T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

105509

GO-KART SPOR ARAÇLARININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ ŞASİ TASARIMI VE ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Sedat İRİÇ

105509

Enstitü Anabilim Dalı: Makina Müh.

Enstitü Bilim Dalı : Makina Tasarımı ve İmalat

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Abdullah MİMAROĞLU

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU DOKÜMANTASYON MERKEZİ

HAZİRAN 2001

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GO-KART SPOR ARAÇLARININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ ŞASİ TASARIMI VE ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Sedat İRİÇ

Enstitü Anabilim Dalı: Makina Müh.
Enstitü Bilim Dalı : Makina Tasarımı ve İmalat
Tez Danışmanı : Doç. Dr. Abdullah MİMAROĞLU

Bu tez / / 2001 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı	**Jüri Üyesi**	**Jüri Üyesi**
Doç.Dr.	Doç.Dr	Doç.Dr
Abdullah MİMAROĞLU	Ümit KOCABIÇAK	İsmet ÇEVİK

İÇİNDEKİLER

SİMGELER VE KISALTMALAR.....v
ŞEKİLLER LİSTESİ.....vi
TABLOLAR LİSTESİ.....x
ÖZET.....xi
SUMMARY.....xii

BÖLÜM 1.
GİRİŞ.....1
1.1. Giriş.....1
1.2. Aktarma Organları.....4
1.2.1. Kademesiz Hız Değiştiriciler (Varyatörler).....5
1.2.1.1. Mekanik Varyatörler.....6
1.2.1.2. Sürtünmeli Varyatörler.....6
1.2.1.3. Kayışlı Varyatörler.....7
1.2.2. Kavramalar.....10
1.2.2.1. Mekanik Kavramalar.....11
1.2.2.2. Rijit Kavramlar.....11
1.2.2.3. Sürtünmeli Kavramalar.....13
1.2.2.4. Pnömomekanik Kavramalar.....14
1.2.2.5. Elektromekanik Kavramalar.....15
1.2.2.6. Elektromagnetik Kavramalar.....15
1.2.2.7. Otomatik Kavramalar.....16

1.3. Ön Takım.....17
1.3.1. Toe.....17
1.3.2. Camber.....18
1.3.3. Caster.....18
1.3.4. King-pin eğimi.....19
1.3.5. Scrub açısı.....19
1.3.6. Ackermann Etkisi.....20
1.4. Şasiler.....21
1.4.1. Taşıtlarda Kullanılan Şasi Tipleri.....21
1.4.1.1. Dikdörtgen Şasi (Merdiven Şasi).....21
1.4.1.2. Trapez Şasi.....22
1.4.1.3. X – Şasi.....22
1.4.1.4. Çatal Şasi (Tek Kirişli Şasi).....22
1.4.1.5. Platform Şasi.....23
1.4.2. Şasi ve Karoseri Malzemesi.....24
1.5. Şasi Zorlanma Tipleri.....24
1.5.1. Boyuna Düşey Eğilmeye Zorlanma.....25
1.5.2. Enine Düşey Eğilmeye Zorlanma.....26
1.5.3. Yatay Eğilmeye Zorlanma.....27
1.5.4. Burulmaya Zorlanma.....27
1.6. Sonuç.....28

BÖLÜM 2.
MODELLEME.....29
2.1. Giriş.....29
2.2. Modelleme.....29
2.2.1. Pro/ENGINEER... 29
2.2.1.1. Unsurların çizim ile oluşturma yöntemleri.....33
2.2.1.2. Unsurların tanımlanarak oluşturulması.....35
2.2.2. Pro/MECHANICA Structure.....37

2.3. Modelin Hazırlanışı.....39
2.3.1. Model Dosyasının Oluşturulması.....39
2.3.2. Noktaların Oluşturulması.....40
2.3.3. Yardımcı Eksenlerin Oluşturulması (Axis).....43
2.3.4. Parametrik Modelin Hazırlanışı.....45
2.3.5. Elemanların ve Sınır Şartlarının Uygulanması.....48
2.3.6. Beam ve Shell Elemanların Oluşturulması.....50
2.3.7. Yük ve Sabitlenmenin Uygulanması.....55

BÖLÜM 3.
ANALİZ.....58
3.1. Giriş.....58
3.2. Analizlerin Tanımlanması.....58
3.3. Mevcut Modelin Analiz Edilmesi.....68
3.4. Parametrik Dizaynın (Design Study) Oluşturulması.....71
3.5. Model Şasi İçin Design Study'nin Hazırlanması.....73
3.6. Model Şasinin Modifikasyonu ve Model Şasinin Analizi.....77
3.7. Sonuçlar.....80

BÖLÜM 4.
ÖN TAKIM PARAMETRELERİ.....81
4.1. Araca Etkiyen Kuvvetlerin Tanımlanması.....81
4.2. Ağırlık Merkezi.....84
4.3. Araç Ön Takım Geometrisinin Tanımlanması.....85
4.3.1. Camber açısı.....86
4.3.2. Caster açısı.....86
4.3.3. Ackerman Etkisi.....87
4.3.4. Toe Açısı.....88
4.4. Sonuçlar.....90

BÖLÜM 5.
SONUÇLAR.....91

KAYNAKLAR.....92
ÖZGEÇMİŞ.....94

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. 1950'lerde Yapılan ilk Go-Kart tasarımlarından biri.....1
Şekil 1.2. Rose Bowl parking lot (Pasadena, CA) in 1957'de yapılan Go-Kart yarışı.....2
Şekil 1.3. Günümüz Go-Kart araçlarına örnek.....2
Şekil 1.4. İndoor tipi Go-Kart aracı.....3
Şekil 1.5. Off-Road tipi Go-Kart araçlarına bir örnek.....4
Şekil 1.6. Sürtünmeli varyatör çeşitleri.....7
Şekil 1.7. Düz Kayışlı varyatörler.....8
Şekil 1.8. V- Kayışlı varyatörler.....9
Şekil 1.9. Zincirli varyatörler.....9
Şekil 1.10. Kavramaların genel sınıflandırılması.....10
Şekil 1.11. Mekanik kavramalar.....11
Şekil 1.12. Çeneli kavramalar.....12
Şekil 1.13. Dikdörtgen çeneli kavramalar ve kavrama şekilleri.....13
Şekil 1.14. Sürtünmeli kavramalar.....13
Şekil 1.15. Caster açısı ile direksiyon hareketinde lastiklerde meydana gelen yükseklik değişimi.....18
Şekil 1.16. Camber, King-Pin ve Scrub açıları.....19
Şekil 1.17. Ackerman açısı ve toe-out'un gösterilişi.....20
Şekil 1.18. Dikdörtgen şasi.....21
Şekil 1.19. Trapez şasi.....22
Şekil 1.20. X – şasi.....22
Şekil 1.21. Çatal şasi.....23
Şekil 1.22. Platform şasi.....23
Şekil 1.23. Boyuna düşey eğilme.....26
Şekil 1.24. Enine düşey eğilme.....26
Şekil 1.25. Yatay eğilmeye zorlanma.....27

Şekil 1.26. Burulma zorlanması....28
Şekil 2.1. Pro/ENGINEER'da modelin farklı görünüş şekilleri....30
Şekil 2.2. Birden fazla unsur kullanılarak bir modelin oluşturulması....31
Şekil 2.3. Birleşik model....32
Şekil 2.4. Bir unsurun değişikliğinin diğerlerine yansıması....32
Şekil 2.5. Extrude modülü ile unsur oluşturma....33
Şekil 2.6. Revolve modülü ile unsur oluşturma....34
Şekil 2.7. Sweeep modülü ile unsur oluşturma....34
Şekil 2.8. Blend modülü ile unsur oluşturma....35
Şekil 2.9. Round modülü ile unsur oluşturma....36
Şekil 2.10. Chamfer modülü ile unsur oluşturma....36
Şekil 2.11. Pro/Engineer'de modelin hazırlanması için yeni bir dosyanın açılması....39
Şekil 2.12. Datum feature'ların oluşturulması....40
Şekil 2.13. Pro/Engineer'de nokta oluşturma komutları....41
Şekil 2.14. Modelin noktalardan oluşmuş hali....42
Şekil 2.15. Pro/Engineer'de eksen oluşturma yöntemleri....43
Şekil 2.16. Modelin eksen çizgileri ile oluşturulmuş hali....44
Şekil 2.17. Parametrik model olması istenen dikdörtgen parça....45
Şekil 2.18. Paramtrik modelleme için parça ölçülerinin isimlendirilmiş hali....46
Şekil 2.19. Aracın şasisinin modellenmesi sırasında kullanılan genel ölçüler....47
Şekil 2.20. Aracın şasisinin modellenmesi sırasında kullanılan bağıntılar....48
Şekil 2.21 Pro/Engineer'den Pro/Mechanicaya geçişte ölçü birim sistemini gösteren bilgi ekranı....49
Şekil 2.22. Modelin Pro/Mechanica İndependent mödülündeki görüntüsü....50
Şekil 2.23. Beam elemanlar ile oluşturulmuş model....51
Şekil 2.24. Beam elemanın geometrisinin tanımlandığı pencere....52
Şekil 2.25. Beam elemanın yönlerdirmesinin (orientation) yapıldığı pencere....52
Şekil 2.26. Beam elemanın malzeme özelliklerinin tanımlandığı pencere....53

Şekil 2.27. Shell elemanın kalınlığının ve özelliklerinin tanımlandığı Pencere....54
Şekil 2.28. Modelin beam ve shell elemanlardan oluşmuş hali....54
Şekil 2.29. Yük (load) uygulama penceresi....55
Şekil 2.30. Yüklenmiş model....56
Şekil 2.31. Modelin sabitlenmesinin (constraint) yapıldığı pencere....56
Şekil 2.32. Modelin analizler için hazırlanmış hali....57
Şekil 3.1. Statik analiz dosyasının tanımlanması....59
Şekil 3.2. Statik analiz sonuç opsiyonları....60
Şekil 3.3. Hazırlanan analiz dosyasının çalıştırılması....62
Şekil 3.4. Hazırlanan analiz dosyasındaki hataların araştırılması....63
Şekil 3.5. Analizin tamamlanmasından sonra analiz sonuçlarının incelenme menüsü....64
Şekil 3.6. Sonuç dosyasında kullanılacak olan analiz dosyasının tanımlanması....65
Şekil 3.7. Sonuç dosyasında belirtilecek olan tepkilerin tanımlanması....66
Şekil 3.8. Quantity seçeneğinde tanımlanabilecek tepkiler....66
Şekil 3.9. Analiz sonuçlarının ekranda sunum biçimi....67
Şekil 3.10. Yükleme nedeniyle modelde meydana gelen deplasmanlar....68
Şekil 3.11. Mevcut şaside oluşan gerilmeler ve maksimum gerilmenin oluştuğu yer görülmektedir....69
Şekil 3.12. Mevcut şaside oluşan deplasmanlar ve maksimum deplasmanın oluştuğu yer görülmektedir....69
Şekil 3.13. Maksimum gerilmenin oluştuğu arka aksın bağlantı sacı ile şasi arasındaki bölgenin yakınlaştırılmış hali....70
Şekil 3.14. Analiz sonuçlarına summary dosyasından bakılması....70
Şekil 3.15. Design study'nin tanımlanması....72
Şekil 3.16. Mevcut şasi modeli için design study'nin tanımlanması....74
Şekil 3.17. Şasinin boyunun değişimi ile gerilmelerin değişimi....75
Şekil 3.18. Şasinin boyunun değişimi ile deplasmanların değişimi....75
Şekil 3.19. Gerilmelerin aracın boyu, çap ve cidar kalınlığına göre değişimi....76
Şekil 3.20. Deplasmanların aracın boyu, çap ve cidar kalınlığına göre değişimi....76

