



TUGAS AKHIR - TM 091486

**ANALISA KINEMATIK SECARA SPATIAL UNTUK
RACK AND PINION PADA KENDARAAN HYBRID
RODA TIGA “SAPUJAGAD 2”**

**Fachri Nugrahasyah Putra
NRP 2108 100 107**

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

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



FINAL PROJECT - TM 091486

ANALYSIS OF SPATIAL KINEMATIC FOR RACK AND PINION ON HYBRID VEHICLE OF “SAPUJAGAD 2”

Fachri Nugrahasyah Putra
NRP 2108 100 107

Academic Supervisor
Dr. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2014

**ANALISA KINEMATIK SECARA SPATIAL
UNTUK RACK AND PINION PADA KENDARAAN
HYBRID RODA TIGA “SAPUJAGAD2”**

Nama Mahasiswa : Fachri Nugrahasyah Putra
NRP : 2108 100 107
Dosen Pembimbing : Dr.Eng. Unggul W, ST.,M.Eng.Sc.

Abstrak

Sistem steering merupakan salah satu hal yang paling krusial dalam mendesain mobil. Pada pendesainan sebuah mobil, desain steering system harus mengacu pada sistem kemudi ideal yang disebut Ackermann. Hal ini sangat penting untuk meminimalkan besarnya steering error pada saat melakukan gerak belok. Dalam hal ini kondisi gerak belok ideal ackerman sangat sulit tercapai pada saat kendaraan berbelok. Salah satu cara yang dapat dilakukan untuk mendekati gerak belok ideal adalah dengan melakukan analisa kinematik tiap link steering.

Pada tugas akhir ini dilakukan analisa secara kinematis sistem kemudi rack and pinion pada mobil. Dari analisa kinematis ini didapatkan besarnya steering error yang terjadi yaitu 3.818° . Kemudian, besarnya steering error untuk berbagai variasi posisi rack dan dimensi steering arm akan dianalisa.

Hasil penelitian menunjukkan jika posisi rack diturunkan menjadi 12.5 cm diatas wheel axis dan dimajukan 2 cm dari posisi semula kemudian sudt steering arm ditambah 6° menghasilkan nilai steering error yang minimum yaitu 0.938° .

Keyword : Kata Kunci : Steering Error, Ackermann, Tie rod, Steering arm, Rack and pinion

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

**ANALYSIS OF SPATIAL KINEMATIC FOR RACK
AND PINION ON HYBRID VEHICLE OF
“SAPUJAGAD 2”**

Name : Fachri Nugrahasyah Putra
Student ID : 2108 100 107
Academic Supervisor : Dr.Eng. Unggul W, ST.,M.Eng.Sc.

Abstract

Steering system is one of the most crucial part in designing a car . The deign of steering system should be based on ideal steering system called Ackermann . It is very important to minimize the amount of steering error at the time of turning motion. In this case the turning motion of ideal conditions based on Ackermann is very difficult to achieve when the vehicle is turning. One way that can be done to achieve the ideal turning motion is to perform a kinematic analysis of each steering link.

This final project discuss about kinematic analysis of steering system with rack and pinion in a car. Kinematic analysis can be obtained amount of steering error that occurred in the steering system which is 3.818° . Then, the steering error for a wide variety of positions and dimensions of the steering arm will be analyzed.

The results showed, when the position of the rack was lowered to 12.5 cm above the wheel axis and 2 cm in front of the wheel axis, will achieve the minimum steering error value which is around 0.938° . The results also showed that the position of rack and pinion varied, it will change the value of the steering error.

Keywords : Steering Error , Ackermann , Tie rod , steering arm , Rack and pinion

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

LEMBAR PENGESAHAN TUGAS AKHIR

ANALISA KINEMATIK SECARA SPATIAL UNTUK RACK AND PINION PADA KENDARAAN HYBRID RODA TIGA "SAPUJAGAD 2"

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat

Memperoleh Gelar Sarjana Teknik pada

Bidang Studi Desain

Jurusan Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

FACHRI NUGRAHASYAH PUTRA

NRP. 2108 100 107

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Unggul W., S.T. M.Eng.Sc (Pembimbing)
2. Dr.Ir Agus Sigit Pramono, DEA (Penguji I)
3. Dr. Eng. Harus L.G., ST, M.Eng (Penguji II)
4. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT (Penguji III)

**SURABAYA
JANUARI, 2014**

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji bagi Allah SWT karena hanya dengan bimbingan, petunjuk, dan kasih sayang-Nya akhirnya penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul :

“ANALISA KINEMATIK SECARA SPATIAL UNTUK RACK AND PINION PADA KENDARAAN HYBRID RODA TIGA “SAPUJAGAD 2”

Penulis berharap dari tugas akhir ini dapat diambil suatu manfaat, meskipun masih banyak kekurangan pada pembuatan tugas akhir ini.

Akhirnya pada kesempatan ini penulis ingin berterima kasih kepada orang-orang di sekitar penulis yang secara langsung maupun tidak langsung ikut terlibat dalam penulisan tugas akhir ini. Secara khusus penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Ayah dan Ibu penulis (Zulsafrin Indra dan Neti Hernawati) terima kasih telah banyak berkorban untuk penulis hingga penulis menjadi seperti sekarang ini. Serta adik penulis (Fauziah Meutiarani) yang selalu memberi motivasi kepada penulis.
2. Bapak Dr. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng. Sc selaku dosen pembimbing yang telah banyak memberikan pengarahan, bimbingan, dan waktunya sehingga Tugas Akhir ini dapat terselesaikan dengan baik.
3. Bapak Prof. Ir. Nyoman Sutantra, Msc., Ph.D., Bapak Dr. Ir. Agus Sigit P. DEA., Bapak Dr. Eng. Harus L.G. ST.,M. Eng., dan Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT., selaku dosen penguji yang telah memberikan banyak kritik dan saran dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
4. Bapak Ir. Witantyo, M.Eng.,Sc., selaku dosen wali yang telah memberikan pengarahan selama penyelesaian studi di Jurusan Teknik Mesin, juga untuk seluruh Dosen di lingkungan Teknik Mesin ITS, dan tak lupa seluruh

- Karyawan di lingkungan Teknik Mesin ITS. Utamanya Pak No, Cak Mad, Cak Bud, Mas Budi, Cak To.
5. Seluruh karyawan PT MARULINE MAJU UTAMA khususnya Pak Mardi dan kawan kawan.
 6. PDAM surya sembada melalui Ir. Indrarini Tennisau, Dipl.,SE. yang telah membantu pendanaan sebagian besar kendaraan ini.
 7. Ayu Saputri yang selalu memberi motivasi dalam penyelesaian tugas akhir ini, juga sebagai pendengar yang baik saat penulis berkeluh kesah.
 8. Teman-teman seperjuangan “SAPUJAGAD 2”, dengan darah dan air mata akhirnya kendaraan ini bisa berjalan dengan sempurna.
 9. Keluarga besar M51 kalian luar biasa, sukses untuk kita semua. VIVAT MESIN!
 10. Adik-adik lab desain yang selalu menjadi penghibur dan meramaikan suasana.
 11. Semua teman – teman yang ada di Jurusan Teknik Mesin, khususnya yang selalu meramaikan Cafe Mesin, Bursa Mesin, dan Sutris family.
 12. Seluruh keluarga Teknik Mesin ITS AUTOSPORT
 13. Sekelompok manusia yang tergabung dalam LEVIATHAN
 14. Keluarga Besar SHITS (Scooter Holic ITS)
 15. Keluarga Kos Update 1
 16. Serta semua pihak yang telah memberikan dukungan dan bantuannya yang tidak bisa disebutkan satu per satu.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih terdapat banyak kekurangan. Kritik dan saran penulis harapkan untuk perbaikan di masa mendatang. Semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi kita semua. Amin.

