s²

a. Nilai *rolling resistance bearing* 6301 ZZ C3 untuk beban 165 N dan kecepatan 290 rpm

1) Percobaan 1

$$• C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(R_1^2 + R_2^2)d\omega}{g \cdot R_D \cdot dt}$$

$$C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,0185^2 + 0,153^2) 30,35333333}{9,8 \times 0,006 \times 429}$$

$$C_r = 0,014289869$$

$$• F_r = C_r \times W$$

$$F_r = 0,014289869 \times 165$$

$$F_r = 2,357828389 \text{ N}$$

Jadi, nilai gaya *rolling resistance* = 2,357828389 N

2) Percobaan 2

$$• C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(R_1^2 + R_2^2)d\omega}{g \cdot R_D \cdot dt}$$

$$C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,0185^2 + 0,153^2) 30,35333333}{9,8 \times 0,006 \times 431}$$

$$C_r = 0,014223559$$

- $F_r = C_r \times W$

$$F_r = 0,014223559 \times 165$$

$$F_r = 2,34688719 \text{ N}$$

Jadi, nilai gaya *rolling resistance* = 2,34688719 N

3) Percobaan 3

- $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(R_1^2 + R_2^2)d\omega}{g \cdot R_D \cdot dt}$

$$C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,0185^2 + 0,153^2) 30,35333333}{9,8 \times 0,006 \times 434}$$

$$C_r = 0,014125239$$

- $F_r = C_r \times W$

$$F_r = 0,014125239 \times 165$$

$$F_r = 2,330664468 \text{ N}$$

Jadi, nilai gaya *rolling resistance* = 2,330664468 N

4) Percobaan 4

- $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(R_1^2 + R_2^2)d\omega}{g \cdot R_D \cdot dt}$

$$C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,0185^2 + 0,153^2) 30,35333333}{9,8 \times 0,006 \times 440}$$

$$C_r = 0,013932622$$

- $F_r = C_r \times W$

$$F_r = 0,013932622 \times 165$$

$$F_r = 2,29888268 \text{ N}$$

Jadi, nilai gaya *rolling resistance* = 2,29888268 N

5) Percobaan 5

- $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(R_1^2 + R_2^2)d\omega}{g \cdot R_D \cdot dt}$

$$C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,0185^2 + 0,153^2) 30,35333333}{9,8 \times 0,006 \times 440}$$

$$C_r = 0,013932622$$

- $F_r = C_r \times W$

$$F_r = 0,013932622 \times 165$$

$$F_r = 2,29888268 \text{ N}$$

Jadi, nilai gaya *rolling resistance* = 2,29888268 N

$$\begin{aligned} \bar{x}F_r &= \frac{\text{percobaan 1} + \text{percobaan 2} + \text{percobaan 3} + \text{percobaan 4} + \text{percobaan 5}}{5} \\ &= \frac{2,357828389 + 2,34688719 + 2,330664468 + 2,29888268 + 2,29888268}{5} \\ &= 2,326629081 \text{ N} \end{aligned}$$

Jadi, nilai gaya *rolling resistance bearing* 6301 ZZ C3 untuk beban 165 N dan kecepatan 290 rpm adalah 2,326629081 N

Nilai gaya *rolling resistance bearing* 6301 ZZ C3 untuk masing-masing beban dan kecepatan dapat dilihat pada Lampiran D.

b. Nilai *rolling resistance bearing* 6301 ZZ C4 untuk beban 165 N dan kecepatan 290 rpm

1) Percobaan 1

- $C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(R_1^2 + R_2^2)d\omega}{g \cdot R_D \cdot dt}$

$$C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,0185^2 + 0,153^2)30,35333333}{9,8 \times 0,006 \times 334}$$

$$C_r = 0,018354353$$

- $F_r = C_r \times W$

$$F_r = 0,018354353 \times 165$$

$$F_r = 3,028468201 \text{ N}$$

Jadi, nilai gaya *rolling resistance* = 3,028468201 N

2) Percobaan 2

$$\bullet C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(R_1^2 + R_2^2)d\omega}{g \cdot R_D \cdot dt}$$

$$C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,0185^2 + 0,153^2) 30,35333333}{9,8 \times 0,006 \times 346}$$