Şekil 3.21. Mevcut şasi üzerine eklenen profiller....77
Şekil 3.22. Modifikasyon sonucunda maksimum gerilmelerin oluştuğu bölge....78
Şekil 3.23. Modifikasyon sonucunda maksimum deplasmanın oluştuğu bölge....79
Şekil 3.24 Modifikasyon yapılmış model şasi üzerindeki deplasmanların aracın boyu, çap ve cidar kalınlığına göre değişimi....79
Şekil 3.25. Modifikasyon yapılmış model şasi üzerindeki gerilmelerin aracın boyu, çap ve cidar kalınlığına göre değişimi....80
Şekil 4.1. Süspansiyon sistemine göre salınım merkezinin bulunması....81
Şekil 4.2. Salınım merkezlerine göre salınım ekseninin bulunması....82
Şekil 4.3. Yanal kuvvetlerden oluşan ağırlık transferi....82
Şekil 4.4. Ağırlık merkezinin orta eksende olduğu durum....84
Şekil 4.5. Ağırlık merkezinin orta eksende olmadığı durum....84
Şekil 4.6. Pozitif ve negatif Camber açısı....86
Şekil 4.7. Pozitif ve negatif Caster açısı....87
Şekil 4.8. Ackerman etkisi....87
Şekil 4.9. Ackerman sistemi....88
Şekil 4.10. Toe In ve Toe Out açıları....88
Şekil 4.11. Ackermanın Toe açısına etkisi....89
Şekil 4.12. Şasisi incelenen Çakal modeli Go-Kart aracı....90

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 2.1 Pro/Mechanica programının fonksiyonları.....37
Tablo 2.2 Structure modülünde operasyon modülleri.....38
Tablo 2.3 Pro/Mechanica'da modelin analize hazırlanışı ve analiz edilişi.....38

ÖZET

Anahtar kelimeler: Go-Kart, Şasi, Bilgisayar destekli tasarım, Bilgisayar destekli analiz.

Son yıllarda bilgisayar destekli mühendislik yöntemleri, bilgisayar donanımlarındaki ve mühendislik yazılımlarının her açıdan gelişimiyle sanayiinin pek çok dalında geniş yer tutmaya başlamıştır. Bu yöntemler tasarım ve analiz aşamasında harcanan zamanı kısaltmakta, tasarım parametrelerinin hızlı bir şekilde değiştirilmesini ve kontrolünü sağlamakta, tasarımcıya her açıdan esneklik kazandırmaktadır. Yapılan çalışmalar yardımıyla tasarımın optimize edilerek daha da verimli şekilde çalışması sağlanabilir.

Tezin ana teması, kullanılan bir aracın şasisinin ele alınıp bütün aşamalarıyla bilgisayar desteğiyle modellenmesi ve analizi olarak açıklanabilir. Böyle bir çalışmanın seçilmesi hem bilgisayar destekli tasarım (CAD) hem de bilgisayar destekli mühendislik (CAE) konularında çok yönlü bir çalışmayı mümkün kılmasıdır.

Bu çalışmada genel bir sınıflandırmada Go-Kart aracı kabul edilebilerek Agromak&Hobimak üretimi olan Çakal modeli Go-Kart aracının şasisi modellenmiş ve statik halde şasi üzerine etkiyen yükler sonucunda oluşan gerilme ve deplasmanlar araştırılmıştır.

Computer Aided Design and Analyses of Go-Kart

SUMMARY

Keywords: Go-Kart, Chassis, Computer aided design, Computer aided engineering

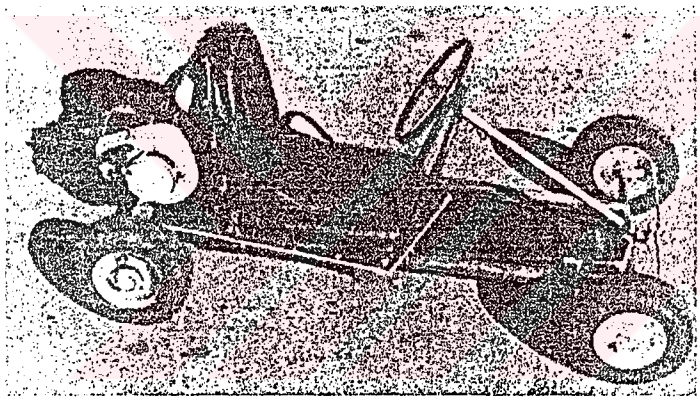
During the last few decates, the development of computer accessories and scripts resulted for extensively involvement of computer aided engineering (CAE) methods in many industrial fields. These methods shorten the time that is spent during analysis and design. Furthermore this system provides to change rapidly design parameters and provide the control through all stages of the design process. Hence the designer gains flexibility throughout the design process. Using the feedback system this system provide optimization of the design.

In this study the chassis of a Go-Kart was modeled an analyzed, using computer aided design and engineering code Pro/ENGINEER. The results showed the efficiency of CAD/CAM/CAE system.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

1.1 Giriş ve Tarihçe

Go-kart sporu varolan motor spor dalları arasında en ucuz maliyete sahip olan spor dalıdır. Bu spor dalı 1950'li yılların ortalarında başlamış ve o dönemlerde büyük ilgi görmüştür (Şekil 1.1.). Ortaya çıkışlarının bu ilk evresinde go-kart merak ve ilgiden dolayı büyük bir kesim tarafından kullanılmış yada ilgiyle izlenmiş ve hemen hemen her şehirde go-kart pistleri kurulmuştur.

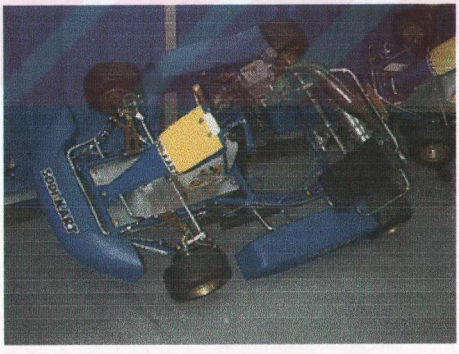


Şekil 1.1. 1950'lerde Yapılan ilk Go-Kart tasarımlarından biri

Bu kurulan pistlerin bazıları toprak bazıları ise parke taşından yollara sahip idiler. Bu sayede insanlar çeşitli etaplarda bu araçları kullanma imkanına sahip olmuşlardır (Şekil 1.2.). Ancak 1960 yılların başlarında araç fiyatlarının artması ve pist sayısının azalmasından dolayı bu spora olan ilgi azalmıştır.

Şekil 1.2. Rose Bowl parking lot (Pasadena, CA) in 1957'de yapılan Go-Kart yarışı

Ayrıca go-kart üreticilerini, otomobil endüstrisinde yaşanan hızlı yaşanan hızlı değişim ve hızlı modernizasyona ayak uyduramaması da bu spor ve araçlara olan ilginin azalmasında da büyük rol oynamıştır. 1970'li yılların başlarında go-kart araçlarında büyük devrim yaşanmıştır. Bu yıllarda aracın motorunun yeri değiştirilerek günümüzde kullanıldığı gibi motor, sürücünün arkasından yanına doğru kaydırılmıştır. Bu sayede motor için iyi hava bir hava soğutma sağlanmış ayrıca sürücü içinde daha fazla alan ortaya çıkarılmıştır. Bu sayede aracın boyutları üzerinde de esneklik sağlanmıştır. 1970'li yılların sonlarına doğru şu anda Black&Decker firmasının sahip olduğu McCulloch firması standart motor üretiminin yanı sıra daha yüksek beygir güçlü go-kart motorları üretmeye başlamıştır(Şekil 1.3).



Şekil 1.3. Günümüz Go-Kart araçlarına örnek

Bu yıllarda Yamaha firmasının da go-kartlar için motor üretmeye başlamasıyla bu araçlara olan ilgi tekrar artmaya başlamıştır. 1980'li yıllarda Mississippi nehrinin doğusunda kurulan Dünya Karting kurumu ile Mississippi nehrinin batısında kurulan Uluslararası Kart federasyonu ortaklaşa olarak Go-Kart'ları sınıflandırmaya başlamıştır. Bu kuruluşlar birçok Go-Kart'ı ele alıp sınıflandırmış ve kategorilere ayırmıştır. Bu kategorilerde limit konulmamış sadece araç şekilleri, yarışma ve kullanım amaçlarına göre sınıflandırma yapılmıştır. Bunlar;

Sprintkart : Genel olarak sürat için yapılan ve şanzımana sahip olmayan araçları içeren kategoridir. Bu araçlar genellik uluslararası kısa mesafeli sürat yarışlarında kullanılmaktadır.

Şanzımana sahip asfalt tipi kartlar: Bu araçlar sprintkart'lara benzer ancak uzun mesafeli pistlerde, son derece yüksek süratlerde yapılan yarışlarda kullanılırlar

Indoor: Kart adı verilen ve genellikle meraklıların kendi çabalarıyla yaptıkları ve motor ve diğer ekipmanlarda sınırlandırmaların bulunduğu araçlar, genel olarak eğlence için düzenlenen yarışlarda kullanılırlar (Şekil 1.4).

Off-Road Kart: Genel olarak eğlence amaçlı yapılan ve büyük çoğunluğu meraklılarının kendi çabaları ile imal ettikleri şanzımana sahip olamayan araçlar

Şekil 1.4. İndoor tipi Go-Kart aracı

1990'lı yıllarda büyük motor firmalarının da bu spora el atmalarından sonra karting okulları açılmış ve hem eğlence amaçlı hemde yarış amaçlı birçok kurum ve kuruluş ortaya çıkmıştır. Bu sporun en büyük avantajlarından biride kişinin ister evinde istediği parçaları alarak kendi kart'ını yapabilmesi isterse de büyük firmaların

üretmiş olduğu kart'ları da satın alabilmesidir. Bu sayede bu araçlar sporun yanı sıra hobi olarakta insanları cezbedebilmiştir (Şekil 1.5.).

Şekil 1.5. Off-Road tipi Go-Kart araçlarına bir örnek

Karting araçları diğer bütün taşıtlarda bulunan donanımların hepsine sahiptir. Ancak bu araçlarda kullanılan donanımlar diğer araçlarda kullanılanlara göre daha basit bir yapıya sahiptirler. Bundaki ana sebep maliyeti düşürmek ve küçük olan araç şasisinden daha verimli bir şekilde yararlanabilmektir. Bu araçlar genel olarak üç temel yapıdan oluşmaktadır. Bunlar sürücüyü, motoru ve diğer aksamların üzerinde monte edildiği şasi, motordan üretilen gücü tekerleklere aktarmaya yarayan aktarma organları ve aracın yavaşlatılmasında veya durdurulmasında kullanılan fren mekanizmalarıdır [1].

