



TUGAS AKHIR - TM141585

ANALISIS KEGAGALAN *COMPOUND PLANETARY GEAR SET* PADA *INTERNAL-GEAR HUB 8* TINGKAT KECEPATAN DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

MOHAMAD NOOR GEMA TAHMIDHAN
NRP 2112100043

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

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



Tugas Akhir - TM141585

**ANALISIS KEGAGALAN COMPOUND
PLANETARY GEAR SET PADA INTERNAL-
GEAR HUB 8 TINGKAT KECEPATAN DENGAN
METODE ELEMEN HINGGA**

**MOHAMAD NOOR GEMA TAHMIDHAN
NRP 2112100043**

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

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



Final Project - TM141585

**FAILURE ANALYSIS OF COMPOUND
PLANETARY GEAR SET ON 8-SPEED
INTERNAL-GEAR HUB USING FINITE ELEMENT
METHOD**

**MOHAMAD NOOR GEMA TAHMIDHAN
NRP 2112100043**

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

DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017

**ANALISIS KEGAGALAN COMPOUND PLANETARY
GEAR SET PADA INTERNAL-GEAR HUB 8 TINGKAT
KECEPATAN DENGAN METODE ELEMEN HINGGA**

TUGAS AKHIR

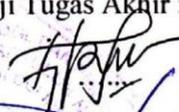
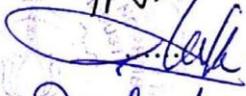
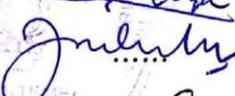
Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

MOHAMAD NOOR GEMA TAHMIDHAN

NRP. 2112 100 043

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA  (Pembimbing)
NIP. 196508101991021001
2. Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E  (Penguji I)
NIP. 196511031990021001
3. Ir. Julendra B. Ariatedja, MT.  (Penguji II)
NIP. 198202092012121001
4. Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, PhD.  (Penguji III)
NIP. 197909262005011001

SURABAYA

JULI, 2017

ANALISIS KEGAGALAN *COMPOUND PLANETARY GEAR SET* PADA *INTERNAL-GEAR HUB 8* TINGKAT KECEPATAN DENGAN METODE ELEMEN HINGGA

Nama : Mohamad Noor Gema Tahmidhan
NRP : 2112100043
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono DEA

ABSTRAK

Transmisi sepeda saat ini terdapat dua macam mekanisme, sistem *derailleur* dan sistem *internal-gear hub*. Sistem *derailleur* memiliki beberapa kekurangan kekurangan, antara lain memiliki konstruksi yang lebih rumit, dan *reliability* yang lebih rendah. Dengan menggunakan sistem *derailleur* pengendara harus melakukan *pedalling* untuk memindahkan tingkat kecepatan. Sistem *derailleur* hanya bisa menggunakan *chain and sprocket* sebagai pemindah daya dari pedal ke roda, sedangkan sistem *internal-gear hub* bisa menggunakan rantai, *belt*, maupun *driveshaft*. Pada penelitian ini, dilakukan analisis kegagalan pada *compound planetary gear set* pada *internal gear hub 8* tingkat kecepatan. Analisis kegagalan pada penelitian ini menggunakan metode elemen hingga. Metode elemen hingga membantu penelitian dalam menghemat biaya dan waktu, karena dengan menggunakan metode elemen hingga, peneliti tidak perlu melakukan eksperimen untuk mendapatkan hasil penelitian.

Pada penelitian ini, dilakukan perancangan *internal-gear hub 8* tingkat kecepatan dengan menggunakan *compound planetary gear set*. Data awal berupa rasio yang didapatkan dari *close ratio* dengan *overall range 320%*, diametral pitch pada roda gigi sebesar 31.75 in, *overlocknut distance* dimana jarak antara *fork* pada rangka sepeda dibatasi sebesar 5.12 in, daya dari pedal sebesar 0.33 hp, pada 89.9 rpm. Analisis kegagalan material dilakukan dengan

membandingkan tegangan ijin material dan tegangan ekuivalen *von-Mises* serta tegangan kontak yang didapat dari simulasi dinamis. Jika tegangan ijin material lebih besar terhadap tegangan ekuivalen *von-Mises* maka roda gigi dapat dikatakan aman terhadap tegangan *bending*. Jika tegangan ijin material lebih besar terhadap tegangan kontak maka roda gigi dapat dikatakan aman terhadap tegangan kontak. Tegangan normal terhadap sumbu lateral yang didapat melalui simulasi dinamis dapat digunakan untuk mencari koefisien dinamis.

Hasil yang didapatkan dari penelitian ini adalah rancangan *mekanisme* menggunakan tiga tipe kopling, *roller clutch*, *pawl and ratchet*, dan *positive clutch*. Lebar keseluruhan *planetary gear set* 2.07 in. Material yang digunakan alloy steel SAE 2320, dengan menggunakan material ini seluruh roda gigi dapat dikatakan aman terhadap tegangan *bending* dan kontak. Hal ini disebabkan oleh tegangan ijin material yang lebih besar dibandingkan dengan tegangan kontak dan tegangan ekuivalen *von-Mises* yang didapat melalui simulasi dinamis. Tegangan pada roda gigi didapatkan melalui simulasi metode elemen hingga dinamis, sehingga didapatkan nilai koefisien dinamis. *Error* koefisien dinamis yang diperoleh dari simulasi dinamis berkisar antara 0.12 % - 7.72 %. Simulasi dapat dikatakan akurat karena *error* berada dibawah 10%.

Kata kunci: compound planetary gear set , internal gear hub, metode elemen hingga, simulasi dinamis

FAILURE ANALYSIS OF COMPOUND PLANETARY GEAR SET ON 8-SPEED INTERNAL-GEAR HUB USING FINITE ELEMENT METHOD

Name : Mohamad Noor Gema Tahmidhan
NRP : 2112100043
Major : Mechanical Engineering FTI-ITS
Academic Advisor : Dr. Ir. Agus Sigit Pramono DEA

ABSTRACT

There are currently two kinds of bicycle transmission mechanisms, derailleur systems and internal-gear hub systems. Derailleur system has some disadvantages, it has a more complicated construction, and lower reliability. By using the derailleur system, riders should do the pedalling to shift the gear. Derailleur system can only use chain and sprocket as the power transmission from the pedals to the wheel, while the internal-gear hub can use the chain, belt, or driveshaft. In this research, failure analysis of compound planetary gear set on 8-speed internal gear hub done with finite element method. The finite element method could save costs and time on the research, because by using finite element method, researchers do not have to conduct experiment to get the results of the research.

In this research, the design of compound planetary gear sets on internal-gear hub 8-speed done with modelling. Initial data in the form of a ratio obtained from close ratio with overall range 320%, diametral pitch on Gears of 31.75 in, overlocknut distance is restricted to 5.12 in, power from the pedals of 0.33 hp, at 89.9 rpm. Failure analysis of the material is done by comparing allowable stress of the material and equivalent *von-Mises* stress also contact stress obtained from dynamic simulations. If the allowable stress of material larger than equivalent *von-Mises* stress, then the tooth of the gears can be said to be secure against bending stress. the allowable stress of material larger than contact stress, then the tooth of

the gears can be said to be secure against contact stress. Lateral axis normal to the stress obtained via dynamic simulation can be used to find the dynamic coefficient.

The results obtained from this research is the design of the mechanism of using three types of clutch, roller clutch, pawl and ratchet, and positive clutch. The overall width of the planetary gear set of 2.07 in. The material used alloy steel SAE 2320, using material of this entire gears can be said to be secure against bending and contact stress. This is caused by allowable material stress is greater than the contact stress and equivalent von-Mises stress obtained through dynamic simulation. The stress on the gear is obtained through dynamic finite element method simulation, so it brings the dynamic coefficient. Error of dynamic coefficient obtained from dynamic simulations ranging between 0.12%-7.72%. The simulation can be said to be accurate because an error was under 10%.

Keywords: compound planetary gear set , internal gear hub, finite element method, dynamic simulation

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah Rabbil'alamin. Puji syukur penulis panjatkan kehadiran ALLAH SWT atas limpahan rahmat, hidayah, rizki dan izin-Nya sehingga penyusunan laporan tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.

Penyusunan laporan tugas akhir ini merupakan salah satu syarat akademis untuk kelulusan mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis menyadari dalam penyusunan laporan tugas akhir ini bukan semata-mata atas kemampuan penulis sendiri, melainkan dengan adanya dukungan, bimbingan dan dorongan dari berbagai pihak, baik secara langsung, maupun tidak langsung. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak Sigit Djalu Purwoko dan Ibu Noor Amria Lizzia, selaku orangtua penulis dan keluarga besar yang selalu memberikan semangat dan do'a yang tak henti-henti hingga terselesaikannya tugas akhir ini.
2. Bapak Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA., selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bimbingan, arahan dan nasehat kepada penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Ir. Yusuf Kaelani, MSc.E, Bapak Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT., dan Bapak Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng., PhD., selaku dosen penguji yang telah memberikan banyak saran dalam penyusunan tugas akhir ini.
4. Bapak Ir. Sudijono Kromodihardjo, M.Sc. PhD., selaku dosen wali.
5. Seluruh Dosen beserta staff karyawan Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya yang telah memberikan bekal ilmu pengetahuan serta sarana dan prasarana kepada penulis selama menjalani perkuliahan.

6. Seluruh rekan-rekan Laboratorium Mekanika Benda Padat dan Sistem Manufaktur yang telah memberikan bantuan, dukungan, dan tempat bernaung dalam proses penyelesaian tugas akhir ini.
7. Seluruh rekan-rekan Teknik Mesin ITS 2012 M55 Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Intitut Teknologi Sepuluh Nopember yang turut membantu dan memberikan dukungan kepada penulis.
8. Seluruh rekan-rekan Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin dan ITS Team Sapuangan yang pernah memotivasi dan membantu penulis membangun semangat dalam mengerjakan tugas akhir ini

Semoga amal dan jasa yang telah diberikan dapat bermanfaat dan mendapat imbalan dari ALLAH SWT.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa masih banyak kekurangan dalam penulisan laporan tugas akhir ini. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun untuk penyempurnaan laporan tugas akhir ini. Dan penulis meminta maaf apabila terdapat kalimat yang kurang berkenan pada laporan tugas akhir ini.

Penulis berharap semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis dan seluruh pembaca untuk kemajuan yang lebih baik. Akhir kata, penulis mengucapkan terima kasih.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

Abstrak	i
Abstract	iii
Kata Pengantar	v
Daftar Isi	vii
Daftar Gambar	x
Daftar Tabel	xiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Tujuan Penelitian.....	3
1.4. Batasan Masalah.....	3
1.5. Manfaat.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1. Sejarah Internal-Gear Hub.....	5
2.2. Kelebihan & Kekurangan <i>Internal-Gear Hub</i>	7
2.3. Gaya-Gaya yang Terjadi Di Sepeda	7
2.3.1. Tahanan Udara.....	8
2.3.2. Tahanan Rolling Ban	9
2.3.3. Gaya pedal	9
2.4. Gear Train.....	11
2.4.1. Simple Gear Train	12
2.4.2. Compound Gear Train	12
2.4.3. Reverted Gear Train	13
2.4.4. Epicyclic Gear Train.....	14
2.5. Planetary Gear	14
2.5.1. Perencanaan <i>Planetary Gear</i>	16
2.5.2. Gaya Pada Planetary Gear	19
2.5.3. Perhitungan Kegagalan Material	20
2.6. Kinematik pada Planetary Gear	29
2.7. Shimano Nexus Internal Gear Hub.....	30
2.7.1. Ratchet and Pawl Clutch.....	34
2.7.2. Positive Clutch.....	35
2.8.1. Simulasi Metode Elemen Hingga Pada Gear.....	37
2.9. Kajian Pustaka	37

2.9.1 Mulyana, Slamet Ardwian, 2015. Analisa Distribusi Tegangan Roda Gigi Pada Sistem Transmisi Planetary Dengan Variasi Material Polimer Menggunakan Metode Elemen Hingga, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.	37
2.9.2. Sulistiyana, Ario Kartiko, 2016. Rancang Bangun dan Uji Efisiensi Transmisi Sepeda Chainless Tipe <i>Crossed Helical Gear</i> , Institut Teknologi Sepuluh Nopember	38
2.9.3. Setiyawan, Chandra; Yohanes, 2012. Perancangan dan Pemodelan Rasio Desain Planetary Gear untuk Mengetahui Rasio Transmisi dan Putaran Generator, Institut Teknologi Sepuluh Nopember	40
BAB III METODOLOGI	42
3.1. Penentuan Data Awal	42
3.2. Perancangan <i>Gear</i>	42
3.2.1. <i>Low Range Reduction Planetary Gear</i>	42
3.2.2. 8 th & 4 th <i>Gear</i>	43
3.2.3. 7 th & 3 rd <i>Gear</i>	44
3.2.4. 6 th & 2 nd <i>Gear</i>	45
3.3. Perancangan Mekanisme	45
3.4. Diagramatik Mekanisme.....	49
3.4. Perhitungan.....	56
3.4.1. Perhitungan Dimensi <i>Gear</i>	56
3.4.2. Perhitungan persamaan Lewis	57
3.4.3 Perhitungan keamanan AGMA	59
3.5. Material.....	61
3.6. Pemodelan Geometri Total <i>Internal Gear Hub</i>	62
3.7. Simulasi dinamis dan analisis data	65
3.7.1 Prosedur Simulasi.....	65
3.7.1. Perbandingan Hasil <i>Face Sizing</i>	69
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....	72
4.1. Analisis Hasil Simulasi.....	72
4.2. Pembahasan keamanan tegangan <i>bending</i> roda gigi.....	73
4.3. Pembahasan keamanan tegangan kontak roda gigi	75
4.4. Analisis Tegangan Normal Pada <i>Planetary Gear Set</i> gigi tingkat 7.....	77

4.4.1 Perbandingan Hasil Simulasi Dinamis dan Lewis	79
4.4.2. Perhitungan Koefisien dinamis pada Persamaan Lewis	81
Dari kedua perhitungan diatas didapatkan nilai error sebesar 3.5%.	82
4.4.3. Pembahasan Koefisien dinamis pada Persamaan Lewis	82
4.5. Data Penelitian.....	83
BAB V KESIMPULAN	85
5.1. Kesimpulan.....	85
1.2. Saran.....	86
DAFTAR PUSTAKA.....	88
BIODATA PENULIS.....	91

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Sistem internal-gear hub (kiri), dan sistem derrailleur (kanan)[1] [2]	2
Gambar 2.1 Cross-section dari sistem Sturmey-Arcer 3-speed[4]	5
Gambar 2.2 Gaya-gaya pada sepeda.....	8
Gambar 2.3 Gaya-gaya pada pedal [6]	9
Gambar 2.4 Efficient Pedaling Speed[6]	11
Gambar 2.5 Horizontal force between rear wheel and road [6]	11
Gambar 2.6 Simple gear train[7]	12
Gambar 2.7 Compound gear train[7].....	13
Gambar 2.8 Reverted gear train[7]	13
Gambar 2.9 Epicyclic gear train[7]	14
Gambar 2.10 Susunan Planetary Gear[9]	15
Gambar 2.11 Geometry faktor 20 deg spur gear	25
Gambar 2.12 Grafik rasio kekerasan Ch	28
Gambar 2.13 Diagram kinematik dari planetary gear[12].....	29
Gambar 2.14 Shimano Nexus 3.....	31
Gambar 2.15 Bagian-bagian Shimano Nexus 3 speed SG-3C41	32
Gambar 2.16 Gearing range Shimano Nexus 3	32
Gambar 2.17 Shimano 3-speed (efisiensi vs beban) [13]	33
Gambar 2.18 Shimano 3-speed (efisiensi rata-rata vs gear) [13]	33
Gambar 2.19 Shimano 3-speed (efisiensi rata-rata vs beban) [13]	34
Gambar 2.20 Ratchet and Pawl Clutch[14]	35
Gambar 2.21 Positive Clutch[15]	35
Gambar 2.22 Meshing pada Plate[16]	36
Gambar 2.23 Gaya yang bekerja pada spur gear[17]	37
Gambar 2.24 Grafik rpm vs efisiensi transmisi sepeda pada ketiga pengujian (chainless gear 2, chainless gear 3, chain gear 1)[19]	39

Gambar 2.25 Pengaruh rasio desain dengan kecepatan generator[20]	40
Gambar 3.1 Roda gigi pada compound planetary set.....	46
Gambar 3.2 Part pada internal gear hub	47
Gambar 3.3 Roller clutch	47
Gambar 3.4 Positive clutch.....	48
Gambar 3.5 Pawl and ratchet pada ring gear.....	49
Gambar 3.6 (a) pawl pada sun gear saat mengunci pada ratchet; (b) pawl pada sun gear ketika tidak mengunci pada ratchet	49
Gambar 3.7 Diagram Total.....	50
Gambar 3.8 Diagram gigi tingkat 1	50
Gambar 3.9 Diagram gigi tingkat 2	51
Gambar 3.10 Diagram gigi tingkat 3	52
Gambar 3.11 Diagram gigi tingkat 4	53
Gambar 3.12 Diagram gigi tingkat 5	54
Gambar 3.13 Diagram gigi tingkat 6	54
Gambar 3.14 Diagram gigi tingkat 7	55
Gambar 3.15 Diagram gigi tingkat 8	56
Gambar 3.16 Input pemodelan 3D	63
Gambar 3.17 Mekanisme internal gear hub.....	63
Gambar 3.18 Desain keseluruhan internal gear hub	64
Gambar 3.19 Dimensi hub shell dan compound planetary gear set.....	65
Gambar 3.20 Tool simulasi transient structural.....	66
Gambar 3.21 Tool untuk memasukan data properties material	66
Gambar 3.22 Tabel untuk memasukan data contact region....	67
Gambar 3.23 Tabel untuk memasukan data joint	67
Gambar 3.24Jumlah joint yang digunakan pada model simulasi	68
Gambar 3.25(a)Tabel untuk memasukan data meshing;(b)hasil meshing menggunakan face sizing	68
Gambar 3.26 Tabel untuk memasukan data set up time	69
Gambar 3.27 Tabel untuk memasukan data moment	69

Gambar 3.28 Permukaan roda gigi sebelum face sizing.....	70
Gambar 3.29 Permukaan roda gigi sesudah face sizing	71
Gambar 4.1 (a) Low reduction planetary gear set; (b)planetary set pada gigi tingkat 6; (c) planetary set pada gigi tingkat 7; (d) planetary set pada gigi tingkat 8.....	72
Gambar 4.2 Hasil simulasi pada low reduction planetary gear set.....	73
Gambar 4.3 <i>Equivalent Stress von-Mises</i> pada permukaan roda gigi planet (jumlah gigi 20)	74
Gambar 4.4 <i>Equivalent Stress von-Mises</i> pada permukaan roda gigi planet (jumlah gigi 43)	74
Gambar 4.5 Grafik perbandingan tegangan izin material, tegangan berdasarkan perhitungan, dan tegangan equivalent <i>von-Mises</i>	75
Gambar 4.6 <i>Contact stress</i> pada permukaan roda gigi planet (jumlah gigi 20).....	76
Gambar 4.7 <i>Contact stress</i> pada permukaan roda gigi planet (jumlah gigi 43).....	76
Gambar 4.8 Grafik perbandingan tegangan izin material, tegangan kontakberdasarkan perhitungan, dan tegangan kontak simulasi.....	77
Gambar 4.9 <i>Normal stress</i> terhadap sumbu lateral pada permukaan roda gigi planet (jumlah gigi 20)	78
Gambar 4.10 <i>Normal stress</i> terhadap sumbu lateral pada permukaan roda gigi planet (jumlah gigi 43)	79
Gambar 4.11 Diagram perbandingan tegangan <i>bending</i> Lewis dan simulasi dinamis	80
Gambar 4.12 Diagram perbandingan faktor kecepatan berdasarkan simulasi dan perhitungan.....	83

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Data hasil uji coba pengendara sepeda [6]	10
Tabel 2.2 Speed ratio planetary gear(AGMA 6123-B06) [10]	17
Tabel 2.3 Index of tooth loading for preliminary design calculations (AGMA 6123-B06) [10].....	21
Tabel 2.4 Mesh load faktor for the heaviest loaded planet (AGMA 6123-B06) [10].....	22
Tabel 2.5 Life faktor K_L	23
Tabel 2.6 Faktor of safety K_r	24
Tabel 2.7 Load Distribution Faktor K_m	25
Tabel 2.8 Overload Factor	26
Tabel 2.9 Koefisien Elastis C_p	27
Tabel 2.10 Tegangan kontak yang diijinkan S_a	29
Tabel 2.11 Hub gear transmisi, efisiensi mekanik vs beban [13]	34
Tabel 3.1 Perancangan Rasio	42
Tabel 3.2 Dimensi Roda Gigi dengan Jumlah Gigi 48 dan 15	43
Tabel 3.3 Dimensi Roda Gigi dengan Jumlah Gigi 90 dan 27	43
Tabel 3.4 Dimensi Roda Gigi dengan Jumlah Gigi 77 dan 49	43
Tabel 3.5 Dimensi Roda Gigi dengan Jumlah Gigi 49 dan 14	44
Tabel 3.6 Dimensi Roda Gigi dengan Jumlah Gigi 43 dan 20	45
Tabel 3.7 Dimensi Roda Gigi dengan Jumlah Gigi 32 dan 31	45
Tabel 3.8 Input pada Roda Gigi dengan Jumlah Gigi 43	56
Tabel 3.9 Data Material [17] [22].....	61
Tabel 4.1 Data Tegangan Kontak	77

Tabel 4.2 Perbandingan antara perhitungan dan simulasi dinamis	81
Tabel 4.3 Data Perhitungan	84

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Bersepeda merupakan kegiatan yang memiliki banyak tujuan, seperti olahraga, sarana transportasi, sampai hobi. Sehingga sepeda merupakan barang yang sangat umum dimiliki oleh semua orang. Sepeda pada umumnya memiliki sistem transmisi, yang berfungsi memudahkan pengguna sesuai situasi berkendara yang ada, saat kecepatan rendah maupun tinggi. Sistem penyalur daya dari pedal saat ini ada tiga macam, sistem dengan menggunakan rantai, *belt*, dan sistem *chainless* dimana daya disalurkan dari pedal menggunakan poros penghubung. Sepeda dengan menggunakan rantai memerlukan perawatan yang tinggi, selain itu keandalan sepeda dengan menggunakan rantai masih kurang jika dibandingkan dengan sepeda *chainless*.

