



TUGAS AKHIR - TM 91486

STUDI KEKUATAN SPUR GEAR DENGAN PROFIL GIGI ASYMMETRIC INVOLUTE DAN SYMMETRIC INVOLUTE

MOHAMAD ZAINULLOH RIZAL
NRP. 2110 100 112

Dosen Pembimbing:
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014



FINAL PROJECT - TM 91486

STUDY OF ASYMMETRIC INVOLUTE AND SYMMETRIC INVOLUTE SPUR GEAR TEETH PROFILE STRENGTH

MOHAMAD ZAINULLOH RIZAL
NRP. 2110 100 112

Academic Supervisor:
Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA

DEPARTEMEN OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014

STUDI KEKUATAN SPUR GEAR DENGAN PROFIL GIGI ASYMMETRIC INVOLUTE DAN SYMMETRIC INVOLUTE

Nama Mahasiswa : Mohamad Zainulloh Rizal
NRP : 21010 100 112
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono,
DEA.

Abstrak

Gear adalah salah satu komponen pemindah daya yang utama dalam sebuah sistem transmisi. Saat ini, sistem transmisi tersebut lebih sering menggunakan *gear* dengan profil gigi *symmetric involute* (*symmetric gear*). Pada helikopter beban yang diterima roda gigi sangat besar dan searah sehingga rawan terjadi *failure*. Untuk mengatasi masalah tersebut dikembangkan model roda gigi baru yaitu *gear* dengan profil gigi *asymmetric involute* (*asymmetric gear*). Mengacu pada penelitian Kapelevich *load capacity* pada *asymmetric gear* akan meningkat jika dibandingkan dengan *symmetric gear*.

Secara garis besar penelitian ini dilakukan simulasi terhadap roda gigi *symmetric involute* dan roda gigi *asymmetric involute* dengan menggunakan persamaan yang sama dengan penelitian Kapelevich namun dengan *asymmetric factor* yang berbeda. Berdasarkan *asymmetric factor* (K), Jenis roda digunakan adalah $K=1$, $K=1.05$, $K=1.06$, $K=1.07$ dan $K=1.08$. Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah melakukan simulasi terhadap model menggunakan metode numerik yaitu simulasi dinamis menggunakan *FEA Software*. Dalam simulasi digunakan lima model roda gigi untuk dianalisa dengan jenis material AISI 1045. Pada penelitian ini digunakan geometri yang sebanding yaitu *pitch diameter* 120 mm dan modul 4 mm. Kemudian melakukan *meshing* dengan metode *meshing* yang sama yaitu *explicit* dan menggunakan elemen *tetrahedrons*.

Setelah itu melakukan pembebanan berupa torsi dan kecepatan putar masing-masing 100 N.m, 150 N.m, 200 N.m, 250 N.m dan 1000 rpm, 1500 rpm, 2000 rpm serta 2500 rpm.

Dari penelitian ini didapatkan *asymmetric factor* mengakibatkan mengecilnya ujung dan membesarnya akar profil roda gigi. Selain itu juga didapatkan tegangan bending maksimum searah sumbu x yang dialami roda gigi *asymmetric involute* menurun 15,25% - 88,86% untuk pembebanan torsi dan 19,53% - 39,11% untuk pembebanan kecepatan putar. Sedangkan tegangan bending maksimum von mises yang dialami roda gigi *asymmetric involute* menurun 0,89% - 63,3% untuk pembebanan torsi dan 1,64% - 21,09% untuk pembebanan kecepatan putar.

Kata kunci : Gear, Asymmetric involute, symmetric involute, torsi, kecepatan putar, tegangan bending

STUDY OF ASYMMETRIC INVOLUTE AND SYMMETRIC INVOLUTE SPUR GEAR TEETH PROFILE STRENGTH

Nama Mahasiswa : Mohamad Zainulloh Rizal
NRP : 21010 100 112
Departement : Teknik Mesin FTI – ITS
Academic Supervisor : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono,
DEA.

Abstract

Gear is a main power transfer in the transmission system. Currently, transmission system more like to use gear with symmetric involute profile (symmetric gear). On helicopter, gears receive great load and the direction is one direction. So, gear prone to failure. Gear with asymmetric involute profile (asymmetric gear) is developed to solve this problem. Rever to Alexander Kapalevich experiment that asymmetric gear will increase load capacity better than symmetric gear.

This project discuss about asymmetric gear and symmetric gear where is defferent to Kapalevich. The defferences our project and Kapalevich are this project use simulation instead of experimental and asymmetric factor that using is defferent. This project uses asymmetric factor (K) $K=1$, $K=1.05$, $K=1.06$, $K=1.07$ and $K=1.08$. The transient numerical simulation method by FEA Software is used to solve the problem. This simulation uses AISI 1045 for material properties. All model use pitch diameter 120 mm and module 4 mm. Meshing method that used is sweep, type is explicit and element is tetrahedron. Then, loading is done by tortion of 100 N.m, 150 N.m, 200 N.m, 250 N.m and by rotational velocity of 1000 RPM, 1500 RPM, 2000 RPM and 2500 RPM.

This project generates some conclutions. Asymmetric factor causes top of gear profile getting smaller and bottom of gear profile getting greater if it compares with standart gear. In

addition, maximum normal x axis bending stress for torsion load reduce 15.25% - 88,86%. maximum von mises bending stress for torsion load reduce 19,53% - 39,11%. maximum normal x axis bending stress for rotational velocity load reduce 0,89% - 63,3%. maximum von mises bending stress for rotational velocity load reduce 1,64% - 21,09%.

Key Word : Gear, Asymmetric involute, symmetric involute, torsion, rotational velocity, bending stress

**STUDI KEKUATAN SPUR GEAR DENGAN PROFIL
GIGI ASYMMETRIC INVOLUTE DAN SYMMETRIC
INVOLUTE**

TUGAS AKHIR


Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar
Sarjana Teknik
Pada
Bidang Studi Desain
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

MOHAMAD ZAINULLOH RIZAL
NRP. 2110 100 112

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :


1. Dr. Ir. Agus Sigit P., DEA.
NIP. 196508101991021001

.....(Pembimbing)

2. Dr. Eng. Unggul W., ST., M. Eng. Sc.
NIP. 197805102001121001

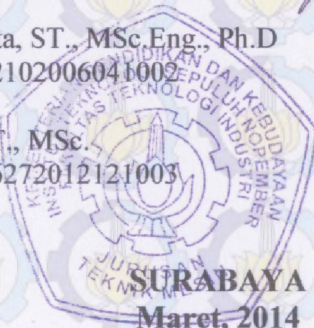
.....(Penguji 1)

3. Alief Wikarta, ST., MSc.Eng., Ph.D
NIP. 198202102006041002

.....(Penguji 2)

4. Yohanes, ST., MSc.
NIP. 198006272012121003

.....(Penguji 3)



KATA PENGANTAR

Puji syukur panulis panjatkan hanya kehadiran Allah SWT, Pemelihara seluruh alam raya, yang atas limpahan rahmat, taufik dan hidayah-Nya serta shalawat dan salam bagi junjungan kita Rasulullah Muhammad Shallallahu'alaihi Wasallam, sehingga penulis mampu menyelesaikan laporan tugas akhir dengan judul “Studi Kekuatan *Spur Gear* dengan Profil Gigi *Asymmetric Involute* dan *Symmetric Involute*” ini.

Laporan tugas akhir ini disusun untuk memenuhi salah satu matakuliah dan juga salah satu syarat kelulusan sarjana di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Penulis menyadari bahwa tugas akhir ini bukanlah tujuan akhir dari belajar karena belajar tidak ada batasnya. Terselesaikannya laporan ini tentunya tak lepas dari dorongan dan uluran tangan berbagai pihak. Oleh karena itu, tak salah kiranya penulis mengungkapkan terima kasih dan penghargaan kepada :

1. Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA, selaku dosen pembimbing yang dengan sabar meluangkan waktu membina dan mengarahkan penulis.
2. Bapak Sholeh, Ibu Isri dan adekku ummi yang tercinta serta keluarga besar di rumah yang tak ada hentinya memberi dorongan serta do'anya.
3. Yuli Anggraini yang selalu memberikan perhatian dan masukan atas penulisan laporan ini.
4. Bapak Alief Wikarta, ST., MSc.Eng., PhD, Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST., M. Eng. Sc. dan Yohanes, ST., MSc. selaku dosen penguji yang telah menyediakan waktu luang dan memberikan masukan untuk kesempurnaan penelitian ini.
5. Zulkarnain, Ahmad Fathonah, Ghofar, Yasir, Adi, Riskyzul, arif dan Angga selaku teman-teman yang mambantu saya dan memberikan saran serta tambahan pengetahuan untuk masukan tugas akhir ini.

6. Teman-teman M53, karyawan, pak Nooh, pak Mul, Mas dani CAE dan semuanya yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu, terima kasih atas pertolongan dan dorongan serta semangat *Uber Alles*-nya.

Semoga Allah SWT membalas kebaikan dan ketulusan semua pihak yang telah membantu menyelesaikan tugas akhir ini dengan melimpahkan rahmat dan karunia-Nya. Semoga laporan tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan kabaikan bagi banyak pihak demi kemaslahatan bersama serta bernilai ibadah di hadapan Allah SWT Amin.

Surabaya, 10 April 2014

Penyusun

Mohamad Zainulloh Rizal

2110 100 112

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xv
DAFTAR SIMBOL	xvii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan	3
1.5 Manfaat Penelitian	4
BAB II KAJIAN TEORI	
2.1 Penelitian Terdahulu	5
2.2 Dasar Teori	11
2.2.1 Profil gigi <i>involute</i>	11
2.2.2 Roda gigi <i>symmetric involute</i>	15
2.2.3 Roda gigi <i>asymmetric involute</i>	21
2.2.4 Tegangan bending (normal stress)	24
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	
3.1 Diagram Alir Penelitian	31
3.2 Studi Literatur	33
3.3 Perhitungan Geometri Gear	33
3.4 Penentuan Beban	35
3.5 Pemodelan	36
3.6 Simulasi dengan Menggunakan FEA Software	38

3.6.1	Import properti material	39
3.6.2	Input model	41
3.6.3	Meshing model	41
3.6.4	Input parameter dan beban	43
3.6.5	Hasil simulasi	49

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1	Hasil Pemodelan	51
4.2	Hasil Simulasi	53
4.2.1	Distribusi tegangan	54
4.2.2	Data hasil simulasi	55
4.3	Data Tegangan Maksimum	56
4.3.1	Data tegangan maksimum pada simulasi dengan pembebanan torsi	56
4.3.2	Data tegangan maksimum pada simulasi dengan pembebanan kecepatan putar (RPM)	58
4.4	Pembahasan Grafik	60
4.4.1	Grafik tegangan searah sumbu x fungsi torsi	61
4.4.2	Grafik tegangan von mises fungsi torsi	65
4.4.3	Grafik tegangan searah sumbu x fungsi putaran	67
4.4.4	Grafik tegangan von mises fungsi putaran	70

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1	Kesimpulan	73
5.2	Saran	74

DAFTAR PUSTAKA	75
----------------------	----

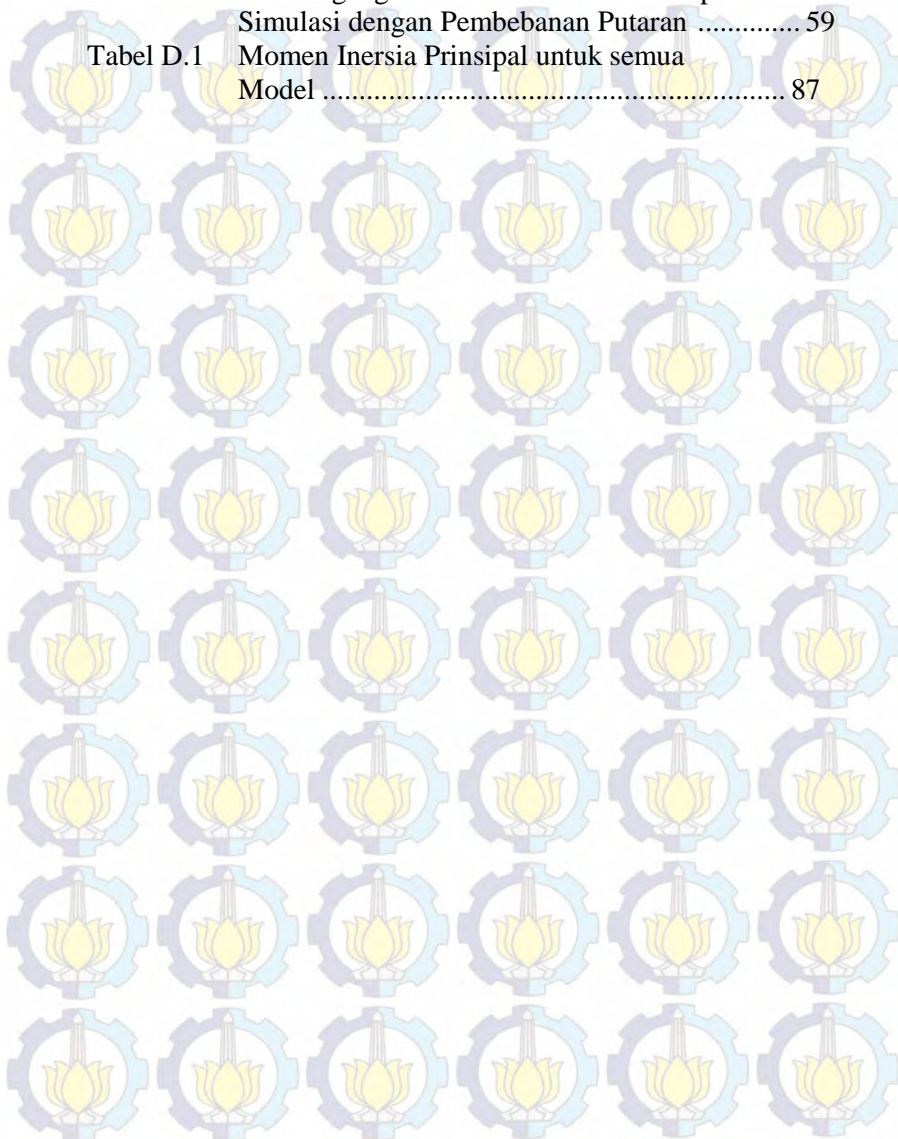
LAMPIRAN	77
----------------	----

RIWAYAT PENULIS	89
-----------------------	----

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Parameter pada Penelitian Kapelevich	6
Tabel 2.2	Nilai $\varepsilon_a max$ dan a_w dengan Variasi <i>number of teeth</i>	8
Tabel 2.3	Data Parameter pada Penelitian Taufan	9
Tabel 2.4	Rumus Adendum dan Dedendum Berdasarkan Sudut dan Jenis Profil Gigi Roda Gigi	18
Tabel 3.1	Contoh Geometri roda gigi symmetric involute dan Asymmetric involute	34
Tabel 3.2	Variasi Beban Torsi yang Digunakan pada Simulasi	35
Tabel 3.3	Variasi Beban Putaran yang Digunakan pada Simulasi	35
Tabel 3.4	Geometri Hasil Pemodelan	37
Tabel 3.5	<i>Material Properties</i> yang Digunakan untuk Simulasi	40
Tabel 3.6	<i>Material Properties</i> tambahan	40
Tabel 3.7	Model Meshing	42
Tabel 3.8	Definisi Kontak pada Pasangan Roda Gigi	43
Tabel 3.9	Definisi Joint pada Pasangan Roda Gigi	45
Tabel 3.10	Pembebanan Torsi pada <i>Drive Gear</i>	46
Tabel 3.11	Pembebanan Torsi pada <i>Drive Gear</i>	47
Tabel 3.12	Pembebanan Gravitasi	48
Tabel 3.13	Tabel Data Hasil Simulasi	49
Tabel 4.1	Contoh Data Awal Hasil Simulasi	55
Tabel 4.2	Data Tegangan Maksimum Searah Sumbu X pada Simulasi dengan Pembebanan Torsi	57
Tabel 4.3	Data Tegangan Maksimum Von Mises pada Simulasi dengan Pembebanan Torsi	57
Tabel 4.4	Data Tegangan Maksimum Searah Sumbu X pada Simulasi dengan Pembebanan Putaran	59

Tabel 4.5	Data Tegangan Maksimum Von Mises pada Simulasi dengan Pembebanan Putaran	59
Tabel D.1	Momen Inersia Prinsipal untuk semua Model	87



DAFTAR SIMBOL

Simbol	Arti	Satuan
C	: center distance	mm
N	: jumlah gigi pada roda gigi	-
K	: <i>assymetric factor</i>	-
θ	: sudut tekan	degree
P	: diametral pitch	1/mm
m	: module	mm
d	: pitch diameter	mm
db	: <i>base diameter</i>	mm
do	: <i>outside diameter</i>	mm
de	: dedendum	mm
a	: addendum	mm
r	: radius lingkaran	mm
t	: parameter sudut	rad
n	: putaran roda gigi	RPM
T	: torsi	N.m
dba	: <i>base diameter assymmetric</i>	mm
db _s	: <i>base diameter symmetric</i>	mm
θ_a	: sudut kontak assymmetric	degree
θ_s	: sudut kontak symmetric	degree
σ	: Tegangan akibat momen bending	Pa
M	: Momen Bending	N.m
c	: Jarak antara titik terjauh terhadap sumbu netral	mm
I	: Momen inersia struktur	mm ⁴
I_x	: Momen inersia dengan sumbu x sebagai sumbu netral	mm ⁴
I_y	: Momen inersia dengan sumbu y sebagai sumbu netral	mm ⁴
I_{xy}	: Momen inersia gabungan dengan sumbu x dan sumbu y sebagai sumbu netral	mm ⁴



“halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	<i>The Experimental Generator Gear</i>	5
Gambar 2.2	Panjang <i>Contac Ratio</i> pada Pasangan Roda Gigi.....	8
Gambar 2.3	Besar Tegangan Masing-masing Roda Gigi.....	10
Gambar 2.4	Kurva <i>Involute</i> dengan Sudut Parametrik Positif pada Koordinat Kartesian	12
Gambar 2.5	Roda Gigi dengan Profil <i>Involute</i> Beserta Garis Kontaknya.....	13
Gambar 2.6	Ilustrasi Menggambar Profil <i>Involute</i> Secara Manual	14
Gambar 2.7	Cara Membuat Profil <i>Involute</i> Manual pada <i>CAD Software</i>	17
Gambar 2.8	Pasangan Roda Gigi Beserta Bagian-bagiannya	16
Gambar 2.9	Gaya-gaya pada Roda Gigi Lurus	18
Gambar 2.10	Pasangan Roda Gigi dengan Profil <i>Asymmetric Involute</i>	22
Gambar 2.11	Distribusi Tegangan Akibat Momen Bending	24
Gambar 2.12	Momen Inersia untuk Geometri <i>Rectangle</i>	26
Gambar 2.13	Momen Inersia untuk Geometri <i>Triangle</i> ...	27
Gambar 2.14	Momen Inersia untuk Geometri <i>Triangle</i>	27
Gambar 2.15	Momen Inersia untuk Geometri <i>Disk</i>	28
Gambar 3.1	Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir.....	31
Gambar 3.2	Contoh Pasangan Roda Gigi <i>Asymmetric Involute</i>	36
Gambar 3.3	Contoh Pasangan Roda Gigi <i>Symmetric Involute</i>	37
Gambar 3.4	Diagram Alir Simulasi	38
Gambar 3.5	Hasil Meshing Menggunakan Metode <i>Explicit</i> dengan <i>Relevance</i> 40	43

Gambar 3.6	<i>Frictional Contac</i> Profil Gigi	44
Gambar 3.7	Joint pada Salah Satu Roda Gigi	46
Gambar 3.8	Pembebanan Torsi pada <i>Drive Gear</i>	47
Gambar 3.9	Pembebanan RPM pada <i>Drive Gear</i>	48
Gambar 3.10	Pembebanan Gravitasi pada <i>Drive Gear</i>	49
Gambar 3.11	Contoh Grafik Tegangan Bending Fungsi Torsi	50
Gambar 4.1	Profil Roda Gigi Hasil Pemodelan	51
Gambar 4.2	Perbandingan Profil Masing-masing Roda Gigi	52
Gambar 4.3	Contoh Distribusi Tegangan pada Model $K=1$ (Roda Gigi Standar) dengan Beban Torsi 100 N.m	43
Gambar 4.4	Contoh Distribusi Tegangan pada Model $K=1.08$ (Roda Gigi Standar) dengan Beban Torsi 100 N.m	55
Gambar 4.5	Grafik Tegangan Sumbu X Fungsi Torsi ...	61
Gambar 4.6	Skema Geometri Momen Inersia pada Bagian Akar Roda Gigi	63
Gambar 4.7	Grafik Tegangan Von Mises Fungsi Torsi	65
Gambar 4.8	Grafik Tegangan Sumbu X Fungsi Putaran	67
Gambar 4.9	Grafik Tegangan Von Mises Fungsi Putaran	70
Gambar B.1.1	Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan torsi 100 N.m pada model $K=1$	80
Gambar B.1.2	Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan torsi 100 N.m pada model $K=1.05$	80
Gambar B.1.3	Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan torsi 100 N.m pada model $K=1.06$	81

Gamabar B.1.4	Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan torsi 100 N.m pada model $K=1.07$	81
Gamabar B.1.5	Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan torsi 100 N.m pada model $K=1.08$	82
Gamabar B.1.6	Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan putaran 1000 RPM pada model $K=1$	82
Gamabar B.1.7	Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan putaran 1000 RPM pada model $K=1.05$	83
Gamabar B.1.8	Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan putaran 1000 RPM pada model $K=1.06$	83
Gamabar B.1.9	Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan putaran 1000 RPM pada model $K=1.07$	84
Gamabar B.1.10	Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan putaran 1000 RPM pada model $K=1.08$	84
Gambar C.1	Grafik Tegangan Maximum pada Sumbu X Fungsi Waktu pada Torsi 100 N.m dan Pada $K=1$	85
Gambar C.2	Grafik Tegangan Maximum pada Sumbu X Fungsi Waktu pada Putaran 1000 RPM dan $K=1$	85
Gambar C.3	Grafik Tegangan Maximum Von Mises Fungsi Waktu pada Torsi 250 N.m dan $K=1.08$	86
Gambar C.4	Grafik Tegangan Maximum Von Mises Fungsi Waktu pada Putaran 2500 RPM dan $K=1$	86



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Gear adalah salah satu komponen pemindah daya yang utama dalam sebuah sistem transmisi. *Gear* memiliki kegunaan yang sangat luas misalnya transmisi mobil, pesawat, helikopter. Saat ini, sistem transmisi tersebut lebih sering menggunakan *gear* dengan profil gigi *symmetric involute (symmetric gear)*. Khusus untuk helikopter, beban yang diterima sangat besar dan searah sehingga rawan terjadi *failure*. Untuk mengatasi masalah tersebut, saat ini dikembangkan model roda gigi baru yang penggunaannya masih terbatas yaitu *gear* dengan profil gigi *asymmetric involute (asymmetric gear)*. Selain sistem transmisi pada helikopter, *asymmetric gear* juga digunakan pada pompa.