1.2. Aktarma Organları

Karting araçlarında motordan elde edilen gücü tekerleklere aktarma için kademesiz hız değiştiriciler (varyatörler) veya kavramalar kullanılmaktadır. Bundaki temel amaç bu sistemlerin az yer kaplaması ve maliyetlerinin ucuz olmasıdır. Aracın şasi tasarımına geçilmeden önce bu sistemler hakkında bilgi sahibi olunması tasarım sırasında meydana gelebilecek aksaklıkları ortadan kaldırmak açısından büyük önem taşımaktadır. [2]

1.2.1. Kademesiz Hız Değiştiriciler (Varyatörler)

Teknikte bir çok hallerde hızların belirli sınırlar içinde kademesiz olarak değiştirilmesi gerekir. Böyle sistemlerde, denklem (1.2)'deki giriş devir sayısı n_g sabit olduğu halde çıkış devir sayısı değişkendir ve sistemin çevrim oranı

$$i_{gv} = \frac{n_g}{n_ç} = \text{değişken} \qquad (1.2)$$

olur. Bu çeşit sistemlere varyatör adı verilir. Varyatörler sadece kademesiz hız değiştirici değil, hızın sabit kalması içinde kullanılan mekanizmalardır. Örneğin bir kağıt çekme makinesinde, makara üzerinde sarılmış bulunan kağıt kangalı, çözülmeye başlayınca çapı D azalır. Denklem (1.2)'de, makaranın devir sayısı sabit kaldığı sürece

$$v = \pi * D * n \qquad (1.2)$$

bağıntısına göre v çevre hızı azalır, yani kağıt makaranın üzerinden daha yavaş çözülmeye başlar ve çekme kuvveti sabit olduğundan kağıdın kopma tehlikesi doğar. Ancak D'nin azalması ile orantılı olarak n'in büyümesi sağlanırsa bu tehlike ortadan kalkar. Bu da kademesiz hız değiştirici denilen sistemlerle gerçekleştirilebilir. Kademesiz hız değişimi veya ayarı elektrik motorunun hızının değişimi ile de mümkündür. Hızların elektrik motoru ile değiştirilmesi pahalı bir çözüm olmakla beraber sınırlı bir yöntemdir. Motorların devir sayıları standart olduğundan, ancak standart devir sayıları civarında hız değiştirilebilir. Fizibilite hesaplarına göre en ekonomik yöntem sabit devir sayılı bir elektrik motorunun varyatör ile birlikte kullanılmasıdır.

Varyatörler, fiziksel olaya bağlı olarak elektrikli, mekanik ve hidrolik varyatörler olmak üzere üç gruba ayrılabilir. Günümüzde taşıt ve diğer alanlarda çoğunlukla mekanik varyatörler kullanım alanı bulduğundan dolayı bu tip varyatörler hakkında daha geniş bilgi verilecektir.

1.2.1.1. Mekanik Varyatörler

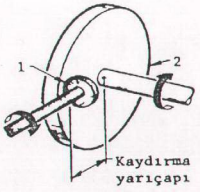
Mekanik varyatörler sürtünmeli, kayışlı ve zincirli olmak üzere üç gruba ayrılabilir. Bu sistemlerin çalışma prensibinin temelini oluşturan fiziksel olaylar, güç iletme kabiliyetleri ve hesap tarzları genel olarak sürtünmeli çarklar, kayış kasnak mekanizmaları ve zincir mekanizmalarından yararlanılarak yapılabilir.
Günümüzde, varyatörler belirli firmalar tarafından standart boyutlarda yapılmaktadır. Bu firmaların kataloglarında, giriş ve çıkış hızlarına bağlı olarak belirli çalışma koşulları için, varyatörlerin güç iletme kabiliyetleri verilmektedir.

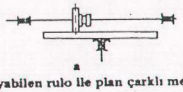
1.2.1.2. Sürtünmeli Varyatörler

İlke olarak rulo (1) ve çarktan oluşan bu tip varyatörlerde, hız değişimi rulonun çark üzerinde radyal yönde kaydırılması ile elde edilir. Pratik uygulamada gerek rulo ve gerekse çark, plan, konik, disk gibi çeşitli şekillerde olabilir (Şekil 1.6.)
Diğer hareket iletme mekanizmalarında olduğu gibi, bu tip sistemlerde döndüren ve döndürülen elemanların ayırt edilmesi gerekir. n_1 döndüren elemanın devir sayısını (bu hız varyatörün n_g giriş hızıdır), n_{2x} döndüren elemanın devir sayısını (bu hız varyatörün $n_ç$ çıkış hızıdır), r_{1x} ve r_{2x} her iki elemana ait temas alanının yarıçaplarını gösterdiğine göre, varyatörün çevrim oranı denklem (1.3)'den bulanabilir.

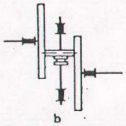
$$i_x = \frac{n_1}{n_{2x}} = \frac{r_{2x}}{r_{1x}(1-K_k)} \qquad (1.3.)$$

burada K_k kayma faktörüdür.

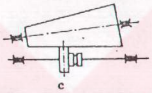




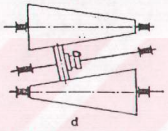
Kayabilen rulo ile plan çarklı mekanizma



Ara rulo ile iki plan çarklı mekanizma



Kayabilen rulo ile konik çarklı mekanizma



Ara rulo ile iki konik çarklı mekanizma

Şekil 1.6. Sürtünmeli varyatör çeşitleri

1.2.1.3. Kayışlı Varyatörler

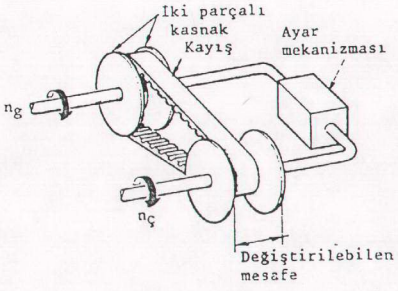
Kayış kasnak mekanizmalarının çalışma ilkesine dayanan bu varyatörleri düz ve V kayışlı olabilirler.

Düz Kayışlı Varyatörler

Şekil 1.7'de gösterildiği gibi, bu varyatör esas anlamıyla iki konik çarktan oluşmaktadır. Çarkların arasında irtibat, eksenel yönde ayarlanabilen bir düz kayış ile sağlanmaktadır. Sistemin maksimum ve minimum çevrim oranları denklem (1.4)'den

$$i_{max} = \frac{n_1}{n_{2min}} = \frac{D_{2max}}{D_{1min}} \quad \text{ve} \quad i_{min} = \frac{n_1}{n_{2max}} = \frac{D_{2min}}{D_{1max}} \tag{1.4}$$

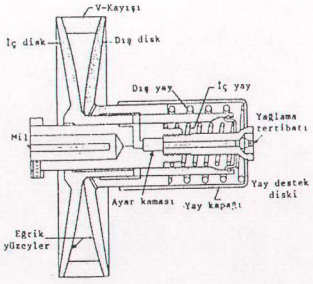
bağıntıları ile hesaplanır. Teknikte ender kullanılan bu mekanizmalar, küçük değişim bölgelerine ve düşük güç iletme kabiliyetlerine sahiptir (Şekil 1.7.).



Şekil 1.7. Düz Kayışlı varyatörler

V – Kayışlı Varyatörler

Şekil 1.8.'de en çok kullanılan kayışlı varyatör sistemi gösterilmektedir. Bu mekanizmada kasnaklarda biri, tek parçalı değil, birbirine göre eksenel yönde ayarlanabilen iki parçadan oluşmuştur. Parçaların arasında irtibat genel olarak yay vasıtasıyla sağlanır; yayı ayarlamak suretiyle, parçaların arasındaki mesafe ayarlanır. Şöyle ki, bu ayar tarzına göre kayış, kasnak üzerinde en üst ve en alt konumlarda olabilir. Böylece temas yüzeylerinin etkili yarıçapları ve buna bağlı olarak çevrim oranları değişir. Kasnağı oluşturan parçaların arasındaki mesafeyi ayarlamak için, mekanizmanın eksenler arası mesafesinin değişken veya sabit olarak nitelendiği iki yöntem kullanılmaktadır.

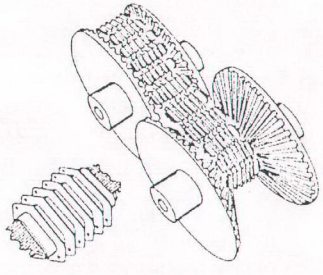


Şekil 1.8. V- Kayışlı varyatörler

Güç iletme kabiliyetlerini arttırmak için, genel olarak geniş V kayışları kullanılmaktadır. Sürtünmeli çarklar ve kayış kasnak mekanizmalarında olduğu gibi, sürtünmeli ve kayışlı varyatörlerin başlıca mahzurları, kısmi kaymaların ve mile etkiyen kuvvetlerin nispeten büyük olmasıdır.

Zincirli Varyatörler

Zincirli varyatörler, zincir mekanizmasının özelliklerine sahiptir. Pozitif sonsuz değişken denilen bu mekanizmalara şekil 1.9.'da gösterildiği gibi, kasnakların konik yüzeylerine dişler açılmıştır.

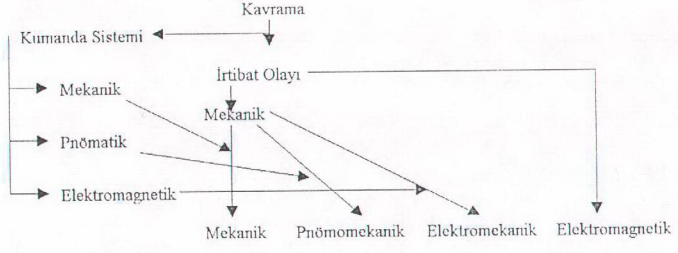


Şekil 1.9. Zincirli varyatörler

Bu dişlerle, özel dişli zincir, kavrama halinde bulunur. Hız değişimi, V-kayışlı varyatörlerde olduğu gibi, kasnağı oluşturan parçaların arasındaki mesafenin ayarlanması suretiyle meydana gelen çap değişimlerinin neticesi olarak elde edilir. Bu mekanizmalar pozitif bir çevrim oranına ve nispeten büyük güç iletme kabiliyetlerine sahiptir. Sistemin verimi %90 civarında ve hız değişim bölgesi 6'ya kadar çıkabilmektedir [3].

1.2.2. Kavramalar

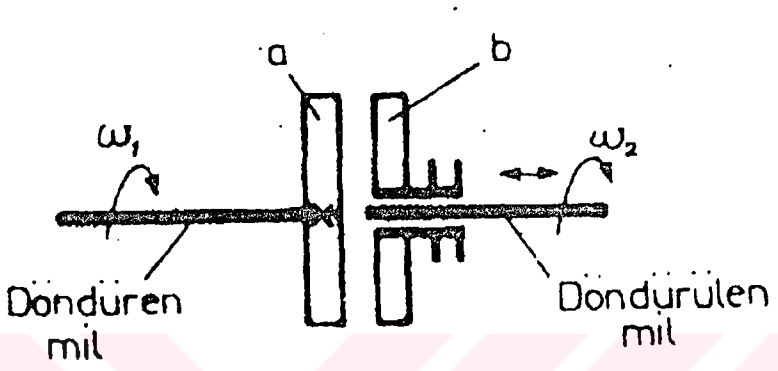
Kavramalar, farklı hızlarda çalışan iki mil sistemini istenildiği zaman bağlayan ve istenildiği zaman ayıran veya her iki mil sistemini aynı hıza getiren elemanlardır. İrtibat mekanik veya elektromagnetik bir olaya dayanılarak gerçekleştirilebilir. Buna bağlı olarak mekanik ve elektromagnetik kavramalar mevcuttur. Mekanik kavramalarda irtibat, basit bir kinematik harekete bağlı olarak rijit elemanlar arasında temas veya sürtünme yoluyla sağlanır. Buna göre mekanik kavramalar rijit ve sürtünmeli olmak üzere iki gruba ayrılabilir. Bundan başka irtibat mekanik olmakla beraber kavramanın kumanda sistemi tamamen mekanik, pnömatik veya elektromagnetik olabilir. Böylece mekanik, pnömomekanik ve elektromekanik kavramalar mevcuttur. Bu açıklamalara göre kavramaların genel sınıflandırılması Şekil 1.10'da verilmiştir. Bu kavramalardan yukarıda gösterilen herhangibir prensibe bağlı olarak kendi kendine devreye giren otomatik kavramalarda vardır.