Pada saat ini sistem transmisi berdasarkan sistem pemindah rasio roda gigi nya dibagi menjadi dua, sistem *derailleur*, dan *internal-gear hub*. Kedua sistem ini diciptakan pada masa yang hampir sama. Sistem *internal-gear hub* 2-tingkat kecepatan diciptakan oleh William Reilly pada tahun 1896, sedangkan sistem *derailleur* 2-tingkat kecepatan diciptakan oleh Paul De Vivie pada tahun 1905. Pada umumnya sistem yang digunakan adalah sistem *derailleur*, karena perkembangan teknologi sistem *derailleur* lebih pesat. Pada tahun 1970-an sistem *derailleur* bisa mencapai 7-tingkat kecepatan dengan roda gigi tingkat, *cassette*. Sedangkan sistem *internal-gear hub* hanya sampai 3-tingkat kecepatan pada saat itu, sehingga *overall range* pada sistem transmisi *derailleur* lebih besar dibandingkan dengan sistem transmisi *internal gear hub*. *Overall range* merupakan perbandingan antara rasio tingkat gigi terkecil dan terbesar. Akan tetapi pada saat ini perkembangan teknologi pada sistem *internal-gear hub* sudah mulai berkembang. Sistem *internal-gear hub* lebih andal jika dibandingkan dengan sistem

derailleur, karena seluruh part nya berada pada sistem yang tertutup oleh *hub shell*, selain itu sistem *internal-gear hub* bisa mengubah rasio roda gigi pada saat kendaraan berhenti tanpa melakukan *pedalling*. Penggunaan *internal-gear hub* tidak membatasi penggunaan sistem penyalur daya dari pedal, selain rantai *internal-gear hub* bisa sesuai dengan sistem *belt*, dan *chainless*. Berbeda dengan sistem *derailleur* yang hanya sesuai dengan sistem penyalur daya rantai.

Pada sepeda *chainless* atau tanpa rantai, sistem pengganti rasio roda gigi tidak bisa menggunakan sistem transmisi *derailleur*. Besar presentase *overall range* pada sepeda *chainless* yang menggunakan sistem transmisi *internal-gear hub*, tidak sebanding dengan sepeda dengan sistem transmisi *derailleur*.



Gambar 1. 1 Sistem *internal-gear hub* (kiri), dan sistem *derailleur* (kanan)[1] [2]

Sistem *internal-gear hub* menggunakan sistem *planetary set gear* untuk mengganti rasio roda gigi. Saat ini variasi tingkat kecepatan pada sistem *internal-gear hub* cukup banyak, 3-tingkat kecepatan, 4-tingkat kecepatan, 5-tingkat kecepatan, 7-tingkat kecepatan, 8-tingkat kecepatan, 9-tingkat kecepatan, 11-tingkat kecepatan, 12-tingkat kecepatan, dan 14-tingkat kecepatan.

1.2. Rumusan Masalah

Rumusan masalah tugas akhir ini adalah:

1. Bagaimana cara merancang dimensi *planetary set* sebagai sistem transmisi *internal-gear hub* 8

tingkat kecepatan menggunakan *close ratio* dengan *overall range* 320% untuk *chainless bicycle*.

2. Bagaimana menentukan material *planetary set*.
3. Bagaimana menentukan error dari koefisien dinamis berdasarkan hasil simulasi dinamis.

1.3. Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian tugas akhir ini adalah :

1. Merancang dimensi planetary set sebagai sistem transmisi *internal-gear* hub 8 tingkat kecepatan menggunakan *close ratio* dengan *overall range* 320% untuk *chainless bicycle*
2. Merancang penggunaan material pada *planetary set* dengan cara melakukan simulasi dinamis pada *low range planetary*.
3. Menentukan error dari koefisien dinamis berdasarkan hasil simulasi dinamis.

1.4. Batasan Masalah

Batasan masalah pada penelitian ini adalah :

1. Ukuran dari *over-lock nut distance* tidak lebih dari 5.12 in^[3]
2. Besar *diametral pitch* 31.75 in
3. Masing-masing *planetary set* menggunakan 3 set planet.
4. Material yang digunakan bersifat homogen dan isotrop.
5. Perhitungan dan analisa hanya pada *planetary set*.
6. Jenis roda gigi yang digunakan berupa roda gigi lurus (*spur gear*).
7. Temperatur tidak mempengaruhi hasil analisis

1.5. Manfaat

Adapun manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai inovasi yang dapat menjadi masukan bagi perusahaan dalam pengembangan desain *internal-gear hub* yang memiliki keandalan yang tinggi, dan memiliki overall

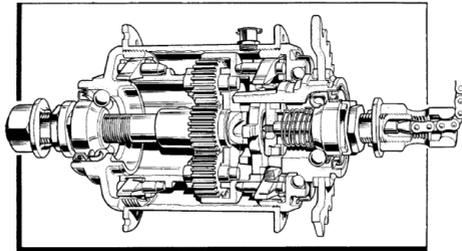
range yang sebanding dengan sepeda rantai yang menggunakan sistem transmisi *derailleur*, yang dapat digunakan untuk *chainless bicycle*.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Sejarah Internal-Gear Hub

Pada tahun 1895, seorang mekanik Amerika, Indiana, bernama Seward Thomas Johnson mematenkan sistem *planetary internal-gear hub*, dengan sistem 2-tingkat kecepatan, tetapi kurang diminati di pasar. Pada tahun 1896, seorang mekanik Inggris, Salford, bernama William Reilly menyempurnakan sistem *planetary internal-gear hub*. Pada tahun 1898, William Reilly mulai mengkomersilkan sistem ini, membuat perusahaan 'The Hub', dan mencapai kesuksesan.

Pada tahun 1902, William Reilly mendesain sistem *internal-gear hub* 3-tingkat kecepatan. Akan tetapi, Reilly keluar dari perusahaan 'The Hub', sehingga paten sistem *internal-gear hub* 3-tingkat kecepatan diperoleh oleh rekan kerjanya, James Archer. Disaat yang hampir bersamaan, seorang jurnalis Inggris, Henry Sturmey juga menciptakan sistem *internal-gear hub* 3-tingkat kecepatan. Pada tahun 1903, Frank Bowden, kepala dari *Raleigh Bicycle Company*, memperoleh hak dari sistem hub Reilly/Archer dan Sturmey, dan mulai memproduksi Sturmey-Archer 3-speed.



Gambar 2. 1 Cross-section dari sistem Sturmey-Archer 3-speed[4]

Pada tahun 1902, Mikael Pedersen (yang juga menciptakan Dursley Pedersen Bicycle) mempatenkan dan memproduksi sistem *internal-gear hub* 3-tingkat kecepatan,

dengan menggunakan prinsip “*counter shaft*”, dimana roda gigi matahari kedua digunakan sebagai pengganti roda gigi ring. Pada tahun 1904 perusahaan Jerman, Fichtel & Sachs, memproduksi *internal-gear hub* 3-tingkat kecepatan, dibawah lisensi Wanderer. Pada tahun 1909, terdapat total 14 *internal-gear hub* 3-tingkat kecepatan yang berbeda, yang berada di pasar.

Pada tahun 1930-an, penggunaan *internal-gear hub* sangat populer dan digunakan di seluruh penjuru dunia, terutama di Inggris, Belanda, Jerman. Sejak tahun 1970, penggunaan *internal-gear hub* semakin berkurang, tetapi tidak di Eropa Utara dimana penggunaan *internal-gear hub* masih banyak digunakan, terutama sebagai kendaraan sehari-hari didalam kota, hal ini disebabkan sistem *internal-gear hub* sangat sesuai jika diaplikasikan di kota dengan medan jalan *stop & go*. Sistem *derailleur* menjadi lebih banyak digunakan, karena lebih murah, kuat, dan memiliki variasi rasio roda gigi yang lebih banyak.

Pada tahun 1987, Sturmey-Archer hanya membuat 3 dan 5 tingkat kecepatan *internal-gear hub*, sedangkan Fichtel & Sachs dan Shimano hanya membuat 2 dan 3 tingkat kecepatan *internal-gear hub*. Pada tahun ini juga buku pertama dipublikasikan pertama kali selama 80 tahun, membahas *planetary-gear bicycle*. Sejak saat itu perkembangan *internal-gear hub* meningkat perlahan tapi pasti, terbukti dari semakin banyaknya produk di pasar.

Pada tahun 1995, Sachs memproduksi produk varian Elan dengan 12-tingkat kecepatan dengan *overall range* 339%. Tiga tahun kemudian, Rohloff memproduksi varian Speedhub 500/14 *internal-gear hub* dengan 14-tingkat kecepatan, dengan *overall range* 526%, sebanding dengan sistem *derailleur* dengan 27-tingkat kecepatan, tergolong ringan untuk sepeda gunung.

Walaupun kebanyakan sistem *internal-gear hub* hanya memiliki satu *sprocket*, SRAM memiliki produk dengan teknologi *Dual Drive* dimana *sprocket* yang digunakan tipe *cassette* yang biasa digunakan bersama *derailleur* belakang.

Selain SRAM yang menggunakan teknologi *Dual Drive*, ada pun perusahaan lain yang mengkombinasikan *internal-gear hub* dan *derailleur* depan.[4]

2.2. Kelebihan & Kekurangan *Internal-Gear Hub*

- Seluruh komponen *internal-gear hub* seperti *planetary set*, *clutch*, bearing, per terdapat didalam cangkang hub. Sehingga komponen terlindungi dari kotoran, *impact*, dan benda asing dari luar.
- *Internal-gear hub* dapat berubah rasio walaupun keadaan roda tidak berputar atau melakukan *pedalling*. Hal ini sangat menguntungkan pada kondisi perkotaan dan pegunungan yang memiliki frekuensi untuk berhenti yang tinggi
- *Internal-gear hub* memiliki desain yang lebih ringkas, sehingga sangat menguntungkan jika digunakan di sepeda lipat.
- *Internal-gear hub* memiliki kompatibilitas dengan sepeda tanpa rantai, yang menggunakan *belt*, atau poros sebagai sistem transmisinya.

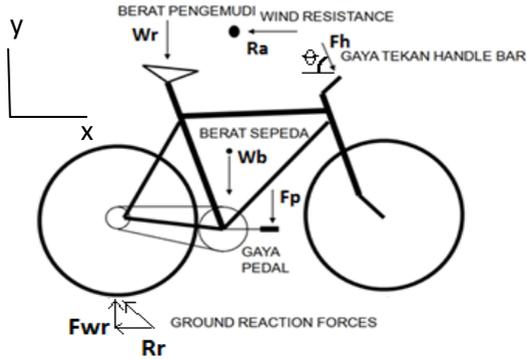
Sedangkan untuk kekurangannya adalah sebagai berikut :

- *Internal-gear hub* memiliki konstruksi yang lebih rumit, sehingga tingkat kesulitan untuk *maintenance* pun akan semakin sulit.
- *Internal-gear hub* memiliki harga yang lebih mahal jika dibandingkan sistem *derailleur*.
- Memiliki variasi rasio tingkat kecepatan yang lebih sedikit
- *Internal-gear hub* merupakan *internal part* dari roda belakang, jika roda belakang mengalami *maintenance* atau pergantian part, maka *internal-gear hub* harus turut dibongkar.[4]

2.3. Gaya-Gaya yang Terjadi Di Sepeda

Gaya-gaya yang terjadi pada sepeda dipengaruhi oleh beberapa gaya antara lain yaitu tahanan udara, tahanan *rolling*

ban, dan gaya pada pedal. Berikut ini merupakan gambar uraian gaya-gaya yang terjadi pada sepeda.



Gambar 2. 2 Gaya-gaya pada sepeda

$$\downarrow + \sum F_y = 0$$

$$W_b + W_r + F_h \sin\theta + F_p \cos\theta - F_{wr} = 0 \quad (2.1)$$

$$\rightarrow + \sum F_x = 0$$

$$F_h \cos\theta + F_p \cos\theta - R_r - R_a = 0 \quad (2.2)$$

Keterangan:

- W_b = Berat sepeda (lb atau N)
- W_r = Berat pengendara (lb atau N)
- F_h = Gaya yang diberikan pada handlebar (lb atau N)
- F_p = Gaya yang diberikan pada pedal (lb atau N)
- R_a = Tahanan udara (lb atau N)
- R_r = Tahanan rolling ban (lb atau N)

2.3.1. Tahanan Udara

Gaya hambat yang disebabkan tekanan udara yang menekan menuju arah berlawanan dengan laju sepeda dikarenakan udara menekan ke segala arah, dirumuskan :

$$R_a = \frac{1}{2} \rho \cdot C_d \cdot V \cdot A^2 \quad (2.3)$$

Keterangan :

- R_a = tahanan udara (lb atau N)
- C_d = koefisien gaya hambat udara (gambar 2.2)
- ρ = massa jenis udara (kg/m^3)
- A = luas bagian depan kendaraan (m^2)
- V_a = kecepatan relative angin terhadap kendaraan (m/s)

2.3.2. Tahanan Rolling Ban

Gaya hambat yang disebabkan kekasaran permukaan ban dan jalan yang menyebabkan gaya gesek ban, dirumuskan :

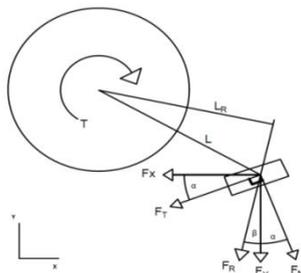
$$F_r = C_{rr} W \quad (2.4)$$

Keterangan :

- F_r = tahanan *rolling* ban (lb atau N)
- C_{rr} = koefisien tahanan ban (bicycle tires = 0.005)
- W = berat total (lb atau N)

2.3.3. Gaya pedal

Total gaya yang terjadi pada pedal adalah gaya yang akan ditransmisikan sebagai penggerak roda belakang sepeda. Penentuan gaya maksimum pada pedal diperlukan untuk menentukan input daya dan torsi maksimal yang akan diberikan pada sepeda, sehingga bisa didapatkan dimensi yang direncanakan pada transmisi sepeda. [6]



Gambar 2. 3 Gaya-gaya pada pedal [6]

$$F_x = -F_t \cos \alpha + F_n \sin \alpha \quad (2.5)$$

$$F_y = F_t \sin \alpha + F_n \cos \alpha \quad (2.6)$$

$$T = L_r \cdot F \quad (2.7)$$

Keterangan :

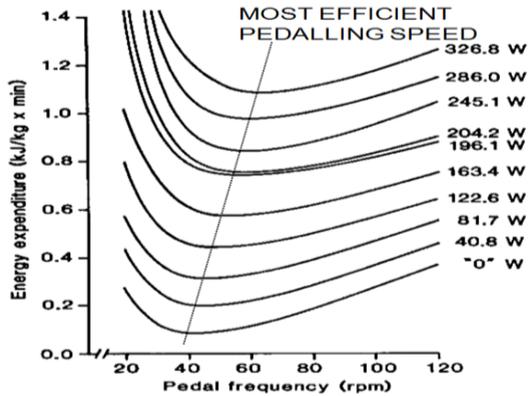
- F_n = gaya normal pedal
- F_t = gaya tangensial pedal
- T = torsi pedal
- L = lengan pedal
- F_r = gaya resultan pedal

Percobaan dilakukan oleh 14 pembalap sepeda pria menggunakan ergometer, dengan tambahan alat dynamometer dan potentiometer pada pedal. Hasil percobaan didapatkan data kecepatan pedal power pedal dan gaya pedal total yang terbesar pada saat kayuhan beban terbesar yang terjadi serta posisi sudut crank dan pedal seperti pada tabel 2.1.

Tabel 2. 1 Data hasil uji coba pengendara sepeda [6]

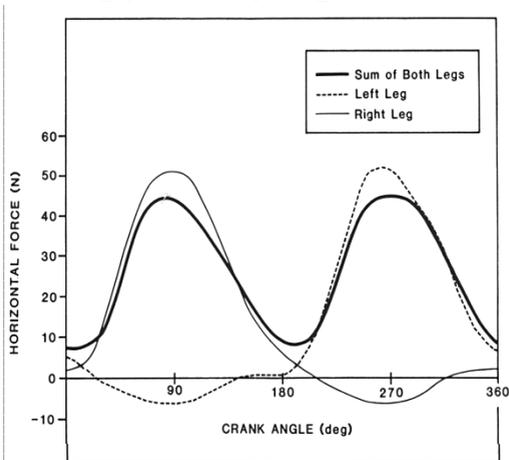
Subj.	VO ₂ (%)	Cad. (rpm)	P _{SL} (W)	Peak F _R		Peak T _C		+W _{SL} (J)	-W _{SL} (J)
				(N)	(°)	(Nm)	(°)		
NA*	93	89.9	244	558	113	88	98	163	0
CB*	88	90.1	191	342	81	57	79	127	0
MB*	91	90.3	160	385	113	60	97	107	1
CL*	83	89.7	187	508	97	83	89	135	10
BM*	93	89.8	180	380	98	62	85	120	0
SM*	96	93.3	176	401	95	66	86	115	2
NR*	87	90.7	174	439	79	74	77	121	6
DB	92	90.4	205	543	95	90	89	142	6
ME	100	90.6	211	502	98	84	88	143	3
SG	94	90.2	183	422	97	69	90	125	3
TL	89	91.0	211	528	88	88	81	141	2
NS	85	88.5	180	450	98	74	81	127	5
SS	91	90.7	194	410	84	69	80	129	1
NT	95	89.5	200	497	102	81	92	136	3
M	92.3	90.3	192.6	454.6	95.6	74.6	86.6	130.8	3.0
SD	3.9	1.1	20.9	69.0	10.2	11.1	6.5	14.0	2.9

Tabel 2.4 menunjukkan kecepatan kayuhan pedal yang optimum pada rata-rata orang yaitu 55-85 Rpm. Dari grafik tersebut yang menghasilkan output tenaga paling berguna untuk pembuangan kalori. [6]



Gambar 2. 4 Efficient Pedaling Speed[6]

Gambar 2.5 merupakan plot dari gaya horizontal dari roda belakang ke permukaan jalan dengan kedua kaki pengendara, total gaya terlihat pada garis tebal.



Gambar 2. 5 Horizontal force between rear wheel and road [6]

2.4. Gear Train

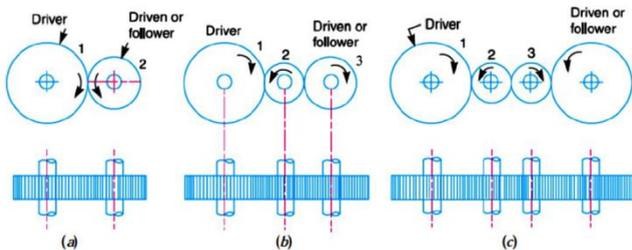
Susunan roda gigi dengan 2 atau lebih roda gigi, dengan menyalurkan daya dari poros satu ke poros lainnya, dapat disebut sebagai *gear train*. Banyak faktor yang menjadi dasar desain gear train, dapat bergantung pada rasio gigi yang

diinginkan, posisi antar poros, aplikasi, dan dimensi penempatan. Jenis gigi pada *gear train* dapat berupa *spur gear*, *bevel gear*, atau *spiral gear*. Macam-macam gear train yang biasa digunakan antara lain:

1. *Simple gear train*
2. *Compound gear train*
3. *Reverted gear train*
4. *Epicyclic gear train*

2.4.1. Simple Gear Train

Simple gear train digunakan jika, masing-masing roda gigi memiliki kedudukan poros yang berbeda. Susunan ini dipakai untuk meneruskan power dari poros *input* ke poros *output*, dengan output kecepatan dan arah putaran yang dapat berbeda dari input-nya.

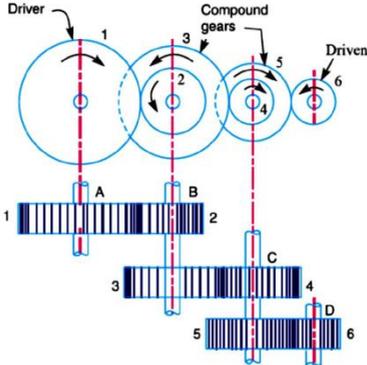


Gambar 2. 6 Simple gear train[7]

Pada gambar 2.6 dijelaskan bahwa terdapat roda gigi yang berperan sebagai *driver*, *driven*, dan ada pula yang sebagai *idler*. Roda gigi *idler* digunakan untuk meneruskan daya ke roda gigi *driven* tanpa merubah rasio gigi atau arah putaran, hal ini bisa disebabkan oleh penempatan roda gigi *driver* dan *driven* yang berjauhan.[7]

2.4.2. Compound Gear Train

Compound gear train digunakan apabila dalam satu poros terdapat beberapa roda gigi yang berbeda. Hal ini bisa disebabkan karena adanya *intermediate gear* atau *intermediate shaft*, yang digunakan agar dapat mengubah rasio kecepatan gigi lebih kecil lagi atau sebaliknya, dengan ruang yang

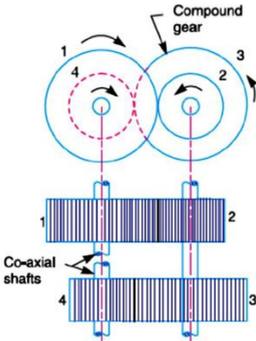


terbatas. [7]

Gambar 2. 7 Compound gear train[7]

2.4.3. Reverted Gear Train

Reverted gear train digunakan apabila roda gigi *input* satu axis dengan dengan roda gigi *output*, akan tetapi masih berada di poros yang berbeda.

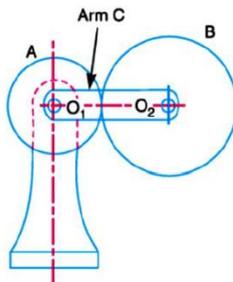


Gambar 2. 8 Reverted gear train[7]

Pada gambar 2.8 bisa dilihat dimana gigi 1 menggerakkan gigi 2 dengan hasil arah putaran yang berbeda. Putaran roda gigi 3 akan searah dengan putaran roda gigi 2. Roda gigi 3 akan menggerakkan roda gigi 4, sehingga menghasilkan arah putaran gigi 4 yang sama dengan arah putaran roda gigi 1. [7]

2.4.4. Epicyclic Gear Train

Epicyclic gear train merupakan susunan roda gigi, dimana roda gigi mengitari roda gigi lainnya. Hal ini disebabkan satu roda gigi memiliki axis yang tetap, sedangkan roda gigi lainnya berputar dengan axis yang berubah karena gerakan *arm* yang menghubungkan dua poros.



Gambar 2. 9 Epicyclic gear train[7]

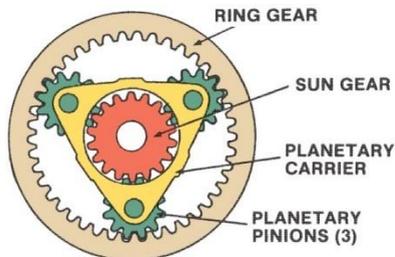
Pada gambar 2.9 bisa dilihat bahwa *arm C* dan roda gigi A memiliki satu axis yang sama di O_1 . Sedangkan roda gigi B, selain berhubungan langsung dengan roda gigi A, juga memiliki axis yang sama dengan *arm C* pada titik O_2 . [7]

2.5. Planetary Gear

Maitra (1994) mengatakan bahwa *planetary gear* terdiri dari beberapa roda gigi yang berputar memutar roda gigi yang terletak di tengah. Perlu diketahui bahwa konsep *planetary gear* sangat berbeda dengan penggunaan roda gigi biasa yang digunakan pada transmisi konvensional.