Kekuatan dan umur *gear* sangat dipengaruhi oleh dimensi dan jenis material yang digunakan. Oleh karena itu dalam mendesain *gear*, kedua hal tersebut biasanya menjadi fokus utama. Ditinjau dari fungsinya, *gear* memiliki peranan yang sangat penting karena menyangkut beberapa aspek yang vital dalam sistem transmisi itu sendiri. Misalnya roda gigi berkaitan dengan temperatur *engine gear* yang kurang baik akan menyebabkan transmisi yang kurang baik pula sehingga mengakibatkan *engine* cepat panas; berkaitan dengan getaran transmisi yang bermasalah bisa menyebabkan getaran yang hebat pada *engine* dan sistem transmisi.

Ada banyak sekali penelitian yang sudah dilakukan mengenai modifikasi dimensi roda gigi untuk meningkatkan kekuatannya. Namun penelitian tersebut hanya terbatas pada roda gigi dengan profil gigi *symmetric involute*. Padahal selain profil roda gigi *symmetric involute* ada jenis profil gigi lain yang dapat dikembangkan seperti profil gigi *asymmetric involute*. Roda gigi *asymmetric involute* dapat dibentuk dari dua profil *symmetric involute* dengan sudut kontak yang berbeda. Sehingga satu sisi profil gigi memiliki bidang kontak lebih luas dari pada yang lain.

Mengacu pada penelitian Kapelevich bahwa *load capacity* pada *asymmetric gear* akan lebih besar dari pada *symmetric gear* dengan menggunakan material yang sama. Hal ini berarti pembuatan roda gigi *asymmetric involute* merubah geometri atau bentuk roda gigi. Merubah geometri berarti juga merubah inersia. Ketika dihubungkan dengan tegangan inersia akan berbanding terbalik. Dari penjelasan ini, penulis dapat menarik hipotesis bahwa roda gigi *asymmetric involute* akan memperbesar momen inersia roda gigi tersebut. Oleh karena itu, sangat diperlukan sebuah penelitian lebih lanjut mengenai roda gigi dengan profil *asymmetric involute* dari segi kekuatannya untuk membuktikan hipotesis di atas.

Dari uraian di atas, maka penulis akan melakukan penelitian tentang roda gigi dengan profil *asymmetric involute* yang akan difokuskan pada kekuatannya. Maka dari itu, penulis akan mengusulkan penelitian ini dengan judul ‘Studi Kekuatan Spur Gear dengan Profil Gigi *Asymmetric Involute* dan *Symmetric Involute*’.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah diuraikan di atas, maka dirumuskan beberapa poin penting yang menjadi pokok pembahasan dalam penelitian ini antara lain:

1. Bagaimana pengaruh *asymmetric factor* terhadap perubahan geometri suatu roda gigi?
2. Bagaimana kekuatan roda gigi lurus berprofil gigi *symmetric involute* dan berprofil gigi *asymmetric involute* terhadap tegangan bending pada pembebanan torsi menggunakan simulasi dinamis (simulasi *transient*)?
3. Bagaimana kekuatan roda gigi lurus berprofil gigi *symmetric involute* dan berprofil gigi *asymmetric involute* terhadap tegangan bending pada pembebanan *rotational velocity* (RPM) menggunakan simulasi dinamis (simulasi *transient*)?

1.3 Batasan Masalah

Agar penelitian yang dilakukan bisa lebih terarah, maka diambil batasan-batasan sebagai berikut :

1. Material yang digunakan untuk masing-masing jenis roda gigi sama.
2. Material bersifat elastik dan isotropik.
3. Temperatur seragam di seluruh bagian roda gigi.
4. Beban yang diterima *uniform* sepanjang ketebalan roda gigi.
5. Analisa getaran diabaikan.
6. Efek panas yang ditimbulkan dari gesekan diabaikan.
7. Kedua jenis profil roda gigi dibuat dengan geometri yang serupa.
8. Pada simulasi dinamis hanya digunakan beban berupa torsi dan *rotational velocity*.
9. Tegangan yang diamati hanya pada sisi *asymmetric* saja.
10. Pengambilan data hanya pada bagian *fillet* profil roda gigi.

1.4 Tujuan

Adapun tujuan yang ingin dicapai berdasarkan rumusan masalah di atas adalah sebagai berikut :

1. Untuk mengetahui pengaruh *asymmetric factor* terhadap perubahan geometri suatu roda gigi.
2. Untuk mengetahui kekuatan roda gigi dengan nilai $K = 1$, $K = 1,05$, $K = 1,06$, $K = 1,07$ dan $K = 1,08$ terhadap tegangan bending menggunakan beban torsi pada simulasi dinamis.
3. Untuk mengetahui kekuatan roda gigi dengan nilai $K = 1$, $K = 1,05$, $K = 1,06$, $K = 1,07$ dan $K = 1,08$ terhadap tegangan bending menggunakan beban *rotational velocity* pada simulasi dinamis.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang dapat diperoleh dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Profil roda gigi *asymmetric involute* dapat digunakan secara luas sebagai alternatif dari roda gigi dengan profil gigi *symmetric involute*.
2. Dengan geometri yang serupa roda gigi dengan profil *asymmetric involute* akan memiliki *load capacity* yang lebih tinggi dibandingkan dengan roda gigi berprofil *symmetric involute*, sehingga dapat mengurangi biaya material.
3. Dengan kekuatan yang lebih besar pada roda gigi lurus dengan profil *asymmetric involute*, maka akan memperkecil peluang terjadinya kerusakan atau kegagalan sehingga keandalan *gearbox* semakin baik.
4. Memperkaya khasanah keilmuan teknik mesin terutama di bidang desain dan khususnya di bidang mekanika benda padat
5. Kontribusi tidak langsung terhadap pengembangan teknologi otomotif Indonesia
6. Sebagai referensi untuk penelitian berikutnya maupun yang ingin membuat rancang bangun tentang roda gigi *asymmetric involute*.

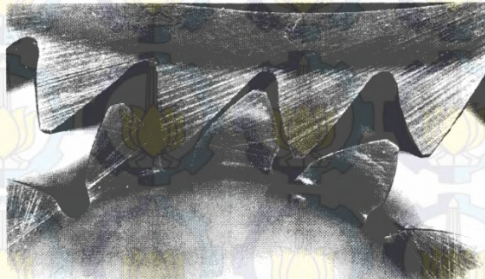
BAB II

KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Penelitian Terdahulu

Penelitian sebelumnya yang pernah dilakukan yang berkaitan dengan aplikasi roda gigi asimetri diantaranya adalah sebagai berikut:

Kapelevich melakukan penelitian terkait roda gigi *asymmetric involute*. Pada penelitian ini diharapkan roda gigi *asymmetric* dapat meningkatkan *load capacity* dan *durability* pada roda gigi pinion, meningkatkan *stiffness*, dan mengurangi *noise* serta getaran pada pasangan gear. Penelitian ini dilakukan dengan pengujian eksperimental pada bagian permukaan dengan *pressure angle* besar maupun yang kecil. Spesimen yang digunakan untuk menguji sebagai berikut:



Gambar 2.1 *The Experimental Generator Gear*
(Kapelevich, 1998)

Adapun Parameter-parameter yang digunakan pada penelitian Kapelevich adalah sebagai berikut :

Tabel 2.1 Parameter pada Penelitian Kapelevich
(Kapelevich,1998)

Maksimum transmitted power (hp)		77		
Pinion (RPM)		27000		
Center distance (mm)	C	74.25		
Gear set		Standart	Experimental	Experimental
Pinion tooth number	N_1	17	13	13
Gear tooth number	N_2	79	60	60
Gear width (mm)	W	22	22	22
Helix angle (deg)	β	14.5	0	0
Coefficient of asymmetry	k	1.0	1.26	0.79
Pressure angle for drive side (deg)	θ_1	20.36	41	18
Pressure angle for coast side (deg)	θ_2	20.36	18	41
Contact ratio for drive side	m_{pd}	1.37	1.2	1.64
Contact stress (MPa)	σ_c	1090	947	1246
Pinion bending stress (MPa)	σ_{b1}	173	111	149

<i>Gear bending stress (MPa)</i>	σ_{b2}	237	144	242
<i>Vibration level</i>		7.7	2.7	10.4
<i>Pinion tooth elastic deflection (μm)</i>	δ_1	5.7 ^b	8.7	6.6
<i>Gear tooth elastic deflection (μm)</i>	δ_2	5.1 ^b	9.6	7.8

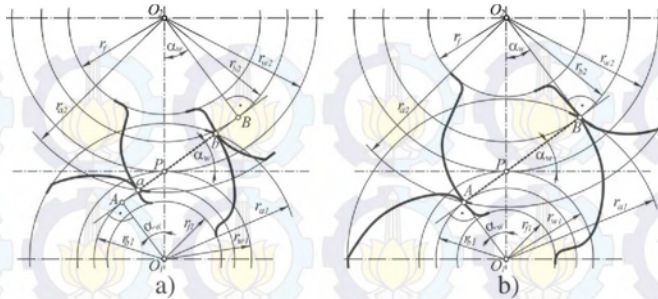
Dari penelitian Kapelevich disimpulkan bahwa roda gigi *asymmetric involute* dapat meningkatkan *load capacity*. Pengujian pada *pressure angle* yang besar menunjukkan hasil yang signifikan yaitu mengurangi getaran yang terjadi pada roda gigi.

Alipiev pada penelitiannya menawarkan metode baru untuk mendesain pasangan roda gigi dengan profil *symmetric involute* dan *asymmetric involute*. Pada penelitian ini, *contact ratio* sebanding dengan *drive potential*-nya. Metode ini digunakan untuk mendesain roda gigi dengan *number of teeth* kecil. Dasar yang digunakan adalah pemodelan pasangan profil *involute*. *Drive potential* digunakan sebagai input data. Sehingga dapat dilakukan perhitungan *geometry of rack cutter*, *gear* dan *involute meshing*.

Untuk menentukan besarnya *drive potential*, Ognyan Alipiev menggunakan perumusan sebagai berikut :

$$\varepsilon_a = \frac{\overline{ab}}{p_b} \quad (2.1)$$

Pada rumus di atas ε_a adalah *drive potential*, \overline{ab} adalah panjang *contact ratio* dan p_b adalah *tooth pitch of base circle*.



Gambar 2.2 Panjang *Contact Ratio* pada Pasangan Roda Gigi (Alipiev, 2010)

Penelitian ini berusaha untuk membuat hubungan antara drive potential dan *contact ratio* dan sejauh mana diantara kedua variabel di atas saling berpengaruh. Sehingga pada percobaan ini dilakukan berbagai variasi *number of teeth* kemudian menghitung dengan perumusan tersendiri dan didapatkan data sebagai berikut :

Tabel 2.2 Nilai $\epsilon_a max$ dan a_w dengan Variasi *Number of Teeth* (Alipiev, 2010)

$z1/z2$	<i>Symmetric meshing</i>		<i>Asymmetric meshing</i>	
	$\epsilon_a max$	a_w	$\epsilon_a max$	a_w
1/1	0.57498	61.03101°	0.86170	69.72589°
2/2	0.69832	47.64630°	0.88761	54.35081°
3/3	0.81900	40.61830°	0.97467	45.58613°
4/4	0.93244	36.21669°	1.07452	40.16189°
5/5	1.03928	33.14449°	1.17544	36.44775°
6/6	1.14056	30.84547°	1.27435	33.71312°
7/7	1.23717	29.04081°	1.37049	31.59461°
8/8	1.32981	27.57425°	1.46376	29.89103°
9/9	1.41903	26.35082°	1.55429	28.48203°
10/10	1.50527	25.30921°	1.64227	27.29076°

11/11	1.58888	24.40774°	1.72793	26.26614°
12/12	1.67014	23.61695°	1.81144	25.37189°

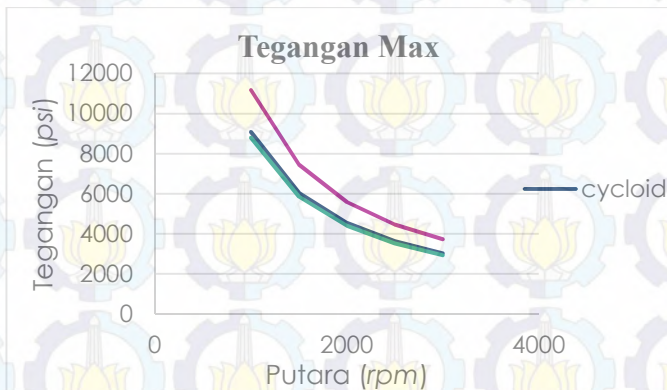
Pada penelitiannya, Alipiev menyimpulkan bahwa *gear potential drive* adalah index kualitas dasar yang dapat menentukan kemampuan roda gigi ditinjau dari *contac ratio*-nya sebelum tahap desain yang spesifik yaitu N_1 , N_2 dan θ . Metode yang diajukan pada penelitian ini bisa digunakan untuk menentukan geometri *rack-cutter* dan pasangan roda gigi dengan profil *involute*. Realisasi metode potensial cocok untuk desain roda gigi *involute* dengan *number of teeth* kecil. Pada pasangan roda gigi dengan jumlah *number of teeth* sama untuk roda gigi *asymmetric involute* nilai N paling kecil adalah empat. Pada pasangan roda gigi dengan jumlah *number of teeth* yang berbeda untuk roda gigi *asymmetric involute* nilai N paling kecil adalah tiga dan pasangannya empat. *Number of teeth* maksimal yang diijinkan pada percobaan ini adalah 12.

Taufan melakukan penelitian tentang studi kekuatan *spur gear* dengan profil *cycloid* dan *involute*. Penelitian ini dilakukan dengan metode elemen hingga atau simulasi dengan menggunakan *software* ansys. Penelitian dilakukan dengan membuat model roda gigi dengan profil *cycloid* dan profil *involute*. Kemudian dilanjutkan dengan membangun simulasi numerik yaitu menentukan *boundary condition* dari simulasi. Selanjutnya dilakukan simulasi statis dengan menggunakan *software* ansys untuk masing-masing roda gigi dengan profil *involute* dan profil *cycloid* secara berurutan. Dan dilanjutkan dengan analisa data hasil simulasi untuk mendapatkan kesimpulan. Berikut ini adalah geometri yang digunakan pada penelitian ini:

Tabel 2.3 Data Parameter pada Penelitian Taufan
(Taufan, 2012)

Uraian	Notasi	Nominal		Satuan
		<i>Involute</i>	<i>Cycloid</i>	
<i>Diametral Pitch</i>	P	3	3	

<i>Module</i>	M	8,46	8,46	mm
<i>Circular Pitch</i>	p	1,05	1,05	in
<i>Pitch diameter</i>	d	5	5	in
<i>Number of Teeth</i>	N	15	15	
<i>Pressure Angle</i>	Θ	20 full	---	
<i>Width og Teeth</i>	B	1	1	in
<i>Adendum</i>	A	0,33	0,33	in
<i>Dedendum</i>	dd	0,42	0,42	in



Gambar 2.3 Besar Tegangan Masing-masing Roda Gigi (Taufan, 2012)

Gambar 2.3 merupakan penelitian yang berbeda dengan penelitian yang akan dilakukan, dimana pada penelitian ini digunakan pembebanan pada daya konstan. Sehingga apabila putaran dinaikkan maka nilai torsi akan turun karena daya merupakan hasil perkalian antara torsi dan putaran. Apabila torsi menurun maka tegangan yang terjadi akan semakin menurun. Pada gambar di atas menunjukkan trend semakin besar nilai putaran maka tegangan yang terjadi semakin kecil. Jadi hal ini sudah sesuai dengan teori.

Dalam pembahasannya, Taufan mendapatkan bahwa tegangan maksimum yang terjadi pada roda gigi dengan profil *involute* lebih tinggi dari pada profil *cycloid*. Dan besarnya

perbedaan tegangan antara roda gigi dengan profil *involute* dan profil *cycloid* adalah 1,3 kali.

Dari beberapa penelitian terdahulu yang telah dipaparkan di atas, maka bisa diambil beberapa keterangan yang bisa dijadikan referensi pada penelitian ini. Untuk penelitian yang dilakukan oleh Kapelevich bisa diambil cara memodelkan roda gigi *asymmetric* dan hipotesis bahwa roda gigi *asymmetric* dapat meningkatkan *load capacity*. Dari penelitian Alipiev bisa diambil tambahan referensi untuk pemodelan roda gigi *asymmetric involute*. Dari penelitian Taufan bisa diambil metodologi untuk simulasi numerik dan tambahan data material.

2.2 Dasar Teori

Roda gigi merupakan salah satu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan putaran dan torsi (daya) melalui kontak kedua permukaan yang saling bertautan tanpa terjadinya slip diantara dua profil gigi. Roda gigi dapat digunakan pada transmisi yang membutuhkan *velocity ratio* yang konstan. Selain itu *gear* dapat diaplikasikan ketika jarak antara *shaft* dan *driven shaft* terlalu dekat, sehingga tidak dapat menggunakan sistem transmisi lain misalnya *chain*. Pada dasarnya daya yang ditransmisikan oleh roda gigi secara kinematik ekuivalen dengan *friction wheel* atau *disk*. Profil roda gigi yang sering digunakan adalah *symmetric involute*. Sedangkan profil *involute* juga bisa dimodifikasi menjadi profil *asymmetric involute*.

2.2.1 Profil gigi *involute*

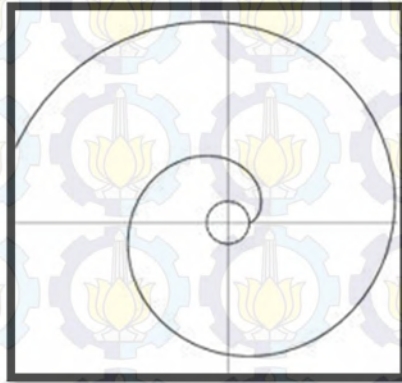
Pada koordinat kartesian kurva *involute* memiliki persamaan parametrik sebagai berikut :

$$x = r(\cos t + t \sin t) \quad (2.2)$$

$$y = r(\sin t - t \cos t) \quad (2.3)$$

dimana r : radius dari lingkaran
 t : parameter sudut dalam radian

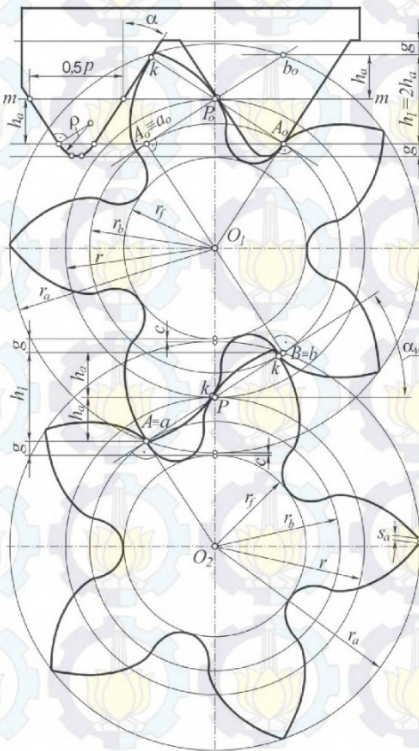
Apabila nilai sudutnya positif maka akan terbentuk kurva berputar sesuai kaidah tangan kanan (CCW). Apabila nilai sudutnya negatif maka akan terjadi sebaliknya yaitu akan berputar berdasarkan kaidah tangan kiri (CW). Pada gambar 2.4 menunjukkan kurva *involute* menggunakan sudut parametrik positif.