Şekil 1.10. Kavramaların genel sınıflandırılması

1.2.2.1. Mekanik Kavramalar

Mekanik kavramaların çalışma prensibi Şekil 1.11'de özetlenmiştir. Kavrama yarılarından biri (a) sabit olarak döndüren mile diğeri ise (b) eksenel harekete imkan verecek tarzda döndürülen mile takılmaktadır; şöyledir ki (b) parçasına eksenel yönde kaydırarak (a) parçası ile irtibat sağlanabilir veya kesilebilir.

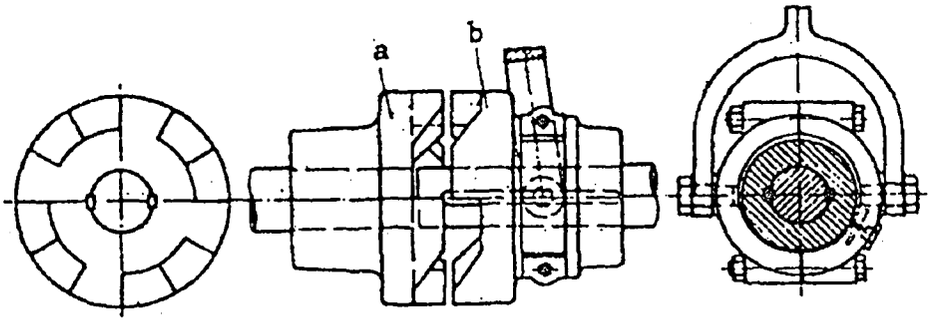


Şekil 1.11. Mekanik kavramalar

1.2.2.2. Rijit Kavramlar

Bu kavramaların özellikleri şu şekilde sıralanabilir: Temas yüzeyleri arasında kayma yoktur; şöyle ki kavrama anında her iki mil aynı dönüş hızına sahiptir. Bu yüzden ısı da meydana gelmez. Ancak kavrama döndüren mil dönerken devreye girerse, darbe hasıl olur. Basit olan bu kavramalar, çeneli (parmaklı) ve dişli şeklinde olabilir.

Çeneli (parmaklı) kavramalarda, kavrama yarılarının alın yüzeylerinde çeneler bulunmaktadır. Bu çeneler kavrama esnasında diğer yarının boşluklarına girmektedir. Böylece moment, çenelerin yan yüzeylerinin teması neticesinde iletilmektedir. Çeneler helisel veya dikdörtgen şeklinde olabilir (Şekil 1.12.).

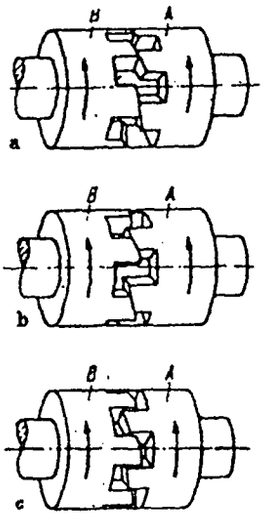


Şekil 1.12. Çeneli kavramalar

Dikdörtgen çeneli kavramalar ancak döndüren mil dururken veya her iki mil aynı hızda dönerken devreye girebilir. İstisnai olarak bunlar 10 dev/dak'ya kadar da devreye sokulabilir. Bu kavramalar, kavrama konumunun muhafazası için, eksenel bir kuvvetin uygulanması gerekmeden her iki yönde moment iletebilirler (Şekil 1.13.).

Helisel çeneli kavramalar 150 dev/dak'ya kadar devreye sokulabilir. Ancak bu kavramalar, kavrama konumunun muhafazası için, eksenel bir kuvvetin uygulanması gerekmeden tek yönde moment iletebilirler.

Rijit kavramaların daha modern bir konstrüksiyonu olan dişli rijit kavramalarda, dişler kavrama yarılarının çevresinde veya alın yüzeylerindedir. Bu kavramalar 300 dev/dak'ya kadar devreye sokulabilir. Rijit kavramalar diğer kavramalar gibi çalışma şartlarına göre imalatçı firmaların katalog değerlerinden seçilir.

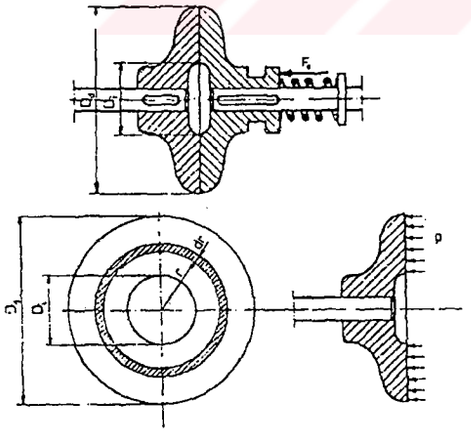


a) B kavrama yarısının hızı A nınkinden yüksekse kavrama olmaz.
b) B ninhızı düşürülerek veya A nın arttırılarak hızlar eşit hale getirildiğinde de kavrama olmaz.
c) Kavrama olması için bu durumdaki çenelerin biraz aşağı - yukarı oynatılması gerekir.

Şekil 1.13. Dikdörtgen çeneli kavramalar ve kavrama şekilleri

1.2.2.3. Sürtünmeli Kavramalar

Prensip olarak sürtünmeli kavramalar, sürtünme yolu ile milden diğer mile moment ileten bir veya birçok sürtünme yüzeyli elemanlardır. Mil uçları üzerinde bulunan iki sürtünme yüzeyi karşılıklı olarak birbirlerine basılmakta ve bunun neticesi temas yüzeylerinde sürtünme meydana gelmektedir (Şekil 1.14.). Sürtünmeli kavramaların özellikleri şu şekilde sıralanabilmektedir .



Şekil 1.14. Sürtünmeli kavramalar

Kavrama devreye girinceye kadar temas halinde bulunan sürtünme yüzeyleri arasında bir kayma meydana gelir. Kavrama devreye girdikten sonra teorik olarak bu kayma sıfırdır ve her iki mil aynı hızda döner.

Kaymanın sonucunda bir enerji kaybı ve buna bağlı olarak sıcaklık yükselişi meydana gelir. Devreye girme ve çıkma ne kadar sık olursa, bu olaylar o kadar önemli problemler haline gelir.

Döndüren milden döndürülen mile moment oldukça yumuşak (darbesiz) olarak iletilir.

Devreye girme ve çıkma işlemi herhangi bir hızda basit ve kolay bir şekilde yapılabilir.

Bu son iki özelliğinden ötürü sürtünmeli kavramaların en geniş uygulama alanları, taşıtlar ve takım tezgahlarıdır. Temas yüzeylerinin şekline göre sürtünmeli kavramalar lamelli, konik, takozlu ve bantlı olmak üzere dört gruba ayrılır. Ayrıca kavramanın devreye girme işlemi operatörün isteği üzerine olduğu takdirde, bu tip kavramalara kumandalı; kendi kendine mesela belirli hızlarda devreye giren veya çıkan kavramalara ise otomatik kavrama denir.

1.2.2.4. Pnömomekanik Kavramalar

Bu kavramaların kumanda sistemi pnömatik olmakla beraber irtibat mekanik bir olaya, yani sürtünmeye dayanılarak gerçekleştirilir. Kumanda sisteminin yalnız dış mekanizması veya tüm kumanda sistemi pnömatik olabilir. Esas pnömomekanik kavramaları teşkil eden bu ikinci halin prensip olarak üç uygulama tipi vardır. Birinci tip, normal diskli kavrama olup kavramanın baskı plağı bir pistona bağlıdır.

Pistonun alın yüzeyine basınçlı hava verilince, piston ile birlikte baskı plağı eksenel bir hareket yapar ve böylece kavramanın devreye girmesi sağlanır. Benzer bir konstrüksiyona sahip olan ikinci tipte, piston yerine içi boş bir bilezik şeklinde bir lastik vardır. Lastik içine basınçlı havanın verilmesi üzerine, kavramanın devreye girmesi için baskı plağının gerektirdiği eksenel hareket sağlanmış olur. Üçüncü tipte, içi boş bilezik şeklindeki lastik, döndüren mil üzerine takılmış olan gövdenin iç kısmına bağlanmıştır. Pabuç şeklinde olan sürtünme malzemeleri doğrudan doğruya lastiğin iç yüzeyine tespit edilmiştir. Lastik içine hava verilince, pabuçlar döndüren

mile bağlı olan tamburun dış kısmına basmakta ve böylece kavramanın devreye girmesi için gereken sürtünme momentini meydana getirmektedir.

1.2.2.5. Elektromekanik Kavramalar

Elektromekanik kavramalarda irtibat mekanik bir olaya, genellikle sürtünmeye dayanılarak gerçekleştirilir. Ancak burada tüm kumanda sistemi elektromagnetiktir. Bu sebepten bu kavramalar çok çabuk devreye girme ve devreden çıkma özelliğine sahiptir. Ayrıca boyut bakımından nispeten küçük ve derli toplu bir konstrüksiyon tarzı teşkil ettiklerinden pahalı olmalarına rağmen otomatik kontrol sistemlerinde, takım tezgahlarında, bilhassa nümerik kontrollü sistemlerde geniş ölçüde kullanılmaktadır. Bu kavramalar tiplerine göre bilezikli ve bileziksiz olmak üzere iki gruba ayrılmaktadırlar.

1.2.2.6. Elektromagnetik Kavramalar

Aslında, bu kavramalardaki irtibat elektromagnetik olaya dayanmaktadır. Elektromagnetik kavramaları, indüksiyon ve magnetik tozlu kavramalar olmak üzere iki gruba ayırmak mümkündür.

İndüksiyon Kavramaları

Nispeten yeni bir buluş olan bu kavramalar küçük güçlerde, otomatik kontrol ve hassas cihazların meydana getirdiği sistemlerde veya çabuk devreye girmesi istenilen yerlerde, mesela yedek jeneratörlerde kullanılmaktadır.

