



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM 184835

PENILAIAN PERILAKU MEKANIKAL DAN TERMOMEKANIKAL PADA RODA KERETA API BERKECEPATAN RENDAH

REFI TRIYULI ANTO
NRP. 021 1 16 40000 138

Dosen Pembimbing
Alief Wikarta, S.T., M.Sc.Eng., Ph.D.
NIP. 198202102006041002

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2020



TUGAS AKHIR - TM 184835

PENILAIAN PERILAKU MEKANIKAL DAN TERMOMEKANIKAL PADA RODA KERETA API BERKECEPATAN RENDAH

REFI TRIYULI ANTO
NRP. 021 1 16 40000 138

Dosen Pembimbing
Alief Wikarta, S.T., M.Sc.Eng., Ph.D.
NIP. 198202102006041002

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2020



FINAL PROJECT - TM 184835

**ASSESSMENT OF MECHANICAL AND
THERMOMECHANICAL BEHAVIOR OF
WHEEL ON LOW-SPEED TRAIN**

**REFI TRIYULI ANTO
NRP. 021 1 16 40000 138**

**Advisor
Alief Wikarta, S.T., M.Sc.Eng., Ph.D.
NIP. 198202102006041002**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2020**

**PENILAIAN PERILAKU MEKANIKAL DAN
TERMOMEKANIKAL PADA RODA KERETA API
BERKECEPATAN RENDAH**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

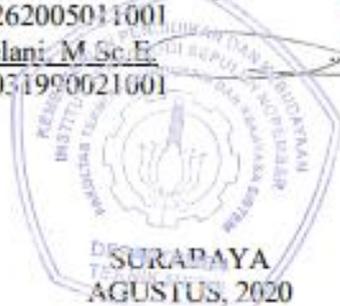
Oleh :

REFI TRIYULI ANTO

NRP. 02111640000138

Disetujui oleh:

1. Alief Wikarta, S.T., M.Sc.Eng., Ph.D. (Pembimbing)
NIP. 198202102006041002
2. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA. (Penguji I)
NIP. 196508101991021001
3. Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng., Ph.D. (Penguji II)
NIP. 197909262005011001
4. Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc.E. (Penguji III)
NIP. 196511031990021001



PENILAIAN PERILAKU MEKANIKAL DAN TERMOMEKANIKAL PADA RODA KERETA API BERKECEPATAN RENDAH

Nama Mahasiswa : Refi Triyuli Anto
Nrp : 021 1 16 40000 138
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Alief Wikarta, S.T., M.Sc.Eng., Ph.D.

Abstrak

Roda kereta adalah bagian kereta api yang sangat vital apabila terjadi kerusakan, maka dari itu harus dilakukan pemeriksaan secara rutin dan juga pergantian komponen roda kereta api secara berkala. Namun sayangnya di Indonesia khususnya komponen roda kereta masih membeli dari luar negeri. Maka dari itu penulis melakukan penelitian mengenai analisa tegangan pada roda kereta api dengan kecepatan rendah, kemudian menganalisa roda kereta api agar dapat diproduksi masal dan sesuai dengan standar roda kereta api EN 13979.

Metode penelitian yang dilakukan dengan metode numerik yaitu melakukan simulasi dengan menggunakan aplikasi ANSYS workbench transient structural. Roda disimulasikan sesuai dengan standar EN 13979 yaitu pengujian mechanical dan pengujian thermomechanical. Untuk pengujian thermomechanical dengan kondisi drag braking. Untuk pengujian mechanical pengujian thermomechanical pembebanan sesuai dengan perhitungan yang ada di standar.

Dari penelitian ini didapatkan hasil bahwa pengujian mechanical dan pengujian thermomechanical pada roda kereta api dengan menggunakan desain dari PT. INKA masih dalam batas yang diizinkan sesuai dengan standar EN 13979. Untuk pengujian mechanical hasil dari simulasi tegangan shear maksimal yaitu kondisi lurus 81.049 Mpa, belok 349.38 Mpa, dan crossing 347.02 Mpa. Untuk pengujian thermomechanical dihasilkan simulasi

untuk tegangan equivalent von misses rata-rata di setiap sector yaitu lokasi sector 0° sebesar 107.4462 Mpa, lokasi 120° sebesar 107.4462 Mpa, dan lokasi 240° sebesar 109.17 Mpa. Sedangkan untuk rata-rata dari total nilai pengukuran tegangan equivalent von misses di tiga sector yaitu tegangan yang dihasilkan adalah 108.1502 Mpa, dan hasil simulasi didapat lateral displacement yaitu + 0.73191 mm dan - 0.19644 mm. Dari pengujian mechanical dan pengujian thermomechanical dihasilkan juga distribusi tegangan equivalent von misses pada kontak yang terjadi dan diketahui kedalaman yang mengalami deformasi plastis yaitu kondisi belok pada kedalaman 1.5 mm, dan crossing pada 0.3 mm, sehingga harus dilakukan heat treatment pada tread roda kedalaman minimal 1.5 mm agar tidak terjadi kegagalan pada roda kereta api. Dari hasil simulasi didapatkan angka safety factor minimal yaitu kondisi lurus sebesar 3.3244, belok sebesar 0.79017, crossing sebesar 0.75207, dan braking sebesar 1.8407. Dikarenakan angka minimal safety factor adalah sebesar 0.75207 maka roda kereta api masih dalam batas operasi dan tidak perlu modifikasi pada roda kereta api.

Kata Kunci : Kecepatan Rendah , Mechanical, Roda Kereta Api, Stress Von Misses, Thermomechanical

ASSESSMENT OF MECHANICAL AND THERMOMECHANICAL BEHAVIOR OF WHEEL ON LOW-SPEED TRAIN

Name : Refi Triyuli Anto
Student's ID : 021 1 16 40000 138
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisory Lecture : Alief Wikarta, S.T., M.Sc.Eng., Ph.D.

Abstract

Train wheels are a vital part of a train in the event of damage, therefore routine inspections must be carried out and also the replacement of train wheels components periodically. But unfortunately in Indonesia, especially the components of the train wheels still buy from abroad. Therefore the authors conducted research on stress analysis on low-speed train wheels, then analyzed the train wheels so that they could be mass-produced and in accordance with EN 13979 train wheel standards.

The method of research carried out by the numerical method is to simulate using the ANSYS transient structural workbench application. The wheels are simulated according to EN 13979 standard, namely mechanical testing and thermomechanical testing. For thermomechanical testing with drag braking conditions. For mechanical testing the thermomechanical testing is in accordance with the calculations in the standard.

From this study, the results obtained that mechanical testing and thermomechanical testing on rail wheels using the design of PT. INKA is still within the permitted limits according to EN 13979 standard. For mechanical testing the results of the maximum shear stress simulation are 81,049 MPa straight conditions, turning 349.38 MPa, and crossing 347.02 MPa. For thermomechanical testing, simulation results for equivalent equivalent von misses voltage in each sector are 0° sector locations at 107.4462 MPa, 120° locations at 107.4462 MPa, and 240°

locations at 109.17 MPa. Whereas for the average of the total measured values of equivalent von misses stress in three sectors, the generated voltage is 108.1502 MPa, and the simulation results obtained are lateral displacement of + 0.73191 mm and - 0.19644 mm. From mechanical testing and thermomechanical testing, also produced equivalent von misses stress distribution on the contact that occurred and it was known that the depth experienced plastic deformation is turning conditions at a depth of 1.5 mm, and crossing at 0.3 mm, so that heat treatment must be carried out on the tread wheel at a minimum depth of 1.5 mm so that there is no tear on the train wheels. From the simulation results, the minimum safety factor is 3.3244, turning 0.79017, crossing 0.75207 and braking 1.8407. Due to the minimum safety factor number of 0.75207, the train wheels are still within the operational limits and there is no need to modify the train wheels.

Keywords: Low Speed, Mechanical, Railroad Wheels, Stress Von Misses, Thermomechanical

KATA PENGANTAR

Segala puji syukur saya sampaikan kehadirat Allah SWT yang telah memberikan rahmat, hidayah, rizki, dan kemudahn-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan baik.

Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan banyak terimakasih dikarenakan penulisan laporan tugas akhir ini melibatkan banyak orang, selain itu penulis menyadari bahwa dalam menyusun laporan tugas akhir bukan semata-mata atas kemampuan penulis sendiri. Penulis ingin mengucapkan terimakasih kepada semua pihak yang telah membantu saya dalam memberi dukungan dan membantu secara moral maupun material, antara lain :

1. Bapak Kusnan dan Ibu Kuswati, selaku orang tua penulis, Mas Febri dan Mas Agung, serta keluarga besar yang selalu memberikan semangat dan do'a-Nya sehingga terselesaikanya penulisan laporan tugas akhir ini.
2. Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA., selaku dosen pembimbing saya yang selalu sabar, selalu memberikan arahan, bimbingan, ilmu dan motivasinya kepada penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng., Ph.D., Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc, Alief Wikarta, ST., M.Sc.Eng., Ph.D., selaku dosen penguji yang telah memberikan masukan dan banyak saran dalam penyusunan tugas akhir ini.
4. Seluruh dosen, staff, karyawan Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknik Industri Dan Rekayasa Sistem Institut Teknologi Sepuluh Nopember yang telah mendukung saya selama ini baik dalam segi moral dan juga administrasi dalam melancarkan pengerjaan tugas akhir ini.

5. Teman-teman satu topik (Fajri, dan Shaffan) yang telah memberikan saya banyak saran dan masukan, serta mau diajak kerja sama sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
6. Teman-teman satu kontrakan SMRK (Fajri, Shaffan, Zulfan, Alvit, Tera, Rifqi, Iqra, Budi, Adit dan Fuad) yang telah melalui hari-hari bersama suka dan duka di Surabaya dalam mengerjakan penulisan laporan tugas akhir ini, semoga persahabatan kita sampai tua.
7. Teman-teman LBMM B-Nals yang telah memberikan banyak ilmu dan kebersamaanya selama penulis melakukan perkuliahan di Departemen Teknik Mesin ITS, terimakasih juga atas suka dan dukanya selama ini.
8. Bapak Ir. Witantyo, M. Eng. Sc., dan Bapak Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc., selaku pembimbing sapuangin dan Teman-teman Sapuangin periode 2018-2020 yang sudah saya repotkan, terimakasih juga atas ilmu dan kebersamaan suka dan suka selama dua tahun kepengurusan.
9. Seluruh rekan-rekan Laboratorium Mekanika Benda Padat yang telah memberikan saya bantuan dan dukunganya dalam proses penyelesaian tuga akhir ini.
10. Seluruh rekan-rekan Teknik Mesin ITS Fakultas Teknologi Industri Dan Rekayasa Sistem ITS khususnya angkatan M59 yang telah memberikan banyak cerita kepada penulis.

Semoga amal dan jasa yang diberikan dapat bermanfaat dan mendapatkan imbalan yang setimpal dari Allah SWT.

Penulis Menyadari bahwa masih banyak terdapat kekurangan dalam penyusunan laporan tugas akhir ini. Oleh karena itu, saran dan kritik untuk penulis sangat diharapkan.

Akhir kata, penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi banyak orang dan perkembangan ilmu pengetahuan. Amin.

Surabaya, Juli 2020

Penulis

DAFTAR ISI

Abstrak	i
Abstract	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xix
DAFTAR SIMBOL DAN SATUAN	xxi
BAB I	1
PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah	3
1.3. Batasan Masalah	4
1.4. Tujuan Penelitian	4
1.5. Manfaat Penulisan	5
BAB II	7
TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI	7
2.1. Tinjauan Pustaka	7
2.2. Dasar Teori	22
2.2.1 Roda Kereta (<i>Wheelset</i>)	22
2.2.2 Profil Roda Kereta	24
2.2.3 Keausan Tyre Wheel	26

2.2.4	Wheel (roda).....	28
2.2.5	Kontak antara Roda dengan Rel.....	30
	Teori Kontak	32
2.2.6	Herzt.....	32
2.2.7	Diameter Roda	34
2.2.8	Konsep Membelok	35
2.2.9	Lebar Jalan Rel.....	36
2.2.10	Beban Pada Kereta	37
2.2.11	Kondisi Pembebanan Pada Roda Kereta Api	39
2.2.12	Standar EN 13979-1:2003+A2:2011	50
2.2.14	Kerusakan Pada Roda Kereta Api.....	54
2.2.15	<i>Finite Element Method (FEM)</i>	56
BAB III.....		59
METODOLOGI PENELITIAN		59
3.1.	Metodologi.....	59
3.1.1	Flowchart Penelitian.....	59
3.1.2	Observasi	62
3.1.3	Rumusan Masalah	62
3.1.4	Studi Literatur	62
3.1.5	Penentuan Data Awal	62
3.1.6	Perhitungan Pembebanan Standar	78
3.1.7	Proses Desain.....	81
3.1.8	Uji Konvergensi Dan Validasi Model.....	88

3.1.9	Simulasi.....	98
3.1.10	Evaluasi.....	110
BAB IV	115
ANALISA DAN PEMBAHASAN	115
4.1.	Analisa Pada Pengujian <i>Mechanical</i>	115
4.1.1	Pada Kondisi Lurus.....	118
4.1.2	Pada Kondisi Belok.....	120
4.1.3	Pada Kondisi <i>Crossing</i>	121
4.2.	Analisa Pada Pengujian <i>Thermomechanical</i>	123
4.3.	Analisa Distribusi Tegangan Pada Kontak.....	126
4.3.1	Pada Kondisi Lurus.....	127
4.3.2	Pada Kondisi Belok.....	129
4.3.3	Pada Kondisi <i>Crossing</i>	132
4.3.4	Distribusi Tegangan Pada Kontak	134
4.4.	Validasi Roda Kereta Api Setelah Menggunakan Material Yang Sudah Dilakukan <i>Heat Treatment</i>	136
4.5.	Angka Keamanan Pada Setiap Simulasi	139
4.5.1	Pengujian <i>Mechanical</i>	139
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	143
5.1	Kesimpulan	143
5.2	Saran.....	144
DAFTAR PUSTAKA	146
LAMPIRAN	148

LAMPIRAN A : GEOMETRI RODA KERETA API KECEPATAN RENDAH.....	148
LAMPIRAN B : DATA TES Pengereman pada KERETA API	149
LAMPIRAN C : DATA TES Pengereman pada KERETA API	150
LAMPIRAN D : Matrik Tinjauan Pustaka	151
BIODATA PENULIS	152

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Penampang dari roda kereta	7
Gambar 2. 2 (a) Penerapan beban struktural dan kondisi boundary pada roda (b) Structural displacement dari roda kerana beban struktural.....	9
Gambar 2. 3 Von mises stress distribution karena beban struktural.....	9
Gambar 2. 4 Hasil penelitian (a) grafik variasi defleksi (b) grafkl variasi tegangan.....	10
Gambar 2. 5 Penampang dari roda kereta	11
Gambar 2. 6 Penampang rel U33 dan penampang rel UIC60	11
Gambar 2. 7 Bentuk meshing dari roda kereta dan rel	12
Gambar 2. 8 Pemodelan simulasi ABAQUS	13
Gambar 2. 9 Nilai maksimum tekanan dan tegangan von-mises pada kontak roda dan rel U33	13
Gambar 2. 10 Pengaruh dari diameter roda terhadap tekanan pada daerah kontak	14
Gambar 2. 11 Spesifikasi rel UIC 60kg/m	16
Gambar 2. 12 (a) Permukaan triangular meshing dalam fine quality (b) Bonded contact	16
Gambar 2. 13 Gambaran grafik dari tegangan geser	17
Gambar 2. 14 Analisa model dari tegangan geser (shear stress).....	17
Gambar 2. 15 Kontak rel-roda yang mirip dengan kontak antara dua silinder berdasarkan teori Hertz....	18
Gambar 2. 16 Kalkurator tegangan Hertzian.....	18
Gambar 2. 17 Gandar Roda tipe K-7	19
Gambar 2. 18 Hasil simulasi thermal transient analysis.....	21

Gambar 2. 19 Profil temperatur dengan pembebanan thermal sebesar 26kW drag braking selama 2700 s	21
Gambar 2. 20 Konisitas pada roda kereta	23
Gambar 2. 21 Tipe utama dari desain wheelset. (1. axle; 2. roda (wheel); 3. journal; 4. brake disc; 5. tooth gear) (Simon Iwnicki, 2006).....	24
Gambar 2. 22 Elemen utama dari sebuah profil roda (Simon Iwnicki, 2006).....	24
Gambar 2. 23 Profil umum roda: (a) untuk kereta barang dan penumpang (Russia); (b) untuk kereta cepat (Russia); (c) untuk kereta industri (Russia); (d) untuk kereta barang dan penumpang eropa; (e,f) untuk kereta kecepatan tinggi (Jepang) ...	26
Gambar 2. 24 Tread and flange wear	27
Gambar 2. 25 Situasi kontak yang memungkinkan antara roda dengan rel: (a) single-point contact; (b) two-point contact; (c) conformal contact.	27
Gambar 2. 26 jenis-jenis dari roda kereta api.	28
Gambar 2. 27 Derajat kebebasan dari wheelset	31
Gambar 2. 28 Ideal koefisien gesek pada roda kereta dan rel	31
Gambar 2. 29 Kontak Herztian : kasus kereta api	32
Gambar 2. 30 Pemodelan kontak Hertz antara dua benda silindris (Xiaoyin Zhu. 2012)	33
Gambar 2. 31 Setengah lebar b (Mahesh Buddhhe. 2016)	33
Gambar 2. 32 Geometri dari roda kereta	35
Gambar 2. 33 Redtenbacher formula untuk coned wheelset yang berputar melengkung.	36
Gambar 2. 34 Gaya yang bekerja pada saat kereta berbelok	36
Gambar 2. 35 Lebar jalan rel 1067 mm.....	37
Gambar 2. 36 Kemiringan (inclination) pada rel kereta api..	37

Gambar 2. 37 Radius belok pada lintasan belok.....	39
Gambar 2. 38 Free body diagram pada kereta api ketika berbelok	41
Gambar 2. 39 Free Body Diagram gaya yang bekerja pada rel dan roda ketika berbelok	42
Gambar 2. 40 free body diagram roda kereta api lintasan lurus.....	44
Gambar 2. 41 Free body diagram pada roda kereta api lintasan lurus	44
Gambar 2. 42 Free body diagram pada kereta api	46
Gambar 2. 43 Free body diagram pada kereta api tampak depan	48
Gambar 2. 44 Free body diagram roda kereta api pada saat pengereman.....	50
Gambar 2. 45 Pembebanan pada pengujian mechanical standar EN 13979.....	51
Gambar 2. 46 pemodelan untuk simulasi pengujian mechanical	52
Gambar 2. 47 Konfigurasi lokasi pengukuran tegangan di kedalaman rim dan tiga sector	54
Gambar 2. 48 Macam-macam kerusakan pada roda kereta api (a) cacat spalling wheel (b) cacat thermal wheel (c) cacat skidde/flat wheel (d) cacat Scaled wheel.....	55
Gambar 2. 49 Meshing pada plate.....	57
Gambar 3. 1 Flowchart Penelitian.....	61
Gambar 3. 2 Penampang dan dimensi Roda Kereta.....	66
Gambar 3. 3 Ukuran penampang rel R.42.....	67
Gambar 3. 4 Penampang Rel R.42.....	81
Gambar 3. 5 Tampilan awal aplikasi <i>solidwork</i>	82
Gambar 3. 6 Tampilan plane untuk membuat gambar 2D ...	82

Gambar 3. 7 Pemberian dimensi pada proses sketsa	83
Gambar 3. 8 Bentuk 3D dari rel kereta.....	83
Gambar 3. 9 Desain selesai menggunakan aplikasi <i>solidwork</i>	84
Gambar 3. 10 Penampang dari Roda kereta	84
Gambar 3. 11 Tampilan awal aplikasi <i>solidwork</i>	85
Gambar 3. 12 Tampilan membuat gambar 2D.....	85
Gambar 3. 13 Penambahan dimensi pada sketsa Roda kereta	86
Gambar 3. 14 Proses mengubah desain 2D menjadi 3D	86
Gambar 3. 15 Sketsa roda kereta 3D.....	87
Gambar 3. 16 Penggabungan rel dan roda kereta sketsa 2D	87
Gambar 3. 17 Bentuk 3D rel dan roda kereta	88
Gambar 3. 18 Set up material pada engineering data	90
Gambar 3. 19 Geometri roda kereta dan rel yang sudah di impor ke ANSYS.....	90
Gambar 3. 20 Meshing yang telah dilakukan	91
Gambar 3. 21 Hasil simulasi Equivalent stress von-mises	92
Gambar 3. 22 Hasil simulasi dan bentuk dari distribusi tegangan pada tread roda kereta	92
Gambar 3. 23 Hasil uji konvergensi	93
Gambar 3. 24 Meshing quality pada simulasi.....	94
Gambar 3. 25 Pengaturan meshing pada simulasi <i>thermomechanical</i>	95
Gambar 3. 26 Pengaturan meshing pengujian <i>thermomechanical</i>	95
Gambar 3. 27 Pengaturan pada transient thermal bagian drag braking.....	96
Gambar 3. 28 Pengaturan pada transient thermal pendinginan.....	96
Gambar 3. 29 Pengaturan pada static structural.....	96
Gambar 3. 30 Grafik Uji Konvergensi pengujian <i>thermomechanical</i>	98
Gambar 3. 31 Hasil <i>temperature</i> pada saat drag braking dan hasil <i>temperature</i> pada saat pendinginan.....	98

Gambar 3. 32 Diagram alir proses simulasi.....	100
Gambar 3. 33 Tampilan awal aplikasi ANSYS.....	101
Gambar 3. 34 Engineering data simulasi untuk material SSW-Q3S	101
Gambar 3. 35 Engineering data simulasi untuk material Rel R.42	102
Gambar 3. 36 Menu untuk membuka design modeler	102
Gambar 3. 37 Impor pada design modeler	103
Gambar 3. 38 Pemilihan material pada permodelan	103
Gambar 3. 39 Rel sebagai fixed support	104
Gambar 3. 40 Pembebanan pada roda kereta	104
Gambar 3. 41 Pembebanan pada roda kereta ketika <i>crossing</i>	105
Gambar 3. 42 Pembebanan pada roda bagian luar kereta ketika berbelok	106
Gambar 3. 43 Pengaturan meshing pada simulasi <i>thermomechanical</i>	106
Gambar 3. 44 Pengaturan meshing pengujian <i>thermomechanical</i>	107
Gambar 3. 45 Pembebanan <i>Thermomechanical</i>	107
Gambar 3. 46 Set up pada bagian mesh dan multizone.....	108
Gambar 3. 47 Meshing dengan sizing 37 mm, 60 mm dan face sizing 0.3 mm.....	108
Gambar 3. 48 Solution pada ANSYS <i>Transient structural</i> pengujian mechanical.....	109
Gambar 3. 49 Pengaturan output dari pengujian <i>thermomechanical</i>	109
Gambar 4. 1 Meshing dari simulasi keadaan lurus.....	119
Gambar 4. 2 Hasil dari tegangan dari maximum shear stress	119
Gambar 4. 3 Hasil dari tegangan dari maximum shear stress	119
Gambar 4. 4 Meshing dari simulasi kondisi berbelok	120
Gambar 4. 5 Hasil dari tegangan maximum shear stress pada bagian tread roda kereta api	121

Gambar 4. 6 Hasil simulasi kondisi belok untuk tegangan maximum shear stress	121
Gambar 4. 7 Meshing dari simulasi keadaan crossing	122
Gambar 4. 8 Lokasi kontak antara roda dan rel kondisi crossing	122
Gambar 4. 9 Hasil simulasi tegangan maximum shear stress keadaan crossing.....	122
Gambar 4. 10 Hasil simulasi pengujian thermomechanical	125
Gambar 4. 11 Hasil pengujian thermomechanical tegangan di lokasi 0°	125
Gambar 4. 12 Hasil pengujian thermomechanical tegangan di lokasi 120°	125
Gambar 4. 13 Hasil pengujian thermomechanical tegangan di lokasi 240°	125
Gambar 4. 14 Hasil dari lateral deformation	126
Gambar 4. 15 Grafik distribusi tegangan pada kondisi lurus	128
Gambar 4. 16 Hasil dari simulasi keadaan lurus yaitu tegangan equivalent von misses.....	129
Gambar 4. 17 Hasil tegangan equivalent von misses	129
Gambar 4. 18 Grafik distribusi tegangan pada kondisi belok	131
Gambar 4. 19 Lokasi dari equivalen von misses pada tread roda kereta api.....	131
Gambar 4. 20 Hasil simulasi kondisi belok untuk tegangan equivalent von misses	131
Gambar 4. 21 Grafik distribusi tegangan pada kondisi crossing	133
Gambar 4. 22 Hasil dari simulasi keadaan crossing	134
Gambar 4. 23 Hasil simulasi tegangan equivalent von misses keadaan crossing.....	134
Gambar 4. 24 Distribusi Tegangan Equivalent von misses Pengujian Mechanical	136

Gambar 4. 25 Hasil simulasi kondisi lurus setelah dilakukan proses heat treatment	138
Gambar 4. 26 Hasil simulasi kondisi belok setelah dilakukan proses heat treatment	139
Gambar 4. 27 Hasil simulasi kondisi crossing setelah dilakukan proses heat treatment.....	139
Gambar 4. 28 Angka safety factor pada kondisi lurus	140
Gambar 4. 29 Angka safety factor pada kondisi belok	141
Gambar 4. 30 Angka safety factor pada kondisi crossing ...	141
Gambar 4. 31 Angka safety factor pada kondisi thermomechanical	141

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Properti material	8
Tabel 2. 2 Standard rel india	15
Tabel 2. 3 Properti mekanika	15
Tabel 2. 4 Hasil dari simulasi drag braking dan stop braking dengan hoop stress.....	22
Tabel 2. 5 Kriteria roda kereta kecepatan rendah (Simon Iwnicki, 2006).....	30
Tabel 2. 6 Kecepatan maksdimal dan tipe rel yang digunakan	36
Tabel 2. 7 Peninggian Jalan Rel 1067 mm	40
Tabel 3. 1 Tabel data awal Roda kereta	63
Tabel 3. 2 Data awal Rel Kereta Tipe R.42.....	64
Tabel 3. 3 Data dari PT. INKA	65
Tabel 3. 4 Dimensi Penampang Rel	67
Tabel 3. 5 Tabel variasi ukuran meshing	93
Tabel 3. 6 Hasil simulasi uji konvergensi pengujian thermomechanical.....	97
Tabel 3. 7 Pengambilan data pengujian mechanical	110
Tabel 3. 8 Tabel variasi modifikasi roda kereta kondisi jalan lurus	111
Tabel 3. 9 Tabel variasi modifikasi roda kereta kondisi belok	111
Tabel 3. 10 Tabel variasi modifikasi roda kereta kondisi crossing	112
Tabel 3. 11 Tabel variasi modifikasi roda kereta pengujian thermomechanical.....	112
Tabel 4. 1 Pembebanan pada pengujian mechanical	116
Tabel 4. 2 Hasil simulasi pengujian mechanical	116
Tabel 4. 3 Hasil simulasi pengujian thermomechanical.....	124
Tabel 4. 4 Distribusi tegangan ewuivalent von misses pada daerah kontak kondisi pembebanan lurus	128

Tabel 4. 5 Distribusi tegangan pada kontak pembebanan kondisi belok.....	130
Tabel 4. 6 Distribusi tegangan pada kontak pembebanan kondisi crossing.....	133
Tabel 4. 7 Hasil simulasi pengujian mechanical sebelum dan sesudah proses heat treatment.....	138
Tabel 4. 8 Angka safety factor hasil simulasi.....	140

DAFTAR SIMBOL DAN SATUAN

$R_{1,2}$ = jari-jari silinder

E = modulus *elastis* silinder

ν = rasio Poisson silinder

F = gaya yang diaplikasikan

L = panjang dari kontak

b = panjang $\frac{1}{2}$ kontak yang terjadi

P_v = beban vertical (N)

P_1 = berat badan kereta siap operasi (Kg)

P_2 = berat jumlah penumpang (Kg)

V = kecepatan maksimum kereta pada tikungan (m/s atau km/jam)

R = radius tikungan (m)

W = beban kereta (N)

g = gaya gravitasi (m/s^2)

F_s = gaya sentrifugal (N)

l = jarak antara kedua titik kontak antara roda dengan kepala rel.

h = peninggian rel (mm)

H = Gaya sentrifugal pada roda = $1/8 F_s$

F_n = gaya normal bidang (N)

F_v = gaya vertical (N)

F_t = Gaya akibat akselerasi

m = Massa kereta (Kg)

a = Akselerasi kereta (m/s^2)

A = Jarak antara *center of gravity* ke *bogie* depan (m)

B = Jarak antara *center of gravity* ke *bogie* belakang (m)

C = Titik acuan pusat *bogie* belakang

D = Titik acuan tengah kereta diantara dua *bogie*

M = Momen gaya (Nm)

l = Jarak pusat roda ke roda yang lain (m)

Θ = Sudut yang diakibatkan oleh superelevasi ($^\circ$)

t = Tinggi *center of gravity* (m)

F_p = Gaya piston (N)

A_r = Luas efektif dari piston (cm^2)

p = Tekanan pada distributor valve (bar)

F_c = *Counter Force* (N)

F_r = Gaya pada *rigging* (N)

i_c = Rasio *rigging* sebelum *slack adjuster*

F = Total gaya pengereman (N)

n = Jumlah silinder pengereman

i = Total rasio *rigging*

i_b = Rasio *rigging* setelah *slack adjuster*

F_q = *Counter force* (N)

Eff = efisiensi

F_b = Gaya pengereman pada satu *brake shoe* (N)

n_b = Jumlah *brake shoe* setiap gerbong

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Peningkatan penggunaan transportasi massal di Indonesia meningkat dengan sangat tinggi seiring dengan meningkatnya mobilitas masyarakat di Indonesia dan salah satu alat transportasi massal yang menjadi pilihan adalah kereta api. Kereta api dipilih oleh banyak masyarakat dikarenakan kenyamanan dan ketepatan waktu beroperasinya. Kereta api juga menjadi salah satu transportasi yang digunakan untuk meningkatkan ekonomi masyarakat, dengan mudahnya pengiriman barang akan mempercepat peningkatan ekonomi di suatu wilayah. Peningkatan penggunaan alat transportasi ini mendorong kebutuhan perawatan untuk menjaga agar kereta api sekemudian dalam kondisi yang optimal dalam beroperasi. Salah satu komponen yang harus dilakukan perawatan adalah roda kereta. Roda kereta menjadi salah satu komponen yang penting dalam beroperasinya kereta api karena ketika terjadi kegagalan pada roda kereta api akan mengancam nyawa para penumpang kereta api.

Roda kereta merupakan komponen yang sangat penting karena menopang beban kereta api supaya tetap pada rel kereta. Ada tipe kereta api yang ditinjau dari kecepatannya yaitu kereta kecepatan rendah, kecepatan menengah dan kecepatan tinggi. Pada kereta dengan tipe kecepatan rendah yaitu kereta dengan kecepatan kurang dari 80 km/jam. Sebuah roda kereta api memiliki tiga bagian yaitu *tyre*, *disk* dan *hub*. Terdapat tiga jenis roda kereta api berdasarkan struktur dari roda kereta, yang pertama adalah solid wheel apabila ketiga bagian yaitu *tyre*, *disk* dan *hub* menyatu. Sedangkan yang kedua adalah tipe Tyre Wheel dimana tiga bagian roda kereta dapat di bongkar pasang. Sedangkan yang ketiga adalah roda kereta dengan tipe Assemble wheel dimana pada roda kereta ini disipkan material yang mempunyai modulus *elastisitas* lebih rendah untuk membantu mengurangi gaya frekuensi tinggi yang

bekerja dikarenakan getaran yang terjadi pada roda kereta dan rel . jika dilihat dari *cross – section, disk* roda kereta api dapat berbentuk *straight, conical, S-shaped* dan *corrugated*. Kelebihan dari *straight disk* adalah akan dapat mengurangi berat dari roda, sedangkan *conical* dan *S-shaped* dapat meningkatkan fleksibilitas roda sehingga dapat mengurangi gaya yang terjadi karena interaksi antara roda dengan rel seperti getaran yang terjadi dan mengurangi akibat dari gaya tumbuk yang terjadi. Terdapat tiga bagian pada *tyre wheel profile* yaitu *flange, tread* dan *chamfer*. *Wheel set* adalah dua roda kereta dan poros serta bearing.

Untuk tugas akhir ini akan membahas roda kereta api yang didesain untuk *low speed train* dengan melakukan simulasi menggunakan aplikasi ANSYS sesuai dengan standar EN 13979 yaitu simulasi pengujian *mechanical* dan pengujian *thermomechanical*, kemudian roda kereta api dianalisa menggunakan teori kegagalan *von misses* untuk mengetahui distribusi tegangan pada roda kereta api, sehingga mengetahui proses manufaktur yang harus dilakukan, serta mengetahui angka *safety factor* pada roda kereta api.

Salah satu penelitian tentang roda kereta dilakukan oleh P. Vinod 2014 dengan melakukan analisis *stress* yang dilakukan pada *rail loco wheel* dengan menggunakan perangkat lunak analisis ANSYS, yang dimodelkan sebagai model 2D axisymmetric menggunakan PRO-E serta setelah itu dilakukan penelitian tentang efek dari memvariasikan profil dari roda untuk melihat deformasi dan tegangan karena termal dan juga beban mekanik serta beban gabungan. Dari penelitian yang dilakukan dapat diketahui bahwa pemberian modifikasi *fillet radius* pada *interface* dapat mengurangi nilai defleksi dan *stress* yang dialami roda bila. Penelitian yang kedua dilakukan oleh Roya Sadat Ashofteh dengan judul *Stress Analysis in the Elastic-Plastic Analysis of Railway Wheels* melakukan permodelan terhadap kontak *stress* dari roda dan rel yang biasa digunakan oleh armada iran, pemodelan dilakukan pada dua kondisi load yaitu *transient load* (beban statis). Selain itu peneliti menganalisa efek dari diameter roda, *axle load*,

material roda, dan tipe rel terhadap nilai *stress*nya. Untuk menghitung tekanan dalam area kontak rel dan roda dapat dihitung dengan dua cara yaitu dengan metode Hertzian teori dan metode elemen hingga (FEM). Penelitian yang ketiga dilakukan oleh Davendra Singh pada tahun 2016, peneliti melakukan pemodelan dan analisa geometri dari roda dan rel untuk mengetahui nilai maksimum tegangan geser (*shear stress*) kontak mealui tiga cara yang berbeda. Dalam melakukan pemodelan, sangat penting untuk menjaga keakuratan desain dan dimensi dari rel dan roda, oleh karena itu peneliti memodelkan rel dari standar internasional yang disediakan oleh UIC (*International Union of Railways*) dan model dari roda didapatkan dari pabrik roda kereta di India yang terletak di Bangalore. Karena nilai maksimum kontak *stress* yang diizinkan untuk *broad gauge* adalah 30% dari nilai UTS yaitu 27 Kg/mm² maka semua perhitungan yang dilakukan oleh peneliti tersebut masih dalam batas yang diizinkan sehingga dapat dikatakan aman untuk rel UIC 60 kg dengan 90 UTS menampung *axle load* sebesar 33.6 ton. Dimana biasanya kereta barang india hanya memiliki *axle load* sebesar 25ton untuk rel UIC 60 kg.