Gambar 2.4 Kurva *Involute* dengan Sudut Parametrik Positif pada Koordinat Kartesian
(en.wikipedia.org/wiki/Involute)

Roda gigi dengan profil gigi *involute* pertama kali didesain oleh Leonhard Euler, jenis roda gigi yang sering digunakan hingga saat ini disamping profil *cycloid*. Terlepas dari jenis roda gigi lurus (*spur gear*) atau *helical gear*, roda gigi dengan profil *involute* memiliki hanya satu kontak yang terjadi. Rotasi roda gigi menyebabkan titik kontak dari masing-masing permukaan gigi yang berpasangan berpindah. Garis singgung pada setiap titik kontak antar permukaan gigi selalu tegak lurus (*normal*) dengan kurva *involute* profil gigi. Sehingga garis gaya mengikuti garis kontak. Oleh karena itu, garis kontak juga disebut *pressure line* (garis tekanan). Sedangkan perpotongan antara garis kontak satu dengan garis kontak yang lain akan menghasilkan sebuah titik yang

disebut *pitch point*. Gambaran tentang profil roda gigi *involute*, permukaan kontak, garis kotak dan titik kontak bisa dilihat pada gambar berikut:



Gambar 2.5 Roda Gigi dengan Profil *Involute* Beserta Garis Kontaknya (Alipiev, 2010)

Cara menggambar atau memodelkan kurva *involute* secara sederhana bisa dibayangkan dengan gulungan senar atau benang yang ujungnya diikat pada sebuah pensil. Menggambar dimulai dengan menarik pensil dengan arah melingkar melawan gulungan benang dan benang harus tetap tegang. Garis yang terbentuk inilah

yang disebut kurva *involute*. Berikut ilustrasi pembuatan kurva *involute* :

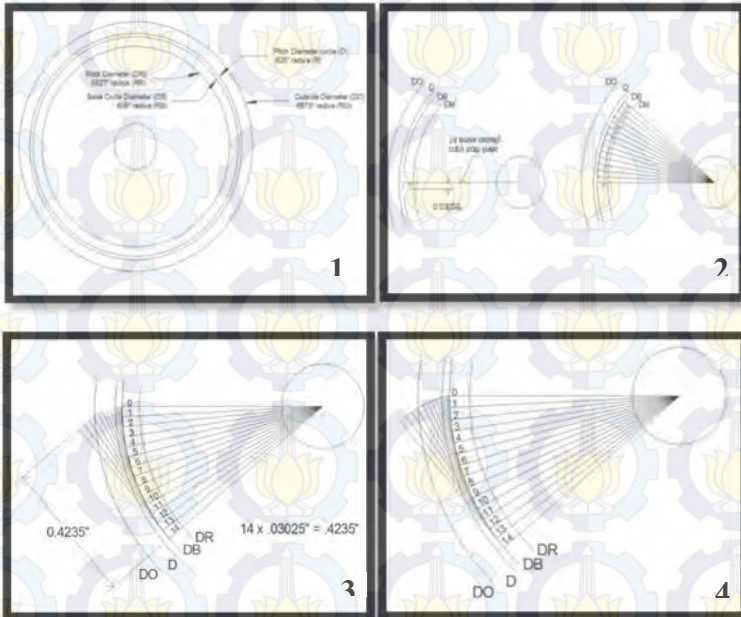


Gambar 2.6 Ilustrasi Menggambar Profil *Involute* Secara Manual (Carter, 2007)

Pemodelan roda gigi involute dapat dilakukan dengan menggunakan *CAD software*. Cara menggambarinya bisa secara manual atau otomatis tergantung software yang digunakan. Penggambaran secara otomatis biasanya langsung memasukkan persamaan kurva *involute* kemudian kurva *involute* langsung jadi. Sedangkan penggambaran secara manual bisa menggunakan metode garis bantu. Adapun cara menggambar profil roda gigi *involute* secara manual pada *CAD software* sebagai berikut:

1. Buat lingkaran-lingkaran konsentris yang terdiri dari base diameter (d_b), root diameter (d_f), pitch diameter circle (d) dan outside diameter (d_o).
2. Gambar garis dari pusat lingkaran sampai kurva base diameter dengan sudut 0° , 90° , 180° atau 270° . Kemudian membuat 13 garis dari pusat ke base diameter dengan jarak antar garis sebesar $\{360/[(1/20 \text{ base circle radius})/(\text{Pi} \cdot d_b)]\}$ dan buat nomor urut garis dari 0 sampai 14.

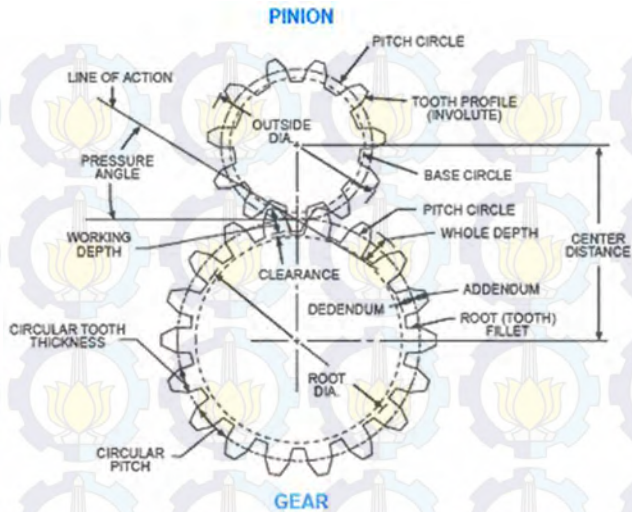
3. Buat garis singgung pada masing-masing ujung garis di base circle dengan panjang garis ($1/20$ base circle radius x nomor garis)
4. Hubungkan ujung-ujung garis hingga membentuk kurva
5. Kurva yang terbentuk adalah kurva *involute*



Gambar 2.7 Cara Membuat Profil *Involute* Manual pada *CAD Software*
(Carter, 2007)

2.2.2 Roda gigi *symmetric involute*

Roda gigi *symmetric involute* adalah roda gigi yang menggunakan kurva *involute* untuk membuat profil giginya. Roda gigi ini termasuk salah satu roda gigi yang sudah distandarkan.



Gambar 2.8 Pasangan Roda Gigi Beserta Bagian-bagiannya
(om-entp.com/gear.php)

Diametral pitch didefinisikan sebagai sejumlah gigi pada roda gigi dibagi dengan diameter *pitch circlenya*, sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut :

$$p = \frac{\pi d}{N} \text{ atau } P = \frac{N}{D} \quad (2.4)$$

dimana p : jarak gigi (in)
 d : diameter *pitch circle* (in)
 N : jumlah gigi pada roda gigi
 P : *diametral pitch* (/in)

Dari kedua rumus di atas diperoleh persamaan :

$$P \times p = \pi \quad (2.5)$$

Semakin besar *diametral pitch*, maka ukuran gigi akan semakin kecil atau halus. Untuk ukuran gigi sering digunakan pula istilah *module* dimana nilainya kebalikan dari *diametral pitch* dimana semakin besar nilai *module*, maka ukuran gigi akan semakin besar. *Module*(*m*) dinyatakan sebagai berikut :

$$m = \frac{d}{N} \quad (2.6)$$

Jarak antara kedua sumbu poros atau roda gigi juga disebut *center of distance* yang dinyatakan dengan persamaan :

$$c = \frac{dp + dg}{2} \quad (2.7)$$

dimana c : *center of distance*
 dp : *diameter pitch circle pinion* (in)
 dg : *diameter pitch circle gear* (in)

Diameter *base*, adendum, dedendum, *outside diameter* roda gigi dapat dinyatakan dengan persamaan berikut :

$$d_b = d \cos (\phi) \quad (2.8)$$

dimana d_b : *diameter base*
 d : *pitch circle diameter*
 ϕ : *sudut kontak*

Untuk diameter luar roda gigi dirumuskan :

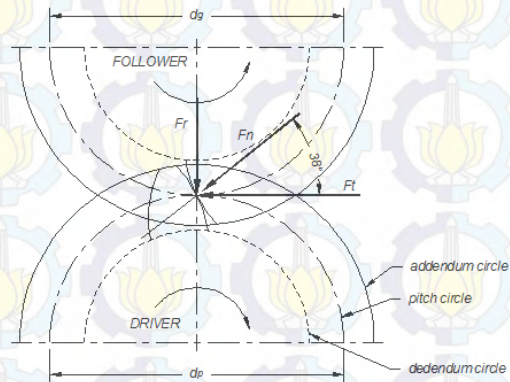
$$d_o = d + 2a \quad (2.9)$$

dimana :
 a : *adendum*

de : dedendum
 do : outside diameter
 d : pitch circle diameter

Tabel 2.4 Rumus Adendum dan Dedendum Berdasarkan Sudut dan Jenis Profil Gigi Roda Gigi (deutschman dkk, 1975)

	14,5°	20°	20°	20°	20°	25°
	<i>Full Deph</i>	<i>Full Deph Involute</i>		<i>Coarse Pitch</i>	<i>Fine Pitch</i>	<i>Full Deph Involute</i>
Adendum (a)	1/P	1/P	0,8/P	1/P	1/P	1/P
Dedendum (de)	1,157 /P	1,25/P	1/P	1,25/P	1,2/P+ 0,002 in	1,25/P



Gambar 2.9 Gaya-gaya pada Roda Gigi Lurus (qtcgears.com/q410/QTC/Q410P382.htm)

Hubungan antara daya input, kecepatan dan torsi yang bekerja pada roda gigi dapat dinyatakan dengan persamaan berikut :

$$hp = \frac{T \times n}{63000} = \frac{F_t \times V_p}{33000} \quad (2.10)$$

dimana hp : daya input (*horse power*)
 T : torsi (lb.in)
 n : putaran roda gigi (rpm)
 F_t : gaya tangensial (lb)
 V_p : kecepatan tangensial pada *pitch line* (ft/menit)

Daya yang diterima oleh sepasang roda gigi yang bersentuhan, akan mengarah normal terhadap permukaan gigi dan searah dengan garis tekan/kontak. Pada gambar 2.9 ditunjukkan sepasang roda gigi yang bersentuhan pada *pitch poin*-nya, gaya normal F_n adalah gaya yang ditimbulkan oleh roda gigi yang digerakkan terhadap roda gigi penggerak. Dengan demikian, gigi roda gigi penggerak akan menerima juga gaya normal F_n yang sama besarnya tapi berlawanan arah.

Gaya normal F_n dapat diuraikan menjadi dua komponen yaitu F_t (gaya tangensial) dan F_r (gaya radial) yang besarnya ditunjukkan oleh persamaan berikut :

$$F_t = F_n \cos \theta \quad (2.11)$$

$$F_r = F_n \sin \theta = F_t \tan \theta \quad (2.12)$$

dimana θ : sudut tekan
 F_t : gaya tangensial
 F_n : gaya normal
 F_r : gaya radial

Raya radial disebut juga gaya pemindah, sebab gaya ini cenderung memisahkan antara dua roda gigi yang sedang mengalami kontak. Dalam perencanaan, gaya tangensial dianggap konstan selama kontak antara dua roda gigi, mulai dari bagian

puncak gigi sampai dasar gigi, torsi yang timbul akibat gaya normal yang dihitung dari pusat roda gigi adalah :

$$T = F_n \frac{d_1}{2} \cos \theta = F_t \frac{d_1}{2} \quad (2.13)$$

Ada beberapa metode yang digunakan untuk menganalisa kekuatan roda gigi. Metode yang sering digunakan untuk menganalisa kekuatan roda gigi yaitu metode *Lewis Equation* dan *AGMA Bending Equation* untuk meninjau kekuatan roda gigi berdasarkan beban bending yang diterima. Persamaan-persamaan dalam metode tersebut yaitu :

Metode Lewis Equation

$$F_b = S_o b p y = S_o b \frac{Y}{K_f P} \quad (2.14)$$

dimana F_b : gaya bending yang diijinkan
 S_o : tegangan statis yang aman dari material
 b : lebar roda gigi
 Y, y : *Lewis Factor*
 K_f : faktor konsentrasi tegangan yang diakibatkan kelelahan (*fatigue*)
 p : *circular pitch*
 P : *diametral pitch*

Metode AGMA Bending Equation

$$\sigma_t = \frac{F_t \times K_o \times K_s \times K_m \times P}{K_v \times b \times j} \quad (2.15)$$

dimana σ_t : tegangan bending yang dialami roda gigi

K_o : faktor kelebihan beban (*overload correction factor*)

K_s : faktor koreksi ukuran (*size correction factor*)

K_m : factor distribusi beban (*load distribution factor*)

K_v : faktor dinamis (*dynamic factor*)

j : factor geometri (*geometry factor*)

Allowable wear load

$$F_w = \frac{S_e^2 b \sin \theta}{0,35 \times 2} \frac{\left(\frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_g}\right)}{\left(\frac{d_p + d_g}{d_p \cdot d_g}\right)} \quad (2.16)$$

dimana

F_w : gaya maksimum yang diijikan

S_e : batas ketahanan permukaan material bahan *gear* dan *pinion*

b : lebar daerah kontak antara dua silinder

E_p : modulus elastisitas material bahan pinion

E_g : modulus elastisitas material bahan gear

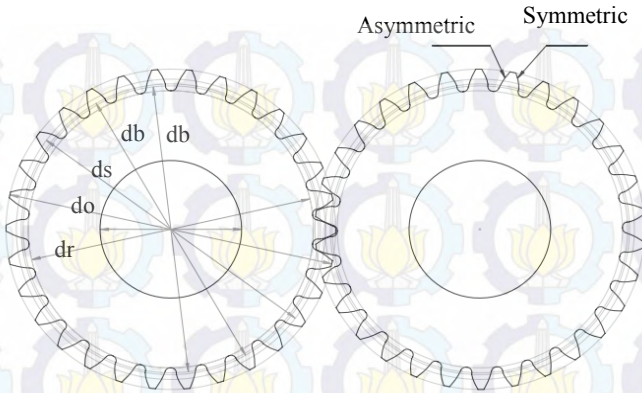
d_p : diameter pitch pinion

d_g : diameter pitch gear

θ : sudut tekan

2.2.3 Roda gigi *asymmetric involute*

Pada penelitian yang dilakukan oleh Kapalevic telah ditentukan perumusan tersendiri untuk memodelkan *asymmetric involute gear* yaitu berupa *asymmetric factor*.



Gambar 2.10 Pasangan Roda Gigi dengan Profil *Asymmetric Involute*
(Alipiev, 2010)

Perumusan-perumusan yang digunakan untuk memodelkan roda gigi dengan profil *asymmetric involute* sebagai berikut :

Asymmetric factor merupakan suatu perumusan yang digunakan untuk menentukan seberapa besar ketidaksimetrisan profil gigi dari suatu roda gigi.

$$k = \frac{db_a}{db_s} = \frac{\cos \theta_a}{\cos \theta_s} \quad (2.17)$$

dimana k : asymmetric factor

db_a : base diameter pada sisi assymmetric (in)

db_s : base diameter pada sisi symmetric (in)

θ_a : sudut kontak pada sisi assymmetric

θ_s : sudut kontak pada sisi symmetric

Diametral pitch didefinisikan sebagai sejumlah gigi pada roda gigi dibagi dengan diameter *pitch circlenya*, sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut :

$$p = \frac{\pi d_s}{N} \text{ atau } P = \frac{N}{D} \quad (2.18)$$

dimana p : jarak gigi (in)
 d_s : diameter *pitch circle* pada sisi symetric (in)
 N : jumlah gigi pada roda gigi
 P : *diametral pitch* (/in)

Dari kedua rumus di atas diperoleh persamaan :

$$P \times p = \pi \quad (2.19)$$

Semakin besar *diametral pitch*, maka ukuran gigi akan semakin kecil atau halus. Untuk ukuran gigi sering digunakan pula istilah *module* dimana nilainya kebalikan dari *diametral pitch* dimana semakin besar nilai *module*, maka ukuran gigi akan semakin besar. *Module*(m) dinyatakan sebagai berikut :

$$m = \frac{d_s}{N} \quad (2.20)$$

Jarak antara kedua sumbu poros atau roda gigi juga disebut *center of distance* yang dinyatakan dengan persamaan :

$$c = \frac{d_{sp} + d_{sg}}{2} \quad (2.21)$$

dimana c : *center of distance*
 d_{sp} : diameter *pitch circle pinion* pada sisi symetric (in)

$d_s g$: diameter *pitch circle gear* pada sisi *symetric* (in)

Diameter *base*, *adendum*, *dedendum*, *outside diameter* roda gigi dapat dinyatakan dengan persamaan berikut :

$$d_b = d_s \cos (\phi) \quad (2.22)$$

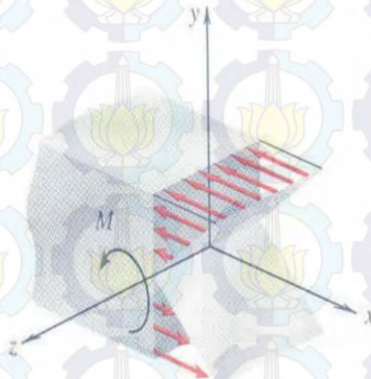
Untuk diameter luar roda gigi dirumuskan :

$$d_o = d_s + 2a \quad (2.23)$$

dimana :

- d_b : diameter base
- a : adendum
- de : dedendum
- d_o : outside diameter
- d_s : pitch circle diameter

2.2.4 Tegangan bending (normal stress)



Gambar 2. 11 Distribusi Tegangan Akibat Momen Bending (Hibbeler, 1997)

Tegangan bending adalah salah satu faktor yang menjadi kriteria keamanan dalam mendesain suatu produk/barang. Tegangan bending biasanya diakibatkan oleh beban yang arahnya bersifat kolateral terhadap suatu model/struktur. Tegangan bending sendiri memiliki sifat yang unik, yaitu apabila suatu benda dikenai momen bending, maka benda tersebut akan mengalami tegangan tarik dan tekan sekaligus seperti terlihat pada gambar dibawah ini.

$$\sigma = \frac{M c}{I} \quad (2.24)$$

dimana σ : Tegangan akibat momen bending
 M : Momen Bending
 c : Jarak antara titik terjauh terhadap sumbu netral
 I : Momen inersia struktur

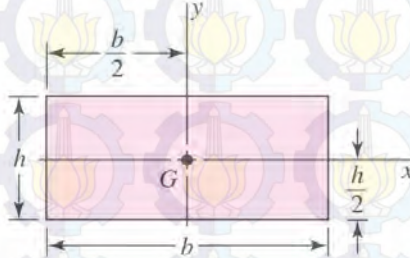
Momen inersia struktur memiliki keunikan tersendiri yaitu setiap bentuk struktur yang berbeda, maka akan memiliki perumusan yang berbeda pula. Misalnya struktur batang silinder panjang dengan struktur berbentuk bola akan memiliki perumusan momen inersia yang berbeda. Bahkan struktur yang sama namun sumbu netralnya berubah, maka perumusan momen inersia juga akan berubah. Jadi dengan memvariasikan bentuk ukuran dan sumbu netral maka akan didapatkan variasi nilai momen inersia. Selain itu posisi geometri terhadap sumbu netral juga berpengaruh terhadap besarnya nilai momen inersia. Ukuran geometri sama namun posisi terhadap sumbu netral yang berbeda maka akan menghasilkan besar momen inersia yang berbeda pula.