$$C_r = 0,017717786$$

$$\bullet F_r = C_r \times W$$

$$F_r = 0,017717786 \times 165$$

$$F_r = 2,923434622 \text{ N}$$

Jadi, nilai gaya *rolling resistance* = 2,923434622 N

3) Percobaan 3

$$\bullet C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(R_1^2 + R_2^2)d\omega}{g \cdot R_D \cdot dt}$$

$$C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,0185^2 + 0,153^2) 30,35333333}{9,8 \times 0,006 \times 363}$$

$$C_r = 0,016888027$$

$$\bullet F_r = C_r \times W$$

$$F_r = 0,016888027 \times 165$$

$$F_r = 2,78652446 \text{ N}$$

Jadi, nilai gaya *rolling resistance* = 2,78652446 N

4) Percobaan 4

$$\bullet C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(R_1^2 + R_2^2)d\omega}{g \cdot R_D \cdot dt}$$

$$C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,0185^2 + 0,153^2) 30,35333333}{9,8 \times 0,006 \times 367}$$

$$C_r = 0,016703961$$

$$\bullet F_r = C_r \times W$$

$$F_r = 0,016703961 \times 165$$

$$F_r = 2,756153621 \text{ N}$$

Jadi, nilai gaya *rolling resistance* = 2,756153621 N

5) Percobaan 5

$$\bullet C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(R_1^2 + R_2^2) d\omega}{g \cdot R_D \cdot dt}$$

$$C_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{(0,0185^2 + 0,153^2) 30,35333333}{9,8 \times 0,006 \times 373}$$

$$C_r = 0,016435265$$

$$\bullet F_r = C_r \times W$$

$$F_r = 0,016435265 \times 165$$

$$F_r = 2,711818711 \text{ N}$$

Jadi, nilai gaya *rolling resistance* = 2,711818711 N

$$\bar{x}F_r = \frac{\text{percobaan 1} + \text{percobaan 2} + \text{percobaan 3} + \text{percobaan 4} + \text{percobaan 5}}{5}$$

$$= \frac{3,028468201 + 2,923434622 + 2,78652446 + 2,756153621 + 2,711818711}{5}$$

$$= 2,841279923 \text{ N}$$

Jadi, nilai gaya *rolling resistance bearing* 6301 ZZ C4 untuk beban 165 N dan kecepatan 290 rpm adalah 2,841279923 N

Nilai gaya *rolling resistance bearing* 6301 ZZ C4 untuk masing-masing beban dan kecepatan dapat dilihat pada Lampiran D.

Lampiran D. Tabel perhitungan nilai *rolling resistance*



Lampiran E. Tabel hasil pengujian pada beban 165 N, 175N, 200N, dan kecepatan 290 rpm, 310 rpm, 330 rpm.

Lampiran E.1 Hasil pengujian pada beban 165 N

<i>Type bearing</i>	Kecepatan (rpm)	$\bar{x} F_r$ (N)
6301 ZZ C3	290	2,326629081
	310	2,376613854
	330	2,419359516
6301 ZZ C4	290	2,841279923
	310	2,827454036
	330	2,816992053

Lampiran E.2 Hasil pengujian pada beban 175 N

<i>Type bearing</i>	Kecepatan (rpm)	$\bar{x} F_r$ (N)
6301 ZZ C3	290	1,754455819
	310	1,799680357
	330	1,851433343
6301 ZZ C4	290	2,017002819
	310	2,030819924
	330	2,046155193

Lampiran E.3 Hasil pengujian pada beban 200 N

<i>Type bearing</i>	Kecepatan (rpm)	$\bar{x} F_r$ (N)
6301 ZZ C3	290	1,14733687
	310	1,185599311
	330	1,22479392
6301 ZZ C4	290	0,930122194
	310	0,95338056
	330	0,978227393

Lampiran E.4 Hasil pengujian pada kecepatan 290 rpm

<i>Type bearing</i>	Beban (N)	$\bar{x} F_r$ (N)
6301 ZZ C3	165	2,326629081
	175	1,754455819
	200	1,14733687
6301 ZZ C4	165	2,841279923
	175	2,017002819
	200	0,930122194