Surabaya, Januari 2014

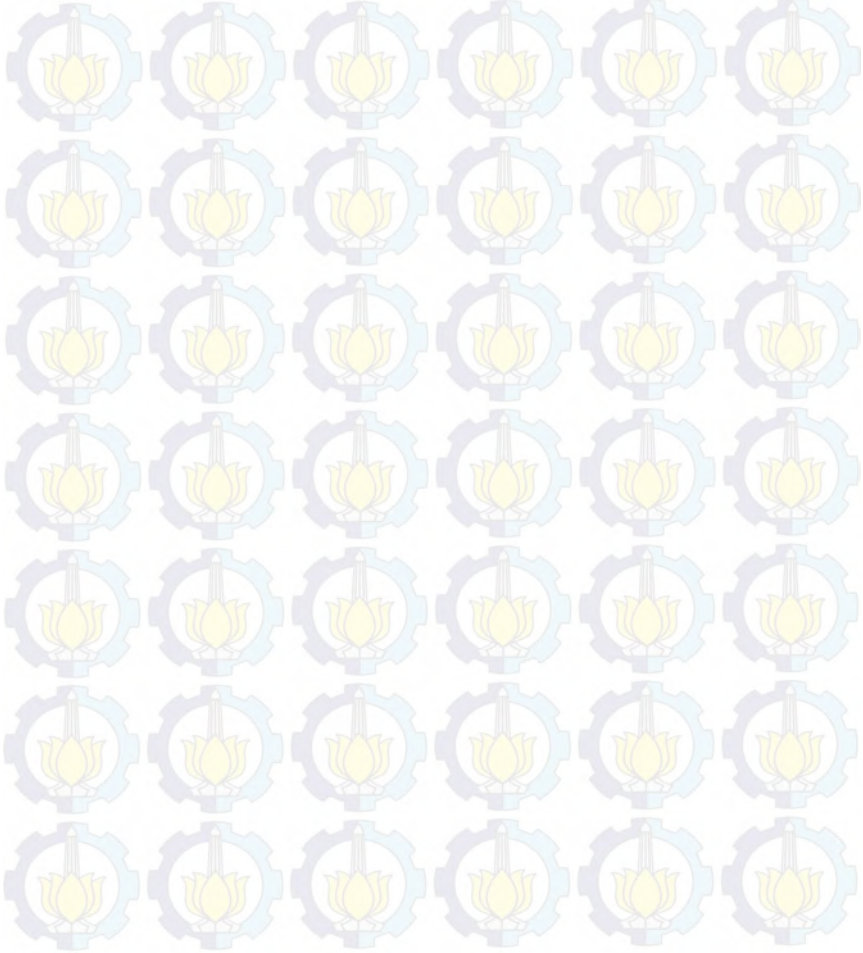
Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	i
ABSTRACT.....	ii
KATA PENGANTAR.....	iii
DAFTAR ISI.....	v
DAFTAR GAMBAR.....	ix
DAFTAR TABEL.....	xi
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Rumusan Masalah.....	3
1.3. Tujuan Penelitian.....	3
1.4. Batasan Masalah.....	3
1.5. Manfaat Penelitian.....	4
1.6. Sistematika Penulisan Penelitian.....	4
BAB II DASAR TEORI.....	7
2.1 Sistem Kemudi pada Kendaraan.....	7
2.1.1 Jenis Sistem Kemudi.....	7
2.2 Perilaku Kendaraan Belok Kondisi Ideal/ <i>Ackermann</i>	12
2.3 <i>Steering error</i>	13
2.4 Hasil Penelitian Terdahulu.....	13

BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	17
3.1 Prosedur Penelitian	17
3.2 Observasi Lapangan.....	17
3.3 Flowchart Analisa <i>steering system</i>	18
3.3.1 Pengambilan Data Spesifikasi	19
3.3.2 Pemodelan Steering System.....	19
3.3.3. Prosedur Perhitungan	22
3.3.4 Analisa Spesifikasi.....	23
3.3.5 Kesimpulan.....	23
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	25
4.1 Spesifikasi Kendaraan	25
4.2 Analisa Kinematis Spasial dari Data Awal pada <i>steering system</i> Kendaraan	25
4.3 Analisa Kinematis <i>Steering system</i> dengan posisi <i>rack</i> “h” yang divariasikan pada sumbu (y)	28
4.4 Analisa Kinematis <i>Steering System</i> dengan posisi <i>rack</i> “h” yang divariasikan pada sumbu (z).....	29
4.5 Analisa Kinematis <i>Steering System</i> terhadap Variasi Sudut <i>Steering Arm</i> dengan perpindahan <i>Rack</i> yang Memberikan <i>Steering Error</i> Minimum.....	32
4.6. Spesifikasi Baru Kendaraan	34
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	35
5.1. Kesimpulan.....	35

5.2. Saran	36
DAFTAR PUSTAKA.....	37
BIODATA PENULIS.....	39





(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Perilaku Kendaraan Belok Kondisi Ideal/Ackermann.....	2
Gambar 2. 1 <i>Steering system</i> pada <i>rack and pinion</i>	8
Gambar 2. 2 Komponen <i>Rack and Pinion</i>	8
Gambar 2. 3 Beberapa contoh <i>tie rod</i>	11
Gambar 2. 4 <i>Steering linkage</i>	11
Gambar 3. 1 Flowchart analisa <i>steering system</i>	18
Gambar 3. 2 Pemodelan <i>steering system</i> kendaraan HyVi "Sapujagad 2"	19
Gambar 3. 3 Pemodelan <i>Steering system</i> dengan variasi posisi rack "h" pada sumbu (y)	20
Gambar 3. 4 Pemodelan <i>steering system</i> dengan posisi rack "h" yang divariasikan pada sumbu (z).....	21
Gambar 3. 5 Pemodelan <i>steering system</i> dengan sudut <i>steering arm</i> yang di variasikan	22
Gambar 4. 1 Pemodelan <i>steering system</i> kendaraan kondisi sebenarnya.....	26
Gambar 4. 2 Grafik δ_o vs δ_i dari hasil pemodelan <i>steering system</i> kendaraan	27
Gambar 4. 4 Pemodelan <i>steering system</i> kendaraan posisi rack "h" 9.5cm pada sumbu (y) dari wheel axis.....	28

Gambar 4. 3 Grafik <i>steering error</i> vs δi dari hasil pemodelan <i>steering system</i> kendaraan dengan variasi posisi rack "h" sumbu (y)	29
Gambar 4. 6 Pemodelan <i>steering system</i> kendaraan posisi rack "h" dimajukan 5cm pada sumbu (z) dari <i>wheel axis</i> ..	30
Gambar 4. 5 Grafik <i>steering error</i> vs δi dari hasil pemodelan <i>steering system</i> kendaraan dengan variasi posisi rack "h" sumbu (z) dari <i>wheel axis</i>	31
Gambar 4. 8 pemodelan <i>steering system</i> dengan sudut steering arm 116.18^0 pada posisi rack "h" sumbu (y) 12.5cm dan sumbu (z) 2cm dari <i>wheel axis</i>	32
Gambar 4. 7 Grafik <i>steering error</i> vs δi dari hasil pemodelan <i>steering system</i> kendaraan dengan variasi sudut <i>steering arm</i> pada posisi rack "h" sumbu (y) 12.5cm dan sumbu (z) 2cm dari <i>wheel axis</i>	33

DAFTAR TABEL

<i>Tabel 4. 1 Data spesifikasi kendaraan HyVi "Sapujagad 2"</i>	25
Tabel 4. 2 Hasil pemodelan <i>steering system</i> kendaraan kondisi sebenarnya	26
<i>Tabel 4. 3 Hasil pemodelan steering system dengan posisi rack "h" 9.5cm pada sumbu (y) dari wheel axis</i>	28
Tabel 4. 4 Hasil pemodelan <i>steering system</i> dengan posisi rack "h" dimajukan 5cm pada sumbu (z) dari <i>wheel axis</i>	30
Tabel 4. 5 Hasil pemodelan <i>steering system</i> dengan sudut <i>steering arm</i> 116.18° pada posisi rack "h" sumbu (y) 12.5cm dan sumbu (z) 2cm dari <i>wheel axis</i>	32
Tabel 4. 6 Data spesifikasi baru dari kendaraan HyVi "Sapujagad 2"	34



(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

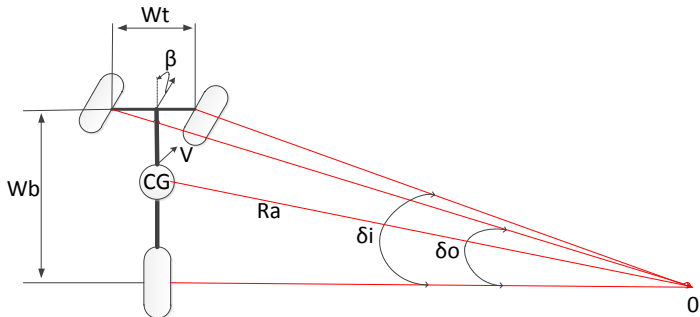
1.1 Latar Belakang

Pada zaman teknologi sekarang ini perkembangan otomotif sangat berkembang dengan pesat. Produk-produk mobil saling bersaing untuk mendapatkan tempat bagi konsumennya.

Dengan hal tersebut banyak para produsen kendaraan saling bersaing membuat inovasi-inovasi serta memperlihatkan keunggulan dari masing-masing produknya. Berdasarkan pembuatan mobil sebelumnya para produsen terus membenahi keunggulan dengan memanfaatkan kemajuan teknologi. Seiring dengan pembenahan dari inovasi kendaraan ini, faktor keamanan dan kenyamanan lah yang menjadi tolak ukur pertama dalam menciptakan sebuah kendaraan ideal . Dengan meninjau hal ini tentu dapat mengurangi angka kecelakaan. Di dalam sebuah kendaraan banyak hal yang dapat di perhatikan sebagai faktor keamanan, yang salah satunya adalah sistem kemudi.