Berikut ini contoh beberapa perumusan beberapa model momen inersia:

► Momen inersia pada *rectangle*

Pada model *rectanguler*, penggunaan model yang sama namun pemilihan sumbu netral yang berbeda akan

menghasilkan nilai momen inersia yang berbeda. Untuk lebih jelasnya bisa dilihat pada gambar dan perumusa berikut :



Gambar 2.12 Momen Inersia untuk Geometri *Rectangle* (Budynas, 2011)

Adapun perumusan momen inersia untuk rectangle sebagai berikut:

$$I_x = \frac{bh^3}{12} \quad (a) \quad I_y = \frac{b^3h}{12} \quad (b) \quad I_{xy} = 0 \quad (c) \quad (2.25)$$

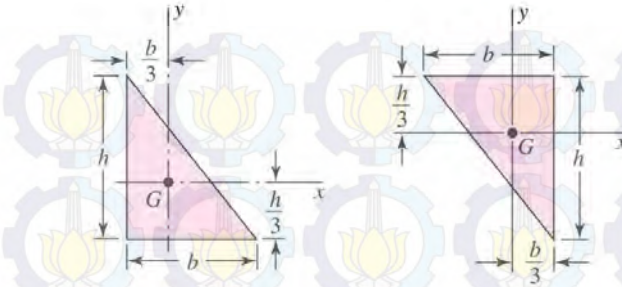
Dimana I_x : Momen inersia dengan sumbu x sebagai sumbu netral

I_y : Momen inersia dengan sumbu y sebagai sumbu netral

I_{xy} : Momen inersia gabungan dengan sumbu x dan sumbu y sebagai sumbu netral

♦ Momen inersia pada *triangle*

Pada model *triangle*, penggunaan model yang sama namun menggunakan sumbu netral yang berbeda maka akan dihasilkan besar momen inersia yang berbeda pula. Untuk lebih jelasnya bisa dilihat pada gambar dibawah ini.



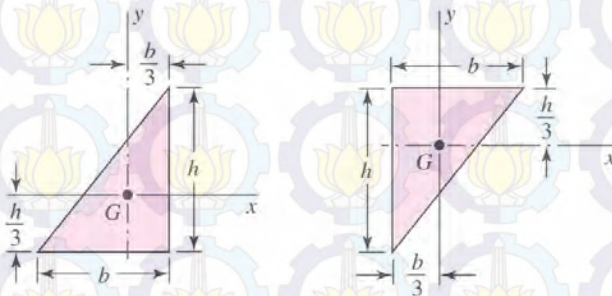
Gambar 2.13 Momen Inersia untuk Geometri *Triangle*
(Budynas, 2011)

$$I_x = \frac{bh^3}{36} \quad (a) \quad I_y = \frac{b^3h}{36} \quad (b) \quad I_{xy} = \frac{-b^2h^2}{72} \quad (c) \quad (2.26)$$

Dimana I_x : Momen inersia dengan sumbu x sebagai sumbu netral

I_y : Momen inersia dengan sumbu y sebagai sumbu netral

I_{xy} : Momen inersia gabungan dengan sumbu x dan sumbu y sebagai sumbu netral



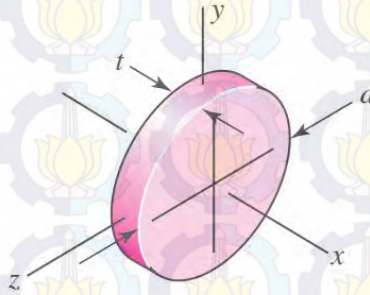
Gambar 2.14 Momen Inersia untuk Geometri *Triangle*
(Budynas, 2011)

$$I_x = \frac{bh^3}{36} \quad (a) \quad I_y = \frac{b^3h}{36} \quad (b) \quad I_{xy} = \frac{b^2h^2}{72} \quad (c) \quad (2.27)$$

dimana I_x : Momen inersia dengan sumbu x sebagai sumbu netral
 I_y : Momen inersia dengan sumbu y sebagai sumbu netral
 I_{xy} : Momen inersia gabungan dengan sumbu x dan sumbu y sebagai sumbu netral

► Momen inersia pada *disk*

Pada model disk, besar momen inersia pada dua sumbu netral akan sama dan yang satu berbeda.



Gambar 2.15 Momen Inersia untuk Geometri *Disk*
 (Budynas, 2011)

$$I_x = \frac{md^2}{8} \quad (a) \quad I_y = I_z = \frac{d^2m}{16} \quad (b) \quad (2.28)$$

dimana I_x : Momen inersia dengan sumbu x sebagai sumbu netral

I_y : Momen inersia dengan sumbu y sebagai sumbu netral

I_{xy} : Momen inersia gabungan dengan sumbu x dan sumbu y sebagai sumbu netral

$$\tau = I\alpha = I \frac{d\omega}{dt} \quad (2.29)$$

Persamaan 2.31 merupakan salah satu persamaan yang berkaitan dengan momen inersia. Persamaan tersebut menunjukkan bahwa besarnya torsi dapat diperoleh dari perkalian antara momen inersia dan percepatan angular. Torsi dapat pula diperoleh dari perkalian antara momen inersia dengan kecepatan angular sesaat yang dibagi dengan waktu sesaat.

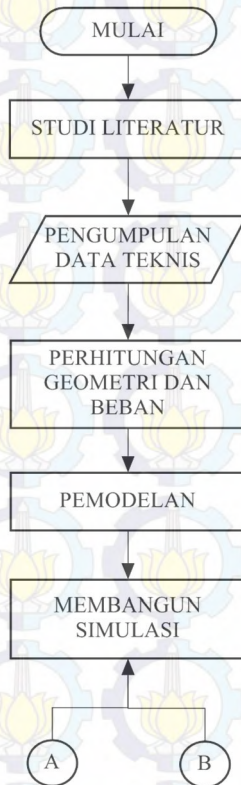


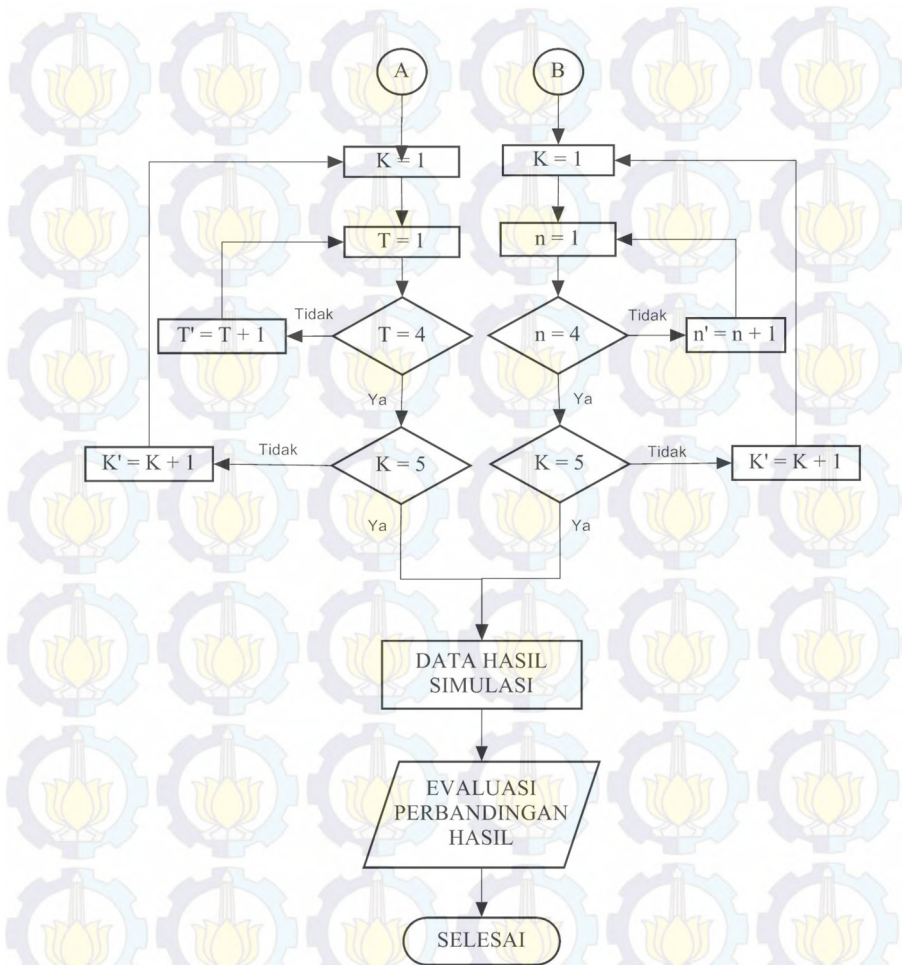
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Secara garis besar, langkah-langkah pengerjaan tugas akhir ini terdiri dari beberapa tahapan yang bisa dilihat pada diagram alir berikut :





Gambar 3.1 Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

Penjelasan diagram alir pada gambar 3.1 di atas adalah sebagai berikut :

1. Melakukan studi literatur terhadap penelitian-penelitian sebelumnya mengenai roda gigi *asymmetric involute*.

2. Melakukan perhitungan geometri roda gigi dan menentukan besarnya beban yang akan digunakan pada simulasi.
3. Membuat model komponen menggunakan *CAD software*.
4. Melakukan simulasi menggunakan *FEA software*. Dimana ada beberapa variasi yaitu K (*asymmetric factor*), T (torsi) dan n (kecepatan putar).
5. Simulasi akan menghasilkan data. Data tersebut kemudian dimasukkan kedalam tabel dan diplot menjadi grafik.
6. Melakukan analisa dan pembahasan pada data dan grafik.
7. Mengambil kesimpulan dari hasil analisa.

3.2 Studi Literatur

Pada tahapan ini, peneliti mencari informasi tentang penelitian-penelitian sebelumnya yang pembahasannya terkait roda gigi dengan profil gigi *asymmetric involute*. Pada kajian pustaka yang telah dilakukan pada penelitian terdahulu, maka digunakan metode yang sama untuk penelitian ini. Sama halnya dengan penelitian [3] telah menggunakan diagram alir yang benar maka akan digunakan diagram alir yang sama dengan sedikit modifikasi, yaitu perubahan variasi pembebanan. Material yang digunakan adalah material umum untuk roda gigi maka pada penelitian ini akan digunakan jenis material yang sama. Sama dengan penelitian [2] menggunakan metode gear potensial untuk memodelkan roda gigi *asymmetric involute*. Peneliti juga mempelajari cara-cara menggunakan *CAD software* untuk membuat model dan *FEA software* untuk mensimulasikan model.

3.3 Perhitungan Geometri Gear

Pada tahap ini dilakukan perhitungan geometri roda gigi, baik roda gigi *symmetric involute* maupun *asymmetric involute*. Kedua jenis roda gigi tersebut menggunakan teori yang terdapat pada literatur, terutama literatur yang disusun oleh Alexander Kapelevich.

Tabel 3.1 Contoh Geometri Roda Gigi Symmetric Involute dan Asymmetric Involute

No.	Parameter and dimension	Symbol	Roda gigi				
			1	1.05	1.06	1.07	1.08
1	<i>Assymmetric factor</i>	K	1	1.05	1.06	1.07	1.08
2	<i>Number of teeth</i>	N	30	30	30	30	30
3	<i>Module, mm</i>	m	4	4	4	4	4
4	<i>Pressure angle for symmetric side, deg</i>	θ_s	14.5	14.50	14.50	14.50	14.50
5	<i>Pressure angle for asymmetric side, deg</i>	θ_a		22.77	24.03	25.20	26.31
6	<i>Pitch circle diameter, mm</i>	d	120	120.0	120.0	120.0	120.0
7	<i>Base diameter for symmetric side, mm</i>	db_s	116.1	116.1	116.1	116.1	116.1
8	<i>Base diameter for asymmetric side, mm</i>	db_a		110.6	109.6	108.58	107.57
9	<i>Addendum, mm</i>	a	4.00	4.00	4.00	4.00	4.00
10	<i>Dedendum, mm</i>	de	3.46	3.46	3.46	3.46	3.46

11	<i>Bottom clearance, mm</i>		0.20	0.20	0.20	0.20	0.20
12	<i>Center of distance, mm</i>	c	120.0	120.0	120.0	120.0	120.0

3.4 Penentuan Beban

Penentuan beban adalah perhitungan beban-beban yang akan digunakan pada simulasi. Dan ini juga merupakan salah satu parameter dari simulasi. Pada penelitian akan dilakukan dua jenis simulasi berdasarkan pembebanannya. Yaitu, simulasi dengan pembebanan torsi dan simulasi dengan pembebanan putaran. Kedua simulasi akan dikombinasikan dengan beban berat roda gigi, yaitu dengan cara menambahkan percepatan gravitasi. Rincian dari beban torsi dapat dilihat pada tabel 3.2 dan rincian dari beban putaran dapat dilihat pada tabel 3.3.

Tabel 3.2 Variasi Beban Torsi yang Digunakan pada Simulasi

No	Pemodelan (K^*)	Torsi (N.m)
1	$K=1$	100
2	$K=1,05$	150
3	$K=1,06$	200
4	$K=1,07$	250
5	$K=1,08$	

Tabel 3.3 Variasi Beban Putaran yang Digunakan pada Simulasi

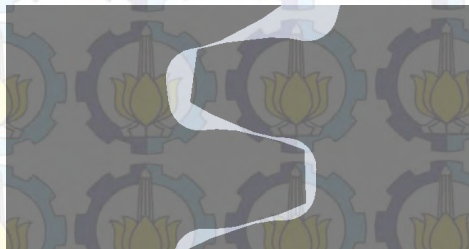
No	Pemodelan (K^*)	Putaran (rpm)
1	$K=1$	1000
2	$K=1,05$	1500
3	$K=1,06$	2000
4	$K=1,07$	2500
5	$K=1,08$	

*K adalah perbandingan sudut kontak antara sisi *drive* dengan sisi *coast* (*asymmetric factor*)

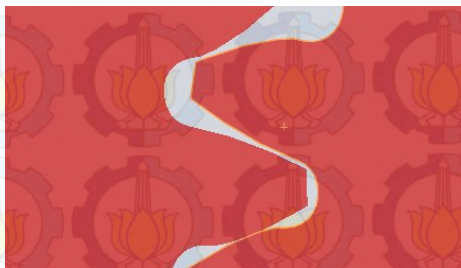
Simulasi akan dilakukan dengan semua variasi yang mungkin terjadi. Jika simulasi dimisalkan S, pemodelan = X, torsi = Y, dan putaran = Z maka simulasi akan dilakukan dengan variasi mulai SX_1Y_1 sampai SX_5Z_4 . Dimana SX_1Y_1 adalah simulasi menggunakan model 1 dan torsi 1 sedangkan SX_5Z_4 adalah simulasi menggunakan model 5, putaran 4. Jika dijumlah maka akan ada 40 ($5 \times 4 + 5 \times 4$) kali simulasi. Dengan kondisi ini diharapkan data dapat dianalisa pada kecepatan konstan, torsi konstan maupun variasi geometri (*asymmetric factor*).

3.5 Pemodelan

Pada tahap ini dilakukan pembuatan model dengan menggunakan program *CAD 3D modeling*. Model terdiri dari dua roda gigi lurus dengan profil gigi *symmetric involute* dan *asymmetric involute* yang kemudian dirangkai menjadi pasangan roda gigi *symmetric involute* dan *asymmetric involute*. Ukuran geometri pada saat proses pembuatan model sesuai dengan yang ada pada perhitungan geometri. Jumlah model yang dibuat adalah lima sesuai dengan jumlah variasi *asymmetric factor* yang digunakan pada penelitian ini. Untuk memperjelas ilustrasi di atas contoh pemodelan dapat dilihat pada gambar dibawah ini.





Gambar 3.2 Contoh Pasangan Roda Gigi *Asymmetric Involute*


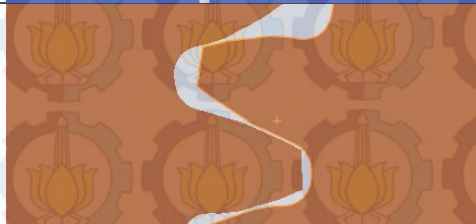
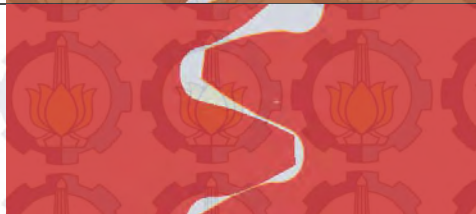


Gambar 3.3 Contoh Pasangan Roda Gigi *Symmetric Involute*

Pada gambar 3. dapat dilihat contoh hasil pemodelan tiga dimensi dari roda gigi *asymmetric involute* dan roda gigi *symmetric involute*. Sedangkan tabel 3.4 menunjukkan hasil semua pemodelan yang dibuat dengan tampak samping.

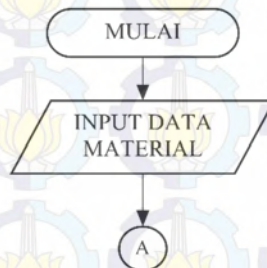
Tabel 3.4 Geometri Hasil Pemodelan

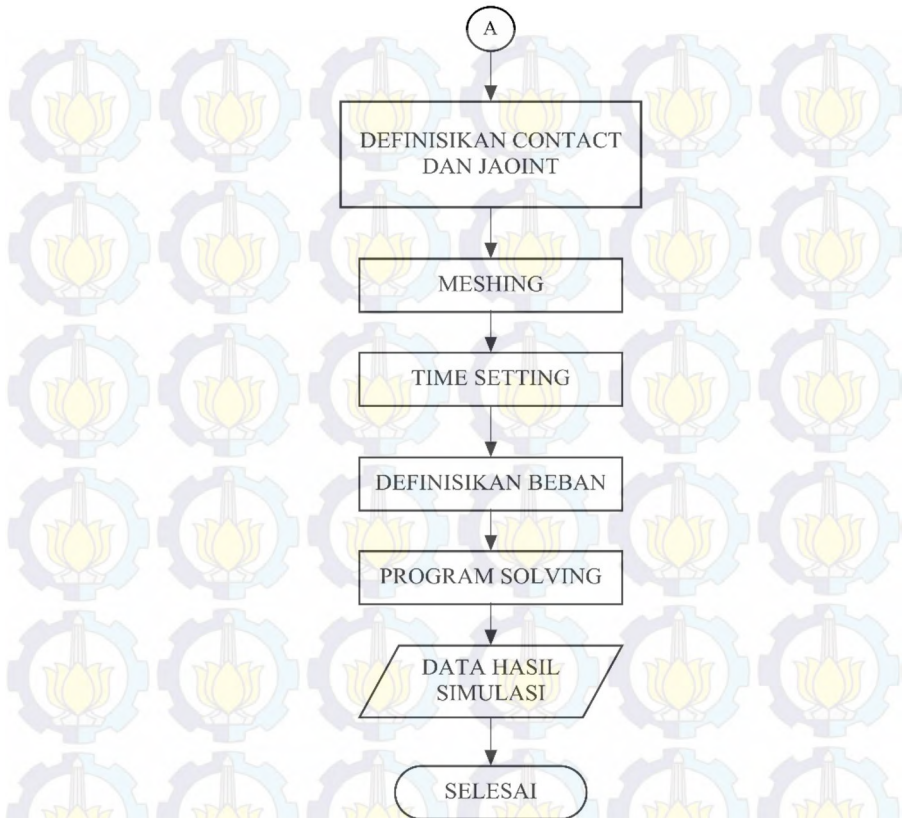
No	Model	Keterangan
1		K = 1
2		K = 1,05

		$K = 1,06$
4		$K = 1,07$
5		$K = 1,08$

3.6 Simulasi dengan Menggunakan *FEA Software*

Berikut ini adalah diagram alir saat menggunakan *FEA software* untuk melakukan simulasi *transient* :





Gamabr 3.4 Diagram Alir Simulasi

3.6.1 Import properti material

Material yang digunakan untuk pasangan roda gigi *symmetric involute* maupun *asymmetric involute* adalah sama. Material yang digunakan adalah material yang sering digunakan untuk membuat roda gigi adalah AISI 1045. Berikut ini adalah properti dari material AISI 1045 :

Tabel 3.5 *Material Properties* yang Digunakan untuk Simulasi
(Solidworks Materials)

Material	Properties
Jenis Material	AISI 1045
<i>Density</i>	(7,7-8,03)1000 kg/m ³
<i>Coefficient of Termal Expansion</i>	1,2 x 10 ⁻⁵ /°C
<i>Reference Temperature</i>	22 °C
<i>Young Modulus</i>	200 Gpa
<i>Poisson's ratio</i>	0,27-0,30
<i>Bulk Modulus</i>	167,67 GPa
<i>Shear Modulus</i>	76,92 Gpa
<i>Interpolation</i>	Semi log
<i>Scale</i>	1
<i>Offset</i>	0
<i>Strength Coefficient</i>	920 MPa
<i>Strength Exponent</i>	-0.106
<i>Ductility Coefficient</i>	0,213
<i>Ductility Exponent</i>	-0,47
<i>Yield Strength</i>	505 MPa
<i>Compressive Yield Strength</i>	250 MPa
<i>Tensile Ultimate Strength</i>	250 MPa
<i>Hardness</i>	170 BHN
<i>Elastisity Modulus</i>	190 Gpa

Tabel 3.6 *Material Properties* Tambahan
(Solidworks Materials)

<i>Alternating Stress</i> (Pa)	<i>Cycles</i> (RPM)	<i>Mean Stress</i> (Pa)
3.6295e+009	10	0
2.6134e+009	20	0
1.7847e+009	50	0
1.3376e+009	100	0
1.0173e+009	200	0
7.0681e+008	500	0

5.5627e+008	1000	0
4.3254e+008	2000	0
3.299e+008	5000	0
2.7177e+008	10000	0
2.2213e+008	20000	0
1.6976e+008	50000	0
1.4897e+008	1.e+005	0
1.282e+008	2.e+005	0
1.098e+008	5.e+005	0
1.0077e+008	1.e+006	0

3.6.2 Input model

Hal yang pertama dilakukan untuk melakukan simulasi adalah mengimpor properti material. Kemudian mengimpor model dari *CAD software* ke *FEA software*. Import dilakukan agar model yang dibuat melalui *CAD software* dapat dibaca oleh *FEA software*. Pada tahap ini harus dipastikan model yang telah diimpor ke *FEA software* sudah tidak ada *error*.