Pada transmisi konvensional yang menggunakan roda gigi miring maupun roda gigi lurus, ketika ingin mendapatkan perbandingan gigi (gear rasio) yang besar, transmisi harus

menggunakan banyak roda gigi dan disusun dengan menggunakan poros yang panjang serta membutuhkan banyak komponen pendukung. Berbeda dengan *epicyclic gear* yang sangat sederhana, satu *planetary gear set* dapat menghasilkan beragam variasi gear ratio yang dapat memberikan variasi kecepatan disetiap tingkatan operasi, dengan pengecualian netral dan *direct drive*. *Planetary gear set* juga dapat memberikan peningkatan kecepatan, pengurangan kecepatan, perubahan arah, netral dan *direct drive*. [8]



Gambar 2. 10 Susunan Planetary Gear[9]

Planetary gear set mempunyai konstruksi yang terdiri dari *sun gear* (roda gigi yang berada pada titik pusat), *ring gear* (roda gigi paling besar yang bergigi dalam), dan *planet gear* (roda gigi perantara atau idle yang berputar di antara sun gear dan ring gear). Namun dalam pengoperasiannya, roda-roda gigi tersebut harus dilengkapi dengan pembawa (carrier) yang berfungsi sebagai tempat pemasangan sumbu putar planetary gear.

Compound planetary gear merupakan konsep yang mengadopsi 3 tipe struktur, *meshed-planet* (dimana planet gear saling berhubungan), *stepped-planet* (planet dengan jumlah gigi yang berbeda ditumpuk dan satu sumbu putar), dan multi-stage (terdapat lebih dari satu set *planetary gear*). Jika dibandingkan dengan planetary gear set yang biasa struktur-struktur tersebut memiliki rasio reduksi yang lebih besar, rasio *torque-to-weight* yang lebih besar, dan memiliki variasi variable yang lebih luas.

Planetary Gear memiliki beberapa keuntungan:

- Gear bertautan secara terus menerus. Sehingga kecil kemungkinan terjadi kerusakan pada gigi. Tidak ada pengasahan atau ketidak sejajaran dan kekuatan gear dibagi rata. *Planetary gear set* sangat ringkas.
- Kegunaan yang banyak. Tujuh kombinasi kecepatan dan arah bisa didapat oleh satu set planetary
- Variasi kecepatan, rasio, dan arah bisa didapat dengan planetary set tambahan.

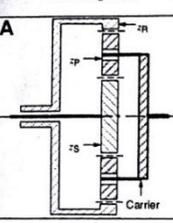
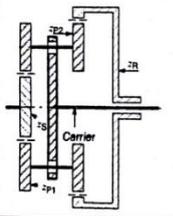
Cara kerja dari *planetary gear* berbeda dengan gear pinion pada umumnya. Setiap komponen dalam *planetary gear set*, *sun gear*, *pinion gear carrier*, dan *ring gear* dapat berputar atau di tahan. Perpindahan tenaga melalui sebuah planetary gear set hanya mungkin ketika satu komponen di tahan, atau jika dua komponen di tahan bersama.

Salah satu dari tiga komponen *sun gear*, *carrier*, atau *ring gear* dapat digunakan sebagai penggerak atau komponen input. Pada saat yang bersamaan, komponen yang lain tetap berputar dan kemudian menjadi komponen yang ditahan atau diam. Komponen ketiga kemudian menjadi bagian yang digerakkan atau output. Tergantung pada komponen yang menjadi penggerak, yang ditahan, dan yang digerakkan, peningkatan torsi atau peningkatan kecepatan akan dihasilkan oleh *planetary gear set*. Arah output juga dapat di balik melalui berbagai kombinasi.[9]

2.5.1. Perencanaan *Planetary Gear*

Perencanaan *planetary gear* berawal dari rasio kecepatan yang diinginkan. Berdasarkan tabel dari AGMA 6123-B06.

Tabel 2. 2 Speed ratio planetary gear(AGMA 6123-B06) [10]

Gear arrangement	Input	Fixed	Output	Direction of rotation	Speed ratio ¹⁾	Fundamental mesh frequency (Hz)	
	Sun	Carrier	Ring	Opposite	$-\frac{z_R}{z_S}$	$\frac{n_R \cdot z_S}{60}$	
	Sun	Ring	Carrier	Same	$\frac{(z_S + z_R)}{z_S}$	$\frac{n_C \cdot z_R}{60}$	
	Ring	Carrier	Sun	Opposite	$-\frac{z_S}{z_R}$	$\frac{n_R \cdot z_R}{60}$	
	Ring	Sun	Carrier	Same	$\frac{(z_S + z_R)}{z_R}$	$\frac{n_C \cdot z_S}{60}$	
	Carrier	Ring	Sun	Same	$\frac{z_S}{z_S + z_R}$	$\frac{n_C \cdot z_R}{60}$	
	Carrier	Sun	Ring	Same	$\frac{z_R}{z_S + z_R}$	$\frac{n_C \cdot z_S}{60}$	
		Sun	Ring	Carrier	Same	$\frac{(z_{P2} \cdot z_S + z_{P1} \cdot z_R)}{(z_{P2} \cdot z_S)}$	High speed: $\frac{(n_S - n_C) \cdot z_S}{60}$ Low speed: $\frac{n_C \cdot z_R}{60}$
Sun		Carrier	Ring	Opposite	$-\frac{(z_{P1} \cdot z_R)}{(z_{P2} \cdot z_S)}$	$\frac{n_S \cdot z_S}{60}$ $\frac{n_R \cdot z_R}{60}$	
Carrier		Ring	Sun	Same	$\frac{(z_{P2} \cdot z_S)}{(z_{P2} \cdot z_S + z_{P1} \cdot z_R)}$	$\frac{(n_S - n_C) \cdot z_S}{60}$ $\frac{n_C \cdot z_R}{60}$	
Carrier		Sun	Ring	Same	$\frac{(z_{P1} \cdot z_R)}{(z_{P2} \cdot z_S + z_{P1} \cdot z_R)}$	$\frac{n_C \cdot z_S}{60}$ $\frac{(n_R - n_C) \cdot z_R}{60}$	
Ring		Carrier	Sun	Opposite	$-\frac{(z_{P2} \cdot z_S)}{(z_{P1} \cdot z_R)}$	$\frac{n_S \cdot z_S}{60}$ $\frac{n_R \cdot z_R}{60}$	
Ring		Sun	Carrier	Same	$\frac{(z_{P2} \cdot z_S + z_{P1} \cdot z_R)}{(z_{P1} \cdot z_R)}$	$\frac{n_C \cdot z_S}{60}$ $\frac{(n_R - n_C) \cdot z_R}{60}$	
						High speed: $\frac{(n_S - n_C) \cdot z_S}{60}$ Low speed: $\frac{n_C \cdot z_R}{60}$	

Berdasarkan tabel 2.2 rasio kecepatan untuk *planetary gear* satu tingkat dengan desain *sun gear* sebagai *reactionary*, input dari carrier, dan outputnya berupa putaran di *ring gear* adalah sebagai berikut :

$$\text{Speed ratio} = \frac{1}{\text{gear ratio}} = \frac{n_o}{n_i} = \frac{Z_R}{(Z_R + Z_S)} \quad (2.8)$$

Sedangkan untuk rasio kecepatan dengan *sun gear* sebagai *reactionary*, input dari *ring gear*, dan outputnya berupa putaran di *carrier* adalah sebagai berikut:

$$\text{Speed ratio} = \frac{1}{\text{gear ratio}} = \frac{n_o}{n_i} = \frac{(Z_S + Z_R)}{Z_R} \quad (2.9)$$

Sedangkan untuk rasio kecepatan compound planetary set dengan *sun gear* sebagai *reactionary*, input dari *ring gear*, dan outputnya berupa putaran di *carrier* adalah sebagai berikut:

$$\text{Speed ratio} = \frac{1}{\text{gear ratio}} = \frac{n_o}{n_i} = \frac{(Z_{P2} \cdot Z_S + Z_{P1} \cdot Z_R)}{(Z_{P1} \cdot Z_R)} \quad (2.10)$$

Sedangkan untuk rasio kecepatan compound planetary set dengan *sun gear* sebagai *reactionary*, input dari *carrier*, dan outputnya berupa putaran di *ring gear* adalah sebagai berikut:

$$\text{Speed ratio} = \frac{1}{\text{gear ratio}} = \frac{n_o}{n_i} = \frac{(Z_{p1} \cdot Z_r)}{(Z_{p2} \cdot Z_s + Z_{p1} \cdot Z_r)} \quad (2.11)$$

Keterangan :

- Z_s = jumlah gigi sun
- Z_r = jumlah gigi ring
- Z_p = jumlah gigi planet
- Z_{p1} = jumlah gigi planet yang bertautan dengan *sun gear*
- Z_{p2} = jumlah gigi planet yang bertautan dengan *ring gear*

Perbandingan antara *planet gear*, *sun gear*, dan *ring gear* didapat melalui persamaan :

$$Z_r = (2 \times Z_p) + Z_s \quad (2.12)$$

Keterangan :

- Z_r = jumlah gigi ring
- Z_s = jumlah gigi sun
- Z_p = jumlah gigi planet

Sedangkan untuk menentukan diameter pitch yang diinginkan dari jumlah gigi, dapat dilakukan perhitungan dari module dengan rumus sebagai berikut :

$$D_p = Z / P \quad (2.13)$$

Keterangan :

- D_p = diameter pitch
- P = diametral pitch
- Z = jumlah gigi

Perhitungan diameter pitch gigi planet dan jarak diantara pusat gigi planet dan pusat gigi sun didapatkan dari persamaan:

$$d_{wp} = d_{ws}u$$

$$c = \frac{(d_{wp} + d_{ws})}{2} \quad (2.14)$$

Keterangan :

- d_{ws} = diameter pitch gigi planet (mm)
- c = jarak antara pusat gigi planet dan sun gear (mm)
- u = gear ratio

Ssedangkan jarak *ring gear* dan *sun gear* didapatkan dari persamaan:

$$c = \frac{(d_{wr} - d_{wp})}{2} \quad (2.15)$$

Keterangan:

- d_{wr} = diameter pitch gigi ring (mm)
- d_{wp} = diameter pitch gigi planet (mm)
- c = jarak antara pusat gigi planet dan sun gear (mm)

Perhitungan dari lebar gigi dapat didapatkan dari persamaan :

$$b = \frac{F_d P}{S Y} \quad (2.16)$$

Keterangan:

- b = face width (in)
- F_d = dynamic load (lb)
- P = diametral pitch (in)
- Y = tooth form faktor
- S = safe material static stress (lb/in²)

2.5.2. Gaya Pada Planetary Gear

Perhitungan gaya pada gigi diawali dengan cara perhitungan torsi yang timbul akibat daya input dengan persamaan :

$$T = 63000 \frac{\text{daya input (HP)}}{\text{putaran (rpm)}} \quad (2.17)$$

Pada roda gigi terdapat dua gaya yang sering digunakan dalam perhitungannya, yaitu gaya tangensial dan gaya normal. Kedua gaya tersebut digunakan untuk menentukan material yang cocok untuk roda gigi dan menentukan lebar gigi. Berikut persamaan dari gaya tangensial dan gaya normal :

$$T = F_n \frac{D_p}{2} \cos \phi = F_t \frac{D_p}{2} \quad (2.18)$$

Keterangan:

- T = torsi (Nm)
- F_n = gaya normal (N)
- F_t = gaya tangensial (N)
- D_p = diameter pitch (m)
- ϕ = sudut kontak

2.5.3. Perhitungan Kegagalan Material

Perhitungan kegagalan material sangat penting untuk desain roda gigi sebagai pertimbangan penggunaan material tertentu sebagai material roda gigi. Pada *planetary gear*, digunakan standar AGMA 6123-B06 sebagai dasar pembuatan dimensi roda gigi pada sistem transmisi planetary. Persamaan yang digunakan untuk menghitung diameter pitch yang aman adalah:

$$D_p = \left(\frac{2000 \cdot T_{NOM} \cdot K_Y}{\left(\frac{b}{D}\right) K_C G \cdot N_{CP}} \right)^{1/3} \quad (2.19)$$

Keterangan :

- D_p = diameter pitch(mm)
- T_{NOM} = total torsi (Nm)
- K_Y = total load faktor (tabel)

- b/D = asumsi perbandingan tebal gigi dan diameter gigi terluar
- K = load intensity faktor (N/mm^2) (tabel)
- $C_G = \frac{z_p}{(z_p + z_s)} =$ gear rasio
- Z_P = jumlah gigi planet

Nilai K_Y dan K didapat dari tabel berikut :

Tabel 2. 3 Index of tooth loading for preliminary design calculations (AGMA 6123-B06) [10]

Application	Minimum hardness of steel gears		No. pinion cycles	Accuracy	K-factor	
	Pinion	Gear			N/mm^2	N/mm^2
Turbine driving a generator	225 HB	210 HB	10^{10}	High precision	0.69	45
	335 HB	300 HB	10^{10}	High precision	1.04	59
	59 HRC	58 HRC	10^{10}	High precision	2.76	83
Internal combustion engine driving a compressor	225 HB	210 HB	10^9	High precision	0.48	31
	335 HB	300 HB	10^9	High precision	0.76	38
	58 HRC	58 HRC	10^9	High precision	2.07	55
General purpose industrial drives, helical (relative uniform torque for both driving and driven units)	225 HB	210 HB	10^8	Medium high precision	1.38	38
	335 HB	300 HB	10^8	Medium high precision	2.07	48
	58 HRC	58 HRC	10^8	Medium high precision	5.52	69
Large industrial drives, spur hoists, kilns, mills (moderate shock in driven units)	225 HB	210 HB	10^8	Medium precision	0.83	24
	335 HB	300 HB	10^8	Medium precision	1.24	31
	58 HRC	58 HRC	10^8	Medium precision	3.45	41
Aerospace, helical (single pair)	60 HRC	60 HRC	10^9	High precision	5.86	117
Aerospace, spur (epicyclic)	60 HRC	60 HRC	10^9	High precision	4.14	76
Vehicle transmission, helical	59 HRC	59 HRC	4×10^7	Medium high precision	6.20	124
Vehicle final drive, spur	59 HRC	59 HRC	4×10^8	Medium high precision	8.96	124
Small commercial (pitch line velocity less than 5 m/s)	320 HB	Phenolic laminate Nylon	4×10^7	Medium precision	0.34	--
	320 HB			Medium precision	0.24	--
Small gadget (pitch line velocity less than 2.5 m/s)	200 HB	Zinc alloy Brass or aluminum	10^8	Medium precision	0.10	--
	200 HB			Medium precision	0.10	--

NOTES

¹⁾ The above indexes of tooth loading assume average conditions. With a special design and favorable application, it may be possible to go higher. With an unfavorable application and/or design that is not close to optimum, the indexes of tooth loading shown will be too high for good practice.

The table assumes that the controlling load must be carried for the pinion cycles shown.

Extracted from *Handbook of Practical Gear Design*, by Darle Dudley, Technomic Publishing Co., Inc., 1994.

Tabel 2. 4 Mesh load faktor for the heaviest loaded planet (AGMA 6123-B06) [10]

Application level ^{1), 4), 5)}		Number of planets, N_{CP}								AGMA accuracy grade ²⁾	Flexible mounts ³⁾
		2	3	4	5	6	7	8	9		
1	$K_v^{6)}$	1.16	1.23	1.32	1.35	1.38	1.47	1.60	~	A7 or worse	without
2	$K_v^{6)}$	1.00 ⁷⁾	1.00 ⁷⁾	1.25	1.35	1.44	1.47	1.60	1.61	A5-A6	without
3	$K_v^{6)}$	1.00 ⁷⁾	1.00 ⁷⁾	1.15	1.19	1.23	1.27	1.30	1.33	A4 or better	without
4	$K_v^{6)}$	1.00 ⁷⁾	1.00 ⁷⁾	1.08	1.12	1.16	1.20	1.23	1.26	A4 or better	with

NOTES

- 1) Application level 1 typical for slow speed gears, mining mill drives, etc.;
2 moderate quality, i.e., commercial marine, non-military;
3 & 4 high quality, high speed, gas turbine/generator drives, military marine, wind turbines.
- 2) Gear manufacturing quality has an influence on the load sharing performance of the planets. Higher gear quality results in reduced load variations through each planet mesh.
- 3) Flexible mounts of the planets, such as flexible shafts or pins, flexible planet couplings or flexible annulus improves load sharing. See 9.2.
- 4) Load sharing level 2 or higher requires at least one floating member.
- 5) Load sharing level 3 or higher requires a flexible ring gear.
- 6) Mesh load factor, K_v , is the product of the number of planets times the L_f factor in ANSI/AGMA 6123-A88.
- 7) A value of 1.00 may not be conservative enough for applications where the sun mass is high in relation to the speed and the radial forces required to accelerate the sun are significant.

Tegangan yang terjadi akibat beban statis dapat ditinjau pada permukaan gigi dapat ditinjau dari persamaan Lewis berikut:

$$\sigma_I = \frac{F_t P}{y b} \quad (2.20)$$

Keterangan :

- σ_I = Tegangan pada gigi (psi)
- F_t = Gaya tangensial pada gigi (lb)
- P = diametral pitch (in)
- y = Form faktor
- b = lebar gigi (in)

Sedangkan untuk beban dinamis dengan range pitch line velocity $0 < V_p < 2000$ ft/min didapat:

$$F_d = \frac{600+V_p}{600} F_t \quad (2.21)$$

Keterangan :

- F_d = Beban dinamis (lb)
- F_t = Gaya tangensial pada gigi (lb)
- V_p = Pitch line velocity (ft/min)

Untuk menghitung tegangan ijin maksimal yang dapat diterima oleh material dapat mengikuti persamaan berikut:

$$S_{ad} = \frac{S_{at} K_L}{K_T K_R} \quad (2.22)$$

Keterangan:

- S_{ad} = Tegangan maksimal yang diijinkan (psi)
- S_{at} = Tegangan yield pada material (psi)
- K_T = Faktor keamanan akibat temperatur
- K_L = Faktor umur keamanan akibat pelumasan
- K_R = Faktor keamanan akibat material

Tabel 2. 5 Life faktor K_L

Number of Cycles	Spur, Helical and Herringbone				Bevel Gears
	160 BHN	250 BHN	450 BHN	Case Carburized†	Case Carburized†
Up to 1.000	1.6	2.4	3.4	2.7	4.6
10,000	1.4	1.9	2.4	2.0	3.1
100,000	1.2	1.4	1.7	1.5	2.1
1 million	1.1	1.1	1.2	1.1	1.4
10 million	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
100 million and over	1.0-0.8*	1.0-0.8*	1.0-0.8*	1.0-0.8*	1.0

*The life factor for over 100 million cycles is sometimes handled by service factor, the factor of safety, or by reduced allowable stresses. For reference purposes, see Standard AGMA 151.02, Application classification for helical, herringbone and spiral bevel gear speed reducers, and Standard AGMA 411.02, Design procedure for aircraft engine and power take-off spur and helical gears.

†Case carburized 55-63R_c.

Nilai dari life faktor K_L mengkoreksi dari nilai tegangan yang diijinkan berdasarkan siklus penggunaan roda gigi. Untuk nilai dari temperatur faktor K_T jika temperatur pelumasan dibawah 250 fahrenheit, maka nilai dianggap 1.

Tabel 2. 6 Faktor of safety K_R

Requirements of Application	K_R
High Reliability	3.00 or higher
Normal Design	1.33

SOURCE: AGMA

Dengan mengaplikasikan faktor keamanan pada persamaan Lewis (2.20) didapatkan persamaan AGMA hasil dari modifikasi dari persamaan Lewis (2.20):

$$\sigma_t = \frac{F_t P K_o K_s K_m}{K_v b J} \quad (2.23)$$

Keterangan:

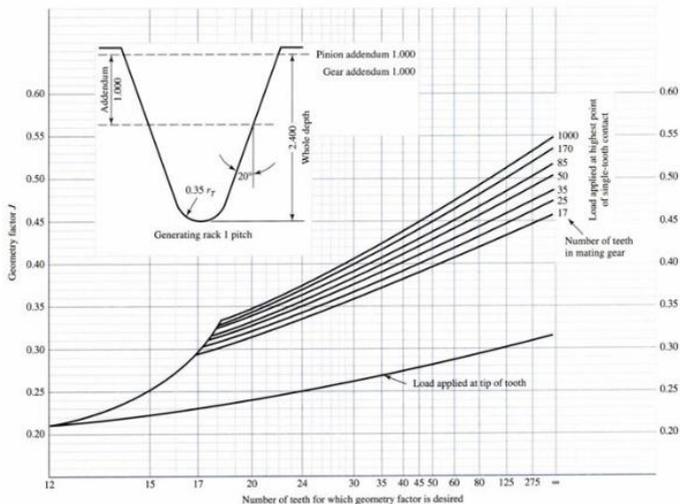
- σ_t = Tegangan pada permukaan roda gigi (psi)
- F_t = Gaya tangensial pada gigi (lb)
- P = diametral pitch (in)
- b = lebar gigi (in)
- J = faktor akibat geometri roda gigi
- K_o = Overload faktor
- K_m = Load distribution faktor
- K_s = Size correction faktor
- K_v = Dynamic faktor

Tabel 2. 7 Load Distribution Faktor K_m

Condition of Support	Face Width							
	2-in. Face and under		6-in. Face		9-in. Face		16-in. Face and Over	
	Spur	Helical	Spur	Helical	Spur	Helical	Spur	Helical
Accurate mounting, low bearing clearances, minimum elastic deflection, precision gears	1.3	1.2	1.4	1.3	1.5	1.4	1.8	1.7
Less rigid mountings, less accurate gears, contact across full face	1.6	1.5	1.7	1.6	1.8	1.7	2.0	2.0
Accuracy and mounting such that less than full face contact exists	Over 2.0							

SOURCE: AGMA

Nilai dari *load distribution faktor* K_m bergantung dari arah horizontal putaran poros, *mounting*, *bearing clearance*, dan *machining error*. Nilai dari size correction faktor K_s jika roda gigi lurus dianggap 1.