Sistem kemudi ini merupakan salah satu sistem yang terdapat pada *chasis* kendaraan yang berfungsi untuk merubah arah kendaraan dan laju kendaraan. Perubahan arah ini dilakukan dengan menggerakkan atau membelokkan roda-roda depan kendaraan dan menjaga agar posisi tetap stabil. Cara kerjanya adalah saat roda-roda kemudi (*steering wheel*) di gerakkan atau diputar ,kolom kemudi (*steering colomn*) kemudian meneruskan putaran ke roda gigi kemudi (*steering gear*). Steering gear ini berfungsi untuk meperbesar momen putar sehingga menghasilkan tenaga yang lebih besar untuk menggerakkan roda depan melalui sambungan-sambungan kemudi (*steering linkage*). Kondisi ideal kendaraan saat melakukan gerakan belok dikenal dengan nama kondisi *Ackermann*. Kondisi *Ackermann* juga sering disebut perilaku gerakan belok ideal yang artinya menganggap bahwa tidak

ada sudut slip yang terjadi pada ban. Kondisi ini pada kenyataanya sangat sulit terjadi atau hanya mungkin terjadi pada gerakan belok dengan kecepatan sangat rendah atau pada radius belok besar sehingga gaya sentrifugal yang terjadi belum mampu membentuk sudut slip pada ban. Perilaku *Ackermann* ditunjukkan pada gambar dibawah:



Gambar 1.1 Perilaku Kendaraan Belok Kondisi Ideal/*Ackermann*

Keterangan :

O = pusat belok *ackermann*

R_a = radius belok *ackermann* (ideal)

δ_i = sudut belok inner

δ_o = sudut steer rata-rata roda depan

β = sudut slide slip kendaraan

W_b = panjang sumbu roda

W_t = lebar sumbu roda

Dalam tugas akhir ini, dilakukan analisa pada tipe sistem kemudi manual yang menggunakan tipe *rack and pinion*. Tipe ini dipilih karena mempunyai konstruksi ringan dan sederhana serta

pemindahan momen relatif lebih baik sehingga lebih ringan digunakan dibandingkan dengan tipe *recirculating ball*.

1.2 Rumusan Masalah

Sistem kemudi memainkan peranan penting dalam pengendalian kendaraan. Sistem kemudi itu juga harus mampu membelokkan kendaraan dengan sempurna sehingga kondisi *ackermann* tercapai yaitu supaya roda kiri dan roda kanan dapat rolling sempurna dan keausan pada roda pun dapat dikurangi. Akan tetapi dalam kenyataannya kondisi *ackermann* ini sangat sulit tercapai, dan yang bisa dilakukan adalah mensintesa sistem linkage kemudi agar kondisi *ackermann* dapat didekati untuk setiap radius putar.

Mekanisme dari sistem steering itu sendiri merupakan *complex spatial linkages* dimana komponen-komponen pada steering sistem mempunyai pengaruh dalam membelokkan kendaraan.

1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dilakukannya penelitian ini adalah :

1. Menganalisa kinematika sistem steering pada mobil HyVi Sapujagad 2
2. Menganalisa pengaruh penempatan *rack* dan sudut *steering arm* terhadap *steering error*
3. Merekomendasikan *system steering linkage* yang memiliki kondisi mendekati optimal untuk mobil HyVi Sapujagad

1.4 Batasan Masalah

Agar penelitian dan batasan masalah tidak terlalu meluas dan penelitian ini bisa mencapai tujuan yang telah ditentukan, maka diperlukan batasan masalah yaitu :

1. Jalan yang dilalui tidak bergelombang (halus/rata) dan kering
2. Tidak terjadi defleksi pada ban

3. *Steering system* yang akan di analisa berjenis *rack and pinion*
4. Variasi analisa hanya posisi *rack* dan dimensi *steering arm*
5. Posisi *rack* pada sumbu z (y) divariasikan sebesar 5cm kearah positif (naik) dan 5cm kearah negatif (turun)
6. Posisi *rack* pada sumbu (z) divariasikan sebesar 5cm kearah positif (maju) dan 5cm kearah negatif (mundur)

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah :

1. Penelitian pada tugas akhir ini dapat dijadikan referensi untuk membuat desain mobil yang lebih baik, demi majunya otomotif di Indonesia
2. Sebagai media penelitian dan pengembangan ilmu pengetahuan dalam dunia otomotif

1.6 Sistematika Penulisan Penelitian

Sistematika penulisan ini terbagi dalam beberapa bab yang dapat ditunjukkan sebagai berikut :

BAB 1. PENDAHULUAN

Pada bagian ini bab ini berisi latar belakang dari penelitian, rumusan masalah, batasan masalah, manfaat, dan sistematika penulisan laporan..

BAB 2. DASAR TEORI

Pada bab dasar teori, bab ini berisi dasar – dasar ilmu yang mendukung pengerjaan tugas akhir.

BAB 3. METODOLOGI PENELITIAN

Pada bagian ini bab ini berisi urutan langkah – langkah pemodelan *Steering system*.

BAB 4. ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini membahas hasil dari pemodelan *Steering System* kendaraan HyVi Sapujagad

BAB 5. KESIMPULAN DAN SARAN

Berisi kesimpulan dari penelitian yang telah dilakukan serta saran – saran untuk membuat penelitian ini lebih baik.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Sistem Kemudi pada Kendaraan

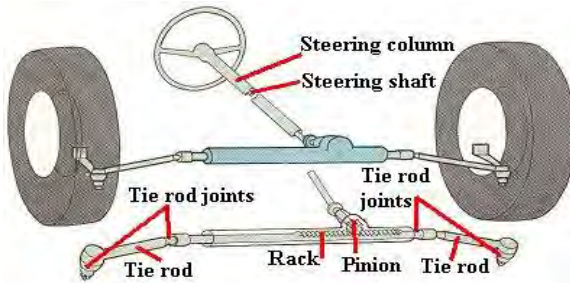
Sistem kemudi suatu kendaraan dimaksudkan untuk mengendalikan arah gerak suatu kendaraan. Suatu sistem dikatakan ideal untuk kendaraan jika memiliki sifat sebagai berikut :

- Dapat digunakan sebagai pengendali arah kendaraan untuk segala kondisi, segala jenis belokan dan segala kecepatan
- Dapat menjamin serta menjaga stabilitas arah kendaraan pada segala jenis gerakan belok dan pada segala kecepatan
- Tidak membutuhkan tenaga yang besar dari pengemudi untuk menggerakkan roda kemudi dalam mengendalikan arah gerak kendaraan

Sistem kemudi manual juga sering disebut sistem kemudi konvensional karena masih menggunakan tenaga hanya dari pengemudi untuk membelokkan roda. Seluruh tenaga diperlukan untuk membelokkan kendaraan dari tangan pengemudi yang ditransmisikan ke roda melalui sistem kemudi. Sistem kemudi berfungsi untuk mentransmisikan gerakan putaran dari pengemudi ke roda. Dalam Tugas Akhir ini, kendaraan yang digunakan adalah HyVi Sapujagad 2 yang menggunakan sistem kemudi *rack and pinion*.

2.1.1 Jenis Sistem Kemudi

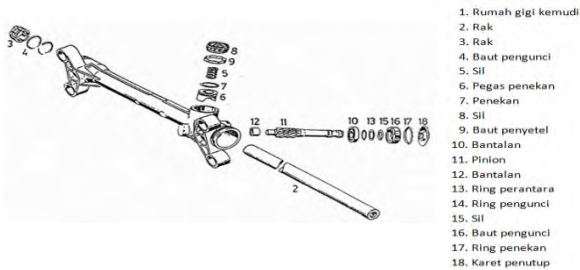
Kendaraan HyVi Sapujagad 2 ini menggunakan sistem kemudi *rack and pinion*. Sistem ini umumnya digunakan pada kendaraan penumpang atau kendaraan kecil yang tidak memerlukan gaya yang besar untuk memutar roda kemudi.



Gambar 2. 1 *Steering system pada rack and pinion*

(courtesy : motorera.com)

Cara kerja untuk sistem ini adalah waktu roda kemudi diputar, *pinion* pun ikut berputar. Gerakan ini akan menggerakkan *rack* dari samping ke samping dan dilanjutkan melalui *tie rod* ke lengan knakel (*steering arm*) pada roda-roda depan. Dari putaran kemudi inilah salah satu roda depan didorong dan yang satu roda tertarik sehingga akan membuat arah belok yang sesuai dengan pengemudi pada putaran roda yang sama. Adapun posisi *pinion* letaknya bervariasi pada sistem kemudi di kendaraan.



Gambar 2. 2 *Komponen Rack and Pinion*

(courtesy : xtop-gear.com)

Adapun bagian pada sistem kemudi pada umumnya dibagi menjadi beberapa bagian yaitu :

- *Steering wheel*
- *Steering column*
- *Steering gear*
- *Steering linkage*

(a) *Steering wheel*

Tenaga putar dari tangan pengemudi akan disalurkan ke *Steering Wheel* (roda kemudi). Roda kemudi harus dapat dijangkau dan dipegang dengan mudah oleh pengemudi. Diameter roda kemudi akan mempengaruhi tenaga yang akan dikeluarkan oleh pengemudi. Jika semakin besar diameter roda kemudi maka momennya akan semakin besar, tenaga yang akan dikeluarkan pengemudi pun akan semakin kecil, begitu juga sebaliknya.

