TUGAS AKHIR – TM 141585

ANALISA KINEMATIS DAN KEKUATAN SISTEM SUSPENSI MOBIL LISTRIK ITS BRAJAWAHANA

FIRDAUS JA'FAR SHODIQ
NRP 2111 100 084

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

JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2015

FINAL PROJECT – TM 141585

KINEMATIC AND STRENGTH ANALYSIS OF SUSPENSION SYSTEM ON ITS ELECTRIC CAR BRAJAWAHANA

FIRDAUS JA'FAR SHODIQ
NRP 2111 100 082

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

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2015

ANALISA KINEMATIS DAN KEKUATAN SISTEM SUSPENSI MOBIL LISTRIK ITS BRAJAWAHANA

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi salah satu syarat
memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Bidang Studi Desain
Program S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :
FIRDAUS JA'FAR SHODIQ
NRP. 2111100082

Disetujui Oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr.Eng Unggul Wasiwitono ST., M.Eng.Sc ....(Pembimbing)
   NIP . 197805102001121001
2. Indra Sidharta ST., M.Sc ....(Penguji I)
   NIP.198006192006041004
3. Prof Ir I Nyoman Sutantra Msc., PhD ....(Penguji II)
   NIP. 195106051978031002

SURABAYA
JULI, 2015

ANALISA KINEMATIS DAN KEKUATAN SISTEM SUSPENSI MOBIL LISTRIK ITS BRAJAWAHANA

Nama : Firdaus Ja'far Shodiq
NRP : 2111100082
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Pembimbing :Dr Eng Unggul Wasiwitono ST M.Eng,Sc

ABSTRAK

Perkembangan tekonologi otomotif yang semakin pesat menuntun peningkatan performa dari segala aspek seperti kenyaman, keamanan, dan kestabilan. Hal tersebut juga berlaku pada saat perancangan mobil listrik, dimana perancangan harus memperhatikan ketiga aspek tersebut. Beberapa bagian seperti *steering*, *braking*, dan *suspension* adalah salah satu aspek yang menunjang kestabilan, keamanan maupun kenyamanan dalam berkendara. Oleh karena itu perancangan sistem suspensi yang baik akan membuat kendaraan lebih nyaman dan aman untuk dikendarai, sesuai dengan fungsi suspensi sebagai *body insulation* maupun *road holding*. Suspensi sendiri memiliki beberapa bagian diantaranya pegas, *damper*, *arm*, *knuckle*, dan *ball joint*.

Pada tugas akhir kali ini akan dianalisa kinematika dari sistem suspensi pada mobil listrik ITS Brajawahana, dengan menggunakan bantuan *tool motion study* pada software *SolidWorks*, dimana dikarenakan ukuran geometri *link* dan *knuckle* suspensi *double whisbone* milik honda estilo sudah tidak bisa dirubah lagi, maka perubahan dilakukan pada penempatan link tersebut. Proses percobaan dilakukan dengan memberikan input pada suspensi berupa gerakan vertikal sehingga dihasilkan grafik *camber angle* fungsi *vertical displacement* dari roda. Begitu juga untuk *roll centre* dimana posisi *roll center* yang didapat berdasarkan variasi posisi dari *link* Dari hasil variasi selanjutnya dibandingkan dan dipilih desain yang paling mendekati keinginan sehingga dihasilkan sistem suspensi yang

sesuai dengan kebutuhan mobil listrik Brajawahana. Selain itu pada tugas akhir ini akan dianalisa pula kekuatan dari suspensi *Double Whisbone*, dimana yang menjadi fokus utama adalah pada bagian lower arm. Pada bagian tersebut lebih dimungkinkan terjadi kegagalan karena langsung berhubungan dengan titik kontak gaya yang berasal dari berat kendaraan. Analisa kekuatan dilakukan dengan menggunakan *simulation study* pada *SolidWorks* dimana beban yang diaplikasikan berupa beban fatigue yang diasumsikan sebesar 2,5 kali dari beban statis.

Hasil yang didapatkan dari proses simulasi menunjukkan bahwa untuk analisa kinematis variasi yang dipilih berdasarkan kriteria *camber*, *roll centre* dan defleksi pegas menunjukkan variasi yang berbeda. Dimana untuk *camber* variasi 3 menunjukkan karakteristik yang lebih baik dibandingkan variasi lain maupun standar. Sedangkan untuk *roll centre* variasi 7 lebih bagus, dan untuk defleksi pegas variasi 15 yang lebih baik. Akan tetapi secara analisa kinematik secara keseluruhan dipilih variasi 7 karena efek terhadap kestabilan yang paling besar. Untuk analisa kekuatan material, hasil dari *simulation study* menunjukkan bahwa *lower arm* yang menerima beban paling besar dari bagian suspensi lain masih mampu menahan beban *fatigue* dan memiliki *safety factor* 2 untuk material gray cast iron sehingga berdasarkan standar perancangan suspensi, hal tersebut sudah masuk dalam kriteria aman. Namun karena penggunaan material getas sangat berbahaya maka penggantian dengan alumunium atau low carbon steel juga diperbolehkan dengan syarat yieldnya berada diatas 150 Mpa

Kata kunci : Suspensi, *camber*, *roll centre*, defleksi pegas, tegangan, dan defleksi material

KINEMATIC AND STRENGTH ANALYSIS OF SUSPENSION SYSTEM ON ITS ELECTRIC CAR BRAJAWAHANA

Student Name : Firdaus Ja'far Shodiq
NRP : 2111100082
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisor Lecturer : Dr Eng Unggul Wasiwitono, ST., M.EngSc

ABSTRACT

Rapid development of automotive technology, demand on enhancement performance in every aspect like comfort, safety and stability of driving. On designing of electric car that also count, where the design must notice for that three aspect. Some parts like steering, braking and suspension are one of the aspect that supporting stability, safety and also riding comfort. Therefore a good design of suspension system will make the vehicle more comfort and safe. It is appropriate with the function of suspension itself as body insulation and road holding. The suspension also has some part like spring, damper, arm, knuckle and joint.

In this research will be analyzed the kinematic and strength of suspension system on ITS electric car Brajawahana, using solidworks tool like motion study and simulation study. Where for kinematic analysis, the geometry of link and knuckle are asumed constant, so the variation will be done in placement of suspension arm. The simulation is done by giving input on suspension in the form of vertical displacement until the graphic of camber as function vertical dislacement can be plotted. The same methode is applied on simulation for roll centre and spring deflection. From the simulation in software, it will be chosen a variation that can meet a criteria of ITS electric car Brajawahana. Furthermore, in this study it also analyze the strength of suspension sistem, where the focus point is analyzing lower arm.

Because that part has more possibilty to failure than the other part. Strength analysis is done by using simulation study where the aplicated load is asumed 2,5 times of quarter-car weight.

From the simulation process, it show the kinematics analysis result where graphical analysis that is chosen based on camber, roll and spring deflection criteria have a different best variation. Where for camber, variation 3 show better kinematic characteristic than the other. While for other analysis, the best kinematic charachteristec is shown by variation 7 for roll centre and variation 15 for spring deflection. However in whole kinematic analysis variation 7 is recomended because it effect stability more, than the other variation. In strength analysis the simulation show that lower arm still can withstand the load of car with safety factor up to 2. But using brittle material is very dangerous, so using alumunium alloy or carbon steel material is still allowed with the provison of the yield strength is above 150 Mpa

Keyword : Suspension, *camber*, *roll centre,* spring deflection, stress, dan material deflection

KATA PENGANTAR

Assalamu'alaikum Wr. Wb.Puji syukur kehadirat Allah SWT atas rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan tugas akhir strata (S1). Tugas akhir ini disusun untuk memenuhi salah satu persyaratan kelulusan pendidikan sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis juga ingin menyampaikan rasa terima kasih yang sangat dalam kepada semua pihak yang telah banyak membantu dan berperan penting pada penyelesaian tugas akhir ini, yaitu:

1. **Allah SWT** yang selalu memberi nikmat kesehatan, rizky dan hidayah sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
2. **Dr.Unggul Wasiwitono,ST,M.Eng.Sc**. yang sudi meluangkan waktu, tenaga dan pikiran untuk tidak henti-hentinya membimbing dan mendidik penulis hingga terselesaikannya tugas akhir ini.
3. Kedua orang tua penulis yang tak pernah lelah mendoakan, mendidik serta selalu mendukung penulis hingga saat ini
4. **Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc., PhD , Indra Sidharta ST, MT , Alief Wikarta ST, M.Sc.Eng, PhD** selaku dosen penguji dalam seminar proposal dan sidang tugas akhir penulis yang telah memberikan saran, kritik, dan masukan pada laporan tugas akhir ini.
5. **Ir. Bambang Pramujati, MSc.Eng, Ph.D** selaku ketua jurusan Teknik Mesin FTI-ITS.
6. **Nur Ikhwan, ST, M.Eng** selaku Dosen Wali penulis.
7. Seluruh Staff, Dosen dan Karyawan Teknik Mesin ITS yang telah banyak membantu penulis selama menjadi mahasiswa
8. **Vicky Betha (Vikbet),** selaku partner tugas akhir yang menjadi rekan dalam susah senangnya mengerjakan tugas akhir

9. Saudara, teman, rekan, serta sahabat seperjuangan Teknik Mesin **angkatan M-54** yang selalu memberi banyak dukungan kepada penulis dalam berbagai cara, semoga silaturrahmi ini terjaga hingga tutup usia.
10. Rekan-rekan "~~***WAVE Silits Society***~~" yang selalu menjadi rumah kedua sekaligus tempat bertukar inspirasi
11. Rekan-rekan Laboratorium **Desain Otomotif : Daris, Bayu, Tetra, Oky, Wiar, Samidi, Ajeng, Fitri, Viola, Junta, Simen, Angga, Mukhlis, Azhar, Sawung, Aul, Indira, Fey, Tomi, Jatmiko "Sujat", Irfan "CakGun",Ryan "Gosilink**", dan rekan-rekan yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu.
12. Seluruh pihak yang tidak bisa penulis sebutkan satu per satu.

Besar harapan agar tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi kehidupan dan siapa saja yang membutuhkan. Penulis menyadari masih banyaknya kekurangan dalam tugas akhir ini, oleh sebab itu penulis memohon maaf sebesar-besarnya, sekaligus tak henti-hentinya menunggu kritik dan saran untuk memperbaiki lagi.
Wassalamualaikum Wr. Wb.

Surabaya, Juli 2015

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xi
BAB I PENDAHULUAN	
I.1 Latar Belakang	1
I.2 Perumusan Masalah	2
I.3 Tujuan Penelitian	3
I.4 Batasan Masalah	3
I.5 Manfaat Penelitian	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Suspension	5
2.2 Jenis-Jenis Suspensi	7
2.3 Roll Centre dan Roll Axis	13
2.4 Camber Angle	14
2.5 Teori Kegagalan Von Mises	18
BAB III METODOLOGI	
3.1 Prosedur Tugas Akhir	23
3.2 Flowchart Tugas Akhir	23
3.3 Prosedur Simulasi dan Analisa	25
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	
4.1 Spesifikasi Suspensi	31
4.2 Camber Angle	32
4.3 Roll Centre	38
4.4 Defleksi Pegas	42
4.5 Analisa Kinematika	46
4.6 Kekuatan Material	48
4.6.1 Perhitungan Gaya	48
4.6.2 Menentukan Boundary Condition	49
4.6.3 Analisa Kekuatan Material	50

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN
5.1 Kesimpulan 55
5.2 Saran 56
DAFTAR PUSTAKA
BIODATA PENULIS

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Desain eksperiman untuk analisa kinematis 17
Tabel 4.1 Spesifikasi geometri sistem suspense 21
Tabel 4.2 Perbandingan Camber masing-masing variasi 34
Tabel 4.3 Perbandingan Roll Centre masing-masing Variasi 40
Tabel 4.4 Perbandingan Defleksi Pegas masing-masing variasi 45
Tabel 4.5 Perbandingan standard,variasi 3, 7 dan 15 untuk analisa kinematika 46

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Pegas ulir dari sistem suspensi 6
Gambar 2.2 Shock absorber dari sistem suspensi 7
Gambar 2.3 Komponen pendukung suspensi 7
Gambar 2.4 *McPherson Suspension* 9
Gambar 2.5 *Double Whisbone Suspension* 10
Gambar 2.6 *Trailling Arm Suspension*7 11
Gambar 2.7 (a) *Trailling Arm* (b) *Semi-Trailling Arm Suspension* 12
Gambar 2.8 Multilink Suspension 12
Gambar 2.9 *Roll centre* sebuah body dengan jenis suspensi *double whisbone* 13
Gambar 2.10 (a) Positif *Camber* (b)Rest Position (c) Negative *Camber* 15
Gambar 2.11 Grafik hubungan antara *Camber Angle* terhadap *Wheel Vertical Motion* 16
Gambar 2.12 Grafik *camber angle* vs *lateral force* 17
Gambar 2.13 Energi yang tersimpan pada elemen yang terdefleksi 20
Gambar 2.14 Ilustrasi Finite Elemen MethodQ 22
Gambar 3.1 Assembly suspensi double whisbone 27
Gambar 3.2 Prosedur simulasi menggunakan *tool motion study* 28
Gambar 4.1 Sistem suspensi mobil listrik ITS Brajawahana 31
Gambar 4.2 Perbandingan Camber vs Wheel Travel konfigurasi standar dengan variasi 1 sampai variasi 8 33
Gambar 4.3 Perbandingan Camber vs Wheel Travel konfigurasi standar dengan variasi 9 sampai variasi 16 34
Gambar 4.4 Perbandingan Roll Centre vs Wheel Travel konfigurasi standar dengan variasi 1 sampai variasi 8 39

Gambar 4.5 Perbandingan Roll Centre vs Wheel Travel konfigurasi standar dengan variasi 9 sampai variasi 16 40
Gambar 4.6 Perbandingan Defleksi Pegas vs Wheel Travel konfigurasi standar dengan variasi 1 sampai variasi 8 43
Gambar 4.7 Perbandingan Defleksi Pegas vs Wheel Travel konfigurasi standar 44
Gambar 4.8 Boundary Condition Lower Arm Suspension 49
Gambar 4.9 Hasil analisa tegangan *lower arm double whisbone* dengan material Plain Carbon Steel 50
Gambar 4.10 Hasil analisa defleksi *lower arm double whisbone* dengan material Plain Carbon Steel 51
Gambar 4.11 Hasil analisa tegangan *lower arm double whisbone* dengan material Gray Cast Iron 52
Gambar 4.12 Hasil analisa defleksi *lower arm double whisbone* dengan material Gray Cast Iron 52

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan teknologi otomotif di Indonesia menyebabkan terjadinya inovasi-inovasi baru dalam bidang otomotif. Dewasa ini penelitian-penelitian mengenai teknologi baru yang lebih ramah lingkungan dan efisien sangat gencar dilakukan. Salah satu kemajuan dalam bidang otomotif antara lain adalah diciptakannya mobil listrik yang memiliki keunggulan efisiensi dibandingkan dengan mobil dengan bahan bakar *non-renewable*. Pengembangan mobil listrik ini juga dapat dibagi menjadi beberapa sub, seperti teknologi *steering*, *braking* maupun *suspension* dari mobil listrik ini sendiri.