Lampiran E.5 Hasil pengujian pada kecepatan 310 rpm

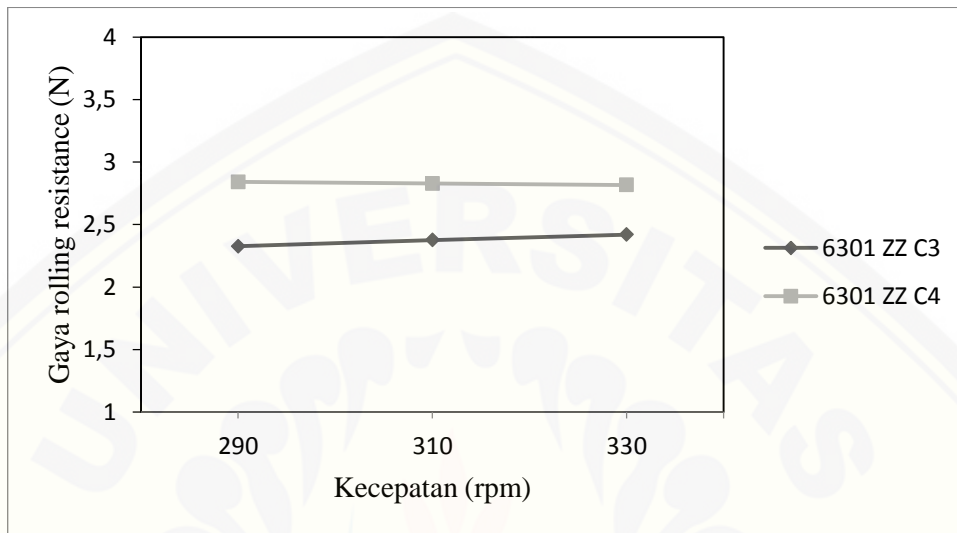
<i>Type bearing</i>	Beban (N)	$\bar{x} F_r$ (N)
6301 ZZ C3	165	2,376613854
	175	1,799680357
	200	1,185599311
6301 ZZ C4	165	2,827454036
	175	2,030819924
	200	0,95338056

Lampiran E.6 Hasil pengujian pada kecepatan 330 rpm

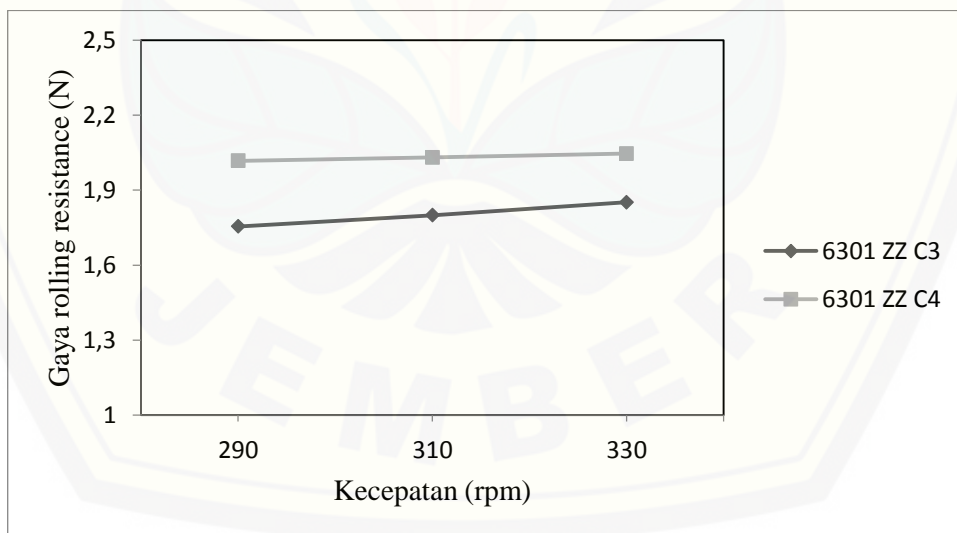
<i>Type bearing</i>	Beban (N)	$\bar{x} F_r$ (N)
6301 ZZ C3	165	2,419359516
	175	1,851433343
	200	1,22479392
6301 ZZ C4	165	2,816992053
	175	2,046155193
	200	0,978227393