(b) *Steering column*

Steering column terdiri dari *main shaft* yang meneruskan putaran *steering wheel* ke *steering gear* dan *column tube* yang mengikat *main shaft* ke bodi. Bagian ujung atas dari *main shaft* dibuat meruncing dan bergerigi sebagai tempat mengikatkan *steering wheel* dengan sebuah mur pengikat. Bagian bawah *main shaft* dihubungkan dengan *steering gear* menggunakan *flexibel joint* atau *universal joint* yang berfungsi untuk menahan dan memperkecil kejutan dari *steering gear* ke *steering wheel* yang diakibatkan oleh keadaan jalan. *Steering column* harus dapat menyerap gaya dorong dari pengemudi dan dipasangkan pada bodi melalui *bracket column* tipe *breakaway* sehingga dapat bergeser turun pada saat terjadinya tabrakan. Pada kendaraan tertentu, *steering column* dilengkapi dengan :

- *Steering lock* yang berfungsi untuk mengunci *main shaft*.

- *Tilt steering* yang berfungsi untuk memungkinkan pengemudi menyetel posisi *vertikal steering wheel*.
- *Telescopic steering* yang berfungsi untuk mengatur panjang *main shaft*, agar diperoleh posisi yang sesuai..

(c) Steering gear

Steering gear berfungsi untuk memperbesar momen putar yang diberikan dari *main shaft*, sehingga menghasilkan momen yang lebih besar untuk menggerakkan roda depan melalui *steering linkage*. Dengan kata lain *steering gear* ini berfungsi untuk mengarahkan roda depan dan dalam waktu yang bersamaan juga berfungsi sebagai gigi reduksi untuk meningkatkan momen agar kemudi menjadi ringan. Pada *steering gear* terdapat perbandingan antara momen putaran *steering wheel* dengan putaran yang diperbesar oleh *steering gear*, perbandingan steering gear tersebut antara **18-20 : 1**. Perbandingan yang semakin besar akan menyebabkan kemudi menjadi semakin ringan akan tetapi jumlah putaran akan bertambah banyak, untuk sudut belok yang sama.

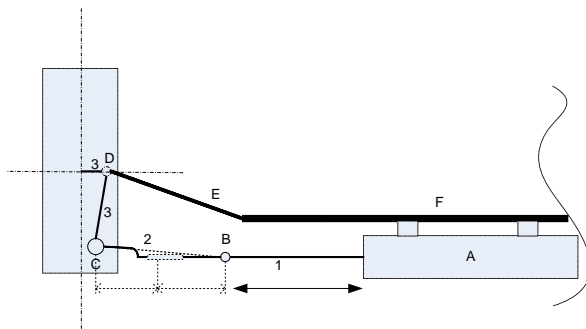
(d) *Steering linkage*

Steering linkage merupakan penghubung antara *steering gear* dengan roda kemudi, tugasnya untuk mengkonversi gerakan dari *steering gear* menjadi gerakan pada roda. Pada sistem *rack and pinion*, *steering linkage* yang digunakan cukup sederhana yaitu *tie rod* dan *steering arm*.



Gambar 2. 3 Beberapa contoh *tie rod*
(courtesy : motorera.com)

Hubungan *joint* pada *steering linkage* yang menghubungkan *rack and pinion*, *tie rod*, dan *steering arm* dapat digambarkan sebagai berikut :



Gambar 2. 4 *Steering linkage*
(courtesy : motorera.com)

Keterangan :

- A *Rack and Pinion*
- B *Tie rod Joint*
- C *Tie rod end menuju steering arm joint*
- D *Steering arm menuju suspension arm joint*
- E *Suspension Arm*

- F Bagian depan *chassis*
- 3 *Steering Arm*
- 2 *Extender Rod*
- 1 *Tie Rod.*

2.2 Perilaku Kendaraan Belok Kondisi Ideal/*Ackermann*

Stabilitas kendaraan dapat dinilai ketika kendaraan tersebut mengalami gerakan belok. Kondisi ideal kendaraan saat melakukan gerakan belok dikenal dengan nama kondisi *Ackermann*. Kondisi *Ackermann* adalah kondisi dimana arah belok kendaraan hanya dipengaruhi oleh sudut belok roda depan yang diberikan pengemudi. Pada kondisi belok ini kendaraan sangat mudah dikendalikan oleh pengemudi atau stabilitas kendaraan tidak terganggu. Kondisi ideal bisa terjadi apabila saat berbelok gaya lateral yang dialami roda sangat kecil (tidak mampu membentuk sudut slip pada ban). Gerakan kendaraan saat berbelok tampak seperti ditunjukkan gambar 1.1.

Menghitung Sudut belok *ackermann* (ideal) *steering* dengan rumus :

$$\delta oA = \tan^{-1} \frac{1}{\cot \delta i + \frac{wt}{wb}}$$

Keterangan :

δoA = Sudut belok ideal/*Ackermann* (°)

wt = *Widthtrack* (m)

δi = Sudut belok *inner* nyata (°)

wb = *Wheelbase* (m)

2.3 *Steering error*

Steering error berkaitan dengan perilaku kendaraan belok ideal/*ackermann* dengan perilaku kendaraan belok nyata. Pada saat kendaraan berbelok maka roda akan membentuk sudut sehingga kendaraan akan bergerak sesuai dengan sudut yang dibentuk oleh roda. *Steering error* merupakan selisih dari sudut belok ideal/*ackermann* dengan sudut belok aktual. Rumus dari *steering error* adalah sebagai berikut :

$$SE = \delta oA - \delta o$$

SE : *Steering error* (°)

δoA : *Sudut steer ideal/ackerman* (°)

δo : *Sudut steer Outer Nyata* (°) .

2.4 Hasil Penelitian Terdahulu

Beberapa penelitian sebelumnya pernah dilakukan untuk mendapatkan analisa *steering error* pada mekanisme sistem kemudi antara lain :

Felzien and Cronim, 1982, Pengaruh *steering error* yang terjadi pada kendaraan yang dilakukan oleh *Felzien and Cronim* tidak hanya melibatkan *rack and pinion, steering arm maupun tie rod*. Penelitian yang dilakukan dengan melihat adanya pengaruh suspensi depan *Mac Pherson* terhadap *steering error* pada gerak belok kendaraan. Pengaruh suspensi itu sendiri sangat berhubungan dengan kondisi jalan yang dilewati kendaraan. Pembuktian yang dilakukan *Felzien and Cronim* pada saat kendaraan melewati suatu jalan yang tidak rata dimana salah satu ban depan terangkat. Adanya ketidakseimbangan antara roda kiri dan kanan tersebut akan membentuk sudut tertentu yang akan membuat kondisi *ackermann* sulit untuk di dekati. Perbedaan sudut yang terbentuk inilah yang menyebabkan kondisi *steering error* dapat terjadi. Optimasi masalah ini dilakukan *Felzien and Cronim*

dengan cara analisa kinematik planar dan memodifikasi geometri suspensi terhadap constrain yang ada sehingga kondisi ideal dapat di dekati.

Simonescu and Smith, 2000, Pada studi penelitian yang dilakukan, peneliti ini mempelajari analisa kinematik yang terjadi pada sistem kemudi. Metode yang digunakan adalah metode planar yang mana digunakan untuk mencari *steering error* yang terjadi. Parameter yang diambil dari penelitian ini yaitu standart *rack and pinion* (Zarak and tousend) dan *central outrigger*. Hasil penelitian didapatkan bahwa *steering error* yang kecil itu sangat berpengaruh pada design dari *rack and pinion* itu sendiri. Selanjutnya untuk mendapatkan hasil yang baik semua bagian pada steering sistem berupa keakuratan dimensi harus dipadukan dengan keadaan lingkungan. Dalam kasus ini kecenderungan sudut *kingpin* yang terbentuk ketika *rack stroke* dan besarnya nilai sudut tekan pada saat rack stroke dapat di pertimbangkan serta bagian-bgaian pada kendaraan yang berhubungan langsung terhadap pergerakan ini. Kendaraan yang memiliki independent front suspension, untuk *steering linkage geometry* harus memiliki korelasi terhadap mekanisme dari suspensi itu. Hal ini dilakukan untuk mencegah *cross coupling effect* antara *steering* dan suspensi. Dengan simulasi dinamik dan permodelan bentuk yang nyata juga dapat membantu mendapatkan korelasi yang disebabkan oleh elastisitas joint, pegas serta redaman ketika kendaraan bergerak.