Suspensi merupakan salah satu bagian penting dari mobil. Suspensi memiliki fungsi sebagai penghubung antara body dengan roda suatu kendaraan serta memastikan roda tetap melakukan kontak dengan jalan. Kenyamanan suatu kendaraan sangat dipengaruhi oleh bentuk dan tipe suspensinya. Selain itu penempatan suspensi juga memiliki syarat tertentu yang tidak boleh dilanggar agar kenyamanan suatu kendaraan maupun umur suspensinya menjadi lebih baik. Dalam kasus ini suspensi yang digunakan lebih condong pada mobil perkotaan (*city car*), sebab mobil listrik yang dirancang nantinya memiliki karakteristik yang mirip dengan *city car*. Penilitian yang dilakukan dimaksudkan untuk mendapatkan performa suspensi diharapkan sesuai dengan kebutuhan beban maupun standar yang ada. Hal ini meliputi jenis suspensi, panjang link, penempatan link, harga koefisien damping serta koefisisen kekakuan dari suspensi itu sendiri. Analisa sistem suspensi sendiri dapat dibedakan menjadi analisa kinematis dan dinamis. Pada tugas akhir ini dianalisa kinematis dari sistem suspensi mobil listrik ITS Brajawahana

1.2 Perumusan Masalah

Perumusan masalah yang ada dalam penelitian adalah

1. Bagaimana pengaruh penempatan link dari suspensi *Double Whisbone* terhadap perubahan *camber*, *roll centre* dan defleksi pegas mobil listrik Brajawahana?
2. Bagaimana tegangan dan defleksi yang terjadi pada suspensi *Double Whisbone* milik honda estillo yang digunakan pada mobil listrik ITS Brajawahana?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan pada penelitian ini adalah

1. Tipe suspensi yang digunakan adalah *double whisbone* milik Honda Estilo
2. Spesifikasi *Wheelbase* 245 cm dan *Track Width* 152 cm
3. Analisa kinematis hanya terbatas pada perubahan *camber*, *roll centre* dan defleksi pegas
4. Ban yang digunakan adalah ban radial dengan diameter 16 *inch*.
5. Batas variasi yang dilakukan adalah 2 cm ke depan-belakang-atas-bawah untuk *arm* atas dan 1 cm ke depan-belakang-atas–bawah untuk *arm* bawah.
6. *Vertical displacement* roda dibatasi sampai 10 cm ke atas dan 10 cm ke bawah.
7. Mobil memiliki berat total 1470 kg dengan letak CG berada pada 1581 mm dari sumbu roda depan

1.4 Tujuan

Tujuan dilakukannya penelitian ini adalah

1. Mengetahui pengaruh penempatan link terhadap *camber angle*, *roll centre* dan defleksi pegas pada mobil listrik Brajawahana.
2. Mengetahui tegangan dan defleksi yang terjadi pada suspensi *Double Whisbone* milik honda estillo apabila digunakan pada mobil listrik ITS Brajawahana

1.5 Manfaat Penelitian

Hasil yang diperoleh dalam penelitian ini diharapkan dapat dijadikan sebagai bahan pertimbangan guna perancangan mobil listrik ITS sehingga informasi dari hasil penelitian diharapkan mampu:

1. Mengetahui karakteristik kinematis suspensi kendaraan mobil listrik Brajawahana
2. Mengetahui tegangan serta defleksi yang terjadi pada suspensi mobil listrik
3. Sebagai sarana proses belajar
4. Sebagai acuan untuk penelitian selanjutnya

"Halaman ini sengaja dikosongkan"

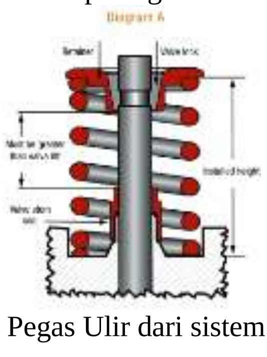
BAB II
TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Suspensi

Suspensi merupakan salah satu bagian dari mobil yang memiliki peranan penting. Suspensi untuk mobil biasanya dirancang untuk memenuhi 2 tujuan yaitu untuk mengisolasi body kendaraan dari ketidakteraturan jalan (*Road Irregularity*) dan untuk memastikan roda tetap mencengkram jalan. Isolasi body kendaraan dapat dicapai dengan menggunakan damper dan spring pada bagian suspensi dan didukung oleh bagian-bagian suspensi lain seperti link suspensi sebagai konektor ke bagian body mobil. Gangguan (*Disturbance*) pada kendaraan sendiri dibagi menjadi 2 katagori yaitu *road* dan *load disturbance*. *Road disturbance* terjadi akibat kondisi dari jalan yang dilalui kendaraan. Road disturbance sendiri dapat dibagi menjadi 2 yaitu *high* dan *low Frequency disturbance*. Untuk *high frequency disturbance* terjadi karena adanya perbedaan kontur dan kondisi pada jalan seperti jalan yang bergelombang, jalan berlubang dan lain-lain. Sedangkan *low frequency distrubance* terjadi karena adanya perbedaan medan yang ditempuh misal pegunungan, bukit dan lain-lain yang sejenis. *Load disturbance* terjadi karena variasi beban yang diterima kendaraan saat melakukan pengereman, penembahan kecepatan dan saat berbelok. Sehingga dari uraian diatas dapat diketahui bahwa suspensi yang bagus adalah suspensi yang mampu mereduksi gangguan diatas sebanyak mungkin sehingga pengendara atau driver tidak merasakan gangguan berarti dari luar [9].

Suspensi memiliki beberapa bagian yang mendukung fungsi dari suspensi itu sendiri. Bagian utama tersebut diantaranya pegas dan *shock absorber,* namun ada beberapa bagian lain yang mendukung seperti *arm, ball joint,* dan *knuckle.* Pegas adalah bagian yang berfungsi untuk menyerap dan menahan goncangan pada mobil akibat melaju pada permukaan jalan yang tidak rata. Pegas dipasangkan antara axle dengan body

mobil. Banyak sekali tipe pegas yang digunakan, namun dalam tugas akhir kali ini pegas yang digunakan adalah tipe pegas ulir saja. Gambar dari pegas ulir dapat dilihat pada gambar 2.1. *Shock Absorber* (*Damper*) adalah bagian yang berfungsi meredam gerak axial dari pegas. Pada saat pegas menerima kejutan dari jalan yang tidak rata, maka pegas akan memanjang dan memendek (mengeper). Jika hal ini dibiarkan, maka body mobil akan terus bergerak naik turun selama pegas memanjang dan memendek (gerak axial). Untuk itulah *shock absorber* dibuat guna meredam gerak aksial dari pegas, agar tidak membuat body mobil naik turun terus. Gambar dari damper dapat dilihat pada gambar 2.2. *Arm* suspensi merupakan bagian yang menghubungkan *knuckle arm* dengan bodi kendaraan. *Arm* berperan dalam menentukan karakteristik sebuah suspensi baik itu *roll centre* maupun *camber angle*. *Arm* suspensi memiliki bentuk, jumlah dan ukuran yang berbeda sesuai dengan jenis suspensi yang digunakan serta kebutuhan. *Ball Joint* adalah komponen suspensi yang menghubungkan lower atau upper *arm* dengan *knuckle arm*. *Ball joint* ini dapat berputar bebas mengikuti gerak knuckle *arm* yang naik atau turun, akibat sentuhan roda pada permukaan jalan yang tidak rata. *Knuckle Arm* adalah komponen suspensi tempat dimana roda dipasang. Roda berputar pada poros spindle dari *knuckle arm*. Dan *knuckle arm* dihubungkan juga ke lower *arm* melalui ball joint. Gambar komponen-komponen pendukung sistem suspensi dapat dilihat pada gambar 2.3



Gambar 2.1 Pegas Ulir dari sistem suspensi [1]

Gambar 2.2 *Shock Absorber* dari sistem suspensi [2]

Arm Joint Knuckle

Gambar 2.3 Komponen pendukung suspensi [3]

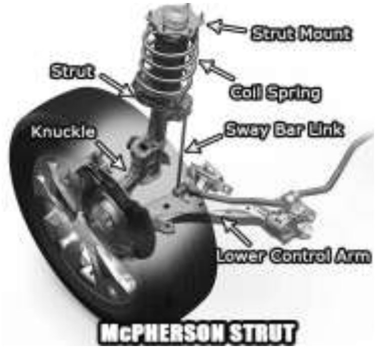
2.2 Jenis –jenis Suspensi

Berkenaan dengan konfigurasi, ada dua jenis sistem suspensi, yakni *dependent suspension* dan *independent suspension*. Suspensi *dependent* dapat dicirikan dari poros penghubung roda kiri dan kanan merupakan kesatuan utuh serta kaku (*rigid*). Biasanya, suspensi *dependent* dipakai di kendaraan angkutan (truk). Pegas yang digunakan untuk menumpu sprung mass biasanya dari jenis pegas daun (*leaf spring*). Suspensi independent, umumnya digunakan di roda depan sedan atau kendaraan penumpang (mini bus) keluaran terbaru. Dari konstruksinya, dapat dilihat bahwa suspensi independent memungkinkan roda kiri untuk bergerak bebas terhadap roda kanan, meski hanya untuk kisaran gerak terbatas. Adapun kombinasi dari keduanya yang disebut *supension system.*

Berdasarkan letaknya pada kendaraan suspensi dapat digolongkan menjadi dua bagian yaitu suspensi depan dan suspensi belakang. Baik bagian depan maupun belakang kendaraan, sistem suspensi bekerja secara masing-masing atau dengan kata lain dalam kendaraan roda empat memiliki dua sistem yang bekerja secara bebas. Sehingga sebuah kendaraan dapat mempunyai sistem suspensi yang berbeda pada bagian depan dan belakangnya. Beberapa jenis suspensi antara lain adalah *Double Whisbone*, *McPherson*, *Trailling Arm*, *Semi-Trailling Arm,* dan *Multilink Suspension*

A. McPherson Suspension

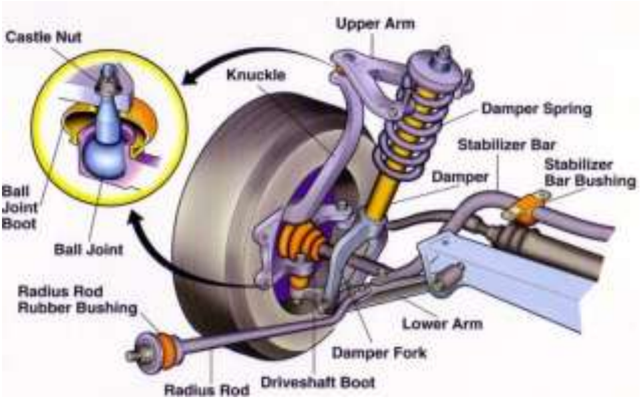
McPherson merupakan salah satu tipe yang banyak digunakan sebagai suspensi depan mobil khususnya untuk mobil ukuran kecil sampai *medium*, namun ada beberapa mobil balap yang menggunakan suspensi tipe ini. Suspensi ini terdiri dari satu *arm* saja (*lower arm*) sedangkan bagian atas knuckle langsung terhubung dengan pegas yang terpasang pada body mobil. Beberapa keuntunngan dari *McPherson suspension* antara lain adalah desain yang simple sehingga biaya pembuatannya lebih murah, memiliki *suspension stroke* yang lebih tinggi dibandingkan dengan tipe yang lain dan memiliki perubahan *camber* yang lebih kecil. Sedangkan kekurangan suspensi jenis ini adalah memiliki *camber recovery* yang terbatas, memungkinkan untuk terjadinya histerisis yang menghambat kerja sistem suspensi dan mengurangi kemampuan aerodinamik karena lokasi pemasangan spring yang terlalu keatas. Gambar 2.4 dibawah ini menunjukkan bentuk dari *McPherson Suspension*



Gambar 2.4 *McPherson Suspension* [4]

B. *Double Whisbone Suspension*

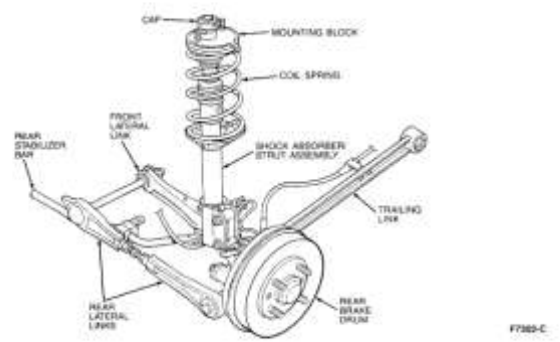
Double Whisbone merupakan salah satu tipe suspensi yang memiliki 2 *arm* terpasang pada body yaitu *arm* atas dan bawah. Double whisbone biasanya digunakan pada mobil penggerak depan. Suspensi jenis ini memiliki keuntungan yaitu *camber recovery* yang baik, lebih nyaman karena efek histerisis yang lebih kecil dan memiliki keuntungan secara aerodinamik dan kinematik. Namun suspensi ini juga memiliki beberapa kekurangan seperti membutuhkan biaya yang lebih jika dibandingkan dengan *McPherson* karena strukturnya yang lebih kompleks, tambahan upper *arm* akan membuat ruang untuk engine menjadi lebih sempit dan memliki fleksibilitas yang lebih rendah jika dibandingkan dengan *McPherson*. Gambar 2.5 dibawah ini menunjukkan bentuk dari *Double Whisbone Suspension*