3.6.3 Meshing model

Proses meshing merupakan diskritisasi pada model. Proses ini dilakukan setelah properti material didefinisikan pada model. Berikut ini adalah beberapa metode meshing yang dapat dilakukan pada *body solid* :

1) Automatic

Bila metode ini dipakai, maka model akan secara otomatis dimeshing dengan proses sweep. Dan bila memungkinkan, model akan dimeshing dengan proses tetrahedron.

2) Tetrahedron

Pemilihan metode ini akan menghasilkan bentuk meshing dengan elemen tetrahedral, piramid, dan prisma. Metode meshing ini bisa digunakan ketika ingin dilakukan simulasi CFD.

3) Hex Dominant

Metode ini dapat direkomendasikan untuk semua bentuk body kecuali bentuk silinder. Hex Dominant akan membentuk element segi empat terlebih dahulu, lalu hexahedral, piramid dan tetrahedral bila memungkinkan.

4) Sweep

Pemilihan metode ini akan menghasilkan bentuk meshing dengan elemen hexagonal dan prisma. Metode ini cocok untuk model yang berbentuk silinder.

5) Mutlizon

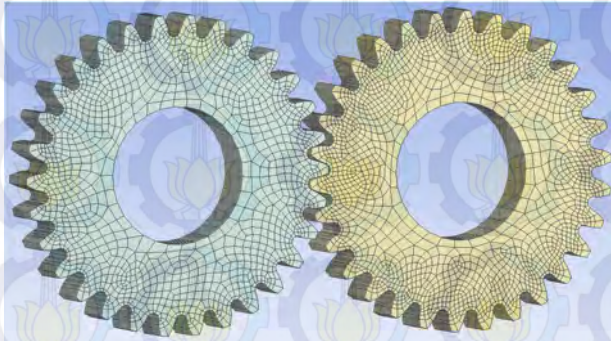
Bila metode ini digunakan, maka body akan dimeshing dengan elemen hexahedral secara keseluruhan bila memungkinkan. Dengan metode ini, satu model dapat terbagi menjadi beberapa zona, sehingga seakan-akan terdapat beberapa *body solid*.

Berikut ini adalah proses meshing yang dilakukan pada model yang telah didesain. Pada dua jenis roda gigi, keduanya sama-sama menggunakan jenis dan proses meshing yang sama. Karena model yang digunakan banyak lekukan maka metode meshing yang digunakan adalah metode *sweep* dengan *physic preference explicit* dan *relevance* 40. Selengkapnya bisa dilihat pada tabel berikut :

Tabel 3.7 Model Meshing

<i>Object Name</i>	<i>Mesh</i>
<i>State</i>	<i>Solved</i>
<i>Defaults</i>	
<i>Physics Preference</i>	<i>Explicit</i>
<i>Relevance</i>	0
<i>Statistics</i>	
<i>Nodes</i>	100464
<i>Elements</i>	87160
<i>Mesh Metric</i>	<i>Skewness</i>

<i>Min</i>	<i>1,36493123401454E-02</i>
<i>Max</i>	<i>0,606051130265131</i>
<i>Average</i>	<i>0,237243388776649</i>
<i>Standard Deviation</i>	<i>0,112699564889446</i>



Gambar 3.5 Hasil Meshing Menggunakan Metode *Explicit* dengan *Relevance 0*

3.6.4 Input parameter dan beban

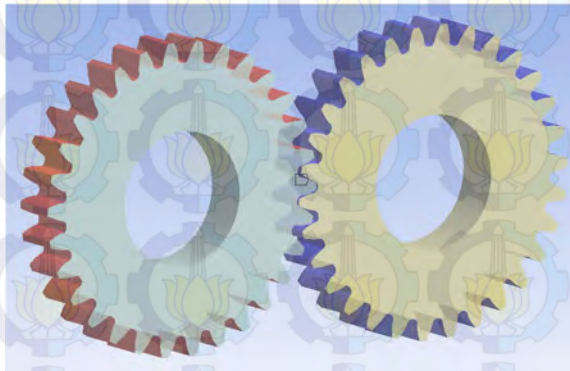
A. *Contact* dan *joint*

Simulasi yang digunakan adalah simulasi dinamis sehingga semua *contact* (kontak) dan *joint* perlu didefinisikan. Definisi kontak diberikan pada semua permukaan yang memungkinkan terjadinya kontak/benturan sesama permukaan. Pada model ini kontak didefinisikan pada seluruh permukaan profil roda gigi. Pada penelitian kontak yang digunakan adalah *frictional*. Rincian definisi kontak dapat dilihat pada tabel 3.7 dan visualisasi kontak dapat dilihat pada gambar 3.6

Tabel 3.8 Definisi Kontak pada Pasangan Roda Gigi

<i>Object Name</i>	<i>Frictional - k=1.08 gen-2 To k=1.08 gen-2</i>
--------------------	--

State	Fully Defined
Scope	
<i>Scoping Method</i>	<i>Geometry Selection</i>
<i>Contact</i>	<i>210 Faces</i>
<i>Target</i>	<i>210 Faces</i>
<i>Contact Bodies</i>	<i>k=1.08 gen-2</i>
<i>Target Bodies</i>	<i>k=1.08 gen-2</i>
Definition	
<i>Type</i>	<i>Frictional</i>
<i>Friction Coefficient</i>	<i>0.</i>
<i>Scope Mode</i>	<i>Manual</i>
<i>Behavior</i>	<i>Symmetric</i>
<i>Suppressed</i>	<i>No</i>



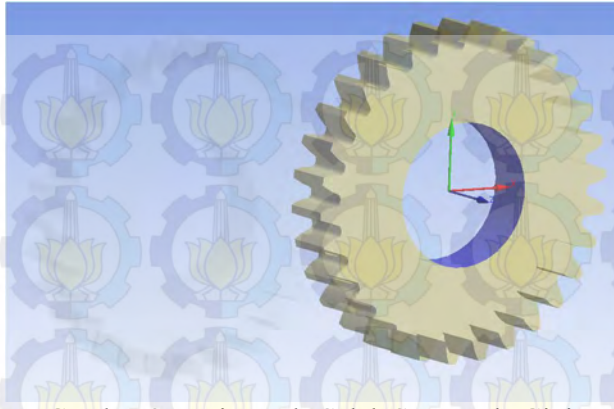
Gambar 3.6 *Frictional Contact* Profil Gigi

Setelah kontak didefinisikan, kemudian dilanjutkan dengan mendefinisikan *joint* (sambungan). Sambungan ini diletakkan pada bagian lubang poros masing-masing roda gigi. Pada simulasi ini sambungan yang digunakan adalah sambungan *body to ground* jenis *revolute*. Jadi dengan menggunakan sambungan ini, maka diasumsikan bahwa roda gigi berputar pada

poros yang diam. Rincian definisi *joint* dapat dilihat pada tabel 3.8 dan visualisasi kontak dapat dilihat pada gambar 3.7

Tabel 3.9 Definisi *Joint* pada Pasangan Roda Gigi

<i>Object Name</i>	<i>Revolute - Ground To k=1 gen-2</i>	<i>Revolute - Ground To k=1 gen-2</i>
<i>State</i>	<i>Fully Defined</i>	
<i>Definition</i>		
<i>Connection Type</i>	<i>Body-Ground</i>	
<i>Type</i>	<i>Revolute</i>	
<i>Torsional Stiffness</i>	$0. N \cdot m / ^\circ$	
<i>Torsional Damping</i>	$0. N \cdot m \cdot s / ^\circ$	
<i>Suppressed</i>	<i>No</i>	
<i>Reference</i>		
<i>Coordinate System</i>	<i>Reference Coordinate System</i>	
<i>Mobile</i>		
<i>Scoping Method</i>	<i>Geometry Selection</i>	
<i>Scope</i>	<i>1 Face</i>	
<i>Body</i>	<i>k=1 gen-2</i>	
<i>Initial Position</i>	<i>Unchanged</i>	
<i>Behavior</i>	<i>Rigid</i>	
<i>Pinball Region</i>	<i>All</i>	



Gambar 3.7 Joint pada Salah Satu Roda Gigi.

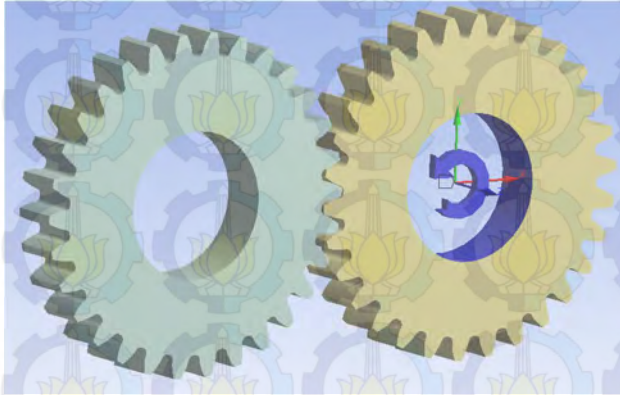
B. Proses Pembebanan

Proses pembebanan adalah proses menginput beban pada model. Pembebanan yang digunakan adalah *joint rotational velocity* (rpm), *joint moment* (torsi) dan *Standard Earth Gravity* (percepatan gravitasi). Berdasarkan pembebanan, penelitian ini terdiri dari dua jenis simulasi yaitu simulasi dengan beban torsi dan yang kedua simulasi dengan beban putaran. Pada simulasi dengan beban torsi digunakan dua jenis beban yaitu torsi dan percepatan gravitasi. Begitu juga dengan simulasi beban putaran yang juga menggunakan kombinasi beban putaran dan percepatan gravitasi.

Tabel 3.10 Pembebanan Torsi pada *Drive Gear*

<i>Object Name</i>	<i>Joint - Moment</i>
<i>State</i>	<i>Fully Defined</i>
<i>Scope</i>	
<i>Joint</i>	<i>Revolute - Ground To k=1 gen-2</i>
<i>Definition</i>	
<i>DOF</i>	<i>Rotation Z</i>
<i>Type</i>	<i>Moment</i>

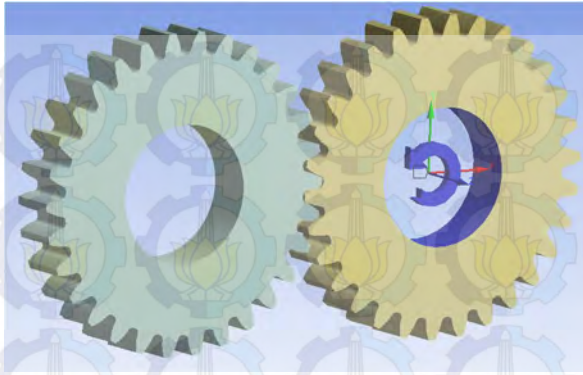
<i>Magnitude</i>	<i>200. N·m (step applied)</i>
<i>Suppressed</i>	<i>No</i>



Gambar 3.8 Pembebanan Torsi pada *Drive Gear*

Tabel 3.11 Pembebanan Kecepatan Putar pada *Drive Gear*

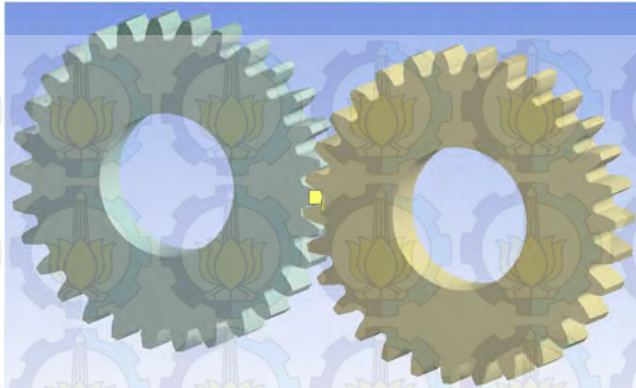
<i>Object Name</i>	<i>Joint - Moment</i>
<i>State</i>	<i>Fully Defined</i>
<i>Scope</i>	
<i>Joint</i>	<i>Revolute - Ground To k=1 gen-2</i>
<i>Definition</i>	
<i>DOF</i>	<i>Rotation Z</i>
<i>Type</i>	<i>Rotational Velocity</i>
<i>Magnitude</i>	<i>2000 RPM</i>
<i>Suppressed</i>	<i>No</i>



Gambar 3.9 Pembebanan RPM pada Drive Gear

Tabel 3.12 Pembebanan Gravitasi

<i>Object Name</i>	<i>Standard Earth Gravity</i>
<i>State</i>	<i>Fully Defined</i>
<i>Scope</i>	
<i>Geometry</i>	<i>All Bodies</i>
<i>Definition</i>	
<i>Coordinate System</i>	<i>Global Coordinate System</i>
<i>X Component</i>	<i>-0. m/s² (step applied)</i>
<i>Y Component</i>	<i>-9.8066 m/s² (step applied)</i>
<i>Z Component</i>	<i>-0. m/s² (step applied)</i>
<i>Suppressed</i>	<i>No</i>
<i>Direction</i>	<i>-Y Direction</i>



Gambar 3.10 Pembebanan Gravitasi pada *Drive Gear*

3.6.5 Hasil simulasi

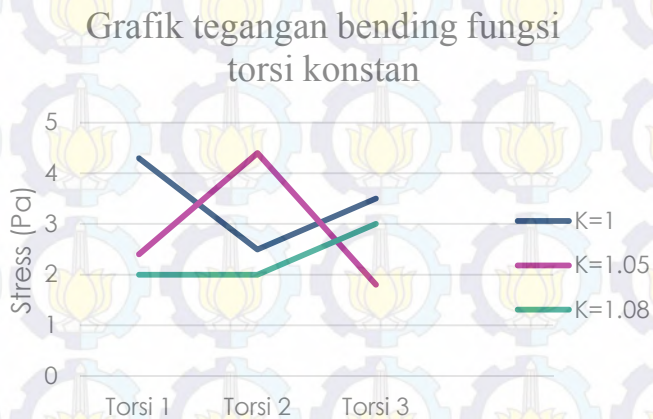
Setelah melakukan simulasi, maka didapatkan tabular data yang berisikan data tegangan pada setiap waktu tertentu. Dari data tegangan tersebut akan diambil rata-ratanya. Nilai rata-rata inilah yang akan digunakan untuk proses selanjutnya. Untuk mempermudah pekerjaan, data berupa rata-rata akan dimasukkan ke dalam tabel. Tabel yang dimaksud sebagai berikut :

Tabel 3.13 Data Hasil Simulasi

No	<i>Asymmetric Factor (K)</i>	Torsi (N.m)	<i>Bending Stress Maximum (Pa)</i>
1	1	1	
2		2	
3		3	
4		4	
5	2	1	

20	5	4	

Setelah data dimasukkan ke dalam tabel, data-data tersebut kemudian diolah menjadi grafik-grafik. Grafik ini digunakan untuk mempermudah analisa. Adapun grafik yang akan dibuat adalah grafik tegangan fungsi torsi konstan dan grafik tegangan fungsi putaran konstan. Berikut ini contoh grafik yang akan dibuat:



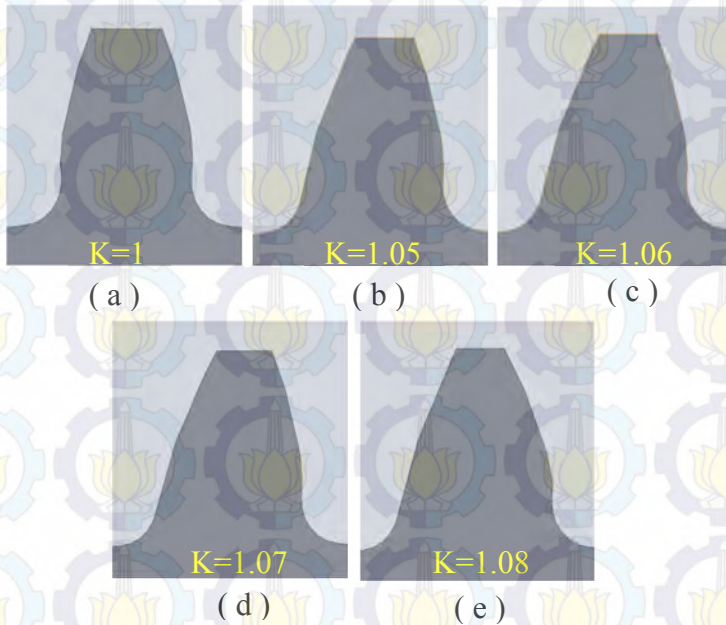
Gambar 3.11 Contoh Grafik Tegangan Bending Fungsi Torsi

BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Pemodelan

Pada penelitian ini, hasil dari perhitungan geometri pada bab tiga diwujudkan dalam bentuk model atau gambar. Gambar yang dimaksud adalah gambar tiga dimensi dengan profil seperti terlihat pada gambar 4.1 dan ketebalan ketebalan yang digunakan pada masing-masing roda gigi sama yaitu 20 mm.

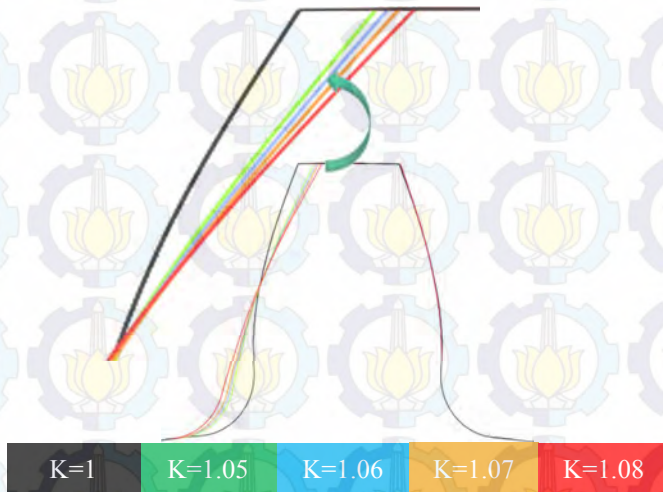


Gambar 4.1 Profil Roda Gigi Hasil Pemodelan

Gambar 4.1 merupakan gambar hasil pemodelan dari lima model yang direncanakan (pada bab 3). Pada pemodelan sebenarnya roda gigi digambar secara penuh. Namun untuk memperjelas perbesaran dari masing-masing model, maka diri

model penuh tadi diambil satu profil saja. Pada gambar 4.1 dapat dilihat dimana gambar 4.1 (a) merupakan model pertama yaitu model yang menggunakan *asymmetric factor* 1 ($K=1$). Gambar 4.1 (b) merupakan model kedua yaitu model yang menggunakan *asymmetric factor* 1.05 ($K=1.05$). Gambar 4.1 (c) merupakan model ketiga yaitu model yang menggunakan *asymmetric factor* 1.06 ($K=1.06$). Gambar 4.1 (d) merupakan model keempat yaitu model yang menggunakan *asymmetric factor* 1.07 ($K=1.07$). Gambar 4.1 (e) merupakan model kelima yaitu model yang menggunakan *asymmetric factor* 1.08 ($K=1.08$).

Untuk memperjelas perbedaan antara profil satu dengan profil yang lainnya, maka dibuatlah gambar gabungan yang terdiri dari garis-garis profil yang ditumpuk pada satu bidang. Dengan adanya gambar ini akan mempermudah dalam mengamati perbedaan antara satu profil dengan profil yang dibentuk oleh *asymmetric factor* yang berbeda. Termasuk perbedaan roda gigi standar dengan roda gigi modifikasi.



Gambar 4.2 Perbandingan Profil Masing-masing Roda Gigi

Gambar 4.2 menunjukkan perbandingan profil yang dibentuk oleh masing-masing *asymmetric factor*. Garis yang berwarna hitam adalah garis yang dibentuk oleh model pertama. Garis yang berwarna hijau adalah garis yang dibentuk oleh model kedua. Garis yang berwarna biru adalah garis yang dibentuk oleh model ketiga. Garis yang berwarna orange adalah garis yang dibentuk oleh model keempat. Dan garis yang berwarna hitam adalah garis yang dibentuk oleh model kelima.