Lampiran F. Grafik pengujian pada beban 165 N, 175 N, 200 N, dan kecepatan 290 rpm, 310 rpm, 330 rpm terhadap nilai gaya *rolling resistance*

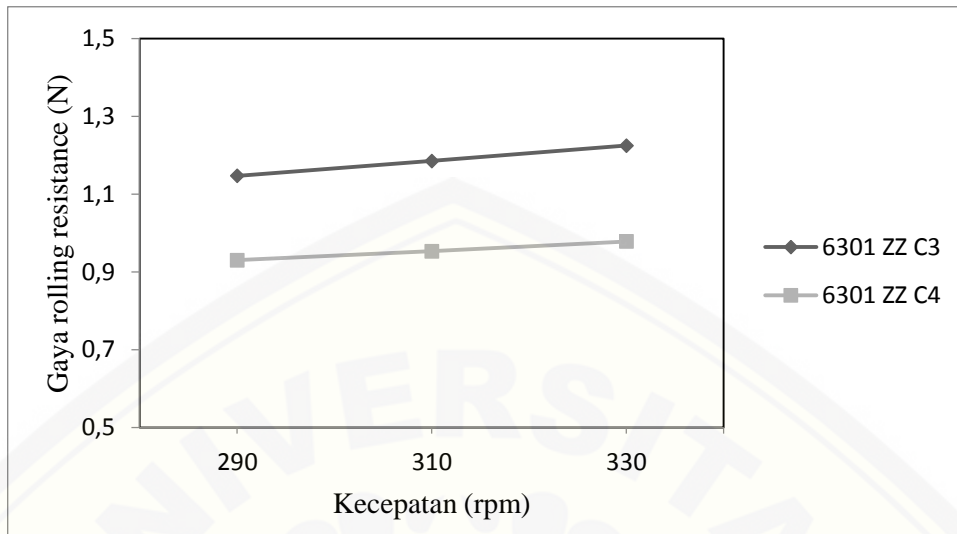
Lampiran F.1 Grafik beban 165 N terhadap nilai gaya *rolling resistance*



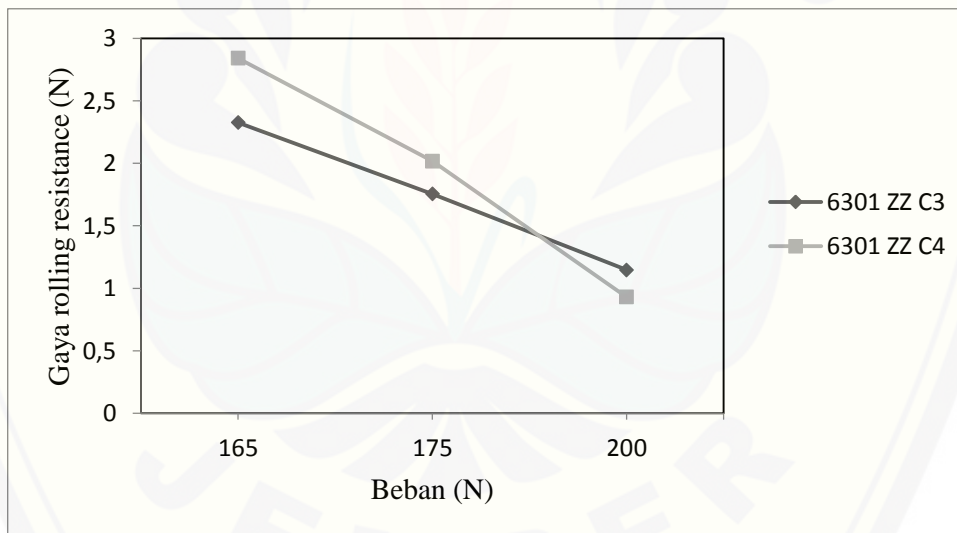
Lampiran F.2 Grafik beban 175 N terhadap nilai gaya *rolling resistance*