Muhammad Ashadi Fitrawan, 2012, analisa kinematis terhadap steering linkage dengan variasi posisi *rack and pinion* pada bidang horizontal dengan mengubah panjang *tie rod* tanpa variasi *steering arm* dan pergerakan *rack and pinion* untuk mendapatkan *steering geometry* yang dapat meminimalkan error dengan acuan kondisi gerak *Ackerman*. Dalam hal ini juga dianalisa stabilitas kendaraan dengan variable kecepatan, sudut belok terhadap beban muatan dan posisi muatan. Analisis dilakukan dengan melakukan perumusan pada sudut slip dan

understeer index, sehingga dapat diketahui kondisi kendaraan tersebut akan mengalami *understeer* atau *oversteer*.

U. Wasiwitono, 2012 , analisa kinematis terhadap sistem kemudi tipe *rack and pinion* dengan meminimalkan steering error dengan variasi terhadap *steering arm* dan *rack placement*. Bagaimana pengaruh variasi panjangnya *rack displacement* untuk mendapatkan sudut belok dengan steering error yang paling minimum pada saat kendaraan melakukan manuver. Acuan dari sudut belok ideal pada penelitian adalah prinsip gerak belok ideal *ackermann*.

Michael P.O.F. Manalu, 2013 , Analisa Kinematik secara spatial untuk Rack and pinion pada Kendaraan Multiguna Pedesaan (GEA). Bagaimana pengaruh dari pergeseran *rack and pinion*, perubahan panjang *tie rod*, *sudut steering arm* dan sudut *chamber* yang terbentuk untuk mendapatkan besarnya *steering error* yang terjadi.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Prosedur Penelitian

Untuk dapat mencapai tujuan yang telah diuraikan dalam bab terdahulu, maka akan perlu menyusun langkah-langkah penelitian. Pada penulisan tugas akhir ini prosedur penelitian dilakukan dengan tiga tahapan yang akan dilakukan sebagai berikut:

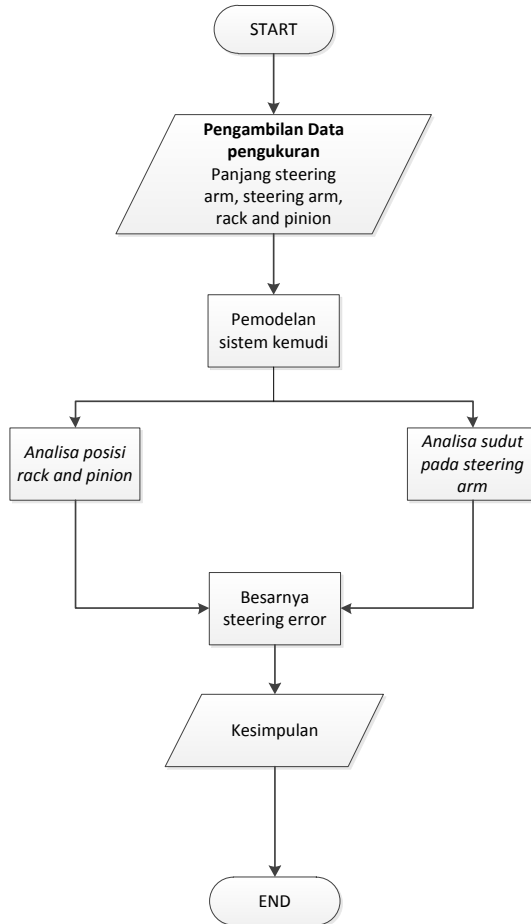
- Melakukan analisis-analisa dengan sumber studi literatur terhadap buku, jurnal dan penelitian terdahulu tentang steering system pada sebuah mobil.
- Penentuan objek mobil yang akan diteliti, dalam hal ini mobil yang akan diteliti adalah “**Hyvi SapuJagad 2**”.
- Setelah mendapatkan data spesifikasi dari “HyVi SapuJagad 2” dilakukan analisa kinematik steering pada kendaraan tersebut. Analisa kinematik dilakukan dengan pemodelan sistem kemudi sebagai model spasial. Pemodelan ini melakukan variasi terhadap link sistem kemudi untuk mendapatkan panjang link dengan error kemudi yang minimum. Pemodelan dengan sistem spasial ini dilakukan dengan menggunakan software kinematik.

3.2 Observasi Lapangan

Sebagai langkah awal untuk pembuatan penelitian ini adalah memasukan data spesifikasi *steering system* dari kendaraan ini. Data spesifikasi *steering system* yang di ambil dari objek penelitian ini akan dilakukan analisa kinematis secara spasial yang menghasilkan output berupa selisih antara sudut belok *outer* aktual

dengan sudut belok *outer ideal/ackermann* yang disebut dengan *Steering Error* yang dihasilkan dari *steering system* kendaraan ini.

3.3 Flowchart Analisa *steering system*



Gambar 3. 1 Flowchart analisa steering system

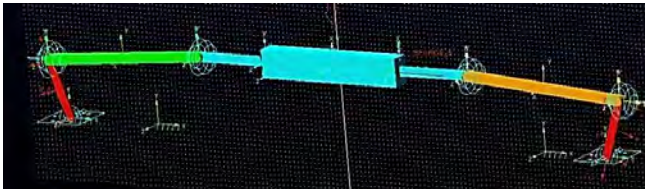
3.3.1 Pengambilan Data Spesifikasi

Data spesifikasi *steering system* yang dibutuhkan untuk pemodelan adalah:

- Panjang *tie rod*
- Panjang *rack and pinion*
- Posisi *rack and pinion*
- Panjang *steering arm*
- Sudut *steering arm*
- Panjang *wheelbase*
- Lebar *Trackwidth*.

3.3.2 Pemodelan Steering System

Dari data spesifikasi *steering system* kendaraan. Selanjutnya data tersebut menjadi acuan dalam membuat pemodelan *steering system*.

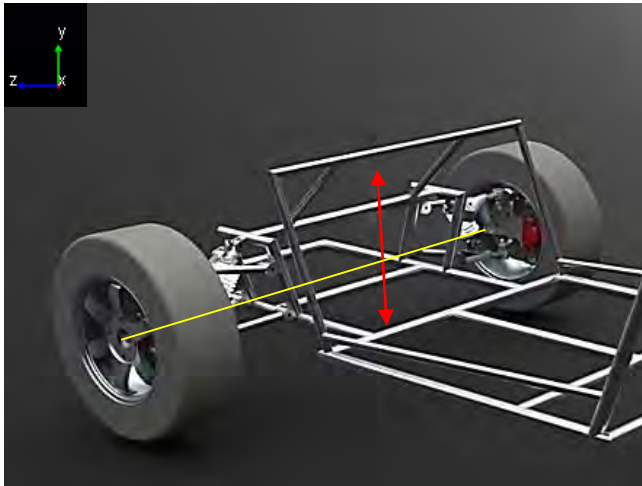


Gambar 3. 2 Pemodelan steering system kendaraan HyVi "Sapujagad 2"

Pemodelan spasial dilakukan dengan menggunakan software kinematik dimana *steering arm* dihubungkan dengan *revolute joint* dan menggunakan *ball joint* sebagai penghubung ke *tie rod*. *Rack and pinion* itu sendiri dimodelkan dengan bentuk perismatik dan dihubungkan dengan *tie rod* menggunakan *ball joint*. Simulasi yang dilakukan dengan memasukkan input berupa

force (gaya) untuk waktu dengan range 0 - 0.4 sec sehingga mendapatkan sudut belok maksimum yang diinginkan yaitu sebesar 30^0 . Nilai *output* yang didapatkan berupa sudut pada *steering arm* dan perhitungan untuk mendapatkan sudut aktual pada roda menggunakan persamaan $\delta_l = \theta_l - \theta_{l0}$ dan $\delta_r = \theta_r - \theta_{r0}$. Nilai θ_{l0} dan θ_{r0} merupakan sudut awal pada *steering arm*, sementara untuk θ_l dan θ_r merupakan sudut *steering arm* yang terbentuk akibat dari *force* untuk *range* waktu 0 – 0.4 sec. Hasil yang didapatkan akan membentuk sudut aktual dan sudut *ackerman* dimana selisihnya merupakan nilai dari *steering error*.

- Pemodelan *Steering system* dengan posisi rack “h” yang divariasikan pada sumbu (y)

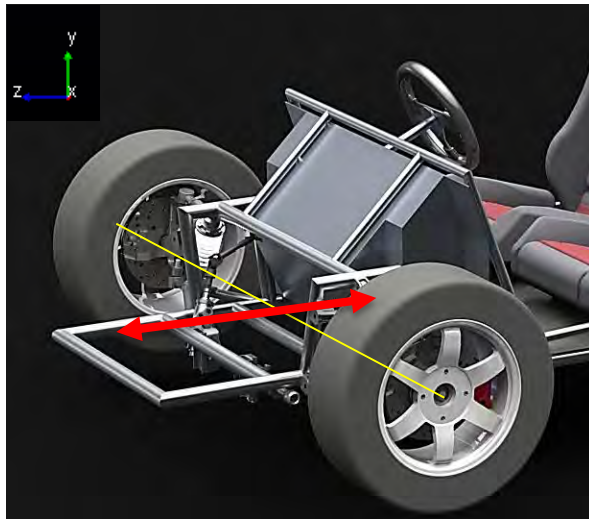


Gambar 3. 3 Pemodelan *Steering system* dengan variasi posisi rack “h” pada sumbu (y)

Seperti dilihat digambar garis kuning menunjukkan *wheel axis* kendaraan. Panah merah menunjukkan variasi posisi *rack* yang akan dilakukan untuk mencari nilai dari *steering error* yang minimum. Variasi

dilakukan dengan memindahkan posisi *rack* 5cm diatas *wheel axis* dan 5cm dibawah *wheel axis*.