Kavrama bilezikler üzerinden doğru akım alan ve radyal kutuplara sahip olan primer bir sargı ile sincap kafesli indüksiyon motorunun rotoruna benzeyen sekonder bir sargıdan müteşekkildir. Genellikle sekonder sargı döndüren, primer sargı ise döndürülen kısımlara bağlıdır. Kutuplarla donatılmış olan primer sargının içinde bir bobin bulunmaktadır. Bileziklerden akım verilince, bu kutuplar bir elektromıknatısın kutupları olur ve magnetik bir alan meydana gelir. Sekonder sargıda da eş sayıda kutup olup bunların arasında elektrik iletkenliği iyi olan çubuklar bulunur. Çubukların uçları kısa devre bilezikleriyle birbirlerine bağlanmıştır. Sekonder sargı

mevcut olan bir magnetik alan içinde dönmeye başlayınca, çubuklarda izafi hız ile artan bir akım indüklenir. Bu akımın etkisiyle ikinci bir magnetik alan meydana gelir. Bu magnetik alan primer sargıyı döndüren bir moment doğurur.

Magnetik Tozlu Kavrama

Bu kavramada bobini taşıyan iç gövde motor ile, bunun etrafını saran dış gövde tahrik mekanizması ile bağlıdır. İç gövdesi bir elektromıknatıs teşkil eder ve magnetik devre armatürü üzerinden kapanır. Elektromıknatıs ile armatür arasında 1 ila 2 mm civarında bir hava boşluğu mevcut olup bunu içerisinde yalnız karbonil demir tozu veya bu tozun yağ içindeki bir karışımı bulunur. Bobinden doğru akım geçtiğinde, magnetik alan etkisiyle karbonil demir tozları mıknatıslanarak katılaşır; yani rijit bir cisim halini gelir. Bu şekilde momenti ileten bir bağ meydana getirilmiş olur. Magnetik tozun rijitleşme derecesi, ikaz akımının şiddeti ile yaklaşık olarak orantılıdır; şöyle ki devreye girme esnasında akım şiddetinin değiştirilmesi ile istenilen her devreye girme karakteristiği elde edilebilir.

1.2.2.7. Otomatik Kavramalar

Bu kavramalar hız ve moment gibi faktörlerin etkisiyle kendi kendine devreye giren veya devreden çıkan kavramalardır. Ancak şu hususu belirtmekte fayda vardır. Şimdiye kadar incelenmiş olan bütün kavramalar elektrik devresine bağlanarak otomatik olarak çalıştırılabilir. Burada kastedilen otomatik kavramalar çalışma icabı olarak iki sistem arasındaki irtibatı sağlayan veya kesen kavramalardır. Bu sınıf kavramalar; santrifüj kavramalar, belirli bir devir sayısının aşılması halinde devreye girerler veya devreden çıkarlar. Emniyet kavramaları, iletilen momenti belirli bir emniyet momenti değerinde sınırlandırır. Tek yönlü kavramalar ise momentin tek yönde iletilmesine imkan verir; aksi yönde ise irtibatı keser [4].

1.3. Ön Takım

Bu ana yapıların dışında bu araçların ön takımları da diğer araçlarda olduğu gibi karmaşıktır. Bundaki ana sebep aracın diferansiyel mekanizmasına sahip olmamasından dolayı daima ileri yönde hareket etme eğilimi olmasıdır. Bu eğilimin büyük ölçüde ortadan kaldırabilmesi için aracın ön takımında belirli değişiklikler yapılarak ön takımların yolu daha iyi tutması sağlanmaktadır.

Eğer Go-Kart araçları, binek veya yarış arabası ile aynı ön takım geometrisine sahip olsaydı, kısa olan dönüş yarıçaplarından dolayı dönüşlerde merkezkaç kuvvetinden dolayı kullanım sorunlarıyla karşı karşıya kalacaklardı. Bu nedenden dolayı ön tekerler yere daha az basacak ve yere daha iyi basan arka tekerlerdeki itişten dolayı araç düz gitme eğiliminde bulunacaktır. Bu sorunu ortadan kaldırabilmek için kartın ön takım ve direksiyon geometrisi, virajda iç tarafta kalan ön tekerin alçalacak , dışta kalan ön tekerin ise havalanacak şekilde dizayn edilmektedir. Bundaki sebep merkezkaç kuvvetinden dolayı viraj içinde kalan lastiklerden viraj dışında kalan lastiklere doğru oluşan ağırlık transferidir. Ön takımda yapılan bu değişiklerden dolayı viraj içinde kalan lastiklerinde yolu daha iyi tutması sağlanır.

Aşağıda aracın ön takımın yapılan değişik ayarlamalar ve bu ayarlamaların nasıl çalıştığına dair örnekler verilecektir. [5,6]

1.3.1. Toe

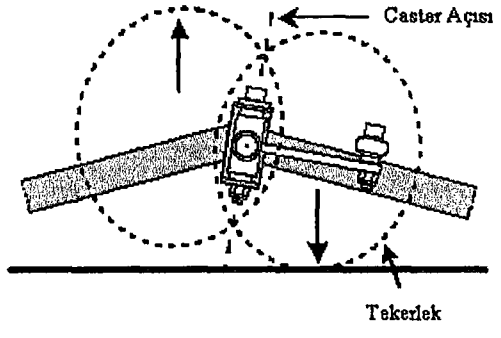
Bu açı aracın ön tekerleklerin önden bakıldığında içe veya dışa doğru yapmış olduğu açıdır. Eğer ön tekerlekler içe doğru bakıyorsa toe-in dışa doğru bakıyorsa bu açıya toe-out denir. Toe-in , aracın düzgün bir şekilde kolaylıkla gitmesini sağlar ancak virajların dönülmesinde zorlaştırıcı bir etken olarakta kabul edilebilir. Toe-out ise aracın düzgün gitmesini zorlaştırır fakat viraj dönme kabiliyetini arttırır. Toe-out açısı ile şaseye bağlı olarak içteki ön teker , toe-in ve toe'nin sıfır olma durumlarına göre daha aşağıya iner. Toe-in veya toe-out açısı tekerin yolla temas ettiği yüzeylerde sürtünmeye yol açar. Bu sürtünme tekerlerde ısı artışına yol açar. (Bazı durumlarda bu durum aşırı ısınmalara sebep olabilir.) Bu ısı , aracın ivmelenmesinde kullanılmayan motor gücünden gelmektedir. Toe açısı , tie-rod'unun kısalığı veya uzunluğu ile ayarlanmaktadır.

1.3.2. Camber

Bu açı ise ön tekerlerin önden bakıldığında düşeyde yaptığı açıya denir. Eğer düşeydeki açı dışarı yönde ise camber açısı pozitif eğer içe doğruysa negatif olur. Virajlarda maksimum yol tutuşu yakalayabilmek için lastiklerin dış yüzeylerin mümkün olduğunca yola temas etmesini sağlamak gereklidir. Camber , virajlarda maksimum yol tutuşu sağlayabilmek için gerekli ayarlamalardan biridir. Camber , aks ağzındaki camber ayarlayıcısını döndürülmesi ile ayarlanabilir. Eğer king-pin rulmanı aksa yataklanmışsa camber ayarları yapıldığına caster ve king-pin eğimi değişmektedir. (Eğer king-pin rulmanı kartın şasisi üzerine yataklanırsa king-pin veya caster açısında herhangibir ayarlama yapılamaz.) Bütün kartların hepsinde ayarlanabilir camber , caster veya king-pin eğimi yoktur ancak ihtiyaç duyulduğunda bu ayarlamaları yapmak zor değildir.

1.3.3. Caster

Bu açı ise king-pin in geriye doğru yaptığı açıdır (Şekil 1.15.) Caster açısı virajlarda , içteki ön tekerin alçalmasında ve dıştaki ön tekerin yukarı kalkmasında önemli rol oynamaktadır. Caster açısının büyümesiyle öndeki tekerleklerde meydana gelen yükseklik değişimi artmaktadır.Caster açısı aynı zamanda direksiyon çevrildiğinde camber açısında da değişikliğe sebep olur. Bu da sonuçta ön taraftaki dış tekerde

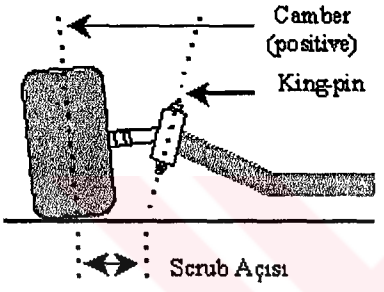


Şekil 1.15. Caster açısı ile direksiyon hareketinde lastiklerde meydana gelen yükseklik değişimi

daha fazla negatif camber açısı , ön taraftaki iç tekerde ise daha fazla pozitif camber açısına sebep olur.

1.3.4. King-pin eğimi

Bu eğim king-pin'in içeriye doğru eğilmesiyle yapılır (Şekil 1.16.). Bu eğim sayesinde direksiyon çevrilmesinde camber açısının miktarı değişir. Bu açı değişimiyle ön taraftaki dış tekerde daha az negatif camber açısı ve ön taraftaki iç tekerde ise daha fazla pozitif camber açısı kazanılır.



Şekil 1.16. Camber, King-Pin ve Scrub açıları

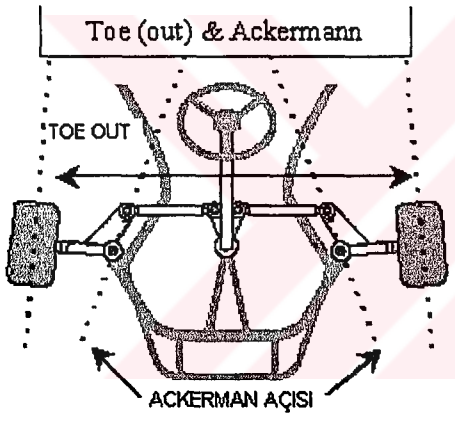
1.3.5. Scrub açısı

King-pin eğiminin zeminle birleştiği noktanın camber ekseninin zeminle kesiştiği noktanın birbirine olan uzaklığıdır. Scrub açısı şasi ile bağlantılı olan ön teker yüksekliğinin değişmesiyle değişen caster açısına bağlı olarak değişir. Scrub açısının büyümesi ön tekerleklerin yüksekliğinin değişiminin büyümesi anlamına gelir.

Ayrıca scrub açısının artması aracın ön tarafının (ön tekerlerinin izinin) genişlemesi anlamına da gelir. Bu izin artması aracın yol tutuşuna da olumlu yönde etki eder.

1.3.6. Ackermann Etkisi

Ackermann etkisi king-pin'in pozisyonu ile dıştaki teker bağlama rot ucunun pozisyonuna ve rotun iç tarafındaki ucun ağız yapısına da bağlıdır (Şekil 1.17.). Ackermann etkisi içteki ön tekerin dıştaki ön tekerden daha fazla dönmesini sağlar. Kartlarda ackermann etkisi diğer araçlara nazaran daha fazla kullanılmakta ve araçlara nazaran daha değişik amaçla kullanılmaktadır. Araçlarda ackermann etkisi araç virajda iken scrub açısını minimuma indirmek için kullanılırken kartlarda ise içteki ön tekerin aşağıya olarak hareketini maksimuma çıkarmak için kullanılır (bu da yol tutuşunu artırıcı bir faktördür) [7].