Gambar 2. 11 Geometry faktor 20 deg spur gear

Nilai dari overload faktor K_o didapat dari tabel 2.8. Nilai dari faktor dinamis bergantung pada kecepatan roda gigi dengan menggunakan persamaan:

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{V_p}} \quad (2.24)$$

Tabel 2. 8 Overload Factor

Power Source	Driven Machine			
	Uniform	Light Shock	Moderate Shock	Heavy Shock
Uniform	1.00	1.25	1.50	1.75
Light Shock	1.20	1.40	1.75	2.25
Moderate Shock	1.30	1.70	2.00	2.75

Keamanan terhadap *wear* dengan menggunakan metode perhitungan AGMA yaitu membandingkan tegangan kontak pada roda gigi. Tegangan kontak pada roda gigi dapat dicari menggunakan persamaan AGMA:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t C_o C_s C_m C_f}{C_v d b I}} \quad (2.25)$$

Dimana:

C_p = koefisien material (bergantung pada *properties* kelenturan)

F_t = Gaya tangential

C_o = *overload factor*

C_s = *size factor*

C_m = *load distribution factor*

C_f = *surface condition factor*

C_v = *dynamic factor*

d = *pinion diameter pitch*

b = *face width*

$$I = \frac{\cos \alpha \sin \alpha}{2} \frac{mg}{mg+1} \text{ (external gear)}$$

$$I = \frac{\cos \alpha \sin \alpha}{2} \frac{mg}{mg-1} \text{ (internal gear)}$$

Nilai koefisien material bergantung antara material roda gigi yang bertautan. Untuk nilai *overload factor* didapat dari tabel 2.8. *Size factor* ditentukan 1.25 untuk keperluan desain. Nilai *surface condition* ditentukan sebesar 1 untuk roda gigi dengan permukaan memiliki kekasaran yang rendah. Nilai C_v menggunakan persamaan 2.24.

Tabel 2. 9 Koefisien Elastis C_p

Pinion Material	E_p psi (MPa)	Gear Material					
		Steel	Malleable Iron	Nodular Iron	Cast Iron	Aluminum Bronze	Tin Bronze
Steel	30E6 (2E5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Malleable Iron	25E6 (1.7E5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Nodular Iron	24E6 (1.7E5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Cast Iron	22E6 (1.5E5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Aluminum Bronze	17.5E6 (1.2E5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Tin Bronze	16E6 (1.1E5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Untuk keamanan roda gigi terhadap *wear* nilai tegangan kontak harus memenuhi persamaan:

$$\sigma_c \leq S_{ac} \frac{C_L C_H}{C_T C_R} \quad (2.26)$$

Dimana:

S_{ac} = kontak stress yang diijinkan

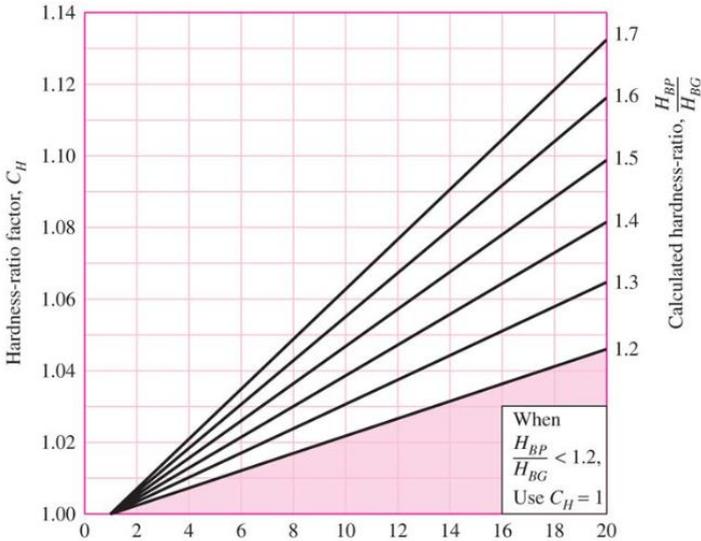
C_L = faktor umur

C_H = factor rasio kekerasan

C_T = faktor temperatur

C_R = factor keamanan

Nilai dari C_L bergantung pada jumlah putaran pada mekanisme roda gigi. Jika jumlah putaran 10×10^6 , maka nilai C_L dianggap 1. Nilai C_H bergantung pada nilai kekerasan BHN antara *pinion* dan *gear*.



Gambar 2. 12 Grafik rasio kekerasan C_H

Jika nilai perbandingan antara kekerasan *pinion* dan *gear* kurang dari 1.2, maka nilai C_H dianggap 1. Nilai C_T bergantung pada temperatur kerja pada roda gigi. Jikai temperatur kerja kurang dari 250 fahrenheit.

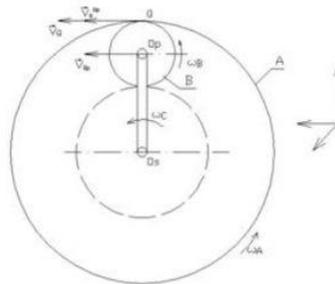
Tabel 2. 10 Tegangan kontak yang diijinkan Sac

Material	Surface Hardness, min	S_{ac}	Material	Surface Hardness, min	S_{ac}
Steel	Through hardened 180 Bhn 240 Bhn 300 Bhn 360 Bhn 440 Bhn	85-95,000	Cast iron AGMA grade 20 AGMA grade 30 AGMA grade 40	—	50-60,000
		105-115,000		175 Bhn	65-75,000
		120-135,000		200 Bhn	75-85,000
	Case carburized 55 R_c 60 R_c	145-160,000	Nodular iron Annealed Normalized Oil quench and temper	165 Bhn	90-100% of the S_{ac} value of steel with the same hardness
		170-190,000		210 Bhn	
		180-200,000		255 Bhn	
Flame or induction hardened 50 R_c	200-225,000	Bronze	Tensile Strength psi (min)	S_{ac}	
	170-190,000	Tin bronze AGMA 2C (10-12% Tin) Aluminum bronze ASTM B 148-52 (Alloy 9C-H.T.)	40,000	30,000	
			90,000	65,000	

Untuk nilai factor umur jika kegagalan dibawah 1/100 maka nilai dianggap 1. Untuk tegangan kontak yang diijinkan dapat dilihat pada tabel 2.10.

2.6. Kinematik pada Planetary Gear

Persamaan yang terdapat dalam tabel 2.2, bisa didapatkan melalui penurunan rumus kinematikanya.



Gambar 2. 13 Diagram kinematik dari planetary gear[12]

Kecepatan pada titik Op dapat dirumuskan:

$$V_{Op} = \omega_c (N_D + N_B)$$

Sedangkan untuk kecepatan di titik Q dapat dirumuskan:

$$V_Q = \omega_A (N_D + 2N_B)$$

$$V_Q = V_{Op} + \omega_B N_B$$

Dengan mensubstitusikan persamaan didapat :

$$\omega_A(N_D + 2N_B) = \omega_C (N_D + N_B) + \omega_B N_B$$

$$\omega_A(N_D + 2N_B) = \omega_C (N_D + N_B) + \omega_C (N_D + N_B) + \omega_D N_D$$

Didapat persamaan ratio kecepatan:

$$\frac{\omega_A}{\omega_C} = \frac{2(N_D + N_B) + \omega_D N_D}{N_D + 2N_B}$$

Karena pada *internal gear hub*, *sun gear* selalu menjadi *reactionary element*, sehingga $\omega_D = 0$, dan besar diameter ring bisa dirumuskan:

$$N_A = (2 \times N_B) + N_D$$

Maka persamaan akhir menjadi:

$$R_V = \frac{(N_D + N_A)}{N_A}$$

2.7. Shimano Nexus Internal Gear Hub

Shimano Nexus adalah merek komponen sepeda yang mencakup produk seperti hub epicyclic gigi, cranksets, shifter, tuas rem, hub rem, hub dinamo, dan CPU untuk mengubah gigi secara otomatis. Tujuan utama produk ini adalah untuk kenyamanan, seperti pada daerah perkotaan dan tidak dibuat untuk *track off-road* atau bersepeda gunung.

Pada tahun 1995, Shimano meluncurkan Nexus hub dengan tujuh dan empat tingkat kecepatan gigi internal. Shimano Nexus memiliki aktuator rotari baru yang tidak jauh beda dengan perpindahan gear pada roda belakang yang menggunakan sproket. Dan juga, gigi mampu digeser pada saat mengayuh pedal. Pada awal 2000-an 8-speed Nexus hub diperkenalkan ke pasaran, internal hub dioperasikan dengan shifter yang dapat dipindahkan sesuai rasio yang diinginkan menggunakan tangan seperti pada shifter pada umumnya. Pada November 2006, Nexus menciptakan hub internal dalam beberapa rentang yaitu 3, 7 dan 8 model kecepatan masing-masing.



Gambar 2. 14 Shimano Nexus 3

Shimano Nexus 3 ini memiliki tiga tingkat kecepatan dengan interval 36%, berat dari Hub ini adalah 1.220 gram. Sekitar tahun 2011 Shimano menawarkan model dengan mekanisme shift pergeseran rotary mirip dengan yang awalnya dikembangkan untuk Inter-7 dengan mekanisme mendorong batang / *push rod*.

Shimano Nexus 3speed tipe SG-3C41 mempunyai kelebihan dibanding menggunakan *derailleur* atau pemindah gigi eksternal diantaranya membutuhkan biaya dan perawatan lebih sedikit dibandingkan menggunakan sistem *derailleur*, dan juga efisiensi lebih baik dikarenakan pada sistem *derailleur* menggunakan rantai terhubung dengan sproket bertingkat sehingga ketika terjadi perpindahan gigi terkadang rantai sering loncat atau miss dari sproketnya dan perpindahan gigi terasa lebih sedikit kasar, dan perpindahan gigi dapat dilakukan tanpa megayuh pedal. Kemudian keandalannya lebih baik sehingga cocok digunakan untuk semua jenis sepeda, terutama pada saat sepeda dihentakkan ke tanah karena tidak menggunakan *derailleur*. Partnya lebih ringkas karena hanya menggunakan rantai tunggal, rantai lebih pendek, tidak menggunakan *derailleur* depan dan belakang, tidak menggunakan *tensioner* rantai. Adapun kekurangan hub internal rasio dibanding dengan menggunakan sistem *derailleur* yaitu harganya yang sedikit lebih mahal dan lebih berat dibandingkan menggunakan sistem *derailleur*, dan juga masih sedikit orang atau mekanik sepeda yang mengerti

mekanisme, cara penyetelan, dan perawatannya apabila terjadi kerusakan.

Berikut ini adalah bagian-bagian dari Shimano Nexus 3speed tipe SG-3C41 pada gambar 2.15



Gambar 2. 15 Bagian-bagian Shimano Nexus 3 speed SG-3C41

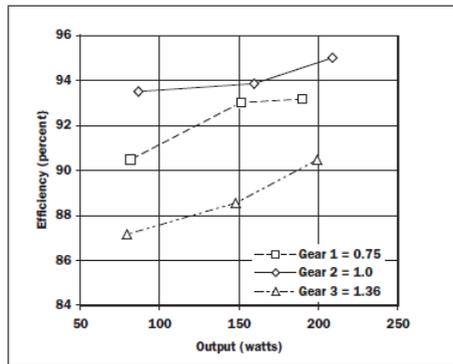
Dapat di lihat dari bagian-bagian *hub internal* tersebut dengan mekanisme kerjanya yaitu *shifter* dari kemudi menekan *push rod* atau batang yang terhubung pada *hub internal* ketika memindah pada posisi gigi 2 dan gigi 3, sedangkan pada posisi gigi 1 *push rod* belum mendorong *clutch* yang masih pada posisi normal dan ring gear memutar *planetary gear* yang menyebabkan bagian *carrier* berputar dengan lambat daripada ring gearnya, *pawl* dari *carrier* memutar cover dari hub tersebut sehingga roda ikut berputar. Pada saat memindah posisi gigi ke-2, batang *push rod* menekan *clutch* sehingga *pawl* dari ring gear terdorong dan menggerakkan *carrier* yang terhubung dengan *cover* hub tersebut. Kemudian pada perpindahan posisi gigi ke-3 *clutch* yang didorong penuh oleh *push rod* terhubung dengan alur dari poros sehingga *carrier* ikut berputar dan roda dapat berputar.

Berikut ini adalah *range* dari rasio gear Shimano Nexus 3-speed :

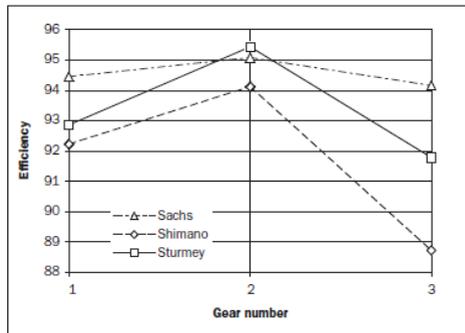
Ratio	0.733	1.000	1.364
Step	36.4%	36.4%	

Gambar 2. 16 Gearing range Shimano Nexus 3

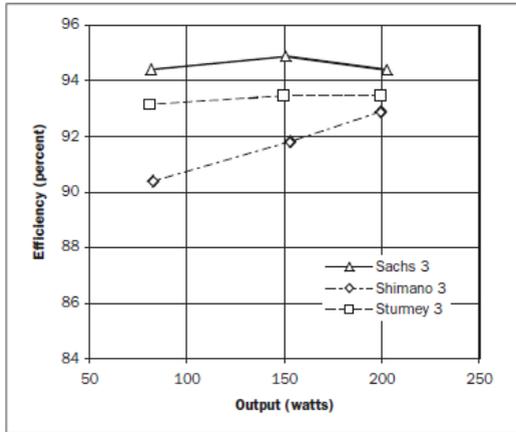
Pada Oktober 2009, di laboratorium penelitian Browning di Bainbridge Washington, penelitian dilakukan dengan sistem dinamometr untuk mengukur efisiensi mekanik sepeda yang bertransmisi, salah satunya adalah shimano nexus 3. Tujuan dari pengetesan tersebut adalah untuk mengetahui efisiensi mekanik dari jenis sepeda pada umumnya, dengan input daya pada crank atau pedal sekitar 50 sampai 400 Watt. Dari hasil pengetesan yang telah dilakukan didapat hasil sebagai berikut :



Gambar 2. 17 Shimano 3-speed (efisiensi vs beban) [13]



Gambar 2. 18 Shimano 3-speed (efisiensi rata-rata vs gear) [13]



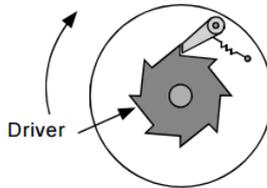
Gambar 2. 19 Shimano 3-speed (efisiensi rata-rata vs beban)
[13]

Tabel 2. 11 Hub gear transmisi, efisiensi mekanik vs beban
[13]

Maker/Speeds	Gear = Power	Efficiency Percent**							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Sachs 3	80	95.0	92.9	93.6					
	150	94.2	95.6	94.8					
	200	94.1	94.9	94.1					
Shimano 3	80	90.5	93.5	87.2					
	150	93.0	93.9	88.6					
	200	93.2	95.0	87.2					
Sturmey 3	80	92.3	95.4	91.8					
	150	93.3	95.3	91.8					
	200	93.0	95.6	91.8					

2.7.1. Ratchet and Pawl Clutch

Ratchet and Pawl Clutch merupakan salah satu desain paling sederhana dari *over-running clutch*. *Pawl* dapat terhubung dengan *inner-hub* maupun *outer-hub*. Pegas dibutuhkan agar *pawl* dapat bekerja. *Clutch* tipe ini dapat didesain agar memiliki beberapa *pawl* pada satu sistem *clutch*.

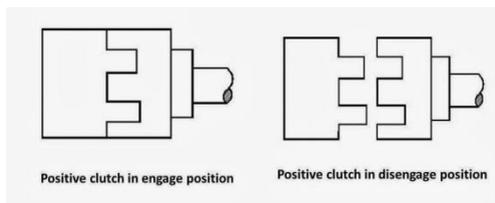


Gambar 2. 20 Ratchet and Pawl Clutch[14]

Seperti pada gambar 2.18, jika *ratchet* berputar CCW (*counter clock wise*), maka *pawl* tidak akan mengunci, sehingga *ratchet* akan berputar secara bebas dan tidak adanya daya yang tersalur pada *pawl*. Jika *ratchet* berputar CW (*clock wise*), maka *pawl* akan mengunci, sehingga *hub* yang terhubung dengan *pawl* akan berputar mengikuti putaran *ratchet*, dan daya akan tersalur dari *ratchet* menuju *hub* atau sebaliknya.[14]

2.7.2. Positive Clutch

Pada *positive clutch* masing-masing dari *driver* dan *driven clutch* memiliki profil yang saling sesuai antar satu sama lain. Ketika *driver clutch* mengunci *driven clutch*, maka *driven clutch* akan berputar mengikuti putaran *driver clutch*, selain itu akan adanya daya yang tersalur dari *driver clutch* menuju *driven clutch*. [15]



Gambar 2. 21 Positive Clutch[15]

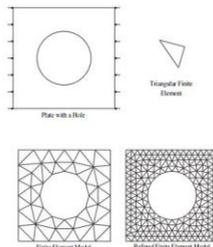
2.8. Metode Elemen Hingga

Finite Element Method (FEM) atau biasanya disebut *Finite Element Analysis* (FEA), adalah prosedur numeris yang dapat dipakai untuk menyelesaikan masalah-

masalah dalam bidang rekayasa (*engineering*), seperti analisa tegangan pada struktur, frekuensi pribadi dan *mode shape*-nya, perpindahan *panas*, *elektromagnetis*, dan *aliran fluida* (*Moaveni*).

Metode ini digunakan pada masalah-masalah rekayasa dimana *exact solution/analytical solution* tidak dapat menyelesaikannya. Inti dari FEM adalah membagi suatu benda yang akan dianalisa, menjadi beberapa bagian dengan jumlah hingga (*finite*). Bagian-bagian ini disebut elemen yang tiap elemen satu dengan elemen lainnya dihubungkan dengan nodal (*node*). Kemudian dibangun persamaan matematika yang menjadi representasi benda tersebut. Proses pembagian benda menjadi beberapa bagian disebut *meshing*.

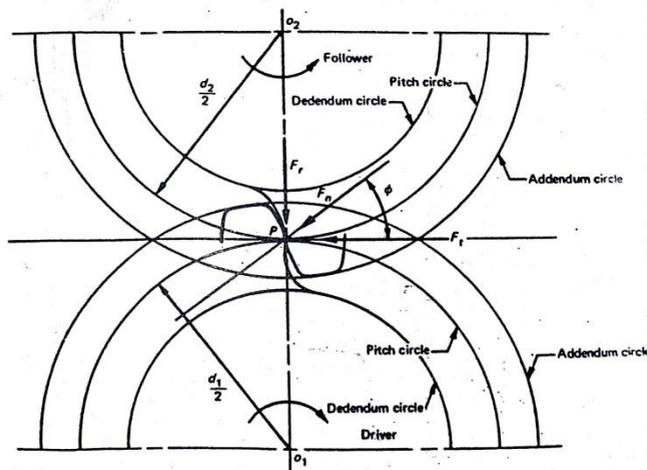
Untuk menggambarkan dasar pendekatan FEM perhatikan gambar 2.19. Gambar 2.19 adalah gambar sebuah *plate* yang akan dicari distribusi temperaturnya. Bentuk geometri *plate* di "*meshing*" menjadi bagian-bagian kecil bentuk segitiga untuk mencari solusi yang berupa distribusi temperatur *plate*. Sebenarnya kasus ini dapat diselesaikan dengan cara langsung yaitu dengan persamaan kesetimbangan panas (*heat balance equation*). Namun untuk geometri yang rumit seperti *engine block* diperlukan FEM untuk mencari distribusi temperatur.[16]



Gambar 2. 22 Meshing pada Plate[16]

2.8.1. Simulasi Metode Elemen Hingga Pada Gear

Dalam *modelling* roda gigi dapat dilakukan analisa kegagalan dengan membandingkan tegangan ijin material dengan tegangan pada roda gigi.



Gambar 2. 23 Gaya yang bekerja pada spur gear[17]

Dengan melakukan analisa, input hanya berupa gaya tangensial, dengan mensubstitusikan ke dalam persamaan (2.18). Pada simulasi menggunakan software yang mampu mengkomputasi metode elemen hingga, input dapat berupa gaya tangensial dan juga gaya normal *meshing* pada roda gigi akibat gaya kontak. Hal ini menyebabkan tegangan ekuivalen pada roda gigi hasil simulasi dapat lebih akurat jika dibandingkan dengan keadaan nyata.[17]

2.9. Kajian Pustaka

Pada bab ini akan ditampilkan beberapa penelitian terdahulu yang dijadikan dasar referensi dan pertimbangan dalam melakukan penelitian tugas akhir ini. Berikut beberapa penelitian terdahulu yang ditemukan:

2.9.1 Mulyana, Slamet Ardwian, 2015. Analisa Distribusi Tegangan Roda Gigi Pada Sistem Transmisi Planetary

Dengan Variasi Material Polimer Menggunakan Metode Elemen Hingga, Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Penelitian ini dilakukan dengan tujuan memperbesar rasio kecepatan putaran yang dihasilkan oleh *rotor* pada 300 rpm menjadi 1500 rpm sebagai input *generator*, dan untuk mendapatkan hasil simulasi berupa analisa kekuatan dan distribusi tegangan pada sistem transmisi *planetary* dengan menggunakan bahan polimer nylatron dan delrin.

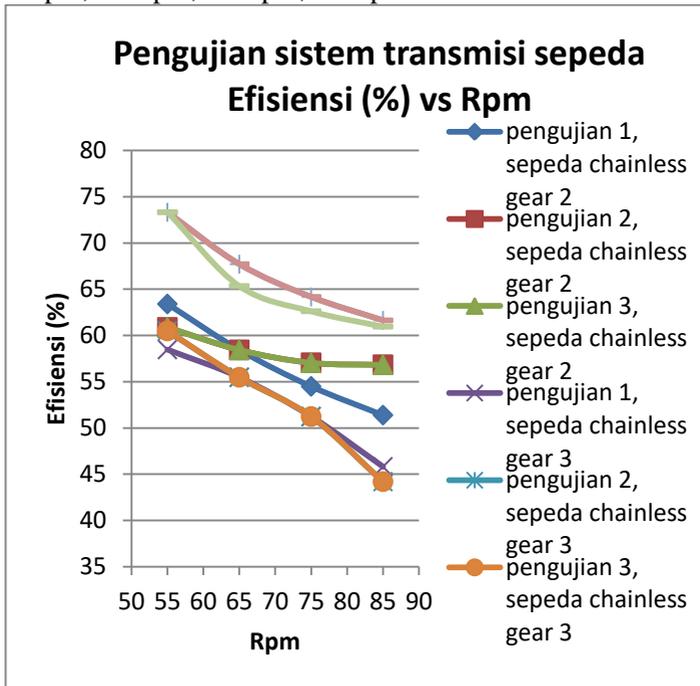
Hasil dari penelitian menunjukkan bahwa mekanisme yang digunakan adalah transmisi planetary gear dengan 1 roda gigi ring, 4 roda gigi planet, 1 carrier dan 1 roda gigi sun. Tegangan ijin material delrin sebesar 34,0844 Mpa dan nylatron sebesar 57,216 Mpa. Namun, pada tegangan ekuivalent maksimal sebesar 3,2618 MPa yang dihasilkan pada saat simulasi, material nylatron dapat menahan tegangan lebih baik dari material delrin dikarenakan material nylatron memiliki deformasi sebesar sebesar $4,096 \times 10^{-6}$ m lebih kecil dari material delrin sebesar $4,4874 \times 10^{-6}$ m.