Gambar 2.5 *Double Whisbone Suspension* [5]

C. *Trailling Arm Suspension*

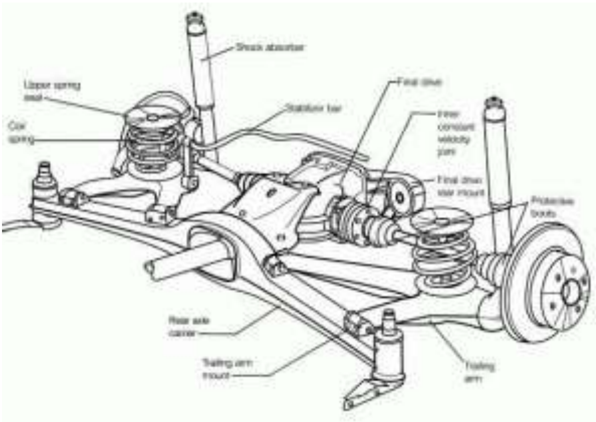
Banyak digunakan oleh mobil berukuran kecil sampai medium. Suspensi jenis ini menyebabkan kedua roda yang terhubung dengan *arm* dapat bergerak bebas terhadap acuan body kendaraan. *Trailing Arm* biasanya digunakan sebagai suspensi belakang kendaraan. Salah satu keuntungan dari suspensi ini adalah konstruksinya yang simpel dan mudah untuk di*assembly* sehingga memiliki biaya pembuatan yang rendah. Namun jenis ini memiliki kelemahan yaitu mobil dengan konstruksi ini cenderung memiliki sifat *oversteer* serta *high vibration* , selain itu konstruksinya yang rigid membuat fleksibiltas berkurang yang menyebabkan tidak adanya *camber recovery*. Gambar 2.6 dibawah ini menunjukkan bentuk dari *Trailling Arm Suspension.*



Gambar 2.6 *Trailling Arm Suspension* [6]

D. *Semi-Trailling Arm Suspension*

Tipe ini menambahkan *swing arm* pada *trailling arm* sehingga mengurangi kelemahan dari suspensi jenis trailling *arm* sendiri. Adapun keuntungan dari suspensi jenis ini adalah kontruksinya yang simple dan sudah memiliki propertis kinematik tidak seperti trailling *arm* sehingga memungkinkan terjadinya *camber recovery.* Akan tetapi suspensi jenis ini juga memliki kelemahan yaitu konstruksinya yang sedikit lebih membuat ruang body berkurang, selain itu tipe ini memberikan beban berlebihan pada roda sehingga keausan roda menjadi lebih cepat terjadi. Gambar 2.7 dibawah ini menunjukkan perbedaan antara *Trailling Arm* dan *Semi-Trailling Arm Suspension*



Gambar 2.7 *Semi-Trailling Arm Suspension* [7]

E. *Multilink Suspension*

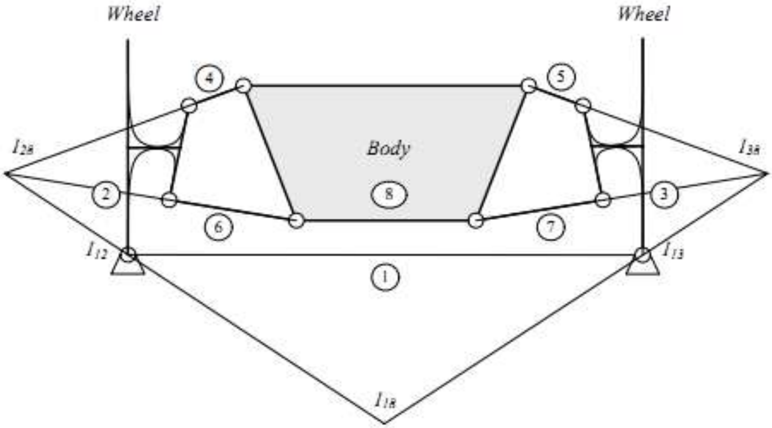
Merupakan tipe suspensi yang memiliki konstruksi yang paling kompleks dibanding jenis yang lain. Suspensi jenis ini dapat dipasang di bagian depan maupun belakang kendaraan. Oleh karena itu tipe suspensi ini memiliki sifat kinematik yang baik dengan mengorbankan berat serta biaya pembuatan. Gambar 2.8 dibawah ini menunjukkan bentuk dari *Multilink Suspension*

Gambar 2.8 *Multilink Suspension* [8]

Pada penelitian ini digunakan suspensi jenis double whisbone karena selain memiliki keuntungan secara kinematis suspensi ini banyak digunakan sebagai suspensi depan *city car*.

2.3 *Roll Centre* dan *Roll Axis*

Roll Axis adalah sebuah garis sesaat dimana sebuah body mobil akan melakukan roll. *Roll axis* dapat dicari dengan menghubungkan *roll centre* dari bagian depan dan belakang suspensi. *Roll centre* sendiri merupakan pusat rolling suatu body terhadap terhadap acuan tanah. *Roll centre* sebuah body dengan menggunakan suspensi jenis *double whisbone* dapat dilihat pada gambar 2.9



Gambar 2.9 *Roll centre* sebuah body dengan jenis suspensi *double whisbone* [9]

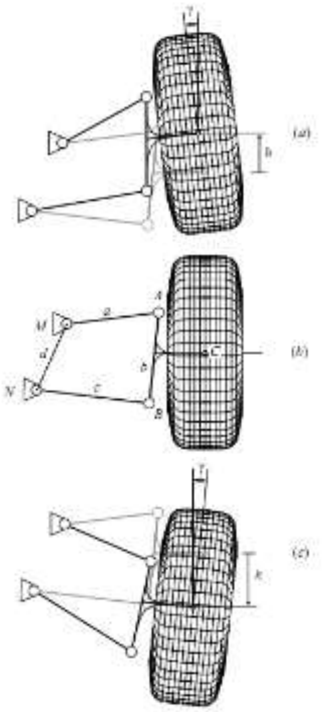
Roll centre merupakan salah satu parameter dalam perancangan sistem suspensi suatu kendaraan. Posisi *roll centre* tidaklah tetap, melainkan terus berubah seiring perubahan posisi dari link suspensi saat kendaraan berjalan. Roll center sendiri memiliki pengaruh terhadap *toe angle* dan *camber angle*, akan tetapi pada tugas akhir ini pengaruh tersebut tidak dibahas. Sebagai acuan

terhadap tanah *roll* center yang memiliki posisi yang cukup tinggi dari tanah cenderung memiliki kemampuan *body roll* yang rendah sehingga saat melakukan cornering body mobil akan cenderung tidak melakukan *roll* (gerak guling), namun efek negatifnya mobil cenderung tidak stabil dan susah untuk dikendalikan, namun bila posisi *roll center* terlalu rendah akan menyebabkan *body roll* yang terlalu besar sehingga akan membahayakan pengendara. *Roll centre* yang baik berada diatas tanah dan dekat dengan CG dalam batas tertentu untuk mengurangi body roll suatu kendaraan. Batas jarak *roll centre* dan CG tergantung pada posisi CG dan jenis mobil yang digunakan sehingga untuk setiap mobil akan memiliki batas spesifikasi *roll centre* yang berbeda. Namun beberapa industri otomotif sudah melakukan percobaan untuk *roll centre* ini, dimana pada beberapa *passanger car* roll center suspensi depan umumnya terletak 30 sampai 130 mm diatas tanah dengan batasan perubahan posisi *roll centre* sebesar 20 mm [10].

Roll centre suatu body dapat dicari dengan menggunakan teorema Kennedy. Berdasarkan gambar 2.9 pertama-tama link 5 dan 7 dihubungkan sampai bertemu pada satu titik, begitu juga untuk link 2 dan 4, yang kemudian disebut I_{28} dan I_{38} atau suspesion *roll centre*. Setelah itu dari titik I_{38} ataupun I_{28} ditarik garis yang melewati *tireprint* I_{13} dan I_{12} menuju satu titik yang berpotongan I_{18}. Maka di tempat titik pertemuan itulah *roll centre* sebuah kendaraan berada [2]. *Roll center* sendiri dapat diatur dengan mengubah posisi penempatan link suspensi.

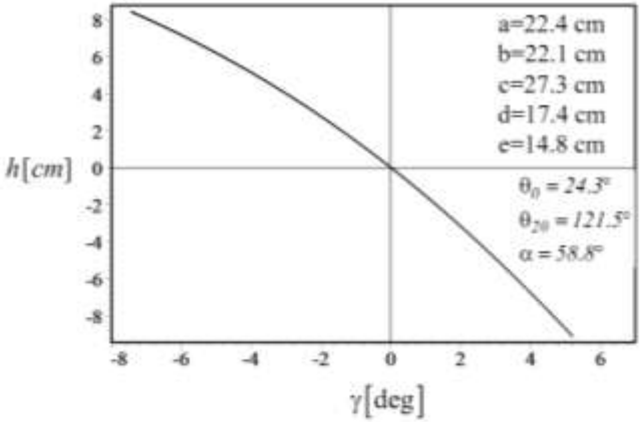
2.4 *Camber Angle*

Camber Angle merupakan sudut yang dibentuk oleh roda kendaraan terhadap acuan vertikal. *Camber Angle* memiliki peranan penting dalam menentukan karakteristik sebuah suspensi. *Camber* dibagi menjadi 2 jenis yaitu *camber* positif dan *camber* negatif. Camber positif maupun negatif dapat diset dengan mengubah panjang arm maupun penempatan arm tersebut. Gambar 2.10 dibawah ini menunjukkan perbedaan antara *Camber* positif dan negatif



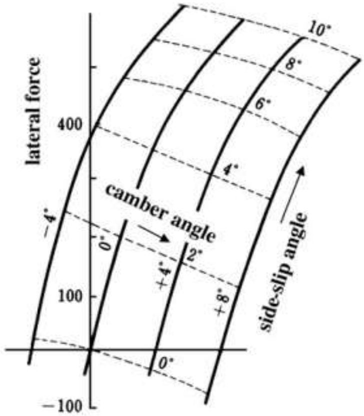
Gambar 2.10 (a) *Negatif Camber* (b) *Rest Position (zero camber)* dan (c) *Positif Camber* [9]

Dalam sebuah analisa kinematis *camber angle* biasanya dihubungkan dengan gerakan vertikal dari roda. Dimana untuk *camber* sendiri memiliki batasan sudut yang harus dipenuhi guna mencapai kestabilan berkendara. Hubungan kinematis dapat dinyatakan dalam grafik *camber angle* terhadap *vertical motion* dari roda. Contoh grafik tersebut dapat dilihat pada gambar 2.11



Gambar 2.11 Grafik hubungan antara *Camber Angle* terhadap *Wheel Vertical Motion* [9]

Camber angle erat hubungannya terhadap karaketristik kendaraan terutama saat melakukan *cornering* (belokan). Negatif *camber* biasanya akan membuat kendaraan membutuhkan energi lebih saat berbelok namun memiliki grip yang lebih baik. Sedangkan chamber positif akan membuat kendaraan lebih mudah dibelokkan, namun memiliki grip yang kecil sehingga rawan untuk terjadi understeer maupun oversteer. Grip saat berada ditikungan dapat dilihat dari besarnya gaya lateral yang diterima roda. *Camber* negatif umumnya akan menghasilkan gaya lateral negatif sehingga akan melawan gaya sentrifugal akibat gerak belok kendaraan dan memperkecil sudut slip. Hal ini membuat kendaraan mampu melaju lebih cepat saat ditikungan sehingga bisa dikatakan kendaraan memiliki grip lebih. Namun karakteristik *camber* ini juga tergantung pada jenis ban yang digunakan. Grafik yang menunjukkan hubungan antara *camber angle* dan lateral force dapat dilihat pada gambar 2.12



Gambar 2.12 Grafik chamber *angle* vs lateral force [10]

Dari gambar 2.12 dapat dilihat bahwa chamber negatif cenderung menghasilkan lateral force yang tinggi, namun meskipun karakteristik di tikungan cukup baik, lateral force yang terlalu tinggi akan membuat ban kendaraan akan lebih cepat aus karena menerima gaya yang berlebihan terlalu lama. Sehingga umumnya kendaraan dirancang dengan chamber nol sebagai desain standar, sebab selain memiliki *tire wear camber* nol memiliki traksi yang lebih baik dibandingkan jika memiliki *camber angle*, akan tetapi untuk *passanger car* biasanya *camber* dibuat sedikit positif. Untuk beberapa *passanger car* ada beberapa rekomendasi *camber angle*. Dimana besarnya sudut awal *camber* adalah ±1 derajat berdasarkan standar keausan roda, dengan perubahan *camber* maksimum adalah 3 sampai 4 derajat [10].