1.2. Perumusan Masalah

Dari uraian pendahuluan di atas, permasalahan yang perlu dikaji dalam penelitian ini adalah :

1. Bagaimana verifikasi dengan pemodelan numerik kekuatan roda kereta api kecepatan rendah yang sudah ada dari PT. INKA berdasarkan standar EN 13979?
2. Bagaimana mendapatkan distribusi tegangan yang sudah mencapai plastis arah kedalaman roda sebagai indikator kegagalan pada roda kereta api kecepatan rendah yang sudah diverifikasi berdasarkan standar EN 13979?
3. Bagaimana mengetahui angka *safety factor* pada roda kereta api dan jika diperlukan dilakukan modifikasi pada daerah *over design*?

1.3. Batasan Masalah

Analisa pada Tugas Akhir ini dilakukan terhadap Roda Kereta Api. Selain itu, batasan masalah pada Tugas Akhir ini adalah :

1. Analisa tegangan kontak pada roda kereta api dan rel kereta api dengan menggunakan metode elemen hingga dan pembebanan statis.
2. Beban yang digunakan adalah sesuai dengan standar EN 13979.
3. Pada simulasi digunakan tipe rel R42, dengan lebar rel 1067mm.
4. Simulasi dilakukan dengan dua pengujian yaitu pengujian *mechanical* dan pengujian *thermomechanical*.
5. Gaya hambat angin akibat hebusan angin diabaikan, dan suspensi pada bogie diabaikan.
6. Desain roda kereta api hanya menggunakan kondisi rim roda kereta baru.
7. Pada *web* roda kereta api dianggap sebagai *machined web* untuk menentukan pembanding dari pengujian *mechanical* sesuai dengan berkas yang diberikan PT. INKA.

1.4. Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penyusunan tugas akhir ini adalah :

1. Mengetahui verifikasi dengan pemodelan numerik kekuatan roda kereta api kecepatan rendah yang sudah ada dari PT. INKA berdasarkan standar EN 13979.
2. Mendapatkan distribusi tegangan yang sudah mencapai plastis arah kedalaman roda sebagai indikator kegagalan pada roda kereta api kecepatan rendah yang sudah diverifikasi berdasarkan standar EN 13979.
3. Mengetahui angka *safety factor* pada roda kereta api dan jika diperlukan dilakukan modifikasi pada daerah *over design*.

1.5. Manfaat Penulisan

Adapun manfaat dari penyusunan tugas akhir ini adalah :

1. Hasil penelitian ini diharapkan dapat menambah referensi tentang pengaruh modifikasi Roda kereta api kecepatan rendah sehingga nantinya bisa diproduksi masal roda kereta api kedepannya.
2. Sebagai media penelitian dan pengembangan ilmu pengetahuan khususnya di bidang desain roda kereta api.
3. Meningkatkan kemampuan mahasiswa dalam penggunaan software berkaitan dengan bidang yang digeluti.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II

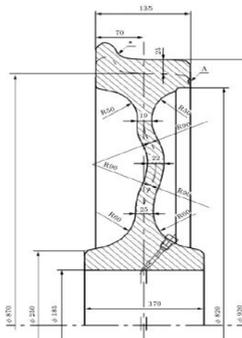
TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

Pada bab ini akan dibahas tentang kajian pustaka yang membahas ringkasan dari penelitian-penelitian terdahulu yang berisikan jurnal-jurnal yang berkaitan dengan penelitian dan dasar teori yang menjelaskan tentang Roda Kereta.

2.1. Tinjauan Pustaka

Penelitian sebelumnya yang masih terkait dengan penelitian penulis dan bisa dijadikan referensi yaitu yang pertama dari penelitian P. Vinod pada tahun 2014, yang kedua dari penelitian Roya Sadat Ashofteh, Ali Mohammadnia. (2014), penelitian yang ke tiga oleh Davendra Singh pada tahun 2016, dan yang ke empat penelitian oleh Nurato Kushardiyanto. (2017).

Penelitian yang pertama dilakukan oleh P. Vinod 2014 dengan judul *Analysis of Railway Wheel to Study the Stress Variations* melakukan analisis *stress* yang dilakukan pada *rail loco wheel* dengan menggunakan perangkat lunak analisis ANSYS, yang dimodelkan sebagai model 2D axisymmetric menggunakan PRO-E serta setelah itu dilakukan penelitian tentang efek dari memvariasikan profil dari roda untuk melihat deformasi dan tegangan.



Gambar 2. 1 Penampang dari roda kereta

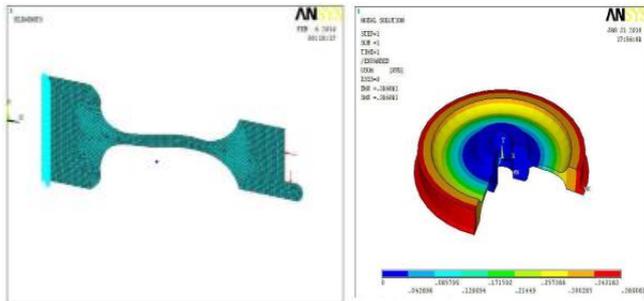
Penelitian ini menggunakan jenis *solid wheel* dengan memiliki diameter dari hub adalah 467.5 mm dan lebar roda yang bersentuhan dengan rel adalah 98.04 mm dengan memodelkan menggunakan elemen berbeda pada ANSYS yaitu dengan menggunakan PLANE 77 yaitu padatan termal 2-D, 8-node yang memiliki satu derajat kebebasan, suhu, di setiap node untuk analisa thermal dan PLANE 183 adalah lebih tinggi dari 2-D, 8-node atau 6-node elemen yang memiliki perilaku perpindahan kuadratik dan baik digunakan untuk permodelan *irregular meshes* sehingga elemen ini cocok untuk melakukan analisa struktural.

Peneliti menggunakan bahan yang dipilih untuk analisis adalah AAR M107 class U, yang memiliki sifat ulet dan merupakan baja karbon tinggi dengan persentase karbon 0.6 – 0.79 %. Diasumsikan *bogie* beroda 4 yang membawa beban sebesar 220 KN. *Bogie* melaju pada kecepatan 80 Km/h. roda juga terkena beban vertical dan horizontal yang bernilai 320 kN dan 160kN.

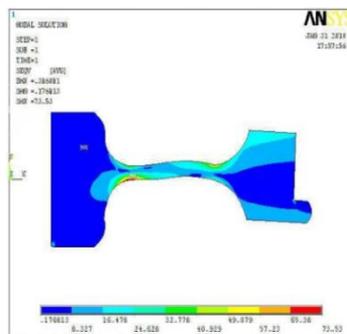
Tabel 2. 1 Properti material

Property	SI units
Thermal conductivity	49.83063e-3W/mm-k
Specific heat	0.45757e3 J/ Kg-K
Density	7833.4114e-9 Kg/mm ³
Young's modulus	2.012e5 N/mm ²
Poisson ratio	0.3
Coefficient of thermal expansion	1.69971e-5 m/mm-K
Film coefficient	28.3768e-6 W/mm ² -K
Bulk temperature	291.11K

Roda diberikan beban vertical sebesar 320 kN dan beban horizontal sebesar 160 kN pada bagian rim serta bagian hub dianggap sebagai constrained.



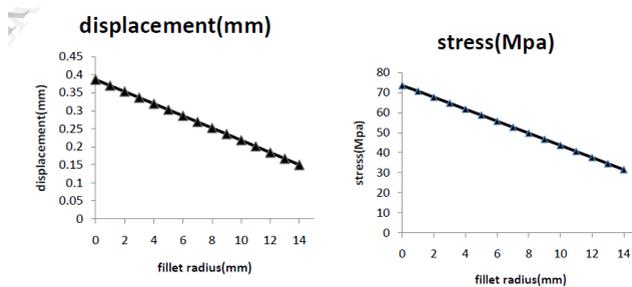
Gambar 2. 2 (a) Penerapan beban struktural dan kondisi *boundary* pada roda (b) *Structural displacement* dari roda karena beban struktural



Gambar 2. 3 *Von mises stress* distribution karena beban struktural.

Dari analisa ini didapat nilai defleksi maksimum sebesar 0.38606 mm pada bagian rim dari roda dan didapatkan nilai *stress* maksimum sebesar 73.53 N/mm² dibagian bawah dari *plate*.

Peneliti memprofile ulang dengan mempertimbangkan *fillet* di antarmuka dengan melakukan analisa statis, thermal, dan beban gabungan yang dilakukan pada roda *re-profiled* dan hasilnya akan dibuat grafik antara jari-jari *fillet* dan perpindahan, serta *stress*.



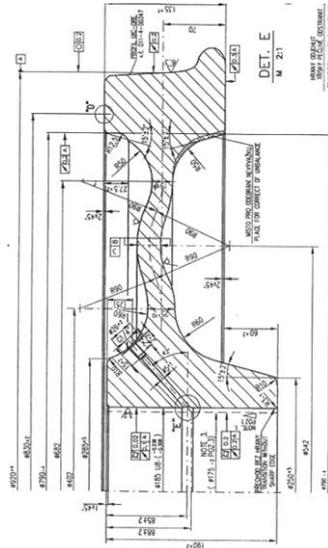
Gambar 2. 4 Hasil penelitian (a) grafik variasi defleksi (b) grafik variasi tegangan

Dari seluruh gambar diatas dapat disimpulkan bahwa pemberian modifikasi *fillet radius* pada *interface* dapat mengurangi nilai defleksi dan *stress* yang dialami roda. Semakin besar *fillet radius* maka tegangan yang dihasilkan akan semakin kecil dan juga semakin besar *fillet radius* regangan yang terjadi pada roda kereta akan semakin kecil.

Penelitian kedua dilakukan oleh Roya Sadat Ashofteh dengan judul *Stress Analysis in the Elastic-Plastic Analysis of Railway Wheels* melakukan permodelan terhadap kontak *stress* dari roda dan rel yang biasa digunakan oleh armada iran, pemodelan dilakukan pada kondisi load yaitu *static load* (beban statis). Selain itu peneliti menganalisa efek dari diameter roda, *axle load*, material roda, dan tipe rel terhadap nilai *stress*nya. Untuk menghitung tekanan dalam area kontak rel dan roda dapat dihitung dengan dua cara yaitu dengan metode Hertzian teori dan metode elemen hingga (FEM). Teori hertz didasarkan pada asumsi *elastisitas* material dalam area kontak dan keadaan statis yang mengabaikan koefisien gesek. Untuk menilai keakuratan dari model yang akan digunakan, model *elastis* dari rel dan roda akan diberi beban statis agar nilai *stress* dari area kontak dapat dibandingkan dengan teori hertz.

Peneliti menggunakan roda dengan diameter 920 mm yang biasa digunakan armada iran dengan model rel UIC60 dan U33

yang mempunyai kemiringan 1:20. Panjang rel dianggap 600 mm untuk pemodelan pada roda dianggap sebagai tipe *deformable solid*.



Gambar 2. 5 Penampang dari roda kereta

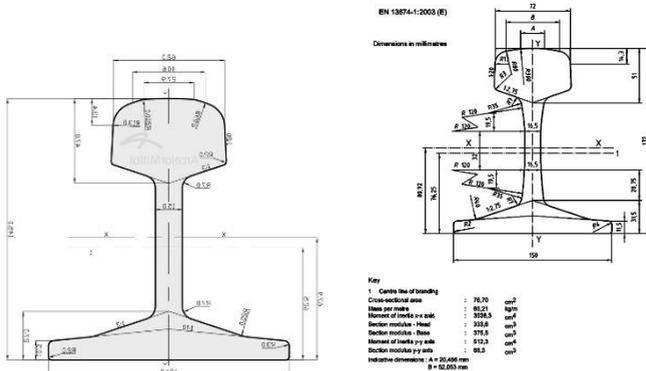
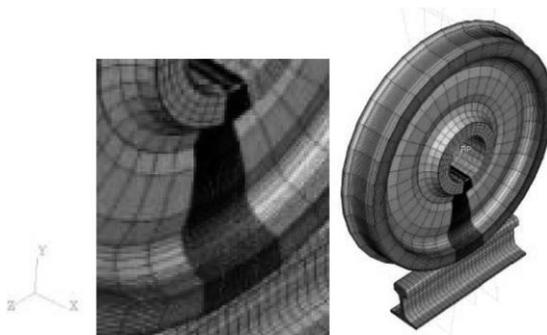


Figure A.21 – Rail profile 60 E 1

Gambar 2. 6 Penampang rel U33 dan penampang rel UIC60

Roda diberi material R7T dengan nilai modulus *elastis* 206 GPa, *yield stress* 545 MPa, dan koefisien poisson 0,27. Rel UIC60 dan U33 memiliki nilai modulus *elastis* 210 GPa, *yield stress* 550 MPa, dan koefisien poisson 0.3. untuk pemodelan pertama ini rel dan roda dianggap sepenuhnya *elastis* agar dapat dibandingkan nilai *stress*nya dengan teori hertz. Area kontak diasumsikan berada 70 mm dari *flange* dan diberikan beban statis pada tiap roda sebesar 63.75 kN (karena beban kereta saat penuh adalah 51 ton). Diberikan kondisi *boundary* nya dengan rel solid dan di *restrained* (*fixed*). Roda ditahan pada segala arah kecuali arah vertical untuk diberikan beban statis. Kemudian dilakukan *meshing* dengan tipe C3D8R dan *meshing* lebih kecil diaplikasikan pada kontak area antara roda dan rel. Didapatkan nilai kontak *pressure* sebesar 485 Mpa

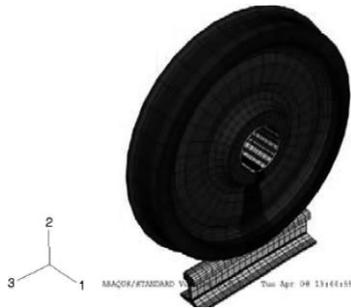


Gambar 2. 7 Bentuk *meshing* dari roda kereta dan rel

Karena nilai dari kontak *pressure* lebih kecil dari batas *yield* dari roda (545 MPa) maka roda tidak masuk kondisi *plastis*. Berdasarkan dari teori Hertz (metode analisis) nilai kontak *pressure* untuk roda dan rel UIC60 adalah 497 MPa. Hasil dari metode FEM menyerupai hasil dari teori Hertz hanya dengan perbedaan 2%.

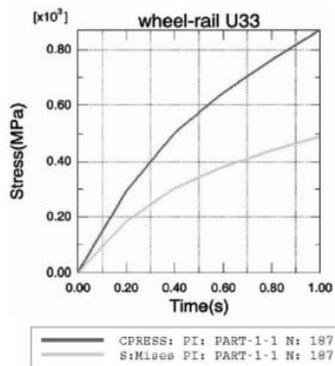
Permodelan dan analisis roda dengan rel U33. Karena radius curve dari rel U33 lebih kecil dari rel UIC60 maka kontak

area seharusnya lebih kecil dan kontak *pressure* lebih besar. Pemodelan dilakukan menggunakan computer dapat dilihat pada gambar 2. Q.



Gambar 2. 8 Pemodelan simulasi ABAQUS

Pada analisa statis, deformasi *plastis* dari rel diabaikan dan rel dianggap diskrit dan *rigid* (kaku). Bentuk elemen roda adalah tipe C3D8R dan bentuk elemen rel adalah R3D4.

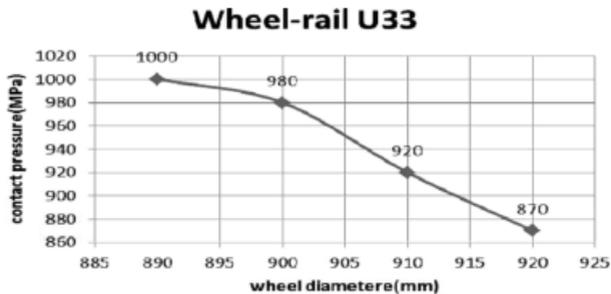


Gambar 2. 9 Nilai maksimum tekanan dan tegangan von-mises pada kontak roda dan rel U33

Setelah dilakukan analisa didapatkan *maximum pressure* (tekanan maksimal) sebesar 870 MPa dan *stress von-mises* sebesar 489 Mpa.

Berdasarkan analisa dari program, nilai tekanan maksimum akan sama dengan 870 MPa, karena nilai *stress von-mises* pada langkah *elastis-plastis* adalah 489 MPa. Nilai ini kurang dari nilai *yield stress* roda, maka *stress* tidak memasuki batas *plastis*, maka dari itu dapat dilihat bahwa dalam kondisi pembebanan statis hasil analisa *elastis* dan *elastis-statis* adalah sama.

Selain analisa pembebanan statis pada mode *elastis* dan *elastis-plastis*, penelitian ini juga menganalisa efek parameter dari roda dan rel terhadap *stress*. Ada 4 hal yang dianalisa yaitu efek dari diameter roda,.



Gambar 2. 10 Pengaruh dari diameter roda terhadap tekanan pada daerah kontak

Grafik pada Gambar 2.10 menunjukkan efek diameter roda terhadap nilai tegangan, dengan beban yang dibebankan pada roda S1002 pada rel U33 nilai kontak *stress* akan bervariasi tergantung dari besar diameter rodanya. Dari gambar diatas diberikan diameter 920, 910, 900, dan 890 mm. dapat disimpulkan peningkatan diameter roda menyebabkan berkurangnya kontak *pressure* maka nilai tegangan akan berkurang.

Dari hasil analisa didapatkan nilai maksimum tekanan dan tegangan von-mises pada daerah kontak. Nilai maksimum tekanan sebesar 870 Mpa dan nilai maksimum tegangan von-mises sebesar 489 Mpa (terjadi pada node-187). Dari modifikasi diameter roda

disimpulkan bahwa semakin besar nilai diameter roda akan mengurangi nilai maksimum tekanan kontak sehingga semakin kecil pula nilai dari tegangan kontakannya.

Penelitian yang ketiga dilakukan oleh Davendra Singh pada tahun 2016 dengan judul *Computational Static Analysis of Rail-Wheel Model of Indian Railways*, peneliti melakukan pemodelan dan analisa geometri dari roda dan rel untuk mengetahui nilai maksimum tegangan geser (*shear stress*) kontak melalui tiga cara yang berbeda. Dalam melakukan pemodelan, sangat penting untuk menjaga keakuratan desain dan dimensi dari rel dan roda, oleh karena itu peneliti memodelkan rel dari standar internasional yang disediakan oleh UIC (*International Union of Railways*) dan model dari roda didapatkan dari pabrik roda kereta di India yang terletak di Bangalore. Berikut merupakan rel yang sering digunakan oleh perkeretaapian india :

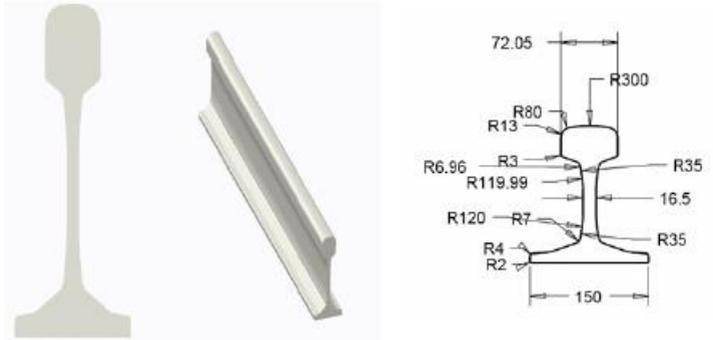
Tabel 2. 2 Standard rel india

Gauge	Rail Section	Type of Section	Rail length
Broad Gauge	60 kg/m	UIC	13 m
Broad Gauge	52 kg/m	IRS	12 m

Karena yang paling banyak digunakan adalah bagian UIC maka peneliti memilih rel UIC 60kg/m (didesain untuk menampung hingga kecepatan 160 km/jam) ini sebagai geometri dalam pemodelannya. Berikut merupakan material *grade 880* (UTS 90 Mpa).

Tabel 2. 3 Properti mekanika

880	5.1×10^5	380	1.82×10^5	480	0.382	37000
(Mpa)	(GPa)	Hardness	(N/mm ²)	Hardness	Poisson's ratio	Inertia
UTS	Modulus E	Rockwell	Young's	Blair		Modulus

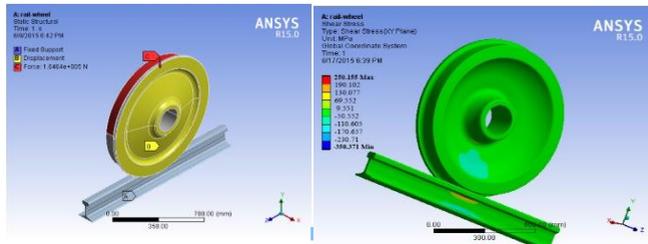


Gambar 2. 11 Spesifikasi rel UIC 60kg/m

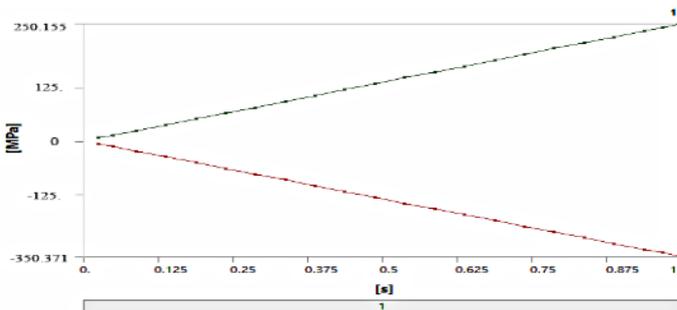
Selain spesifikasi rel diatas, berikut juga disediakan spesifikasi roda yang didapatkan dari pabrik roda kereta india. Pada simulasi diketahui nilai *wheel load* yaitu sebesar 164640 N yang diaplikasikan pada roda bagian atas sebagai *vertical load* nya kemudian dilakukan simulasi untuk mendapatkan tegangan gesernya sebagai berikut



Gambar 2. 12 (a) Permukaan triangular *meshing* dalam *fine quality* (b) *Bonded contact*



Gambar 2. 14 Analisa model dari tegangan geser (*shear stress*)



Gambar 2. 13 Gambaran grafik dari tegangan geser

Tegangan geser kontak berdasarkan rumus Hertzian. Dapat diketahui menggunakan rumus dari maksimum tegangan geser (T_{max}) sebagai berikut :

$$T_{max} = 4.13 \left(\frac{P}{R} \right)^{1/2} \quad (2.1)$$

Dimana T_{max} dalam kg/mm^2 , R adalah jari jari roda dalam mm dan P adalah beban statis roda dalam kg + 1000 kg karena pembebanan saat belokan. Dengan mensubstitusi nilai. $P = 164640 \text{ N} = 16782.87 \text{ kg} + 1000 \text{ kg}$ karena pembebanan belokan =

17782.87 kg, $R = 500$ mm Didapatkan nilai T_{max} sebesar 24.63 kg/mm^2 .



Gambar 2. 15 Kontak rel-roda yang mirip dengan kontak antara dua silinder berdasarkan teori Hertz

Calculator:

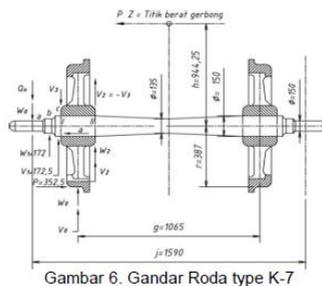
INPUT PARAMETERS				
Parameter	Symbol	Object-1	Object-2	Unit
Object shape		Cylinder ▾	Cylinder ▾	
Poisson's ratio	ν_1, ν_2	0.265	0.265	
Elastic modulus	E_1, E_2	200	-210	GPa ▾
Diameter of object	d_1, d_2	1000	600	mm ▾
Force	F		164640	N ▾
Line contact length	l		52	mm ▾
Calculate				
RESULTS				
Parameter	Symbol	Object-1	Object-2	Unit
Maximum Hertzian contact pressure	P_{max}		769.5	MPa ▾
Max shear stress	T_{max}	231.1	231.1	
Depth of max shear stress	z	2.059	2.059	mm ▾
Rectangular contact area width	2b		5.239	

Gambar 2. 16 Kalkurator tegangan Hertzian

Setelah dilakukan memasukan nilai parameter yang diketahui dapat dilihat bahwa menggunakan kalkulator tegangan Hertzian didapat nilai T_{max} sebesar 231.1 Mpa atau 23.55 kg/mm^2 .

Dari hasil Analisa dengan menggunakan tiga metode dapat dilihat bahwa nilai maksimum tegangan geser kontakannya dengan menggunakan metode *finite elemen method* (FEM) adalah 250.155 Mpa atau sama dengan 25.5 kg/mm². Metode yang kedua menggunakan Analisa perhitungan manual dari rumus Hertzian didapatkan nilai maksimum tegangan geser kontak sebesar 24.63 kg/mm². Berdasarkan metode analisa perhitungan menggunakan kalkulator tegangan Hertzian didapat nilai maksimum tegangan geser kontak sebesar 231.1 Mpa atau setara dengan 23.55 kg/mm². Karena nilai maksimum kontak *stress* yang diizinkan adalah 30% dari nilai UTS yaitu 27 Kg/mm² maka semua perhitungan tersebut masih dalam batas yang diizinkan sehingga dapat dikatakan aman untuk rel UIC 60 kg dengan 90 UTS menampung *axle load* sebesar 33.6 ton. Dimana biasanya kereta barang india hanya memiliki *axle load* sebesar 25 ton untuk rel UIC 60 kg.

Penelitian yang keempat dilakukan oleh Nurato Kushardiyanto 2017, dengan judul Analisa Kekuatan Gandar Pada Kereta Api Penumpang. Peneliti melakukan analisa kekuatan gandar pada kereta api penumpang dengan kecepatan maksimal 80 km/jam. Gandar yang dianalisa menggunakan gandar roda tipe K-7 dengan material ST 60. Pada gandar tipe k-7 dilakukan perawatan setiap 250000 Km atau setelah 2 tahun. Untuk memasang gandar dengan roda kereta dilakuakn dengan menggunakan metode press fitting.



Gambar 2. 17 Gandar Roda tipe K-7

keterangan:

Z = Titik berat gerbong

J = Jarak antara garis tengah leher (mm)

g = Jarak antara kedua lingkaran jalan pada roda (mm)

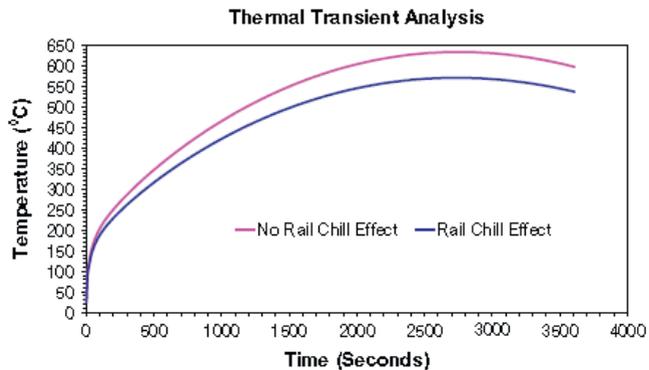
r = Jari-jari roda (mm)

h = Tinggi dari titik berat garbing dari gandar

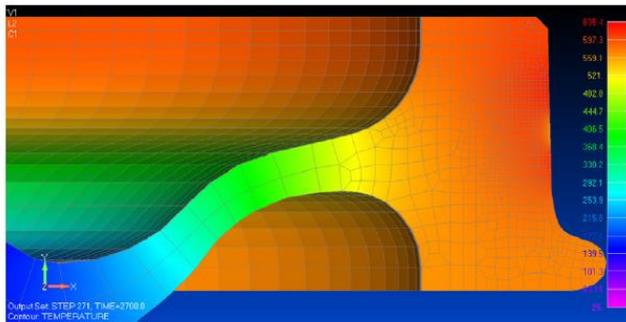
Berat gerbong pada kondisi kosong adalah 35000 kg, berat muatan adalah 16000 kg, sehingga berat gerbong penuh adalah 51000 kg.

Penelitian yang kelima dilakukan oleh D. Peng dengan judul *An Investigation of the influence of rail chill on crack growth in a railway wheel due to braking loads*. Peneliti melakukan penelitian terhadap *stop braking* yang digunakan untuk kereta berhenti di stasiun dan untuk *drag braking* yang digunakan untuk mengontrol kecepatan sehingga dapat diketahui temperatur dan *residual stress* yaitu *hoop stress* yang dihasilkan untuk melihat kegagalan roda kereta pada saat pengereman. Pengereman dilakukan dengan menggunakan *brake shoe* yang akan bergesekan dengan *tread* roda kereta api. Peneliti melakukan penelitian terhadap pengaruh dingin rel terhadap kegagalan retak pada roda kereta api pada saat pengereman. Penelitian menggunakan *non linear 3D finite element* untuk mengevaluasi tegangan *thermal* dengan rel dingin dan untuk mengetahui pengaruhnya terhadap pertumbuhan retak pada roda kereta api. Roda kereta api diberi material AAR Class B dengan nilai *yield strength* material 800 Mpa, *Young's modulus* 206 Gpa, *Possions ratio* di 0.286 dan *density* 7870 kg/m³. Untuk properti material *thermal* menggunakan *specific heat* 490 j/kg°C, *coefficient of thermal expansion* 14×10^{-5} , *thermal conductivity* 47.5 W/m °C, dan *free convection heat transfer coefficient* 25×10^{-6} W/°C m². Untuk *drag braking* beban *thermal* dikenai pada *tread* roda kereta api dengan besar 26 kW

dengan waktu pengereman 2700 s, dan untuk waktu pendinginan 900 s. Setelah dilakukan pengereman selama 120 s dihasilkan suhu mencapai sekitar 100°C, sedangkan setelah melakukan pengereman selama 2700 s dihasilkan *thermal* naik sampai 632°C untuk keadaan rel tidak dingin dan 570°C untuk keadaan rel dingin. Hasil dari simulasi dihasilkan grafik *thermal transient analysis* sebagai berikut:



Gambar 2. 18 Hasil simulasi thermal transient analysis



Gambar 2. 19 Profil temperatur dengan pembebanan thermal sebesar 26kW drag braking selama 2700 s

Tabel 2. 4 Hasil dari simulasi drag braking dan stop braking dengan hoop stress

Braking	Rail chill	T (°C)	Diff (%)	σ_{max} (MPa)	Diff. (%)
Stop	Yes	185	11	380	5
	No	207		398	
Drag	Yes	570	9.8	212	17
	No	632		253	

Dari kelima jurnal diatas, peneliti akan melanjutkan penelitian analisi *stress* pada roda kereta dengan kecepatan kereta rendah dibawah 80 km/jam dengan menggunakan metode simulasi Elemen Hingga pada aplikasi ANSYS dengan mempertimbangkan spesifikasi rel kereta dan pemebebanan yang disesuaikan dengan perkeretaapian di Indonesia seperti spesifikasi gerbong kereta dan juga memperhitungkan beban dinamis pada saat bergerak lurus, berbelok, *crossing* dan pengereman yang sesuai dengan standar EN 13979 untuk mengetahui kedalaman dalam melakukan *heat treatment*. Kemudian roda kereta api dianalisa sehingga dapat diketahui apakah dapat digunakan dan diproduksi masal di Indonesia.

2.2. Dasar Teori

2.2.1 Roda Kereta (*Wheelset*)

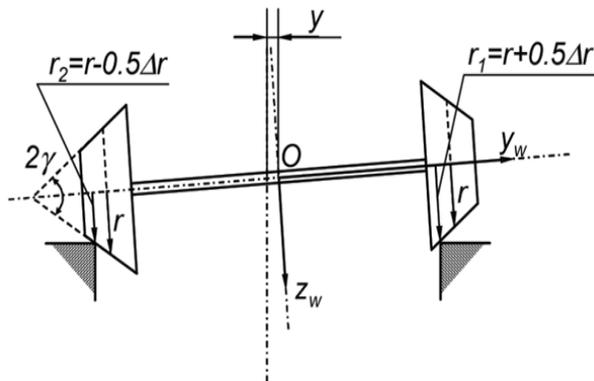
Sebuah *wheelset* terdiri dari dua roda yang dihubungkan oleh sebuah poros (*axle*). *Wheelset* didukung oleh bearing yang terpasang pada *axle journal*. *Wheelset* berfungsi sebagai :

1. Jarak yang dibutuhkan antara gerbong dengan track
2. Pembimbing yang menentukan gerak dalam *rail gauge*, termasuk saat belok dan pindah rel.
3. Sarana untuk menyalurkan gaya traksi dan brake kepada rel untuk mempercepat atau memperlambat gerbong.

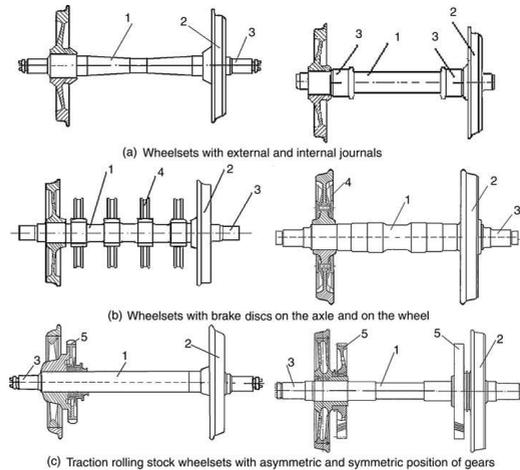
Desain dari *wheelset* mempertimbangkan hal sebagai berikut :

1. Sebagai gerbong penarik atau yang ditarik,
2. Tipe sistem pengereman yang digunakan (*shoe brake, brake disc on the axle, disc brake on the wheel*),
3. Kontruksi *wheel center* dan posisi bearing pada *axle* (di sisi luar atau sisi dalam),
4. Keperluan batas besar *frequency forces* oleh penggunaan *resilient element* antara *wheel center* dan *tyre*.