Penelitian ini dijadikan referensi oleh penulis karena merupakan rancang bangun turbin angin dengan menggunakan planetary set. Penelitian ini membuktikan bahwa dengan menggunakan susunan 4 roda gigi planet dapat membuat gaya kontak dan gaya tangensial yang diterima oleh sun gear dan ring gear akan semakin kecil jika dibandingkan dengan menggunakan 3 roda gigi planet, dengan material berupa nylatron. Walaupun penelitian ini tidak menggunakan *compound planetary set*, dan menggunakan material nylatron, namun penelitian ini dapat membantu penulis dalam perencanaan *compound planetary set*. [18]

2.9.2. Sulistiyani, Ario Kartiko, 2016. Rancang Bangun dan Uji Efisiensi Transmisi Sepeda Chainless Tipe Crossed Helical Gear, Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Penelitian ini bertujuan untuk merancang sepeda *chainless* menggunakan *crossed helical gear*, dan melakukan uji efisiensi transmisi sepeda polygon sierra standard dengan

sepeda tanpa rantai pada poros bracket dengan variasi putaran 55 Rpm, 65 Rpm, 75 Rpm, 85 Rpm.



Gambar 2. 24 Grafik rpm vs efisiensi transmisi sepeda pada ketiga pengujian (chainless gear 2, chainless gear 3, chain gear 1)[19]

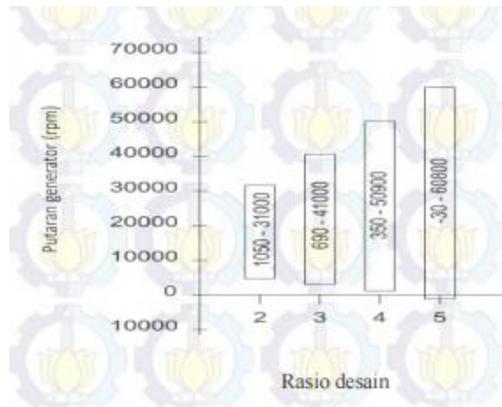
Hasil dari perancangan didapat geometri crossed helical gear yang dibuat dengan spesifikasi rasio transmisi 1 : 1, dengan rasio sepasang gear yaitu 1 : 2 dengan jumlah gigi gear 38 gigi dan pinion 19 gigi, diameter poros 0,67 in panjang poros 19in dan alat pengujian untuk mengukur nilai efisiensi sistim transmisi sepeda. Dari hasil pengujian didapatkan nilai efisiensi tertinggi pada sepeda rantai posisi gear ke-1 yaitu 73,3 % pada putaran poros pedal 55 Rpm, kemudian sepeda chainless posisi gear ke-2 yaitu 61,3 % pada putaran poros

pedal 55 Rpm, dan sepeda chainless posisi gear ke-3 yaitu 58,5 % pada putaran poros pedal 55 Rpm.

Penelitian ini menjadi salah satu tujuan mengapa penulis melakukan penelitian *Internal-Gear Hub*. Hal ini dikarenakan perencanaan *Internal-Gear Hub* yang di rancang oleh penulis adalah untuk sepeda *chainless*, agar *overall range* sepeda *chainless* bisa sebanding dengan sepeda rantai yang menggunakan system transmisi *derailleur*. Selain itu penulis menentukan input penelitian yang didapat dari penelitian ini.[19]

2.9.3. Setiyawan, Chandra; Yohanes, 2012. Perancangan dan Pemodelan Rasio Desain Planetary Gear untuk Mengetahui Rasio Transmisi dan Putaran Generator, Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Penelitian ini bertujuan untuk merancang *planetary gear* sebagai sistem transmisi pada CVT dengan tambahan *generator*. Dari hal tersebut akan dimodelkan untuk mengetahui besar rasio transmisi yang dapat dicapai *planetary gear* serta putaran generator yang dibutuhkan.



Gambar 2. 25 Pengaruh rasio desain dengan kecepatan generator[20]

Dari penelitian ini didapat rasio transmisi planetary gear maksimum sampai minimum didapat 10-0.8. Rasio desain

planetary gear yang digunakan adalah 4. Sedangkan perubahan kecepatan generator diperoleh 50900-350 dengan perubahan torsi sebesar 370Nm.

Penelitian ini dijadikan referensi oleh penulis karena merupakan perancangan transmisi menggunakan *planetary set*. Penelitian ini memberikan pemahaman berupa perhitungan kinematis dari *planetary set*, dan perhitungan rasio pada *planetary set*. Walaupun pada penelitian ini hanya menggunakan satu set dan tidak menggunakan *compound planetary set*, namun penelitian ini dapat membantu penulis dalam perencanaan *compound planetary set*. [20]

BAB III METODOLOGI

Dalam penelitian ini terdapat beberapa tahapan yang dilakukan penulis. Pada bab ini akan dibahas mengenai alur penelitian serta detail dari beberapa proses yang dilakukan penulis.

3.1. Penentuan Data Awal

Desain yang digunakan yaitu menggunakan 2 set *planetary gear*. *Planetary set* yang pertama berupa *low range reduction gear*. *Planetary set* yang kedua berupa *ratio changer*. Diametral pitch gear 31.75 in, dan dikarenakan *center distance* harus memiliki angka yang sama antar pasangan planet gear dan sun gear, maka ditetapkan total jumlah mata gigi planet gear dan sun gear, dan selisih jumlah mata gigi ring dan planet, harus memiliki nilai yang sama antar tingkat rasio. Lebar dari *overlocknut distance* sebesar 5.12 in. Gaya dari pedal sebesar 0.33 HP pada 89.9 RPM didapat dari tabel 2.1.

3.2. Perancangan Gear

Dengan menetapkan overall range sebesar 320%, dengan menggunakan *step percentage* 18% yang sama antar rasio gigi maka rasio setiap tingkat gigi:

Tabel 3. 1 Perancangan Rasio

Rasio	0.51	0.60	0.71	0.84	1	1.18	1.39	1.64
Step	18%	18%	18%	18%	18%	18%	18%	

3.2.1. Low Range Reduction Planetary Gear

Low range reduction gear memiliki rasio yang sama dengan rasio gigi tingkat 1 yaitu 0.51. Dengan menggunakan persamaan:

$$R_{td} = \frac{(Z_{p1} \cdot Z_r)}{(Z_{p2} \cdot Z_S + Z_{p1} \cdot Z_r)}$$

maka didapat jumlah gigi sun, dan planet 1:

Tabel 3. 2 Dimensi Roda Gigi dengan Jumlah Gigi 48 dan 15

Istilah	Simbol	Satuan	Gear		Rumus
			Sun	Planet 1	
Diametral Pitch	P	in	31.75		
Circular Pitch	p	in	0.099		π / P
Number of teeth	Z		48	15	
Pitch Diameter	D_{ps}, D_{pp}	in	1.51	0.47	Z / P
Center Distance	c	in	0.99		$\frac{(D_{ps} + D_{pp})}{2}$
Pressure Angle	α	degree	20		
Base Diameter	D_{bs}, D_{bp}	in	1.42	0.44	$D_p * \cos \alpha$
Outside Diameter	D_j	in	1.57	0.53	$(N + 2) / P$

Sedangkan untuk jumlah gigi ring, dan planet 2 didapat:

Tabel 3. 3 Dimensi Roda Gigi dengan Jumlah Gigi 90 dan 27

Istilah	Simbol	Satuan	Gear		Rumus
			Ring	Planet 2	
Diametral Pitch	P	in	31.75		
Circular Pitch	p	in	0.099		π / P
Number of teeth	Z		90	27	
Pitch Diameter	D_{ps}, D_{pp}	in	2.83	0.85	Z / P
Center Distance	c	in	0.99		$\frac{(D_{ps} - D_{pp})}{2}$
Pressure Angle	α	degree	20		
Base Diameter	D_{bs}, D_{bp}	in	2.66	0.79	$D_p * \cos \alpha$
Outside Diameter	D_j	in	2.89	0.91	$(N + 2) / P$

3.2.2. 8th & 4th Gear

Gigi tingkat 4 memiliki susunan *planetary gear* yang sama dengan tingkat 8, akan tetapi putara gigi tingkat 4 di reduksi oleh *low range reduction gear*, sehingga rasio menjadi 0.84. Dengan menggunakan persamaan:

$$R = \frac{(Z_s + Z_r)}{Z_r}$$

Sehingga ukuran gigi-gigi pada posisi gear 8:

Tabel 3. 4 Dimensi Roda Gigi dengan Jumlah Gigi 77 dan 49

Istilah	Simbol	Satuan	Gear		Rumus
			Ring	Sun	
Diametral Pitch	P	in	31.75		
Circular Pitch	p	in	0.099		π / P
Number of teeth	Z		77	49	
Pitch Diameter	D_{ps}, D_{pp}	in	2.42	1.54	Z / P
Center Distance	c	in	0.99		$\frac{(D_{ps} + D_{pp})}{2}$
Pressure Angle	α	degree	20		
Base Diameter	D_{bs}, D_{bp}	in	2.28	1.45	$D_p * \cos \alpha$
Outside Diameter	D_j	in	2.48	1.6	$(N + 2) / P$

Dengan jumlah gigi ring 77 dan jumlah gigi sun 49, dengan menggunakan persamaan:

$$R = (2 \times Z_p) + Z_s$$

maka jumlah gigi planet adalah 14.

Tabel 3. 5 Dimensi Roda Gigi dengan Jumlah Gigi 49 dan 14

Istilah	Simbol	Satuan	Gear		Rumus
			Sun	Planet	
Diametral Pitch	P	in	31.75		
Circular Pitch	p	in	0.099		π / P
Number of teeth	Z		49	14	
Pitch Diameter	D_{ps}, D_{pp}	in	1.54	0.44	Z / P
Center Distance	c	in	0.99		$\frac{(D_{ps} + D_{pp})}{2}$
Pressure Angle	α	degree	20		
Base Diameter	D_{bs}, D_{bp}	in	1.45	0.41	$D_p * \cos \alpha$
Outside Diameter	D_j	in	1.61	0.50	$(N + 2) / P$

3.2.3. 7th & 3rd Gear

Gigi tingkat 7 memiliki rasio 1.39. Gigi tingkat 3 memiliki susunan *planetary gear* yang sama dengan tingkat 7, akan tetapi putara gigi tingkat 3 di reduksi oleh *low range reduction gear*, sehingga rasio menjadi 0.71. Dengan menggunakan persamaan :

$$R = \frac{(Z_{p2} \cdot Z_s + Z_{p1} \cdot Z_r)}{(Z_{p1} \cdot Z_r)}$$

Sehingga ukuran gigi-gigi pada posisi gear 7:

Tabel 3. 6 Dimensi Roda Gigi dengan Jumlah Gigi 43 dan 20

Istilah	Simbol	Satuan	Gear		Rumus
			Sun	Planet	
Diametral Pitch	P	in	31.75		
Circular Pitch	p	in	0.099		π / P
Number of teeth	Z		43	20	
Pitch Diameter	D_{ps}, D_{pp}	in	1.35	0.79	Z / P
Center Distance	c	in	0.99		$\frac{(D_{ps} + D_{pp})}{2}$
Pressure Angle	α	degree	20		
Base Diameter	D_{bs}, D_{bp}	in	1.27	0.59	$D_p * \cos \alpha$
Outside Diameter	D_j	in	1.41	0.69	$(N + 2) / P$

3.2.4. 6th & 2nd Gear

Gigi tingkat 6 memiliki rasio 1.18. Gigi tingkat 2 memiliki susunan *planetary gear* yang sama dengan tingkat 6, akan tetapi putara gigi tingkat 2 di reduksi oleh *low range reduction gear*, sehingga rasio menjadi 0.60. Dengan menggunakan persamaan :

$$R = \frac{(Z_{p2} \cdot Z_S + Z_{p1} \cdot Z_R)}{(Z_{p1} \cdot Z_R)}$$

Sehingga ukuran gigi-gigi pada posisi gear 7:

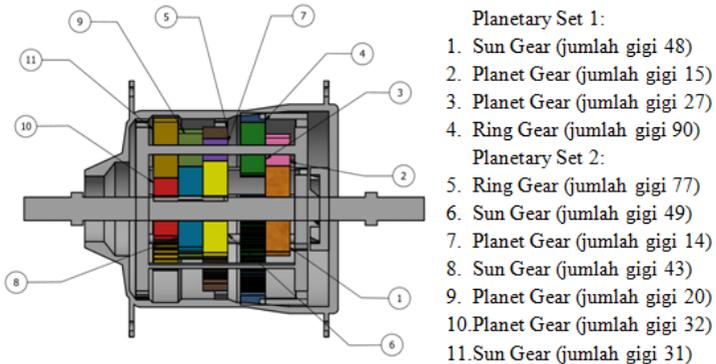
Tabel 3. 7 Dimensi Roda Gigi dengan Jumlah Gigi 32 dan 31

Istilah	Simbol	Satuan	Gear		Rumus
			Sun	Planet	
Diametral Pitch	P	in	31.75		
Circular Pitch	p	in	0.099		π / P
Number of teeth	Z		31	32	
Pitch Diameter	D_{ps}, D_{pp}	in	0.97	1	Z / P
Center Distance	c	in	0.99		$\frac{(D_{ps} + D_{pp})}{2}$
Pressure Angle	α	degree	20		
Base Diameter	D_{bs}, D_{bp}	in	0.92	0.94	$D_p * \cos \alpha$
Outside Diameter	D_j	in	1.04	1.07	$(N + 2) / P$

3.3. Perancangan Mekanisme

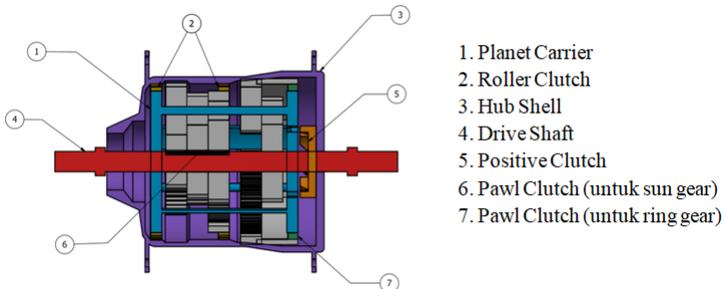
Setelah menentukan roda gigi dan jumlah gigi setiap roda giginya dengan perhitungan pada bab sebelumnya. Maka perlu dilakukan perancangan mekanisme dari *internal gear hub* 8 tingkat kecepatan. Dengan 8 tingkat kecepatan maka

diperlukan 2 set *planetary gear* dan 3 tipe kopling yang bekerja pada tingkat kecepatan tertentu.



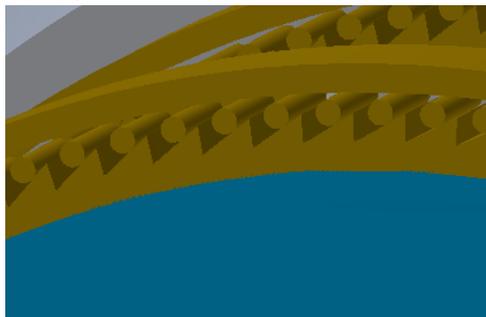
Gambar 3. 1 Roda gigi pada *compound planetary set*

Internal gear hub yang dirancang menggunakan 2 set *compound planetary*. *Planetary set* yang pertama merupakan *low reduction planetary set* yang berfungsi untuk mereduksi putaran pada tingkat kecepatan 1, 2, 3, dan 4. Roda gigi pada *planetary set 1*, terdiri dari *sun gear* (jumlah gigi 48), *planet gear* (jumlah gigi 15 dan 27), dan *ring gear* (jumlah gigi 90). Sedangkan *compound planetary set 2* berfungsi sebagai pengubah rasio pada tingkat kecepatan, 2, 3, 4, 6, 7, dan 8. Roda gigi pada *planetary set 2*, terdiri dari *sun gear* (jumlah gigi 49, 43, dan 31), *planet gear* (jumlah gigi 14, 20, dan 32), dan *ring gear* (jumlah gigi 77).



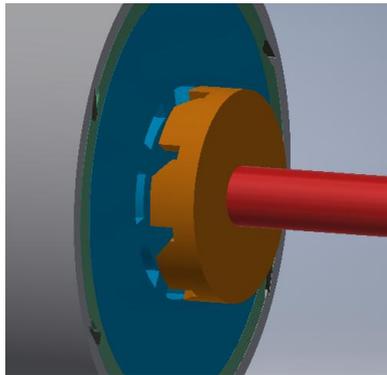
Gambar 3. 2 Part pada *internal gear hub*

Pada rancangan *internal gear hub*, terdapat tiga jenis *clutch*, *roller clutch*, *positive clutch*, dan *pawl and ratchet clutch*. *Roller clutch* akan bekerja apabila kecepatan putaran pada diameter dalam *roller clutch* lebih besar dibandingkan dengan bagian diameter luar *roller clutch*, *roller* akan bergerak keluar akibat gaya sentrifugal, sehingga *roller* akan menekan dinding *roller clutch*, daya akan tersalurkan dari bagian diameter dalam ke bagian diameter luar. Terdapat dua buah *roller clutch* pada rancangan *internal gear hub*, *roller clutch* yang pertama berada pada *ring gear* dengan jumlah gigi 77 (*planetary set 2*), *roller clutch* ini bekerja pada tingkat kecepatan 2, 3, 4, 6, 7, dan 8. *Roller clutch* yang kedua berada pada *planet carrier*, *roller clutch* ini bekerja pada tingkat kecepatan 1 dan 5.



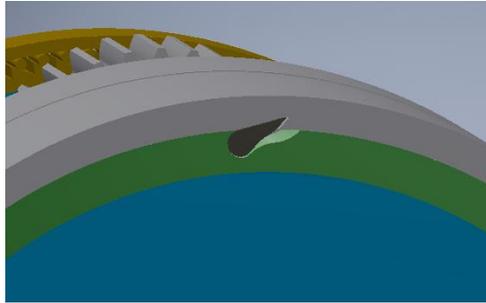
Gambar 3. 3 *Roller clutch*

Positive clutch memiliki bentuk yang berpasangan dengan *planet carrier*. *Positive clutch* akan bekerja apabila shifter menekan *positive clutch*, sehingga alur daya dari *final gear* akan tersalurkan langsung menuju *planet carrier*. *Positive clutch* akan bekerja pada tingkat kecepatan 5, 6, 7, dan 8.



Gambar 3. 4 *Positive clutch*

Pawl and ratchet clutch, akan bekerja apabila *pawl* mengunci kepada *ratchet*, *pawl* akan mengunci akibat mekanisme dari *shifter*. Terdapat dua buah *pawl and ratchet clutch* pada rancangan *internal gear hub*, *pawl and ratchet clutch* yang pertama berada pada *ring gear* dengan jumlah gigi 90 (*planetary set 1*), *pawl and ratchet clutch* ini bekerja pada tingkat kecepatan 1, 2, 3, dan 4.



Gambar 3. 5 Pawl and ratchet pada ring gear

Pawl and ratchet clutch yang kedua berada pada *sun gear* dengan jumlah gigi 49, 43, dan 31 (*planetary set 2*), *pawl and ratchet clutch* ini bekerja pada tingkat kecepatan 2, 3, 4, 6, 7, dan 8 bergantung pada *pawl* yang mengunci, karena terdapat tiga *pawl* pada *pawl and ratchet clutch* ini, *pawl* yang pertama akan mengunci *sun gear* dengan jumlah gigi 49, *pawl* yang lainnya mengunci *sun gear* dengan jumlah gigi 43, dan 31.



Gambar 3. 6 (a) pawl pada sun gear saat mengunci pada ratchet; (b) pawl pada sun gear ketika tidak mengunci pada ratchet

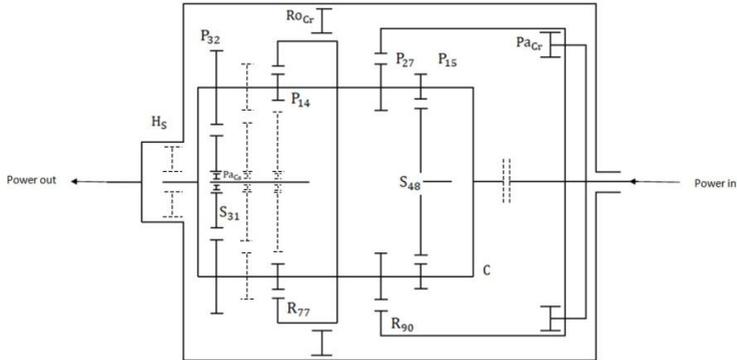
3.4. Diagramatik Mekanisme

Dari rancangan gambar teknik pada gambar 3.1 dan 3.2 didapatkan model diagramatik sebagai pemudah pembacaan alur daya pada rancangan *internal gear hub 8* tingkat kecepatan pada setiap tingkat kecepatannya. Model diagramatik dilengkapi dengan semua roda gigi yang bekerja

Dengan susunan seperti pada gambar 3.8, persamaan *gear ratio* yang digunakan:

$$R_{ld} = \frac{(P_{15} \cdot R_{90})}{(P_{27} \cdot S_{48} + P_{15} \cdot R_{90})}$$

Pada gigi tingkat 2, *pawl* pada poros *sun gear* akan mengunci *sun gear* dengan jumlah gigi 31 pada *planetary set 2*, sehingga *sun gear* dengan jumlah gigi 31 pada *planetary set 2* akan menjadi elemen *reactionary/fixed*, sedangkan kedua *sun gear* yang lain akan berputar bebas. Alur daya pada tingkat gigi 2 sebagai berikut: *low reduction gear* → *planet gear carrier* → *roller ring clutch* → *hub shell*.