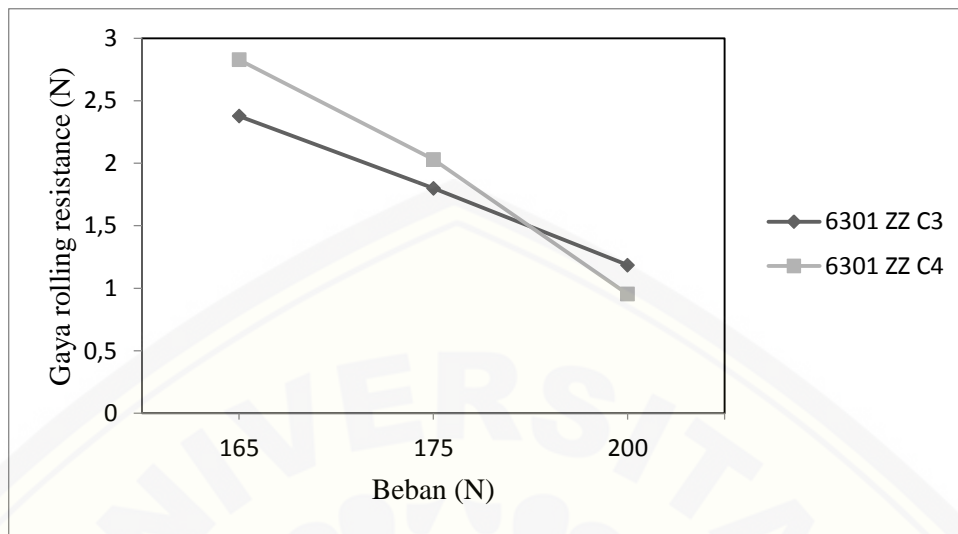
Lampiran F.3 Grafik beban 200 N terhadap nilai gaya *rolling resistance*



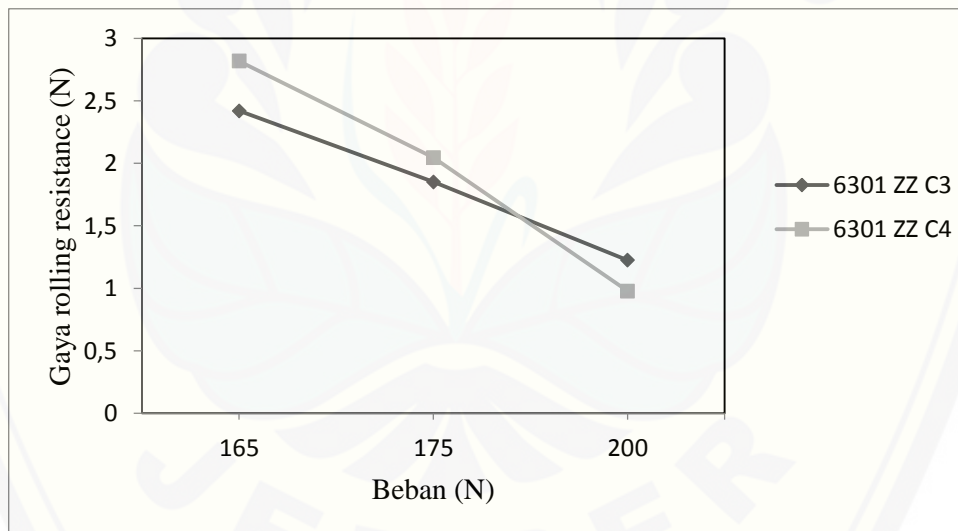
Lampiran F.4 Grafik kecepatan 290 rpm terhadap nilai gaya *rolling resistance*



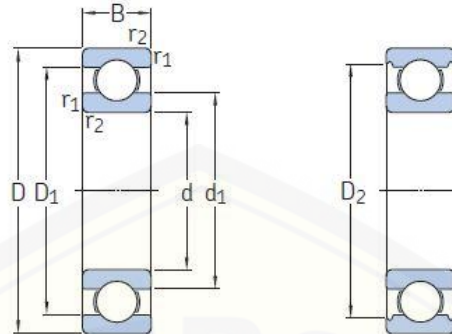
Lampiran F.5 Grafik kecepatan 310 rpm terhadap nilai gaya *rolling resistance*