Pada saat roda bergerak pada rel bagian dalam dan luar harus mempunyai jumlah rotasi per waktu yang sama, maka pergerakan seperti itu tidak dapat terjadi hanya dengan bergulir (*rolling*). Untuk membuat jarak yang tempuh oleh dua roda menjadi sama, salah satu atau keduanya harus terjadi *slip* sehingga memperbesar *rolling resistance* dan menyebabkan *wear* pada roda dan rel. Solusi untuk membuat jarak yang ditempuh oleh dua roda menjadi sama adalah dengan cara memproses permukaan *rolling* dari roda menjadi profil kerucut dengan variabel kecenderungan sudut γ terhadap *axis* dari *wheelset*.



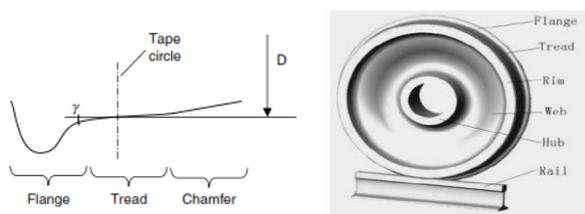
Gambar 2. 20 Konisitas pada roda kereta



Gambar 2. 21 Tipe utama dari desain wheelset. (1. axle; 2. roda (wheel); 3. journal; 4. brake disc; 5. tooth gear) (Simon Iwnicki, 2006)

2.2.2 Profil Roda Kereta

Posisi titik kontak antara roda kereta dan kepala rel disebut *tape circle*, dimana diameter roda diukur. Pada sisi dalam dari roda yang memiliki profil kerucut terdapat bagian yang disebut *flange* yang mencegah *derailment* dan menuntun gerbong ketika gaya *creep* yang tersedia telah habis.



Gambar 2. 22 Elemen utama dari sebuah profil roda (Simon Iwnicki, 2006)

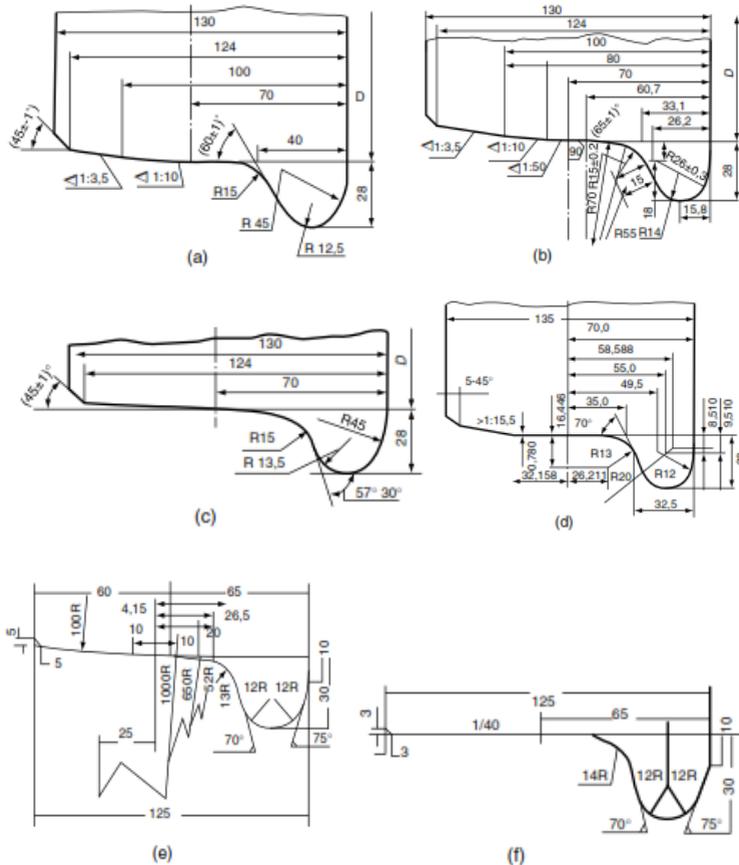
Gambar 2.21 menunjukkan beberapa contoh dari profil roda yang baru. Untuk pemahaman perilaku dinamis sebuah kereta konisitas dari *interface* adalah sangat penting. Konisitas didefinisikan sebagai perbedaan dalam jari-jari *rolling* anantara roda untuk sebuah pergeseran lateral dari *wheelset*.

Walaupun terdapat variasi dari profil roda, mereka mempunyai beberapa kesamaan. Lebar dari profil biasanya sekitar 125-135 mm dan tinggi *flange* untuk kereta biasanya 28-30 mm. sudut kecendrungan *flange* biasanya antara 65 dan 70 derajat. Disekitar daerah *tape circle* konisitasnya adalah 1:10 atau 1:20 untuk *rolling stock* (kereta) umum. Untuk kereta berkecepatan tinggi, konisitas dikurangi menjadi antara 1:40 atau 1:50 untuk mencegah *hunting*.

Untuk profil yang bentuknya tidak sepenuhnya kerucut (karena desain ataupun *wear* selama digunakan), istilah konisitas ekuivalen adalah rasio dari perbedaan *rolling radius* terhadap dua kali *lateral displacement* (perpindahan lateral) dari *wheelset* :

$$\gamma_{eq} = \frac{\Delta R}{2y} \quad (2.2)$$

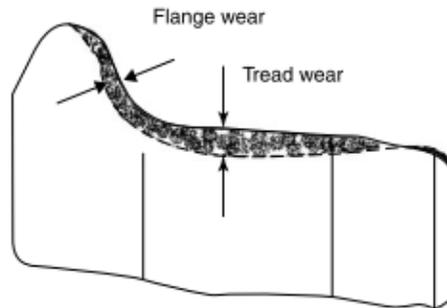
Penting sekali untuk diingat bahwa perbedaan *rolling radius* adalah sebuah fungsi dari roda dan bentuk rel dan maka profil roda sendirinya tidak bisa dideskripsikan mempunyai konisitas ekuivalen.



Gambar 2. 23 Profil umum roda: (a) untuk kereta barang dan penumpang (Russia); (b) untuk kereta cepat (Russia); (c) untuk kereta industri (Russia); (d) untuk kereta barang dan penumpang eropa; (e,f) untuk kereta kecepatan tinggi (Jepang)

2.2.3 Keausan Tyre Wheel

Keausan pada *Tyre-wheel* terjadi pada *Flange* dan *Tread* seperti Gambar 2.24 keausan ini ditimbulkan antara kontak *Tyre-Wheel* dengan rel seperti Gambar...



Gambar 2. 24 *Tread and flange wear*



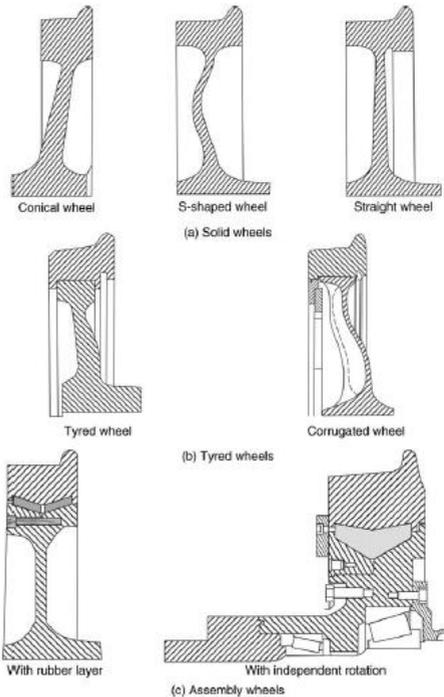
Gambar 2. 25 Situasi kontak yang memungkinkan antara roda dengan rel: (a) *single-point contact*; (b) *two-point contact*; (c) *conformal contact*.

Sudah jelas bahwa kondisi kontak akan sangat bervariasi tergantung pada bentuk dari profil roda dan rel. hal ini dapat membentuk kontak *single-point* (satu titik), *two-point* (dua titik), atau *conformal* (pas) seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.23 *One-point contact* (satu titik) (a) terjadi diantara kerucut (*conical*) atau *tread worn wheel profiles* dan profil rel membulat. Roda akan aus dengan cepat menuju bentuk lokal rel. Dengan *two-point contact* (dua titik) (b) menambahkan sentuhan antara roda dan rel dengan *flanges*. Dengan hal ini, *rolling contact* memiliki dua perbedaan yang menyebabkan slip intensif dan keausan dengan cepat pada *flange*. Kontak yang sesuai (c) muncul ketika profil roda dan *gauge side* (sisi pengukur) dari keausan kepala

rel sejauh jari-jarinya di sekitar patch kontak dan menjadi sangat mirip.

2.2.4 Wheel (roda)

Wheel (roda) dan *axle* (poros) adalah bagian yang terpenting dari *rolling stock* kereta api. Kerusakan mekanis atau melebihi dimensi desain dapat menyebabkan *derailment*. Roda diklasifikasikan menjadi *solid*, *tyred*, dan *assembly wheel* seperti ditunjukkan pada Gambar 2.26 *solid wheel* memiliki tiga element utama: ban, cakram, dan hub, dan memiliki perbedaan utama dalam bentuk disknya.



Gambar 2. 26 jenis-jenis dari roda kereta api.

Tyred wheel pada Gambar 2.24 memiliki ban yang terpasang pada cakram roda yang dapat dilepas dan diganti ketika mencapai batas maksimum. Roda memiliki beberapa tipe *disc* ketika dilihat dari *cross-section* yaitu tipe *straight* (lurus), *conical* (kerucut), *S-shaped* (berbentuk S), *spoked, or corrugated* (bergelombang). *Straight disc* (disc lurus) dapat mengurangi berat konstruksi dan dapat dibentuk sedemikian rupa dengan ketebalan logam yang sesuai dengan tekanan local (*local stress*). *Conical* dan *S-shape disc* berfungsi untuk meningkatkan fleksibilitas roda, oleh karena itu mengurangi interaksi dari gaya-gaya yang bekerja diantara roda dan rel. *corrugated disc* memiliki ketahanan yang lebih baik terhadap *lateral bending*.

Untuk mengurangi interaksi gaya-gaya roda dengan rel dengan mengurangi massa *unsprung* telah menyebabkan pengembangan roda yang lebih tangguh (Gambar 2.24c) yang menggabungkan lapisan dengan bahan yang memiliki modulus *elastisitas* rendah (karet, poliuretan). Hal ini membantu untuk mengurangi besar frekuensi dari gaya-gaya yang bekerja pada rodan dan rel.

Roda kereta api dapat dibagi menjadi tiga klasifikasi berdasarkan kecepatannya, yaitu roda kereta api untuk kecepatan rendah 0 – 80 km/jam, roda kereta api untuk kecepatan menengah 80 km/jam – 160 km/jam dan roda kereta api untuk kecepatan tinggi >160 km/jam. Penulis hanya membahas tentang roda kereta dengan kecepatan rendah yaitu untuk kereta api dengan kecepatan maksimumnya adalah 80 km/jam, berikut ini merupakan kriteria roda kereta api untuk kecepatan rendah yaitu 0 – 80 km/jam berdasarkan beberapa sumber adalah sebagai berikut :

Tabel 2. 5 Kriteria roda kereta kecepatan rendah (Simon Iwnicki, 2006).

No.	Kriteria	Nilai	Satuan
1	Jenis Roda	Solid	-
2	Diameter Roda	800-920	mm
3	Lebar Roda	125-135	mm
4	<i>Flange Height</i>	28-30	mm
5	Beban Maksimal	9	Ton
6	Lebar Jalan Rel	1067	mm
7	Tipe Rel	R.42	-
8	Material	SSW-Q 3 S	-
9	Konisitas	1 : 10 – 1 : 20	-
10	Tensile Stength	790 - 980	N/mm ²
11	Elongation	12 Min. For 790 N/mm ²	%
		8 Min. For 980 N/mm ²	%
12	Hardness Wheel <i>Tread</i>	37 - 45	HS
13	Hardness Outer Rim Surface	246 - 307	HB
14	<i>Yield stress</i>	500	Mpa
15	Young's Modulud, E	210 x 10 ³	Mpa
16	Possion's Ratio	0.25	-

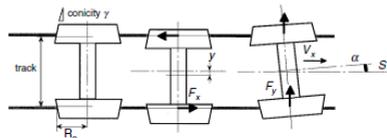
2.2.5 Kontak antara Roda dengan Rel

Jika jalur dianggap kaku, maka *wheelset* kereta api harus memiliki dua derajat kebebasan (*degrees of freedom*):

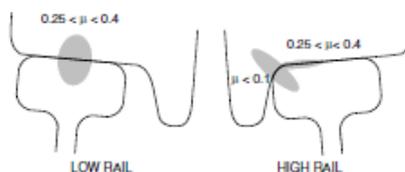
- Perpindahan gaya lateral atau pergeseran, y
- Sudut yaw, α

Ketika perilaku *wheelset* tidak stabil, kombinasi dinamis dari dua derajat kebebasan (*degrees of freedom*) disebut *hunting*. Perpindahan gaya lateral dan sudut yaw harus dianggap sebagai dua perpindahan yang relatif kecil terhadap jalur. Dimulai dengan batas perpindahan gaya lateral antara kedua sayap kontak. Umumnya sekitar ± 8 mm.

Derajat kebebasan (*degrees of freedom*) yang lain dibatasi: perpindahan di sepanjang Ox dan kecepatan rotasi poros (*axle*) v sekitar Oy ditentukan oleh kecepatan longitudinal V_x dan jari-jari roda yang berputar R_o dengan: $V_x = \omega R_o$. Tinggi pusat gravitasi z (*centre of gravity height*) dari *wheelset* dan sudut putar di sekitar Ox dihubungkan ke rel pada saat kontak di kedua rel (Simon Iwnicki, 2006).



Gambar 2. 27 Derajat kebebasan dari wheelset



Gambar 2. 28 Ideal koefisien gesek pada roda kereta dan rel

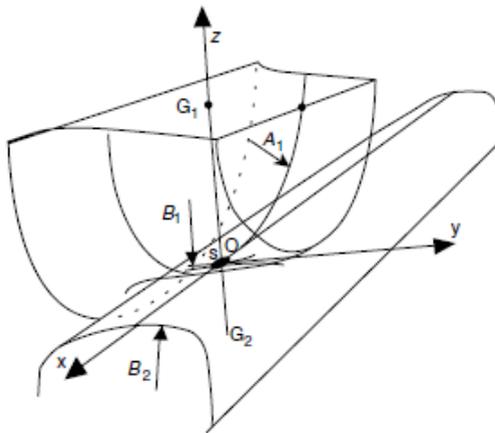
2.2.6 Teori Kontak Hertz

Hertz menunjukkan bahwa ketika dua benda *elastis* ditekan bersama dalam kondisi berikut:

- Perilaku *elastis*
- Semi-infinite spaces*
- Besar radius jari-jari kelengkungan dibandingkan dengan ukuran kontak
- Lengkungan konstan didalam *contact patch*

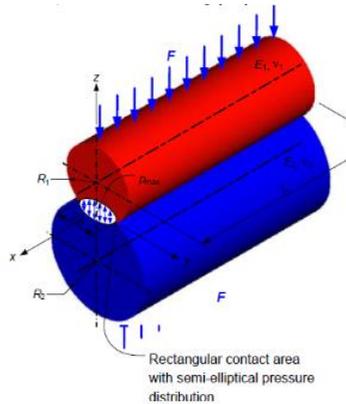
Kemudian:

- Permukaan kontak adalah berbentuk elips
- Permukaan kontak dianggap rata
- Contact pressure* adalah *semi-ellipsoid*



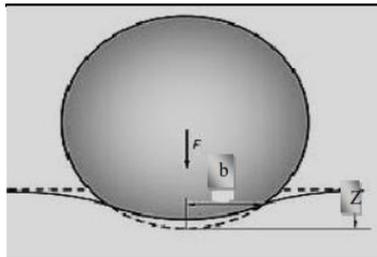
Gambar 2. 29 Kontak Hertzian : kasus kereta api

Lengkungan utama dari dua *semispaces* diperlukan untuk perhitungan dimensi permukaan dan distribusi tekanan. Dalam kasus kereta api, empat kelengkungan utama dapat dianggap berapa di bidang tegak lurus: arahnya sesuai dengan sumbu utama *frame*: xOy (Gambar 2.29 dan Gambar 2.20).



Gambar 2. 30 Pemodelan kontak Hertz antara dua benda silindris (Xiaoyin Zhu, 2012)

Panjang $2b$ merupakan panjang dari luas kontak anatar dua silinder sehingga b adalah setengan dari panjang luas kontak dan nilai maksimum tekanan kontak untuk dua silinder yang paralel dapat dicari menggunakan rumus:



Gambar 2. 31 Setengah lebar b (Mahesh Buddhé, 2016)

$$b = \sqrt{\frac{4F \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]}{\pi L \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}} \quad (2.3)$$

$$P_{max} = \frac{2F}{\pi bL} \quad (2.4)$$

keterangan:

$R_{1,2}$ = jari-jari silinder

E = modulus *elastis* silinder

ν = rasio Poisson silinder

F = gaya yang diaplikasikan

L = panjang dari kontak

b = panjang ½ kontak yang terjadi

2.2.7 Diameter Roda

Diameter roda kebanyakan digunakan untuk menghitung *bearing rating life*, yang merupakan fungsi linear dari diameter roda. Tetapi, diameter roda mempengaruhi dampak dari gaya dinamis pada bearing *axlebox*, khususnya dengan mengaplikasikan roda yang lebih kecil. Beberapa contoh dari diameter roda saat ini:

- Kereta *high speed, multiple units*, dan kereta penumpang: 750 sampai 950 mm
- Lokomotif: 1000 sampai 1300 mm
- Kereta barang: 850 sampai 1000 mm
- *piggyback wagon*: 350 sampai 450 mm

Berikut ini adalah merupakan gambar Teknik dari penampang roda kereta yang diambil dari jurnal yang ditulis oleh Roya Sadat Ashofteh dengan judul *Stress Analysis in the Elastic-Plastic Analysis of Railway Wheels*. Dari gambar Teknik penampang roda kereta di bawah akan di desain ulang menggunakan aplikasi Solid Work kemudian digunakan untuk melakukan perbandingan cara simulasi yang akan dilakukan.

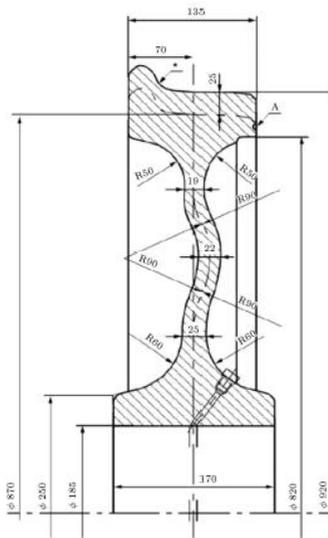
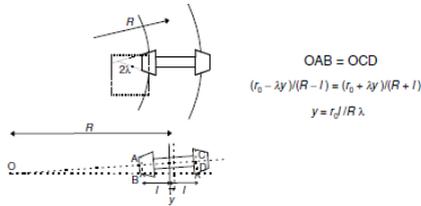


Figure 2. Geometry of a wheel-rim cross-section with a 920-mm diameter.

Gambar 2. 32 Geometri dari roda kereta

2.2.8 Konsep Membelok

Dari geometri pada gambar di bawah dapat dilihat bahwa ada hubungan geometris sederhana antara gerakan ke luar roda y , jari-jari tikungan R , jari-jari roda r_0 , jarak antara titik kontak $2l$ dan konisitas λ untuk mempertahankan gaya guling murni pada roda. Penerapan rumus Redtenbacher menunjukkan bahwa *wheelset* hanya akan dapat bergerak ke luar untuk mencapai gaya gulung murni jika jari-jari kelengkungan jalan cukup besar. Mackenzie menjelaskan: Jika *flange* dihilangkan dari roda luar, kereta akan berjalan lurus ke depan, dan roda akan berjalan dari A ke B; tetapi didorong oleh *flange* untuk bergerak ke arah garis AC, garis singgung ke lengkungan di A, sehingga roda akan meluncur ke samping melalui jarak yang sama dengan BC.



Gambar 2. 33 Redtenbacher formula untuk coned wheelset yang berputar melengkung.

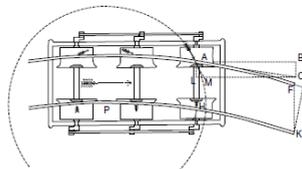


FIGURE 2.3 Forces acting on a vehicle in a curve according to Mackenzie.⁵

Gambar 2. 34 Gaya yang bekerja pada saat kereta berbelok

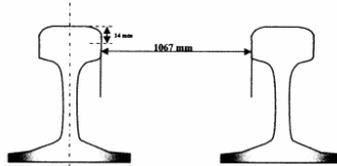
2.2.9 Lebar Jalan Rel

Dalam peraturan pemerintah terdapat dua lebar jalan rel yang digunakan di Indonesia yaitu lebar jalan rel 1067 mm dan 1435 mm, namun untuk kecepatan kereta rendah di Indonesia cukup menggunakan lebar jalan rel 1067 mm.

Tabel 2. 6 Kecepatan maksimal dan tipe rel yang digunakan

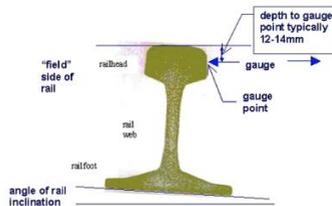
Kelas Jalan	Daya Angkut Lintas (ton/tahun)	V maks (km/jam)	P maks gandar (ton)	Tipe Rel	Jenis Bantalan		Jenis Penambat	Tebal Balas Atas (cm)	Lebar Batu Balas (cm)
					Jarak antar sumbu bantalan (cm)				
I	> 20.10 ⁶	120	18	R.60/R.54	Beton	Elastis Ganda	30	60	
					60				
II	10.10 ⁶ – 20.10 ⁶	110	18	R.54/R.50	Beton/Kayu	Elastis Ganda	30	50	
					60				
III	5.10 ⁶ – 10.10 ⁶	100	18	R.54/R.50/R.42	Beton/Kayu/Baja	Elastis Ganda	30	40	
					60				
IV	2.5.10 ⁶ – 5.10 ⁶	90	18	R.54/R.50/R.42	Beton/Kayu/Baja	Elastis Ganda/Tunggal	25	40	
					60				
V	< 2.5.10 ⁶	80	18	R.42	Kayu/Baja	Elastis Tunggal	25	35	
					60				

Lebar jalan rel merupakan jarak minimum kedua sisi kepala rel yang diukur pada 0-14 mm di bawah permukaan teratas rel, seperti ditunjukkan pada gambar berikut :



Gambar 2. 35 Lebar jalan rel 1067 mm

Pada rel kereta api dipasang dengan kemiringan (*inclination*) 1 : 20 atau 1 : 40 yang digunakan untuk membuat permukaan kontak antara rel dan roda menjadi lebih baik. Berikut merupakan gambar dari kemiringan pada rel kereta :



Gambar 2. 36 Kemiringan (*inclination*) pada rel kereta api

2.2.10 Beban Pada Kereta

2.2.10.1. Beban Vertikal

Menurut Peraturan Menteri Perhubungan Nomor : PM. 60 Tahun 2012 beban gandar adalah beban yang diterima oleh jalan rel kereta api dari satu gandar. Beban gandar untuk lebar jalan rel 1067 mm pada semua kelas jalur maksimum adalah sebesar 18 ton.

Beban diperoleh dengan mempertimbangkan berat dari beban yang diterima oleh roda, dan biasanya hanya menggunakan beban gerbong ditambah dengan

muatan didalamnya. Berikut adalah mencari beban vertical pada roda kereta api pada saat lintasan lurus.

$$P_v = (P_1 + P_2) \times g \quad (2.5)$$

keterangan:

P_v = beban vertical (N)

P_1 = berat badan kereta siap operasi (Kg)

P_2 = beban jumlah penumpang (Kg)

g = gaya gravitasi (m/s^2)

2.2.10.2. Beban Horizontal

Berdasarkan dari Peraturan Menteri Perhubungan Nomor: PM. 60 Tahun 2012 gaya sentrifugal pada kereta memiliki rumus sebagai berikut:

$$F_{sentrifugal} = \frac{W}{g} \times \frac{v^2}{R} \quad (2.6)$$

dimana:

V = kecepatan maksimum kereta pada tikungan (m/s)

R = radius tikungan (m)

W = beban kereta (N)

g = gaya gravitasi (m/s^2)

Atau jika ingin mengubah nilai V menjadi km/jam maka rumus diatas dapat diubah lagi menjadi bentuk lain seperti dibawah:

$$F_{sentrifugal} = \frac{W}{g} \times \frac{V^2}{R} \quad (2.7)$$

$$F_{sentrifugal} = \frac{W}{9,81} \times \frac{\left(V \times \frac{1}{3.6}\right)^2}{R} \quad (2.8)$$

$$F_{sentrifugal} = \frac{W \times V^2}{127R} \quad (2.9)$$

keterangan:

$F_{sentrifugal}$ = gaya sentrifugal (N)

V = kecepatan kereta (km/jam)

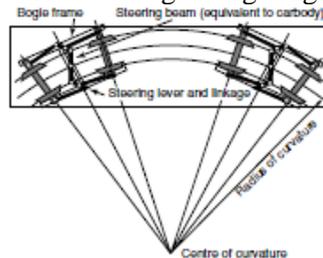
W = beban kereta (N)

R = radius tikungan (m)

2.2.11 Kondisi Pembebanan Pada Roda Kereta Api

2.2.11.1. Kondisi Pada Saat Kereta Api Berbelok

Lintasan belok kereta api berbeda dengan lintasan belok kendaraan lain. Pada lintasan kereta api rel pada sisi bagian luar dibuat lebih tinggi daripada rel pada bagian dalam atau disebut *superelevation*. Tujuan dari peninggian pada rel bagian luar yaitu untuk mengimbangi gaya sentrifugal yang ditimbulkan oleh kereta, sehingga peninggian rel di bagian luar dimaksudkan untuk mencegah tergulingnya kereta api



Gambar 2. 37 Radius belok pada lintasan belok

Karena efek dari gaya sentrifugal yang ditimbulkan oleh berat kereta dan kecepatan kereta api. Umumnya di Indonesia lebar lintasan yang digunakan adalah lintasan kereta api dengan lebar 1067 mm. Menurut Peraturan Menteri Perhubungan Nomor : PM. 60 Tahun 2012 besar peninggian untuk lebar jalan rel 1067 mm pada berbagai kecepatan dan besar peninggi maksimum untuk lebar jalan rel 1067 mm adalah 110 mm ditunjukkan pada Tabel 2.6.

$$V_{rencana} = 1.25 \times V_{maks} \quad (2.10)$$

$$h_{normal} = 5.95 \times \frac{(V_{rencana})^2}{jari - jari} \quad (2.11)$$

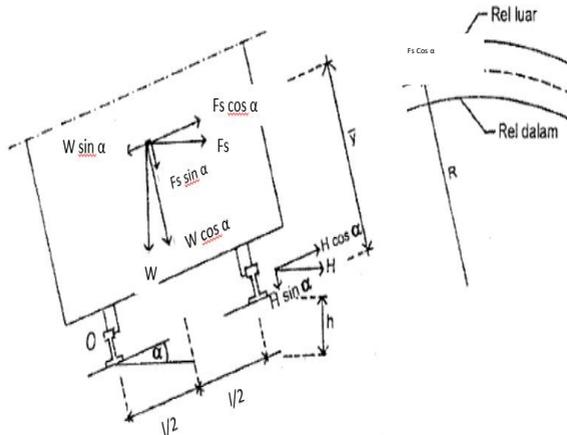
Tabel 2. 7 Peninggian Jalan Rel 1067 mm

Jari-jari (m)	Peninggian (mm) per (km/hr)					
	120	110	100	90	80	60
100						
150						
200						110
250						90
300					100	75
350					110	65
400					100	75
450				110	65	65

www.djpp.kemendikm

500				100	80	60	45
550			110	90	70	55	40
600			100	85	65	50	40
650			95	75	60	50	35
700		105	85	70	55	45	35
750		100	80	65	55	40	30
800	110	90	75	65	50	40	30
850	105	85	70	60	45	35	30
900	100	80	70	55	45	35	25
950	95	80	65	55	45	35	25
1000	90	75	60	50	40	30	25
1100	80	70	55	45	35	30	20
1200	75	60	55	45	35	25	20
1300	70	60	50	40	30	25	20
1400	65	55	45	35	30	25	20
1500	60	50	40	35	30	20	15
1600	55	45	40	35	25	20	15
1700	55	45	35	30	25	20	15
1800	50	40	35	30	25	20	15
1900	50	40	35	30	25	20	15
2000	45	40	30	25	20	15	15
2500	35	30	25	20	20	15	10
3000	30	25	20	20	15	10	10
3500	25	25	20	15	15	10	10
4000	25	20	15	15	10	10	10

Pada saat kereta api berbelok, dapat dilakukan perhitungan belok statis yang digunakan dalam keadaan belok statis, pada Gambar 3.38 merupakan *free body diagram* kereta api ketika berbelok sebagaimana dapat dilihat pada Gambar 3.38.



Gambar 2. 38 Free body diagram pada kereta api ketika berbelok

keterangan:

R = Radius tikungan

F_s = gaya sentrifugal

l = jarak antara kedua titik kontak antara roda dengan kepala rel.

W = berat kereta/gerbong/lokomotif

h = peninggian rel

H = Gaya sentrifugal pada roda = $1/8 F_s$

Ketika kereta api berbelok terjadi dua titik kontak yaitu pada bagian *flange* roda kereta dengan rel, dan pada bagian *tread* kereta dengan rel kereta. Di bawah ini merupakan free body diagram pada kontak area roda kereta api dengan rel.

$$F_s = \frac{W}{g} \times \frac{V^2}{R} \quad (2.13)$$

$$F_s = \frac{W}{9,81} \times \frac{\left(V \times \frac{1}{3.6}\right)^2}{R} \quad (2.14)$$

$$F_s = \frac{W \times V^2}{127R} \quad (2.15)$$

keterangan:

F_s = Gaya sentrifugal

V = Kecepatan kereta (km/jam)

W = Berat kereta (N)

R = Radius tikungan (m)

2.2.11.2. Kondisi Pada Saat Kereta Api Melalui Lintasan Lurus

Pada saat kereta api kondisi lurus terdapat gaya vertikal yang harus dipertimbangkan dalam mendesain roda kereta api. Pada kondisi lurus hanya mempertimbangkan gaya vertikal yang terjadi pada roda kereta api yang disebabkan oleh beban gerbong kereta api dan beban dari penumpang kereta api.