Pada gambar 4.2 terlihat perbedaan yang jelas antara model standar dan model hasil modifikasi. Perbedaan yang pertama adalah pada ujung model hasil modifikasi profil gigi menunjukkan ukuran yang lebih pendek dari pada model standar. Dan perbedaan yang kedua adalah pada bagian akar model hasil modifikasi menunjukkan ukuran yang lebih besar dari pada model standar. Sedangkan pada bagian yang tidak dimodifikasi menunjukkan bentuk profil yang sama baik pada model standar maupun modifikasi. Dari gambar di atas juga bisa dilihat semakin besar nilai *asymmetric factor* maka semakin kecil ujung profil roda gigi yang dibentuk, sedangkan pada bagian akar profil roda gigi terjadi sebaliknya.

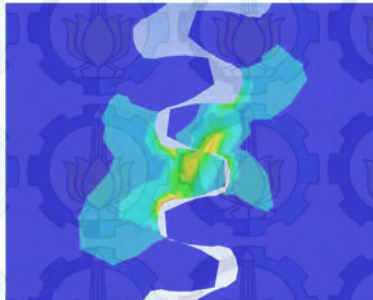
Berdasarkan penjelasan di atas, maka dapat disimpulkan bahwa *asymmetric factor* hanya berpengaruh pada satu sisi terhadap profil roda gigi. Semakin besar nilai *asymmetric factor*, maka ujung profil roda gigi semakin mengecil dan bagian akar profil roda gigi semakin membesar.

4.2 Hasil Simulasi

Hasil simulasi merupakan nama lain dari *post-processing* dari simulasi. Pada *post-processing* ini dilakukan pengambilan data dari proses simulasi yang sudah dilakukan. Pada penelitian ini, data yang diambil pada saat *post-processing* adalah distribusi tegangan pada roda gigi dan data tegangan setiap satuan waktu tertentu.

4.2.1 Distribusi tegangan

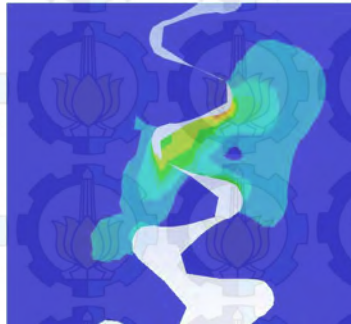
Dari simulasi yang dilakukan dengan menggunakan metode numerik diperoleh distribusi tegangan yang dialami model roda gigi. Distribusi tegangan ditunjukkan dengan warna yang berbeda pada model roda gigi. Setiap warna mewakili range nilai tegangan tertentu sesuai dengan tegangan maksimum dan tegangan minimum yang terjadi. Karena pada penelitian kali ini simulasi yang digunakan adalah simulasi dinamis maka distribusi tegangan ini akan berubah seiring dengan berubahnya waktu. Pada gambar 4.3 merupakan salah satu contoh distribusi tegangan dari hasil simulasi. Karena tegangan berubah seiring berjalannya waktu, maka diambillah tegangan pada waktu tertentu. Dan gambar distribusi ini tidak bisa mewakili semua bentuk distribusi yang dialami selama profil gigi tersebut mengalami kontak.



Gambar 4.3 Contoh Distribusi Tegangan pada Model K=1 (Roda Gigi Standar) dengan Beban Torsi 100 N.m

Setiap simulasi menghasilkan distribusi yang berbeda selama roda gigi mengalami kontak. Simulasi dengan model yang sama dan pembebanan yang berbeda menghasilkan distribusi tegangan yang berbeda. Begitu juga dengan simulasi yang menggunakan model yang sama, bebannya sama tetapi diambil pada titik waktu yang berbeda, maka menghasilkan distribusi tegangan yang berbeda pula. Jadi, simulasi menggunakan model K=1 dengan pembebanan 100 N.m dan simulasi menggunakan

model $K=1$ dengan pembebanan 200 N.m menghasilkan distribusi tegangan yang berbeda. Begitu juga sebaliknya simulasi dengan beban yang sama dengan menggunakan model yang berbeda maka menghasilkan distribusi tegangan yang berbeda pula. Gambar 4.4 menunjukkan distribusi tegangan hasil simulasi dengan model $K=1.08$ dan pembebanan 100 N.m. Gambar 4.4 memperlihatkan hasil yang berbeda dengan gambar 4.3, sedangkan kedua simulasi diambil pada waktu yang hampir bersamaan.



Gambar 4.4 Contoh Distribusi Tegangan pada Model $K=1.08$ (Roda Gigi Standar) dengan Beban Torsi 100 N.m

4.2.2 Data hasil simulasi

Selain distribusi tegangan, hasil simulasi juga ditunjukkan dengan data hasil simulasi. Data hasil simulasi berupa daftar tegangan maksimum dan tegangan minimum setiap satuan waktu. Contoh data hasil simulasi dapat dilihat pada tabel 4.1.

Tabel 4.1 Contoh Data Awal Hasil Simulasi

No	Time [s]	Minimum [Pa]	Maximum [Pa]	No	Time [s]	Minimum [Pa]	Maximum [Pa]
1	1.00E-05	61.47	141.7	15	1.1E-3	-4.4E+05	1.82E+06
2	2.00E-05	403.0	950.3	16	1.4E-3	-1.6E+05	-65639
3	3.00E-05	983.4	2359.7	17	1.6E-3	89044	2.28E+05
4	4.50E-05	863.1	2091.1	18	1.8E-3	-6.4E+05	1.01E+06

5	6.75E-05	-455.2	-175.0	19	2.0E-3	7.78E+06	1.91E+07
6	1.01E-04	670.3	1614.2	20	2.3E-3	-1.6E+05	-61763
7	1.52E-04	626.4	1501.3	21	2.6E-3	51532	1.35E+05
8	2.28E-04	158.0	366.0	22	2.9E-3	6.21E+06	1.72E+07
9	3.04E-04	-1.9E+5	3.48E+06	23	3.2E-3	7.65E+05	1.16E+07
10	4.18E-04	-29551	3.99E+06	24	3.5E-3	-33953	-3295.4
11	5.32E-04	-1.9E+05	-87133	25	3.7E-3	-67225	1.51E+05
12	6.4E-04	72670	1.54E+05	26	3.0E-3	-2.6E+05	1.3E+05
13	8.16E-04	-91983	-43843	27	4.0E-3	10440	94617
14	9.87E-04	7.16E+6	1.95E+07				

Hasil simulasi dengan pembebanan torsi maupun pembebanan kecepatan putar akan menghasilkan output yang sama seperti pada tabel 4.1, hanya saja nilai dan jumlah datanya yang berbeda. Pada penelitian ini tidak semua data output digunakan hanya data tertentu yang diambil. Data tersebut meliputi data tegangan searah sumbu x fungsi waktu dan data tegangan von mises fungsi waktu.

4.3 Data Tegangan Maksimum

4.3.1. Data tegangan maksimum pada simulasi dengan pembebanan torsi

Pada simulasi dengan pembebanan torsi mulai dari 100 N.m, 150 N.m, 200 N.m hingga 250 N.m menghasilkan data awal seperti pada tabel 4.1. Apabila menggunakan data awal, maka data akan sulit untuk dianalisa, sehingga perlu adanya penyederhanaan. Penyederhanaan yang dilakukan adalah dengan cara mengambil nilai maksimum dari masing-masing simulasi. Sehingga didapatkan data seperti pada tabel 4.2 dan 4.3.

Tabel 4.2 Data Tegangan Maksimum Searah Sumbu X pada Simulasi dengan Pembebanan Torsi

K	Torsi (N.m)	Tegangan Sumbu x (Pa)	K	Torsi (N.m)	Tegangan Sumbu x (Pa)
1	100	1.749.E+08	1.07	100	5.214.E+07
1	150	1.988.E+08	1.07	150	7.132.E+07
1	200	2.551.E+08	1.07	200	1.388.E+08
1	250	2.939.E+08	1.07	250	1.414.E+08
1.05	100	1.401.E+08	1.08	100	1.949.E+07
1.05	150	1.685.E+08	1.08	150	3.622.E+07
1.05	200	1.740.E+08	1.08	200	4.059.E+07
1.05	250	1.797.E+08	1.08	250	1.239.E+08
1.06	100	1.217.E+08			
1.06	150	1.297.E+08			
1.06	200	1.418.E+08			
1.06	250	1.773.E+08			

Tabel 4.1 merupakan daftar tegangan maksimum searah sumbu x pada simulasi dengan menggunakan model pertama dan beban torsi 100 N.m hingga model kelima dan beban torsi 250 N.m. Dari tabel di atas akan dibuat grafik tegangan fungsi torsi.

Tabel 4.3 Data Tegangan Maksimum Von Mises pada Simulasi dengan Pembebanan Torsi

K	Torsi (N.m)	Tegangan Von Mises (Pa)	K	Torsi (N.m)	Tegangan Von Mises (Pa)
1	100	1.450E+08	1.07	100	1.034E+08
1	150	2.332E+08	1.07	150	1.069E+08
1	200	2.663E+08	1.07	200	2.189E+08

1	250	3.067E+08	1.07	250	2.483E+08
1.05	100	1.437E+08	1.08	100	5.323E+07
1.05	150	1.826E+08	1.08	150	1.010E+08
1.05	200	2.372E+08	1.08	200	1.770E+08
1.05	250	2.867E+08	1.08	250	2.441E+08
1.06	100	1.114E+08			
1.06	150	1.358E+08			
1.06	200	2.270E+08			
1.06	250	2.568E+08			

Tabel 4.2 merupakan daftar tegangan maksimum von mises pada simulasi dengan menggunakan model pertama dan beban torsi 100 N.m hingga model kelima dan beban torsi 250 N.m. Tegangan von Mises diambil untuk mengetahui tegangan total yang berpengaruh pada roda gigi. Dari tabel di atas akan dibuat grafik tegangan fungsi torsi.

4.3.2. Data tegangan maksimum pada simulasi dengan pembebanan Kecepatan putar (RPM)

Sama halnya dengan simulasi dengan pembebanan torsi, simulasi dengan pembebanan kecepatan putar mulai dari 1000 RPM, 1500 RPM, 2000 RPM hingga 2500 RPM juga menghasilkan data awal seperti pada tabel 4.1. Apabila menggunakan data awal, maka data akan sulit untuk dianalisa, sehingga perlu adanya penyederhanaan. Penyederhanaan yang dilakukan adalah dengan cara mengambil nilai maksimum dari masing-masing simulasi. Sehingga didapatkan data seperti pada tabel 4.4 dan 4.5.

Tabel 4.4 Data Tegangan Maksimum Searah Sumbu X pada Simulasi dengan Pembebanan Putaran

K	Putaran (RPM)	Tegangan Sumbu x (Pa)	K	Putaran (RPM)	Tegangan Sumbu x (Pa)
1	1000	1.710.E+09	1.07	1000	1.03.E+09
1	1500	2.359.E+09	1.07	1500	1.83.E+09
1	2000	3.307.E+09	1.07	2000	2.28.E+09
1	2500	4.305.E+09	1.07	2500	2.70.E+09
1.05	1000	1.141.E+09	1.08	1000	9.12.E+08
1.05	1500	1.898.E+09	1.08	1500	1.65.E+09
1.05	2000	2.317.E+09	1.08	2000	2.17.E+09
1.05	2500	2.821.E+09	1.08	2500	2.62.E+09
1.06	1000	1.064.E+09			
1.06	1500	1.857.E+09			
1.06	2000	2.275.E+09			
1.06	2500	2.799.E+09			

Tabel 4.4 merupakan daftar tegangan maksimum searah sumbu x pada simulasi dengan menggunakan model pertama dan beban putaran 1000 RPM hingga model kelima dan beban putaran 2500 RPM. Dari tabel di atas akan dibuat grafik tegangan fungsi putaran.

Tabel 4.5 Data Tegangan Maksimum Von Mises pada Simulasi dengan Pembebanan Putaran

K	Putaran (RPM)	Tegangan Von Mises (Pa)	K	Putaran (RPM)	Tegangan Von Mises (Pa)
1	1000	1.872E+09	1.07	1000	1.528E+09
1	1500	3.385E+09	1.07	1500	2.885E+09

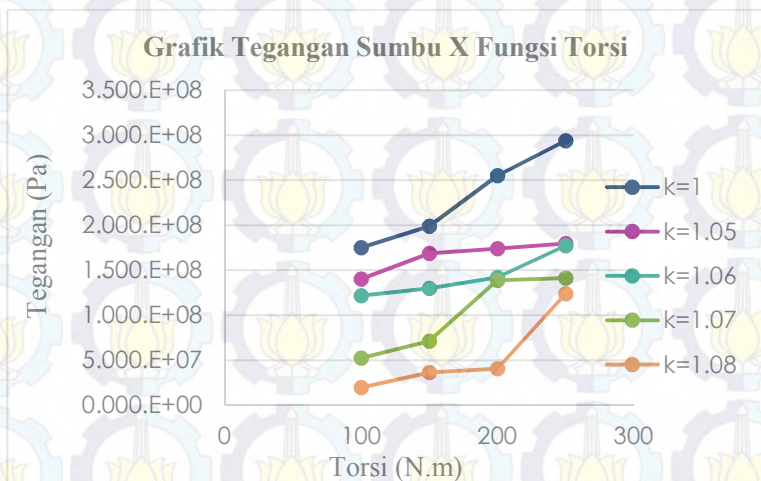
1	2000	4.291E+09	1.07	2000	3.722E+09
1	2500	5.038E+09	1.07	2500	4.619E+09
1.05	1000	1.697E+09	1.08	1000	1.477E+09
1.05	1500	3.285E+09	1.08	1500	2.863E+09
1.05	2000	4.220E+09	1.08	2000	3.584E+09
1.05	2500	4.721E+09	1.08	2500	4.417E+09
1.06	1000	1.650E+09			
1.06	1500	3.256E+09			
1.06	2000	4.172E+09			
1.06	2500	4.686E+09			

Tabel 4.5 merupakan daftar tegangan maksimum von mises pada simulasi dengan menggunakan model pertama dan beban putaran 1000 RPM hingga model kelima dan beban putaran 2500 RPM. Tegangan von Mises diambil untuk mengetahui tagangan total yang berpengaruh pada roda gigi. Dari tabel di atas akan dibuat grafik tegangan fungsi putaran.

4.4 Pembahasan Grafik

Pembahasan grafik adalah analisa yang dilakukan untuk mendapatkan gambaran hasil dari penelitian yang dilakukan. Grafik dibuat dari data yang terdapat pada tabel 4.2, tabel 4.3, tabel 4.4 dan tabel 4.5. Tabel 4.2 diplot menjadi grafik tegangan searah sumbu x fungsi torsi. Tabel 4.3 diplot menjadi grafik tegangan von mises fungsi torsi. Tabel 4.4 diplot menjadi grafik tegangan searah sumbu x fungsi putaran. Dan grafik 4.5 diplot menjadi grafik tegangan von mises fungsi putaran.

4.4.1 Grafik tegangan searah sumbu x fungsi torsi



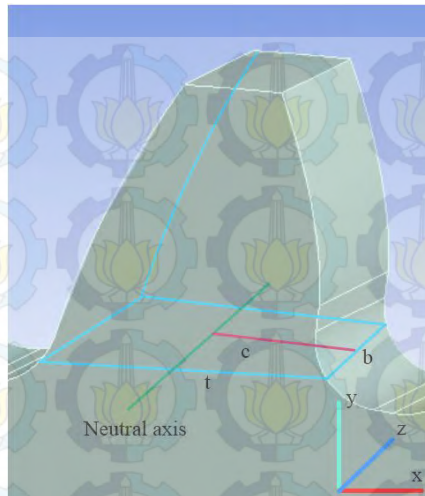
Gambar 4.5 Grafik Tegangan Sumbu X Fungsi Torsi

Gambar 4.1 merupakan grafik plot tegangan maksimum searah sumbu x pada fillet roda gigi fungsi beban torsi. Secara umum, tren grafik yang terbentuk adalah linear dimana semakin ke kanan nilai torsi semakin besar. Nilai maksimum berada pada torsi 250 N.m. Nilai maksimum terdapat model dengan nilai $K=1$ (model standart) yaitu sebesar 2.939×10^8 Pa. Nilai minimum berada pada torsi 100 N.m. Nilai minimum terdapat pada model $K=1.08$ (model kelima) yaitu sebesar 1.949×10^7 Pa.

Hasil simulasi secara keseluruhan menunjukkan bahwa semakin meningkat torsi yang diberikan, maka tegangan yang terjadi semakin besar. Fenomena ini bisa dilihat dari semua model dari model $K=1$ (biru tua), model $K=1.05$ (ungu), model $K=1.06$ (biru muda), model $K=1.07$ (hijau) hingga model $k=1.08$ (orange) walaupun grafiknya tidak berupa grafik linear sempurna. Peningkatan tegangan yang terjadi dikarenakan semakin besarnya torsi yang diberikan. Semakin besar torsi yang diberikan, maka semakin besar pula gaya yang diterima oleh roda gigi. Pada kondisi

aktual, torsi merupakan representasi dari gaya yang terjadi pada suatu lokasi tertentu. Sesuai dengan persamaan 13, pada lokasi yang sama sedangkan torsi berubah semakin besar maka gaya yang diterima roda gigi semakin besar. Secara sederhana tagangan merupakan hasil dari pembagian antara gaya dan luasan. Sehingga ketika luasan tetap sedangkan gaya yang diterima semakin besar, maka tegang yang terjadi juga akan semakin besar. Pada pembebanan torsi yang sama misalnya pada torsi 100 N.m besar tegangan yang terjadi 2.939×10^8 untuk model $K=1$. Pada gambar di atas juga menunjukkan bahwa pada nilai torsi yang sama, tegangan yang terjadi semakin menurun yaitu dari model $K=1$ yang nilainya paling tinggi. Kemudian diikuti $K=1.05$, $K=1.06$, $K=1.07$ dan $K=1.08$ yang berurutan menunjukkan nilai semakin kecil. Misalnya diambil contoh tegangan untuk pembebanan torsi 150 N.m, Nilai tegangan untuk $K=1$ adalah $1.988.E+08$, Nilai tegangan untuk $K=1.05$ adalah $1.685.E+08$, Nilai tegangan untuk $K=1.06$ adalah $1.217.E+08$, Nilai tegangan untuk $K=1.07$ adalah $7.132.E+07$, Nilai tegangan untuk $K=1.08$ adalah $3.622.E+07$. Fenomena ini bisa dihubungkan dengan persamaan 2.30 yaitu tegangan berbanding terbalik dengan besar momen inersia suatu bentuk geometri. Semakin besar nilai inersia suatu geometri, maka tegangan yang dialami geometri tersebut akan semakin kecil. Dari data hasil simulasi ini, nilai tegangan model yang dimodifikasi lebih kecil dari pada nilai tegangan yang dialami model standar. Pada penelitian ini beban momen (torsi) yang digunakan sama. Dan lokasi pengambilan datanya sudah sama yaitu pada fillet roda gigi. Sehingga fenomena ini mengindikasikan semakin besarnya nilai momen inersia dari model yang dimodifikasi.

Adapun nilai momen inersia semakin besar dikarenakan oleh profil roda gigi bagian bawah yang lebih besar jika dibandingkan dengan model standar.