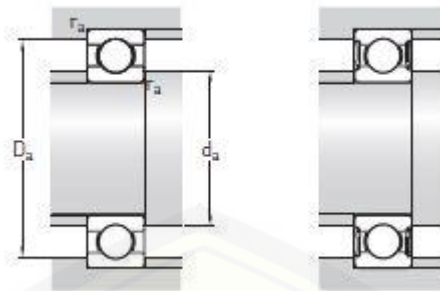
Lampiran F.6 Grafik kecepatan 330 rpm terhadap nilai gaya *rolling resistance*



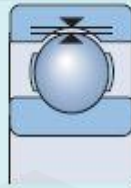
Lampiran G. Spesifikasi bearing



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations	
d	D	B	C	C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed ¹⁾		Bearing open or capped on both sides	capped on one side ¹⁾
mm			kN		kN	r/min		kg	-	
12	21	5	1,74	0,915	0,039	-	20 000	0,0063	▶ 61801-2RS1	-
	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	36 000	0,0063	▶ 61801-ZZ	-
	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	43 000	0,0063	▶ 61801	-
	24	6	2,91	1,46	0,062	-	19 000	0,011	▶ 61901-2RS1	-
	24	6	2,91	1,46	0,062	67 000	32 000	0,011	▶ 61901-ZZ	-
	24	6	2,91	1,46	0,062	67 000	40 000	0,011	▶ 61901	-
	28	8	5,4	2,36	0,1	60 000	38 000	0,021	▶ 6001	-
	28	8	5,4	2,36	0,1	-	17 000	0,022	▶ 6001-2RSH	6001-RSH
	28	8	5,4	2,36	0,1	60 000	30 000	0,021	▶ 6001-2RSL	6001-RSL
	28	8	5,4	2,36	0,1	60 000	30 000	0,022	▶ 6001-ZZ	6001-Z
	28	12	5,07	2,36	0,1	-	17 000	0,029	▶ 63001-2RS1	-
	30	8	5,07	2,36	0,1	-	17 000	0,028	▶ 16101-2RS1	-
	30	8	5,07	2,36	0,1	56 000	28 000	0,028	▶ 16101-ZZ	-
	30	8	5,07	2,36	0,1	60 000	38 000	0,026	▶ 16101	-
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	32 000	0,037	▶ 6201	-
	32	10	7,28	3,1	0,132	-	15 000	0,038	▶ 6201-2RSH	6201-RSH
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	26 000	0,038	▶ 6201-2RSL	6201-RSL
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	26 000	0,039	▶ 6201-ZZ	6201-Z
	32	14	6,89	3,1	0,132	-	15 000	0,045	▶ 62201-2RS1	-
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28 000	0,06	▶ 6301	-
	37	12	10,1	4,15	0,176	-	14 000	0,062	▶ 6301-2RSH	6301-RSH
37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	22 000	0,06	▶ 6301-2RSL	6301-RSL	
37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	22 000	0,063	▶ 6301-ZZ	6301-Z	
37	17	9,75	4,15	0,176	-	14 000	0,07	▶ 62301-2RS1	-	
15	24	5	1,9	1,1	0,048	-	17 000	0,0074	▶ 61802-2RS1	-
	24	5	1,9	1,1	0,048	60 000	30 000	0,0074	▶ 61802-ZZ	-
	24	5	1,9	1,1	0,048	60 000	38 000	0,0065	▶ 61802	-
	28	7	4,36	2,24	0,095	-	16 000	0,016	▶ 61902-2RS1	-
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	28 000	0,016	▶ 61902-2RZ	-
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	28 000	0,016	▶ 61902-ZZ	-
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34 000	0,016	▶ 61902	-
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,027	▶ 16002	-
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	26 000	0,025	▶ 16002-ZZ	16002-Z
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,03	▶ 6002	-
	32	9	5,85	2,85	0,12	-	14 000	0,03	▶ 6002-2RSH	6002-RSH
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	26 000	0,03	▶ 6002-2RSL	6002-RSL