Menurut Peraturan Menteri Perhubungan Nomor : PM. 60 Tahun 2012 beban gandar adalah beban yang diterima oleh jalan rel kereta api dari satu gandar. Beban gandar untuk lebar jalan rel 1067 mm pada semua kelas jalur maksimum adalah sebesar 18 ton. Berikut merupakan rumus untuk menghitung gaya vertikal :

$$P_v = (P_1 + P_2) \times g \quad (2.16)$$

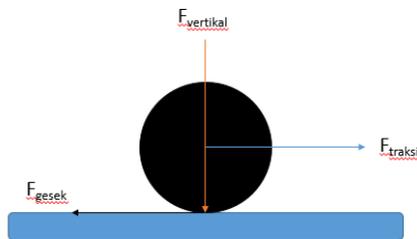
keterangan:

P_v = beban vertikal

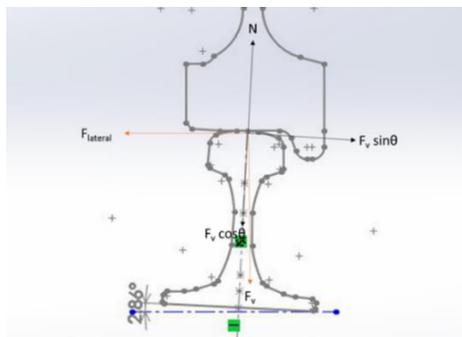
P_1 = berat badan kereta siap operasi (kg)

P_2 = berat jumlah penumpang (kg)

g = gaya gravitasi (m/s^2)



Gambar 2. 40 *free body diagram* roda kereta api lintasan lurus



Gambar 2. 41 *Free body diagram* pada roda kereta api lintasan lurus

2.2.11.3. Kondisi Pada Saat Kereta Api Melakukan Pengereman

Saat melakukan pengereman terjadi gaya pengereman yang menekan *brake shoe* ke profil roda kereta. Gaya yang terjadi dikarenakan tekanan yang diakibatkan oleh silinder pengereman menggunakan tenaga pneumatik. Pada data yang diperoleh PT. INKA. Maka total gaya pengereman yang terjadi dihitung dengan rumus berikut :

a. Menghitung Piston Force

$$F_p = (g \times Ar \times p) - F_c \quad (2.17)$$

b. Total Brake Shoe Force

$$F = n (F_p \times i - i_b \times F_q) \times eff \quad (2.18)$$

c. Single Brake Shoe Force

$$F_b = \frac{F}{nb} \quad (2.19)$$

keterangan :

F_p = Gaya piston (N)

Ar = Luas efektif dari piston (cm^2)

p = Tekanan pada distributor valve (bar)

F_c = Counter Force (N)

F = Total gaya pengereman (N)

n = Jumlah silinder pengereman

i = Total rasio *rigging*

i_b = Rasio *rigging* setelah *slack adjuster*

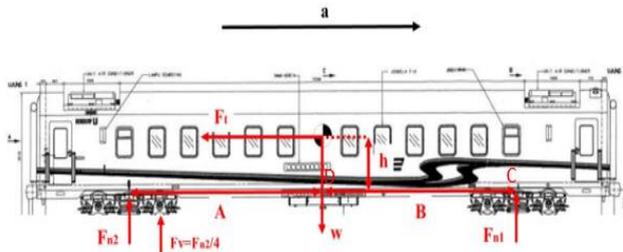
F_q = *Counter force* (N)

Eff = efisiensi

F_b = Gaya pengereman pada satu *brake shoe*

n_b = Jumlah *brake shoe* setiap gerbong

Berikut merupakan rumus untuk menghitung jumlah *transfer load* pada kereta api pada saat pengereman dan pada saat akselerasi:



Gambar 2. 42 *Free body diagram* pada kereta api

Dalam menghitung *transfer load* pada bogie depan dan belakang menggunakan persamaan momen sebagai berikut. Persamaan momen dengan titik acuan di titik C.

$$\sum M = 0 \quad (2.20)$$

$$F_{n1}(A + B) = WA - F_t h \quad (2.21)$$

$$F_{n1} = (WA - mah)/(A + B) \quad (2.22)$$

Persamaan momen dengan titik acuan di titik D.

$$\sum M = 0 \quad (2.23)$$

$$F_{n2}A = F_t h + F_{n1}B \quad (2.24)$$

$$F_{n2}A = mah + \frac{WA - mah}{(A + B)}B \quad (2.25)$$

$$F_{n2} = \left(mah + \frac{WA - mah}{(A + B)}B \right) / A \quad (2.26)$$

Maka besarnya gaya normal yang terjadi pada setiap roda kereta adalah sebagai berikut:

$$F_{v \text{ depan}} = F_{n1}/4 \quad (2.27)$$

$$F_{v \text{ belakang}} = F_{n2}/4 \quad (2.28)$$

keterangan:

F_n = Gaya normal pada bogie

W = Gaya berat kereta

F_v = Gaya reaksi roda

F_t = Gaya akibat akselerasi

m = Beban kereta

a = Akselerasi / deakselerasi kereta

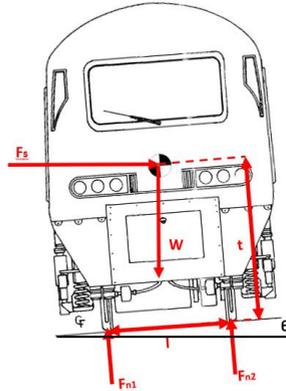
A = Jarak antara *center of gravity* ke *bogie* depan

B = Jarak antara *center of gravity* ke *bogie* belakang

C = Titik acuan pusat *bogie* belakang

D = Titik acuan tengah kereta diantara dua *bogie*

selanjutnya menghitung *transfer load* yang terjadi pada kereta api pada kondisi berbelok. Berikut adalah *free body diagram* kereta api tampak depan ketika berbelok:



Gambar 2. 43 *Free body diagram* pada kereta api tampak depan

Untuk menghitung seberapa besar *transfer load* pada roda ketika berbelok menggunakan rumus sebagai berikut :

Persamaan momen dengan titik tengah roda paling dalam.

$$\sum M = 0 \quad (2.29)$$

$$F_{n1}(l) = \left(W \frac{l}{2} \cos \theta \right) - (F_3 t \cos \theta) \quad (2.30)$$

$$F_{n1} = \frac{\left(W \frac{l}{2} \cos \theta \right) - \left(\frac{m v^2}{R} t \cos \theta \right)}{l} \quad (2.31)$$

Persamaan momen dengan titik tengah roda paling luar

$$\sum M = 0 \quad (2.32)$$

$$F_{n2}l = \left(\frac{Wl}{2} \cos \theta\right) + (F_s t \cos \theta) \quad (2.33)$$

$$F_{n2} = \frac{\left(\frac{Wl}{2} \cos \theta\right) + \left(\frac{m v^2}{R} t \cos \theta\right)}{l} \quad (2.34)$$

Maka besarnya gaya maksimal yang ditahan oleh tiap roda kereta adalah seperempat dari gaya normal:

$$F_v = F_{n1}/4 \quad (2.35)$$

$$F_v = F_{n2}/4 \quad (2.36)$$

keterangan :

F_n = Gaya normal pada bogie

F_v = Gaya vertikal pada roda

M = Moment

W = Gaya berat kereta

l = Jarak pusat roda ke roda yang lain

F_s = Gaya setrifugal

R = Radius lintasan belok

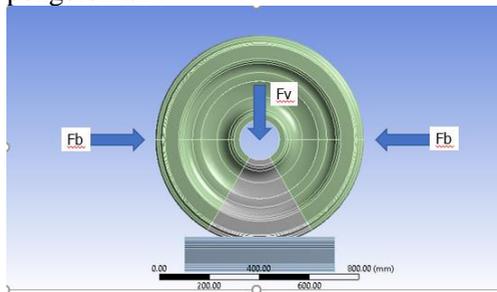
m = Massa kereta api

θ = Sudut yang diakibatkan oleh superelevasi

t = Tinggi *center of gravity*

Pada saat pengereman merupakan gabungan dari gaya gesek yang dihasilkan oleh

gesekan roda dan kampas serta terjadi transfer gaya (*transfer load*) dikarenakan perpindahan massa karena efek dari pengereman. Menurut Peraturan Menteri Perhubungan Nomor: PM. 60 Tahun 2012 beban pengereman dan Traksi masing-masing adalah 25% dari beban kereta, bekerja pada pusat gaya berat kereta kearah rel (secara longitudinal). Berikut merupakan *free body diagram* saat kereta api melakukan pengereman :



Gambar 2. 44 *Free body diagram* roda kereta api pada saat pengereman

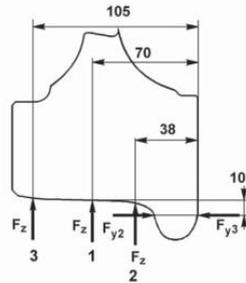
2.2.12 Standar EN 13979-1:2003+A2:2011

Standar ini merupakan standar yang diberlakukan di Eropa. Ada dua tahapan dalam melakukan pengujian terhadap roda kereta api, yaitu yang pertama adalah pengujian *mechanical* dan yang kedua adalah pengujian *thermomechanical*. Pengujian ini dilakukan agar mengetahui roda yang akan digunakan pada kereta api apakah sudah sesuai dengan standar sehingga aman pada saat digunakan.

2.2.12.1. Pengujian *Mechanical*

Pada pengujian *mechanical* dilakukan tiga pembebanan yaitu pembebanan pada saat jalur lurus, jalur berbelok, dan berpindah jalur (*crossing*). Tujuan

dari pengujian ini adalah untuk memastikan bahwa roda kereta api yang di uji tidak akan mengalami risiko *crack* pada web roda kereta api atau dalam hubungannya dengan hub dan rim roda kereta api kecepatan rendah selama beroperasi. Berikut merupakan pembebanan pada pengujian *mechanical* :



Gambar 2. 45 Pembebanan pada pengujian *mechanical* standar EN 13979

Tiga perhitungan pembebanan yang harus dipertimbangkan :

$$P = \frac{(m_1 + m_2) \times g}{2} \quad (2.37)$$

1. Pembebanan pada jalur lurus

$$F_z = 1,25 P \quad (2.38)$$

$$F_{y1} = 0 \quad (2.39)$$

2. Pembebanan pada jalur berbelok

$$F_z = 1,25 P \quad (2.40)$$

$$F_{y2} = 0,6 P \text{ untuk roda non - penggerak} \quad (2.41)$$

$$F_{y2} = 0,7 P \text{ untuk roda penggerak} \quad (2.42)$$

3. Pembebanan pada berpindah jalur (*crossing*)

$$F_z = 1,25 P \quad (2.43)$$

$$F_{y3} = 0,6 F_{y2} = 0,36 P \text{ untuk roda non} \\ \text{– penggerak} \quad (2.44)$$

$$F_{y3} = 0,6 F_{y2} = 0,42 P \text{ untuk} \\ \text{roda penggerak} \quad (2.45)$$

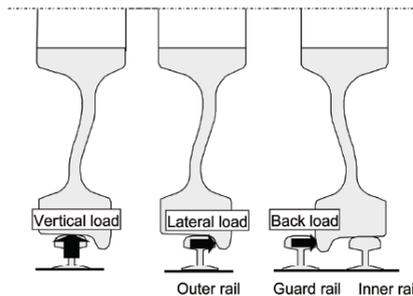
Keterangan :

P = Beban tiap gandar kereta api (kg)

m_1 = massa gerbong (kg)

m_2 = massa penumpang beserta barang bawaan (kg)

g = gaya gravitasi (m/s^2)



Gambar 2. 46 pemodelan untuk simulasi pengujian *mechanical*

Pada pengujian *mechanical* di atas digunakan simulasi dengan *output* nilai tegangan *principal* maksimum dan nilai tegangan *principle* minimum. Kedua nilai tersebut dihitung selisih dari kedua tegangan seperti persamaan berikut:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (2.46)$$

Hasil dari tegangan dinamis yang didapat harus lebih rendah dari pada tegangan yang diizinkan (A), yaitu nilai $A = 360 \text{ N/mm}^2$ untuk *machine web*, dan $A = 290 \text{ N/mm}^2$ untuk *non-machined web*.

keterangan:

σ_{max} = tegangan principal maksimum

σ_{min} = tegangan principal minimum

2.2.12.2. Pengujian *Thermomechanical*

Pengujian *thermomechanical* bertujuan untuk mengukur nilai tegangan *residual* pada roda kereta api ketika kondisi melakukan pengereman. Kemiringan rata-rata jalur kereta api di Indonesia adalah sebesar 21% berdasarkan data dari peraturan menteri No. 60 tahun 2012. Pada pengujian ini menggunakan besar maksimum energi yang ditimbulkan akibat gaya gesekan antara *brake shoes* dengan permukaan *tread* roda kereta api. Energi ini didefinisikan oleh sebuah daya (P_a), waktu pengereman (t_a), dan kecepatan kereta (v_a) selama pengereman (*drag braking*). Persamaan energi yang digunakan untuk simulasi selama waktu (t_a) pengereman sebagai berikut:

$$P_a = m \times g \times v_a \times \alpha \quad (2.47)$$

$$Power_{apply} = 1.2 \times P_a \quad (2.48)$$

keterangan:

m = beban gandar tiap roda pada rel (kg)

g = percepatan gravitasi (m/s^2)

α = rata-rata lereng jalur kereta (‰)

v_a = kecepatan kereta (m/s)

pada pengujian pengereman ini, besar daya yang diaplikasikan adalah $1,2P_a$ dengan durasi dan kecepatan

pengujian t_a dan v_a . lalu diberikan kriteria untuk roda baru ketika dilakukan pengujian pengereman agar roda dapat diterima yaitu

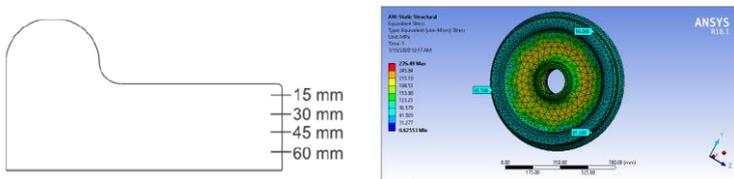
1. Maksimal *lateral displacement* pada roda setelah pendinginan : + 1.5 / - 0.5 mm.
2. Tingkat tegangan residual pada *rim* harus
 - $\sigma_{rn} \leq \sum_r \text{N/mm}^2$ sebagai rata-rata semua nilai dari tiga pengukuran kedalaman setiap *sector*.
 - $\sigma_{in} \leq (\sum_r + 50) \text{ N/mm}^2$ untuk rata-rata setiap pengukuran di *sector*;

dimana nilai \sum_r didefinisikan sesuai dari kriteria *steel grade rim* roda, dan pengukuran pada setiap *sector* berjarak 120° melingkar di bagian *rim* roda kereta api, untuk perhitungan σ_{in} dan σ_{rn} adalah sebagai berikut:

$$\sigma_i = 1/n \sum_{j=1}^n \sigma_n \text{ untuk tegangan pada } sector. \quad (2.49)$$

$$\sigma_r = 1/3 \sum_{i=1}^3 \sigma_i \text{ untuk tegangan pada } rim \quad (2.50)$$

atau rata-rata dari semua pengukuran.

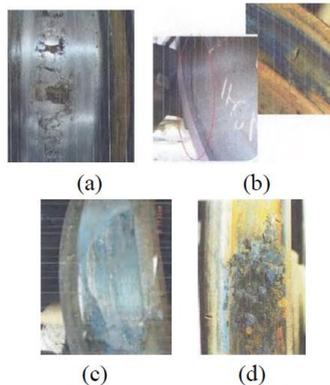


Gambar 2. 47 Konfigurasi lokasi pengukuran tegangan di kedalaman rim dan tiga *sector*

2.2.14 Kerusakan Pada Roda Kereta Api

Roda kereta api merupakan komponen yang sangat penting dalam beroperasinya kereta api. Banyak kemungkinan kerusakan dapat terjadi pada roda kereta api. Seiring dengan tujuan perkeretaapian maka

perawatan lokomotif di Indonesia dilakuakn di Dipo lokomotif atau biasa disebut dengan Balai Yasa milik PT Kereta Api Indonesia (Persero). Menurut pihak Dipo lokomotif kerusakan roda kereta api yang sering terjadi dikarenakan keausan pada *tread* roda kereta api karena gesekan antara rel dan roda kereta api. Maka dari itu untuk menghindari kerusakan dikarenakan keausan pada *tread* roda kereta api dilakukan *heat treatment* untuk mengeraskan permukaan *tread* roda kereta api sehingga meminimalkan terjadinya keausan. Dalam penelitian yang akan dilakukan untuk mengetahui tingkat kedalaman deformasi plastis yang terjadi dikarenakan pembebanan sesuai dengan standar EN 13979 sehingga pada roda kereta api diketahui kegagalan yang terjadi dengan menggunakan teori *von misses* dan setelah dilakukan analisa kegagalan menggunakan teori *von misses* kemudian dilakukan *heat treatment* untuk menghindari dari kegagalan yang terjadi akibat roda kereta api mengalami tagangan kritisnya pada *tread* roda kereta api.(Sinta Septi Pangestutu. 2016)



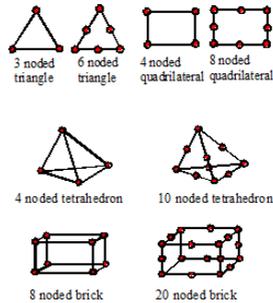
Gambar 2. 48 Macam-macam kerusakan pada roda kereta api (a) cacat spalling wheel (b) cacat thermal wheel (c) cacat skidde/flat wheel (d) cacat Scaled wheel

2.2.15 *Finite Element Method (FEM)*

Finite Element Method (FEM) merupakan suatu prosedur numeris yang banyak digunakan untuk menyelesaikan masalah-masalah dalam bidang Teknik atau *engineering*. Banyak yang dapat diselesaikan menggunakan FEM diantaranya adalah menganalisa perpindahan panas, elektromagnetik, tegangan pada struktur, dan aliran fluida (*Moaveni*). Metode FEM digunakan untuk menyelesaikan masalah dalam bidang Teknik tidak dapat diselesaikan menggunakan perhitungan atau *analytical solution*. Pada dasarnya FEM adalah membagi suatu benda yang akan dianalisa, menjadi beberapa bagian dengan jumlah hingga (*finite*).

Verifikasi dapat didefinisikan sebagai pemeriksaan proses simulasi apakah semua parameter, *control setting* dan seterusnya yang diberikan sudah benar. Validasi merupakan pengesahan hasil simulasi apakah valid dan dapat dianggap mewakili fenomena fisik yang dimaksud. Menurut Law dan Kelton (1991), suatu model dapat dikatakan valid ketika model simulasi yang dibuat tidak ada perbedaan yang sangat signifikan dengan sistem nyatanya.

Bagian-bagian ini disebut elemen yang tiap elemen satu dengan elemen lainnya saling dihubungkan dengan nodal (node). Kemudian dibangun persamaan matematika yang merepresentasikan benda tersebut. *Meshing* adalah proses pembagian benda menjadi beberapa bagian.



Gambar 2. 49 *Meshing* pada plate

Gambar menunjukkan dasar penggambaran dalam pendekatan FEM, yaitu sebuah *plate* yang akan dicari distribusi temperturnya. Bentuk geometri *plate* di *meshing* menjadi bagian yang kecil dengan bentuk segita untuk mencari solusi distribusi temperatur dari *plate*. Sebenarnya untuk kasus yang seperti ini dapat langsung dicari solusinya dengan menggunakan metode perhitungan langsung menggunakan persamaan keseimbangan panas (*heat balance equation*). Namun, untuk geometri yang rumit seperti *engine blok* diperlukan metode FEM untuk mencari distribusi temperturnya.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III

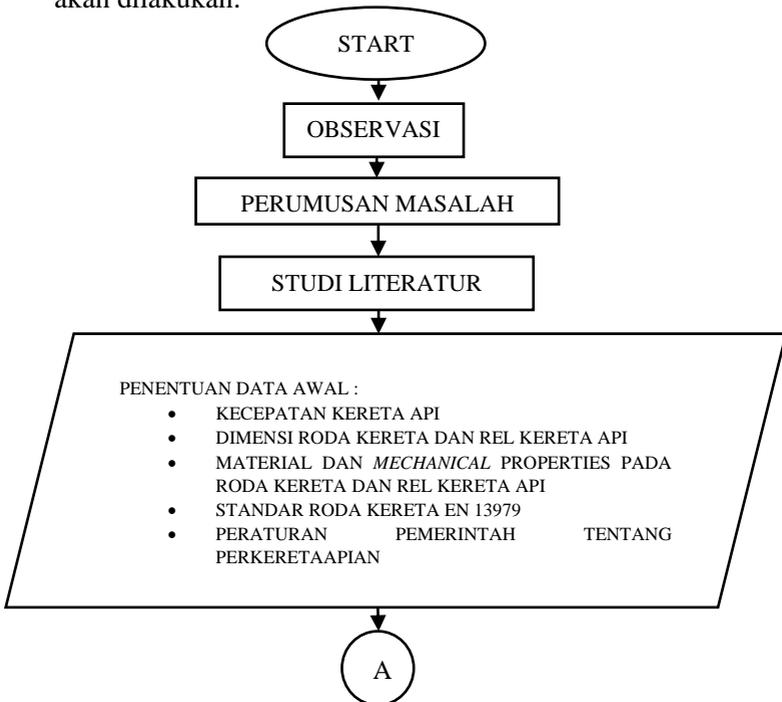
METODOLOGI PENELITIAN

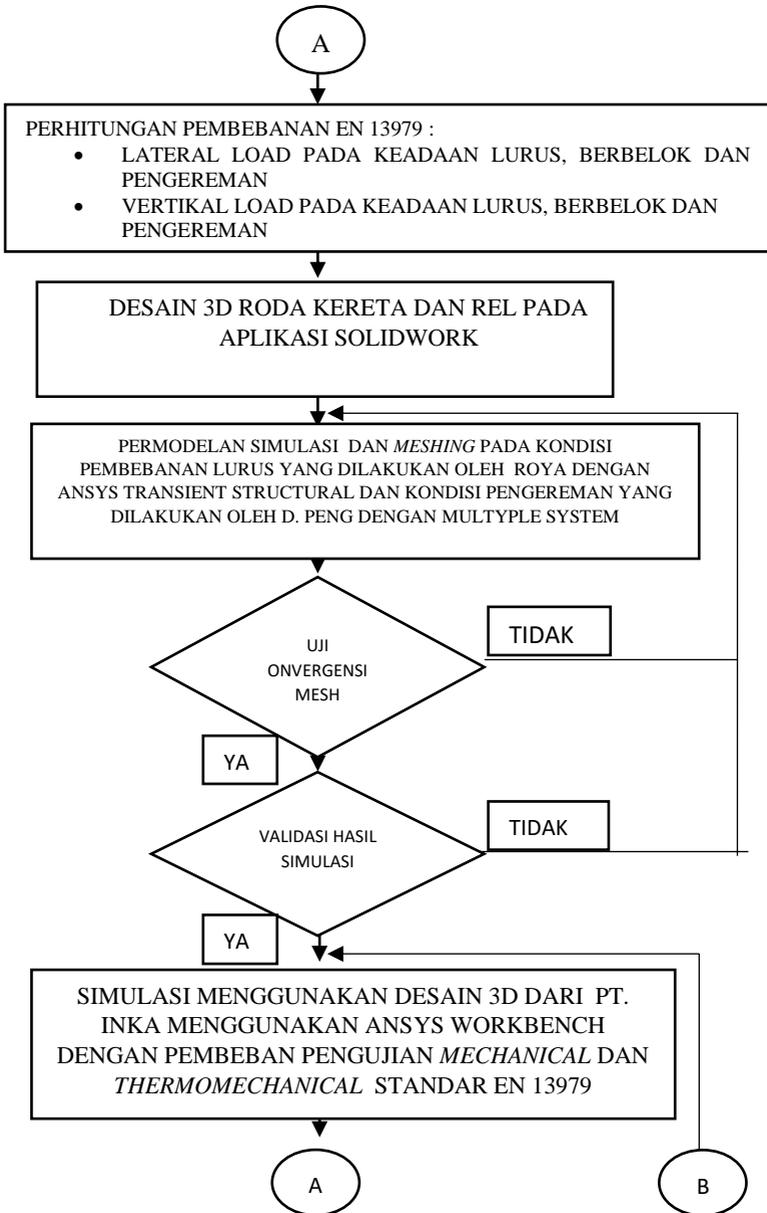
Pada bab ini akan dijelaskan mengenai metodologi penelitian, yang berisi *flowchart* penelitian, observasi, rumusan masalah, studi literatur, penentuan data awal, proses desain, simulasi dan evaluasi dengan menggunakan standar EN 13979.

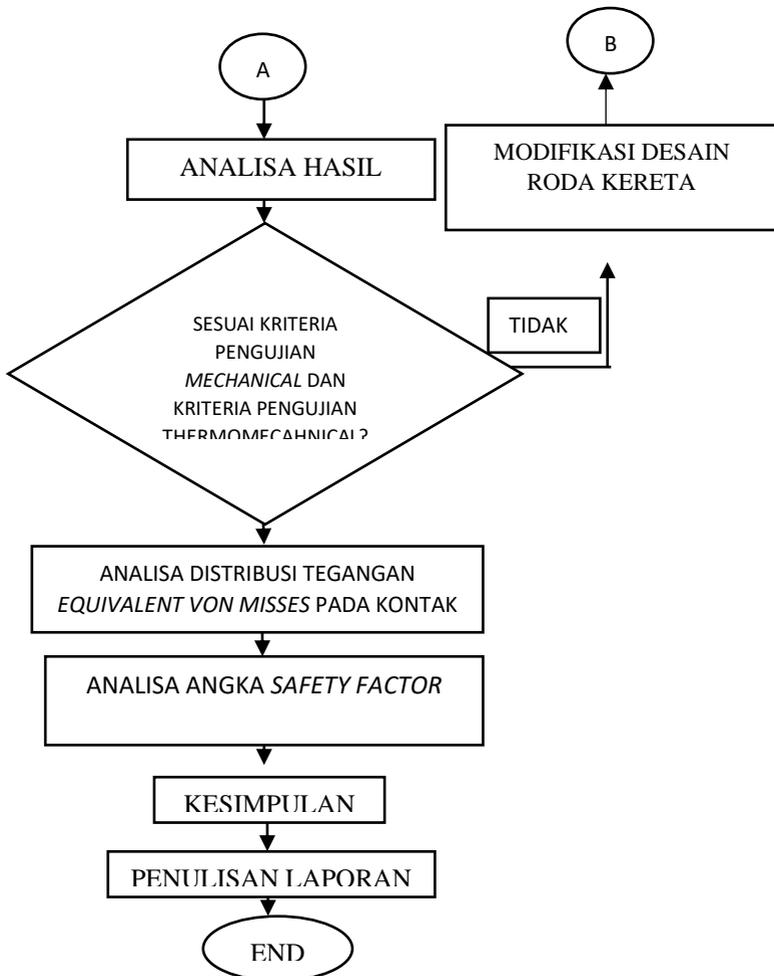
3.1. Metodologi

3.1.1 Flowchart Penelitian

Metodologi penelitian adalah sebuah upaya sistematis dalam rangka pemecahan masalah yang akan dilakukan, agar dapat menjawab permasalahan-permasalahan atau fenomena yang terjadi. Berikut ini merupakan diagram alir dari penelitian yang akan dilakukan:







Gambar 3. 1 Flowchart Penelitian

Gambar 3.1 merupakan tahapan-tahapan yang dilakukan penulis dalam melakukan simulasi dan penyusunan Tugas Akhir ini. Penjelasan lebih rinci mengenai setiap bagian pada flowchart diatas adalah sebagai berikut :

3.1.2 Observasi

Observasi merupakan langkah pertama yang dilakukan penulsi dalam penelitian ini. Observasi dilakukan bertujuan untuk menentukan ruang lingkup permasalahan yang akan diselesaikan dan dijadikan penelititaan. Observasi pada penelitian ini dilakukan pada lingkup Analisa Tegangan Pada Roda Kereta dengan Kecepatan Kereta Rendah kemudian dibandingkan dengan Tegangan yang diperbolehkan.

3.1.3 Rumusan Masalah

Setelah melakukan observasi, penulis merumuskan maslaah yang terdapat di dalam ruang lingkup observasi. Perumusan masalah berfokus tentang membuat permodelan atau simuasi tiga dimensi terkait Roda Kereta dan menganalisa hasilnya sehingga didapatkan tegangan yang terjadi pada Roda Kereta sehingga teganganya tidak melebihi dari tegangan yang diperbolehkan.

3.1.4 Studi Literatur

Studi literatur bertujuan untuk mendalami landasan teori yang akan digunakan pada penilitian ini. Studi literatur juga digunakan untuk mendapatkan infomasi secara lebih detail untuk menunjang penelitian yang akan dilakukan. Informasi yang dicari oleh penulis adalah berupa teori yang berhubungan dengan roda kereta dan gaya – gaya yang bekerja pada roda kereta serta mendapatkan informasi bagaimana cara mengenai Simulasi Analisa Tegangan Pada Roda Kereta.

3.1.5 Penentuan Data Awal

Data awal dari penelitian yang akan dilakukan berupa dimensi dari geometri rel dan roda kereta, lebar rel kereta, data material dari rel dan roda kereta, kecepatan operasi pada kereta dengan kecepatan rendah, beban maksimal pada roda, peninggian rel pada saat kereta berbelok, gaya pada saat pengereman/akselerasi, dan spesifikasi gerbong kereta, serta parameter lainnya yang ditentukan berdasarkan rumusan yang

digunakan pada bab 2. secara lebih detail, data awal dapat dilihat pada tabel 3.1 sebagai berikut :

Tabel 3. 1 Tabel data awal Roda kereta

Roda Kereta		
Parameter	Nilai	Satuan
Tipe roda	<i>Solid Wheel</i>	-
Beban maksimum	9	ton
Standard	JIS E 5402 - 1989	-
Material	SSW - Q3S	-
Diameter Roda	828	mm
<i>Flange Height</i>	30	mm
<i>Fillet Radius</i>	15	mm
<i>Tensile Strength</i>	790 - 980	N/mm ²
<i>Hardness wheel tread</i>	37 min, 45 max	HB
Hardness outer rim surface	246 min, 307 max	HB
Elongation	12 min. For 790 N/mm ² dan 8 min. For 980 N/mm ²	%
Yield stress	500	Mpa
Youngs's Modulus, E	210 x 10 ³	Mpa
Poisson's Ratio	0.25	-
Thermal Conductivity	49.83063e-3	W/m m-K
Specific heat	0.45757e3	J/Kg-K
Coefficient of thermal expansion	1.69971e-5	m/m m-K
Film Coefficient	28.3768e-6	W/m m ² -K
Bulk temperature	291.11	K

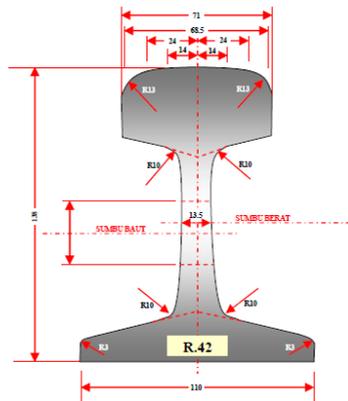
<i>Spesification of real (plastic) stress – strain of the wheel</i>		
<i>Plastic strain</i>	<i>Plastic Stress</i>	-
0	545	Mpa
0.02099	763.625	Mpa
0.0863	887.25	Mpa

Tabel 3. 2 Data awal Rel Kereta Tipe R.42

Rel Kereta Tipe R.42		
Parameter	Nilai	Satuan
Tipe	R.42	-
Beban maksimum	9	Ton tiap roda
Material	BAJA	-
<i>Tensile Strength Ultimate</i>	1655	Mpa
<i>Tensile Strength Yield</i>	350 – 1940	Mpa
<i>Compressive Yield Strength</i>	1650-1800	Mpa
<i>Elongation</i>	10	%
Kekerasan Kepala Rel	≥ 320	BHN
Densitas Rel	8000	Kgm ³
Modulus Young Rel	207	Gpa
<i>Poisson Ratio</i>	0.3	-
Lebar Jalan Rel	1067	mm

Tabel 3. 3 Data dari PT. INKA

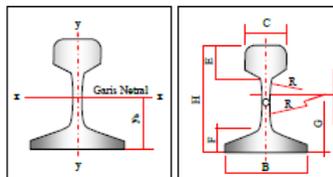
Data Dari PT. INKA		
Brake Calculation		
Parameter	Nilai	Satuan
Tipe Pengereman	Brake Shoe T 360	-
<i>Coeficient of friction</i>	0.22	-
<i>Total Brake Shoe Force</i>	177465	N
<i>Piston Brake Force</i>	25462	N
<i>Single Brake Force</i>	11092	N
<i>Deceleration</i>	0.86	m/s ²
<i>Surface Area</i>	256	Cm ²
Berat Jenis	0.015 – 0.024	Gr/mm ²
Kekerasan	78 - 105	HRR
<i>Crush strenght</i>	Minimum 25	N/mm ²
<i>Cross Breaking Strenght</i>	4.8 - 15	N/mm ²
<i>Shear Strength</i>	15 - 35	N/mm ²
<i>Modulus of elasticity</i>	240 - 1500	N/mm ²
<i>Specific heat</i>	0.17 – 0.98	kJ/kg.K
<i>Thermal conductivity</i>	0.12 – 0.8	W/m.K
<i>Poisson's ratio</i>	0.3	-



Gambar 3. 3 Ukuran penampang rel R.42

Tabel 3. 4 Dimensi Penampang Rel

Besaran Geometri Rel	Tipe Rel			
	R 42	R 50	R 54	R 60
H (mm)	138,00	153,00	159,00	172,00
B (mm)	110,00	127,00	140,00	150,00
C (mm)	68,50	65,00	70,00	74,30
D (mm)	13,50	15,00	16,00	16,50
E (mm)	40,50	49,00	49,40	51,00
F (mm)	23,50	30,00	30,20	31,50
G (mm)	72,00	76,00	74,79	80,95
R (mm)	320,00	500,00	508,00	120,00
A (cm ²)	54,26	64,20	69,34	76,86
W (kg/m)	42,59	50,40	54,43	60,34
I _x (cm ⁴)	1369	1960	2346	3055
Y _s (mm)	68,50	71,60	76,20	80,95
A	= luas penampang			
W	= berat rel permeter			
I _x	= momen inersia terhadap sumbu x			
Y _s	= jarak tepi bawah rel ke garis netral			



3.1.5.3. Berat Kereta Api

Menurut Peraturan Menteri Perhubungan Nomor : PM. 60 Tahun 2012 untuk lebar rel 1067 mm beban maksimal yang diperbolehkan adalah sebesar 18 ton pada satu gandar. Setia gerbong kereta api memiliki 4 gandar. Maka kita dapat mencari beban kereta api dengan rumus sebagai berikut :

$$M = \text{beban maksimal gandar} \times n \quad (3.1)$$

$$M = 18000 \text{ kg} \times 4 \quad (3.2)$$

$$M = 72000 \text{ kg} \quad (3.3)$$

keterangan :

M = massa maksimal kereta api/gerbong

n = jumlah gandar pada satu gerbong

3.1.5.4. Pada Saat Kereta Api Berbelok

Pada lintasan kereta api rel pada sisi bagian luar dibuat lebih tinggi dari pada rel pada bagian dalam atau disebut *superelevation*. Menurut Peraturan Menteri Perhubungan Nomor : PM. 60 Tahun 2012 besar peninggian untuk lebar jalan rel 1067 mm, untuk kecepatan maksimum pada saat berbelok adalah 80 km/jam peninggian jalan Rel dapat dicari dengan rumus berikut :

$$h_{normal} = 5.95 \times \frac{(V_{rencana})^2}{\text{jari} - \text{jari}} \quad (3.4)$$

$$h_{normal} = 5.95 \times \frac{\left(80 \frac{\text{km}}{\text{jam}}\right)^2}{350 \text{ m}} \quad (3.5)$$

$$h_{normal} = 108.8 \text{ mm} \quad (3.6)$$

Jadi peninggian rel pada sisi bagian luar adalah sebesar 108.8 mm atau pada tabel 2.6 peninggian untuk kecepatan maksimal 80 km/jam pada radius jalan rel adalah 550 m, didapatkan peninggian rel pada sisi bagian

luar adalah 110 mm. Selanjutnya pada saat kereta api berbelok terdapat dua gaya yang harus dicari untuk data pembebanan pada simulasi, gaya yang harus diperhitungkan adalah gaya vertikal dan gaya horizontal yang bekerja pada saat kereta api berbelok, berikut adalah rumus perhitungan :

3.1.5.4.1. Beban Vertikal

Beban diperoleh dengan mempertimbangkan berat dari beban yang diterima oleh roda, dan biasanya hanya menggunakan beban gerbong ditambah dengan muatan didalamnya. Dengan beban maksimal yang diperbolehkan Menurut Peraturan Menteri Perhubungan Nomor : PM. 60 Tahun 2012 untuk lebar rel 1067 mm adalah 18ton pada satu gandar. Maka berikut adalah rumus mencari beban vertikal pada roda kereta api pada saat lintasan lurus dengan asumsi berat maksimum 18 ton pada tiap gandar.

$$P_v = (P_1 + P_2) \times g \quad (3.7)$$

$$P_v = (72000 \text{ kg} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}) \quad (3.8)$$

$$P_v = 705600 \text{ N} \quad (3.9)$$

Karena terdapat 8 roda kereta pada satu gerbong maka beban vertikal pada satu roda adalah:

$$F_v = \frac{P_v}{8} \quad (3.10)$$

$$F_v = \frac{705600 \text{ N}}{8} \quad (3.11)$$

$$F_v = 88200 \text{ N} \quad (3.11)$$

keterangan:

P_v = beban vertikal pada gerbong kereta

F_v = beban vertical pada setiap roda

g = gaya gravitasi (m/s^2)