Şekil 1.17. Ackerman açısı ve toe-out'un gösterilişi

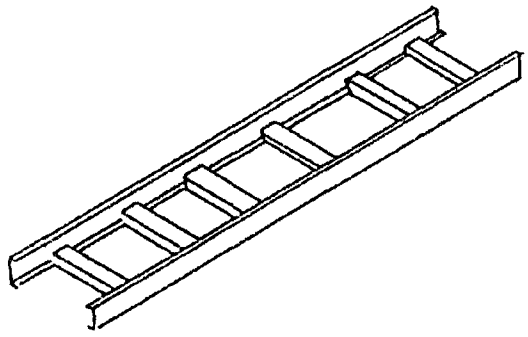
1.4. Şasiler

Bütün taşıtlar kendilerini ve üzerlerindeki yükü taşıyan bir gövdeye sahiptir. Kullanım amaçlarına göre farklı olmakla birlikte taşıtların gövdeleri genel olarak iki ana kısımdan oluşur: Şasi ve karoseri. Şasi tipleri insan vücudundaki iskelet sistemi gibi ana taşıyıcılık görevini yerine getirir, karoseri ise taşıta şekil veren, fonksiyonlarını yerine getirmesi için ana hacim sağlayan kısmıdır. Ağır kamyonlar ve yük taşıyan taşıtlar şasilidir ve üzerinde sürücü kabini ile yük konan kasası vardır. Binek otoları eskiden şasili olarak yapılırlardı, ancak günümüzde takviye edilmiş karoseri ile yekpare gövde halinde yapılmaktadır. Kendi kendini taşıyan karoseri, tabanı kuvvetlendirilmiş bir yapıdadır. Saç gövde gerekli takviyelerle ve şekil mukavemeti yardımıyla dayanıklı hale getirilmektedir. İncelenecek olan arazi tipi Go-Kart'larda karoseri bulunmadığından karoseri tiplerinden bahsedilmeyecektir.

1.4.1. Taşıtlarda Kullanılan Şasi Tipleri

1.4.1.1. Dikdörtgen Şasi (Merdiven Şasi)

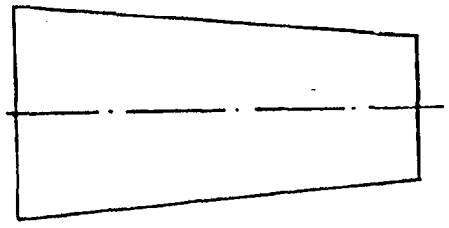
Yaygın bir şekilde kullanılan şasi tipidir. Genellikler kamyon ve otobüslerde kullanılır. Otomobillerde uygulaması hemen hemen yoktur. İki boylamasına kiriş ve ikiden fazla enlemesine kirişten oluşur. Kiriş profilleri genellikle açık kesitlidir. Perçin veya cıvata bağlantılı olarak birleştirilirler. Nadiren kaynaklı birleştirme yapılır. İmalatı basit ve ucuzdur. Şekil 1.18'de bu tür bir şasiye örnek verilmiştir.



Şekil 1.18. Dikdörtgen şasi

1.4.1.2. Trapez Şasi

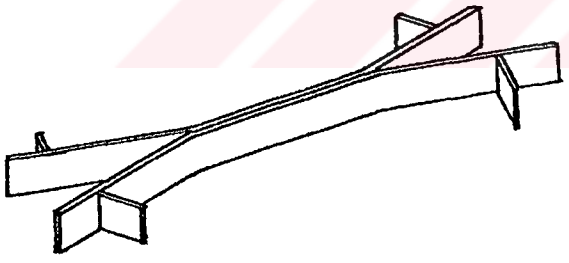
Yapı itibarı ile dikdörtgen şasi özelliklerine benzemekle birlikte geometrik şekli trapez formunda olduğu için adına trapez şasi denilmiştir (Şekil 1.19.). Uygulama alanı olarak hemen hemen dikdörtgen şasi ile aynıdır.



Şekil 1.19. Trapez şasi

1.4.1.3. X – Şasi

Boyuna ve enine traversleri açık ve kaynak profilli kesitten yapılabilir. Oldukça hafif bir yapısı vardır. Daha çok pikap otomobil gibi küçük taşıtlarda uygulanır (Şekil 1.20).

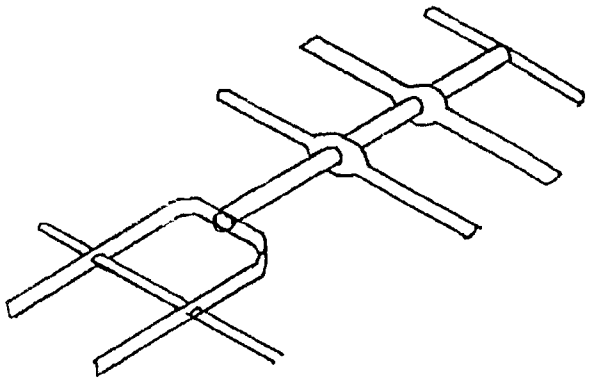


Şekil 1.20. X - şasi

1.4.1.4. Çatal Şasi (Tek Kirişli Şasi)

Çatal şasi daha ziyade kapalı profil kesitli olarak yapılır. Daire ve kutu kesiti kullanımı yaygındır. Ortada boydan boya uzanan bir adet boyuna kiriş üzerine monte

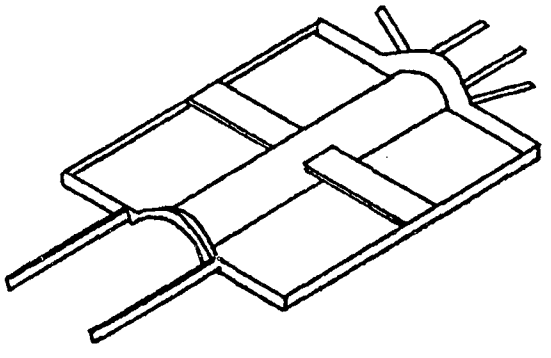
edilmiş kirişlerden oluşur. Boyuna kirişin ön ve arka uçlarına birer çatal taşıt motoru v.s. montajı için kolaylık sağlar. Hafif bir şasidir. Binek otoları için uygundur (Şekil 1.21.).



Şekil 1.21. Çatal şasi

1.4.1.5. Platform Şasi

Platform şaside boyuna ve enine kirişler zemin saçı ile birleştirilip kaynaklanmıştır. Ortadaki boyuna kiriş kardan mili tüneli olarak da kullanılır. Karoserinin kaynakla veya cıvata ile şasiye bağlanması ile iyi bir şekil mukavemeti elde edilir. Hafif bir şasidir. Binek otolarında yaygın olarak kullanılır (Şekil 1.22.).



Şekil 1.22. Platform şasi

1.4.2. Şasi ve Karoseri Malzemesi

Şasi malzemesi olarak St - 42.2 yaygın olarak kullanılan bir malzemedir. Karbon miktarı %0,13 ~ 0,16 olan bir malzemenin akma sınırı 26 kg/mm^2'dir. Kaynağa çok iyi gelir, pres altında da rahat şekil verilebilir. Bundan başka St52, St50, St60 ve St 70 çelikleri de kullanılır. Son üç malzeme daha çok kaynak kullanılmayan perçin bağlantılı şasiler için uygundur. Kaynağa gelmezler zira karbon nispetleri yüksektir
Karoseri malzemesi olarak ise ince saç dediğimiz 3 mm'nin altındaki saç malzeme kullanılır. Karoseri saçı olarak kullanılan çelik St-10'dur. Ayrıca hafif metal kullanımı da mevcuttur. Hafif metalin avantajı büyük sönüm kabiliyeti ve şekil verme kolaylığıdır. Korozyona karşı tercih edilen bir malzemedir.
Karoseri içinde kısmen veya tamamen dışında kullanılan metal olmayan suni malzemelerde vardır. Plastik türü veya elyaflı polyester gibi plastik türü malzemelerden daha çok taşıtın iç kısımlarında yararlanılır. Bazı yarış arabalarında vs. de ise taşıtın gövdesi kısmen veya tamamen elyaflı polyester gibi metal olmayan malzemelerden imal edilir. Çeliğin özgül ağırlığı 7,8 gr/cm^3 iken hafif metalde bu değer 2,65 ~ 2,8 gr/cm^3, cam yünü polyester malzemede ise 1,33 ~ 1,7 gr/cm^3'e inmektedir.
Buna karşın mukavemeti sağlayacak et kalınlığı çelikte 1mm olduğunda, hafif metalde 1,4 mm'ye, cam elyaflı polyesterde ise 1,6 mm'ye yükselmektedir. Ağırlık açısından, aynı mukavemeti sağlayan 1 mm et kalınlığındaki 1 m^2 yüzeyli sacın ağırlığı çelikte 7,8 kg iken, hafif metalde bu değer 3,8 kg cam yünü polyester malzemede 2,7 ~ 3 kg olmaktadır.

1.5. Şasi Zorlanma Tipleri

Bir taşıta etki eden kuvvetler, taşıtın cinsine göre değişiklikler arz etmekle birlikte temelde iki ana gruba ayrılabilir.

- Statik Kuvvetler
- Tekrarlı Dinamik Kuvvetler

Taşıtın maruz kaldığı kuvvetlerin büyüklüğü ne kadar önemliyse, kuvvetlerin tekrarı da en az o kadar önemlidir. Zira, kuvvetleri periyodik olarak değiştirmek ve değişim sayısını yeter derece arttırmakla bir malzemeyi statik sınırların çok altında da harap etmek mümkündür. Statik kuvvetler, değişken olamayan kuvvetler ile aracın ömrü boyunca en fazla 5.10^3 defa tekrarlanan kuvvetlerdir. Statik kuvvetler;

- Taşıtın kendi öz ağırlığı ve yükü
- Fren ve kalkış kuvvetleri
- Viraj kuvvetleri
- Burulma kuvvetleri (Darbe vs.)
- Çekici ile römork arası bindirme kuvvetleri

Olarak sayılabilir. Tekrarlı dinamik kuvvetler ise $2 \sim 5.10^6$ tekrar sayısından başlayan yol pürüzlülüğü, lastik çevresinin düzgünlüğü gibi sebeplerden ortaya çıkan kuvvetlerdir.
Bahsedilen bu kuvvetler taşıt gövdesini ve şasisini değişik şekillerde zorlarlar. Zorlanma şekillerini dört grupta toplayabiliriz.

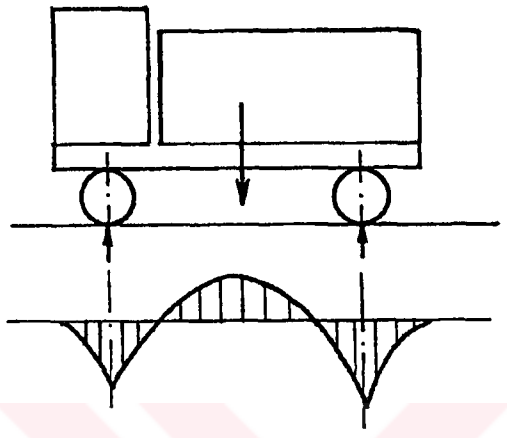
- Boyuna düşey eğilmeye zorlanma
- Enine düşey eğilmeye zorlanma
- Yatay eğilmeye zorlanma
- Burulmaya zorlanma

1.5.1. Boyuna Düşey Eğilmeye Zorlanma

Taşıt aşağıdaki kuvvetlerin etkisi altında boyuna düşey eğilmeye zorlanır.