Dimensions						Abutment and fillet dimensions				Calculation factors	
d	d ₁	d ₂	D ₁	D ₂	r _{1,2} min.	d _a min.	d _a max.	D _a max.	r _a max.	k _r	f ₀
mm						mm				-	
12	-	14,1	-	19	0,3	13,6	13,8	19	0,3	0,015	13
	14,8	-	-	19	0,3	14	14,7	19	0,3	0,015	13
	14,8	-	18,3	-	0,3	14	-	19	0,3	0,015	13
	-	15,3	-	21,4	0,3	14	15,2	22	0,3	0,02	15
	16	-	-	21,4	0,3	14	15,8	22	0,3	0,02	15
	16	-	20,3	-	0,3	14	-	22	0,3	0,02	15
	-	17	-	24,8	0,3	14	-	26	0,3	0,025	13
	-	14,7	-	24,8	0,3	14	15	26	0,3	0,025	13
	-	14,7	-	24,8	0,3	14	15	26	0,3	0,025	13
	17	-	-	24,8	0,3	14	16,9	26	0,3	0,025	13
	17	-	-	24,8	0,3	14	16,9	26	0,3	0,025	13
	17	-	-	24,8	0,3	14,4	16,6	27,6	0,3	0,025	13
	17	-	-	24,8	0,3	14,4	16,6	27,6	0,3	0,025	13
	17	-	-	24,8	0,3	14,4	-	27,6	0,3	0,025	13
	18,4	-	-	27,4	0,6	16,2	-	27,8	0,6	0,025	12
	-	16,2	-	27,4	0,6	16,2	16,5	27,8	0,6	0,025	12
	-	16,2	-	27,4	0,6	16,2	16,5	27,8	0,6	0,025	12
	18,4	-	-	27,4	0,6	16,2	18,4	27,8	0,6	0,025	12
	18,5	-	-	27,4	0,6	16,2	18,4	27,8	0,6	0,025	12
	19,5	-	-	31,5	1	17,6	-	31,4	1	0,03	11
	-	17,5	-	31,5	1	17,6	17,8	31,4	1	0,03	11
	-	17,5	-	31,5	1	17,6	17,6	31,4	1	0,03	11
	19,5	-	-	31,5	1	17,6	19,4	31,4	1	0,03	11
	19,5	-	-	31,5	1	17,6	19,4	31,4	1	0,03	11
15	17,8	-	-	22,2	0,3	17	17,8	22	0,3	0,015	14
	17,8	-	-	22,2	0,3	17	17,8	22	0,3	0,015	14
	17,8	-	21,3	-	0,3	17	-	22	0,3	0,015	14
	18,8	-	-	25,3	0,3	17	18,3	26	0,3	0,02	14
	18,8	-	-	25,3	0,3	17	18,3	26	0,3	0,02	14
	18,8	-	-	25,3	0,3	17	18,3	26	0,3	0,02	14
	18,8	-	-	25,3	0,3	17	-	26	0,3	0,02	14
	20,5	-	-	28,2	0,3	17	-	30	0,3	0,02	14
	20,5	-	-	28,2	0,3	17	20,1	30	0,3	0,02	14
	20,5	-	-	28,2	0,3	17	-	30	0,3	0,025	14
	-	18,3	-	28,2	0,3	17	18,5	30	0,3	0,025	14
	-	18,3	-	28,2	0,3	17	18,5	30	0,3	0,025	14



Bore diameter d		Radial internal clearance									
>	≤	C2		Normal		C3		C4		C5	
		min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.	min.	max.
mm		µm									
2,5	6	0	7	2	13	8	23	-	-	-	-
6	10	0	7	2	13	8	23	14	29	20	37
10	18	0	9	3	18	11	25	18	33	25	45
18	24	0	10	5	20	13	28	20	36	28	48
24	30	1	11	5	20	13	28	23	41	30	53
30	40	1	11	6	20	15	33	28	46	40	64
40	50	1	11	6	23	18	36	30	51	45	73
50	65	1	15	8	28	23	43	38	61	55	90
65	80	1	15	10	30	25	51	46	71	65	105
80	100	1	18	12	36	30	58	53	84	75	120
100	120	2	20	15	41	36	66	61	97	90	140
120	140	2	23	18	48	41	81	71	114	105	160
140	160	2	23	18	53	46	91	81	130	120	180
160	180	2	25	20	61	53	102	91	147	135	200
180	200	2	30	25	71	63	117	107	163	150	230
200	225	2	35	25	85	75	140	125	195	175	265
225	250	2	40	30	95	85	160	145	225	205	300
250	280	2	45	35	105	90	170	155	245	225	340
280	315	2	55	40	115	100	190	175	270	245	370
315	355	3	60	45	125	110	210	195	300	275	410
355	400	3	70	55	145	130	240	225	340	315	460
400	450	3	80	60	170	150	270	250	380	350	520
450	500	3	90	70	190	170	300	280	420	390	570
500	560	10	100	80	210	190	330	310	470	440	630
560	630	10	110	90	230	210	360	340	520	490	700
630	710	20	130	110	260	240	400	380	570	540	780
710	800	20	140	120	290	270	450	430	630	600	860
800	900	20	160	140	320	300	500	480	700	670	960
900	1 000	20	170	150	350	330	550	530	770	740	1 040
1 000	1 120	20	180	160	380	360	600	580	850	820	1 150
1 120	1 250	20	190	170	410	390	650	630	920	890	1 260
1 250	1 400	30	200	190	440	420	700	680	1 000	-	-
1 400	1 600	30	210	210	470	450	750	730	1 060	-	-