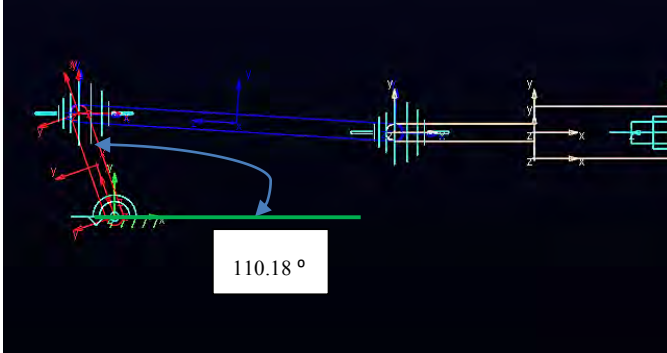
- b. Pemodelan *steering system* dengan posisi *rack* “h” yang divariasikan pada sumbu (z)



Gambar 3. 4 Pemodelan *steering system* dengan posisi *rack* “h” yang divariasikan pada sumbu (z)

Seperti dilihat digambar garis kuning menunjukkan *wheel axis* kendaraan. Panah merah menunjukkan variasi posisi *rack* yang akan dilakukan untuk mencari nilai dari *steering error* yang minimum. Variasi dilakukan dengan memindahkan posisi *rack* 5cm didepan *wheel axis* dan 5cm dibelakang *wheel axis*.

- c. Pemodelan *steering system* dengan sudut *steering arm* yang di variasikan.



Gambar 3. 5 Pemodelan *steering system* dengan sudut *steering arm* yang di variasikan

Seperti dilihat digambar berwarna merah merupakan gambar *steering arm* yang memiliki sudut sebesar 110.18° . Variasi yang dilakukan adalah dengan penambahan sudut *steering arm* hingga 116.8° dan pengurangan sudut hingga 104.18° .

3.3.3 Prosedur Perhitungan

Langkah-langkah yang perlu dilakukan dalam analisa sudut steering kendaraan HyVi Sapujagad ini adalah sebagai berikut :

- a. Langkah awal dari perhitungan ini adalah mencari data-data dari spesifikasi kendaraan yang akan digunakan sebagai data input. Data yang digunakan adalah data *width track*, *wheel base*, dimensi *steering arm* dan posisi *rack*. Kemudian melakukan simulasi dengan software kinematic dengan data spesifikasi system steering kendaraan, kemudian output dari simulasi tersebut adalah δo dan δi .
- b. Menghitung Sudut belok *ackermann* (ideal) steering dengan rumus :

$$\delta oA = \tan^{-1} \frac{1}{\cot \delta i + \frac{wt}{wb}}$$

- c. Menghitung besarnya *steering error* dengan rumus :

$$SE = \delta oA - \delta o$$

- d. Melakukan analisa terhadap kondisi *steering linkage* (dimensi *steering arm*, dan posisi *rack*) mobil “HyVi Sapujagad” agar didapatkan *steering error* minimum.
- e. Setiap variasi posisi *rack* dan variasi dimensi *steering arm* akan menghasilkan *steering error*, maka prosedur perhitungan ini dilakukan untuk setiap masing masing variasi..

3.3.4 Analisa Spesifikasi

Setelah *steering system* dimodelkan maka panjang *tie rod*, sudut *steering arm* dan posisi *rack* dapat dievaluasi sehingga dapat menghasilkan *steering error* yang minimum dengan mengacu pada konstruksi kendaraan. Kemungkinan konstruksi kendaraan dirubah sangat minim sehingga variasi dimensi *steering arm* dan posisi *rack* dibatasi agar tidak merubah konstruksi dari kendaraan ini. Posisi *rack* pada sumbu (y) divariasikan sebesar 5cm kearah positif (naik) dan 5cm kearah negatif (turun). Posisi *rack* pada sumbu (z) divariasikan sebesar 5cm kearah positif (maju) dan 5cm kearah negatif (mundur). Sudut Belok maksimal kendaraan ini adalah 30^0 mengacu pada penelitian rekan penulis yang membahas tentang analisa kestabilan dari kendaraan HyVi Sapujagad 2.

3.3.5 Kesimpulan

Analisa yang akan dilakukan berupa analisa grafik *steering error* terhadap masing-masing variasi posisi *rack* dan dimensi *steering arm* pada *steering system* kendaraan ini.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Spesifikasi Kendaraan

Kendaraan yang akan dianalisa *steering system* adalah kendaraan HyVi Sapujagad yang memiliki spesifikasi sebagai berikut :

Tabel 4. 1 Data spesifikasi kendaraan HyVi "Sapujagad 2"

Panjang	: 3300 mm	Panjang Tie rod	: 36.6 cm
Lebar	: 1700 mm	Panjang Steering arm:	13 cm
Tinggi	: 1200 mm	Panjang rack	: 65 cm
Ground Clearance	: 200 mm	Sudut steering arm	: 110, 18°
Wheel base	: 2200 mm	Sudut belok maksimum:	30°
Track width	: 1400 mm		

4.2 Analisa Kinematis Spatial dari Data Awal pada *steering system* Kendaraan

Berdasarkan data spesifikasi pada kendaraan HyVi Sapujagad, maka untuk menganalisa *steering error* dapat dilakukan dengan persamaan pada bab 2.3. Pada simulasi ini kendaraan berbelok kanan maka $\delta_i = \delta_o$ dan $\delta_r = \delta_i$. Hubungan dari δ_o dengan δ_i aktual dibandingkan dengan sudut belok ideal yang sesuai dengan prinsip *ackerman* dengan persamaan pada bab 2.2.



Gambar 4. 1 Pemodelan steering system kendaraan kondisi sebenarnya

Gambar diatas menunjukkan pemodelan dari steering system kendaraan ini. *Rack* ditunjukkan dengan warna biru dengan panjang 65 cm, *tie rod* ditunjukkan dengan warna ungu, dan warna merah menunjukkan gambar dari steering arm.

Tabel 4. 2 Hasil pemodelan steering system kendaraan kondisi sebenarnya

Posisi Awal					
No	time	δ_o	δ_i	δ_oA	SE
1	0	0	0	0	0
11	0.1	1.7635	1.7765	1.7421	0.0214
21	0.2	7.2047	7.4272	6.8639	0.3408
31	0.3	16.858	18.127	15.1589	1.6991
38	0.37	26.786	30.128	22.9679	3.8180
41	0.4	32.101	37.017	26.9998	5.1008

Berikut adalah ringkasan hasil dari simulasi *steering system* kendaraan, output dari simulasi *steering system* adalah berupa sudut belok roda kiri (δ_o) dan sudut belok roda kanan (δ_i). Kemudian mencari sudut belok roda kiri sebenarnya dengan rumus (δ_oA). Mari kita menghitung pada bagian yang diberi warna kuning.

$$\delta_oA = \tan^{-1} \frac{1}{\cot \delta_i + \frac{wt}{wb}}$$

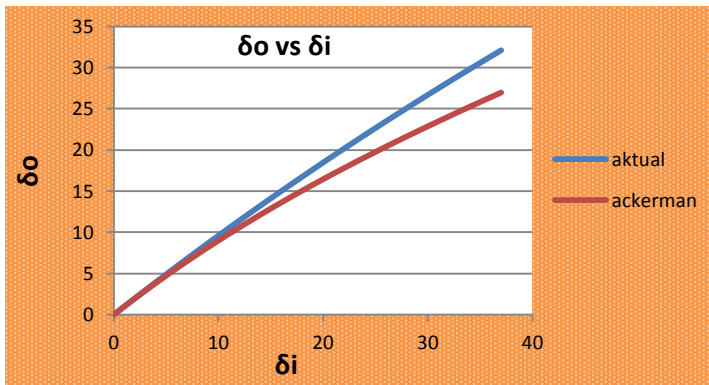
$$\delta oA = \tan^{-1} \frac{1}{\cot 30.128 + \frac{140 \text{ cm}}{220 \text{ cm}}}$$

$$\delta oA = 22.9679$$

Setelah itu menghitung besarnya *steering error* dengan rumus : $SE = \delta oA - \delta o$