- Kendi öz ağırlığı ve yükü
- Yokuş yukarı ve aşağı konumda eğimden doğan yük transferi
- Kalkış ve fren kuvvetleri
- Münferit darbe kuvvetleri

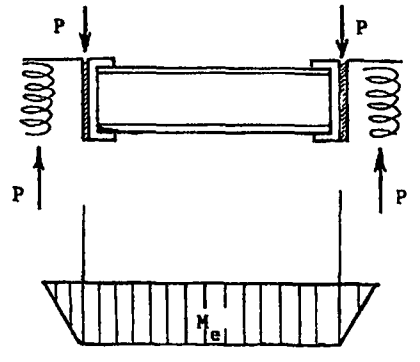
Şasi bütün bu kuvvetlerin etkisi altında boyuna düşey eğilmeye zorlanır. Bu durumda şasiyi basit bir kiriş olarak düşünebiliriz (Şekil 1.23.). Kirişin üzerine boyuna yerleştireceğimiz münferit kuvvetler veya yayılı yükler yardımıyla mukavemet hesapları yapılabilir.



Şekil 1.23. Boyuna düşey eğilme

1.5.2. Enine Düşey Eğilmeye Zorlanma

Enine düşey eğilmeye zorlanmada söz konusu olan traverslerin eğilmesidir. Enine kiriş diye de tarif ettiğimiz traversler iki boyuna kirişi birbirine bağlarlar. Taşıt üzerindeki yayılı yük pek tabii traversleri de kendi eksenleri boyunca eğmeye çalışır. (Şekil 1.24.).

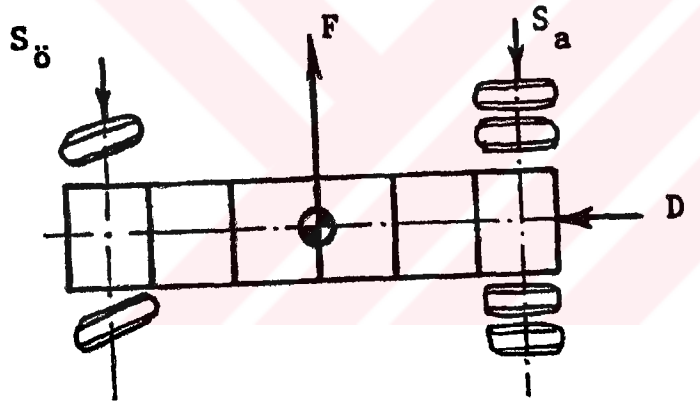


Şekil 1.24. Enine düşey eğilme

Enine düşey eğilmeye neden olan kuvvetler doğrudan doğruya traversler üzerine rastlarsa problemsiz bir eğilme mukavemeti hesabı olur. Ancak, mesela dingil bağlantı noktaları tam travers üzerine rastlatılmamışsa bu takdirde kirişlerde burulma gerilmeleri ortaya çıkar. Bunun sonucunda travers bağlantı bölgelerinde yüksek çarpılma momentleri ve gerilmeleri doğar. Bu bakımdan dingil bağlantı noktalarını travers ile takviye etmek yerinde olur.

1.5.3. Yatay Eğilmeye Zorlanma

Yatay eğilmeye zorlanma iki türlü karşılaştırılabilir. Birincisi, taşıt viraj alırken ortaya çıkan merkezkaç kuvvetlerinin etkisiyle boyuna yatay eğilmeye maruz kalması, ikincisi ise çekici römork arası bindirme kuvvetlerinin etkisi altında en sondaki traversin eğilmeye zorlanmasıdır. Viraj kuvveti taşıtın viraj dışına kayma sınırına geldiğinde maksimuma ulaşır (Şekil 1.25.).

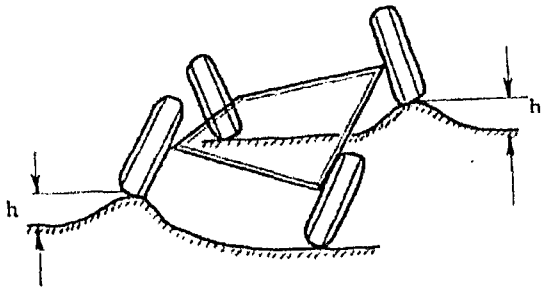


Şekil 1.25. Yatay eğilmeye zorlanma

1.5.4. Burulmaya Zorlanma

Burulma zorlanması, tekerleklerden birinin veya çapraz konumda ikisini birden bir engebeye çıkması sonucu şasinin bükülmesi ile ortaya çıkar. Ancak bu ekstrem bir durumdur.

Taşıta gelen yol ve pürüzlülüğünden doğan dinamik tekerlek kuvvetlerin tesiri altında sürekli burulma zorlanmasına maruz kalır (Şekil 1.26.). [8]



Şekil 1.26. Burulma zorlanması

1.6. Sonuç

Off-road tipi Go-Kart araçlarında genel olarak dikdörtgen ve trapez şasinin karışımı olan bir şasi tipi kullanılmaktadır. Araç üstten bakıldığında trapez şeklinde imal edilmekte ve enine kirişler arasına boyuna kirişler konularak imal edilmektedir. Bundaki temel sebep kolay imal edilebilirlik ve ucuz maliyettir. Güç kaynağı olarak yani motor olarak genel olarak tek silindirli, dört zamanlı, 3 ila 13 beygir arasında motorlar kullanılmaktadır. Yarış tipi Go-Kart'larda ise motorlar tek silindirli, iki zamanlı, 17 ila 39 beygir arasında motorlar kullanılmaktadır. Bazı durumlarda bu motor güçleri daha da arttırılabilmektedir. Bu motordan üretilen gücü tekerleklere aktarabilmek için ise düşük beygirli motorlarda otomatik kavramalardan olan santrifüj kavramalar, yüksek beygirli (yaklaşık 6-8 beygirden sonra) motorlarda ise V-kayışlı varyatörler kullanılır. Fren sistemi olarak ise çoğunlukla diskli frenler kullanılır. Bundaki amaç montajının kolay ve az yer kaplamasıdır. Araç ön takımında ise kamber, caster, king-pin ackermann açıları uygulanmaktadır.

Bu çalışmada yukarıda bahsedilen Go-Kart araçlarını oluşturan üç ana faktörden biri olan şasi incelenecek ve statik halde aracın boy uzunluğunun değişiminin araçta yarattığı gerilmeler ve deplasmanlar incelenecektir.

BÖLÜM 2. MODELLEME

2.1. Giriş

Bu bölümde mevcut bir Go-Kart şasisi Pro/Engineer CAD/CAM/CAE programı kullanılarak modellenmiştir. Bu işlem esnasında, 22 mm ile 32 mm arasında çap ve 1mm ile 2 mm arasında cidar kalınlığa sahip profiller kullanılarak 1.5 m'den 2.5 m'ye boya kadar şasiler modellenmiştir. Son olarak mevcut model tasarımında modifikasyon yapılarak yeni bir model oluşturulmuştur.

2.2. Modelleme

Bu modelleme sürecinde, Pro/Engineer ve Pro/Mechanica programlarında kullanılan modüller incelenmiş. Modelin hazırlanışı sırasında Pro/Engineer part modeling modülünde, modeli oluşturan profillerin her birinin bağlantı noktasına atanan noktaların (point) tanımlanması ve bu noktalar arasıdan parametreler tanımlanarak istenilen parametrenin değiştirilmesi sonucunda aracında bu parametreye bağlı olarak değiştirilmesi sağlanmıştır. Pro/Mechanica structure modülünde ise oluşturulan bu noktalar arasıdan beam ve shell elemanlar tanımlanarak modelin analize hazır hale getirilmesi sağlanmıştır.

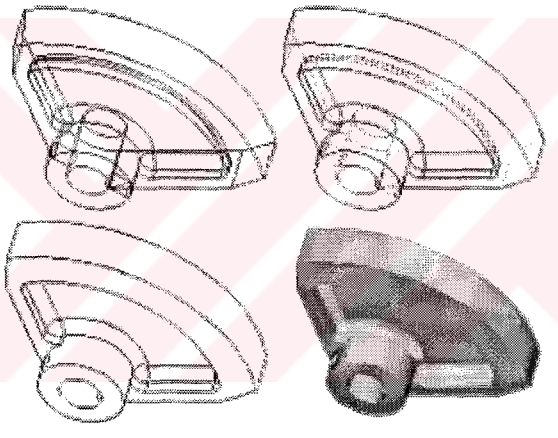
2.2.1. Pro/ENGINEER

Pro/ENGINEER parçaların 3 boyutlu çalışma ortamında modellenmesinde, modellenen parçalar üzerinde değişiklikler yapılmasına ve yapılan bu değişikliklerin eş zamanlı olarak izlenebilmesine olanak tanıyan bir programdır. Ayrıca program,

modellenen bu parçalar arasında montaj yapılarak bir sistem oluşturulmasına da olanak tanır.

Bu program ile,

- Hacim ve yüzeylere sahip katı modeller oluşturulabilir.
- Oluşturmuş olan geometri veya model üzerinden direk olarak kütle, alan hesabı gibi analizler yapılabilir.
- Şekil 2.1'de görüldüğü gibi oluşturulan parçanın ekran üzerindeki görüntüsü değiştirilse bile parçanın özellikleri değişmiş olmaz.
- Pro/ENGINEER; katı model oluşturma yöntemlerinden olan, unsur tabanlı (Feature-Based), birleşik-ortak çalışma (Associative) ve parametrik dizayn özelliklerini kullanmaktadır.



Şekil 2.1. Pro/ENGINEER'da modelin farklı görünüş şekilleri

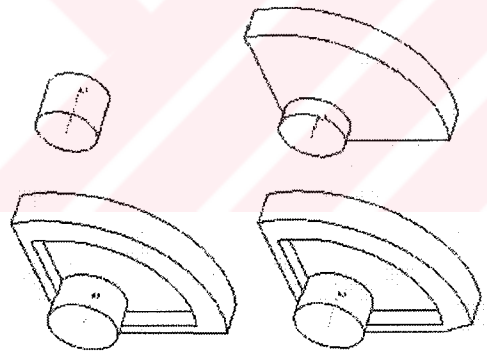
Unsur tabanlı (feature based) tasarım

Pro/ENGINEER unsur tabanlı bir tasarım programıdır. Bunun anlamı oluşturulacak olan parçalar birden fazla farklı geometri ile oluşturulabilir. Burada parçanın tamamını oluşturmak için kullanılan her farklı geometri, unsur (feature) olarak adlandırılır. Ve bu unsurları oluşturulacak olan parçanın (modelin) en küçük yapı taşı olarak tanımlayabiliriz.

Pro/ENGINEER kullanımındaki önemli noktalar;

- Pro/ENGINEER modelin oluşturulmasında birden fazla unsurun kullanılmasına olanak verir. Ancak tek bir unsur ile de bir parça oluşturulabilir.
- Bunun anlamı, oluşturulacak modelin istenilen özelliği tam olarak yakalayabilmesi için birden fazla unsur kullanabilme imkanı tanınmasıdır. Bu yöntem ile oluşturulacak modelde istenilen amaca ulaşılır.
- Burada dikkat edilmesi gereken unsurların oluşturulurken hata yapılmamasıdır. Çünkü birleşerek modeli oluşturan unsurlarda yapılacak olan hata direkt modele yansıyacaktır. Oluşturulacak olan model amacına uygun olarak oluşturulması önem kazanmaktadır.
- Model oluşturulurken kullanılan basit unsurlar katkısı ile oluşan model daha esnek ve üzerinde değişiklik yapılmaya açık olacaktır.