Gambar 4. 6 Skema Geometri Momen Inersia pada Bagian Akar Roda gigi

Gambar 4.6 merupakan gambar skema geometri momen inersia pada bagian akar roda gigi. Dimana t adalah lebar profil pada bagian akar roda gigi, b adalah ketebalan roda gigi, c jarak terjauh geometri terhadap sumbu netral. Untuk penjelasan bahwa momen inersia dari roda gigi asymmetric involute lebih besar dari pada roda gigi symmetric involute bisa ditinjau persamaan 2.24 yaitu :

$$\sigma = \frac{M c}{I}$$

Dari persamaan di atas dapat dibuat persamaan tegangan bending berdasarkan Gambar 4.6 sehingga persamaannya menjadi seperti berikut :

$$\sigma = \frac{M c}{I} = \frac{M \frac{1}{2}t}{I} \quad (4.1)$$

Sedangkan persamaan inersianya bisa diambil dari persamaan 2.25. kemudian dimasukkan parameter geometri pada gambar 4.6 sehingga persammannya menjadi sebagai berikut :

$$I_z = \frac{bh^3}{12} = \frac{bt^3}{12} \quad (4.2)$$

Sehingga substitusi persamaan 4.1 dan persamma 4.2 akan menghasilkan persamman baru sebagai berikut :

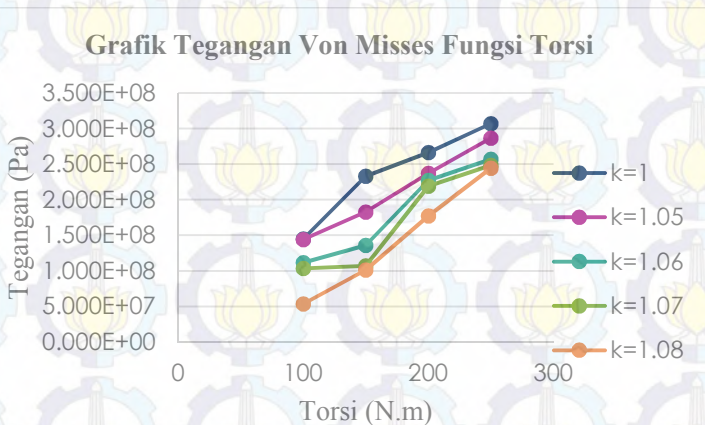
$$\sigma = \frac{M c}{I} = \frac{M \frac{1}{2}t}{I} = \frac{M \frac{1}{2}t}{\frac{bt^3}{12}} = \frac{6M}{bt^2} \quad (4.3)$$

Dari persamaan 4.2 dan persamaan 4.3 bisa terlihat jelas ketika bagian akar roda gigi (t) semakin membesar maka nilai inersia semakin besar dimana nilai tersebut hasil dari perkalian antara lebar gigi (b) dengan pangkat tiga lebar profil pada bagian gigi (t^3). Hal ini menyebabkan tegangan (σ) yang terjadi akan mengecil karena tegan merupakan hasil perkalian antara torsi dan jarak terjauh terhadap sumbu netral (c) kemudian dibagi momen inersia. Walaupun nilai c bertambah besar ketika nilai t bertambah besar, tetapi besar perubahan c jauh lebih kecil jika dibandingkan dengan perubahan nilai momen inersianya (I).

Semua hasil simulasi pada model $K=1$, model $K=1.05$, model $K=1.06$, model $K=1.07$ dan model $K=1.08$ menunjukkan hasil yang sesuai dengan teori yang ada, dimana semakin besar nilai torsi yang diberika, maka tegangan maksimum yang terjadi semakin besar. Modifikasi profil dengan model *asymmetric* dapat memperbesar momen inersia model sehingga memperkecil tegangan bending yang terjadi pada roda gigi. Apabila data tegangan maksimum di atas dibuat prosentase, maka penurunan tegangan pada torsi 100 N.m adalah 19,88% - 88,86%, pada torsi

150 N.m adalah 15,25% - 81,78%, pada torsi 200 N.m adalah 31,77% - 84,09% dan pada torsi 250 N.m adalah 38,85% - 57,82%. Secara keseluruhan, penurunan tegangan yang terjadi antara 15.25% sampai 88,86%.

4.4.2 Grafik tegangan von mises fungsi torsi



Gambar 4.7 Grafik Tegangan Von Mises Fungsi Torsi

Gambar 4.7 merupakan grafik plot tegangan maksimum von mises pada fillet roda gigi fungsi beban torsi. Secara umum, tren grafik yang terbentuk adalah linear dimana semakin ke kanan nilai torsi semakin besar. Nilai maksimum berada pada torsi 250 N.m. Nilai maksimum terdapat model dengan nilai K=1 (model standart) yaitu sebesar 3.067×10^8 Pa. Nilai minimum berada pada torsi 100 N.m. Nilai minimum terdapat pada model K=1.08 (model kelima) yaitu sebesar 5.323×10^7 Pa.

Hasil simulasi secara keseluruhan menunjukkan bahwa semakin meningkat torsi yang diberikan, maka tegangan yang terjadi semakin besar. Fenomena ini bisa dilihat dari semua model dari model K=1 (biru tua), model K=1.05 (ungu), model K=1.06 (biru muda), model K=1.07 (hijau) hingga model k=1.08 (orange)

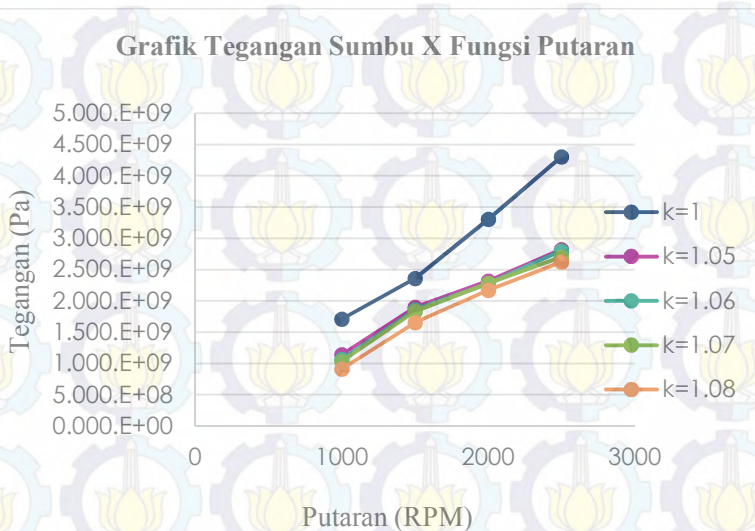
walaupun grafiknya tidak berupa grafik linear sempurna. Peningkatan tegangan yang terjadi dikarenakan semakin besarnya torsi yang diberikan. Semakin besar torsi yang diberikan maka semakin besar pula gaya yang diterima oleh roda gigi. Pada kondisi aktual, torsi merupakan representasi dari gaya yang terjadi pada suatu lokasi tertentu. Sesuai dengan persamaan 2.13, pada lokasi yang sama sedangkan torsi berubah semakin besar maka gaya yang diterima roda gigi semakin besar. Secara sederhana, tagangan merupakan hasil dari pembagian antara gaya dan luasan. Sehingga ketika luasan tetap sedangkan gaya yang diterima semakin besar, maka tegang yang terjadi juga akan semakin besar. Pada pembebanan torsi yang sama misalnya pada torsi 100 N.m besar tegangan yang terjadi 2.939×10^8 untuk model $K=1$. Pada gambar di atas juga menunjukkan bahwa pada nilai torsi yang sama, tegangan yang terjadi semakin menurun yaitu dari model $K=1$ yang nilainya paling tinggi. Kemudian diikuti $K=1.05$, $K=1.06$, $K=1.07$ dan $K=1.08$ yang berurutan menunjukkan nilai semakin kecil. Misalnya diambil contoh tegangan untuk pembebanan torsi 150 N.m, Nilai tegangan untuk $K=1$ adalah $1.988.E+08$, Nilai tegangan untuk $K=1.05$ adalah $1.685.E+08$, Nilai tegangan untuk $K=1.06$ adalah $1.217.E+08$, Nilai tegangan untuk $K=1.07$ adalah $7.132.E+07$, Nilai tegangan untuk $K=1.08$ adalah $3.622.E+07$. Fenomena ini bisa dihubungkan dengan persamaan 30 yaitu tegangan berbanding terbalik dengan besar momen inersia suatu bentuk geometri. Semakin besar nilai inersia suatu geometri, maka tegangan yang dialami geometri tersebut akan semakin kecil. Dari data hasil simulasi ini, nilai tegangan model yang dimodifikasi lebih kecil dari pada nilai tegangan yang dialami model standar. Pada penelitian ini beban momen (torsi) yang digunakan sama. Dan lokasi pengambilan datanya sudah sama yaitu pada fillet roda gigi. Sehingga fenomena ini mengindikasikan semakin besarnya nilai momen inersia dari model yang dimodifikasi.

Adapun nilai momen inersia semakin besar bisa dijelaskan oleh profil roda gigi bagian bawah yang lebih besar jika dibandingkan dengan model standar. Penjelasan momen inersia

semakin besar sama dengan penjelasan sebelumnya. Yaitu dikarenakan semakin lebarnya profil roda gigi pada bagian akar (t).

Semua hasil simulasi pada model $K=1$, model $K=1.05$, model $K=1.06$, model $K=1.07$ dan model $K=1.08$ menunjukkan hasil yang sesuai dengan teori yang ada, dimana semakin besar nilai torsi yang diberikan maka tegangan maksimum yang terjadi semakin besar. Modifikasi profil dengan model *asymmetric* dapat memperbesar momen inersia model sehingga memperkecil tegangan bending yang terjadi pada roda gigi. Apabila data tegangan maksimum di atas dibuat prosentase, maka penurunan tegangan pada torsi 100 N.m adalah 0,89% - 63,3%, pada torsi 150 N.m adalah 21,67% - 56,68%, pada torsi 200 N.m adalah 10,93% - 33,53% dan pada torsi 250 N.m adalah 6,52% - 20,4%. Secara keseluruhan penurunan tegangan yang terjadi antara 0,89% sampai 63,3%.

4.4.3 Grafik tegangan searah sumbu x fungsi putaran



Gambar 4.8 Grafik Tegangan Sumbu X Fungsi Putaran

Gambar 4.8 merupakan grafik plot tegangan maksimum searah sumbu x pada fillet roda gigi fungsi putaran. Secara umum, tren grafik yang terbentuk adalah linear dimana semakin ke kanan nilai torsi semakin besar. Nilai maksimum berada pada putaran 2500 RPM. Nilai maksimum terdapat model dengan nilai $k=1$ (model standart) yaitu sebesar 4.305×10^9 Pa. Nilai minimum berada pada putaran 1000 RPM. Nilai minimum terdapat pada model $k=1.08$ (model modifikasi 4) yaitu sebesar 9.124×10^8 Pa.

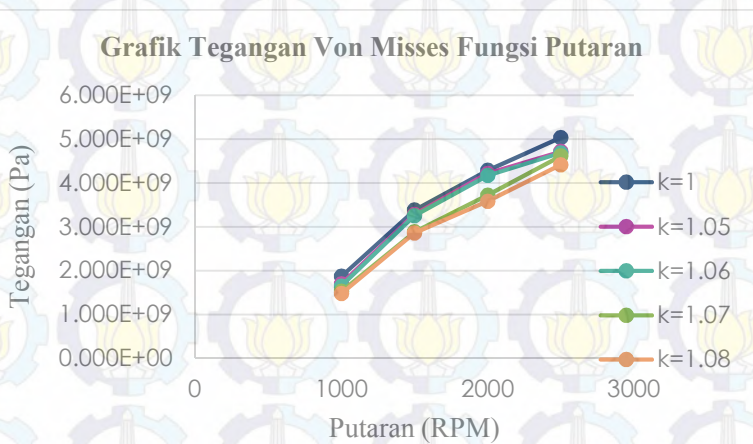
Hasil simulasi secara keseluruhan menunjukkan bahwa semakin meningkat putaran yang diberikan, maka tegangan yang terjadi semakin besar. Fenomena ini bisa dilihat dari semua model dari model $k=1$ (biru tua), model $k=1.05$ (ungu), model $k=1.06$ (biru muda), model $k=1.07$ (hijau) hingga model $k=1.08$ (orange) walaupun grafiknya tidak berupa grafik linear sempurna. Peningkatan tegangan yang terjadi dikarenakan semakin besar putaran yang diberikan maka semakin besar daya yang dihasilkan. Pada putaran konstan, apabila daya semakin besar maka torsi yang dihasilkan juga semakin besar. Pada kondisi aktual, torsi merupakan representasi dari gaya yang terjadi pada suatu lokasi tertentu. Sesuai dengan persamaan 2.13, pada lokasi yang sama sedangkan torsi berubah semakin besar maka gaya yang diterima roda gigi semakin besar. Secara sederhana, tagangan merupakan hasil dari pembagian antara gaya dan luasan. Sehingga ketika luasan tetap gaya sedangkan gaya yang diterima semakin besar, maka tegang yang terjadi juga akan semakin besar. Pada pembebanan putaran yang sama misalnya pada torsi 1000 RPM besar tegangan yang terjadi 1.710×10^9 untuk model $K=1$. Pada gambar di atas juga menunjukkan bahwa pada nilai torsi yang sama, tegangan yang terjadi semakin menurun yaitu dari model $K=1$ yang nilainya paling tinggi. Kemudian diikuti $K=1.05$, $K=1.06$, $K=1.07$ dan $K=1.08$ yang berurutan menunjukkan nilai semakin kecil. Misalnya diambil contoh tegangan untuk pembebanan torsi 150 N.m, Nilai tegangan untuk $K=1$ adalah $1.988.E+08$, Nilai tegangan untuk $K=1.05$ adalah $1.685.E+08$, Nilai tegangan untuk $K=1.06$ adalah $1.217.E+08$, Nilai tegangan

untuk $K=1.07$ adalah $7.132.E+07$, Nilai tegangan untuk $K=1.08$ adalah $3.622.E+07$. Fenomena ini bisa dihubungkan dengan persamaan 2.30 yaitu tegangan berbanding terbalik dengan besar momen inersia suatu bentuk geometri. Semakin besar nilai inersia suatu geometri, maka tegangan yang dialami geometri tersebut akan semakin kecil. Dari data hasil simulasi ini, nilai tegangan model yang dimodifikasi lebih kecil dari pada nilai tegangan yang dialami model standar. Pada penelitian ini, beban momen (torsi) yang digunakan sama. Dan lokasi pengambilan datanya sudah sama yaitu pada fillet roda gigi. Sehingga fenomena ini mengindikasikan semakin besarnya nilai momen inersia dari model yang dimodifikasi.

Adapun nilai momen inersia semakin besar bisa dijelaskan oleh profil roda gigi bagian bawah yang lebih besar jika dibandingkan dengan model standar. Penjelasan momen inersia semakin besar sama dengan penjelasan sebelumnya. Yaitu dikarenakan semakin lebarnya profil roda gigi pada bagian akar (t).

Semua hasil simulasi pada model $K=1$, model $K=1.05$, model $K=1.06$, model $K=1.07$ dan model $K=1.08$ menunjukkan hasil yang sesuai dengan teori dimana semakin besar nilai putaran yang diberika, maka tegangan maksimum yang terjadi semakin besar. Modifikasi profil dengan model *asymmetric* dapat memperbesar momen inersia model sehingga memperkecil tegangan bending yang terjadi pada roda gigi. Apabila data tegangan maksimum di atas dibuat prosentase, maka penurunan tegangan pada torsi 1000 RPM adalah 33,26% - 46,64%, pada torsi 1500 RPM adalah 19,53% - 29,82%, pada torsi 2000 RPM adalah 29,93% - 34,36% dan pada torsi 2500 RPM adalah 34,48% - 39,11%. Secara keseluruhan penurunan tegangan yang terjadi antara 19,53% sampai 39,11%.

4.4.4 Grafik tegangan von mises fungsi putaran



Gambar 4.9 Grafik Tegangan Von Mises Fungsi Putaran

Gambar 4.9 merupakan grafik plot tegangan maksimum von mises pada fillet roda gigi fungsi putaran. Secara umum, tren grafik yang terbentuk adalah linear dimana semakin ke kanan nilai torsi semakin besar. Nilai maksimum berada pada putaran 2500 RPM. Nilai maksimum terdapat model dengan nilai $K=1$ (model standart) yaitu sebesar 5.038×10^9 Pa. Nilai minimum berada pada putaran 1000 RPM. Nilai minimum terdapat pada model $K=1.08$ (model modifikasi 4) yaitu sebesar 1.477×10^9 Pa.

Hasil simulasi secara keseluruhan menunjukkan bahwa semakin meningkat putaran yang diberikan, maka tegangan yang terjadi semakin besar. Fenomena ini bisa dilihat dari semua model dari model $k=1$ (biru tua), model $k=1.05$ (ungu), model $k=1.06$ (biru muda), model $k=1.07$ (hijau) hingga model $k=1.08$ (orange) walaupun grafiknya tidak berupa grafik linear sempurna. Peningkatan tegangan yang terjadi dikarenakan semakin besar putaran yang diberikan maka semakin besar daya yang dihasilkan. Pada putaran konstan, apabila daya semakin besar maka torsi yang

dihasilkan juga semakin besar. Pada kondisi aktual, torsi merupakan representasi dari gaya yang terjadi pada suatu lokasi tertentu. Sesuai dengan persamaan 13, pada lokasi yang sama sedangkan torsi berubah semakin besar, maka gaya yang diterima roda gigi semakin besar. Secara sederhana, tagangan merupakan hasil dari pembagian antara gaya dan luasan. Sehingga ketika luasan tetap sedangkan gaya yang diterima semakin besar maka tegangan yang terjadi juga akan semakin besar. Pada pembebanan putaran yang sama misalnya pada torsi 1000 RPM besar tegangan yang terjadi 1.710×10^9 untuk model $K=1$. Pada gambar di atas juga menunjukkan bahwa pada nilai torsi yang sama, tegangan yang terjadi semakin menurun yaitu dari model $K=1$ yang nilainya paling tinggi. Kemudian diikuti $K=1.05$, $K=1.06$, $K=1.07$ dan $K=1.08$ yang berurutan menunjukkan nilai semakin kecil. Misalnya diambil contoh tegangan untuk pembebanan torsi 150 N.m, Nilai tegangan untuk $K=1$ adalah $1.988.E+08$, Nilai tegangan untuk $K=1.05$ adalah $1.685.E+08$, Nilai tegangan untuk $K=1.06$ adalah $1.217.E+08$, Nilai tegangan untuk $K=1.07$ adalah $7.132.E+07$, Nilai tegangan untuk $K=1.08$ adalah $3.622.E+07$. Fenomena ini bisa dihubungkan dengan persamaan 30 yaitu tegangan berbanding terbalik dengan besar momen inersia suatu bentuk geometri. Semakin besar nilai inersia suatu geometri, maka tegangan yang dialami geometri tersebut akan semakin kecil. Dari data hasil simulasi ini, nilai tegangan model yang dimodifikasi lebih kecil dari pada nilai tegangan yang dialami model standar. Pada penelitian ini beban momen (torsi) yang digunakan sama. Dan lokasi pengambilan datanya sudah sama yaitu pada fillet roda gigi. Sehingga fenomena ini mengindikasikan semakin besarnya nilai momen inersia dari model yang dimodifikasi.

Adapun nilai momen inersia semakin besar bisa dijelaskan oleh profil roda gigi bagian bawah yang lebih besar jika dibandingkan dengan model standar. Penjelasan momen inersia semakin besar sama dengan penjelasan sebelumnya. Yaitu dikarenakan semakin lebarnya profil roda gigi pada bagian akar (t).

Semua hasil simulasi pada model $K=1$, model $K=1.05$, model $K=1.06$, model $K=1.07$ dan model $K=1.08$ menunjukkan hasil yang sesuai dengan teori dimana semakin besar nilai putaran yang diberikan maka tegangan maksimum yang terjadi semakin besar. Modifikasi profil dengan model *asymmetric* dapat memperbesar momen inersia model sehingga memperkecil tegangan bending yang terjadi pada roda gigi. Apabila data tegangan maksimum di atas dibuat prosentase maka penurunan tegangan pada torsi 1000 RPM adalah 9,37% - 21,09%, pada torsi 1500 RPM adalah 2,95% - 15,42%, pada torsi 2000 RPM adalah 1,64% - 16,46% dan pada torsi 2500 RPM adalah 6,3% - 12,33%. Secara keseluruhan penurunan tegangan yang terjadi antara 1,64% sampai 21,09%.

BAB V PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Setelah dilakukan simulasi dan analisa data, maka kesimpulan yang dapat ditarik adalah sebagai berikut :

1. *Asymmetric factor* hanya berpengaruh pada satu sisi terhadap profil roda gigi. Semakin besar nilai *asymmetric factor*, maka ujung profil roda gigi semakin mengecil dan bagian akar profil roda gigi semakin membesar.
2. Pada pembebanan torsi dengan menggunakan tegangan maksimum searah sumbu x, Nilai maksimum berada pada torsi 250 N.m. Nilai maksimum terdapat model dengan nilai K=1 (model standart) yaitu sebesar 2.939×10^8 Pa. Nilai minimum berada pada torsi 100 N.m. Nilai minimum terdapat pada model K=1.08 (model kelima) yaitu sebesar 1.949×10^7 Pa. Penurunan tegangan yang terjadi adalah 15,25% - 88,86%. Pada pembebanan torsi dengan menggunakan tegangan maksimum von mises, Nilai maksimum berada pada torsi 250 N.m. Nilai maksimum terdapat model dengan nilai K=1 (model standart) yaitu sebesar 3.144×10^8 Pa. Nilai minimum berada pada torsi 100 N.m. Nilai minimum terdapat pada model K=1.08 (model kelima) yaitu sebesar 3.147×10^7 Pa. Penurunan tegangan yang terjadi adalah 0,89% - 63,3%. Jadi roda gigi *asymmetric involute* pada pembebanan torsi (N.m) menghasilkan tegangan lebih rendah dari pada roda gigi *symmetric involute*.
3. Pada pembebanan kecepatan putar dengan menggunakan tegangan maksimum searah sumbu x, Nilai maksimum berada pada putaran 2500 RPM. Nilai maksimum terdapat model dengan nilai k=1 (model standart) yaitu sebesar 4.305×10^9 Pa. Nilai minimum berada pada putaran 1000 RPM. Nilai minimum terdapat pada model k=1.08 (model modifikasi 4) yaitu sebesar 9.124×10^8 Pa. Penurunan

tegangan yang terjadi adalah 19,53% - 39,11%. Pada pembebanan putaran dengan menggunakan tegangan maksimum von mises, nilai maksimum berada pada putaran 2500 RPM. Nilai maksimum terdapat pada model dengan nilai $K=1$ (model standart) yaitu sebesar 3.697×10^9 Pa. Nilai minimum berada pada putaran 1000 RPM. Nilai minimum terdapat pada model $K=1.08$ (model modifikasi 4) yaitu sebesar 1.233×10^9 Pa. Penurunan tegangan yang terjadi adalah 1,64% - 21,09%. Jadi roda gigi *asymmetric involute* pada pembebanan kecepatan putar (RPM) menghasilkan tegangan lebih rendah dari pada roda gigi *symmetric involute*.