$$SE = 22.9679 - 26.786$$

$$SE = 3.8180$$

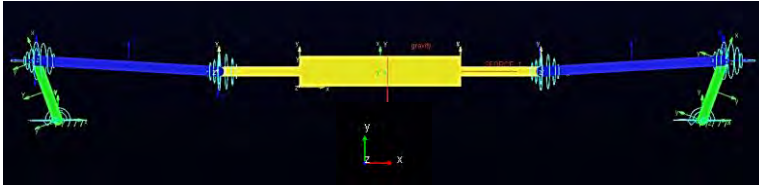


Gambar 4. 2 Grafik δo vs δi dari hasil pemodelan *steering system* kendaraan

Jika mengamati grafik δo vs δi seperti di atas, terlihat hubungan antara sudut belok roda kanan dan roda kiri. Sudut belok roda kanan (δ_i) akan selalu membentuk sudut yang lebih besar dari sudut belok roda kiri (δ_o). Semakin besar sudut belok kendaraan maka akan semakin besar perbedaan antara garis sudut belok aktual yang ditunjukkan dengan warna biru dan sudut belok Ackermann yang ditunjukkan dengan warna merah. Selisih antara sudut belok aktual dan sudut belok *ackermann* disebut *steering error*. Dari grafik dapat dilihat bahwa kendaraan ini masih memiliki *steering error* yang besar yaitu sebesar $3,82^\circ$. Pada kondisi ini, Posisi *rack* berada pada ketinggian 14,5 cm dari *wheel axis*, panjang *tie rod* 36,6 cm dan sudut *steering arm* $110,18^\circ$.

4.3 Analisa Kinematis *Steering system* dengan posisi rack “h” yang divariasikan pada sumbu (y)

Analisa ini dilakukan untuk mengetahui bagaimana pengaruh variasi posisi rack “h” (sumbu y) terhadap steering error dapat di tunjukkan pada gambar 4.2.

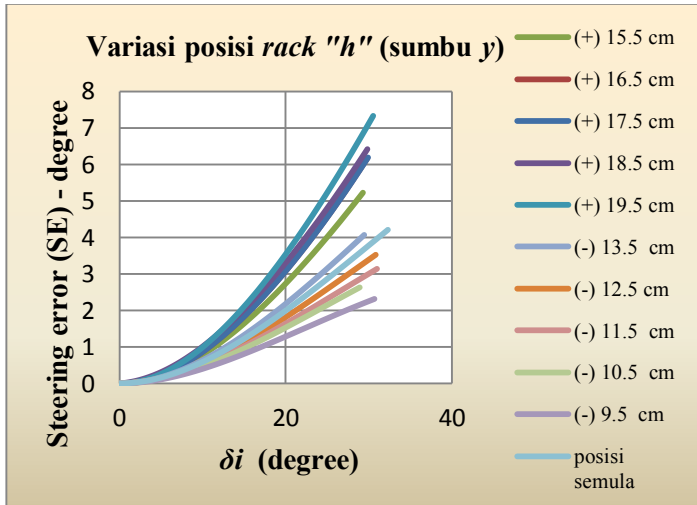


Gambar 4. 3 Pemodelan steering system kendaraan posisi rack "h" 9.5cm pada sumbu (y) dari wheel axis

Berikut adalah ringkasan hasil dari simulasi steering system kendaraan jika posisi rack diturunkan 5 cm pada sumbu (y). Panjang tie rod yang ditunjukkan dengan warna biru menjadi 36,3 cm dengan steering error bernilai 2,31910. Posisi rack yang ditunjukkan dengan warna kuning menjadi 9.5 cm diatas wheel axis. Untuk perhitungan pada tabel sama seperti yang dijelaskan pada bab 4.2

Tabel 4. 3 Hasil pemodelan steering system dengan posisi rack "h" 9.5cm pada sumbu (y) dari wheel axis

Posisi rack Turun pada Sumbu (y) 5 cm					
No	time	δ_o	δ_i	δ_{oA}	SE
1	0	0	0	0	0
11	0.1	1.8161	1.8369	1.8002	0.0159
21	0.2	7.3996	7.7596	7.1471	0.2525
31	0.3	17.2319	19.3416	16.0091	1.2227
36	0.35	24.0699	28.4636	21.9528	2.1170
37	0.36	25.6214	30.6832	23.3023	2.3191
41	0.4	32.5428	41.4418	29.4789	3.0638

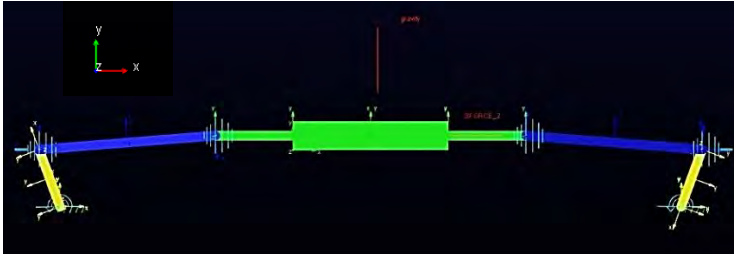


Gambar 4. 4 Grafik steering error vs δi dari hasil pemodelan steering system kendaraan dengan variasi posisi rack "h" sumbu (y)

Grafik diatas adalah *steering error* vs sudut belok roda kanan (δi). Setiap variasi rack menghasilkan nilai steering error yang berbeda, grafik diatas menunjukkan bahwa adanya pengaruh variasi ketinggian rack terhadap *steering error*. Variasi perpindahan rack yang diamati penulis sebesar 5 cm kearah positif sumbu (y) dan 5 cm kearah negatif sumbu (y), hal ini disebabkan karena posisi penempatan baterai pada kendaraan, sehingga menyebabkan ruang gerak dari rack menjadi terbatas. Semakin dekat posisi rack dengan *wheel axis* maka nilai *steering error* akan semakin kecil. Dari analisa grafik di atas terlihat bahwa *steering error* yang paling kecil pada saat posisi rack diturunkan sejauh 5 cm dari posisi semula.

4.4 Analisa Kinematis *Steering System* dengan posisi rack “h” yang divariasikan pada sumbu (z)

Analisa ini dilakukan untuk mengetahui bagaimana pengaruh variasi posisi rack “h” (sumbu z) terhadap besarnya nilai steering error.



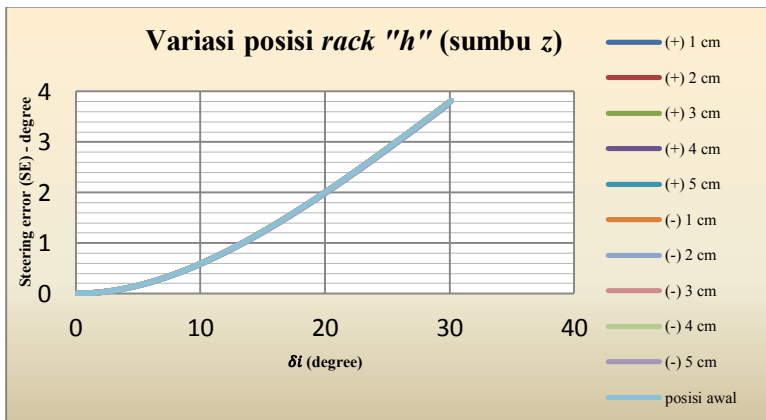
Gambar 4. 5 Pemodelan *steering system* kendaraan posisi rack “h” dimajukan 5cm pada sumbu (z) dari wheel axis

Panjang *tie rod* yang di tunjukkan dengan warna biru menjadi 37,548 cm dengan steering error bernilai $3,742^0$. Posisi rack menjadi 5 cm didepan wheel axis.

Tabel 4. 4 Hasil pemodelan *steering system* dengan posisi rack “h” dimajukan 5cm pada sumbu (z) dari wheel axis

Posisi Rack Naik pada Sumbu (z) 5 cm					
No	time	δo	δi	δoA	SE
1	0	0	0	0	0
11	0.1	1.7458	1.7586	1.7249	0.0209
21	0.2	7.1295	7.3475	6.7957	0.3338
31	0.3	16.67	17.91	15.0054	1.6646
38	0.37	26.464	29.723	22.7224	3.7420
41	0.4	31.698	36.484	26.6962	5.0022

Berikut ringkasan adalah hasil dari simulasi *steering system* kendaraan jika posisi rack diturunkan 5 cm pada sumbu (z). Untuk perhitungan pada tabel sama seperti yang dijelaskan pada bab 4.2

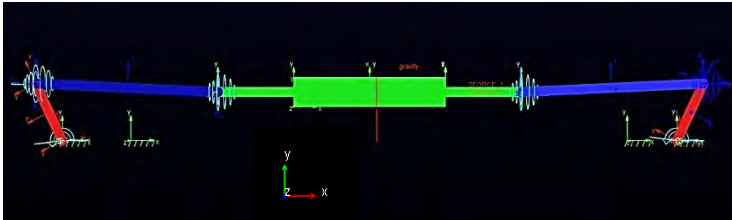


Gambar 4. 6 Grafik steering error vs δi dari hasil pemodelan steering system kendaraan dengan variasi posisi rack "h" sumbu (z) dari wheel axis

Grafik diatas adalah *steering error* vs sudut belok roda kanan (δi). Grafik diatas menunjukkan bahwa pengaruh variasi rack "h" pada sumbu (z) tidak menghasilkan nilai *steering error* yang signifikan. Hal ini disebabkan pergerakan lengan rack memiliki batas, jika posisi rack dipindahkan pada sumbu (z) maka sudut yang terbentuk pada setiap lengan tie rod semakin besar sehingga mengurangi pergerakan rack, dan juga komponen *ball joint* yang tersedia memiliki pergerakan yang terbatas, sehingga berpengaruh pada sudut belok roda yang menjadi kecil. Dari grafik diatas menunjukkan bahwa *steering error* yang terjadi dari perpindahan rack terhadap sumbu z ini memberikan pengaruh yang kecil. Variasi penempatan rack terhadap sumbu "Z" ini memberikan *steering error* minimum dengan menempatkan rack ke arah positif sebesar 5 cm.