P_1 = berat badan kereta siap operasi

P_2 = jumlah penumpang x 80 kg

$P_1 + P_2$ = beban total kereta api/gerbong

3.1.5.4.2. Beban Horizontal

Berdasarkan dari Peraturan Menteri Perhubungan Nomor: PM. 60 Tahun 2012 gaya sentrifugal pada kereta memiliki rumus sebagai berikut:

$$F_{sentrifugal} = \frac{W}{g} \times \frac{v^2}{R} \quad (3.12)$$

$$F_{sentrifugal} = \frac{W}{9,81} \times \frac{\left(v \times \frac{1}{3.6}\right)^2}{R} \quad (3.13)$$

$$F_{sentrifugal} = \frac{W \times v^2}{127R} \quad (3.14)$$

$$F_{sentrifugal} = \frac{72000 \text{ kg} \times 9.8 \frac{m}{s^2} \times \left(80 \frac{km}{jam}\right)^2}{127 \times 350 \text{ m}} \quad (3.15)$$

$$F_{sentrifugal} = 101593.7008 \text{ N} \quad (3.16)$$

Karena pada lintasan rel berbelok hanya terdapat 4 roda yang memiliki gaya sentrifugal maka gaya sentrifugal pada setiap roda adalah:

$$F_s = \frac{F_{sentrifugal}}{4} \quad (3.17)$$

$$F_s = \frac{101593.7008 \text{ N}}{4} \quad (3.18)$$

$$F_s = 25398.43 \text{ N} \quad (3.19)$$

Jadi gaya sentrifugal setiap rodanya adalah sebagai berikut :

$$F_s = 25398.43 \text{ N} \quad (3.20)$$

keterangan:

F_s = gaya setrifugal pada setiap roda

v = kecepatan kereta (km/jam)

W = beban kereta (N)

R = radius tikungan (m)

3.1.5.4.3. Transfer Load Pada Saat Berbelok

Dari data yang diperoleh dari PT. INKA tinggi CoG pada gerbong adalah 1582.73 mm dari titik paling atas rel kereta api. Untuk menghitung seberapa besar *transfer load* pada roda ketika berbelok menggunakan rumus sebagai berikut:

Persamaan momen dengan titik tengah roda paling luar.

$$\sum M = 0 \quad (3.21)$$

$$F_{n1}(l) = \left(W \frac{l}{2} \cos \theta \right) - (F_s t \cos \theta) \quad (3.22)$$

$$F_{n1} = \frac{\left(W \frac{l}{2} \cos \theta\right) - \left(\frac{m v^2}{R} t \cos \theta\right)}{l} \quad (3.23)$$

$$F_{n1} = \frac{\left(72000 \text{ kg} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times \frac{1.067 \text{ m}}{2} \times \cos 5.92\right) - \left(\frac{72000 \text{ kg} \times \left(80 \frac{\text{km}}{\text{jam}}\right)^2}{350 \text{ m}} \times 1.58273 \text{ m} \times \cos 5.92\right)}{1.067 \text{ m}} \quad (3.24)$$

$$F_{n1} = \frac{\left(72000 \text{ kg} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times \frac{1.067 \text{ m}}{2} \times \cos 5.92\right) - \left(\frac{72000 \text{ kg} \times \left(22.22 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{350 \text{ m}} \times 1.58273 \text{ m} \times \cos 5.92\right)}{1.067 \text{ m}} \quad (3.25)$$

$$F_{n1} = 344174.3025 \text{ N} \quad (3.26)$$

Persamaan momen dengan titik acuan tengah roda paling dalam

$$\sum M = 0 \quad (3.27)$$

$$F_{n2} l = \left(\frac{Wl}{2} \cos \theta\right) + (F_s t \cos \theta) \quad (3.28)$$

$$F_{n2} = \frac{\left(\frac{Wl}{2} \cos \theta\right) + \left(\frac{m v^2}{R} t \cos \theta\right)}{l} \quad (3.29)$$

$$F_{n2} = \frac{\left(72000 \text{ kg} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times \frac{1.067 \text{ m}}{2} \times \cos 5.92\right) + \left(\frac{72000 \text{ kg} \times \left(22.22 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{350 \text{ m}} \times 1.58273 \text{ m} \times \cos 5.92\right)}{1.067 \text{ m}} \quad (3.30)$$

$$F_{n2} = 357662.6446 \text{ N} \quad (3.31)$$

Maka besarnya gaya maksimal yang ditahan oleh tiap roda kereta adalah seperempat dari gaya normal. Berikut merupakan gaya normal pada roda bagian dalam: .

$$F_v \text{ dalam} = \frac{F_{n1}}{4} \quad (3.32)$$

$$F_{v \text{ dalam}} = \frac{344174.3025 \text{ N}}{4} \quad (3.33)$$

$$F_{v \text{ dalam}} = 86043.57563 \text{ N} \quad (3.34)$$

Sedangkan besar gaya normal pada roda bagian luar adalah :

$$F_{v \text{ luar}} = \frac{F_{n2}}{4} \quad (3.35)$$

$$F_{v \text{ luar}} = \frac{357662.6446 \text{ N}}{4} \quad (3.36)$$

$$F_{v \text{ luar}} = 89415.66115 \text{ N} \quad (3.37)$$

keterangan :

F_{n1} = Gaya normal pada 4 roda bagian dalam

F_{n2} = Gaya Normal pada 4 roda bagian luar

$F_{v \text{ dalam}}$ = Gaya normal pada setiap roda bagian dalam

$F_{v \text{ luar}}$ = Gaya normal pada setiap roda bagian luar

M = Momen pada gerbong kereta api

W = Gaya berat kereta

l = Jarak pusat roda ke roda yang lain

F_s = Gaya setrifugal

R = Radius lintasan belok

m = Massa kereta api

Θ = Sudut yang diakibatkan oleh superelevasi

t = Tinggi *center of gravity*

3.1.5.5. Pada Saat Kereta Api Melewati Lintasan Lurus

Pada saat kereta api kondisi lurus terdapat gaya vertikal yang harus dipertimbangkan dalam mendesain roda kereta api. Pada kondisi lurus hanya mempertimbangkan gaya vertikal yang terjadi pada roda kereta api yang disebabkan oleh beban gerbong kereta api dan beban dari penumpang kereta api.

Menurut Peraturan Menteri Perhubungan Nomor : PM. 60 Tahun 2012 beban gandar adalah beban yang diterima oleh jalan rel kereta api dari satu gandar. Beban gandar untuk lebar jalan rel 1067 mm pada semua kelas jalur maksimum adalah sebesar 18 ton [9]. Berikut merupakan rumus untuk menghitung gaya vertikal :

$$P_v = (P_1 + P_2) \times g \quad (3.38)$$

$$P_v = \left(72000 \text{ kg} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) \quad (3.39)$$

$$P_v = 705600 \text{ N} \quad (3.40)$$

Karena terdapat 8 roda kereta pada satu gerbong maka beban vertikal pada satu roda adalah:

$$F_v = \frac{P_v}{8} \quad (3.41)$$

$$F_v = \frac{705600 \text{ N}}{8} \quad (3.42)$$

$$F_v = 88200 \text{ N} \quad (3.43)$$

keterangan:

P_v = beban vertikal pada gerbong kereta

F_v = beban vertical pada setiap roda

g = gaya gravitasi (m/s^2)

P_1 = berat badan kereta siap operasi

P_2 = jumlah penumpang

$P_1 + P_2$ = beban total kereta api/gerbong

3.1.5.6. Pada Saat Pengereman

Pada saat kereta api melakukan pengereman terjadi gaya pengereman yang menekan *brake shoe* ke profil roda kereta. Gaya yang terjadi dikarenakan tekanan yang diakibatkan oleh silinder pengereman menggunakan tenaga pneumatik. Pada data yang diperoleh PT. INKA. Maka total gaya pengereman yang terjadi dihitung dengan rumus berikut :

d. Menghitung Piston Force

$$F_p = (g \times A_r \times p) - F_c \quad (3.44)$$

$$F_p = \left(9,8 \frac{m}{s^2} \times 706,9 \text{ cm}^2 \times 3.8 \text{ bar} \right) - 1400 \text{ N} \quad (3.45)$$

$$F_p = 25462 \text{ N} \quad (3.46)$$

e. Total Brake Shoe Force

$$F = n (F_p \times i - i_b \times F_q) \times eff \quad (3.47)$$

$$F = 1 (25462 \times 9.03 - 8 \times 2000) \times 0.83 \quad (3.48)$$

$$F = 177555 \text{ N} \quad (3.49)$$

f. Single Brake Shoe Force

$$F_b = \frac{F}{nb} \quad (3.50)$$

$$F_b = \frac{177555 \text{ N}}{16} \quad (3.51)$$

$$F_b = 11097 \text{ N} \quad (3.52)$$

keterangan :

F_p = Gaya piston (N)

A_r = Luas efektif dari piston (cm^2)

p = Tekanan pada distributor valve (bar)

F_c = *Counter Force* (N)

F = Total gaya pengereman (N)

n = Jumlah silinder pengereman

i = Total rasio *rigging*

i_b = Rasio *rigging* setelah *slack adjuster*

F_q = *Counter force* (N)

Eff = efisiensi

F_b = Gaya pengereman pada satu *brake shoe*

nb = Jumlah *brake shoe* setiap gerbong

Pada saat kereta api melakukan pengereman terjadi *transfer load* dari *center of gravity* ke *bogie* depan yang dapat dihitung dengan rumus berikut :

Persamaan momen dengan titik acuan di titik C.

$$\sum M = 0 \quad (3.53)$$

$$F_{n1}(A + B) = WA - F_t h \quad (3.54)$$

$$F_{n1} = \frac{WA - mah}{A + B} \quad (3.55)$$

$$F_{n1} = \frac{\left((72000 \text{ kg} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 7 \text{ m}) - (72000 \text{ kg} \times 0.86 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 1.58273 \text{ m}) \right)}{(14 \text{ m})} \quad (3.56)$$

$$F_{n1} = 345799.8113 \text{ N} \quad (3.57)$$

Persamaan momen dengan titik acuan di titik D.

$$\sum M = 0 \quad (3.58)$$

$$F_{n2}A = F_t h + F_{n1}B \quad (3.59)$$

$$F_{n2}A = mah + \frac{WA - mah}{(A + B)} B \quad (3.60)$$

$$F_{n2} = \frac{\left(mah + \frac{WA - mah}{(A + B)} B \right)}{A} \quad (3.61)$$

$$F_{n2} = \frac{\left((72000 \text{ kg} \times 0.86 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 1.58273 \text{ m}) + (345799.8113 \text{ N} \times 7 \text{ m}) \right)}{7 \text{ m}} \quad (3.62)$$

$$F_{n2} = 359800.1887 \text{ N} \quad (3.63)$$

Maka besarnya gaya normal yang terjadi pada setiap roda kereta adalah sebagai berikut:

$$F_v \text{ belakang} = \frac{F_{n1}}{4} \quad (3.64)$$

$$F_v \text{ belakang} = \frac{345799.8113 \text{ N}}{4} \quad (3.65)$$

$$F_v \text{ belakang} = 86449.95283 \text{ N} \quad (3.66)$$

$$F_v \text{ depan} = \frac{F_{n2}}{4} \quad (3.67)$$

$$F_v \text{ depan} = \frac{359800.1887 \text{ N}}{4} \quad (3.68)$$

$$F_v \text{ depan} = 89950.04717 \text{ N} \quad (3.69)$$

keterangan:

F_n = Gaya normal pada bogie

W = Gaya berat kereta

F_v = Gaya reaksi roda

F_t = Gaya akibat akselerasi/deaselerasi

m = Beban kereta

a = Akselerasi/deakselerasi kereta

A = Jarak antara *center of gravity* ke *bogie* depan

B = Jarak antara *center of gravity* ke *bogie* belakang

C = Titik acuan pusat *bogie* belakang

D = Titik acuan tengah kereta diantara dua *bogie*

3.1.6 Perhitungan Pembebanan Standar

3.1.6.1. Pengujian *Mechanical*

Pada pengujian *mechanical* dilakukan tiga pembebanan yaitu pembebanan pada saat jalur lurus, jalur berbelok, dan berpindah jalur (*crossing*). Tujuan dari pengujian ini adalah untuk memastikan bahwa roda kereta api yang di uji tidak akan mengalami risiko *crack* pada web roda kereta api atau dalam hubungannya dengan hub dan rim roda kereta api kecepatan rendah

during operation. The following are calculations of loading that must be considered :

$$P = \frac{(m_1 + m_2) \times g}{2} \quad (3.70)$$

$$P = \frac{(18000 \text{ kg}) \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2} \quad (3.71)$$

$$P = 88200 \text{ N} \quad (3.72)$$

1. Loading on straight path

$$F_z = 1,25 P \quad (3.72)$$

$$F_z = 110250 \text{ N} \quad (3.73)$$

$$F_{y1} = 0 \quad (3.74)$$

2. Loading on curved path

$$F_z = 1,25 P \quad (3.75)$$

$$F_z = 110250 \text{ N} \quad (3.76)$$

$$F_{y2} = 0,6 P \text{ untuk roda non - penggerak} \quad (3.77)$$

$$F_{y2} = 52920 \text{ N untuk roda non - penggerak} \quad (3.78)$$

$$F_{y2} = 0,7 P \text{ untuk roda penggerak} \quad (3.79)$$

$$F_{y2} = 61740 \text{ N untuk roda penggerak} \quad (3.80)$$

3. Loading on crossing path (*crossing*)

$$F_z = 1,25 P \quad (3.81)$$

$$F_z = 110250 \text{ N} \quad (3.82)$$

$$F_{y3} = 0,6 F_{y2} = 0,36 P \text{ untuk roda non - penggerak} \quad (3.83)$$

$$F_{y3} = 31752 \text{ N untuk roda non - penggerak} \quad (3.84)$$

$$F_{y3} = 0,6 F_{y2} = 0,42 P \text{ untuk roda penggerak} \quad (3.85)$$

$$F_{y3} = 37044 \text{ N untuk roda penggerak} \quad (3.86)$$

Keterangan :

P = Beban tiap gandar kereta api (kg)

m_1 = massa gerbong (kg)

m_2 = massa penumpang beserta barang bawaan (kg)

g = gaya gravitasi (m/s^2)

Pada pengujian *mechanical* di atas digunakan simulasi dengan *output* nilai tegangan *principle* maksimum dan nilai tegangan *principle* minimum. Kedua nilai tersebut dihitung selisih dari kedua tegangan seperti persamaan berikut:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (3.87)$$

3.1.6.2. Pengujian *Thermomechanical*

Pengujian *thermomechanical* bertujuan untuk mengukur nilai tegangan residual pada roda kereta api ketika kondisi melakukan pengereman. Pada pengujian ini menggunakan besar maksimum energi yang ditimbulkan akibat gaya gesekan antara *brake shoes* dengan permukaan *tread* roda kereta api. Energi ini didefinisikan oleh sebuah daya (P_a), waktu pengereman (t_a), dan kecepatan kereta (v_a) selama pengereman (*drag braking*). Diasumsikan kecepatan operasional untuk melakukan pengereman adalah 60 km/jam. Persamaan energi yang digunakan untuk simulasi selama waktu (t_a) pengereman sebagai berikut:

$$P_a = m \times g \times v_a \times \alpha \quad (3.88)$$

$$P_a = 9000 \text{ Kg} \times 9.8 \frac{m^2}{s} \times 16.667 \frac{m}{s} \times 25\% \quad (3.89)$$

$$P_a = 36750.735 \text{ W} \quad (3.90)$$

$$P_{power\ apply} = 1.2 \times P_a \quad (3.91)$$

$$P_{power\ apply} = 44100.882\ W \quad (3.91)$$

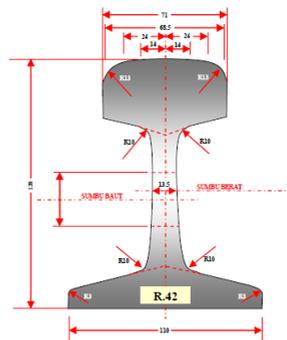
keterangan:

- m = beban gandar tiap roda pada rel (kg)
- g = percepatan gravitasi (m/s^2)
- α = rata-rata lereng jalur kereta (‰)
- v_a = kecepatan kereta (m/s)

3.1.7 Proses Desain

3.1.7.1 Proses Desain Rel R.42

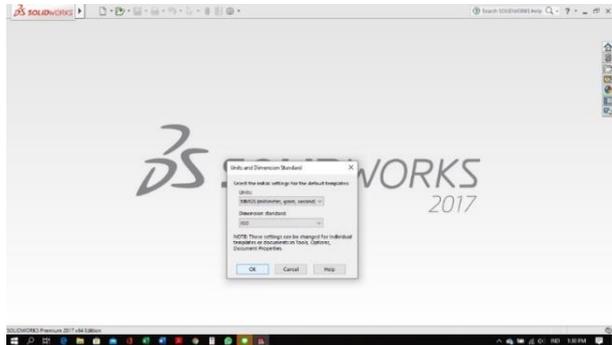
Menggambar ulang desain Rel R.42 yang telah ada menggunakan aplikasi *Solidwork*. Ada beberapa langkah yang dilakukan dalam proses desain ulang rel R.42 dalam aplikasi *Solidwork*. Berikut merupakan gambar penampang beserta dimendi dari Rel U33:



Gambar 3. 4 Penampang Rel R.42

a. Membuka Aplikasi *Solidwork*

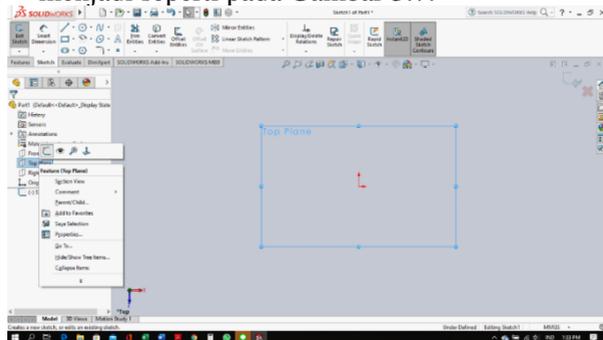
Setelah membuka aplikasi *solidwork*, kemudian klik pada *NEW* untuk membuat lembar kerja baru kemudian pilih unit dan standar yang diinginkan, kemudian klik *OK*. Kemudian klik *Part*.



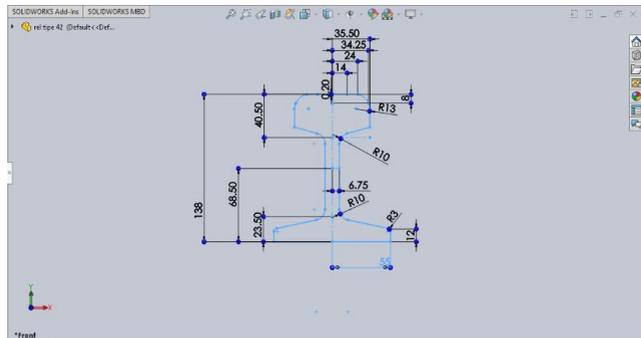
Gambar 3. 5 Tampilan awal aplikasi *solidwork*

b. Membuat Sketsa 2D dengan Memilih *Plane* yang Ingin Digunakan.

Dengan mengklik *Sketch*, kemudian pilih pada *plane* yang akan digunakan untuk menggambar dalam 2D. Dalam proses pembuatan gambar 2D, dimensi disesuaikan dengan Gambar 3.4. Setelah proses desain sketsa 2D tampilan akan menjadi seperti pada Gambar 3.7.



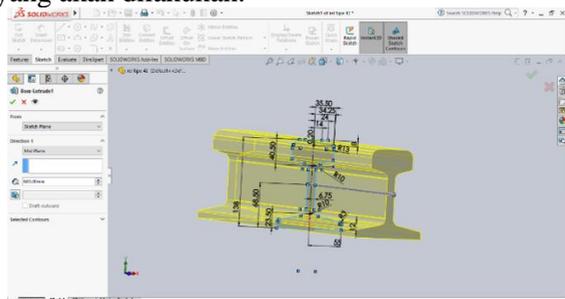
Gambar 3. 6 Tampilan *plane* untuk membuat gambar 2D



Gambar 3. 7 Pemberian dimensi pada proses sketsa

- c. Membuat Sketsa 2D Menjadi 3D Menggunakan *feature Extrude Boss/Base*.

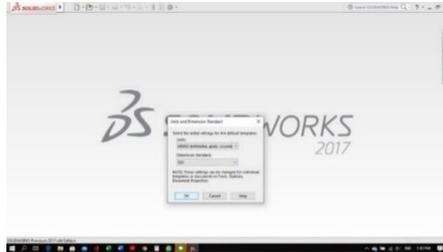
Setelah sketsa 2D selesai dan ukurannya sesuai dengan sketsa dari rel R.42, maka setelah itu membuat gambar 2D menjadi 3D dengan cara mengklik *Features*, kemudian Klik *extrude* untuk membuat gambar 3D. Tentukan panjang *extrude* yang akan dilakukan.



Gambar 3. 8 Bentuk 3D dari rel kereta

- d. *Save* Desain 3D Rel R.42.
Setelah proses desain 3D menggunakan *Solidwork* selesai, maka *save as file* menggunakan format *file .igs* agar bisa di impor geometri ke dalam aplikasi

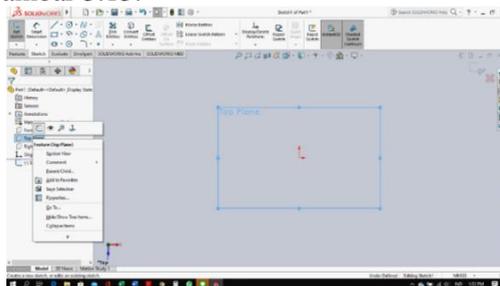
- a. Membuka Aplikasi *Solidwork*
 setelah membuka aplikasi *solidwork*,
 kemudian klik pada *NEW* untuk membuat lembar
 kerja baru kemudian pilih unit dan standar yang
 diinginkan, kemudian klik *OK*. Kemudian klik
Part.



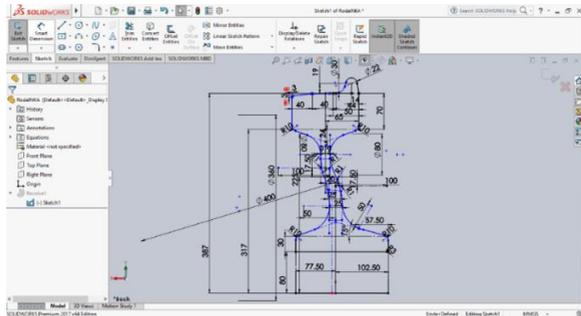
Gambar 3. 11 Tampilan awal aplikasi *solidwork*

- b. Membuat Sketsa 2D Dengan Memilih *Plane* Yang
 Ingin Digunakan.

Proses awal dalam mendesain ulang roda
 kereta adalah dengan mengklik *Sketch*, kemudian
 pilih pada *plane* yang akan digunakan untuk
 menggambar dalam 2D. Setelah itu gambar ulang
 gambar sketsa roda kereta yang telah ada di dalam
 aplikasi *Solidwork* dan desainlah sesuai dimensi
 yang telah ada sehingga sketsa menjadi seperti
 Gambar 3.13.



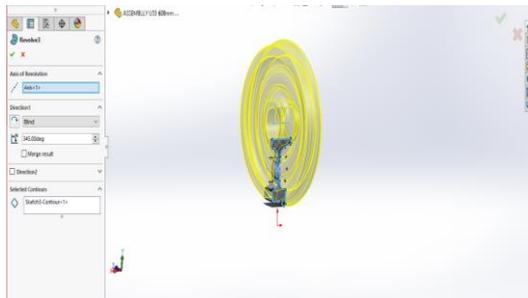
Gambar 3. 12 Tampilan membuat gambar 2D



Gambar 3. 13 Penambahan dimensi pada sketsa Roda kereta

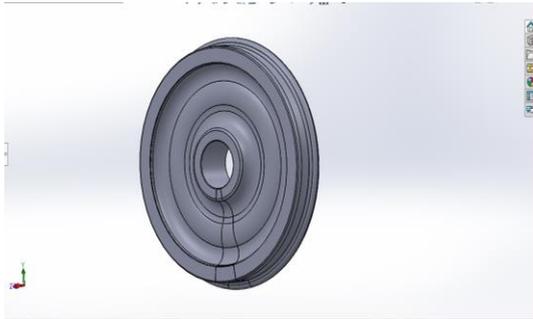
c. Membuat sketsa 2D menjadi 3D menggunakan *features Revolved Boss/Base*

Setelah sketsa 2D selesai dan ukurannya sesuai dengan sketsa dari rel U33, maka setelah itu membuat gambar 2D menjadi 3D dengan cara mengklik *Features*, kemudian Klik *Revolved Boss/Base* untuk membuat gambar 3D. Tentukan panjang *axis* yang akan digunakan untuk pusat berputarnya kemudian pilih *cotourse* yang ingin di *revolved*. Pada proses *revolved* penulis menggunakan dua kali *revolved* dengan 15° dan 345° .



Gambar 3. 14 Proses mengubah desain 2D menjadi 3D

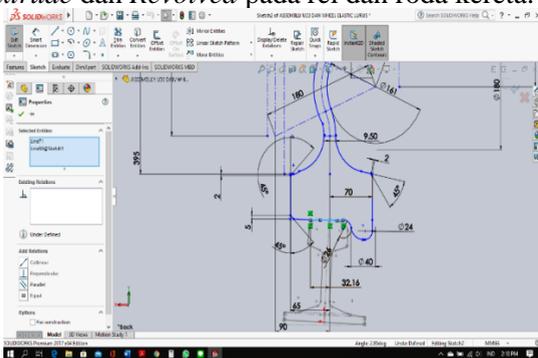
d. *Save* untuk digabungkan dengan gambar roda kereta



Gambar 3. 15 Sketsa roda kereta 3D

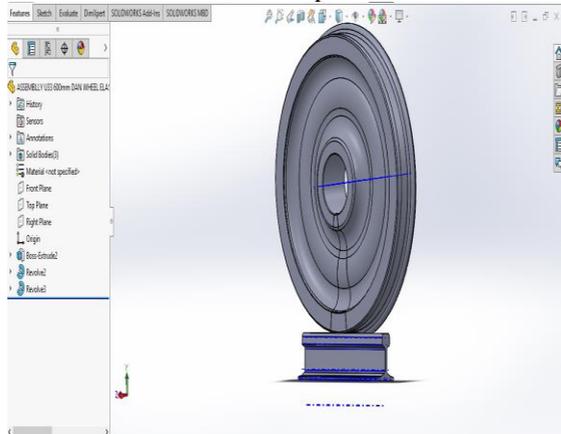
3.1.7.3 Proses *Match* Roda kereta dan Rel

- a. Gabungkan sketsa dari roda kereta dan rel menjadi satu lembar kerja namun beda *plane*. Kemudian posisikan roda kereta dan rel kereta sesuai dengan kenyataannya, kemudian tekan *shift* pada *keyboard* dan tahan, kemudian klik kiri pada *line* yang akan menjadi kontak dengan tetap menekan *shift*. Kemudian pilih hubungan koneksi antar garis dengan mengklik *collinear*. Setelah itu *Extrude* dan *Revolved* pada rel dan roda kereta.



Gambar 3. 16 Penggabungan rel dan roda kereta sketsa 2D

- b. *Save* dan *save as* dalam format *file* .IGS. Setelah gambar 3D dari roda kereta dan rel kereta sudah dijadikan satu, kemudian *save as* dalam format *file* .IGS supaya bisa di masukan dan disimulasikan ke dalam aplikasi ANSYS.



Gambar 3. 17 Bentuk 3D rel dan roda kereta

3.1.8 Uji Konvergensi Dan Validasi Model

Uji Konvergensi adalah bagian terpenting dalam suatu penelitian khususnya dalam melakukan simulasi dengan menggunakan metode elemen hingga. Pengujian ini digunakan untuk membuat efisien dalam melakukan simulasi sehingga dapat dilakukan dengan waktu yang efektif. Dalam pengujian ini yang harus dipertimbangkan adalah waktu untuk melakukan simulasi yang sesingkat mungkin, dengan jumlah elemen yang sedikit mungkin dan dengan hasil yang mendekati sesuai dengan validasi. Setelah melakukan uji konvergensi dibandingkan dengan hasil pembanding untuk melakukan validasi. Sehingga simulasi dianggap valid dan hasilnya dapat mendekati dengan pengujian eksperimen.

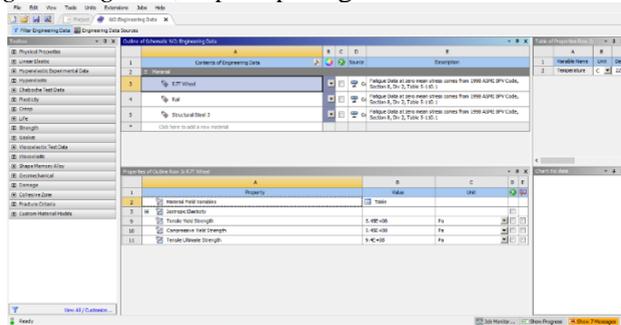
Validasi merupakan bagian penting dari suatu penelitian untuk mendapatkan hasil yang akurat. Validasi diperlukan untuk menguji suatu model yang digunakan dalam penelitian apakah sudah benar atau sesuai dengan kondisi sebenarnya. Dalam validasi dalam penelitian ini dilakukan dengan membandingkan hasil penelitian jurnal dengan yang dimodelkan oleh penulis sehingga hasil simulasi yang dilakukan oleh penulis mendekati dengan hasil yang diperoleh jurnal, selain itu dengan bervariasi *element size*.

3.1.8.1 Uji Konvergensi Dan Validasi Pengujian Mechanical

Sebelumnya telah dilakukan permodelan ulang desain roda kereta dan rel yang sama dengan yang dimodelkan menggunakan *ANSYS Static Structural* dan *ABAQUS* oleh penelitian yang dilakukan oleh Roya Sadat Ashofteh dengan judul *Stress Analysis in the Elastic-Plastic Analysis of Railway Wheels*. Pada penelitian sebelumnya dilakukan permodelan menggunakan roda kereta dengan diameter 920 mm dan tiper rel U33 dengan panjang rel 600mm dan roda dianggap sebagai tipe *deformable solid*. Roda diberi material R7T dengan nilai modulus *elastis* 206 GPa, *yield stress* 545 MPa, dan koefisien poisson 0,27. Rel U33 memiliki nilai modulus *elastis* 210 GPa, *yield stress* 550 MPa, dan koefisien poisson 0.3. Diberikan kondisi kontak antara roda kereta api dengan rel yaitu dengan menggunakan *friction* dengan nilai *friction coefficient* adalah 0.3. Setelah dilakukan analisa didapatkan *maximum pressure* (tekanan maksimal) sebesar 870 MPa dan *stress von-mises* sebesar 489 Mpa. Berdasarkan analisa dari program, nilai tekanan maksimum akan sama dengan 870 MPa.

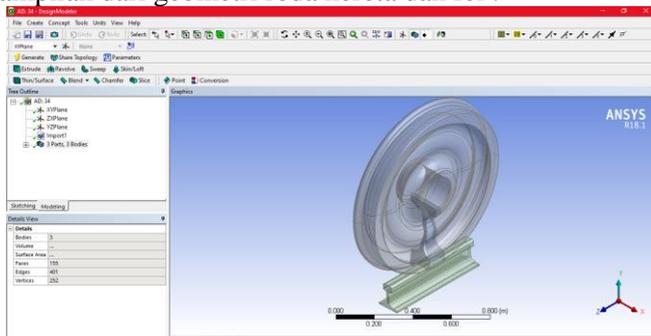
Selanjutnya data dari jurnal dimodelkan dengan menggunakan ANSYS dengan Analisa menggunakan

transient structural, setelah itu melakukan *set up* pada *engineering data*, seperti pada gambar berikut :



Gambar 3. 18 *Set up* material pada *engineering data*

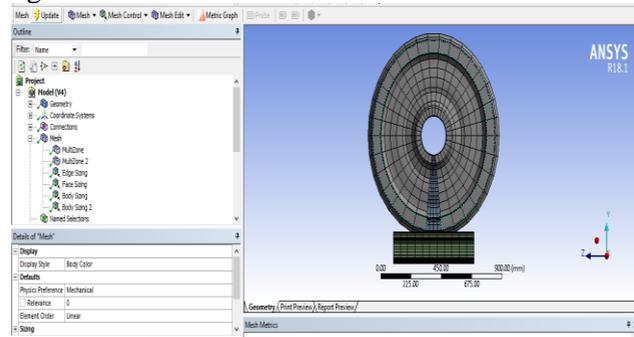
Setelah itu mengimpor geometri dari gambar 3D roda kereta dan rel yang sudah dibuat menggunakan aplikasi *Solidwork*, setelah itu *impor* geometri dengan format *file .igs* ke aplikasi *ANSYS*, berikut ini merupakan tampilan dari geometri roda kereta dan rel :



Gambar 3. 19 Geometri roda kereta dan rel yang sudah di impor ke ANSYS

Selanjutnya melakukan *set up* pada model yang telah diimpor, yaitu pada *meshing* dengan menggunakan *multizone method*, kemudian menggunakan *body sizing 30*

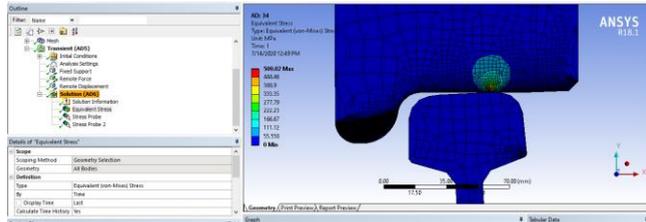
mm dan 2.9 mm, kemudian menggunakan *face meshing* pada roda kereta. Pada pengaturan *meshing* yaitu menggunakan *adaptive mesh*, *Relevance center (Fine)*, *Span Angle Center (Fine)* dengan metode *multizone*, *mapped mesh type Hexa*, *Free mesh type hexa dominan*, *element order Linear*. Berikut ini tampilan dari *meshing* yang telah dilakukan :



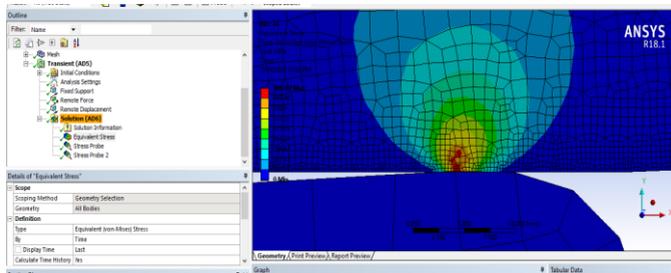
Gambar 3. 20 *Meshing* yang telah dilakukan

Setelah itu melakukan *set up* pada pembebanannya menggunakan *remote force* yang dibebankan pada bagian poros roda sebesar 63750 N yang mengarah ke sumbu -Y. Setelah itu menggunakan *fix support* pada geometri rel. Selanjutnya pengaturan pada *solution* memilih *Equivalent stress von-misses*. Setelah proses *set up* dan pengaturan selesai selanjutnya klik pada *solve* untuk melakukan simulasi pada model yang telah di set up sebelumnya. Berikut ini merupakan hasil dari simulasi yaitu dengan *Equivalent stress von-misses* sebesar 473.74 Mpa. Dari simulasi yang telah dilakukan error yang terjadi pada simulasi yang dilakukan oleh Roya Sadat Ashofteh dan yang dilakukan oleh penulis yaitu untuk *Equivalent stress von-misses* sebesar 3.120654397%, sehingga dapat dikatakan validasi yang dilakukan penulis dengan membandingkan hasil pada simulasi yang dilakukan

dengan hasil yang diperoleh pada penelitian yang dilakukan oleh Roya Sadat Ashofteh adalah valid.