Analisa kinematik yang meliputi camber dan roll centre akan sangat berpengaruh terhadap karakteristik dari sistem suspensi. Namun performa dari sistem suspensi tidak hanya ditinjau dari analisa kinematik saja namun ada beberapa analisa seperti analisa dinamis dan kekuatan yang juga penting. Pada tugas akhir ini hanya analisa kekuatan yang diambil sebagai analisa tambahan selain analisa kinematik dengan pertimbangan karena mobil yang dipakai berbeda dengan milik honda estillo

sehingga tegangan yang terjadi pada sistem suspensi akan berbeda pula yang menyebabkan hal ini sangat penting untuk dianalisa sebab berhubungan dengan kegagalan material dan keamanan dari kendaraan itu sendiri

2.5 Distortional Energy Density (Von Mises) Criterion

Teori kegagalan ini pertama kali dikenalkan oleh M.T Hueber (1904), kemudian diperbaiki oleh R.Von Mises (1913) dan oleh H.Hencky (1925). Teori ini lebih sering dikenal dengan teori kegagalan von mises saja. Teori ini menyatakan jika yielding (kegagalan) terjadi ketika distorsi strain-energi pada titik tersebut sama dengan atau lebih besar dari distorsi strain-energy saat yield (sesuai dengan kekuatan uji tarik material masing-masing) jika diberi beban uniaksial tarik atau tekan [17]. Distrosi strain energy sendiri adalah energi yang berhubungan dengan perubahan bentuk sebuah benda. Teori ini lebih mampu untuk memprediksi kegagalan terutama akibat geser jika dibandingkan dengan teori tresca. Teori kegagalan von mises pertama-tama dianalisa melalui tegangan geser oktahedral. Dimana tegangan geser oktahedral dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\tau_{oct} = \frac{\sqrt{2}}{3}\sigma_1 \quad (2.1)$$

Dimana :

τ_{oct}= Tegangan geser oktahedral (Mpa)
σ_1 = Tegangan prinsipal (Mpa)

Karena dari tes tarik data yang didapatkan adalah tegangan yield maka tegangan geser oktahedral material adalah sebagai berikut

$$\tau_{oct} = \frac{\sqrt{2}}{3}S_y \quad (2.2)$$

Dimana :

Sy =Yield Strength material (Mpa)

Dengan τ_{oct} adalah sebagai berikut :

$$\tau_{oct} = \frac{1}{3}\left[\left(\sigma_x - \sigma_y\right)^2 + \left(\sigma_y - \sigma_z\right)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6\left(\tau_{xy}{}^2 - \tau_{yz}{}^2 - \tau_{zx}{}^2\right)\right]^{\frac{1}{2}} \qquad (2.3)$$

Sehingga dari persamaan 2.2 apabila disubtitusikan pada persamaan 2.3 maka akan menjadi :

$$S_y = \frac{\sqrt{2}}{2}\left[\left(\sigma_x - \sigma_y\right)^2 + \left(\sigma_y - \sigma_z\right)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6\left(\tau_{xy}{}^2 - \tau_{yz}{}^2 - \tau_{zx}{}^2\right)\right]^{\frac{1}{2}} \qquad (2.4)$$

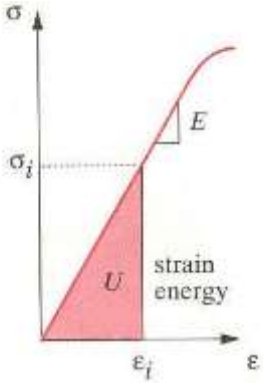
Persamaan-persamaan diatas menunjukkan bahwa kombinasi dari tegangan-tegangan principal atau tegangan-tegangan tiga dimensi sesuai sistem sumbu x,y,z akan menimbulkan kegagalan yield pada material, bila suku sebelah kanan melebihi harga tegangan yield dari material tersebut. Suku disebelah kanan dapat disebut sebagai tegangan ekivalen (σ_e) dimana dapat dirumuskan sebagai :

$$\sigma_e = \frac{1}{3}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{\frac{1}{2}} \qquad (2.5)$$

Dimana :

σ_e = Tegangan equivalen (Mpa)
$\sigma_{1,2,3}$= Tegangan Prinsipal masing-masing sumbu (Mpa)
$\sigma_{x,y,z}$= Tegangan Normal masing-masing sumbu (Mpa)

Teori kegagalan ini juga dapat dievaluasi menggunakan energy regangan. Kegagalan akan terjadi apabila energi tersebut melewati titik yield dari materialnya.



Gambar 2.13 Energi yang tersimpan pada elemen yang terdefleksi [17]

Energi regangan total sendiri dibagi terdiri atas dua energi yaitu energi regangan terdistorsi dan energi regangan hidrostatsi. Energi regangan (U) dinyatakan dalam persamaan sebagai berikut

$U = \frac{1}{2}(\sigma_1 . \varepsilon_1 + \sigma_2 . \varepsilon_2 + \sigma_3 . \varepsilon_3)$..(2.6)

Dimana :

$\varepsilon_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \upsilon\sigma_2 - \upsilon\sigma_3)$...(2.7a)

$\varepsilon_2 = \frac{1}{E}(\sigma_2 - \upsilon\sigma_1 - \upsilon\sigma_3)$...(2.7b)

$\varepsilon_3 = \frac{1}{E}(\sigma_3 - \upsilon\sigma_1 - \upsilon\sigma_2)$...(2.7c)

Dengan

$\varepsilon_{1,2,3}$ = Regangan yang terjadi pada setiap sumbu (mm/mm)

υ = Poisson ratio

U = Energi Regangan

Sehingga apabila disubtitusikan pada persamaan 2.6 energi regangan total menjadi

$U_t = \frac{1}{2E}({\sigma_1}^2 + {\sigma_2}^2 + {\sigma_3}^2 - 2\upsilon(\sigma_1 . \sigma_2 + \sigma_2 . \sigma_3 + \sigma_3 . \sigma_1))$.....(2.8)

Karena $U_t = U_{dist} - U_{hyd}$ sehingga persamaan energi regangan distorsi menjadi

$$U_{dist} = \frac{1+\upsilon}{3E}({\sigma_1}^2 + {\sigma_2}^2 + {\sigma_3}^2 - \sigma_1.\sigma_2 - \sigma_2.\sigma_3 - \sigma_3.\sigma_1) \text{......(2.9)}$$

$$U_{dist} = \frac{1+\upsilon}{6E}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \text{..........(2.10)}$$

Dimana :

U_{dist} = Energi Regangan terdistorsi
U_{hyd} = Energi Regangan hidrodinamik
E = Modulus Young material
U_t = Energi Regangan total

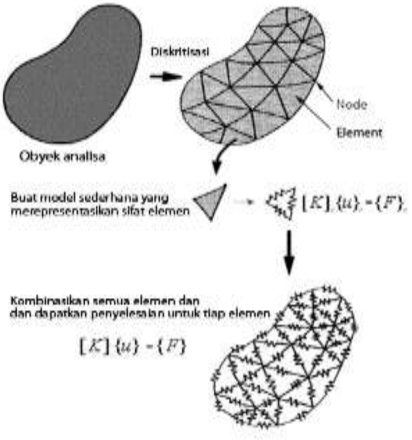
2.6 Finite Element Method

FEM adalah singkatan dari *Finite Element Method*, atau bisa disebut juga Metode Elemen Hingga. Konsep paling dasar FEM adalah, menyelesaikan suatu problem dengan cara membagi obyek analisa menjadi bagian-bagian kecil yang terhingga. Bagian-bagian kecil ini kemudian dianalisa dan hasilnya digabungkan kembali untuk mendapatkan penyelesaian untuk keseluruhan daerah. Kata “*finite* atau terhingga” digunakan untuk menekankan bahwa bagian-bagian kecil tersebut tidak tak terhingga, seperti yang lazim digunakan pada metode integral analitik. Membagi bagian analisa menjadi bagian-bagian kecil disebut “*discretizing* atau diskritisasi”. Bagian-bagian kecil ini disebut elemen, yang terdiri dari titik-titik sudut (disebut *nodal*, atau *node*) dan daerah elemen yang terbentuk dari titik-titik tersebut. Membagi sebuah object menjadi bagian-bagian kecil secara fisika sebenarnya menuntun kita kepada pembuatan persamaan diferensial. Jadi secara lebih matematis, FEM didefinisikan sebagai teknik numerik untuk menyelesaikan problem yang dinyatakan dalam persamaan diferensial.

Secara umum langkah-langkah dalam FEM bisa diringkas sebagai berikut:

1. Membagi obyek analisa ke dalam elemen-element kecil.
2. Melakukan modelisasi sederhana yang berlaku untuk setiap elemen. Misalnya dimodelkan sebagai pegas, di mana pegas ini sifatnya sederhana, yaitu tegangan berbanding lurus dengan perubahan bentuknya.
3. Membuat formula sederhana untuk setiap element tersebut. Misalnya untuk pegas berlaku hukum $f = k.x$. Di mana ***k*** adalah konstanta pegas, dan ***x*** adalah pertambahan panjang pegas. Pada langkah ini kita akan memperoleh sebuah persamaan yang disebut *"element stiffness matrix"* atau matriks kekakuan elemen.
4. Mengkombinasikan seluruh elemen dan membuat persamaan simultan yang mencakup semua variabel. Untuk elemen yang dimodelkan dengan pegas, mencakup f, k, dan x dari semua elemen.Biasanya pada langkah ini kita akan memperoleh sebuah persamaan yang disebut *"global stiffness matrix"* atau matriks kekakuan global.

Langkah-langkah di atas secara singkat dapat dilihat pada gambar 2.14



Gambar 2.14 Ilustrasi Finite Element Method [18]

BAB III
METODOLOGI

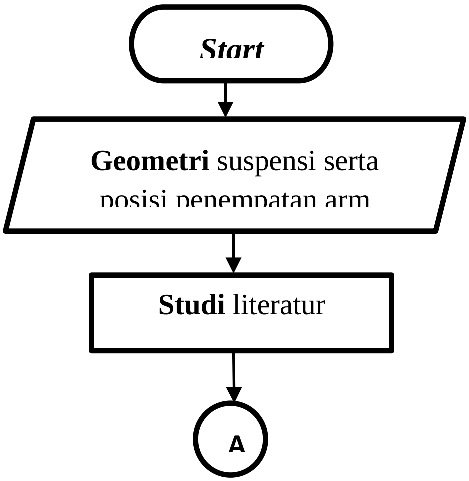
3.1 Prosedur Tugas Akhir

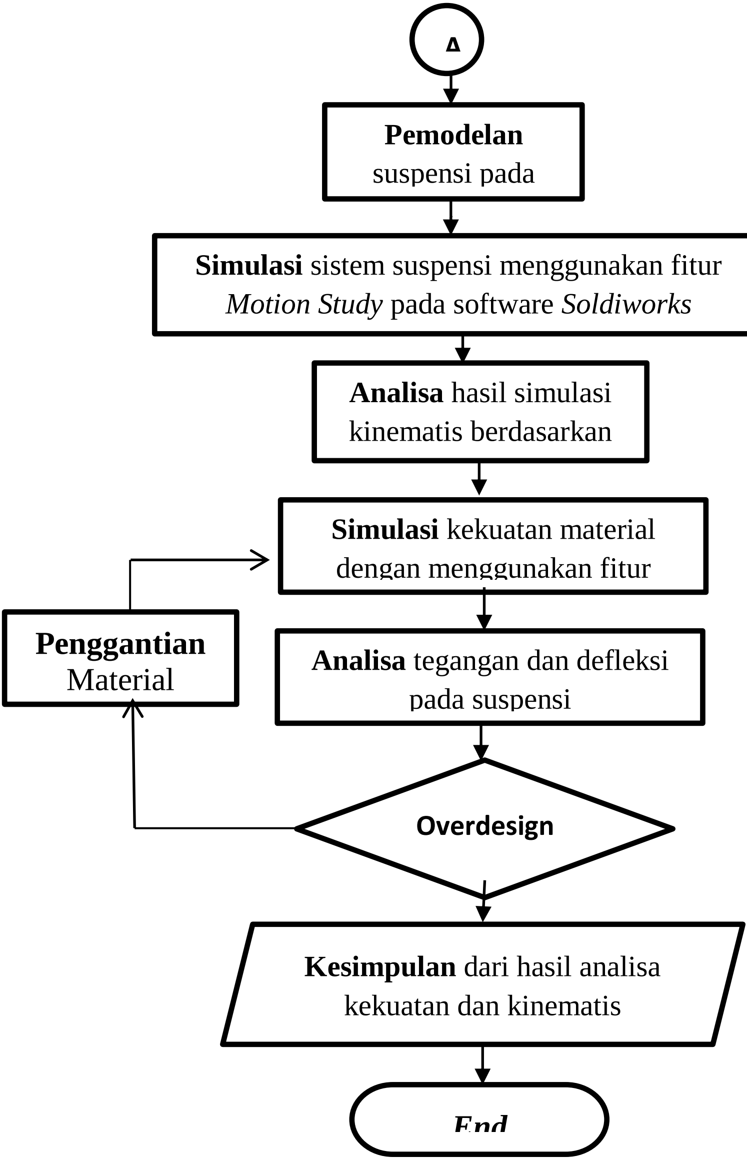
Tahapan-tahapan dalam pengerjaan tugas akhir kali ini secara garis besar dapat dibagi menjadi tiga tahapan

- Tahap pertama adalah studi literatur mulai dari dasar teori yang ada di buku sampai penelitian-penelitian terdahulu pada bidang yang sama sebagai dasar pada pengerjaan tugas akhir.
- Tahap kedua mendefinisikan suspensi menjadi parameter-parameter yang akan diperhatikan pada pengerjaan tugas akhir kali ini. Serta melakukan kajian pada teknologi yang sudah ada.
- Tahap ketiga mengolah data dari sistem suspensi untuk kemudian digambar pada solidwork. Kemudian dilakukan simulasi untuk mengetahui karakteristik dari suspensi, lalu melakukan pengolahan data dan mengambil kesimpulan.

3.2 Flowchart Tugas Akhir

Flowchart tugas akhir ini adalah sebagai berikut.