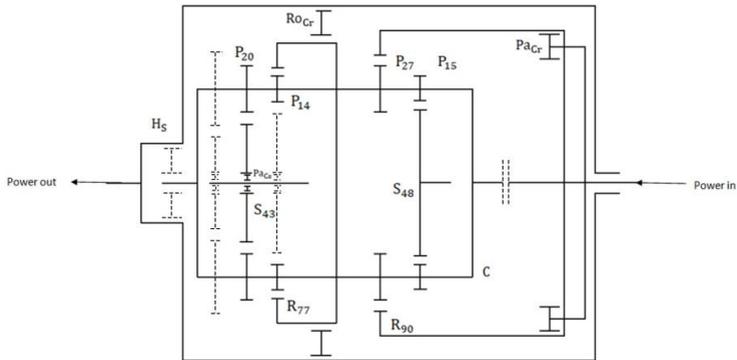


Gambar 3. 9 Diagram gigi tingkat 2

Dengan susunan seperti pada gambar 3.9, persamaan *gear ratio* yang digunakan:

$$R = \frac{(P_{14} \cdot S_{31} + P_{32} \cdot R_{77})}{(P_{32} \cdot R_{77})} \cdot R_{ld}$$

Pada gigi tingkat 3, *pawl* pada poros *sun gear* akan mengunci *sun gear* dengan jumlah gigi 43 pada *planetary set 2*, sehingga *sun gear* dengan jumlah gigi 43 pada *planetary set 2* akan menjadi elemen *reactionary/fixed*, sedangkan kedua *sun gear* yang lain akan berputar bebas. Alur daya pada tingkat gigi 3 sebagai berikut: *low reduction gear* → *planet gear carrier* → *roller ring clutch* → *hub shell*

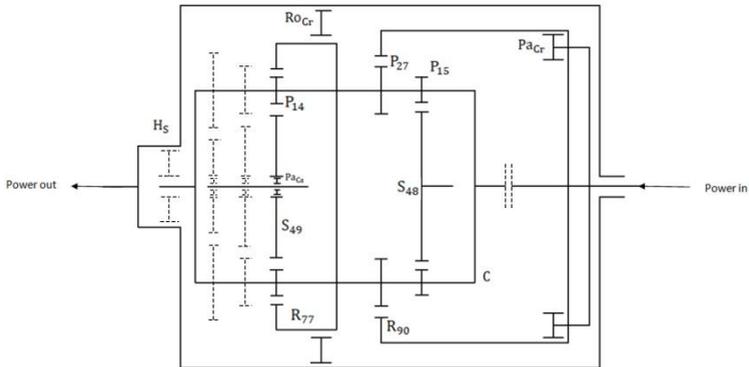


Gambar 3. 10 Diagram gigi tingkat 3

Dengan susunan seperti pada gambar 3.10, persamaan *gear ratio* yang digunakan:

$$R = \frac{(P_{14} \cdot S_{43} + P_{20} \cdot R_{77})}{(P_{20} \cdot R_{77})} \cdot R_{ld}$$

Pada gigi tingkat 4, *pawl* pada poros *sun gear* akan mengunci *sun gear* dengan jumlah gigi 49 pada *planetary set 2*, sehingga *sun gear* dengan jumlah gigi 49 pada *planetary set 2* akan menjadi elemen *reactionary/fixe*d, sedangkan kedua *sun gear* yang lain akan berputar bebas. Alur daya pada tingkat gigi 4 sebagai berikut: *low reduction gear* → *planet gear carrier* → *roller ring clutch* → *hub shell*.

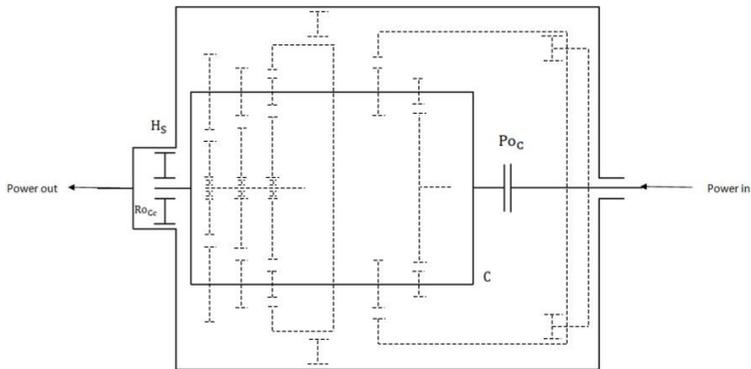


Gambar 3. 11 Diagram gigi tingkat 4

Dengan susunan seperti pada gambar 3.11, persamaan *gear ratio* yang digunakan:

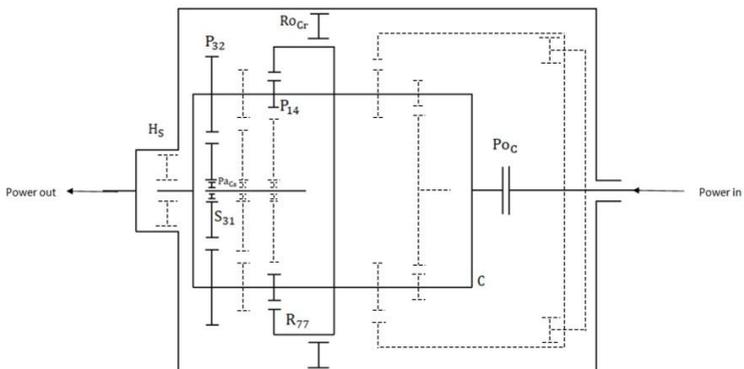
$$R = \frac{(S_{49} + R_{77})}{R_{77}} \cdot R_{1d}$$

Pada gigi tingkat 5, daya dari *final gear drive* diteruskan menuju *positive clutch*, dan langsung diteruskan menuju *hub shell*, sehingga sistem menjadi *direct drive* dengan *gear ratio* menjadi 1. Sama seperti gigi tingkat 1, *pawl* pada poros *sun gear* tidak mengunci *sun gear* pada *planetary set 2*, sehingga semua *sun gear* pada *planetary set 2* akan berputar bebas.



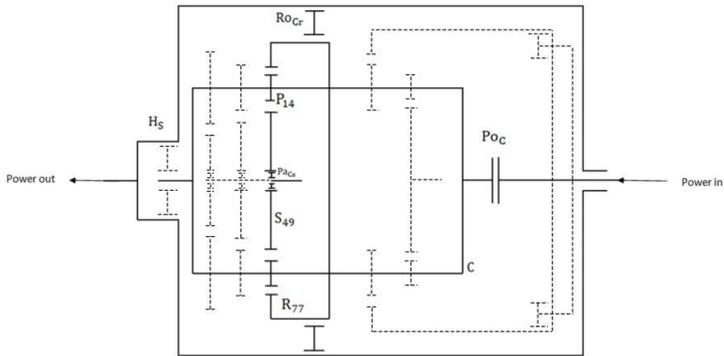
Gambar 3. 12 Diagram gigi tingkat 5

Pada gigi tingkat 6, posisi *pawl* sama seperti pada gigi tingkat 2, tetapi putaran diteruskan langsung ke *planet carrier*, tanpa melewati *low reduction gear*. Alur daya pada tingkat gigi 6 sebagai berikut: *planet gear carrier* → *roller ring clutch* → *hub shell*.



Gambar 3. 13 Diagram gigi tingkat 6

Dengan susunan seperti pada gambar 3.13, persamaan *gear ratio* yang digunakan:



Gambar 3. 15 Diagram gigi tingkat 8

Dengan susunan seperti pada gambar 3.15, persamaan *gear ratio* yang digunakan:

$$R = \frac{(S_{49} + R_{77})}{R_{77}}$$

3.4. Perhitungan

Setelah merancang desain, langkah selanjutnya yaitu melakukan perhitungan distribusi teganganyang dialami oleh roda gigi dengan memasukan data yang ada. Dalam perhitungan ini nantinya akan didapatkan besaran nilainya. Melalui perhitungan didapatkan pula variasi material yang dapat digunakan pada roda gigi berdasarkan perhitungan Lewis.

3.4.1. Perhitungan Dimensi Gear

Untuk mendapatkan *face width* digunakan persamaan (2.16) dengan input dari pedal, diambil contoh perhitungan pada roda gigi dengan jumlah gigi pada tingkat kecepatan 7:

Tabel 3. 8 Input pada Roda Gigi dengan Jumlah Gigi 43

Tenaga	0.33 HP
Kecepatan Radial	179.81 RPM

Face width dari gigi ring dengan jumlah gigi 43 didapat:

$$F_d = 51.32 \text{ lb}$$

$$P = 31.75 \text{ in}$$

$$Y = 0.4 \text{ (20 deg, 43 number of teeth)}$$

$$S = 12000 \text{ lb/in}^2 \text{ (ASTM 35)}$$

Sehingga :

$$b = \frac{F_d P}{S Y}$$

$$b = \frac{51.32 \cdot 31.75}{12000 \cdot 0.4}$$

$$b = 0.34 \text{ in}$$

Face width harus memenuhi persamaan:

$$\frac{9}{P} < b < \frac{13}{P}$$

$$0.283 < b < 0.409$$

3.4.2. Perhitungan persamaan Lewis

Perhitungan torsi pada roda gigi dilakukan dengan asumsi daya yang ditransmisikan dari input ke output adalah sama:

$$T = 63000 \frac{\text{daya input (HP)}}{\text{putaran (rpm)}} = 63000 \frac{0.33}{179.81} = 114.63 \text{ lb in}$$

Terdapat 3 set planet yang kontak pada roda gigi sun dan ring maka nilai torsi dibagi 3 menjadi 38.21 lb in.

Gaya gesek antara ban dan aspal akan mempengaruhi input torsi pada roda gigi. Dengan koefisien rolling resistance 0.005 [21], asumsi berat pengemudi dan sepeda 80 kg, dan roda sepeda 26 in, maka didapatkan gaya rolling resistance:

$$F_r = C_r m g$$

$$F_r = 0.005 \cdot 80 \text{ kg} \cdot 9.8 = 3.92 \text{ N} = 0.88 \text{ lbf}$$

Sehingga torsi pelawan didapat:

$$T = F_r R$$

$$T = (0.88 \text{ lbf} \cdot 13 \text{ in})/3$$

$$T = 3.8 \text{ lbf in}$$

Torsi akhir didapat:

$$T = 38.21 - 3.8 = 34.41 \text{ lbf in}$$

Gaya tangensial dan gaya normal pada roda gigi ring didapat:

$$T = F_t \frac{D_p}{2}$$

$$34.41 \text{ lbf in} = F_t \frac{1.35 \text{ in}}{2}$$

$$F_t = 50.82 \text{ lb}$$

Mencari kecepatan linear pada roda gigi:

$$V_p = \frac{\pi D_p n}{12}$$

$$V_p = \frac{\pi 1.35 179.81}{12}$$

$$V_p = 63.72 \text{ ft/min}$$

Sehingga *dynamic load* didapat:

$$F_d = \frac{600 + V_p}{600} F_t$$

$$F_d = \frac{600 + 63.72}{600} 50.82$$

$$F_d = 56.22 \text{ lb}$$

Allowable load didapat:

$$F_b = \frac{S b Y}{P}$$

$$F_b = \frac{12000 0.29 0.4}{31.75}$$

$$F_b = 56.22 \text{ lb}$$

$$F_b = F_d \text{ (terpenuhi)}$$

Tegangan pada roda gigi didapat:

$$\sigma = \frac{F_t P}{Y b}$$

$$\sigma = \frac{50.82 \ 31.75}{0.4 \ 0.37}$$

$$\sigma = 10847.92 \text{ psi}$$

Tegangan ini merupakan tegangan normal terhadap sumbu lateral pada permukaan roda gigi.

3.4.3 Perhitungan keamanan AGMA

Perhitungan AGMA merupakan modifikasi dari persamaan Lewis, persamaan AGMA memiliki faktor koreksi tambahan dari persamaan Lewis. Persamaan tegangan AGMA yang digunakan:

$$\sigma_t = \frac{F_t P K_o K_s K_m}{K_v b J}$$

Dimana:

$F_t = 50.82 \text{ lb}$ (beban yang ditransmisikan)

$P = 31.75 \text{ in}$

$K_o = 1$ (uniform power source, uniform on driven)

$K_m = 1.3$ (precision gear, 2 in face width)

$K_s = 1$ (size faktor for spur gear)

$K_v = 0.86$

$b = 0.37 \text{ in}$

$J = 0.4$

Sehingga:

$$\sigma_t = \frac{50.82 \ 31.75 \ 1 \ 1 \ 1.3}{0.86 \ 0.37 \ 0.4}$$

$$\sigma_t = 16231.10 \text{ psi}$$

Untuk mengetahui apakah roda gigi yang didesain aman, perlu diketahui tegangan ijin. Dengan persamaan:

$$S_{ad} = \frac{S_{at} K_L}{K_T K_R}$$

Dimana:

$$S_{at} = 35000 \text{ psi}$$

$$K_L = 1 \text{ (100 million cycle)}$$

$$K_T = 1 \text{ (oil temperatur less than 250)}$$

$$K_R = 1.33 \text{ (normal design)}$$

Sehingga:

$$S_{ad} = \frac{35000 \cdot 1}{1 \cdot 1.33}$$

$$S_{ad} = 41353.38 \text{ psi}$$

Dapat disimpulkan bahwa roda gigi yang didesain aman, dikarenakan memenuhi persamaan

$$S_{ad} \geq \sigma_t$$

Untuk keamanan terhadap *wear*, menggunakan persamaan AGMA:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t C_o C_s C_m C_f}{C_v d b I}}$$

Dimana:

$$C_p = 2300 \text{ (steel vs steel)}$$

$$F_t = 50.82 \text{ lb (beban yang ditransmisikan)}$$

$$C_o = 1$$

$$C_s = 1.25 \text{ (design purpose)}$$

$$C_m = 1.3 \text{ (face width below 1 in)}$$

$$C_f = 1 \text{ (good finish)}$$

$$C_v = 0.86$$

$$d = 0.63 \text{ in}$$

$$b = 0.37 \text{ in}$$

$$I = 0.11$$

Sehingga :

$$\sigma_c = 2300 \sqrt{\frac{50.82 \cdot 1 \cdot 1.25 \cdot 1.3 \cdot 1}{0.86 \cdot 0.63 \cdot 0.37 \cdot 0.11}}$$

$$\sigma_c = 140200 \text{ psi}$$

Untuk mengetahui apakah roda gigi yang didesain aman, perlu memenuhi persamaan:

$$\sigma_c \leq S_{ac} \frac{C_L C_H}{C_T C_R}$$

Dimana:

$$S_{ac} = 190000 \text{ psi (steel 440 BHN)}$$

$$C_L = 1$$

$$C_H = 1$$

$$C_T = 1$$

$$C_R = 1$$

Sehingga:

$$\sigma_c \leq 190000 \frac{1 \cdot 1}{1 \cdot 1}$$

$$140200 \text{ psi} \leq 190000 \text{ psi}$$

Dapat disimpulkan bahwa roda gigi yang didesain aman, dikarenakan memenuhi persamaan diatas.

3.5. Material

Berdasarkan perhitungan lewis didapatkan variasi material, seperti forged carbon steel, alloy steel dan gray cast iron. Material ini yang akan digunakan sebagai input pada simulasi dinamis.

Tabel 3. 9 Data Material [17] [22]

		So	BHN	Sat
Forged carbon steel	SAE 1035	23000	190	53700
Alloy steel	SAE 2320	50000	225	123862
Gray cast iron	ASTM 35	12000	212	35000
Gray cast iron	ASTM 25	8000	174	28000
Forged carbon steel	SAE 1020	20000	180	68200

Data dari material yang digunakan terdapat pada tabel 3.9, dimana S_o mewakili *safe static stress* dari material, sedangkan S_{at} mewakili tegangan yield dari material. Jika tegangan berdasarkan hasil perhitungan lewis lebih kecil dari *safe static stress*, maka roda gigi dapat dikatakan aman. Jika tegangan *equivalent von-Mises* lebih kecil dari tegangan yield maka roda gigi dapat dikatakan aman terhadap beban dinamis.

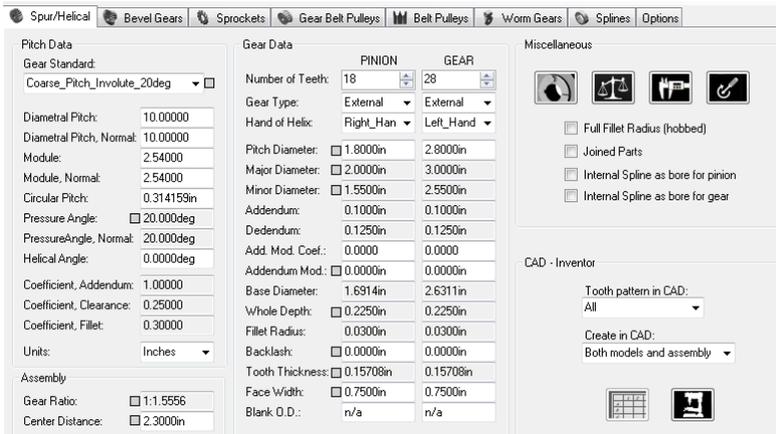
3.6. Pemodelan Geometri Total *Internal Gear Hub*

Dengan perhitungan dimensi dan rasio pada bab sebelumnya didapat dimensi keseluruhan dari *internal gear hub*. Dimensi keseluruhan dimodelkan pada *software* Autodesk Inventor.

Pemodelan menggunakan *software* Autodesk Inventor dengan tambahan *software* tambahan untuk model roda gigi yang lebih detail. Input pada *software* ini berupa diametral pitch, *face width*, *pressure angle*. *Software* akan otomatis membuat model 3D sesuai input pada tabel.

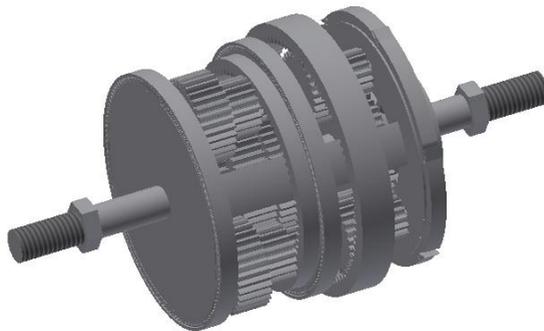
Untuk pemodelan lain selain roda gigi, dilakukan pemodelan manual pada *software* Autodesk Inventor. Pemodelan dimulai dengan menggambar desain 2D terlebih dahulu. Setelah penggambaran 2D selesai, maka dilakukan fungsi *extrude* agar model 3D dibuat berdasarkan model gambar 2D.

Setelah dilakukan pemodelan pada *software* Autodesk Inventor, maka dilakukan pemodelan pada *software* FEA.



Gambar 3. 16 Input pemodelan 3D

Pemodelan mencakup *sub-assembly* berupa, *low reduction planetary gear set*, *ratio changer planetary set*, *hub shell*, *drive shaft*. *Low reduction planetary gear set* terdiri dari 1 buah *ring gear*, 6 buah *ring*, 1 buah *sun gear*, 1 buah *one-way clutch*, 1 *planetary carrier*. *Ratio changer* terdiri dari 1 buah *ring gear*, 9 buah *planet gear*, 3 buah *sun gear*, 1 buah *planetary carrier*, 1 buah *one way clutch*. *Drive shaft* terdiri dari 2 buah *nut*, 1 buah *one way clutch*.



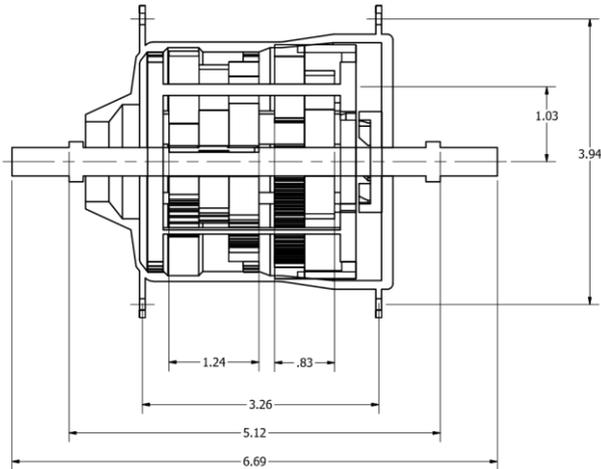
Gambar 3. 17 Mekanisme internal gear hub

Permodelan dilakukan dengan memperhatikan batasan masalah berupa dimensi dari *over-lock nut drive* sebesar 5.12 in. Lebar dari setiap roda gigi sebesar 0.41 in yang merupakan batas atas dari face width, didapat lebar total dari mekanisme sebesar 2.07 in.



Gambar 3. 18 Desain keseluruhan internal gear hub

Dengan dimensi mekanisme seperti diatas, didapat dimensi keseluruhan *internal gear hub* beserta *hub shell*. Didapat *flange distance* sebesar 3.26 in, dan *flange diameter* sebesar 3.94. Dengan desain *hub shell* yang mengikuti dimensi mekanisme roda gigi, didapat sisa tempat untuk *final gear*, seperti *pulley*, sproket, maupun *cross helical*. Sisa tempat untuk *final gear* sebesar 3.05 in.



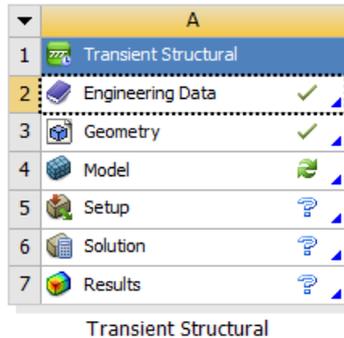
Gambar 3. 19 Dimensi hub shell dan compound planetary gear set

3.7. Simulasi dinamis dan analisis data

Untuk pengujian dari penelitian ini menggunakan perhitungan teori kegagalan dan simulasi *software finite element analysis*. Dari pengujian ini nantinya akan didapatkan besarnya nilai distribusi tegangan yang terjadi pada roda gigi serta daerah kritis yang terjadi pada roda gigi. Tegangan berupa tegangan ekuivalen *von-Mises* dan tegangan kontak.

3.7.1 Prosedur Simulasi

Untuk mendapatkan hasil berupa tegangan dan regangan ekuivalen pada simulasi dinamis diperlukan perangkat lunak dengan serangkaian prosedur operasinya. Langkah-langkah pengoperasian perangkat lunak sangat menentukan hasil simulasi, hasil simulasi yang benar akan menyerupai keadaan nyata. Banyak faktor-faktor yang menentukan benar atau tidaknya hasil simulasi, seperti *boundary condition, constraint, joint, meshing, joint load, set up time*.



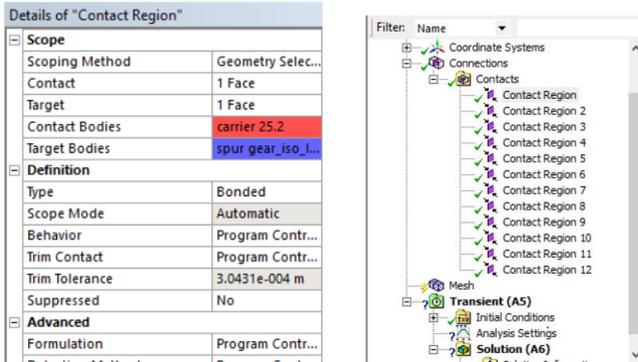
Gambar 3. 20 Tool simulasi transient structural

Tool simulasi yang digunakan adalah *transient structural* digunakan untuk melakukan simulasi dinamis, dimana beban, *stress*, dan strain bergantung pada satuan waktu. Properties material diinput pada kolom *engineering data* pada *tool transient structural*.