5.2. Saran

Dari penelitian ini, ada beberapa saran yang dapat disampaikan guna pengembangan pada penelitian selanjutnya, antara lain :

1. Ketebalan roda gigi harus diperhatikan dengan baik supaya kontak yang terjadi pada roda gigi bisa bagus.
2. Untuk Penelitian selanjutnya bisa digunakan analisa getaran pada roda gigi *asymmetric involute*.
3. Untuk Penelitian selanjutnya bisa difokuskan untuk penelitian profil pada sisi *symmetric*-nya.
4. Dalam memasukkan parameter harus dilakukan dengan hati-hati karena akan sangat mempengaruhi hasil simulasi yang dilakukan.
5. Untuk simulasi dinamis sebaiknya menggunakan computer dengan spesifikasi yang mumpuni.
6. *Asymmetric factor* yang digunakan memiliki interval yang lebih besar dan bisa juga dicoba dengan nilai lebih kecil dari satu.
7. Sebaiknya dilakukan analisa peluang penerapan roda gigi *asymmetric involute* pada jenis gear lain seperti *helical*, *bevel* dan *worm gear*.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Deutschman, A. D., Michels, W. J., Wilson, c. E. 1975. **Machine Design Theory and Practice**. New York : Macmillan Publishing Co., Inc.
- [2] Hibbeler, R. C. 1997. **Mechanics of Materials Third Edition**. New Jersey : Prentice Hall
- [3] Kapalevick, A. 1998. **Geometry and design of involute spur gears with asymmetric teeth**. USA : Elsevier Science
- [4] Jong, C., Springer, W. 2010. **Teaching von Mises Stress : Form Principal to Nonprincipal Axel**. USA : University of Arkansas
- [5] Alipiev, O. 2010. **Geometric design of involute spur gear drives with symmetric and asymmetric teeth using the Realized Potential method**. Bulgaria
- [6] Budynas, R. G., Nisbett, J. K. 2011. **Shigley's Mechanical Engineering Design Ninth Edition**, New York : Mc Graw Hill
- [7] Taufan, N. A. 2012. **Studi Kekuatan Spur Gear dengan Profil gigi Cycloid dan Involute**, Indonesia: Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- [8] Carter, N. 2007. The Involute Curve, **Drafting a Gear in CAD and Application**.
<URL:<http://www.cartertools.com/involute.html>>.
- [9] Noname. 2013. **Involute Gear**.
<URL:https://en.wikipedia.org/wiki/Involute_gear>.
- [10] Noname. 2013. **Involute**.
<URL:<https://en.wikipedia.org/wiki/Involute>>.



“Halaman ini sengaja dikosongkan”

RIWAYAT PENULIS



Mohamad Zainulloh Rizal

atau akrab dengan sapaan sem dan rizal di kampus dan teman-teman SMA atau akrab juga dengan sebutan pak ustad dan zai dalam lingkungan teman-teman SMP atau akrab juga dengan sapaan jainul di kampung halaman, dilahirkan pada 21 April 1990 di Pasuruan. Merupakan Putra pertama dari dua bersaudara. Memulai pendidikan dasar di SDN Kalipang 2 (1998-2004) dan pernah mewakili sekolah dalam lomba matematika tingkat

kecamatan sebelum akhirnya melanjutkan pendidikan di SMPN 2 Grati (2004-2007). Semasa SMP aktif di kegiatan OSIS dan keguatan olahraga. Selain itu juga pernah mewakili sekolah dalam Olimpiade Matematika Tingkat Kabupaten. Kemudian melanjutkan pendidikan ke SMAN 1 Pasuruan (2007-2010). Selama mengenyam pendidikan di SMA penulis aktif dalam kegiatan OSIS, Remaja Mushola dan Jurnalistik. Selain itu juga pernah mewakili sekolah dan menjuarai Olimpiade sains bidang Kimia Tingkat Kota dan sekaligus mewakili Kota Pasuruan dalam Olimpiade Sains bidang Kimia Tingkat Provinsi Jawa Timur.

Diterima di Jurusan Teknik Mesin FTI ITS pada tahun 2010 setelah mengikuti seleksi jalur SNMPTN dengan NRP 2010100112. Selama menempuh pendidikan di perguruan tinggi, penulis aktif dalam beberapa kegiatan dan organisasi kemahasiswaan diantaranya : Kadiv Eksternal KSR PMI ITS periode 2012-2013, anggota Lembaga Dakwah Jurusan Ash-Shaff periode 2011-2013 dan Ketua Himpunan Mahasiswa asal Pasuruan di Surabaya (JANGKAR) periode 2011-2012. Penulis juga pernah mengikuti beberapa kegiatan, diantaranya : panitia Gerigi ITS

2011, menjadi juri lomba Teknologi Tepat Guna yang diadakan KSR PMI Universitas Muhamadiyah Gresik 2012, panitia diklat ruang dan lapangan KSR PMI ITS 2012, dan pernah menjadi tim siaga kebakaran KSR Surabaya 2013. Penulis juga aktif belajar dan berbagi ilmu software mechanical diantaranya: menjadi asisten dosen dalam pelatihan Software ANSYS 2012, mengikuti pelatihan software Solidworks yang diadakan reseller Solidworks Indonesia 2013, pernah belajar beberapa software (AutoCAD, Autodesk Inventor, MD Solid, Fluent dan LADSIM), pada semester tujuh mengikuti kuliad CAD yang menggunakan Software UGS (Siemens NX 7.5), sampai sekarang masih aktif belajar Software Autopipe dan berbagi pengalan menggunakan software di wordpress dan youtube. Penulis juga aktif di beberapa kegiatan akademik diantaranya : menjadi asisten dosen matakuliah Mekanika Kekuatan Material 2012 dan matakuliah Pengukuran Teknik 2013, grader praktikum Pengantar Bahan Teknik 2012 di Laboratorium Metalurgi, grader praktikum Dinamika Teknik 2013 dan Mekanika Getaran 2013 di Laboratorium Desain. Dan penulis juga pernah menjuarai Lomba Rancang Bangun Kendaraan Ramah Lingkungan 2012 tingkat Nasional yang diadakan BKSTM Indonesia dan pernah ikut beberapa project dosen.

Penulis dapat dihubingin melalui email di zainrizalm21@gmail.com, lewat blog wordpress <http://kalipang1.wordpress.com/> atau di akun youtube CAD-FEA and Tutorials dengan alamat (https://www.youtube.com/channel/UCqZE_9sF0ZQCcTE0LA1RGJQ)

LAMPIRAN A

CONTOH PERHITUNGAN

A.1 Contoh Perhitungan Geometri Roda Gigi *Symmetric Involute*

Diketahui :

$$N = 30$$

$$m = 4 \text{ mm}$$

$$\theta = 14.5^\circ$$

Ditanya :

a) *Base Diameter* (d_b) = ...?

b) *Adendum* (a) = ...?

c) *Outer Diameter* (d_o) = ...?

Jawab :

a) Perhitungan Base Diameter

$$d = N \cdot m$$

$$d = 30 \times 4 \text{ mm}$$

$$d = 120 \text{ mm}$$

$$d_b = d \cos(\theta)$$

$$d_b = 120 \text{ mm} \times \cos(14.5^\circ)$$

$$d_b = 116.18 \text{ mm}$$

b) Perhitungan Adendum

$$P = \frac{1}{m}$$

$$P = \frac{1}{4}$$

$$P = 0.25$$

Untuk Sudut Kontak 14.5° , Perumusan adendum adalah :

$$a = \frac{1}{p}$$

$$a = \frac{1}{0.25} = 4 \text{ mm}$$

c) Perhitungan Outside Diameter

$$d_o = d + 2a$$

$$d_o = 120 \text{ mm} + 2(4 \text{ mm})$$

$$d_o = 128 \text{ mm}$$

A.2 Contoh Perhitungan Geometri Roda Gigi *Asymmetric Involute*

Diketahui :

$$N = 30$$

$$m = 4 \text{ mm}$$

$$k = 1.08$$

$$\theta_s = 14.5^\circ$$

Ditanya :

- Base Diameter (db) = ...?
- Addendum (a) = ...?
- Outer Diameter (d_o) = ...?

Jawab :

- Perhitungan Base Diameter

$$d = N \cdot m$$

$$d = 30 \times 4 \text{ mm}$$

$$d = 120 \text{ mm}$$

$$k = \frac{db_a}{db_s} = \frac{\cos \theta_a}{\cos \theta_s}$$

$$\cos \theta_a = k \times \cos \theta_s$$

$$\cos \theta_a = 1.08 \times \cos 14.5^\circ$$

$$\cos \theta_a = 0.8964$$

$$d_{bs} = d \cos (\phi)$$

$$d_{bs} = 120 \text{ mm} \times \cos (14.5^\circ)$$

$$d_{bs} = 116.18 \text{ mm}$$

$$d_{ba} = d \cos (\phi)$$

$$d_{ba} = 120 \text{ mm} \times 0.8964$$

$$d_{ba} = 110.65 \text{ mm}$$

b. Perhitungan Adendum

$$P = \frac{1}{m}$$

$$P = \frac{1}{4}$$

$$P = 0.25$$

Untuk Sudut Kontak 14.5° , Perumusan adendum adalah :

$$a = \frac{1}{P}$$

$$a = \frac{1}{0.25} = 4 \text{ mm}$$

c. Perhitungan Outside Diameter

$$d_o = d + 2a$$

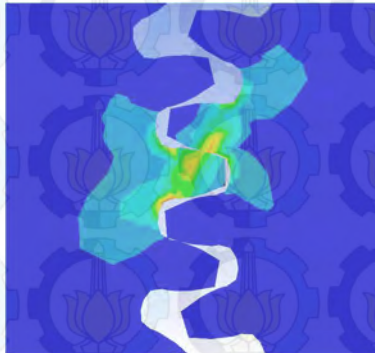
$$d_o = 120 \text{ mm} + 2(4 \text{ mm})$$

$$d_o = 128 \text{ mm}$$

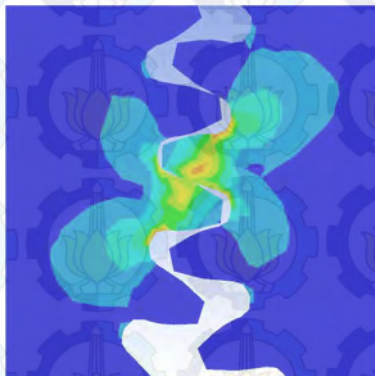
LAMPIRAN B

GAMBAR DISTRIBUSI TEGANGAN

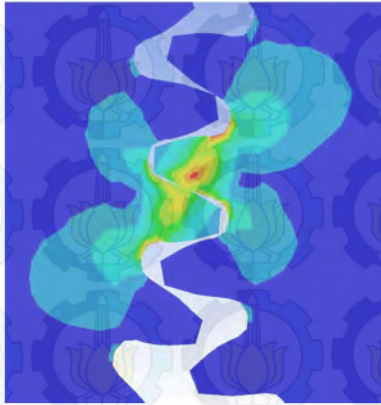
B.1. Distribusi tegangan von mises pada pembebanan torsi 100 N.m



Gambar B.1.1 Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan torsi 100 N.m pada model K=1



Gambar B.1.2 Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan torsi 100 N.m pada model K=1.05



Gamabar B.1.3 Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan torsi 100 N.m pada model K=1.06

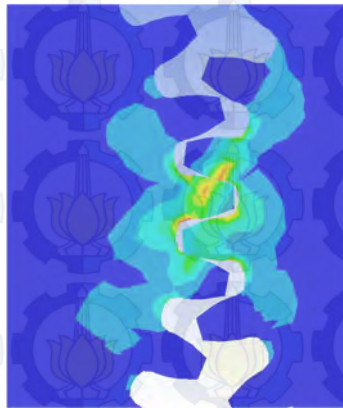


Gamabar B.1.4 Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan torsi 100 N.m pada model K=1.07

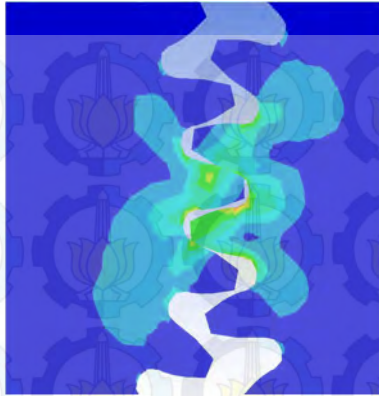


Gamabar B.1.5 Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan torsi 100 N.m pada model K=1.08

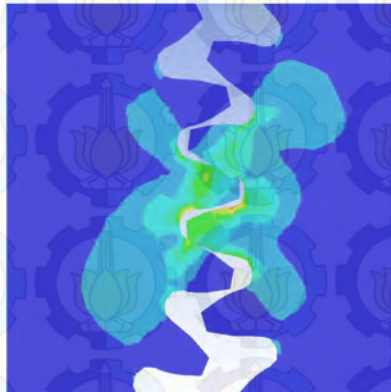
B.2. Gambar distribusi tegangan von mises pada pembebanan putaran 100 N.m



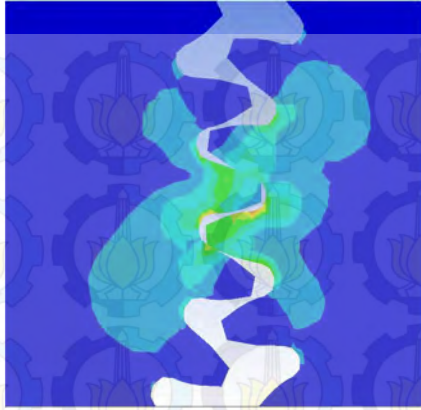
Gamabar B.1.6 Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan putaran 1000 RPM pada model K=1



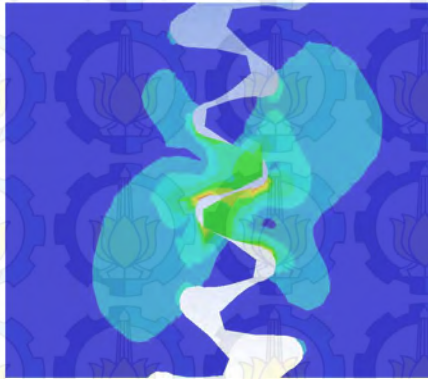
Gamabar B.1.7 Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan putaran 1000 RPM pada model K=1.05



Gamabar B.1.8 Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan putaran 1000 RPM pada model K=1.06



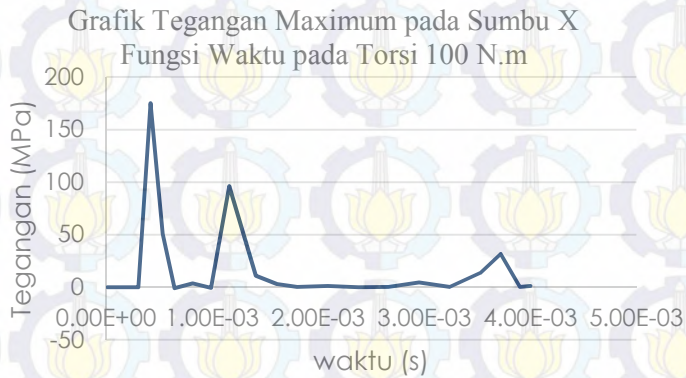
Gamabar B.1.9 Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan putaran 1000 RPM pada model $K=1.07$



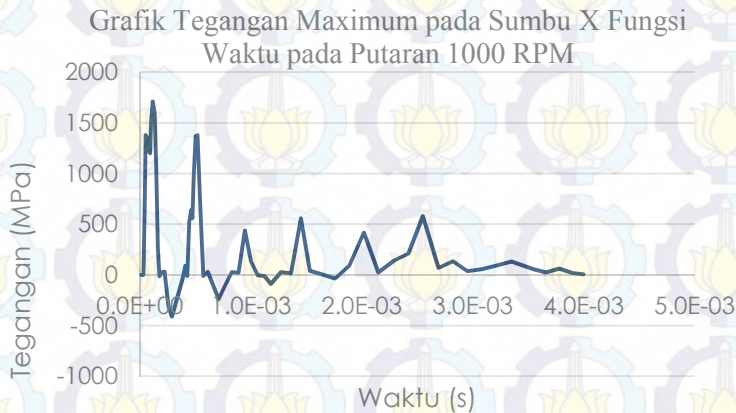
Gamabar B.1.10 Distribusi tegangan von mises dengan pembebanan putaran 1000 RPM pada model $K=1.08$

LAMPIRAN C

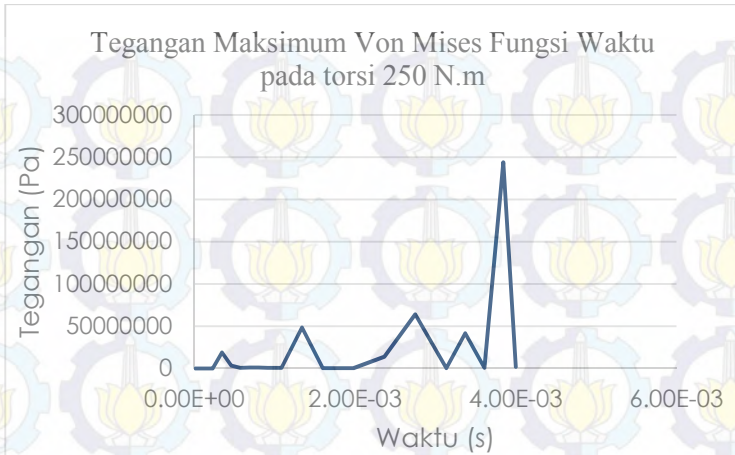
GRAFIK DISTRIBUSI TEGANGAN FUNGSI WAKTU



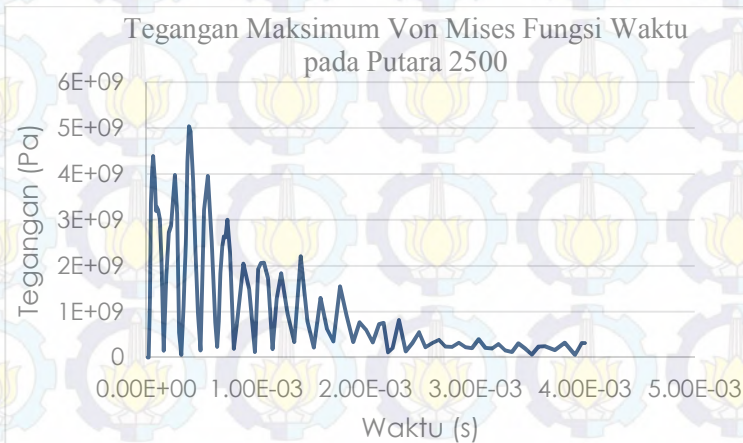
Gambar C.1 Grafik Tegangan Maximum pada Sumbu X Fungsi Waktu pada Torsi 100 N.m dan Pada K=1



Gambar C.2 Grafik Tegangan Maximum pada Sumbu X Fungsi Waktu pada Putaran 1000 RPM dan K=1



Gambar C.3 Grafik Tegangan Maximum Von Mises Fungsi Waktu pada Torsi 250 N.m dan $K=1.08$



Gambar C.4 Grafik Tegangan Maximum Von Mises Fungsi Waktu pada Putaran 2500 RPM dan $K=1$

LAMPIRAN D
NILAI MOMEN INERSIA MODEL

Tabel D.1 Momen Inersia Prinsipal untuk semua model

Assymetric Factor (K)	Px (gram x mm ²)	Py (gram x mm ²)	Pz (gram x mm ²)
1	1562603.62	1562603.62	3033027.11
1.05	1568049.79	1568049.79	3043625.46
1.06	1568456.50	1568456.50	3044411.23
1.07	1568816.50	1568816.50	3045105.89
1.08	1567243.68	1567243.68	3047005.35



“Halaman ini sengaja dikosongkan”