A
Pemodelan
suspensi pada
Simulasi sistem suspensi menggunakan fitur
Motion Study pada software Soldiworks
Analisa hasil simulasi
kinematis berdasarkan
Simulasi kekuatan material
dengan menggunakan fitur
Penggantian
Material
Analisa tegangan dan defleksi
pada suspensi
Overdesign
Kesimpulan dari hasil analisa
kekuatan dan kinematis
End

3.3 Prosedur Simulasi dan Analisa

Proses yang akan dilakukan untuk merancang sistem suspensi adalah sebagai berikut:

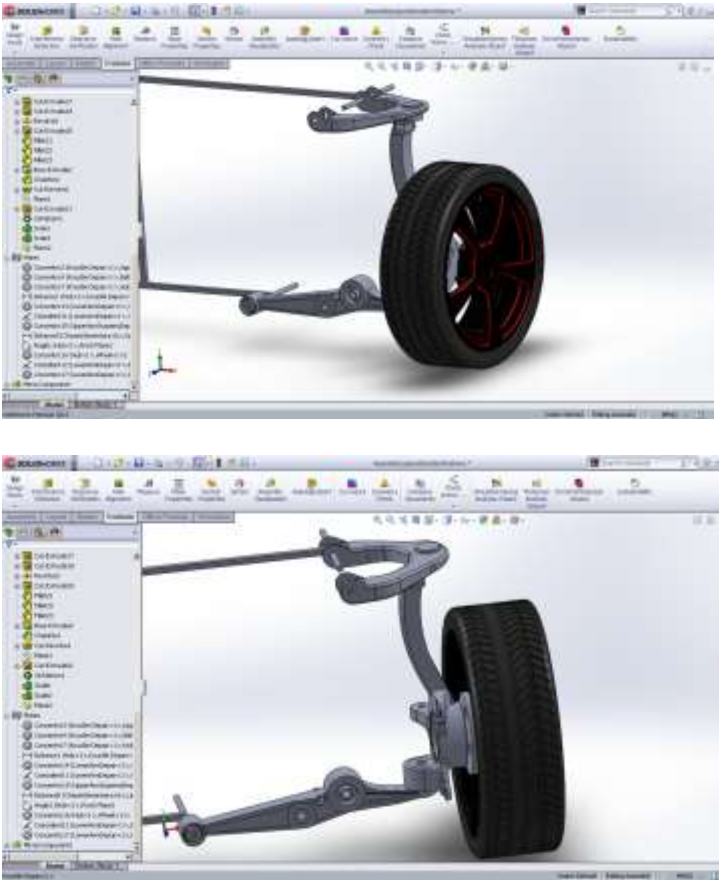
1. Hal pertama yang dilakukan adalah mengukur geometri dari suspensi *double whisbone* milik honda estilo yang meliputi dimensi arm, knuckle, dan hub
2. Kemudian melakukan studi literatur yang berhubungan dengan proses pengerjaan tugas akhir, baik itu berupa prosedur pengujian maupun standar yang digunakan
3. Setelah itu mendefinisikan parameter-parameter yang akan digunakan pada perhitungan dan analisa. Parameter tersebut meliputi posisi penempatan link suspensi dengan geometri suspensi diasumsikan sebagai *fix parameter*. Variasi posisi penempatan link disusun dengan mempertimbangkan ruang yang masih kosong pada bagian suspensi. Dimana posisi variasi dipilih berdesarkan arm yang paling signifikan pengaruhnya terhadap proses simulasi, dimana hasil dari variasi yang telah dirancang dapat dilihat pada tabel 3.1 dibawah ini:

Tabel 3.1 Desain eksperimen untuk analisa kinematis

No	Desain	Keterangan	Catatan
1	Standard	Arm Atas: Standard Arm Bawah : Standard	
2	Variasi 1	Arm Atas: Naik 1 cm Arm Bawah : Standard	
3	Variasi 2	Arm Atas : Turun 1 cm Arm Bawah : Standard	
4	Variasi 3	Arm Atas : Standard Arm Bawah : Naik 1 cm	
5	Variasi 4	Arm Atas : Standard Arm Bawah : Turun 1 cm	
6	Variasi 5	Arm Atas : Standard	

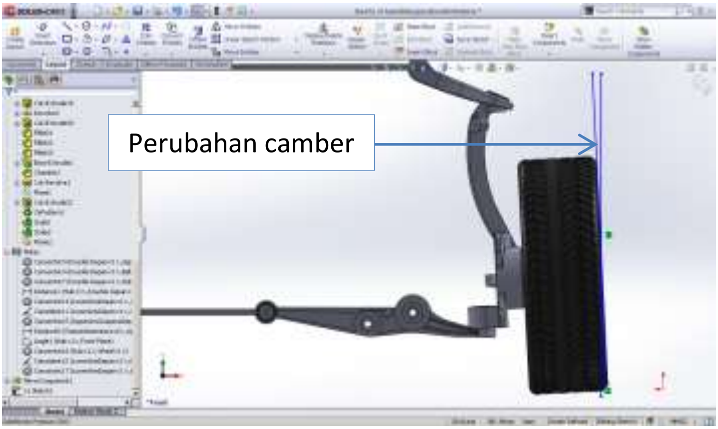
		Arm Bawah : Mundur 1 cm	
7	Variasi 6	Arm Atas : Maju 1 cm Arm Bawah : Naik 1 cm	
8	Variasi 7	Arm Atas : Turun 1 cm Arm Bawah : Naik 1 cm	
9	Variasi 8	Arm Atas : Naik 1 cm Arm Bawah : Maju 1 cm	
10	Variasi 9	Arm Atas : Naik 1cm Arm Bawah :Turun 1 cm	
11	Variasi 10	Arm Atas : Mundur 1 cm Arm Bawah : Turun 1 cm	
12	Variasi 11	Arm Atas : Naik 1 cm Arm Bawah :Mundur 1 cm	
13	Variasi 12	Arm Atas : Turun 1 cm Arm Bawah :Mundur 1 cm	
14	Variasi 13	Arm Atas :Naik 2 cm Arm Bawah : Standard	
15	Variasi 14	Arm Atas : Maju 2 cm Arm Bawah : Standard	
16	Variasi 15	Arm Atas : Turun 2 cm Arm Bawah : Standard	
17	Variasi 16	Arm Atas : Mundur 2 cm Arm Bawah : Standard	

4. Contoh suspensi yang digunakan sebagai acuan yaitu suspensi *double whisbone* milik honda estilo kemudian digambar sebagai model 3D pada software *Solidworks*.
5. Model 3D kemudian di-*assembly* dan di-*mate* agar sesuai dengan gerak nyata-nya sesuai gambar 3.1 dibawah ini



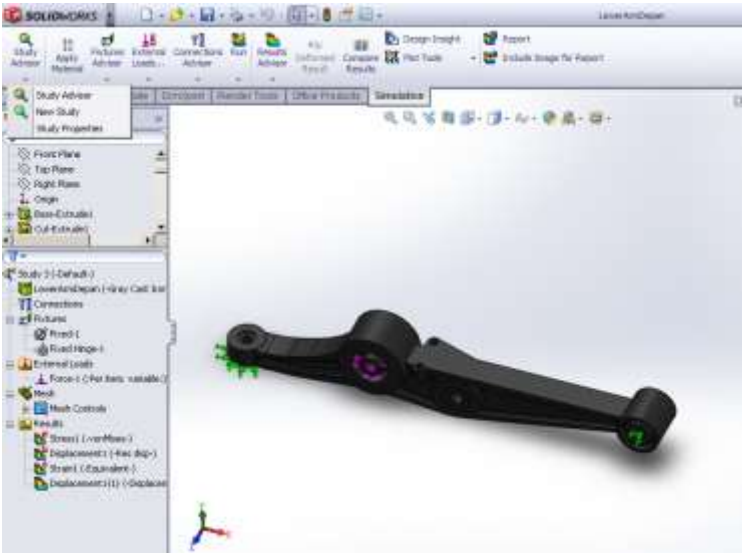
Gambar 3.1 *Assembly* suspensi *double whisbone*

6. Melakukan *motion analysis* pada gambar suspensi yang sudah di*assembly* dengan variasi yang sudah dirancang pada desain eksperimen (terlampir). Pada *Solidworks* motion analysis dapat dilakukan dengan memilih opsi *motion study* . Kemudian memberikan input gaya pada bagian roda. Setelah itu di*run*, dan diplot menggunakan fitur *result and plots*. Prosedur simulasi dapat dilihat pada gambar 3.2



Gambar 3.2 Prosedur simulasi menggunakan *tool motion study*

7. Setelah semua desain eksperimen dilakukan selanjutnya hasilnya dibandingkan dan dianalisa berdasarkan standard dan teori yang sudah ada. Dimana untuk camber perubahannnya tidak boleh melebihi 4 derajat, dan untuk roll centre memiliki tinggi sekitar 30 – 100 mm dari atas tanah.
8. Apabila semua variasi sudah dilakukan analisa maka proses selanjutnya adalah melakukan analisa kekuatan dari suspensi menggunakan fitur *Simulation Study*
9. Karena tidak bisa langsung dilakukan pada *assembly* (*Allow Penetration* akan menghasilkan *interference* pada part) maka simulasi dilakukan per-*part* dari suspensi dimana pertama dilakukan definisi material dari suspensi, pemilihan material disini sangat penting. Karena material suspensi sendiri tidak diketahui sehingga pada awal simulasi diasumsikan suspensi memiliki material plain carbon steel.
10. Selanjutnya dilakukan meshing berdasarkan material yang telah dipilih, lalu melakukan input gaya pada suspensi, gaya diinputkan berdasarkan posisi dari suspensi dimana sudut dari suspensi sendiri sebesar 6 derajat dari sumbu vertikal, dengan besar 2482,4 N (Asumsi dimana berat kendaraan 1470 kg dengan posisi CG berada 1581 mm jika diukur dari sumbu roda depan) kemudian dilakukan running untuk selanjutnya dianalisa hasilnya. Simulation study pada SolidWorks dapat dilihat pada gambar 3.3



Gambar 3.3 *Simulation Study* pada *SolidWorks*

11. Hasil variasi yang didapati memenuhi kondisi yang diinginkan kemudian dijadikan output terakhir dari pengerjaan tugas akhir kali ini yaitu berupa posisi penempatan link yang memenuhi standard *camber*, *roll centre*, defleksi pegas dan kekuatan.

BAB IV
PEMBAHASAN

4.1 Spesifikasi Suspensi

Pada tugas akhir kali ini akan dianalisa kinematika serta kekuatan sistem suspensi mobil listrik ITS Brajawahana. Sebelum melakukan prosedur analisa sistem suspensi terlebih dahulu digambar pada software SolidWorks. Gambar sistem suspensi sendiri meliputi *knuckle*, *arm*, *hub*, dan sambungan (*joint*). Geometri suspensi diambil dari suspensi *double whisbone* milik honda estilo. Gambar 4.1 dibawah menunjukkan sistem suspensi mobil listrik ITS Brajawahana.

(a)

(b)

Gambar 4.1 (a) Assembly total mobil listrik ITS Brajawahana (b) Assembly sistem suspensi depan mobil listrik ITS Brajawahana

Untuk analisa kinematis geometri dari sistem suspensi sangatlah berperan penting, terutama untuk suspensi jenis double whisbone. Besar camber, roll centre, dan defleksi pegas sangat tergantung pada panjang arm atas, arm bawah, posisi kncukle dan titik kontak roda. Tabel 4.1 dibawah ini menunjukkan spesifikasi sistem suspensi yang akan dianalisa pada subbab selanjutnya.

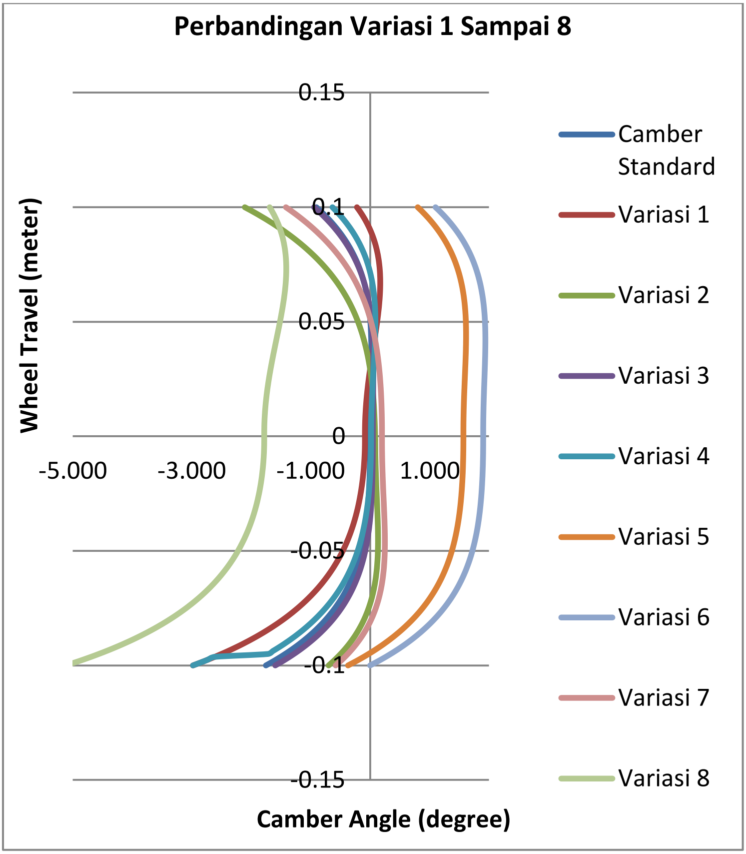
Tabel 4.1 Spesifikasi geometri sistem suspensi

Sistem Suspensi	
Tipe	*Double Whisbone*
Panjang Arm Atas	230 mm
Panjang Arm Bawah	476 mm
Panjang Knuckle	395 mm
Titik Poros Roda (dikur dari lower arm)	101 mm

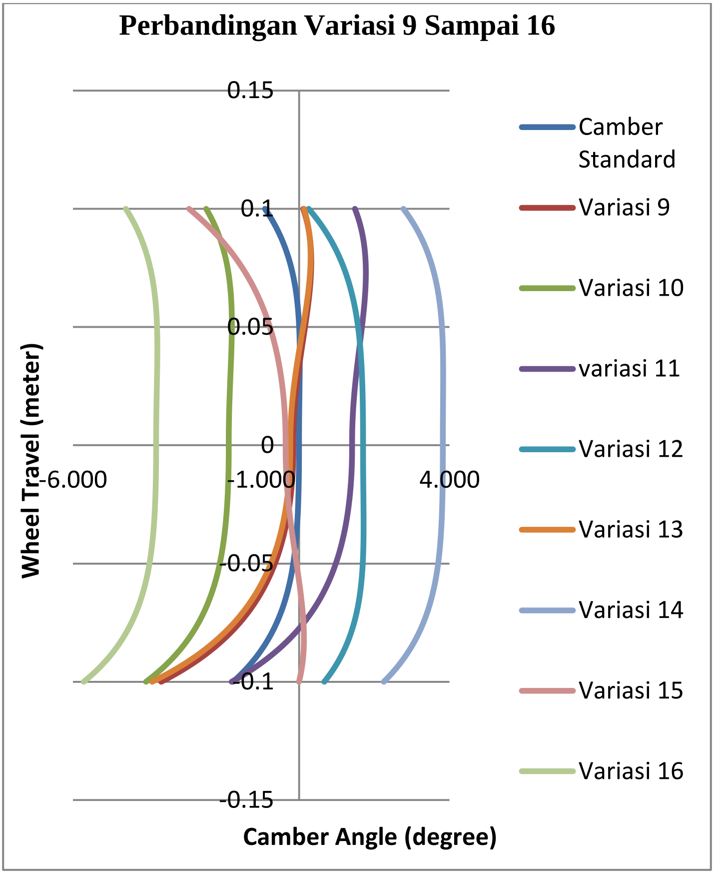
Tabel 4.1 diatas akan menjadi dasar dari simulasi motion analysis pada SolidWorks untuk mencari tahu pengaruh penempatan link (arm suspensi) terhadap defleksi pegas, *camber* maupun *roll center* kendaraan mobil listrik ITS Brajawahana