Gambar 3. 21 Hasil simulasi Equivalent stress von-misses



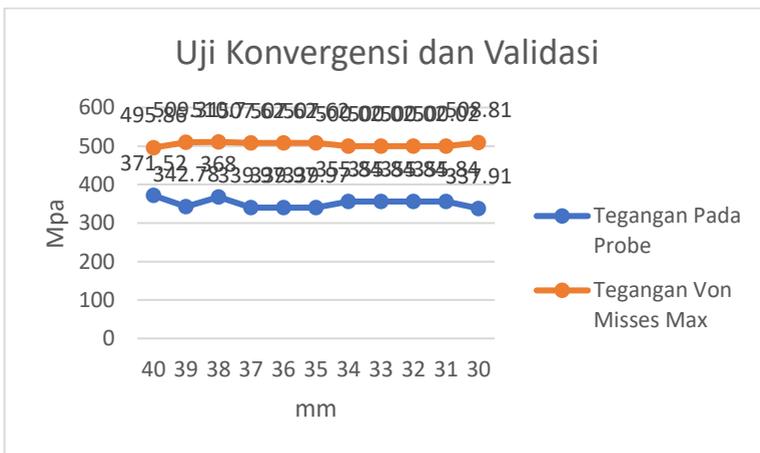
Gambar 3. 22 Hasil simulasi dan bentuk dari distribusi tegangan pada *tread* roda kereta

Validasi yang kedua yaitu melakukan uji konvergensi dengan bervariasi *element size* pada simulasi di ANSYS. Setelah melalui proses *set up*, model dapat disimulasikan sehingga didapatkan nilai distribusi tegangan normal dan tegangan *Von-misses* pada model. Akan tetapi, kita belum tahu apakah hasil ini *valid*, karena kita belum dapat menyimpulkan apakah bentuk *mesh* yang digunakan tadi sudah benar-benar mempresentasikan domain fisis dari model. Oleh karena itu perlu dilakukan uji konvergensi terhadap beberapa variasi bentuk *mesh*. Penulis memilih pengaturan pada *general meshing adaptive mesh, linear, Relevance center (Fine), Span Angle*

Center (Fine), dengan metode *multizone, mapped mesh type Hexa, Free mesh type hexa dominan, surface mesh method uniform, element order Linear* dan memvariasikan nilai *element size*.

Tabel 3. 5 Tabel variasi ukuran *meshing*

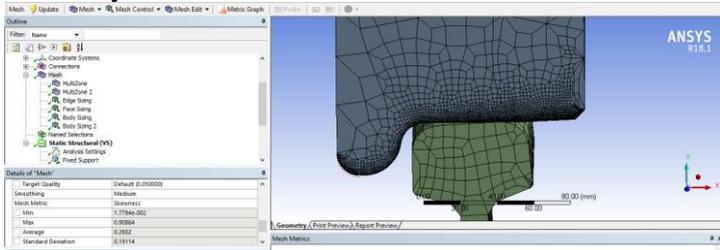
Bagian luar dan rel (mm)	Element Size			Nodes	Element	MAPDL Elaps Time	Hasil	Hasil	Error	Error pada probe
	body sizing bagian roda yang kontak (mm)	number of division edge sizing bagian roda yang kontak (bagian)	face sizing bagian kontak (mm)				Probe Equivalent von misses	Equivalent Stress Von misses (Mpa)	Equivalent Stress Von Misses %	Equivalent Stress Von Misses %
60	40	4	0.3	60993	49801	6 m 34 s	371.52	495.86	1.402863	0
60	39	4	0.3	30629	23243	3 m 32 s	342.78	509.31	4.1533742	7.735788114
60	38	4	0.3	51824	40203	4 m 45 s	368	510.7	4.4376278	7.357488768
60	37	4	0.3	30584	23203	3 m 51 s	359.97	507.62	3.807771	7.616847826
60	36	4	0.3	30584	23203	3 m 35 s	359.97	507.62	3.807771	0
60	35	4	0.3	30584	23203	3 m 32 s	359.97	507.62	3.807771	0
60	34	4	0.3	50794	39967	4 m 26 s	355.84	500.02	2.2535787	4.668058946
60	33	4	0.3	50794	39967	4 m 34 s	355.84	500.02	2.2535787	0
60	32	4	0.3	50794	39967	4 m 28 s	355.84	500.02	2.2535787	0
60	31	4	0.3	50794	39967	5 m 7 s	355.84	500.02	2.2535787	0
60	30	4	0.3	30904	23455	4 m 4 s	337.91	508.81	4.0511247	5.038781475



Gambar 3. 23 Hasil uji konvergensi

Semakin kecil ukuran elemen atau semakin banyak elemen memang hasil yang akan dihasilkan akan lebih valid, akan tetapi hal ini akan berpengaruh pada proses simulasi yang memakan waktu lebih lama. Oleh karena itu,

uji konvergensi juga diperlukan untuk mengoptimasi validitas hasil dan lama proses simulasi. Uji konvergensi dilakukan dengan cara membuat grafik hubungan antara hasil simulasi besar tegangan pada suatu titik dalam model. Pada hasil uji konvergensi penulis menggunakan element size yaitu 34 mm dan 60 mm.



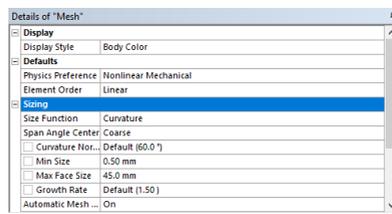
Gambar 3. 24 *Meshing quality* pada simulasi

3.1.8.2 Uji Konvergensi Pengujian *Thermomechanical*

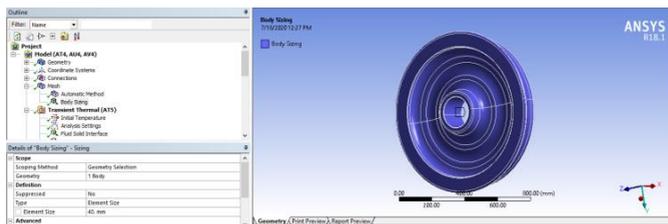
Simulasi menggunakan ANSYS dengan dua Transient Thermal yaitu untuk pembebanan *thermal* pada saat *drag braking*, dan untuk *cooling* untuk mengetahui distribusi besarnya suhu yang dihasilkan pada roda kereta api selama pengereman dan setelah waktu pendinginan selesai, selanjutnya menggunakan *static structural* untuk mengetahui tegangan *equivalent von mises* pada permukaan tread roda kereta api yang dihasilkan ketika terjadi pembebanan *thermal* pada roda kereta api. Untuk pengujian *thermomechanical* dilakukan perbandingan antara model yang dilakukan oleh D. Peng dengan melakukan simulasi menggunakan 3-D non linear finite element model untuk mengetahui *residual stress* yang terjadi dikarenakan *drag braking* selama 2700 s dan pendinginan selama 900 s. Roda kereta api diberikan beban *thermal* sebesar 26 KW pada bagian *tread* roda kereta api, lalu diberikan spesifikasi material yaitu *density* 7870 kg/m³, selanjutnya diberikan material properti thermal yaitu *specific heat* sebesar 490 J/kg°C, *coefficient*

of thermal expansion 14×10^{-5} , thermal conductivity yaitu $47.5 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$ dan free convection heat transfer $25 \times 10^{-6} \text{ W/}^\circ\text{C m}^2$.

Pada transient *thermal* yang pertama melakukan *set up meshing* yaitu menggunakan *Physics Preference Nonlinear Mechanical*, *size function curvature*, *min size 0.5 mm*, dan *max dace size 45 mm*, dengan menggunakan *meshing automatic method* dan *element order linear* dan menvariasikan *body sizing* dapat dilihat pada Gambar 3.25 sebagai berikut:



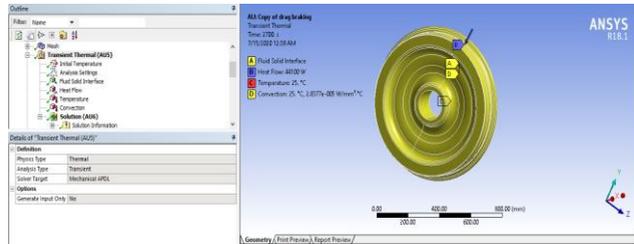
Gambar 3. 25 Pengaturan *meshing* pada simulasi *thermomechanical*



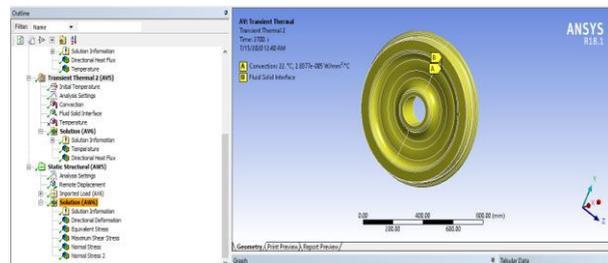
Gambar 3. 26 Pengaturan *meshing* pengujian *thermomechanical*

Selanjutnya adalah pemberian beban *thermal* pada saat melakukan *drag braking* selama 2700 s di bagian *Transient Thermal* pada permukaan *tread* roda kereta api dengan besar *power* yaitu 26kW, setelah itu pada saat pengereman terjadi juga terjadi perpindahan panas yang

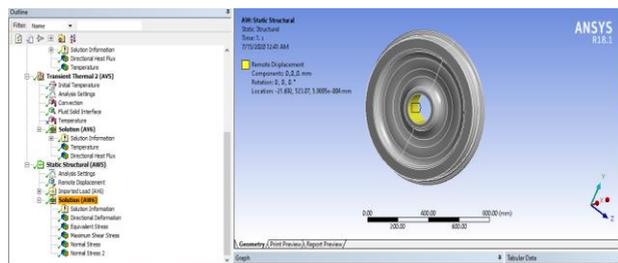
dikarenakan udara bebas dengan besar *free convection heat transfer coefficient* $25 \times 10^{-6} \text{ W/}^\circ\text{C m}^2$ dengan memilih *Convection* pada area roda kereta api dan *ambient temperature* 25°C .



Gambar 3. 27 Pengaturan pada *transient thermal* bagian drag braking



Gambar 3. 28 Pengaturan pada *transient thermal* pendinginan



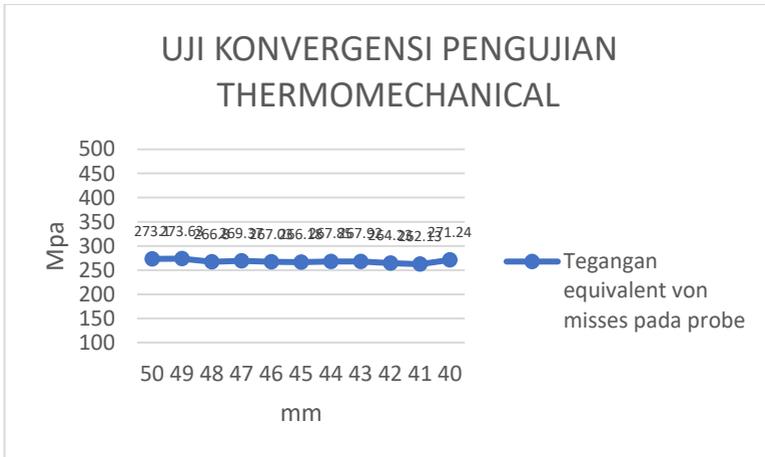
Gambar 3. 29 Pengaturan pada *static structural*

Dari hasil simulasi dengan melakukan variasi *body sizing* dari 50 mm, sampai dengan 40 mm didapatkan hasil suhu pada saat pengereman dan pada saat pendinginan dan tegangan *equivalent von misses* pada *probe* yang ditentukan. Dari hasil simulasi didapatkan hasil dengan bervariasi *body sizing* sebagai berikut:

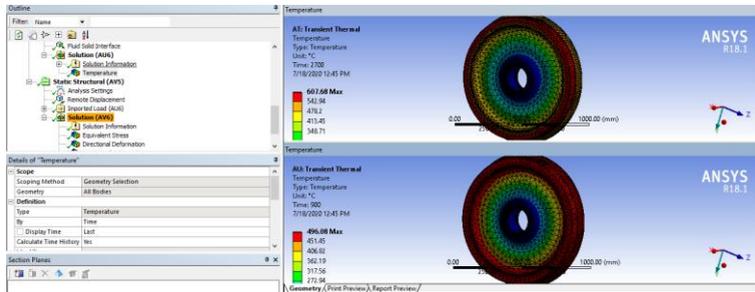
Tabel 3. 6 Hasil simulasi uji konvergensi pengujian *thermomechanical*

No.	Element Size			waktu braking	waktu pendinginan	suhu braking	suhu pendinginan	Nodes	Element	MAPDL Elaps Time	Hasil		Error pada probe Equivalent Stress Von Misses %
	minimal elemen size	max face sizing	element body sizing								Probe Equivalent von misses	Stress Von Misses %	
1	0.5	45	50	2700	900	607.7 °C	495.55 °C	12108	48914	17. s	273.1		0
2	0.5	45	49	2700	900	607.27 °C	495.79 °C	12126	48902	16. s	273.63		2.798857916
3	0.5	45	48	2700	900	607.18 °C	495.85 °C	12143	48960	22. s	266.8		2.496071337
4	0.5	45	47	2700	900	607.34 °C	495.91 °C	12201	49134	31. s	269.37		0.963268366
5	0.5	45	46	2700	900	608.14 °C	495.98 °C	12215	49256	19. s	267.03		0.868693618
6	0.5	45	45	2700	900	607.73 °C	496.15 °C	12336	49800	21. s	266.18		0.318316294
7	0.5	45	44	2700	900	608.13 °C	496.23 °C	12479	50560	17. s	267.85		0.627394996
8	0.5	45	43	2700	900	607.67 °C	496.34 °C	12436	50384	18. s	267.92		0.02613403
9	0.5	45	42	2700	900	607.99 °C	496.24 °C	12494	50556	18. s	264.23		1.377276799
10	0.5	45	41	2700	900	607.55 °C	495.98 °C	12580	51007	18. s	262.13		0.794762139
11	0.5	45	40	2700	900	607.82 °C	496.03 °C	12617	51040	18. s	271.24		3.475374814

Dari hasil simulasi dan dapat dilihat Gambar 3.30 Grafik sudah dapat dikatakan konvergen dan didapatkan *error* paling terkecil adalah 0.026% dengan *body sizing* sebesar 43 mm, selain itu didapatkan suhu pada saat melakukan *drag braking* adalah sebesar 607.67 °C dan pada saat pendinginan suhu yang dihasilkan adalah 496.34 °C serta tegangan *equivalent von misses* pada *probe* adalah sebesar 267.92 Mpa. Dikarenakan hasil yang diperoleh oleh D. Peng untuk suhu pada saat pengereman 632 °C, dan pada saat pendinginan *residual stress* pada rim yang diperoleh adalah 253 Mpa, sehingga simulasi yang dilakukan oleh peneliti dibandingkan dengan simulasi yang dilakukan oleh D. Peng sudah mendekati sama.



Gambar 3. 30 Grafik Uji Konvergensi pengujian *thermomechanical*

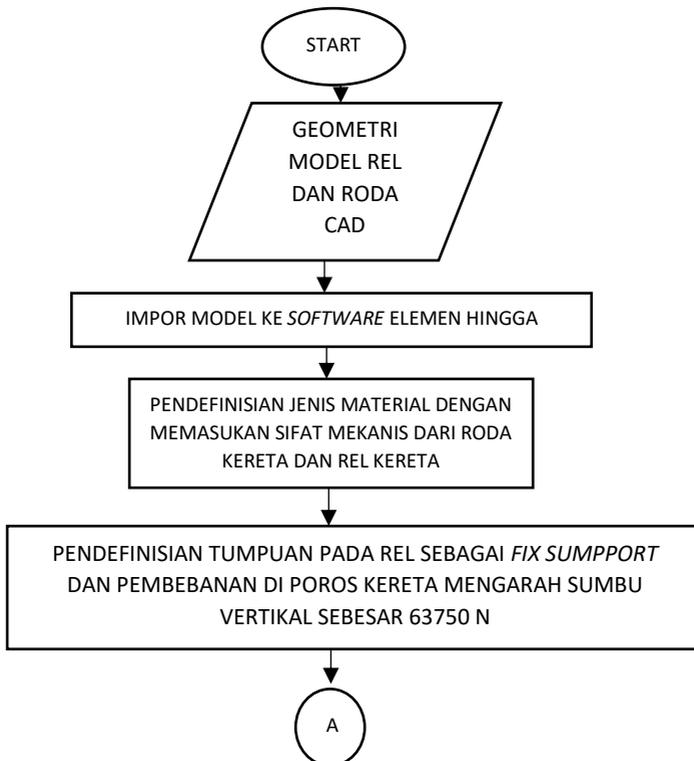


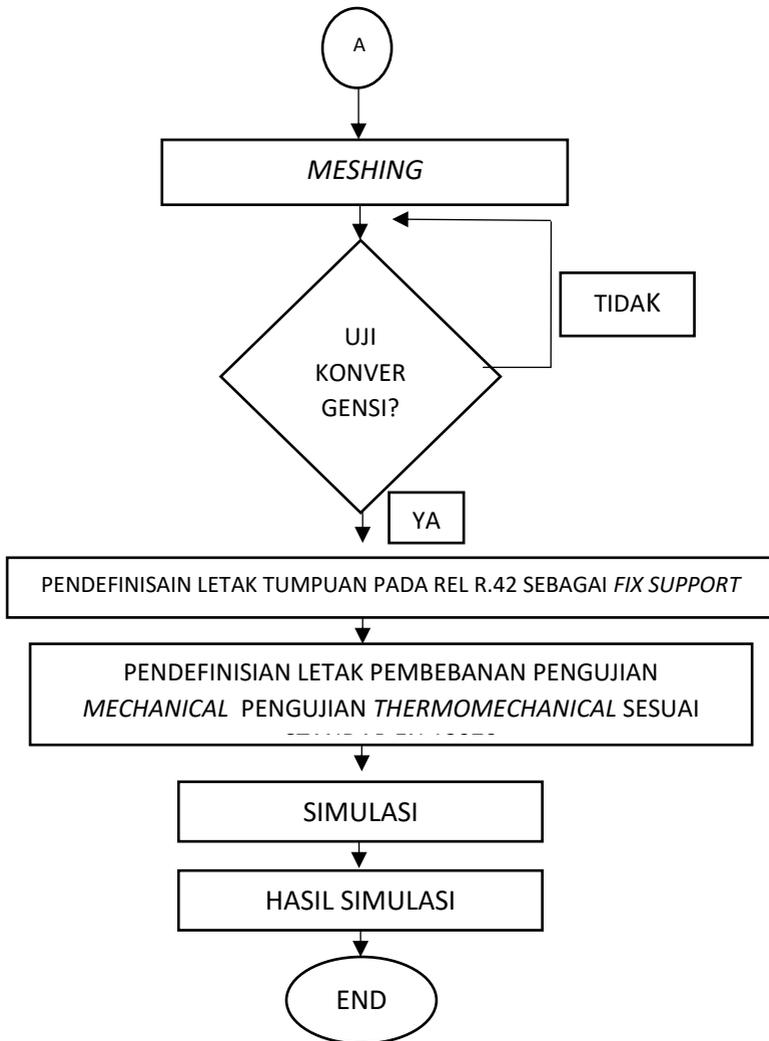
Gambar 3. 31 Hasil *temperature* pada saat *drag braking* dan hasil *temperature* pada saat pendinginan

3.1.9 Simulasi

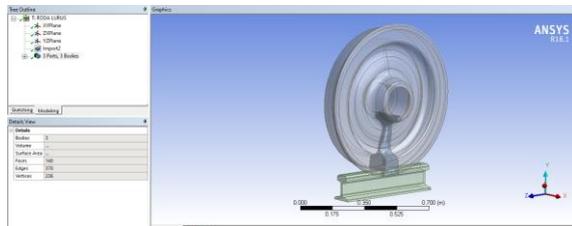
Pada penelitian ini penulis melakukan simulasi dan analisa menggunakan aplikasi ANSYS dengan sistem analisa unruk pengujian *mechanical* menggunakan *Transient structural*, sedangkan untuk pengujian *thermomechanical* menggunakan dua *Transient Thermal*

untuk mengetahui distribusi suhu dan *Static Structural* untuk mengetahui tegangan yang terjadi pada roda kereta api. Sebelum melakukan simulasi perlu dilakukan beberapa pengaturan pada aplikasi ANSYS supaya didapatkan hasil yang mendekati yang sebenarnya. Berikut merupakan penentuan yang harus diatur yaitu yang pertama penentuan *engineering material*, mengimpor geometri dari aplikasi *Solidwork* ke aplikasi ANSYS, melakukan pemodelan dengan cara menentukan *boundary conditionnya*, melakukan *meshing*, dan mendefinisikan hasil penyelesaian (*solving*). Berikut ini merupakan *flow chart* dari simulasi yang akan dilakukan:





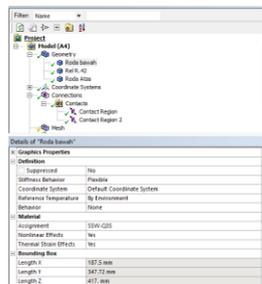
Gambar 3. 32 Diagram alir proses simulasi



Gambar 3. 37 Impor pada *design modeler*

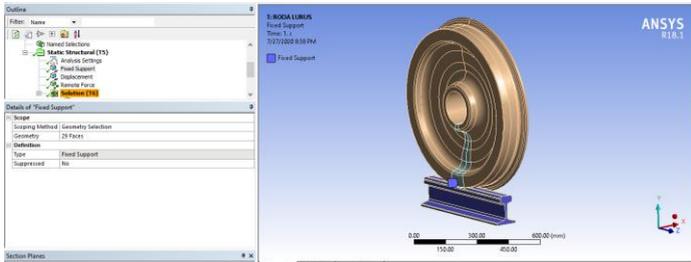
d. Proses Memodelkan Geometri

Pengaturan permodelan yang pertama adalah mengganti material setiap *part* yang terdeteksi pada dengan mengklik pada bagian material *Assignment* kemudian pilih material yang sesuai dengan *part* yang dipilih. Berikut merupakan tampilan memilih material :



Gambar 3. 38 Pemilihan material pada permodelan

Setelah itu pada kontak antara roda dan rel kereta api digunakan jenis *friction* dengan nilai *friction coefficient* 0.3. Kemudian melakukan pemodelan *boundary condition* dilakukan dengan cara menentukan rel sebagai *fixed support* terlebih dahulu, kemudian memasukkan gaya statis yang bekerja sesuai dengan standar EN 13979 agar didapatkan hasil yang akurat. Kemudian juga menambahkan *displament* roda kereta api dan *free* arah *vertikal* roda kereta api.



Gambar 3. 39 Rel sebagai *fixed support*

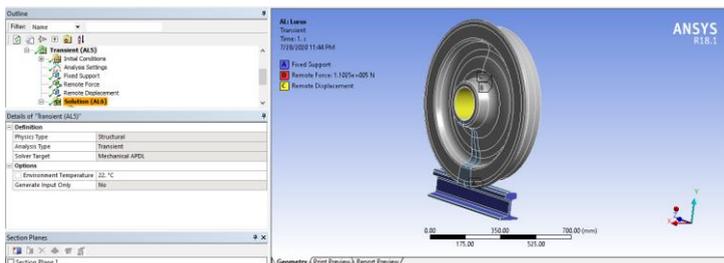
e. Pemberian Gaya Pada Geometri

1. Pengujian *Mechanical*

Setelah pemilihan rel sebagai *fixed support* selanjutnya pemberian beban pada roda kereta. Terdapat empat kondisi pembebanan yaitu :

1.1 Pembebanan Kondisi Lurus

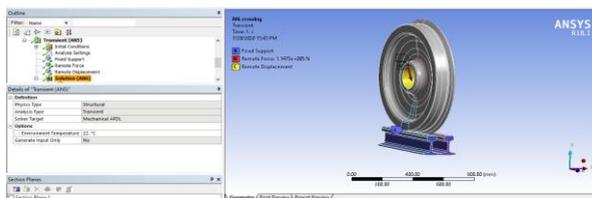
Dengan memberikan beban vertikal yang telah diperhitungkan sebesar 110250 N pada poros roda kereta. Dengan menggunakan *remote force* dan *define by component* kemudian arah gaya mengarah sumbu -Y. Berikut merupakan tampilan dari pembebanan yang dilakukan di roda kereta pada saat kondisi lurus.



Gambar 3. 40 Pembebanan pada roda kereta

1.2 Pembebanan Kondisi *Crossing*

Dengan menggunakan rumus yang ada distandar EN 13979 dengan didapatkan hasil $F_z = 110250 \text{ N}$ dan $F_{y3} = 31752 \text{ N}$ untuk roda *non - penggerak* yang akan diaplikasikan dalam pemodelan pada kondisi berbelok. Dengan menggunakan *remote force* dan *define by component* kemudian arah gaya mengarah sumbu -Y dan sumbu X. Berikut merupakan tampilan dari pembebanan yang dilakukan di roda kereta pada saat melakukan akselerasi pada jalan lurus.



Gambar 3. 41 Pembebanan pada roda kereta ketika *crossing*

1.3 Pembebanan Kondisi Berbelok

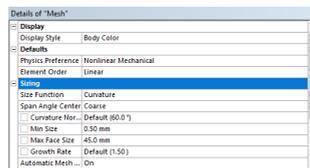
Dengan menggunakan rumus yang ada distandar EN 13979 dengan didapatkan hasil $F_z = 110250 \text{ N}$ dan $F_{y2} = 52920 \text{ N}$ untuk roda *non - penggerak* yang akan diaplikasikan dalam pemodelan pada kondisi berbelok. Dengan menggunakan *remote force* dan *define by component* kemudian arah gaya mengarah sumbu -Y dan sumbu X. Berikut merupakan tampilan dari pembebanan yang dilakukan di roda kereta pada saat melakukan akselerasi pada jalan lurus.



Gambar 3. 42 Pembebanan pada roda bagian luar kereta ketika berbelok

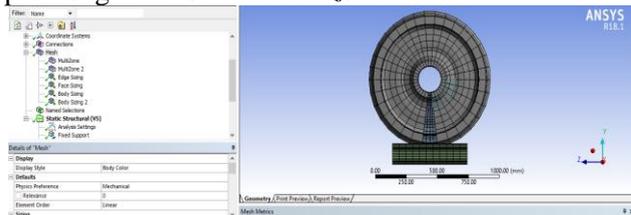
2. Pengujian *Thermomechanical*

Simulasi menggunakan ANSYS dengan dua *Transient Thermal* yaitu untuk pembebanan *thermal* pada saat *drag braking*, dan untuk *cooling* untuk mengetahui distribusi besarnya suhu yang dihasilkan pada roda kereta api selama pengereman dan setelah waktu pendinginan selesai, selanjutnya menggunakan *static structural* untuk mengetahui tegangan *equivalent von mises* pada permukaan tread roda kereta api yang dihasilkan ketika terjadi pembebanan *thermal* pada roda kereta api. Pada *transient thermal* yang pertama melakukan *set up meshing* yaitu menggunakan *Physics Preference Nonlinear Mechanical*, *size function curvature*, *min size 0.5 mm*, dan *max dace size 45 mm*, dengan menggunakan *meshing automatic method* dan *element order linear* dan menvariasikan *body sizing* dapat dilihat pada Gambar 3.43 sebagai berikut:

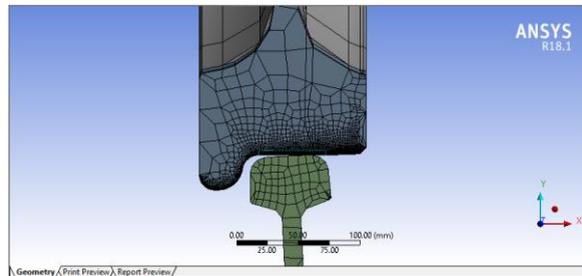


Gambar 3. 43 Pengaturan *meshing* pada simulasi *thermomechanical*

meshing element order linear, size function Adaptive dan relevance centernya Fine, span angle center Fine, selain itu meshing menggunakan multizone method, mapped mesh type hexa, surface mesh method uniform. free mesh type hexa dominan, element order linear diberi body sizing 37 mm dan 60 mm, Face sizing 0.3 mm pada bagian roda. Berikut ini merupakan set up pada bagian mesh dan multizone :



Gambar 3. 46 Set up pada bagian mesh dan multizone

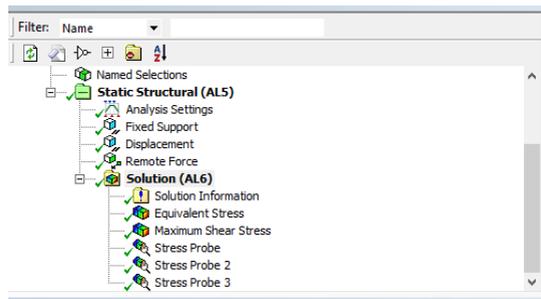


Gambar 3. 47 Meshing dengan sizing 37 mm, 60 mm dan face sizing 0.3 mm

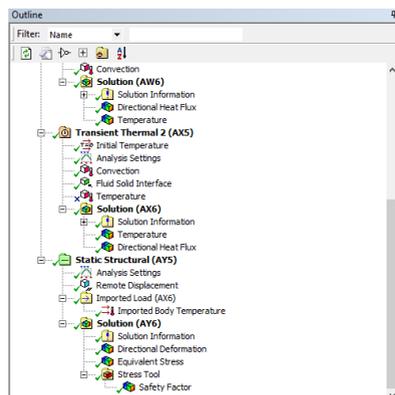
g. Mendefinisikan Hasil

Pada penelitian ini hasil yang diinginkan untuk pengujian *mechanical* merupakan tegangan pada area kontak maka dipilih *solution* yaitu *equivalent von-mises stress*, maksimal *shear stress* untuk dibandingkan dengan standar EN 13979 dan *stress tool* untuk mengetahui *safety factor*

Selanjutnya untuk pengujian *thermomechanical* hasil yang diinginkan untuk *transient thermal* pertama dan kedua adalah distribusi suhu dan untuk *static structural* digunakan tegangan *equivalent von misses*, *lateral displacement* menggunakan *directional deformation* dan *stress tool* untuk mengetahui *safety factor*. Setelah melakukan *Solving* maka akan menghasilkan tegangan-tegangan beserta *modeling 3D*.



Gambar 3. 48 Solution pada ANSYS Transient structural pengujian mechanical



Gambar 3. 49 Pengaturan output dari pengujian thermomechanical

3.1.10 Evaluasi

Setelah melakukan simulasi dan hasilnya akan dibandingkan dengan standar EN 13979. Setelah itu roda kereta akan di analisa distribusi tegangan pada kontak sehingga dapat mengetahui kedalaman dari distribusi teganganya dan nantinya akan digunakan sebagai acuan dalam melakukan proses perlakuan panas sehingga roda kereta tidak akan aus pada saat dioperasikan. Apabila hasil simulasi tidak sesuai standar maka akan dilakukan modifikasi roda kereta, sehingga roda kereta menjadi optimal dan lulus pengujian standar dari roda kereta yang telah dimodifikasi dan diharapkan akan sesuai dengan standar EN 13979. Berikut ini merupakan tabel modifikasi yang akan dilakukan :

Tabel 3. 7 Pengambilan data pengujian *mechanical*

No	Kondisi	Posisi Kontak	<i>Equivalent von misses</i> (Mpa)	Maksimal <i>shear stress</i> (Mpa)	Tegangan yang digunakan sebagai pembanding (A) Mpa
1	Belok	<i>Fillet Radius Flange</i> Bagian Dalam			< 360
2	Lurus	<i>Tread</i> Roda			< 360
3	<i>Crossing</i>	<i>Tread</i> dan <i>Flange</i> Bagian Luar			< 360

Tabel 3. 8 Tabel variasi modifikasi roda kereta kondisi jalan lurus

Lurus		
No.	kedalaman (mm)	tegangan (Mpa)
1	0	
2	0.3	
3	0.6	
4	0.9	
5	1.2	
6	1.5	
7	1.8	
8	2.1	
9	2.4	
10	2.7	

Tabel 3. 9 Tabel variasi modifikasi roda kereta kondisi belok

Belok		
No.	kedalaman (mm)	tegangan (Mpa)
1	0	
2	0.3	
3	0.6	
4	0.9	
5	1.2	
6	1.5	
7	1.8	
8	2.1	
9	2.4	
10	2.7	

Tabel 3. 10 Tabel variasi modifikasi roda kereta kondisi *crossing*

<i>Crossing</i>		
No.	kedalaman (mm)	tegangan (Mpa)
1	0	
2	0.3	
3	0.6	
4	0.9	
5	1.2	
6	1.5	
7	1.8	
8	2.1	
9	2.4	
10	2.7	

Tabel 3. 11 Tabel variasi modifikasi roda kereta pengujian *thermomechanical*

No.	Lokasi	Sektor	Kedalaman Rim (mm)	Nilai Tegangan (Mpa)	Rata-rata Tegangan (Mpa)	Pembandingan Tegangan Rim (Mpa)
1	0°	1	0			<250
			15			
			30			
			45			
			60			
2	120°	2	0			<250
			15			
			30			
			45			
			60			
3	240°	3	0			<250

			15			
			30			
			45			
			60			
Rata-Rata Semua Pengukuran						<200

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan metode *Finite Element* dengan menggunakan aplikasi ANSYS. Dilakukan pengujian geometri roda kereta api dengan menggunakan standard EN 13979, yaitu dengan menggunakan dua pengujian yang pertama adalah pengujian *mechanical* dan yang kedua adalah pengujian *thermomechanical* atau biasa disebut dengan pengujian pengereman. Pada pengujian *mechanical* dilakukan pembebanan pada tiga kondisi yaitu kondisi lurus, kondisi berbelok, dan kondisi *crossing*. Untuk pengujian *thermomechanical* yaitu drag *braking* dengan waktu pengereman yaitu 2700 detik dan untuk pendinginan yaitu 900 detik. Selanjutnya hasil dari pengujian dibandingkan dengan pembanding yang telah dijelaskan di standar.