Lampiran H. Perhitungan kecepatan**1 Perhitungan keliling roda (ukuran 16 inchi)**

Diketahui :

Ukuran roda = 16 inchi

Perhitungan :

$$\begin{aligned}\text{Diameter roda} &= 16 \text{ inchi} \\ &= 16 \times 2,54 \text{ cm} \\ &= 40,64\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Keliling roda} &= \pi \times d \\ &= 3,14 \times 40,64 \\ &= 127,6 \text{ cm} \\ &= 1,276 \text{ m}\end{aligned}$$

a. Asumsi pada saat lomba

Diketahui :

$$\begin{aligned}\text{Jarak (s)} &= 1,27 \text{ km} \times 10 \text{ putaran} \\ &= 12,7 \text{ km}\end{aligned}$$

$$\text{Waktu (t)} = 30 \text{ menit} = 0,5 \text{ jam}$$

Perhitungan :

$$\begin{aligned}v &= \frac{s}{t} \\ &= \frac{12,7 \text{ km}}{0,5 \text{ jam}} \\ &= 25 \text{ km/jam}\end{aligned}$$

b. Asumsi pada saat *test drive* di Unej dengan waktu 28 menit

Diketahui :

$$\begin{aligned}\text{Jarak (s)} &= 1,1 \text{ km} \times 10 \text{ putaran} \\ &= 11 \text{ km}\end{aligned}$$

$$\text{Waktu (t)} = 28 \text{ menit} = 0,46 \text{ jam}$$

Perhitungan :

$$\begin{aligned} v &= \frac{s}{t} \\ &= \frac{11 \text{ km}}{0,46 \text{ jam}} \\ &= 24 \text{ km/jam} \end{aligned}$$

c. Asumsi pada saat di *test drive* di Unej dengan waktu 30 menit

Diketahui :

$$\begin{aligned} \text{Jarak (s)} &= 1,1 \text{ km} \times 10 \text{ putaran} \\ &= 11 \text{ km} \end{aligned}$$

$$\text{Waktu (t)} = 30 \text{ menit} = 0,5 \text{ jam}$$

Perhitungan :

$$\begin{aligned} v &= \frac{s}{t} \\ &= \frac{11 \text{ km}}{0,5 \text{ jam}} \\ &= 22 \text{ km/jam} \end{aligned}$$

d. Kecepatan sudut anguler (ω) = $\frac{v}{k}$

- $22 \text{ km/jam} = \frac{22 \text{ km/jam}}{1,276 \text{ m}} = \frac{366,6 \text{ m/menit}}{1,276 \text{ m}} = 287,3 \text{ rpm} = 290 \text{ rpm}$
- $24 \text{ km/jam} = \frac{24 \text{ km/jam}}{1,276 \text{ m}} = \frac{400 \text{ m/menit}}{1,276 \text{ m}} = 313,4 \text{ rpm} = 310 \text{ rpm}$
- $25 \text{ km/jam} = \frac{25 \text{ km/jam}}{1,276 \text{ m}} = \frac{416,6 \text{ m/menit}}{1,276 \text{ m}} = 326,5 \text{ rpm} = 330 \text{ rpm}$

Lampiran I. Foto alat