Properties of Outline Row 3: Structural Steel			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	7850	kg m ⁻³
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
6	Isotropic Elasticity		
16	Alternating Stress Mean Stress	Tabular	
20	Strain-Life Parameters		
28	Tensile Yield Strength	2.5E+08	Pa
29	Compressive Yield Strength	2.5E+08	Pa
30	Tensile Ultimate Strength	4.6E+08	Pa
31	Compressive Ultimate Strength	0	Pa

Gambar 3. 21 Tool untuk memasukan data properties material

Setelah pemodelan pada perangkat lunak simulasi dilakukan, penulis harus menentukan *contact region* pada model. Hal ini diperlukan agar menentukan hubungan kontak antara *bodies* pada model. Type kontak yang digunakan yaitu *frictionless*.



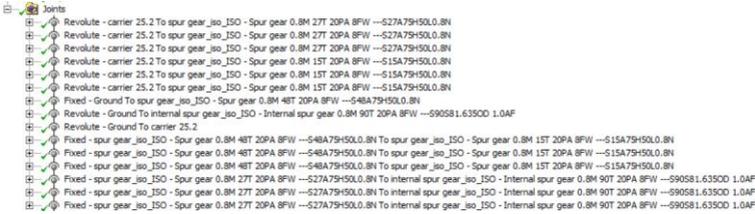
Gambar 3. 22 Tabel untuk memasukan data contact region

Setelah menentukan *contact region*, maka hubungan gerakan antar *bodies* pun ditentukan, hubungan gerakan ini disebut *joint*. *Joint*, terbagi menjadi dua tipe, *body to body*, *ground to body*. *Body to body connection* digunakan apabila gerakan terjadi antara *bodies*. *Ground to body connection* digunakan apabila gerakan terjadi antara *ground* dan *body*. Perilaku model terbagi menjadi *rigid* dan *deformable*, perilaku yang ditentukan berupa *deformable*.

Details of "Revolute - carrier low reduction To Spur Gear2_2"	
Definition	
Connection Type	Body-Body
Type	Revolute
Torsional Stiffness	0. N-m/r
Torsional Damping	0. N-m-s/r
Suppressed	No
Reference	
Scoping Method	Geometry Selection
Applied By	Remote Attachment
Scope	1 Face
Body	carrier low reduction
Coordinate System	Reference Coordinate System
Behavior	Deformable
Pinball Region	All
Mobile	
Scoping Method	Geometry Selection
Applied By	Remote Attachment
Scope	1 Face
Body	Spur Gear2_2
Initial Position	Unchanged
Behavior	Deformable
Pinball Region	All
Stops	

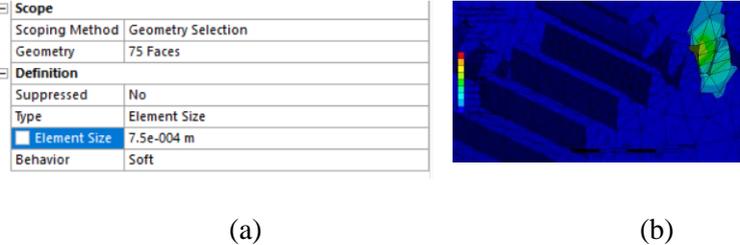
Gambar 3. 23 Tabel untuk memasukan data joint

Jumlah joint yang ditentukan adalah 15 joint, 6 revolute body-body joint, 6 fixed body-body joint, 2 revolute ground-body joint, dan 1 fixed ground-body joint.



Gambar 3. 24 Jumlah joint yang digunakan pada model simulasi

Setelah hubungan antara *bodies* ditentukan, penulis menentukan *meshing* yang digunakan. Tipe *meshing* yang digunakan berupa *hex dominant*, dengan ukuran 0.0004 m pada permukaan yang dianalisis menggunakan metode *face sizing*. *Face sizing* memungkinkan operator menentukan ukuran *meshing* pada permukaan tertentu yang dianalisis.



Gambar 3. 25 (a)Tabel untuk memasukan data meshing;(b)hasil meshing menggunakan face sizing

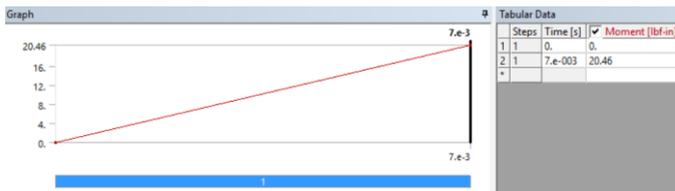
Untuk memasukkan data awal berupa *moment* diperlukan pengaturan set up time. Step end time berada pada nilai 0.005s, initial time step pada 0.00005s, minimum time step 0.00005s, dan maximum time step pada 0.0005s.

Details of "Analysis Settings"

Step Controls	
Number Of Steps	1.
Current Step Number	1.
Step End Time	5.e-003 s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Initial Time Step	5.e-005 s
Minimum Time Step	5.e-005 s
Maximum Time Step	1.e-004 s
Time Integration	On
Solver Controls	
Solver Type	Program Controlled

Gambar 3. 26 Tabel untuk memasukan data set up time

Data terakhir yang harus dimasukkan berupa input gaya berupa moment. Besar moment yang digunakan sebesar 20.46 lbf in. Besar gaya pada simulasi dinamis bergantung pada waktu, sehingga data berupa gaya dimasukkan mengikuti data tabular data sesuai dengan *set up time* yang telah ditentukan sebelumnya. Maka besar gaya 20.46 lbf in akan bekerja pada 0.005s.

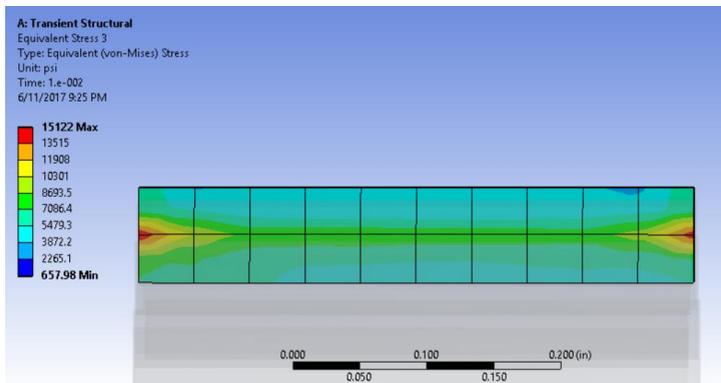


Gambar 3. 27 Tabel untuk memasukan data moment

3.7.1. Perbandingan Hasil *Face Sizing*

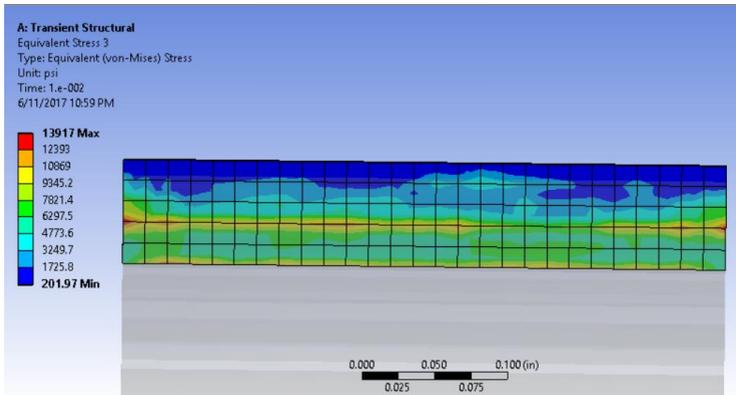
Agar hasil simulasi lebih akurat maka dilakukan *face sizing* pada permukaan yang dianalisa. *Face sizing* merupakan

metode memperbanyak jumlah elemen pada permukaan model. *Face sizing* yang dilakukan pada penelitian ini, memperkecil ukuran elemen pada permukaan roda gigi hingga 0.0004 m, dengan jumlah permukaan yang di *face sizing* sejumlah 4.



Gambar 3. 28 Permukaan roda gigi sebelum face sizing

Sebelum dilakukan *face sizing* jumlah elemen pada *planetary gear set* pada gigi tingkat 8 adalah 24369, sedangkan jumlah *node* sebelum *face sizing* adalah 46722, dengan tegangan terbesar sebesar 15122 psi dan tegangan terkecil sebesar 657.98 psi. Waktu yang ditempuh untuk simulasi tanpa menggunakan *face sizing* berkisar antara 45 menit sampai dengan 60 menit.



Gambar 3. 29 Permukaan roda gigi sesudah face sizing

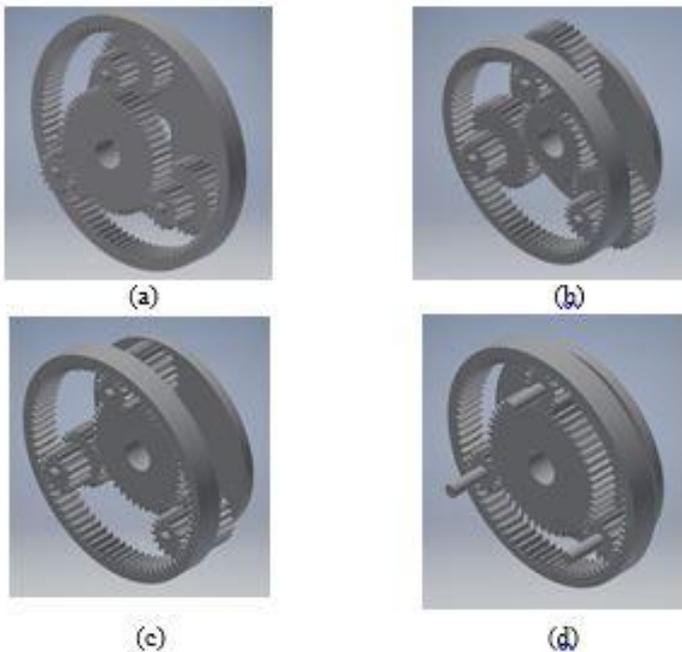
Setelah dilakukan *face sizing* jumlah elemen pada planetary gear set pada gigi tingkat 8 adalah 46835, sedangkan jumlah *node* sebelum *face sizing* adalah 85007, dengan tegangan terbesar sebesar 13917 psi dan tegangan terkecil sebesar 201.97 psi. Waktu yang ditempuh untuk simulasi setelah *face sizing* sekitar 120 menit.

Jika dilakukan *face sizing* dengan ukuran 0.0002 m waktu simulasi yang ditempuh dapat mencapai waktu 360 menit dengan jumlah elemen sebanyak 52371. Sehingga *face sizing* yang digunakan pada penelitian ini berukuran 0.0004 m, dengan efisiensi waktu yang lebih tinggi.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Analisis Hasil Simulasi

Untuk mengetahui aman atau tidaknya sebuah desain roda gigi, maka penulis membandingkan tegangan ekuivalen *von-Mises* yang didapat dari hasil simulasi dinamis menggunakan *software finite element*, dengan tegangan ijin material. Simulasi yang digunakan merupakan simulasi dinamis menggunakan tool *transient structural*.

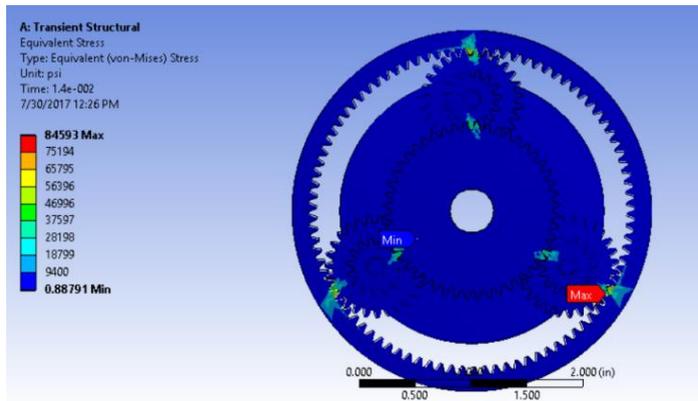


Gambar 4. 1 (a) Low reduction planetary gear set; (b) planetary set pada gigi tingkat 6; (c) planetary set pada gigi tingkat 7; (d) planetary set pada gigi tingkat 8

Penulis melakukan pemodelan pada perangkat lunak simulasi untuk *model low reduction planetary gear set*,

planetary set pada gigi tingkat 6, *planetary set* pada gigi tingkat 7, dan *planetary set* pada gigi tingkat 8.

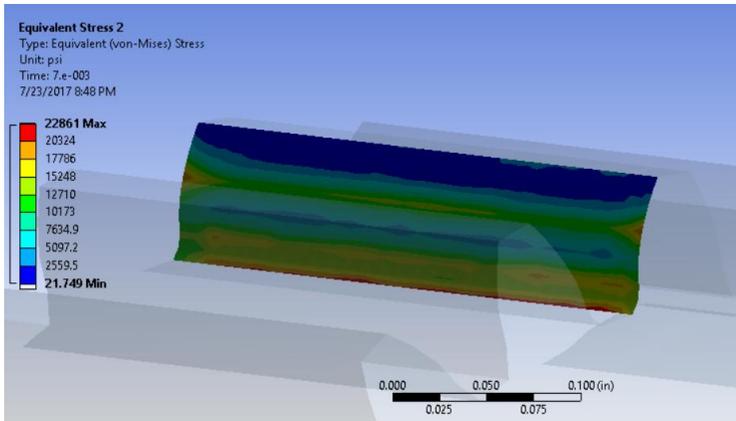
Hasil yang didapat dari simulasi berupa tegangan ekuivalen *von-Mises*, tegangan kontak, dan tegangan normal terhadap sumbu lateral, yang ditunjukkan oleh spectrum warna pada model.



Gambar 4. 2 Hasil simulasi pada low reduction planetary gear set

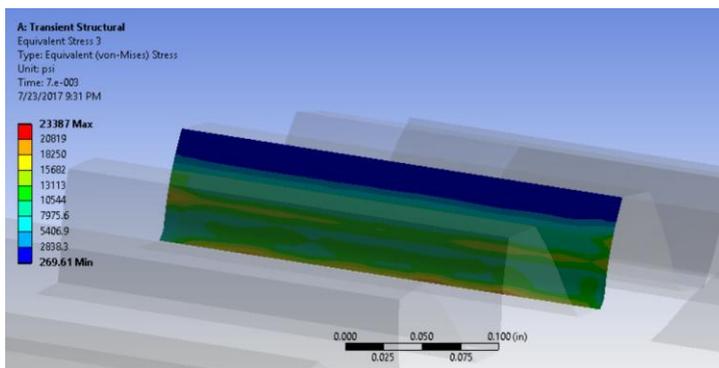
4.2. Pembahasan keamanan tegangan *bending* roda gigi

Hasil simulasi menunjukkan tegangan terbesar yang terjadi pada roda gigi planet dengan jumlah gigi 20 berada pada nilai 22861 psi dan tegangan terkecil terjadi pada roda gigi planet dengan jumlah gigi 20 berada pada nilai 21.75 psi.



Gambar 4. 3 *Equivalent Stress von-Mises* pada permukaan roda gigi planet (jumlah gigi 20)

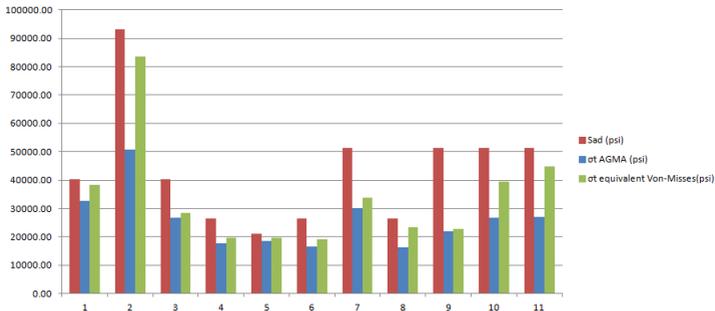
Pada roda gigi *sun* dengan jumlah gigi 43 tegangan ekuivalen terbesar berada pada nilai 23387 psi. Sedangkan tegangan ekuivalen terkecil berada pada nilai 269.61 psi.



Gambar 4. 4 *Equivalent Stress von-Mises* pada permukaan roda gigi planet (jumlah gigi 43)

Untuk menentukan aman atau tidaknya roda gigi, maka dilakukan perbandingan antara tegangan *equivalent von-Mises* dan tegangan ijin material. Melalui simulasi dinamis didapat bahwa tegangan *equivalent von-Mises* pada roda gigi

43 sebesar 23387 psi, sedangkan untuk tegangan ijin material berdasarkan perhitungan AGMA sebesar 26315.79 psi dengan menggunakan material ASTM 35. Untuk roda gigi 20 memiliki tegangan *equivalent von-Mises* sebesar 22861 psi, sedangkan tegangan ijin material berdasarkan perhitungan AGMA sebesar 51278.2 psi dengan menggunakan material SAE 1030.

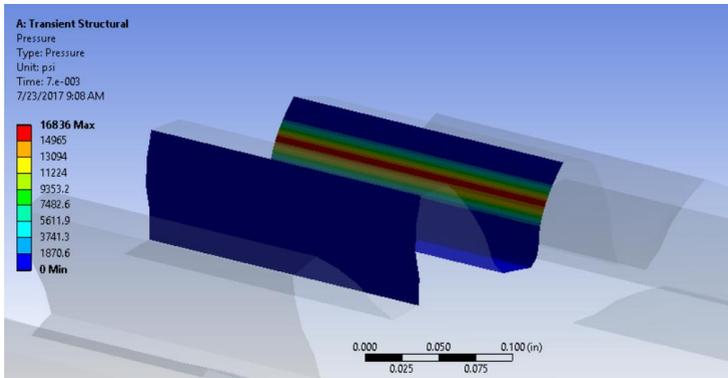


Gambar 4. 5 Grafik perbandingan tegangan izin material, tegangan berdasarkan perhitungan, dan tegangan equivalent *von-Mises*

Untuk meningkatkan efisiensi ekonomi, maka pemilihan material diseragamkan dengan menggunakan material alloy steel SAE 2320 dengan tegangan ijin material sebesar 93129.32 psi.

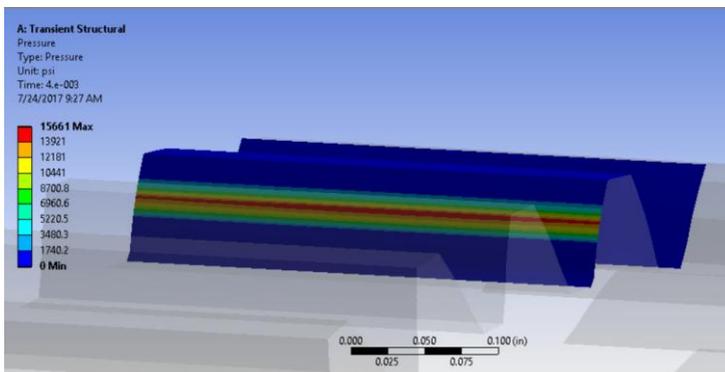
4.3. Pembahasan keamanan tegangan kontak roda gigi

Hasil simulasi menunjukkan tegangan kontak terbesar yang terjadi pada roda gigi planet dengan jumlah gigi 20 berada pada nilai 16836 psi dan tegangan kontak terkecil terjadi pada roda gigi planet dengan jumlah gigi 20 berada pada nilai 0 psi.



Gambar 4. 6 *Contact stress* pada permukaan roda gigi planet (jumlah gigi 20)

Pada roda gigi *sun* dengan jumlah gigi 43 tegangan kontak terbesar berada pada nilai 15661 psi. Sedangkan tegangan kontak terkecil berada pada nilai 0 psi.



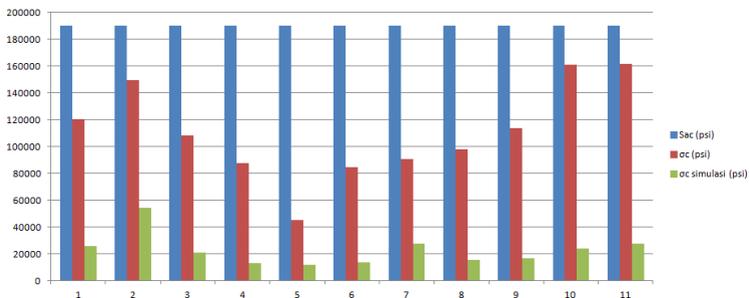
Gambar 4. 7 *Contact stress* pada permukaan roda gigi planet (jumlah gigi 43)

Nilai 0 menandakan bahwa pada daerah dengan spektrum warna berwarna biru tidak terjadi kontak pada roda gigi.

Tabel 4. 1 Data Tegangan Kontak

	LG sun	LG planet 1	LG planet 2	LG ring	8 ring	8 sun	8 planet	7 sun	7 planet	6 sun	6 planet
Cp	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300
Co	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Cv	0.89	0.91	0.88	0.86	0.84	0.85	0.88	0.86	0.88	0.88	0.88
Cs	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25	1.25
Cm	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3
l	0.12	0.12	0.23	0.23	0.20	0.12	0.12	0.11	0.11	0.08	0.08
Cf	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
oc (psi)	120156	149702	108480	87949	45248	158463	169479	140200	162986	161199	161852
oc simulasi	26098	54271	20945	12996	12034	13938	27890	15661	16836	23897	27621
Sac (psi)	190000	190000	190000	190000	190000	190000	190000	190000	190000	190000	190000
Cl	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Ch	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Ct	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Cr	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Saw	190000	190000	190000	190000	190000	190000	190000	190000	190000	190000	190000

Tegangan kontak yang diperoleh melalui simulasi memiliki tegangan terbesar pada nilai 54271 psi, sedangkan tegangan kontak yang paling besar yang diperoleh melalui perhitungan AGMA berada pada nilai 161852 psi.

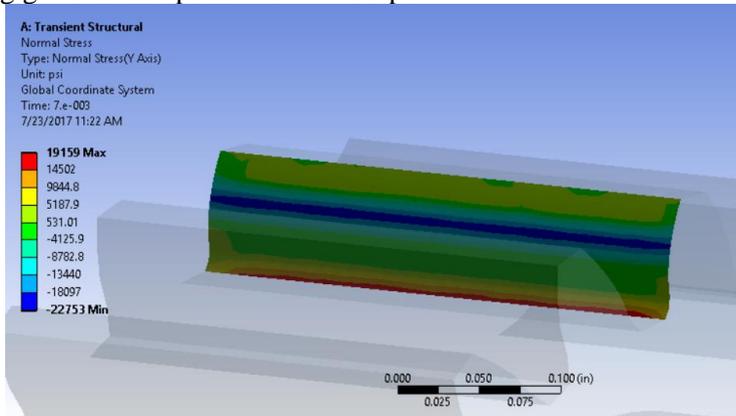


Gambar 4. 8 Grafik perbandingan tegangan izin material, tegangan kontak berdasarkan perhitungan, dan tegangan kontak simulasi

Dengan tegangan kontak ijin berada pada nilai 190000 psi maka seluruh roda gigi dapat dikatakan aman terhadap tegangan kontak karena tegangan ijin material lebih besar jika dibandingkan dengan tegangan kontak yang diperoleh melalui simulasi maupun perhitungan AGMA.