Dalam pengujian *mechanical* menggunakan ANSYS *Transient structural* menggunakan pembebanan yang sudah jelaskan pada bab 2 sesuai dengan standar EN 13979 setelah dilakukan simulasi didapatkan tegangan *equivalent von misses* dan juga didapatkan tegangan *shear* maksimal. Untuk pengujian *termomechanical* didapatkan hasil berupa tegangan *equivalent von misses* pada bagian rim roda kereta api dan juga defleksi lateral yang terjadi pada roda kereta api yang akan dibandingkan dengan standar EN 13979.

4.1. Analisa Pada Pengujian *Mechanical*

Pengujian *mechanical* adalah salah satu tahapan untuk melakukan pengujian terhadap roda kereta api yang dilakukan sesuai dengan standar EN 13979. Dalam pengujian ini dilakukan dengan memberikan pembebanan sesuai dengan yang dijelaskan pada bab 2 tentang standar roda kereta api yaitu EN 13979. Pengujian ini dilakukan pada tiga pembebanan yaitu pada saat kondisi pembebanan

lurus, pada saat pembebanan berbelok, dan pembebanan pada saat *crossing*. Berikut merupakan tabel pembebanan pada setiap kondisi:

Tabel 4. 1 Pembebanan pada pengujian *mechanical*

No	Kondisi	Pembebanan			
		F_z	F_{y1}	F_{y2}	F_{y3}
1	Lurus	110250 N	0	0	0
2	Belok	110250 N	0	52920 N	0
3	<i>Crossing</i>	110250 N	0	0	31752 N

Setelah dilakukan simulasi pengujian *mechanical* menggunakan ANSYS *Transient structural* dengan menggunakan pembebanan yang telah dijelaskan sebelumnya pada ketiga kondisi yaitu kondisi lurus, berbelok, dan *crossing* didapatkan hasil simulasi tegangan *equivalent von misses* dan tegangan *shear* maksimal yang akan dibandingkan dengan standar EN 13979 sebagai berikut :

Tabel 4. 2 Hasil simulasi pengujian *mechanical*

No.	Kondisi	Posisi Kontak	<i>Equivalent von misses</i> (Mpa)	Maksimal <i>shear stress</i> (Mpa)	Tegangan yang digunakan sebagai pembanding (A) Mpa
1	Belok	<i>Fillet Radius Flange</i> Bagian Dalam	632.78	349.38	< 360
2	Lurus	<i>Tread Roda</i>	150.4	81.049	< 360

3	<i>Crossing</i>	<i>Tread</i> dan <i>Flange</i> Bagian Luar	664.83	347.02	< 360
---	-----------------	--	--------	--------	-------

Tegangan *shear* maksimum merupakan tegangan yang digunakan untuk dibandingkan dengan tegangan yang diizinkan oleh standar EN 13979. Apabila tegangan *shear* maksimum yang diperoleh dari simulasi kurang dari tegangan yang diperbolehkan yaitu <360 Mpa pada ketiga kondisi pengujian *mechanical* maka geometri roda kereta api sesuai dengan standar EN 13979 dan layak untuk di produksi masal dan digunakan untuk beroperasi.

Pada kondisi pembebanan lurus setelah dilakukan simulasi dengan menggunakan ANSYS *Transient structural* didapatkan nilai tegangan *shear* maksimumnya yaitu sebesar 81.04 Mpa yang terjadi pada kontak antara roda dan rel kereta api pada bagian *tread*. Besar tegangan tersebut masih di bawah tegangan yang diizinkan oleh standar EN 13979 sehingga masih dalam batas yang diperbolehkan. Untuk kondisi yang kedua yaitu kondisi pada pembebanan pada saat berbelok dan setelah dilakukan simulasi menggunakan ANSYS *Transient structural* didapatkan nilai tegangan *shear* maksimumnya yaitu sebesar 349.38 Mpa pada bagian kontak *fillet* radius *flange* bagian dalam roda kereta api antara rel dan roda kereta api. Besar tegangan yang dihasilkan dari pembebanan pada saat berbelok sesuai dengan standar EN 13979 masih di bawah standar yaitu < 360 Mpa dan masih dalam batas yang diizinkan oleh standar EN 13979. Untuk kondisi yang ketiga adalah kondisi pada pembebanan pada saat *crossing* atau berpindah jalur rel. Setelah dilakukan simulasi menggunakan ANSYS *Transient structural*

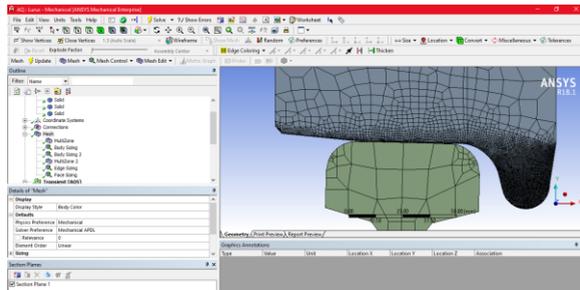
didapatkan nilai tegangan *shear* maksimumnya yaitu sebesar 347.02 Mpa yang terjadi pada kontak antara rel dan roda kereta api pada bagian *flange* bagian luar roda kereta api. Besar tegangan yang dihasilkan oleh pembebanan pada saat *crossing* masih di bawah batas yang diizinkan yaitu < 360 Mpa.

Dari ketiga pengujian *mechanical* yaitu pada saat kondisi pembebanan lurus, berbelok, dan *crossing* ketiga pembebanan menghasilkan tegangan *shear* maksimum yang di bawah tegangan yang diizinkan oleh standar EN 13979, yaitu untuk kondisi lurus sebesar 81.04 Mpa, untuk kondisi berbelok sebesar 349.38 Mpa dan untuk kondisi *crossing* yaitu sebesar 347.02 Mpa, maka dari itu pada pengujian *mechanical* geometri roda kereta api dari PT. INKA untuk pembebanan kereta dengan kecepatan rendah masih dalam batas yang diizinkan dan sesuai dengan standar EN 13979, sehingga layak untuk dilakukan produksi massal dan digunakan untuk operasi kereta api.

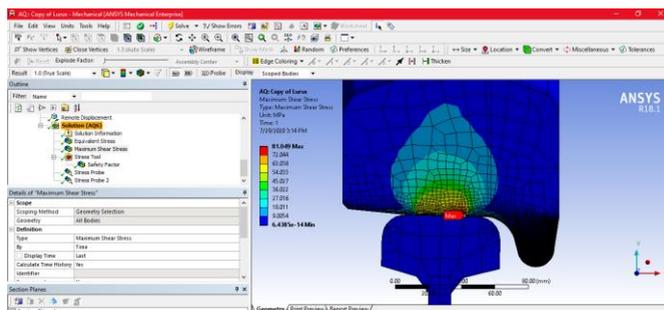
4.1.1 Pada Kondisi Lurus

Pada pembebanan kondisi lurus setelah dilakukan simulasi didapatkan besar nilai tegangan *shear* maksimum yaitu sebesar 81.049 Mpa. Tegangan tersebut terjadi dikarenakan kontak antara *tread* dari roda kereta api dengan rel kereta api. Dikarenakan untuk memenuhi standar EN 13979 yaitu geometri roda kereta setelah dilakukan simulasi dengan menggunakan pembebanan pada saat keadaan lurus harus memiliki tegangan < 360 Mpa. Dari hasil simulasi keadaan pembebanan lurus didapatkan nilai < 360 Mpa yang dapat diartikan bahwa tegangan yang terjadi untuk pengujian *mechanical* keadaan lurus masih dalam batas yang diizinkan sesuai dengan standar EN 13979. Berikut ini merupakan gambar dari geometris yang telah dilakukan set up

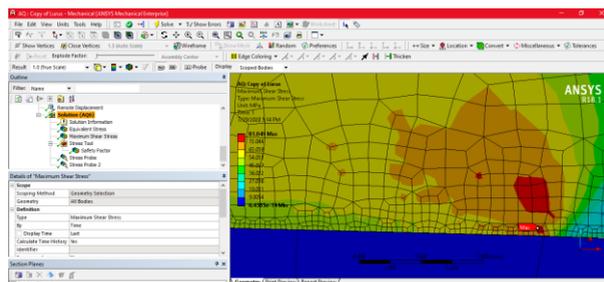
meshing sesuai dengan metodologi. Gambar 4.2 merupakan hasil dari simulasi menggunakan ANSYS *Transient structural* pada kondisi lurus.



Gambar 4. 1 Meshing dari simulasi keadaan lurus



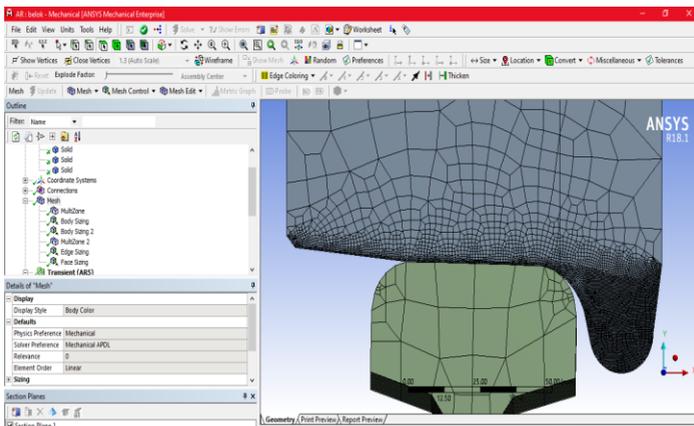
Gambar 4. 2 Hasil dari tegangan dari *maximum shear stress*



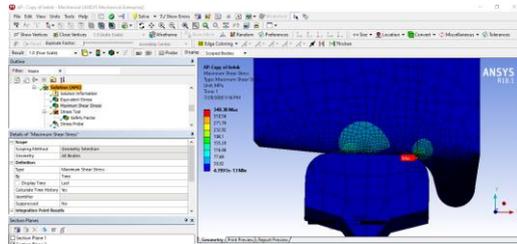
Gambar 4. 3 Hasil dari tegangan dari *maximum shear stress*

4.1.2 Pada Kondisi Belok

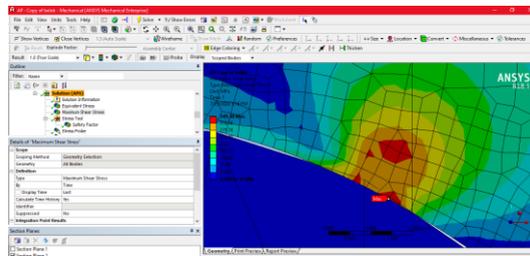
Pada pembebanan kondisi belok setelah dilakukan simulasi didapatkan besar nilai tegangan *shear* maksimum yaitu sebesar 349.38 Mpa. Tegangan tersebut terjadi dikarenakan kontak antara *fillet radius flange* bagian dalam dari roda kereta api dengan rel kereta api. Dikarenakan untuk memenuhi standar EN 13979 yaitu geometri roda kereta setelah dilakukan simulasi dengan menggunakan pembebanan pada saat keadaan belok harus memiliki tegangan < 360 Mpa. Dari hasil simulasi keadaan pembebanan belok didapatkan nilai < 360 Mpa yang dapat diartikan bahwa tegangan yang terjadi untuk pengujian *mechanical* keadaan belok masih dalam batas yang diizinkan sesuai dengan standar EN 13979. Berikut ini merupakan Gambar 4.4 dari geometris yang telah dilakukan set up *meshing* sesuai dengan metodologi. Gambar 4.5 merupakan hasil dari simulasi menggunakan ANSYS *Transient structural* pada kondisi belok.



Gambar 4. 4 *Meshing* dari simulasi kondisi berbelok



Gambar 4. 5 Hasil dari tegangan *maximum shear stress* pada bagian *tread* roda kereta api

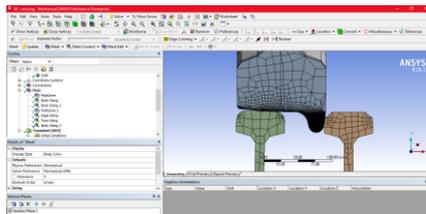


Gambar 4. 6 Hasil simulasi kondisi belok untuk tegangan *maximum shear stress*

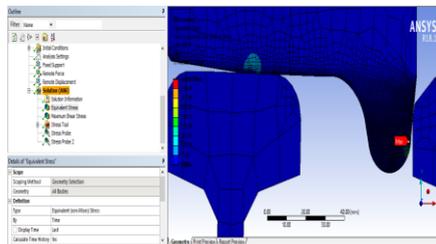
4.1.3 Pada Kondisi *Crossing*

Pada pembebanan kondisi *crossing* setelah dilakukan simulasi didapatkan besar nilai tegangan *shear* maksimum yaitu sebesar 347.02 Mpa. Tegangan tersebut terjadi dikarenakan kontak antara *tread* dan *flange* bagian luar dari roda kereta api dengan rel kereta api. Dikarenakan untuk memenuhi standar EN 13979 yaitu geometri roda kereta setelah dilakukan simulasi dengan menggunakan pembebanan pada saat keadaan *crossing* harus memiliki tegangan < 360 Mpa. Dari hasil simulasi keadaan pembebanan *crossing* didapatkan nilai < 360 Mpa yang dapat diartikan bahwa tegangan yang terjadi untuk pengujian

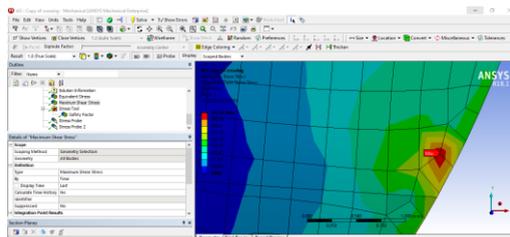
mechanical keadaan *crossing* masih dalam batas yang diizinkan sesuai dengan standar EN 13979. Berikut ini merupakan Gambar 4.7 dari geometris yang telah dilakukan set up *meshing* sesuai dengan metodologi. Gambar 4.8 merupakan hasil dari simulasi menggunakan ANSYS *Transient structural* pada kondisi *crossing*.



Gambar 4. 7 *Meshing* dari simulasi keadaan *crossing*



Gambar 4. 8 Lokasi kontak antara roda dan rel kondisi *crossing*



Gambar 4. 9 Hasil simulasi tegangan *maximum shear stress* keadaan *crossing*

4.2. Analisa Pada Pengujian *Thermomechanical*

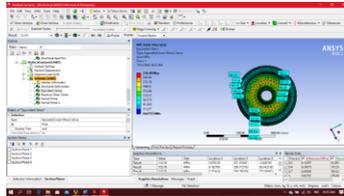
Pengujian *thermomechanical* atau dapat disebut sebagai *braking* test dilakukan untuk mengetahui pengaruh dari gesekan antara brake shoe dengan rim roda kereta api. Dalam pengujian digunakan waktu drag *braking* 2700 s dan waktu pendinginan 2700 s. Dari hasil simulasi didapatkan hasil tegangan *equivalent von misses* sebagai residual stress untuk dibandingkan tegangan yang diperbolehkan dari standar EN 13979 yaitu dengan cara mengukur pada bagian rim roda pada tiga titik pada jarak 120° di daerah rim roda kereta api yang terjadi kontak dengan brake shoe, selanjutnya di rata-rata hasil dari tiga pengukuran dan dibandingkan dengan tegangan yang diizinkan dari standar EN 13979 yaitu pengukuran pada tiga sektor 0° , 120° , dan 240° yaitu pada bagian kontak *tread* roda kereta api harus memiliki nilai kurang dari tegangan yang diizinkan yaitu 250 N/mm^2 . Selanjutnya dilakukan pengukuran tegangan kedalaman menuju pusat roda kereta api pada bagian *sector* tadi yaitu kedalam dari 15 mm, 30 mm, 45 mm, dan 60 mm dan dilakukan perhitungan rata-rata tegangan pada bagian kedalaman di setiap *sector* harus memiliki nilai tegangan residual kurang dari 200 Mpa. Selain itu hasil dari lateral displacementnya harus kurang dari + 1.5 mm dan - 0.5 mm setelah pendinginan.

Dari hasil simulasi pengujian *thermomechanical* didapatkan hasil yaitu yang pertama rata-rata dari lima pengukuran tegangan dari kedalaman rim di setiap *sector* adalah untuk 0° sebesar 107.4462 Mpa, untuk 120° sebesar 107.8344 Mpa, dan untuk 240° adalah sebesar 109.17 Mpa. Selanjutnya rata-rata dari semua pengukuran tegangan di semua sektor adalah 108.1502 Mpa. Dikarenakan nilai tegangan pada rata-rata di setiap *sector* adalah kurang dari tegangan 250 Mpa dan nilai rata-rata dari semua pengukuran tegangan di semua *sector* adalah kurang dari

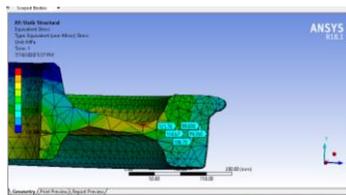
200 Mpa, maka dari itu roda kereta api masih dalam batas yang diizinkan untuk pengujian *thermomechanical*. Selain itu untuk hasil dari lateral displacement hasil simulasi adalah sebesar + 0.73191 mm, dan -0.19644 mm. Dikarenakan hasil dari lateral displacement kurang dari + 1.5mm dan -0.5 mm setelah pendinginan maka roda kereta api masih dalam batas yang diizinkan.

Tabel 4. 3 Hasil simulasi pengujian *thermomechanical*

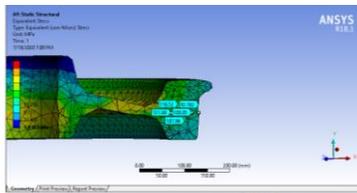
No	Lokasi	Sektor	Kedalaman Rim (mm)	Nilai Tegangan (Mpa)	Rata-rata Tegangan (Mpa)	Pembandingan Tegangan Rim (Mpa)
1	0°	1	0	94.385	107.4462	<250
			15	99.636		
			30	106.78		
			45	114.67		
			60	121.76		
2	120°	2	0	92.762	107.8344	<250
			15	100.05		
			30	107.96		
			45	116.52		
			60	121.88		
3	240°	3	0	95.84	109.17	<250
			15	101.37		
			30	109.04		
			45	116.81		
			60	122.79		
Rata-Rata Semua Pengukuran				108.1502		<200



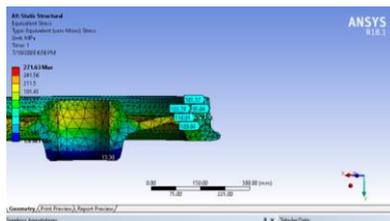
Gambar 4. 10 Hasil simulasi pengujian *thermomechanical*



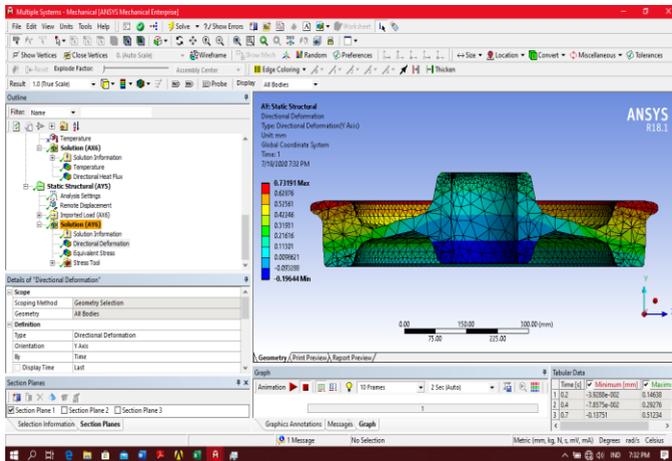
Gambar 4. 11 Hasil pengujian *thermomechanical* tegangan di lokasi 0°



Gambar 4. 12 Hasil pengujian *thermomechanical* tegangan di lokasi 120°



Gambar 4. 13 Hasil pengujian *thermomechanical* tegangan di lokasi 240°



Gambar 4. 14 Hasil dari lateral deformation

4.3. Analisa Distribusi Tegangan Pada Kontak

Pada analisa distribusi tegangan pada kontak menggunakan tegangan *equivalent von misses* untuk menganalisanya setelah itu dibandingkan dengan *yield stress* yang dimiliki oleh material dari roda kereta api. *Yield stress* merupakan besar tegangan dimana material akan mengalami deformasi plastis pada *yield stress*, dapat dikatakan apabila tegangan *equivalent von misses* dari hasil simulasi menggunakan ANSYS *Transient structural* sama dengan atau lebih besar dari *yield stress* maka material atau roda kereta api tersebut akan mengalami deformasi plastis. Sedangkan deformasi plastis dihindari dikarenakan akan menyebabkan roda aus dan mengalami kegagalan seperti crack.

Tegangan *equivalent von misses* merupakan tegangan yang didapatkan pada saat simulasi pada setiap kondisi dan digunakan untuk mengetahui apakah roda kereta api mengalami deformasi plastis dengan membandingkannya dengan *yield stress* material roda kereta api. Untuk distribusi tegangan *equivalent von misses* dijelaskan lebih jelas pada tiap

kondisi simulasi. Tujuan dari mengetahui distribusi tegangan *equivalent von misses* pada setiap kontak yang terjadi pada roda kereta api dengan rel pada setiap kondisi digunakan untuk mengetahui kedalaman dari tegangan yang terjadi dan yang mengakibatkan deformasi plastis pada kontak roda kereta api dengan rel kereta api pada kondisi lurus, berbelok, dan *crossing* dengan pembebanan menggunakan pengujian *mechanical* sesuai dengan standar EN 13979.

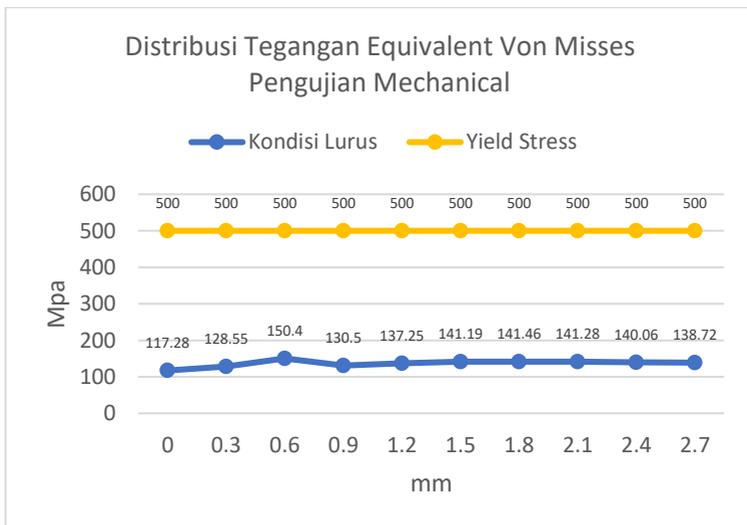
Setelah diketahui distribusi tegangan *equivalent von misses* pada daerah kontak pada pembebanan pengujian *mechanical* sesuai dengan standar EN 13979 pada kondisi lurus, berbelok, dan *crossing* maka dapat diketahui kedalaman untuk melakukan *heat treatment* agar tidak terjadi kegagalan atau deformasi plastis pada saat kereta api beroperasi. Selain itu juga dengan melakukan *heat treatment* maka roda akan lebih lama dalam beroperasi dikarenakan keausan yang terjadi kecil dan meminimalkan terjadinya kegagalan pada bagian permukaan *tread* roda atau kontak roda dengan rel kereta api.

4.3.1 Pada Kondisi Lurus

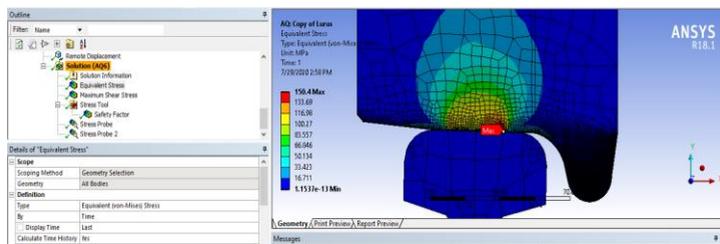
Hasil dari simulasi pengujian *mechanical* pembebanan menggunakan standar EN 13979 pada keadaan lurus didapatkan tegangan *equivalent von misses* yaitu sebesar 150.4 Mpa pada bagian kontak antara *tread* roda kereta api dan rel kereta api. Dari data hasil simulasi dikarenakan tegangan *equivalent von misses* yang terjadi pada kontak antara *tread* roda kereta api dan rel kereta api masih di bawah *yield stress* maka pada kondisi lurus tidak terjadi deformasi plastis. Dapat dilihat pada gambar grafik 4.15 distribusi tegangan pada bagian kontak pada saat pembebanan kondisi lurus masih dibawah *yield stress*. Sedangkan untuk distribusi tegangan pada daerah kontak dengan kedalaman dari 0 mm sampai dengan 2.7 mm adalah sebagai berikut:

Tabel 4. 4 Distribusi tegangan ewuivalent von misses pada daerah kontak kondisi pembebanan lurus

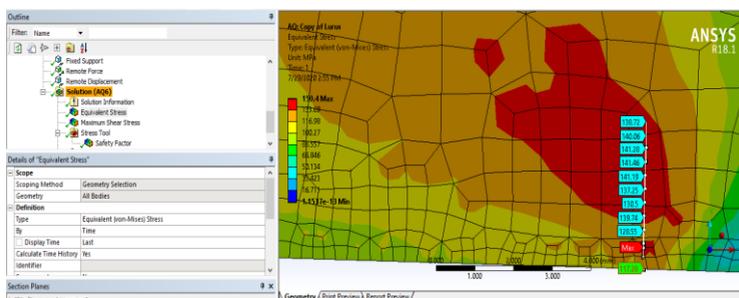
Lurus		
No.	kedalaman (mm)	tegangan (Mpa)
1	0	117.28
2	0.3	128.55
3	0.6	150.4
4	0.9	130.5
5	1.2	137.25
6	1.5	141.19
7	1.8	141.46
8	2.1	141.28
9	2.4	140.06
10	2.7	138.72



Gambar 4. 15 Grafik distribusi tegangan pada kondisi lurus



Gambar 4. 16 Hasil dari simulasi keadaan lurus yaitu tegangan *equivalent von misses*



Gambar 4. 17 Hasil tegangan *equivalent von misses*

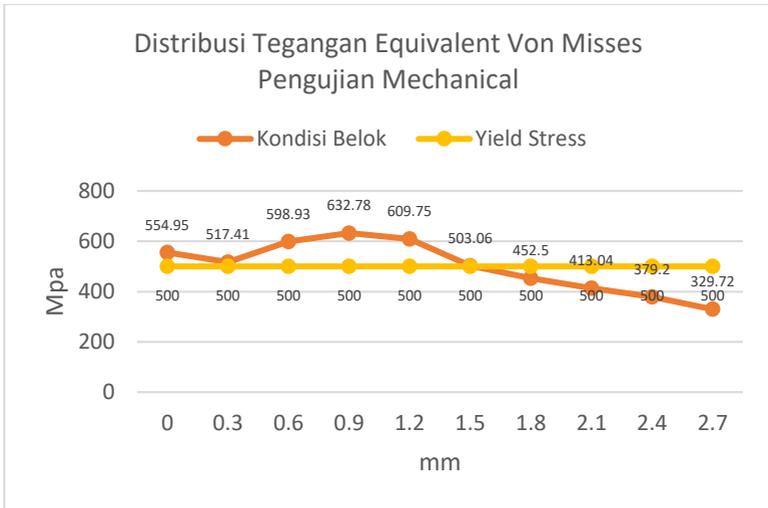
4.3.2 Pada Kondisi Belok

Hasil dari simulasi pengujian *mechanical* pembebanan menggunakan standar EN 13979 pada keadaan belok didapatkan tegangan *equivalent von misses* yaitu sebesar 632.78 Mpa pada bagian kontak antara *fillet* radius *flange* bagian dalam roda kereta api dan rel kereta api. Dari data hasil simulasi dikarenakan tegangan *equivalent von misses* yang terjadi pada kontak antara *fillet* radius *flange* bagian dalam roda kereta api dan rel kereta api masih di atas *yield stress* maka pada kondisi belok terjadi deformasi plastis pada daerah kontak sehingga perlu dilakukan *heat treatment*. Pada tabel hasil distribusi tegangan

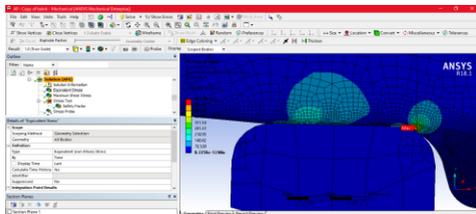
pada kontak pembebanan kondisi belok keadaan deformasi plastis pada hasil simulasi terjadi sampai dengan kedalaman 1.5 mm ke arah bagian dalam kontak. Maka dari itu dikarenakan deformasi plastis yang terjadi karena tegangan *equivalent von misses* memiliki nilai di atas *yield stress* dan memiliki kedalaman sampai dengan 1.5 mm maka dari itu untuk menghilangkan kondisi deformasi plastis yang terjadi adalah dengan melakukan *heat treatment* sampai kedalaman 1.5 mm. Dapat dilihat pada gambar grafik 4.4 distribusi tegangan pada bagian kontak pada saat pembebanan kondisi belok kedalaman 0 sampai 1.5 mm di atas *yield stress*, Sedangkan untuk distribusi tegangan pada daerah kontak dengan kedalaman dari 1.5 mm sampai dengan 2.7 mm memiliki nilai di bawah *yield stress* dan dapat dilihat pada tabel 4.5 berikut:

Tabel 4. 5 Distribusi tegangan pada kontak pembebanan kondisi belok

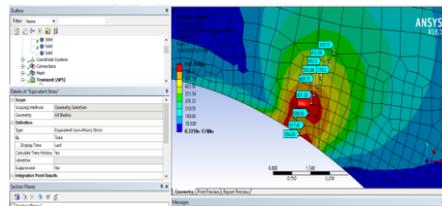
Belok		
No.	kedalaman (mm)	tegangan (Mpa)
1	0	554.95
2	0.3	517.41
3	0.6	598.93
4	0.9	632.78
5	1.2	609.75
6	1.5	503.06
7	1.8	452.5
8	2.1	413.04
9	2.4	379.2
10	2.7	329.72



Gambar 4. 18 Grafik distribusi tegangan pada kondisi belok



Gambar 4. 19 Lokasi dari equivalent von misses pada *tread* roda kereta api



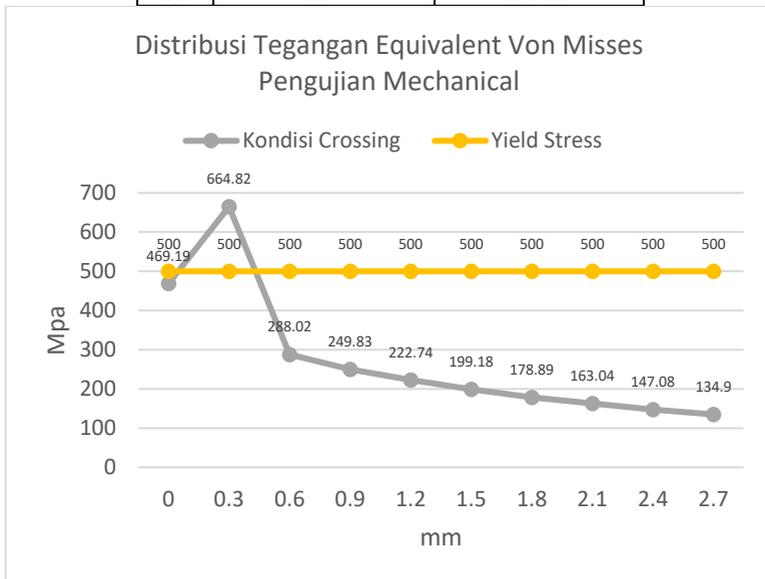
Gambar 4. 20 Hasil simulasi kondisi belok untuk tegangan *equivalent von misses*

4.3.3 Pada Kondisi *Crossing*

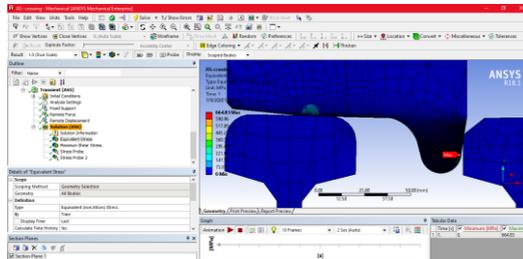
Hasil dari simulasi pengujian *mechanical* pembebanan menggunakan standar EN 13979 pada keadaan *crossing* didapatkan tegangan *equivalent von misses* yaitu sebesar 664.83 Mpa pada bagian kontak antara *flange* bagian luar roda kereta api dan rel kereta api. Dari data hasil simulasi dikarenakan tegangan *equivalent von misses* yang terjadi pada kontak antara *flange* bagian luar roda kereta api dan rel kereta api masih di atas *yield stress* maka pada kondisi *crossing* terjadi deformasi plastis pada daerah kontak sehingga perlu dilakukan *heat treatment*. Pada tabel hasil distribusi tegangan pada kontak pembebanan kondisi *crossing* keadaan deformasi plastis pada hasil simulasi terjadi sampai dengan kedalaman 0.3 mm ke arah bagian dalam kontak. Maka dari itu dikarenakan deformasi plastis yang terjadi karena tegangan *equivalent von misses* memiliki nilai di atas *yield stress* dan memiliki kedalaman sampai dengan 0.3 mm. Dapat dilihat pada gambar grafik 4.6 distribusi tegangan pada bagian kontak pada saat pembebanan kondisi *crossing* kedalaman 0 sampai 0.3 mm di atas *yield stress*, Sedangkan untuk distribusi tegangan pada daerah kontak dengan kedalaman dari 0.3 mm sampai dengan 2.7 mm memiliki nilai di bawah *yield stress* dan dapat dilihat pada tabel 4.6 berikut:

Tabel 4. 6 Distribusi tegangan pada kontak pembebanan kondisi *crossing*

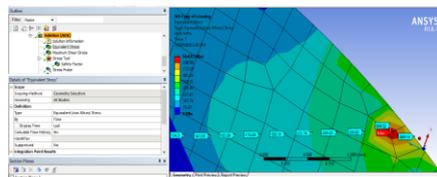
<i>crossing</i>		
No.	kedalaman (mm)	tegangan (Mpa)
1	0	469.19
2	0.3	664.82
3	0.6	288.02
4	0.9	249.83
5	1.2	222.74
6	1.5	199.18
7	1.8	178.89
8	2.1	163.04
9	2.4	147.08
10	2.7	134.9



Gambar 4. 21 Grafik distribusi tegangan pada kondisi *crossing*



Gambar 4. 22 Hasil dari simulasi keadaan *crossing*



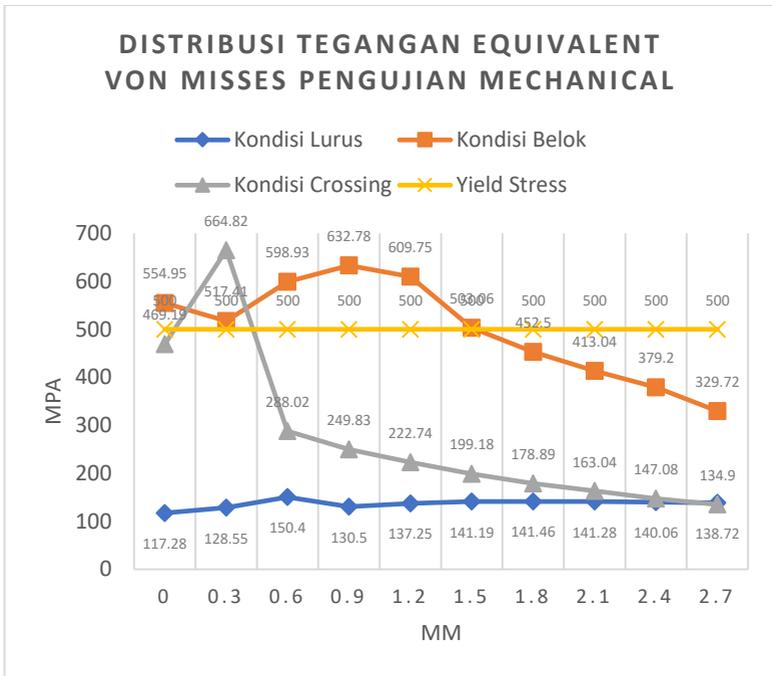
Gambar 4. 23 Hasil simulasi tegangan *equivalent von mises* keadaan *crossing*

4.3.4 Distribusi Tegangan Pada Kontak

Dari hasil simulasi pengujian *mechanical* didapatkan hasil untuk distribusi tegangan *equivalent von mises* pada bagian kontak setiap kondisi yaitu kondisi lurus, belok, dan *crossing*. Dengan menggunakan teori kegagalan *Von Mises* yaitu dengan menggunakan tegangan *equivalent von mises* yang terjadi pada roda kereta api apabila tegangan *equivalent von mises* lebih besar dari pada nilai *yield stress* maka roda tersebut akan mengalami kegagalan dan kegagalan tersebut harus dihindari menurut *textbook machine design*. Pada faktanya menurut penelitian oleh Sinta pada 2016 untuk kegagalan atau kerusakan yang sering terjadi pada roda kereta api di Indonesia adalah keausan pada bagian *tread* roda kereta api, namun untuk keausan tidak ada hubungannya dengan

kegagalan yang terjadi dikarenakan roda kereta api mengalami tegangan kritis atau menyebabkan deformasi plastis. Untuk mengetahui kegagalan yang disebabkan oleh roda kereta api yang mengalami tegangan kritis atau deformasi plastis salah satunya dengan menggunakan teori kegagalan *Von Misses*. Pada jurnal penelitian Roya tahun 2014 menggunakan teori kegagalan *Von Misses* pada penelitian terhadap roda kereta api, dan dihasilkan penelitian bahwa roda kereta api tersebut tidak mengalami kegagalan dikarenakan tegangan *equivalen von misses* hasil dari simulasi memiliki nilai di bawah *yield stress* dari material roda kereta api.