4.2 Camber Angle

Bedasarkan hasil simulasi motion study yang telah dilakukan pada *SolidWorks*, didapatkan hasil berupa perilaku camber sebagai fungsi pengaruh dari wheel travel kendaraan. Berikut merupakan grafik hasil simulasi dari 16 variasi yang telah ditentukan dimana grafik hasil simulasi dibagi menjadi 2 bagian dimana pada bagian pertama dibandingkan standar dengan variasi 1 sampai 8 kemudian grafik kedua dibandingkan standar terhadap grafik variasi 9 sampai 16. Gambar 4.2 dan 4.3 dibawah ini menunjukkan hasil simulasi yang telah dilakukan berdasarkan *motion study SolidWorks*



Gambar 4.2 Perbandingan Camber vs Wheel Travel konfigurasi standar dengan variasi 1 sampai variasi 8



Gambar 4.3 Perbandingan Camber vs Wheel Travel konfigurasi standar dengan variasi 9 sampai variasi 16

Pada gambar 4.2 dan 4.3 diatas dapat diketahui, jika camber untuk masing-masing variasi menunjukkan tren yang hampir sama, dimana camber menunjukkan perubahan yang tidak terlalu signifikan pada saat wheel travel -5 cm sampai +5 cm. Hal ini menyebabkan suspensi cenderung lebih stabil karena mengalami perubahan camber yang sangat kecil dalam rentang tertentu. Hanya pada variasi 9, 11, dan 15 yang memiliki tren

sedikit berbeda dibandingkan dengan variasi lain sebab pada posisi wheel travel – 5 cm sampai +5 cm, variasi tersebut mengalami perubahan camber yang cukup besar dengan nilai yang mendekati angka 1 derajat, sedangkan untuk variasi lain rata-rata memiliki perubahan camber maksimal 0,2 derajat pada rentang tersebut. Dari gambar 4.2 juga dapat diketahui jika hampir seluruh variasi bekerja disektiar nol. Hanya pada variasi 5, 6, dan 8 saja yang cambernya bekerja cukup jauh dari nol derajat. Sedangkan pada gambar 4.3 variasi 9, 13, dan 15 yang memiliki daerah kerja disekitar nol derajat.

Dari hasil simulasi motion study untuk camber akan dipilih karakteristik camber yang paling baik, sesuai standar dan kebutuhan dari city car yang akan diaplikasikan pada mobil listrik ITS Brajawahana nantinya. Untuk camber standar parameter yang harus diperhatikan adalah besar perubahan sudut serta daerah kerja sudut camber. Dimana untuk perubahan sudut adalah selisih dari sudut camber maksimum dikurangi sudut camber minimum dengan kriteria perubahan maksimumnya yang diperbolehkan sebesar 3 - 4 derajat [10] dengan daerah kerja berada disekitar 0 derajat. Daerah kerja camber sendiri merupakan sudut camber yang diukur pada rest position. Akan tetapi karena pengaruh dari berat penumpang maka camber diperbolehkan berada pada daerah kerja positif (berlaku untuk beberapa tipe suspensi) namun dengan angka yang tidak terlalu jauh dari nol derajat. Untuk mempermudah pemilihan variasi yang terbaik maka dibuat tabel perbandingan sebagai berikut :

Tabel 4.2 Perbandingan camber untuk masing-masing variasi dalam satuan derajat

Variasi	Camber atas (+10cm)	Camber bawah (-10 cm)	Besar Perubahan Sudut Camber	Daerah Kerja (Rest Position)
Standar	-0.904	-1.753	1.7553	0
1	-0.222	-2.980	3.1504	-0.087
2	-2.108	-0.698	2.2405	0.083
3	-0.943	-1.595	1.6492	0.045
4	-0.634	-2.980	3.0692	0.017
5	0.801	-0.372	1.9852	1.586
6	1.100	-0.001	1.9376	1.901
7	-1.416	-0.579	1.6642	0.199
8	-1.690	-5.118	3.7079	-1.781
9	0.113	-3.661	3.9852	-0.152
10	-2.466	-4.063	2.2799	-1.886
11	1.485	-1.788	3.5634	1.410
12	0.256	0.671	1.4587	1.701
13	0.132	-3.899	4.2076	-0.230
14	2.733	2.252	1.5761	3.820
15	-2.919	-0.001	3.0498	-0.356
16	-4.599	-5.717	1.9553	-3.794

Dari tabel 4.2 diatas dapat dilihat bahwa hanya beberapa variasi yang memenuhi standar. Dimana untuk konfigurasi standard (no.1) semua parameter sudah sesuai dengan kriteria yang ditentukan dengan besar variasi cambernya 1.7553 derajat dan daerah kerja camber berada disekitar 0 derajat. Apabila diambil besar perubahan camber maksimum 4 derajat maka hanya variasi 13 yang gagal memenuhi kriteria karena memiliki perubahan camber sebesar 4,2 derajat. Namun apabila besar perubahan camber maksimum yang diambil 3 derajat, maka variasi 1, 4, 8, 9, 11, 13, dan 15 yang gagal dalam memenuhi kriteria tersebut. Berdasarkan tabel 4.2 diatas juga dapat dilihat

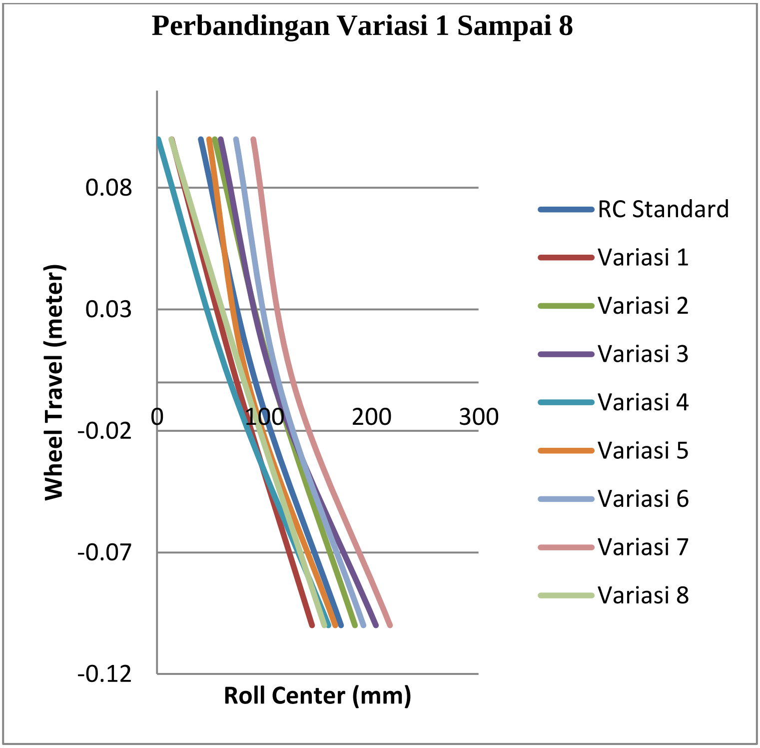
hanya variasi 3, 5, 6, 7, 12, 14, dan 16 saja yang memiliki variasi perubahan camber dibawah 2 derajat. Jika dibandingkan, perubahan camber terkecil ada pada variasi 12 dengan nilai 1.4587 derajat.

Pemilihan konfigurasi arm tidak hanya berdasarkan variasi perubahan camber saja, namun daerah kerja camber atau *rest position* dari suspensi *double whisbone* juga sangat berpengaruh karena camber akan lebih sering bekerja pada titik tersebut jika dibandingkan dengan titik maksimum atau minimumnya. Berdasarkan daerah kerja variasi 1, 8, 9, 10, 13, 15, dan 16 tidak memenuhi kriteria karena memiliki daerah kerja negatif sehingga beresiko meningkatkan keausan roda sehingga mengurangi umur dari roda tersebut, meskipun camber negatif memiliki keuntungan dalam tikungan akibat adanya *camber thrust*. Dari standard yang telah ada variasi yang cambernya berada didaerah 0 derajat hanya variasi 1, 2, 3, 4 dan konfigurasi standard saja, dimana konfigurasi standar lebih diprioritaskan untuk dipilih karena daerah kerja cambernya berada tepat dititik nol derajat. Namun karena faktor dari berat penumpang maka daerah kerja camber akan sedikit bergeser sebab akibat berat penumpang, akan mengakibatkan pegas mengalami defleksi kompresi, sehingga posisi roda otomatis akan berubah. Dengan asumsi mobil mampu menampung penumpang sebanyak 4 orang dengan berat masing-masing 80 kg, dari analisa solidworks didapatkan bahwa titik nol atau rest position dari sudut camber diukur saat wheel travel 0,06 meter untuk 4 penumpang dan 0,015 meter saat 1 penumpang saja. Berdasarkan kriteria tersebut maka camber yang memenuhi standar menjadi berubah, sehingga daerah kerja untuk konfigurasi standard, variasi 1, variasi 2, variasi 3, dan variasi 4 jika mobil ditempati 4 penumpang masing-masing berada pada titik -0.081, 0.169, -0.486,-0.065, dan 0,061 derajat, sehingga variasi 3 dan 4 lebih cocok apabila mobil dalam keadaan penumpang penuh. Sedangkan apabila mobil hanya ditempati oleh satu penumpang maka daerah kerja camber untuk konfigurasi standard, variasi 1, variasi 2, variasi 3, dan variasi 4

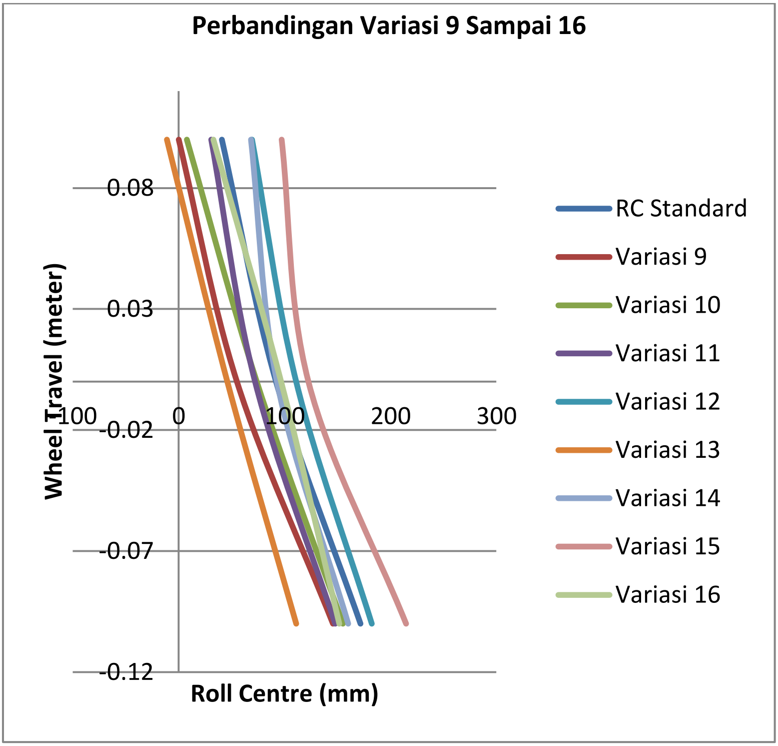
masing-masing sebesar 0, -0.012, 0.061, 0.040 dan 0.043, Sehingga konfigurasi standar dan 1 lebih cocok jika mobil hanya ditempati oleh 1 penumpang saja.

4.3 Roll Centre

Motion study pada suspensi double whisbone juga dilakukan untuk mencari roll centre dari masing-masing variasi konfigurasi penempatan arm. Hasil simulasi juga dibagi menjadi 2 bagian dimana pada bagian pertama dibandingkan standar dengan variasi 1 sampai 8 kemudian grafik kedua dibandingkan standar terhadap grafik variasi 9 sampai 16. Berikut adalah hasil motion study pada solidworks untuk roll centre



Gambar 4.4 Perbandingan Roll Centre vs Wheel Travel konfigurasi standar dengan variasi 1 sampai variasi 8



Gambar 4.5 Perbandingan Roll Centre vs Wheel Travel konfigurasi standar dengan variasi 9 sampai variasi 16

Pada gambar 4.4 dan 4.5 diatas dapat dilihat jika posisi roll centre dari tanah (ground) suspensi double whisbone yang dianalisa memiliki kecenderungan tren grafik yang hampir sama pada semua variasi, dimana apabila wheel travel yang semakin naik akan membuat posisi roll centre turun dan apabila roda turun akan membuat posisi roll centre naik. Dari gambar 4.3 (a) dapat

diketahui jika variasi 7 memiliki jarak roll centre yang paling jauh dari ground karena pada grafik berada di paling kanan, sedangkan variasi 4 memiliki jarak roll centre yang paling rendah karena berada dipaling kiri diantara variasi 1 sampai 8. Sedangkan dari gambar 4.3 (b) dapat dilihat juga jika variasi 15 yang memiliki jarak roll centre yang paling tinggi sedangkan variasi 13 memiliki roll centre yang paling rendah diantara variasi 9 sampai 16.

Untuk standard roll centre city car sendiri tidak ditentukan dalam rentang tertentu, hanya berdasarkan jarak roll centre pada rest position terhadap tanah (gorund) saja yaitu sebesar 30 – 130 mm [10]. Rest position sendiri adalah posisi dimana roda belum mengalami pergerakan vertikal. Untuk memudahkan proses pemilihan konfigurasi terbaik dalam hal roll centre maka disusunlah tabel perbandingan untuk masing-masing variasi, dimana parameter yang digunakan adalah rest position dari roll centre serta titik maksimum dan minimum dari roll centre suspensi double whisbone milik honda estillo.