4.5 Analisa Kinematis *Steering System* terhadap Variasi Sudut *Steering Arm* dengan perpindahan *Rack* yang Memberikan *Steering Error* Minimum

Dari hasil penggabungan penempatan rack baik terhadap sumbu (y) maupun terhadap sumbu (z) didapat steering error yang paling minimum sebesar 1.79580 dengan menurunkan sejauh 2 cm dan memajukan rack tersebut sejauh 2 cm. Posisi ini kemudian di variasikan terhadap perubahan sudut pada steering arm yang bervariasi dengan perubahan sebesar 1 derajat sampai 6 derajat.



Gambar 4. 7 pemodelan *steering system* dengan sudut *steering arm* 116.18° pada posisi rack "h" sumbu (y) 12.5cm dan sumbu (z) 2cm dari *wheel axis*

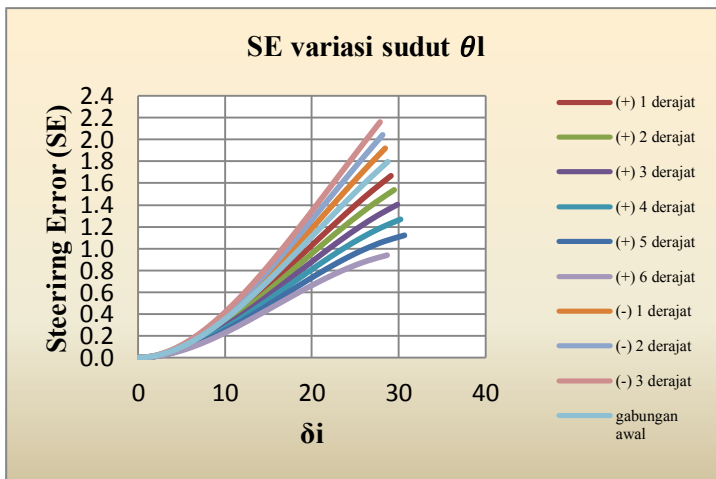
Sudut *steering arm* yang ditunjukkan dengan warna merah menjadi 116.18° . Panjang *tie rod* yang ditunjukkan dengan warna biru menjadi 38,24 cm dengan steering error bernilai $0,938^{\circ}$. Posisi rack yang ditunjukkan dengan warna hijau menjadi 2 cm didepan *wheel axis* dan 12.5 cm diatas *wheel axis*.

Tabel 4. 5 Hasil pemodelan *steering system* dengan sudut *steering arm* 116.18° pada posisi rack "h" sumbu (y) 12.5cm dan sumbu (z) 2cm dari *wheel axis*

Posisi rack "h" sumbu (y) 12.5cm dan Sumbu (z) 2cm dari <i>Wheel Axis</i> dengan sudut <i>steering arm</i> 116.18° .					
No	time	δo	δi	δoA	SE
1	0	0.00	0.00	0	0.0

11	0.1	1.86	1.89	1.8510	0.0098
21	0.2	7.57	8.08	7.4182	0.1563
31	0.3	17.59	20.65	16.9050	0.6880
35	0.34	23.01	28.66	22.0710	0.9380
41	0.4	32.93	47.15	32.5950	0.3377

Ringkasan berikut adalah hasil dari simulasi *steering system* kendaraan jika sudut *steering arm* dinaikan menjadi 116.18° . Untuk perhitungan pada tabel sama seperti yang dijelaskan pada bab 4.2



Gambar 4. 8 Grafik *steering error* vs δ_i dari hasil pemodelan *steering system* kendaraan dengan variasi sudut *steering arm* pada posisi rack "h" sumbu (y) 12.5cm dan sumbu (z) 2cm dari wheel axis

Grafik diatas adalah *steering error* vs sudut belok roda kanan (δ_i). Grafik diatas menunjukkan bahwa pengaruh variasi sudut *steering arm* memberikan nilai *steering error* yang variatif. Hal ini disebabkan adanya penambahan sudut pada lengan tie rod terhadap lengan *steering arm* jadi sudut yang terbentuk mempengaruhi pergerakan rack. Dari penambahan sudut pada *steering arm* menyebabkan *steering system* lebih cepat untuk

mencapai sudut belok roda yang maksimal. Dari grafik diatas menunjukkan bahwa nilai *steering error* yang terjadi dari variasi sudut ialah jika *steering arm* diubah sudutnya menjadi 116.18° .

4.6. Spesifikasi Baru Kendaraan

Dari hasil analisa kinematis *steering system* maka kendaraan ini memiliki posisi *rack*, dimensi *steering arm*, dan panjang tie rod yang baru. Kemudian Data ini akan menjadi masukan untuk pengembangan *steering system* dari kendaraan Hybrid Vehicle "Sapujagad".

Tabel 4. 6 Data spesifikasi baru dari kendaraan HyVi "Sapujagad 2"

Panjang <i>tie rod</i>	: 38.24 cm
Posisi <i>rack</i>	: 12.5 cm diatas <i>wheel axis</i> dan 2 cm didepan <i>wheel axis</i>
Sudut <i>steering arm</i>	: $116,18^{\circ}$
Sudut belok maksimum	: 28.66°
Nilai <i>steering error</i>	: $0,938^{\circ}$

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari hasil analisa dan pembahasan pada bab sebelumnya, maka penulis mengambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Pada analisa kinematis spatial pada sistem kemudi ini, jarak *rack* ke sumbu axis roda (h), *panjang tie rod* (l_a) sudut steering arm (θ) merupakan faktor yang berpengaruh terhadap *steering error* (SE). Penempatan *rack* lebih dekat dengan sumbu axis roda dan memperbesar sudut *steering arm* dapat meminimalkan *steering error*.
2. Dari hasil variasi (h) kearah sumbu y yaitu dengan menaikkan dan menurunkan posisi *rack* terhadap sudut axis roda didapatkan nilai *steering error* minimum sebesar 2.3191^0 dengan menghasilkan spesifikasi baru sebesar
 - *Tie rod* (l_t) = 36.3 cm
 - Posisi *rack* ke sumbu axis roda (h) sumbu y = 9.5 cm
 - Maksimum sudut belok roda depan (sudut *inner*) = 25.6^0
3. Dari hasil variasi (h) kearah sumbu z terhadap sudut axis roda yaitu dengan memajukan dan memundurkan posisi *rack* didapatkan nilai *steering error* minimum sebesar 3.742^0 dengan menghasilkan spesifikasi baru sebesar
 - *Tie rod* (l_t) = 37,548 cm
 - Posisi *rack* ke sumbu axis roda (h) sumbu z = dimajukan 5 cm

- Maksimum sudut belok roda depan (sudut *inner*) = 26.46^0
4. Dari hasil variasi “h” yaitu pada sumbu z dirubah menjadi 2 cm ke arah positif dan pada sumbu y dirubah menjadi 2 cm ke arah negatif. Posisi tersebut divariasikan lagi terhadap *steering arm* dengan memperbesar sudut sebesar 6 derajat yang menghasilkan *steering error* yang paling minimal yaitu sebesar 0.9380^0 , panjang *tie rod* menjadi 38.24 cm, dengan sudut belok maksimum roda depan (*inner*) sebesar 28.66^0 .

5.2. Saran

Beberapa saran dan rekomendasi yang diajukan peneliti setelah menyimpulkan hasil penelitian adalah:

1. Posisi *rack* pada sumbu (*y*) semakin dekat dengan *wheel axis* akan memberikan nilai *steering error* yang minimum.
2. Sudut *steering arm* yang besar akan memberikan nilai *steering error* yang minimum.
3. Dalam pendesaianan *chassis* kendaraan alangkah lebih baiknya untuk mensimulasikan *steering system* kendaraan tersebut.
4. Alat *steering system* yang ada di lab. otomotif sebaiknya dijadikan alat praktikum mahasiswa yang mengambil mata kuliah teknologi otomotif dan kinematika mekanisme, agar mahasiswa mengerti betul tentang pengaplikasian mata kuliah yang diambil.