Berbeda dengan penelitian yang dilakukan oleh penulis dapat dilihat untuk kedalaman 0 mm tegangan untuk keadaan lurus yaitu sebesar 117.28 Mpa, untuk keadaan belok sebesar 554.95 Mpa, dan untuk keadaan *crossing* sebesar 469.19 Mpa. Kondisi permukaan kontak yang mengalami deformasi plastis pada grafik di bawah adalah pada kedalaman 0 mm sampai dengan kedalaman 1.5 mm. Lalu untuk kedalaman 1.5 mm sampai dengan 3 mm tidak mengalami deformasi plastis dikarenakan tegangan *equivalent von misses* yang dihasilkan dari simulasi memiliki nilai di bawah *yield stress* dari material roda kereta api. Maka dari itu untuk menghindari kegagalan yang terjadi pada *tread* roda kereta api dan untuk menghindari dari keausan yang terjadi makan harus dilakukan *heat treatment* untuk mengeringkan bagian permukaan *tread* roda kereta api sehingga menghindari kegagalan dan juga menghindari keausan akibat dari tegangan kontak yang terjadi.



Gambar 4. 24 Distribusi Tegangan *Equivalent von misses* Pengujian *Mechanical*

4.4. Validasi Roda Kereta Api Setelah Menggunakan Material Yang Sudah Dilakukan *Heat Treatment*

Pada simulasi pengujian *mechanical* dengan menggunakan material SSW Q3S yang belum dilakukan proses *heat treatment* dihasilkan tegangan *equivalent von misses* untuk kondisi belok dan *crossing* di atas nilai *yield stress* yang berarti bahwa roda kereta api tersebut mengalami deformasi plastis dan menyebabkan kegagalan akibat deformasi plastis. Untuk kondisi belok terjadi deformasi plastis sampai dengan kedalaman 1.5 mm, dan untuk kondisi *crossing* mengalami deformasi plastis

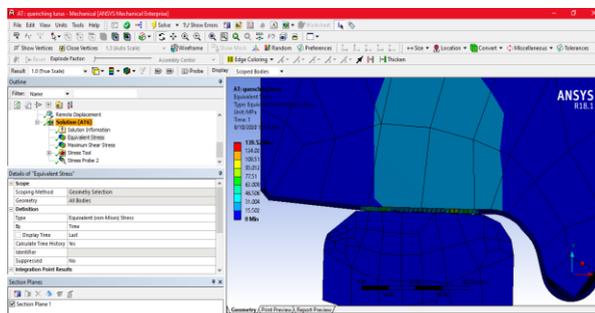
sampai dengan kedalaman 0.3 mm. Namun untuk mevalidasi bahwa setelah dilakukan proses *heat treatment* roda kereta api akan tidak terjadi deformasi plastis pada daerah kontak maka penulis melakukan simulasi pengujian *mechanical* setelah dilakukan proses *heat treatment* dengan membaginya menjadi dua material yaitu untuk daerah kontak sampai dengan kedalaman 1.5 mm menggunakan material SSW Q3S yang telah dilakukan proses *heat treatment* dengan menaikkan nilai *yield strength* dan nilai *Ultimate Tensile Strength* yaitu dengan melihat dari jurnal oleh P.D. Nexhadfar tahun 2019. Pada jurnal tersebut dijelaskan bahwa efek dari proses *heat treatment* akan menaikkan nilai *yield strength* sebesar 29% dan nilai *Ultimate Tensile Strength* sebesar 55%.

Perubahan nilai *yield strength* untuk sebelum dilakukan *heat treatment* yaitu sebesar 500 Mpa dan setelah dilakukan *heat treatment* menjadi 645 Mpa, kemudian untuk nilai UTS sebelum dilakukan *heat treatment* adalah sebesar 980 Mpa, dan setelah dilakukan *heat treatment* menjadi 1519 Mpa. Kemudian dilakukan simulasi pengujian *mechanical* menggunakan nilai *yield strength* dan UTS dengan yang sudah dilakukan proses *heat treatment*. Kemudian dihasilkan nilai tegangan *equivalent von misses* pada kondisi lurus sebesar 139.52 Mpa, kemudian untuk kondisi belok sebesar 459.68 Mpa, dan untuk kondisi *crossing* dihasilkan nilai tegangan sebesar 560.95 Mpa. Dari hasil simulasi nilai tegangan *equivalent von misses* menjadi di bawah nilai *yield stress* yaitu sebesar 645 Mpa yang berarti bahwa roda kereta api setelah dilakukan proses *heat treatment* tidak mengalami deformasi plastis dikarenakan hasil tegangan *equivalent von misses* di bawah nilai *yield stress*. Berikut merupakan

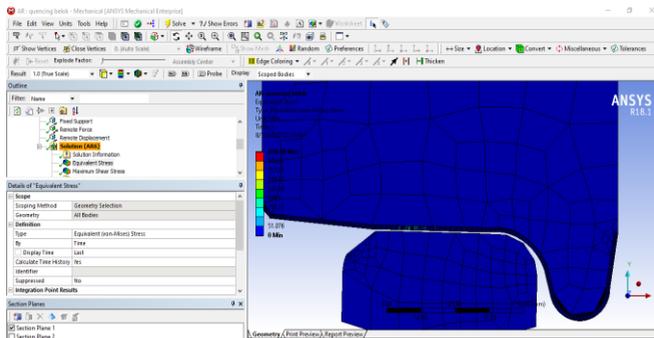
tabel hasil tegangan *equivalent von misses* menggunakan material sebelum dilakukan proses *heat treatment* dan sudah dilakukan proses *heat treatment* sebagai berikut:

Tabel 4. 7 Hasil simulasi pengujian *mechanical* sebelum dan sesudah proses *heat treatment*

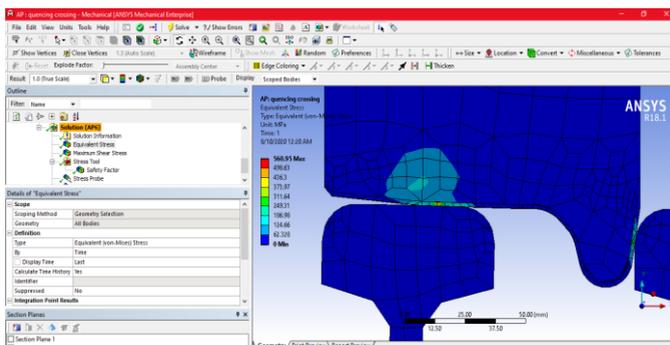
No.	Kondisi	Posisi Kontak	<i>Equivalent von misses</i> (Mpa) sebelum proses <i>heat treatment</i>	<i>Equivalent von misses</i> (Mpa) sesudah proses <i>heat treatment</i>
1	Belok	<i>Fillet Radius Flange Bagian Dalam</i>	632.78	459.68
2	Lurus	<i>Tread Roda</i>	150.4	139.52
3	<i>Crossing</i>	<i>Tread dan Flange Bagian Luar</i>	664.83	560.95



Gambar 4. 25 Hasil simulasi kondisi lurus setelah dilakukan proses *heat treatment*



Gambar 4. 26 Hasil simulasi kondisi belok setelah dilakukan proses *heat treatment*



Gambar 4. 27 Hasil simulasi kondisi *crossing* setelah dilakukan proses *heat treatment*

4.5. Angka Keamanan Pada Setiap Simulasi

4.5.1 Pengujian *Mechanical*

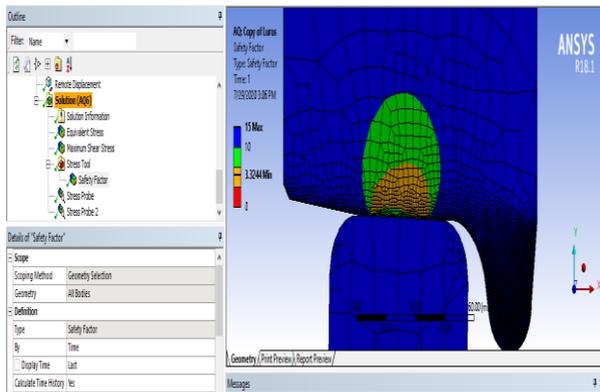
Pada pengujian *mechanical* pada setiap kondisi yaitu kondisi pembebanan lurus, belok, dan *crossing* memiliki *safety factor* yang sudah cukup dan tidak perlu dilakukan modifikasi pada roda kereta dikarenakan nilai *safety factor* 1.1883 merupakan angka yang cukup dalam

beroperasinya roda kereta api. Untuk kondisi lurus didapatkan *safety factor* yaitu sebesar 5.2526, untuk kondisi belok didapatkan angka *safety factor* sebesar 1.2485, untuk kondisi *crossing* didapatkan angka *safety factor* 1.1883 dan untuk *braking safety factornya* adalah 2.8573.

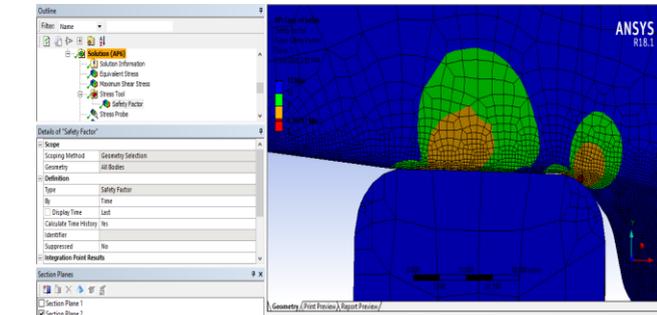
Dari hasil angka *safety factor* di tiap simulasi yang paling terendah adalah pada kondisi *crossing* yaitu dengan hasil angka *safety factor* 1.1883 sehingga dengan angka tersebut tidak memungkinkan lagi untuk dilakukan modifikasi dan angka tersebut termasuk sudah

Tabel 4. 8 Angka *safety factor* hasil simulasi

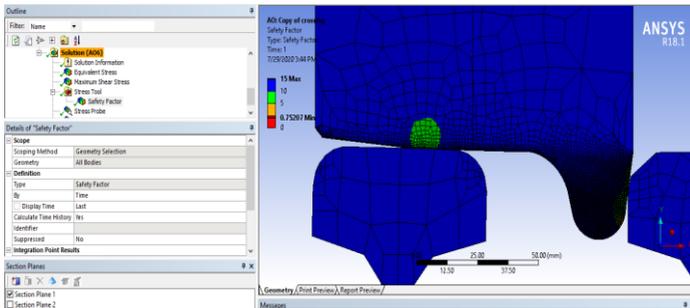
No.	Kondisi	<i>Safety factor</i> minimal	<i>Safety factor</i> maksimal
1	Lurus	3.3244	15
2	Belok	0.79017	15
3	<i>Crossing</i>	0.75207	15
4	<i>Braking</i>	1.8407	15



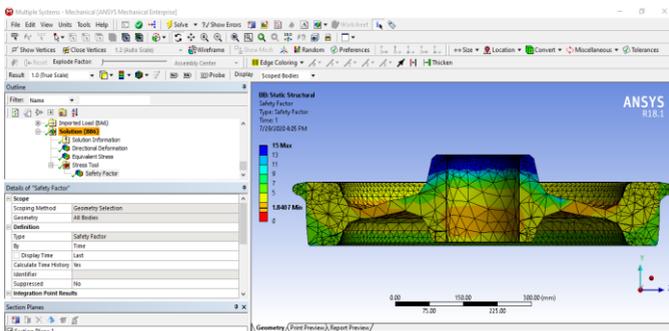
Gambar 4. 28 Angka *safety factor* pada kondisi lurus



Gambar 4. 29 Angka *safety factor* pada kondisi belok



Gambar 4. 30 Angka *safety factor* pada kondisi *crossing*



Gambar 4. 31 Angka *safety factor* pada kondisi *thermomechanical*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Adapun kesimpulan dari penyusunan tugas akhir ini adalah :

1. Hasil dari simulasi geometri roda kereta api PT. INKA dengan dilakukan pengujian *mechanical* dan *thermomechanical* yang sesuai dengan standar EN 13979 untuk *mechanical* mendapatkan hasil yaitu tegangan *shear* maksimal yaitu untuk kondisi pembebanan lurus sebesar 81.049 Mpa, untuk kondisi pembebanan belok sebesar 349.38 Mpa, dan untuk kondisi *crossing* sebesar 347.02 Mpa. Selanjutnya untuk pengujian *thermomechanical* didapatkan hasil untuk setiap *sector* adalah sebagai berikut untuk *sector* 0° sebesar 94.385 Mpa, untuk *sector* 120° sebesar 92.762 Mpa, dan untuk *sector* 240° sebesar 95.84 Mpa. Selain itu hasil dari pengukuran rata-rata tegangan di bawah permukaan *tread* setiap *sector* dengan kedalaman 15mm, 30mm, 45mm, dan 60 mm yaitu untuk *sector* 0° sebesar 110.7115 Mpa, untuk *sector* 120° sebesar 112.5025 Mpa, dan untuk *sector* 240° sebesar 111.6025 Mpa. Dari hasil pengujian *mechanical* hasil simulasi di bawah nilai tegangan yang diizinkan oleh standar EN 13979 yaitu sebesar 360 Mpa, sedangkan untuk pengujian *thermomechanical* juga masih di bawah batas yang diizinkan yaitu untuk setiap *sector* adalah di bawah 250 Mpa, dan untuk rata-rata tegangan di bawah *sector* masih dalam batas yang diizinkan yaitu di bawah 200 Mpa. Dapat disimpulkan bahwa geometri roda dari PT. INKA lolos pengujian standar EN 13979 namun perlu dilakukan analisa lebih lanjut terkait dengan kegagalan yang terjadi pada kontak yaitu dengan menggunakan teori kegagalan *von misses*.

2. Dari hasil simulasi pengujian *mechanical* didapatkan nilai tegangan *equivalent von misses* yaitu untuk kondisi lurus sebesar 150.4 Mpa, untuk kondisi berbelok sebesar 632.78 Mpa, dan untuk kondisi *crossing* sebesar 664.83 Mpa. dari setiap kondisi dapat diketahui kedalaman yang mengalami deformasi plastis dan indikasi kegagalan yaitu untuk kondisi belok sampai dengan kedalaman 1,5 mm dari permukaan *tread* menuju ke dalam roda kereta api, dan untuk kondisi *crossing* 0.3 mm dari permukaan *flange* bagian luar roda menuju ke dalam. Sehingga dapat disimpulkan bahwa untuk menghindari kegagalan pada kontak yang diakibatkan oleh pembebanan tidak diperlukan modifikasi geometri namun harus dilakukan *heat treatment* sedalam 1.5 mm di area *tread* dan juga *flange*.
3. Dari hasil simulasi pengujian *mechanical* dan pengujian *thermomechanical* untuk angka *safety factor* yang didapatkan dari hasil simulasi setiap kondisi adalah untuk kondisi lurus adalah sebesar 3.3244, untuk kondisi belok adalah sebesar 0.79017, untuk kondisi *crossing* adalah sebesar 0.75207, dan untuk kondisi *braking* adalah sebesar 1.8407. Dari hasil pengujian untuk angka *safety factor* paling kecil adalah pada kondisi *crossing* yaitu sebesar 0.75207 , sehingga dapat disimpulkan untuk angka *safety factor* pada daerah kontak masih kurang dari yang diperkenankan dan setelah dilakukan *heat treatment* diharapkan *safety factor*-nya naik menjadi aman, dan untuk daerah selain kontak sudah cukup dan tidak perlu dilakukan modifikasi roda kereta api dikarenakan sudah cukup aman.

5.2 Saran

Adapun saran dari penyusunan penelitian tugas akhir ini adalah:

1. Perlu dilengkapi properties material yang digunakan sehingga hasil simulasi lebih mendekati kenyataan.

2. Perlu dilakukan pengujian lebih lanjut dengan melakukan pengujian *accoustic* pada roda kereta api sesuai dengan standar EN 13979.
3. Perlu dilakukan simulasi dengan menggunakan komputer yang memiliki spesifikasi yang lebih tinggi sehingga dapat dilakukan dengan menggunakan *meshing* yang lebih mendekati kenyataan.

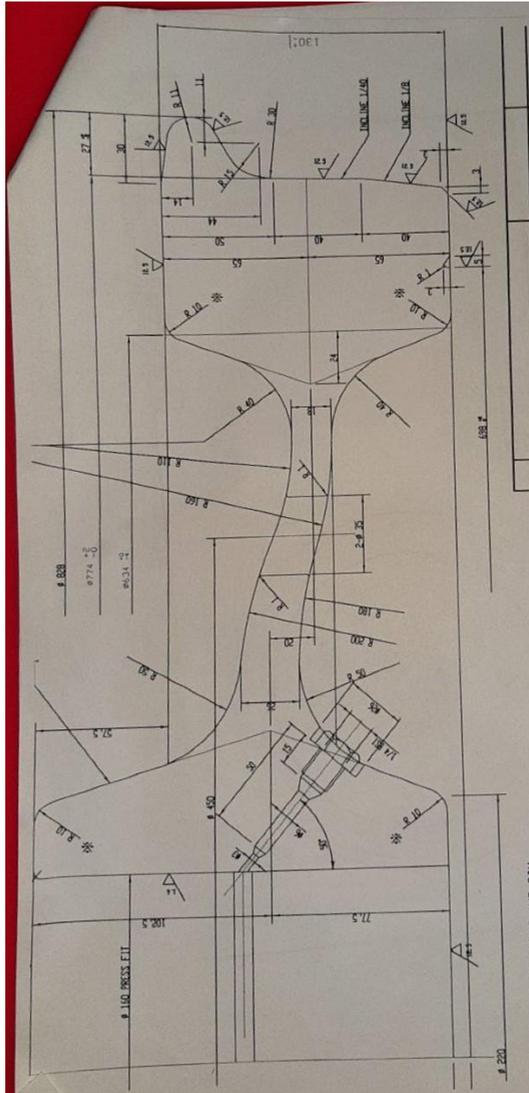
DAFTAR PUSTAKA

- Vinod, P., Koteswara Rao, U., dan Kishore Reddy, Ch. 2014. "Analysis of Railway Wheel to Study the Stress Variations," **International Journal of Engineering Research & Technology**, Vol. 3, Issue 2, pp. 1286-1291.
- Sadat Ashofteh, Roya., Mohammadnia, Ali. 2014. "Stress Analysis in the Elastic-Plastic Analysis of Railway Wheels," **Internasional Journal of Railway**, Vol. 7, No. 1, pp. 1-7.
- Singh, Davendra., Singh, R.C., dan Lal, Roop. 2016. "Computational Static Analysis of Rail-Wheel Model of Indian Railways," **Vth International Symposium**, pp. 106-113.
- Kushardiyanto, Nurato. 2016. "Analisa Kekuatan Gandar Pada Kereta Api Penumpang," **Sinergi**, Vol. 20, No. 2, pp. 101-108.
- Iwnicki, Simon. 2006. "Handbook of Railway Vehicle Dynamics," **Taylor & Francis Group, LLC**.
- Peraturan Menteri Perhubungan Republik Indonesia Nomor **PM 69/2019** tentang Standar Spesifikasi Teknis Kereta Api Kecepatan Tinggi.
- Zhu, Xiaoyin. 2012. "Tutorial on Hertz Contact Stress," **OPTI 521**, pp. 1-8.
- Buddhe, Mahesh., dan Prof. Shaikh S.M. 2016. "Analysis of Rail-Wheel Contact Stress Using Finite Element Method in Comparison with Analytical Solution," **INJERT**, Vol. 3, Issue 3, pp. 31-37.
- Peraturan Menteri Perhubungan Republik Indonesia Nomor **PM 60/2012** tentang Persyaratan Teknis Jalur Kereta Api.
- Mario Valentino, Jean. 2015. "Analisa Resistance, Tractive Effort dan Gaya Sentrifugal pada Kereta Api Taksaka di Tikungan Karangandul," **Flywheel**, Vol. 1, No. 1, pp. 1-8.
- Jaiful, Apichai., Raeon, Suthep., Pimsarn, Monsak. 2018" Study of Fatigue Crack Initiation Location of Wheel and Rail

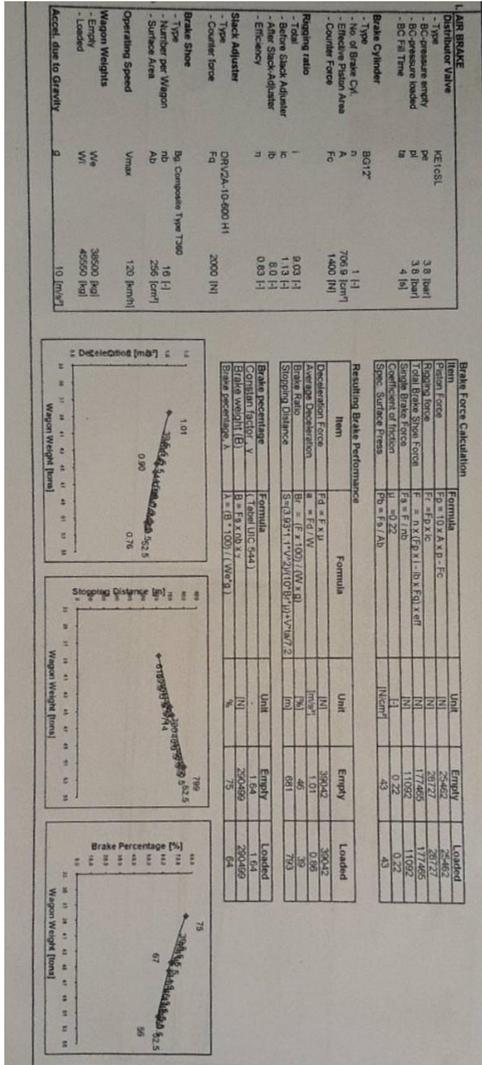
- Under Rolling Contact Using Finite Element Method,” **MATEG Web of Conferences 192**, pp. 1-4.
- PT. Industri Kereta Api (INKA)**. Madiun.
- Hikmah Aprilia, Eka. 2019. ”Analisa Numerik Tegangan Dinamik Pada Rel Kereta Api Akibat Beban Impact Dengan Kenaikan Suhu,” **Skripsi, Program Studi S-1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember**.
- European Standard. 2011. “ Railway Applications – Wheelset and Bogies – Monoblock Wheels – Technical Approval Procedure – Part 1: Forged and Rooled Wheels (EN 13979-1:2003+A2:2011). **Avenue Marnix 17: European Committee for Standardization**.
- Septi Pangestutu, Sinta. 2016. “Otomasi Waktu Penggantian Komponen Roda Lokomotif Seri CC Di Dipo Lokomotif Sidotopo PT. Kereta Api Indonesia (Persero) Menggunakan Metode Power Law Process,” **Skripsi, Program Studi S-1 Statistika Institut Teknologi Sepuluh Nopember**.
- Peng, D., Jones, R. dan Constable, T. 2019. ”An Investigation Of The Influence Of Rail Chill On Crack Growth In A Railway Wheel Due To Braking Load,” **Elsevier**.
- Peter Starzovec, “Detection Of Residual Stress In A Railway Wheel,” **University of Zilina, Elsevier B. V**.
- Du Plessis, Karl. 2016. **Thermo – Mechanical Response of Train Wheels**, < <https://esteq.co.za/thermo-mechanical-response-train-wheels>>.
- Nezhadfar, P. D., Shrestha, R., Phan, N., & Shamsaei, N. (2019). “**Fatigue Behavior of Additively Manufactured 17-4 PH Stainless Steel: Synergistic Effects of Surface Roughness and Heat Treatment**”. International Journal of Fatigue. doi:10.1016/j.ijfatigue.2019.02.039
- Logan, D. L. (2012). “**A First Course in the Finite Element Method**”, (T. Altieri (Ed.); Fifth Edit). Global Engineering: Christopher M. Shortt.

LAMPIRAN

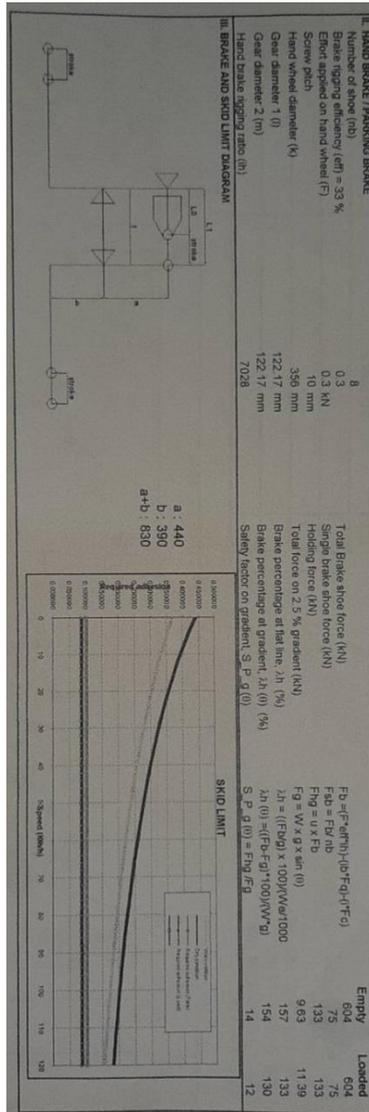
LAMPIRAN A : GEOMETRI RODA KERETA API KECEPATAN RENDAH



LAMPIRAN B : DATA TES Pengereman pada KERETA API



LAMPIRAN C : DATA TES PENGGEREMAN PADA KERETA API



LAMPIRAN D : MATRIK TINJAUAN PUSTAKA

No	Nama Jurnal	Jenis wheel set	Yang Dianalisa	Metode	Alat/Menganalisa	Modifikasi	Kecepatan	Pembanding	Kondisi	Pemodelan
1	Analysis of Railway Wheel to Study the Stress Variation (P. Vipood, 2016)	railway wagon wheel, dengan material AAR-1107 class U	Dafek dan normal stress roda kereta 80 km/h saat melakukan pengereman berdasarkan beban material, beban thermal, dan beban gabungan	Numerik	ANSYS	Filter radius dari interface roda	80 km/jam	Standar India	Pengereman	Tanpa Rel
2	Computational Static Analysis of Rail-wheel Model of Indian Railways (Devendra Singh, 2016)	BOXN wheel	Maksimum Tegangan geser (shear stress) kontak dari roda dan rel	Analitis dan Numerik	ANSYS, Kalkulator Hertzian	x	x	30% UTS bahan rel (standar India)	Lurus	Dengan Rel
3	Stress Analysis in the Elastic-Plastic Analysis of Railway (Roya Sade, 2014)	Pasangan wheel in the Indian fleet, RTT	Menganalisa efek dari diameter roda, axle load, material roda, dan tipe rel terhadap nilai stressnya	Analitis dan Numerik	FEMABAQUS dan Hertz Teori	Diameter Roda, beban gandar, material roda, tipe rel	160 km/jam	x	Lurus	Dengan Rel
4	Analisa Kekuatan Gandar pada Kereta Api Penumpang	gandar roda tipe K-7	menganalisa tegangan pada gandar roda kereta	Analitis	x	x	80 km/jam	Tegangan yang diperkenankan 60 kg/mm ²	Belok	x
5	An Investigation of the influence of rail chill on crack growth in a railway wheel due to braking loads	Australia Railway wheel	menganalisa pengaruh drag braking dan stop braking terhadap termomechanical	Numerik	3D non linear finite element	x	100 km/jam	Standar EN 13373	Pengereman	x
6	Penulis	Roda diameter 828 mm, dengan material SSW-Q35	Tegangan Shear Maksimum, Tegangan Equivalen Von-mises, dan Safety Factor	Numerik	ANSYS	x	80 km/jam	Standar EN 13373	Belok, Lurus, Crossing, dan Pengereman	Dengan Rel

BIODATA PENULIS



Refi Triyuli Anto, terlahir di Banyumas, 29 Juli 1998, Jawa Tengah. Penulis dilahirkan dari seorang ayah dan ibu yang sangat sempurna dimata penulis yaitu ayah yang bernama Kusnan, dan Ibu yang bernama Kuswati. Penulis adalah tiga bersaudara, kakak yang pertama Agung Prasetyo, dan yang ke dua Febri Dwi Laksono. Penulis adalah anak desa yaitu Desa Sokaraja Kulon, Rt 02, Rw 09, No. 29, Kecamatan Sokaraja, Kabupaten Banyumas, Provinsi Jawa Tengah. Penulis menempuh pendidikan di TK Pertiwi, kemudian penulis melanjutkan sekolah dasar di SD N 3 Sokaraja Kulon. Penulis kemudian melanjutkan pendidikan di SMP N 2 Sokaraja, dan SMA N 2 Purwokerto. Setelah lulus SMA penulis melanjutkan ke jenjang pendidikan perguruan tinggi negeri yaitu Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) mengambil program studi S-1 Teknik Mesin ITS melalui jalur mandiri. Penulis menempuh pendidikan S-1 Teknik Mesin ITS dari tahun 2016 sampai lulus tahun 2020. Penulis mengambil tugas akhir pada laboratorium Mekanika Benda Padat (MBP). Pada tahun pertama perkuliahan penulis aktif di TDC, dan IBC. Pada tahun ke dua penulis aktif di Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin (LBMM) sebagai *Staff* Organisasi, pada tahun ke tiga dan ke empat penulis aktif di LBMM sebagai *Kabiro Tool*, dan ITS Team Sapuanging sebagai anggota Divisi *Vehicle Dynamic*, pada tahun ke tiga penulis mengikuti lomba (Kontes Mobil Hemat Bahan Bakar) KMHE 2018 di Universitas Negeri Padang, dan lomba *Shell Eco Marathon Asia* 2019 di Sirkuit Internasional Sepang, Malaysia. Pada tahun ke empat penulis aktif di Sapuanging dan menjabat sebagai Kepala Divisi

Vehicle Dynamic. Penulis juga sedang merintis usaha *Furniture* yaitu KayuSeni. Penulis berharap sukses dalam karir maupun menjadi pengusaha yang membantu banyak umat manusia.