Tabel 4.3 Perbandingan posisi roll centre untuk masing-masing variasi dalam satuan mm

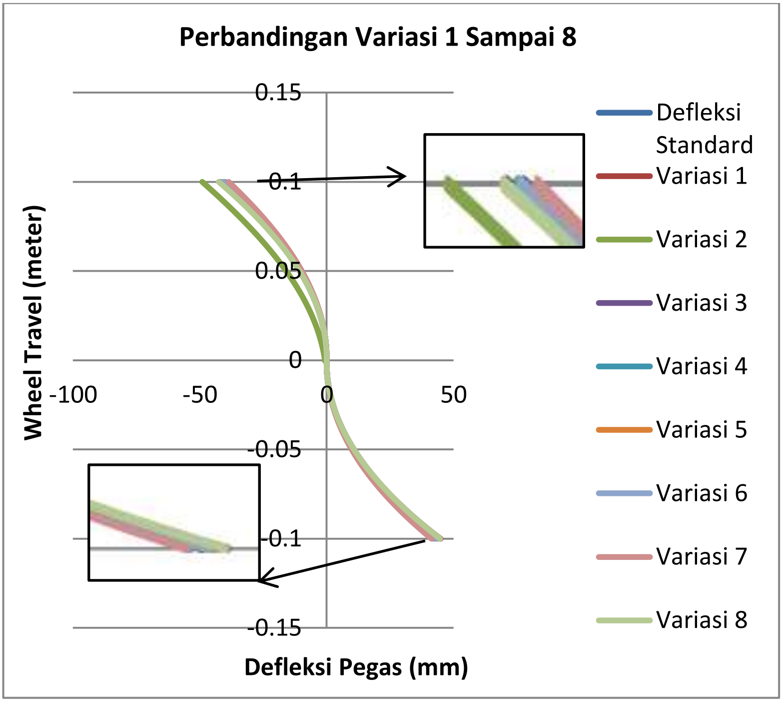
Variasi	Rest Position	Atas (10 cm)	Bawah (-10cm)
Standar	91,89	40,73	171,62
1	74,47	13,57	144,57
2	108,9	53,79	184,60
3	108,52	59,27	204,16
4	68,31	1,01	159,85
5	84,86	48,48	166,23
6	113,39	73,59	192,53
7	127,04	89,72	217,33
8	81,46	13,20	156,03
9	54,93	0	145,6
10	73,63	7,65	154,99
11	72,08	30,68	147,75
12	110,89	69,21	182,29
13	45,87	-11,17	110,91

14	92,72	68,23	160
15	122,44	97,28	214,65
16	96,64	32,74	151,61

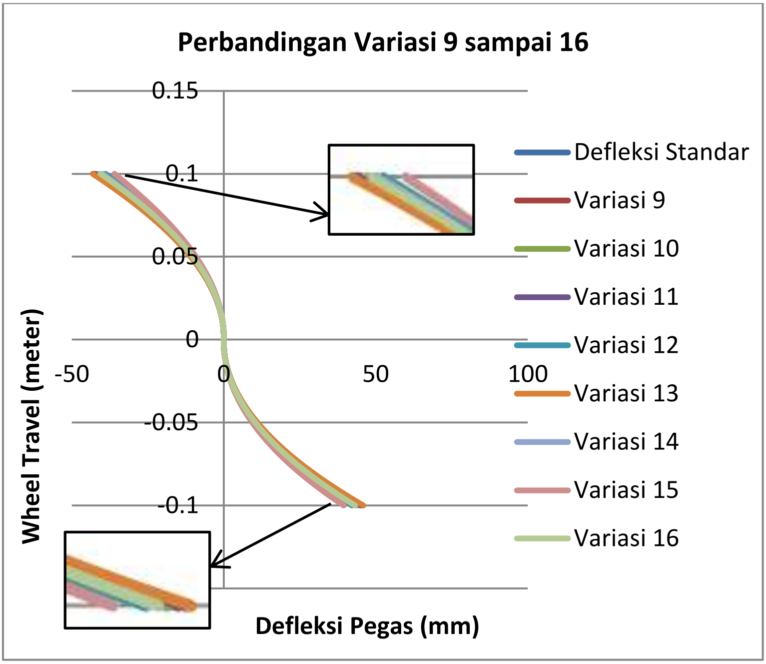
Pada tabel 4.3 diatas dapat diketahui bahwa semua variasi memenuhi kriteria untuk roll centre kendaraan pada city car, dimana semua variasi memiliki rest position roll centre berada pada rentang 30 – 130 mm dari atas tanah. Akan tetapi roll centre yang baik pada kendaraan berada dekat dengan Centre of Gravity [12], namun tidak ada jarak standar minimal atau maksimum dari CG itu sendiri, meskipun pada dasarnya roll centre ini sendiri akan sangat berpengaruh terhadap kemampuan guling dari suatu kendaraan. Apabila terlalu jauh dari CG kendaraan akan cenderung melakukan gerak guling namun apabila terlalu dekat dengan CG akan mengakibatkan understeer yang dapat mengakibatkan kendaraan sulit untuk dikendalikan.

4.4 Defleksi Pegas

Dengan menggunakan fitur motion study pada solidworks, defleksi pegas untuk masing-masing variasi juga dapat diplotkan. Hasil simulasi juga dibagi menjadi 2 bagian dimana pada bagian pertama dibandingkan standar dengan variasi 1 sampai 8 kemudian grafik kedua dibandingkan standar terhadap grafik variasi 9 sampai 16. Dimana hasil simulasi dapat dilihat pada gambar 4.6



Gambar 4.6 Perbandingan Defleksi Pegas vs Wheel Travel konfigurasi standar dengan variasi 1 sampai variasi 8



Gambar 4.7 Perbandingan Defleksi Pegas vs Wheel Travel konfigurasi standar dengan variasi 9 sampai variasi 16

Pada gambar 4.6 dan 4.7 diatas dapat dilihat bahwa masing-masing variasi memiliki tren grafik untuk defleksi pegas hampir sama satu sama lain. Perbedaan yang terjadi hanya pada titik kompresi maksimum dan tarik maksimum saja namun perbedaan yang terjadi pun juga terbilang tidak terlalu signifikan. Untuk standar pegas sendiri tidak ada batasan khusus yang harus dipenuhi hanya saja berdasarkan spesifikasi pegas yang digunakan ada batas maksimum dan minimum dari defleksi yang harus dipenuhi dimana dengan menggunakan spesifikasi pegas jenis D2 Thuv Reihnland untuk honda estillo defleksi tarik maksimum sebesar 2 inch (50,8 mm) dan kompresi maksimum sebesar 2 inch (50,8 mm). Pegas memiliki fungsi yang sangat

penting dalam suspensi. Besar defleksi yang dialami pegas sangat erat kaitannya dengan keamanan dan kenyamanan. Akan tetapi jika hanya dilihat dari faktor defleksi pegas saja sangat sulit untuk menentukan kriteria tersebut, jadi pada analisa defleksi pegas hanya faktor kekuatan materialnya saja yang dianalisa. Dengan besar konstanta pegas yang sama pada masing-masing variasi maka tegangan yang terjadi pada suspensi hanya dipengaruhi oleh besar defleksi pegas. Semakin besar defleksi semakin besar gaya pegas yang terjadi begitu pula dengan sebaliknya. Sebab gaya pegas memiliki rumusan konstanta pegas dikalikan dengan defleksi pegas. Sehingga dalam memilih variasi hal ini perlu diperhatikan. Untuk mempermudah analisa maka disusunlah tabel berikut ini:

Tabel 4.4 Perbandingan defleksi pegas untuk masing-masing variasi

Variasi	Defleksi Kompresi Maksimum (mm)	Defleksi Tarik Maksimum (mm)	Total Defleksi (mm)
Standar	42,061	44,809	86,870
1	42,562	44,901	87,463
2	49,030	41,632	90,633
3	40,116	42,742	82,857
4	40,844	43,988	84,831
5	40,577	43,707	84,283
6	40,537	43,173	83,710
7	38,604	41,339	79,943
8	42,520	44,748	87,268
9	42,930	45,740	88,670
10	40,980	43,910	84,890
11	42,515	45,384	87,900
12	38,926	42,179	81,105
13	43,142	45,916	89,058
14	39,878	43,261	83,139

15	35,979	39,458	75,438
16	40,562	43,169	83,731

Berdasarkan tabel 4.4 diatas dapat dilihat jika untuk defleksi kompresi maksimum semua variasi memenuhi standar, hanya pada variasi 2 yang mendekati batas maksimum karena memiliki defleksi kompresi maksimum sebesar 49,030 mm. Untuk tarik maksimum semua variasi berhasil memenuhi kriteria. Sehingga apabila dilihat secara total defleksi maka variasi 2 memiliki delfleksi maksimum terbesar dengan nilai 90,633. Namun jika dilihat dari defleksi paling kecil maka variasi 15 yang memiliki defleksi yang paling kecil dengan nilai 75,438 mm.

4.5 Analisa Kinematika

Berdasarkan analisa yang sudah dilakukan pada subbab 4.2 sampai 4.4, pemilihan konfigurasi suspensi untuk masing-masing analisa kinematis menunjukkan hasil yang berbeda-beda. Dimana untuk camber lebih condong pada variasi 3, untuk roll centre lebih condong pada variasi 7, dan untuk defleksi pegas lebih condong pada variasi 15. Dari ketiga jenis variasi diatas dapat dibuat tabel perbandingan berikut ini.

Tabel 4.5 Perbandingan standard, variasi 3, variasi 7 dan variasi 15 untuk analisa kinematika

Konfigurasi	Daerah Kerja Camber (derajat)	Perubahan Sudut Camber (derajat)	Posisi Roll Centre (mm)	Total Defleksi Pegas (mm)
Variasi 3	**0.045**	**1.6492**	108.52	82.857
Variasi 7	0.199	1.6642	**127.04**	79.943
Variasi 15	-0.356	3.0498	122.44	**75.438**
Standard	**0**	1,7553	91,89	86,870

Dari tabel 4.5 dapat dilihat jika variasi 3 baik dalam camber. Variasi 15 hanya baik dalam defleksi, serta cukup baik dalam hal roll centre. Untuk variasi 7 memiliki *roll centre* yang paling baik dari ketiga variasi dan cukup baik dalam hal camber maupun defleksi pegas. Sedangkan untuk konfigurasi standard, dibandingkan dengan ketiga variasi hanya cukup baik dalam *camber* (1 penumpang) saja dengan roll center dan defleksi pegasnya berada dibawah ketiga variasi diatas. Untuk mengetahui besar pengaruh *camber*, *roll centre*, dan defleksi pegas terhadap stabilitas maupun performa kendaraan perlu dilakukan analisa lanjutan berupa analisa secara dinamis. Namun dari ketiga variasi dapat ditarik kesimpulan dimana untuk variasi 15 tidak dapat dipilih sebab memiliki karakterisitik yang buruk meskipun defleksi pegasnya paling kecil. Sehingga pemilihan variasi lebih condong pada variasi 3 atau 7.

4.6 Kekuatan Material

4.6.1 Perhitungan Gaya

Gaya yang bekerja pada suspensi berasal dari berat total kendaraan yang sudah direncanakan yaitu sebesar 1470 kg. Karena analisa dilakukan pada suspensi depan maka beban yang diterima oleh roda depan dalam keadaan statis dicari terlebih dahulu dimana :

$$Wf = \frac{l_r}{l}\text{ Wtotal}$$

$$Wf = \frac{158{,}1}{245}\text{ 1470 x 9,81}$$

$$Wf = 4964{,}8 \text{ Newton}$$

Karena gaya yang bekerja pada kedua roda, maka untuk satu roda gaya yang terjadi dibagi dua sehingga didapatkan gaya yang bekerja pada suspensi double whisbone sebesar 2482,4 N. Beban ini tidak langsung diapliasikan pada suspensi sebab analisa kegagalan pada suspensi yang terjadi umumnya adalah fatigue bukan karena beban statis sehingga gaya statis yang bekerja akibat berat kendaraan diubah dulu menjadi gaya dinamis, dimana

berdasarkan referensi besarnya gaya dinamis dapat diasumsikan sebesar 2,5 dari gaya statis. Sehingga besar gaya statis yang bekerja dalah sebesar 6206 Newton, dasar pengambilan faktor dinamis sebesar 2,5 adalah karena pertimbangan beban yang akan diterima oleh kendaraan dimana untuk kendaraan city car (pasangger car) yang biasanya hanya lewat dijalan aspal memilki faktor dinamis 2,5 sedangkan untuk kendaraan yang lebih sering menerima beban dinamis dengan amplitudo dan frekuensi yang lebih besar maka faktor dinamis yang diambil adalah 3 (Biasanya untuk mobil dengan kondisi jalan yang bergelombang/*offroad*). Sehingga beban 6206 Newton iniliah yang nantinya akan dimasukkan kedalam simulasi. Analisa dilakukan pada part lower arm karena pada tersebut gaya berat kendaraan langsung diterima pada bagian tersebut sehingga lebih dimungkinkan terjadinya kegagalan.