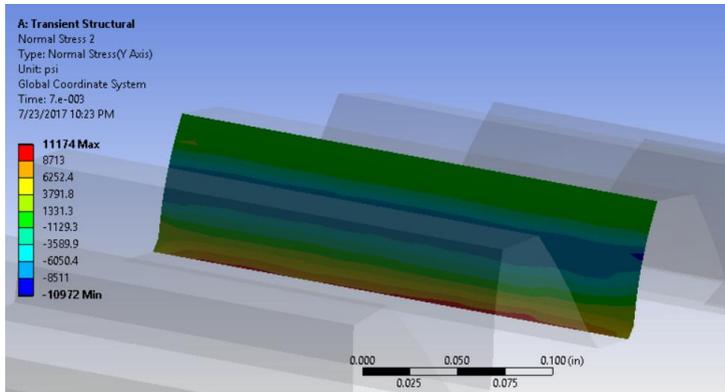
4.4. Analisis Tegangan Normal Pada *Planetary Gear Set* gigi tingkat 7

Hasil simulasi menunjukkan tegangan normal terhadap sumbu lateral terbesar yang terjadi pada roda gigi planet dengan jumlah gigi 20 berada pada nilai 19159 psi dan tegangan terkecil terjadi pada roda gigi planet dengan jumlah gigi 20 berada pada nilai -22753 psi.



Gambar 4. 9 *Normal stress* terhadap sumbu lateral pada permukaan roda gigi planet (jumlah gigi 20)

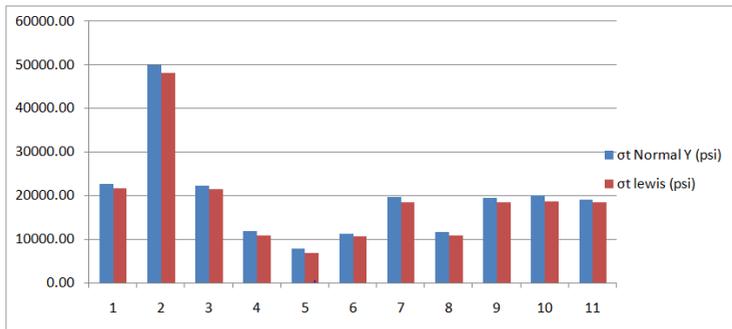
Pada roda gigi sun dengan jumlah gigi 43 tegangan normal terhadap sumbu lateral terbesar berada pada nilai 11619 psi. Sedangkan tegangan ekuivalen terkecil berada pada nilai -11401 psi.



Gambar 4. 10 *Normal stress* terhadap sumbu lateral pada permukaan roda gigi planet (jumlah gigi 43)

4.4.1 Perbandingan Hasil Simulasi Dinamis dan Lewis

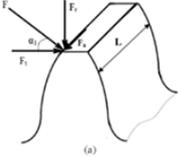
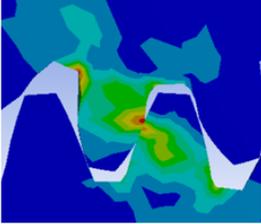
Pada penelitian ini simulasi yang dilakukan merupakan simulasi dinamis. Pada simulasi dinamis terdapat input berupa kecepatan rotasi dan waktu. Pada persamaan lewis, beban yang digunakan pada persamaan merupakan beban statis terhadap sumbu normal. Hasil simulasi dinamis dan perhitungan Lewis dibandingkan agar mengetahui faktor kecepatan yang mempengaruhi besarnya tegangan.



Gambar 4. 11 Diagram perbandingan tegangan *bending* Lewis dan simulasi dinamis

Gambar di atas adalah diagram perbandingan tegangan normal antara simulasi dinamis dan perhitungan Lewis. Jika diperhatikan besar dari tegangan hasil simulasi akan selalu lebih besar jika dibandingkan dengan perhitungan Lewis. Hal ini terjadi karena adanya beban kejut yang terjadi pada simulasi dinamis. Setelah akhir kontak dari gigi pinion terhadap gigi gear, gigi pinion tersebut akan kembali melakukan kontak pada gigi gear selanjutnya. Adanya celah dan juga jeda waktu antara akhir kontak menuju kontak baru inilah yang memungkinkan terjadinya beban kejut.

Tabel 4. 2 Perbandingan antara perhitungan dan simulasi dinamis

	Perhitungan	Dynamic Simulation
Input Beban	 <p>Tegangan didapat dari perhitungan gaya-gaya yang bekerja pada gigi. Gaya-gaya tersebut berupa gaya normal, gaya tangensial, gaya radial, dan gaya aksial.</p>	 <p>Tegangan didapat dari kontak antara 2 roda gigi yang memiliki input berupa torsi dan aksial velocity pada poros.</p>
Perhitungan Tegangan	$\sigma = \frac{F_t P}{Y b} \quad \sigma_t = \frac{F_t P K_a K_v K_m}{K_v b J}$ $\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t C_o C_e C_m C_f}{C_v d b I}}$ <p>Perhitungantegangan memerlukan faktor-faktor untuk mengetahui tegangan. Seperti faktor kecepatan, faktor bentuk, faktor material, dan faktor beban.</p>	<p>Tidak memerlukan faktor-faktor yang terdapat pada persamaan Lewis dan AGMA. Semua faktor sudah didapat melalui pemodelan dan simulasi. Untuk mendapatkan tegangan tidak memerlukan eksperimen.</p>
Koefisien Dinamis	$F_d = \frac{600 + V_p}{600} F_t \quad K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{V_p}}$ <p>Koefisien dinamis didapat melalui persamaan dengan konstanta yang sudah ditentukan.</p>	<p>Koefisien dinamis didapat melalui input pada simulasi dinamis berupa aksial velocity.</p>

Teori yang memperkuat alasan ini adalah berdasarkan perumusan AGMA tentang tegangan bending yaitu dimana K_v merupakan koefisien dinamis. Semakin besar kecepatan rotasi gear, koefisien dinamis (K_v) ini akan semakin kecil yang mengakibatkan tegangan bending menjadi semakin besar.

4.4.2. Perhitungan Koefisien dinamis pada Persamaan Lewis

Pada penelitian ini, simulasi yang digunakan merupakan simulasi dinamis. Tegangan yang terjadi merupakan tegangan dinamis, dimana kecepatan akan

mempengaruhi dari besarnya tegangan. Koefisien dinamis didapat dari perbandingan antara tegangan normal terhadap sumbu lateral pada hasil simulasi dan tegangan lewis. Sehingga didapat koefisien dinamis:

$$K_v = \frac{\sigma_{(\text{simulasi})}}{\sigma_{(\text{lewis})}}$$

$$K_v = \frac{11619 \text{ psi}}{10847.92 \text{ psi}}$$

$$K_v = 1.07$$

Berdasarkan hasil perhitungan untuk mendapat nilai koefisien dinamis, perhitungan dilakukan dengan perbandingan antara beban dinamis dan beban statis. Sehingga koefisien dinamis berdasarkan perhitungan didapat:

$$K_v = \frac{F_d}{F_t}$$

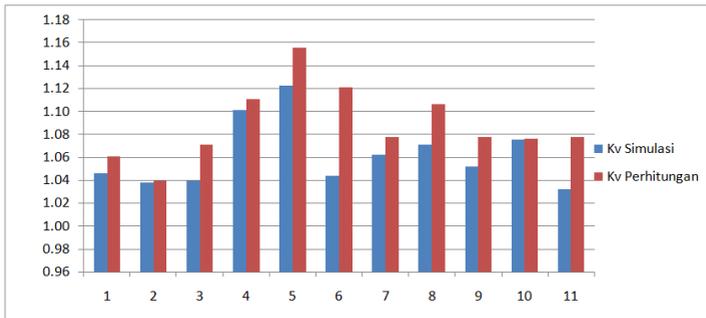
$$K_v = \frac{51.32 \text{ lb}}{46.39 \text{ lb}}$$

$$K_v = 1.11$$

Dari kedua perhitungan diatas didapatkan nilai error sebesar 3.5%.

4.4.3. Pembahasan Koefisien dinamis pada Persamaan Lewis

Dari perbandingan antara hasil perhitungan dan simulasi didapatkan faktor kecepatan yang sebanding. Nilai presentase error berkisar antara 0.12%-7.72%. *Meshing* dan *boundary* dapat dikatakan akurat karena *error* dibawah 10%. [23]



Gambar 4. 12 Diagram perbandingan faktor kecepatan berdasarkan simulasi dan perhitungan

Gambar diatas adalah diagram perbandingan antara faktor kecepatan berdasarkan hasil simulasi dan perhitungan. Dapat dilihat bahwa error terbesar sebesar 7.72% berada pada data no. 6 dimana hasil dari roda gigi dengan jumlah gigi 49. Sedangkan error terkecil sebesar 0.12% ada pada data no.10 dimana hasil dari roda gigi dengan jumlah gigi 31.

4.5. Data Penelitian

Semua data perhitungan dan simulasi didata dengan format tabel. Hasil tegangan berdasarkan perhitungan dan simulasi ditunjukkan pada tabel 4.10.

Tabel 4. 3 Data Perhitungan

	LG sun	LG planet 1	LG planet 2	LG ring	8 ring	8 sun	8 planet	7 sun	7 planet	6 sun	6 planet
diametral pitch P (in)	31.75	31.75	31.75	31.75	31.75	31.75	31.75	31.75	31.75	31.75	31.75
number of teeth Nt (in)	48	15	27	90	77	49	14	43	20	31	32
pitch diameter dp (in)	1.51	0.47	0.85	2.83	2.43	1.54	0.44	1.35	0.63	0.98	1.01
base diameter	36.08	11.28	20.30	67.66	57.89	36.84	10.52	32.33	15.04	23.30	24.06
torque T (lb in)	71.11	31.86	31.86	72.63	42.80	34.41	13.18	34.41	20.46	34.41	35.02
RPM	91.73	192.69	192.69	89.90	147.44	179.81	404.61	179.81	283.19	179.82	176.99
HP	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33	0.33
outside diameter (in)	1.57	0.54	0.91	2.90	2.49	1.61	0.50	1.42	0.69	1.04	1.07
Vp (ft/min)	36.29	23.82	42.88	66.68	93.56	72.61	46.68	63.72	46.68	45.94	46.68
Ft (lbf)	94.07	134.88	74.93	51.25	35.30	44.60	59.79	50.82	64.98	70.49	69.50
Fd (lbf)	99.76	140.23	80.29	56.94	40.80	50.00	64.45	56.22	70.03	75.89	74.91
S (psi)	23000	50000	23000	12000	8000	12000	20000	12000	20000	20000	20000
Y	0.40	0.29	0.35	0.44	0.43	0.41	0.28	0.40	0.32	0.36	0.36
b (in)	0.34	0.31	0.32	0.34	0.37	0.33	0.37	0.37	0.35	0.33	0.33
Fb (lbf)	99.76	140.23	80.29	56.94	40.80	50.00	64.45	56.22	70.03	75.89	74.91
Sat (psi)	53700	123862	53700	35000	28000	35000	68200	35000	68200	68200	68200
Kl	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Kt	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Kr	1.33	1.33	1.33	1.33	1.33	1.33	1.33	1.33	1.33	1.33	1.33
Sad(ksi)	40375.94	93129.32	40375.94	26315.79	21052.63	26315.79	51278.20	26315.79	51278.20	51278.20	51278.20
Ko	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Ks	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Km	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3
Kv	0.89	0.91	0.88	0.86	0.84	0.85	0.88	0.86	0.88	0.88	0.88
J	0.39	0.39	0.41	0.41	0.25	0.40	0.25	0.40	0.40	0.37	0.37
et AGMA (psi)	32758.12	50849.56	26787.84	17607.35	18648.96	16539.97	30271.14	16231.10	21935.65	26757.60	26974.92
et equivalent Von-Mises	38309.00	84593.00	28488.00	19698.00	19733.00	19043.00	33850.00	23387.00	22861.00	39470.00	44782.00
et lewis (psi)	21688.31	48090.78	21466.02	10799.76	6920.77	10704.52	18556.20	10847.92	18556.40	18577.56	18556.40
et Normal X (psi)	22687.29	49910.42	22309.10	11892.92	7771.10	11174.00	19706.00	11619.00	19519.00	19977.00	19153.00
Koefisien Dinamis Simula	1.05	1.04	1.04	1.10	1.12	1.04	1.06	1.07	1.05	1.08	1.03
Koefisien Dinamis Perhitu	1.06	1.04	1.07	1.11	1.16	1.12	1.08	1.11	1.08	1.08	1.08
Error	0.0144	0.0019	0.0322	0.0099	0.0331	0.0772	0.0158	0.0351	0.0259	0.0012	0.0456

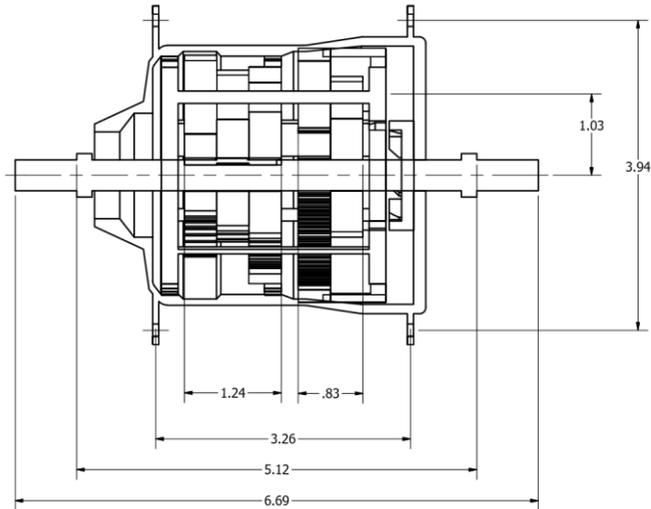
Dapat dilihat pada tabel 4.3 seluruh roda gigi dapat dikatakan aman terhadap tegangan bending dikarenakan tegangan ekuivalen *von-Mises* (σ_t) lebih kecil dibandingkan dengan tegangan ijin material (Sad). Nilai koefisien dinamis yang didapatkan melalui simulasi dinamis pada tabel berkisar antara 1.03-1.12, sedangkan untuk koefisien dinamis yang didapat dari perhitungan berkisar antara 1.04-1.16. Error dari koefisien dinamis didapat berkisar antara 0.12%-7.72%. Menunjukkan bahwa *meshing* dan *boundary condition* yang dipilih sudah baik karena presentase *error* dibawah 10%. Sehingga hasil dapat dikatakan akurat.

BAB V KESIMPULAN

5.1. Kesimpulan

Dari hasil perancangan dan simulasi dari *internal gear hub* 8 tingkat kecepatan, dengan menggunakan 2 set *planetary compound gear* didapat kesimpulan sebagai berikut:

1. Lebar keseluruhan roda gigi sebesar 2.07 in, dengan tebal satu roda gigi 0.41 in. Sedangkan *over-lock nut distance* 5.12 in, sesuai dengan batasan masalah. Terdapat sisa lebar 3.05 in untuk *hub shell*, *final gear*, *shifter*. Dengan pemodelan didapat dimensi *hub shell* dengan dimensi *flange distance* didapat 3.26 in, *flange diameter* 3.94. *Planetary set* yang digunakan berjumlah 2, hal ini dikarenakan efisiensi dimensi yang lebih tinggi jika menggunakan 1 set *planetary gear*, dan 3 set *planetary gear*. Macam-macam roda gigi pada *planetary gear set 1 (low reduction gear)* adalah, 48 untuk *sun gear*, 15 untuk *planet gear 1* (yang bertautan dengan *sun gear*), 90 untuk *ring gear*, 27 untuk *planet gear 2* (yang bertautan dengan *ring gear*). Lebar dari *planetary gear set 1* adalah 0.83 in. Macam-macam roda gigi pada *planetary gear set 2* adalah, *planet gear* dengan jumlah gigi 14, 20 dan 32, *sun gear* dengan jumlah gigi 49, 43, dan 31, *ring gear* dengan jumlah gigi 77. *Planetary gear set 2* memiliki tebal keseluruhan sebesar 1.24 in.



Gambar 5. 1 Dimensi keseluruhan internal gear hub

2. Hasil penelitian menunjukkan bahwa roda gigi dapat dikatakan aman terhadap tegangan bending dan kontak apabila menggunakan material alloy steel SAE 2320 *hardened case* dengan BHN 440.
3. Hasil penelitian menunjukkan bahwa error antara hasil koefisien dinamis perhitungan dan simulasi dinamis berkisar antara 0.12%-7.72%. Menunjukkan bahwa *meshing* dan *boundary condition* yang dipilih sudah baik karena presentase *error* dibawah 10%. Sehingga hasil dapat dikatakan akurat.

1.2. Saran

Adapun saran yang didapat dari hasil penelitian ini yang dapat membantu penelitian selanjutnya:

1. Perangkat keras yang digunakan lebih baik lagi agar *meshing* yang dihasilkan bisa lebih kecil sehingga hasil simulasi lebih akurat dan error yang dihasilkan bias lebih kecil lagi. Pada penelitian ini perangkat keras yang digunakan memiliki spesifikasi : CPU i7-

3610qm, RAM 12 GB. Dengan RAM yang lebih tinggi dan CPU yang lebih baik waktu tempuh simulasi dinamis bisa lebih singkat lagi.

2. Dapat dilakukan penelitian yang serupa dengan menggunakan roda gigi *helical*. Untuk membandingkan tegangan yang terjadi pada roda gigi.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Black, Forbes. 2008. **Shimano Nexus Red Band 8**, <http://cycloculture.co.id/2008/07/product-review-shimano-nexus-red-band-8.html>, diakses tanggal 10 November 2016
- [2] Luzon, Gerry. 2006. *Adjusting Your Derailleur*, <http://www.howtofixbikes.ca/2006/07/adjusting-your-derailleur.html>, diakses tanggal 10 November 2016
- [3] Brown, Sheldon. 2008. *Bicycle Frame/Hub Spacing*, <http://www.sheldonbrown.com/frame-spacing.html>, diakses tanggal 27 Oktober 2016
- [4] Brown, Sheldon. 2008. *Internal Gearing* http://www.sheldonbrown.com/gloss_i-k.html, diakses tanggal 29 Oktober 2016
- [5] Hadland, Tony, 1987. *The Sturmey-Archer Story*, Pinkerton Press Birmingham.
- [6] Steven, A. Kautz, E. Michael, Feltner. F. Coyle. 1991. *The Pedaling Technique of Elite Endurance Cyclist: Change with Increasing Workload at Constant Cadence*. England
- [7] Roselin. 2012 *Introduction to Gear Train and Their Working*, <http://www.indiastudychannel.com/resources/155920-An-introduction-gear-trains-their-working.aspx>, diakses pada tanggal 4 November 2016
- [8] Gitin M. Maitra, 1994. *Handbook of Gear Design*, McGraw-Hill.
- [9] Adityo P; Andika P; Arief ZU, 2011. **Rancang Bangun Turbin Angin Vertikal Untuk Penerangan Rumah Tangga**, Universitas Dipenogoro.

- [10] AGMA 6123 –B06. 2007. *Design Manual for Enclosed Epicyclic Gear Drives*, AGMA STANDARD.
- [11] P. Radzevich, Stephen. 2012. *Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture Second Edition*. United States of America
- [12] Mi, Chris; M.Abdul Mansur; David Wenzhong Gao. 2011. *Hybrid Electric Vehicles: Principles and Applications with Practical Perspectives*. John Wiley & Sons, Ltd, United Kingdom.
- [13] Gordon, David Wilson. 2001. *Human Power Technical Journal of The IHPVA*. United States of America
- [14] Roach, Gregory. 1998. **An Investigation of Compliant Over-Running Ratchet and Pawl Clutches**. Fulton College of Engineering and Technology
- [15] Sclater, Neil. 2011. "**Clutches and brakes.**" *Mechanisms and Mechanical Devices Sourcebook*. 5th ed. McGraw Hill, New York
- [16] Fish, Jacob. 2007. **A First Course in Finite Elements**. Wiley.
- [17] D. Deutschman, Aaron. J. Michels, Walter. E. Wilson, Charles. 1975. *Machine Design Theory and Practice*. United States of America
- [18] Mulyana, Slamet Ardwian, 2015. **Analisa Distribusi Tegangan Roda Gigi Pada Sistem Transmisi Planetary Dengan Variasi Material Polimer Menggunakan Metode Elemen Hingga**, Institut Teknologi Sepuluh Nopember

- [19] Sulistiyani, Ario Kartiko, 2016. **Rancang Bangun dan Uji Efisiensi Transmisi Sepeda Chainless Tipe *Crossed Helical Gear***, Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- [20] Setiyawan, Chandra; Yohanes, 2012. **Perancangan dan Pemodelan Rasio Desain Planetary Gear untuk Mengetahui Rasio Transmisi dan Putaran Generator**, Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- [21] http://www.biketechreview.com/tires/images/AFM_tire_testing_rev8.pdf
- [22] <http://www.azom.com>
- [23] Shah, Chandresh, 2002. **Mesh Discretization Error and Criteria for Accuracy of Finite Element Solutions.** Paper presented at the Ansys Users Conference, Pittsburgh, PA

BIODATA PENULIS



Mohamad Noor Gema Tahmidhan dilahirkan di Bandung, 10 Desember 1993 merupakan anak yang terlahir dari orangtua bernama Sigit Djalur Purwoko dan Noor Amria Lizzia. Riwayat pendidikan penulis diawali di SDN BPI, Kota Bandung pada kelas I-VI (2000-2006). Penulis melanjutkan pendidikannya di SMP Salman Al-Farisi di Bandung pada tahun 2006-2009, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMAN 3 Bandung pada tahun 2009-2012. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi Staff Kewirausahaan Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin. Selain itu penulis juga aktif dalam organisasi ITS Team Sapuangin sebagai mekanik *drivetrain*, bersama ITS Team Sapuangin, penulis menorehkan prestasi nasional maupun internasional. Penulis juga aktif mengikuti pelatihan *quality management* seperti, Lean Six-Sigma, dan ISO 9001:2015.

Selama hidup penulis berpegang teguh pada prinsip “Ohne dass einmal etwas schief ging, ist nie einer meister geworden”, hal ini lah yang membuat penulis pantang menyerah terhadap segala permasalahan, dan berani mengambil resiko. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email mono.gema@gmail.com