4.6.2 Menentukan Boundary Condition

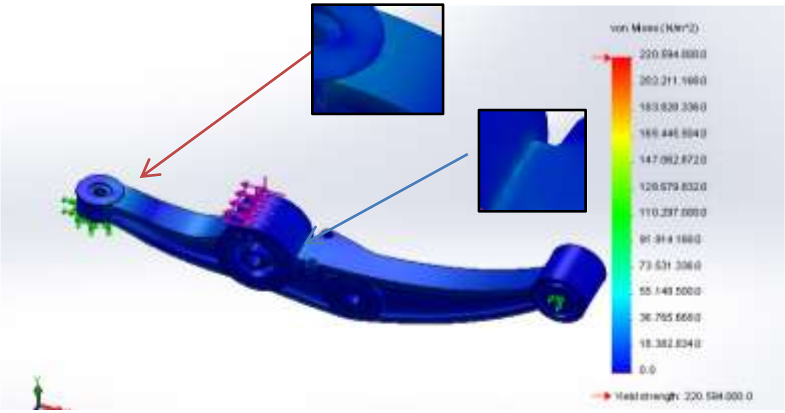
Boundary Condition merupakan kondisi batas yang dilakukan saat proses simulasi dimana harus disesuaikan terhadap kondisi sebenarnya. Berikut Boundary Condition dari lower arm double whisbone seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.5

Gambar 4.8 Boundary Condition lower arm double whisbone

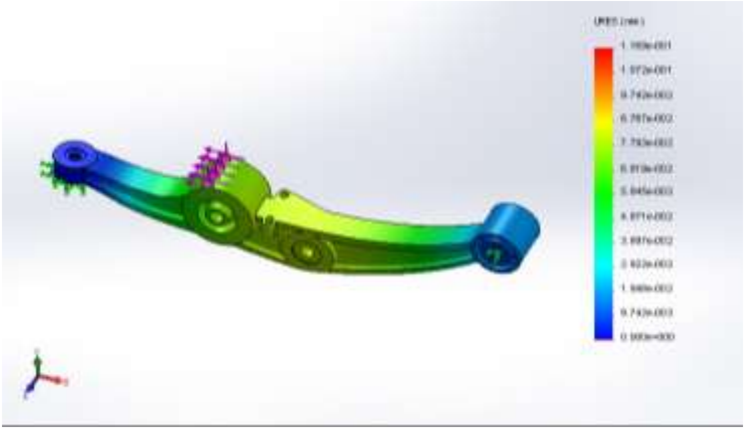
Dari gambar 4.5 dapat dilihat jika gaya diberikan pada bagian dimana suspensi dipasang (berwarna ungu). Sedangkan tumpuan (fixture) ada 2 jenis, pertama tumpuan hinge pada bagian arm yang terpasang pada body sedangkan tumpuan fix pada bagian arm yang terhubung pada knuckle

4.6.3 Analisa Kekuatan Material

Kekuatan material merupakan aspek yang sangat penting untuk mendukung kinerja dari sebuah suspensi. Meskipun suatu suspensi memiliki karakteristik yang baik apabila tidak ditunjang dengan material yang mumpuni maka akan percuma saja karena umur suspensi akan menjadi lebih pendek dan mudah rusak. Hal ini tentunya akan membahayakan pengemudi sebab suspensi adalah bagian yang menghubungkan roda dengan body dari kendaraan. Metode kegagalan von mises adalah salah satu cara untuk menganalisa kegagalan material terutama untuk material ductile. Pada metode ini pendekatan perhitungan yang dilakukan sudah lebih maju jika dibandingkan dengan metode lain seperti mohr atau tresca, selain itu metode von mises lebih mampu untuk memprediksi kegagalan akibat geser. Pada *SolidWorks* dasar perhitungan kegagalan statis struktural juga didasarkan pada metode von mises, sehingga lebih cocok jika digunakan untuk menganalisa kegagalan material. Hasil simulasi dapat dilihat pada gambar 4.9 dan 4.10



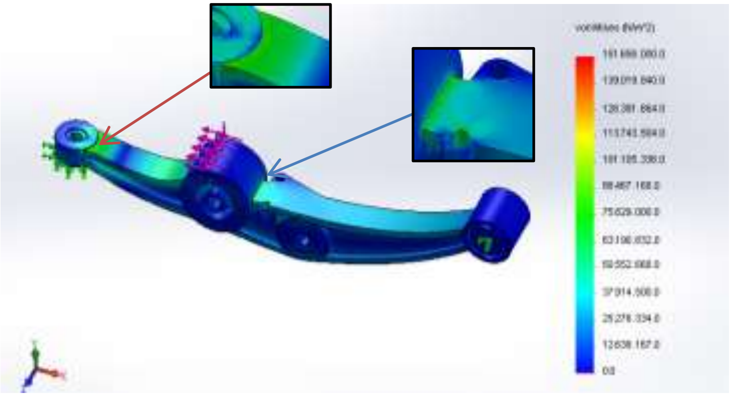
Gambar 4.9 Hasil analisa tegangan lower arm double whisbone dengan material Plain Carbon Steel



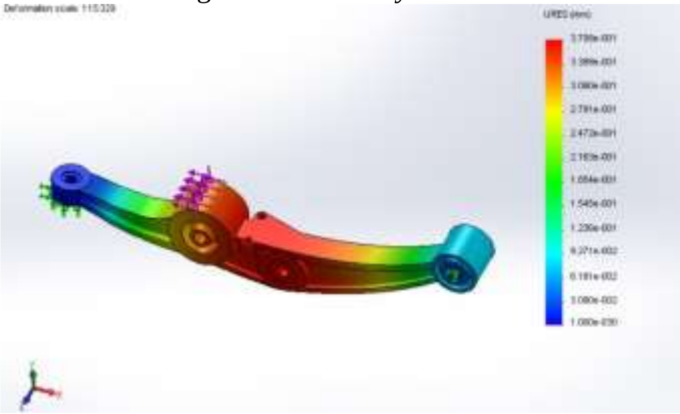
Gambar 4.10 Hasil analisa defleksi lower arm double whisbone dengan material Plain Carbon Steel

Berdasarkan gambar 4.9 diatas dapat dilihat bahwa tegangan yang terjadi masih jauh berada dibawah yield strength plain carbon steel. Hanya terlihat beberapa kontour warna biru muda pada bagian fillet sambungan dan tempat pemasangan suspensi (Seperti yang ditunjukkan oleh tanda panah) karena pada

tersebut terdapat beberapa konsentrasi tegangan. Sedangkan bagian yang lain memiliki kontur berwarna biru yang berarti tegangan yang bekerja terbilang kecil jika dibandingkan dengan yield strength materialnya. Jika digunakan fitur *max anotation* pada *chart option* di solidworks maka tegangan maksimal yang bekerja adalah sebesar 76.692.832 N/m^2 pada daerah dekat sambungan ball joint (panah warna merah). Jika dilihat dari kekuatannya maka tegangan yang bekerja masih memiliki nilai 3 kali lebih kecil dari yield strength material yang bernilai 220.594.000 N/m^2. Sehingga dapat disimpulkan dari aspek kekuatan, *lower arm* suspensi ini masih sangat aman dari beban fatigue. Jika dilihat dari defleksi, besar defleksi maksimal yang terjadi bernilai 0,0729 mm. Defleksi sebesar itu masih terbilang sangat kecil apabila dibandingkan dengan geometri lower arm suspensi, sehingga masih dapat dikatakan aman. Berdasarkan analisa tersebut dapat dikatakan jika suspensi ini diindikasikan mengalami overdesign. Sehingga dilakukan penggantian material untuk mengurangi overdesign tersebut. Material yang dipilih adalah Gray Cast Iron karena memiliki tensile strength paling rendah dari golongan steel dan iron. Simulasi dilakukan kembali untuk material Gray Cast Iron, dimana hasil simulasi dapat dilihat pada gambar 4.11 dan 4.12



Gambar 4.11 Hasil analisa tegangan *lower arm double whisbone* dengan material *Gray Cast Iron*



Gambar 4.12 Hasil analisa tegangan *lower arm double whisbone* dengan material *Gray Cast Iron*

Berdasarkan gambar 4.11 tegangan yang terjadi pada suspensi tetap sama namun dengan material jenis Gray Cast Iron tegangan tersebut sudah memasuki kontur hijau tua. Hal ini menandakan jika kekuatan material Plain Carbon Steel lebih besar dibandingkan dengan Gray Cast Iron. Namun jika dilihat dari tensile strength dari Gray Cast Iron sendiri tegangan yang terjadi masih terbilang aman karena belum melewati kontur kuning bahkan merah sekalipun. Dimana nilai tegangan maksimum bernilai 76.692.832 N/m^2 (di daerah dengan tanda panah warna merah), jika dibandingkan dengan besar tensile strength materialnya yang bernilai 151.658.000 N/m^2, maka nilai tegangan yang bekerja masih setengah dari tensile strength materialnya. Sehingga tidak terjadi tegangan kritis yang dapat mengakibatkan kerusakan pada suspensi khususnya bagian lower arm. Apabila dilihat dari defleksi, defleksi maksimum yang dihasilkan lebih besar jika dibandingkan plain carbon steel dengan nilai 0,37 mm. Namun nilai defleksi ini masih tergolong sangat kecil jika dibandingkan dengan geometri suspensinya,

sehingga defleksi masih tidak terlalu tampak. Berdasarkan analisa diatas penggantian material masih bisa dikatakan *overdesign*, namun jika dilihat dari safety factor dalam hal pendesainan suspensi, sebuah suspensi harus dirancang untuk memiliki *safety factor* antara 1,5 sampai 2 untuk beban fatigue dan 3 untuk beban statis [18]. Sehingga dari penggantian material sudah memenuhi aspek dari safety factor.

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisa dari hasil simulasi yang telah dilakukan pada bab 4 maka dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut :

1. Untuk Camber angle variasi 3 (Posisi arm bawah diubah naik 1 cm keatas dan arm atas tetap) lebih direkomendasikan untuk dipilih karena selain memiliki daerah kerja kerja camber disekitar nol derajat dan perubahan camber yang kecil, dengan menggunakan variasi 3 penumpang yang dapat ditampung mencapai 4 orang.
2. Untuk Roll Centre variasi 7 (Posisi arm bawah diubah naik 1 cm dan arm bawa turun 1cm) lebih direkomendasikan untuk dipilih karena selain sudah memenuhi kriteria roll untuk city car, variasi 7 memiliki roll centre yang paling dekat dengan CG sehingga mengurangi efek guling dari kendaraan saat melaju di tikungan.
3. Untuk Defleksi Pegas variasi 15 (Posisi arm atas turun 2 cm dan arm bawah tetap) lebih direkomendasikan karena memiliki defleksi yang paling kecil dari semua variasi sehingga membuat tegangan yang bekerja pada suspensi lebih kecil
4. Untuk analisa kinematik secara keseluruhan variasi 7 lebih dipilih karena untuk roll centre proporsi pengaruh terhadap kesetabilan jauh lebih besar dibandingkan dengan camber.
5. Untuk material suspensi double whisbone lebih direkomendasikan untuk memilih gray cast iron sebab dari hasil simulasi sudah memenuhi kriteria safety factor dan memiliki berat yang lebih ringan jika dibandingkan dengan plain carbon steel.

5.2 Saran

Adapun beberapa saran yang dapat diambil dari tugas akhir ini antara lain

1. Simulasi di Solidworks sebaiknya dilakukan pada komputer dengan spesifikasi tinggi karena berpengaruh terhadap hasil gambar yang ditampilkan.
2. Proses assembly dilakukan sejak awal sehingga mengurangi terjadinya kekeliruan geometri baik itu pada chassis, rem, steering maupun suspensi

DAFTAR PUSTAKA

[1] "Komponen Pegas Ulir".10 Januari 2015. http://www.lebihpunyateizz.blogspot.com

[2] "Shock Absorber".10 Januari 2015 . http://www.ebay.co.uk

[3] "Suspension *Arm*".11 Januari 2015. http://www.taiwantrade.com.tw

[4] "Mcpherson Strut".11 April 2015. http://www.croberts.com/susp.htm

[5] "Double Whisbone'.09 April 2015. https://www.pinterest.com/44473115041824041

[6] "Trailling *Arm* Suspension" 08 April 2015. http://www.rx7club.com/2nd-generation-specific-1986-1992-17/rear-subframe-bushings-spherical-*arm*-bearings/ confused-879088/

[7] "Semi-Trailling *Arm*". 08 April 2015. http://store.vacmotorsports.com/vac--- semi-trailing-*arm*-rear-*camber*-toe-adjustment-kits-p2019.aspx

[8] "Multilink Suspension". 08 April 2015. http://www.autoevolution.com/news/how-multi-link-suspension-works-7804.html

[9]Jazar, Reza N. 2008. "*Vehicle Dynamics : Theory and Applications*". New York: Springer.

[10] Genta, Giancarlo.2009. "The Automotive Chassis".New york: Springer.

[11] Abe, Masato.2011."*Vehicle Handling Dynamic*".Oxford.Butterworth-Henneinman

[12]Sutrantra, I Nyoman& Bambang Sampurno. 2010. "Teknologi Otomotif: Edisi Kedua". Surabaya: Guna Widya.

[13]John, Dixon. 2009. "*Suspension Geometry and Computational"*. Chicester. Wiley.

[14]Balike. 2011. "*Development of Kineto-Dynamic Quarter Car Model for Synthesis of a Double Whisbone Suspension*.". Cocncordia University: Taylor & Francis.

[15]Waldron and Kinzel. 2004. "*Kinematics, Dynamics, and Design of Machinery.*" USA: Wiley.

[16]Güller. 2006. "*Dynamic Analysis of Double Whisbone Suspension"*. Turkey. Izmir Institute of Technology.

[17] Schmidt R, Boresi A. "*Advance Mechanics of Materials 6th edition*".University of Wyoming.John-Wiley & Sons.

[18]Reimpell J, Stoll H. "*The Automotive Chassis*". Meilbourne .Butterworth-Heinemann.

[19] Callister. "*Material and Science Engineering – An Introduction 7th Edition*".USA. Wiley

BIODATA PENULIS

Firdaus Ja'far Shodiq dilahirkan di Jember 01 Juli 1994, anak yang terlahir dari orangtua terbaik bernama Muhammad Toyib dan Ssiti Naesahwati. Riwayat pendidikan penulis diawali di TK Dharma Wanita, SDN Baratan I pada tahun 2000-2006. Penulis melanjutkan pendidikannya di SMPN 4 Jember pada tahun 2006-2009 kemudian melanjutkan pendidikannya di SMAN I Jember pada tahun 2009-2011. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur SNMPTN Tulis.

Penulis beberapa kali mengikuti kepanitian seperti IEMC dan Mesin Rally. Selain itu penulis juga aktif dalam organisasi kampus dan dakwah. Dimana penulis sempat menjadi Pengurus Harian di Ash-Shaff tahun 2013-2014. Selain itu penulis sempat mengikuti beberapa lomba nasional dan regional dimana pada lomba Nasional BKSTM di Lampung penulis bersama team mampu meraih posisi 2 dibawah UGM.

Motto hidup penulis "*Do with your fullest*" menjadikan penulis sebagai pribadi seperti sekarang ini. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email fjafar33@gmail.com.

"Halaman ini sengaja dikosongkan"