şeklinde sıralanabilir. Şekil 2.2'de birden fazla unsur kullanılarak oluşturulmuş olan bir parça görülmektedir.

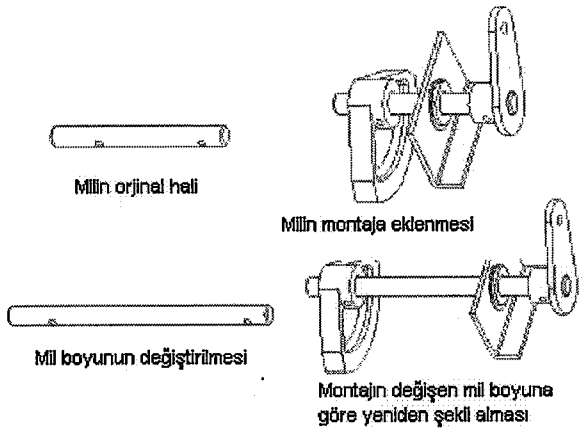


Şekil 2.2. Birden fazla unsur kullanılarak bir modelin oluşturulması

Birleşik – Ortak Çalışabilme (associative)

Pro/ENGINEER'de oluşturulan modellerin çoğunluğu birden fazla unsur içeren parçalar ve parçaların birleşerek oluşturdukları montajlardır. Pro/ENGINEER bunların hepsini birleşik olarak kullanır. Bunun anlamı montajı oluşturan herhangi bir parçanın ölçüsünün değişmesi eş zamanlı olarak montaja yansır. Ayrıca bu parça

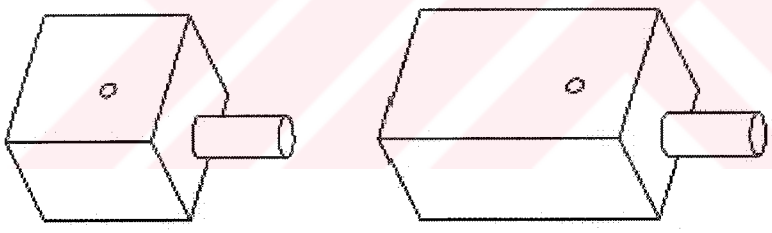
montajda diğer bir parça ile ilişkili ise bu ölçü değişimi direk olarak bu parçaya da yansır. (Şekil 2.3.)



Şekil 2.3. Birleşik model

Parametrik Tasarım

Pro/ENGINEER oluşturulan modellere (bunlar parçalar yada montajlar olabilir) parametrik olarak yeniden oluşturulabilme özelliği kazandırabilir. (Şekil 2.4.)



Şekil 2.4. Bir unsurun değişikliğinin diğerlerine yansıması

Bunun anlamı;

- Modeli oluşturan unsurların herhangi birinin geometrisi değiştirilmek istendiğinde bu kolaylıkla yapılabilir.
- Tek bir unsurun ölçülerinin değiştirilmesiyle oluşturulacak modelin de özellikleri değişmiş olacağından benzer modeller kolaylıkla oluşturulabilir.

- Unsurlar arasında bağıntılar kurularak yapılan herhangi bir değişikliğin diğer unsurlara da yansıması sağlanabilir.

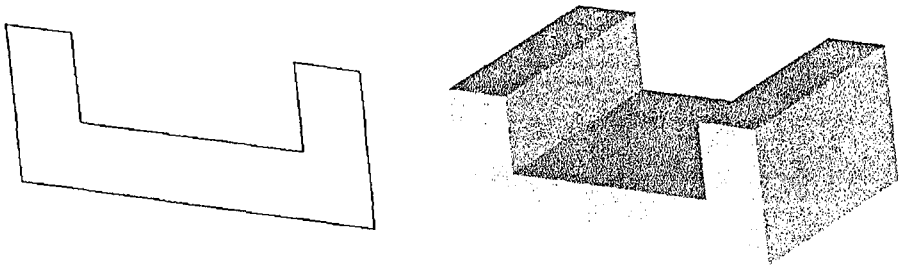
Pro/ENGINEER programının unsur oluşturmada kullandığı bir çok yöntem ve modül vardır. Bunlar iki ayrı kolda incelenebilir. Birincisi unsurların çizim ile oluşturulması (sketched features) diğeri ise daha önceden oluşturulmuş unsurlar üzerinde basit tanımlar ile yeni unsur oluşturma (pick and place features) yöntemidir.

2.2.1.1. Unsurların çizim ile oluşturma yöntemleri

Pro/ENGINEER programında katı unsurlar oluşturmak için basit modüller olduğu gibi kompleks modelleme için gelişmiş modeller de bulunmaktadır. Basit modüller; Extrude, Revolve, Sweep ve Blend tir.

Extrude:

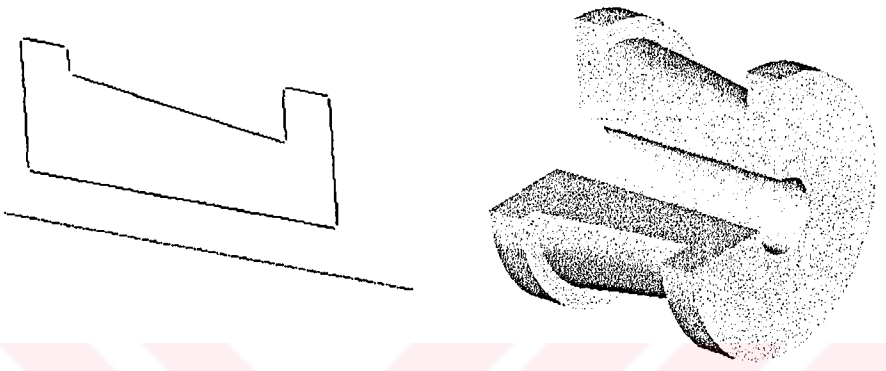
Bu yöntem bir çok tasarım programında bulunan en basit katı modelleyici modüldür. Çalışması basit olarak şöyledir; çizilen bir kesit için belli bir yükseklik verilerek model oluşturulur. Şekil 2.5'te Extrude modülü ile bir kesitten unsur oluşturma şekli görülmektedir.



Şekil 2.5. Extrude modülü ile unsur oluşturma

Revolve:

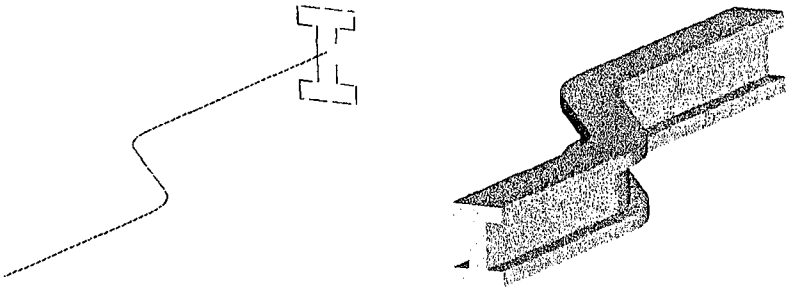
Bu yöntem de bir çok tasarım programında bulunan bir katı modelleyici modüldür. Çalışması basit olarak şöyledir; çizilen bir kesit için bir eksen tespit edilir. Kesitin bu eksen etrafında istenen açıda çevrilmesiyle, süpürülen hacim kadar katı model oluşturulur. Şekil 2.6'da Revolve modülü ile bir kesitten unsur oluşturma şekli görülmektedir.



Şekil 2.6. Revolve modülü ile unsur oluşturma

Sweep:

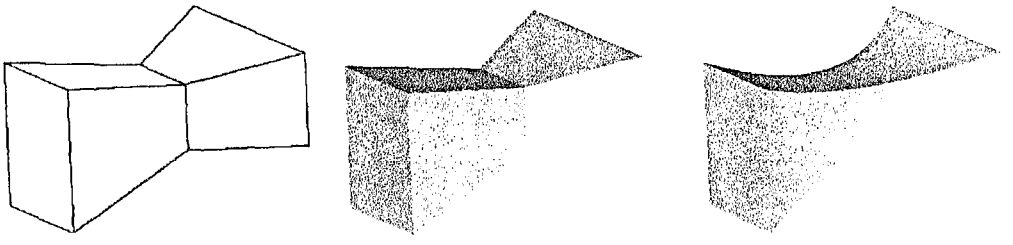
Bu modül prensip olarak Extrude modülü ile benzerlik gösterir. Aralarındaki tek fark oluşturulan kesit doğrusal bir yörünge yerine, oluşturulacak olan bir düzlemsel yörünge üzerinde ilerler. Kesit ilerlemesi ile süpürülen hacim bir katı unsur oluşturur. Şekil 2.7'da Sweep modülü ile bir kesitten unsur oluşturma şekli görülmektedir.



Şekil 2.7. Sweeep modülü ile unsur oluşturma

Blend:

Bu modülde ise iki veya daha fazla kesitte modelleme yapılır. Birbirine paralel olarak çizilen kesitlerin aralarındaki mesafeler isteğe göre değiştirilebilir. Her bir kesitin diğer kesite kadar süpürdüğü hacim katı unsur oluşturur. Şekil 2.8'de Blend modülü ile üç kesitten oluşan bir unsurun kesitler arası geçişe göre iki farklı şekilde oluşturulabildiği görülmektedir.



Şekil 2.8. Blend modülü ile unsur oluşturma

Programda basit modüllerin yanı sıra gelişmiş modüller de vardır. Bu modüller Variable Section Sweep, Sweep Blend ve Helical Blend'tir. Gelişmiş modüllerde oluşturulmak istenen unsura özgü karakterler bulunur. İstenen özelliklere en yakın modül seçilir, gerekirse birkaç modül ayrı ayrı kullanılarak amaca uygun bir modelleme yapılabilir.

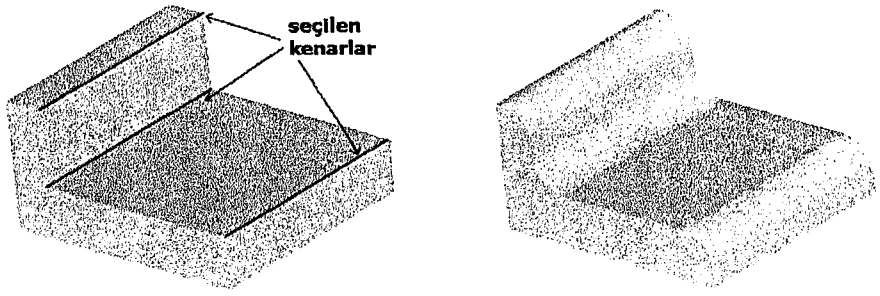
2.2.1.2. Unsurların tanımlanarak oluşturulması

Pro/ENGINEER programında tanımlanarak unsur oluşturmada kullanılan birkaç modül bulunur. Bunlardan en sık kullanılanları Round ve Chamfer'dır.

Round:

Bu modülün kullanılmasındaki amaç daha önceden oluşturulmuş unsurlar üzerindeki kenarlara istenen ölçülerde radüs verilmesidir. Kullanımı oldukça basittir; yuvarlatılmak ya da radüs verilmek istenen kenar işaretlenir, daha sonra istenen

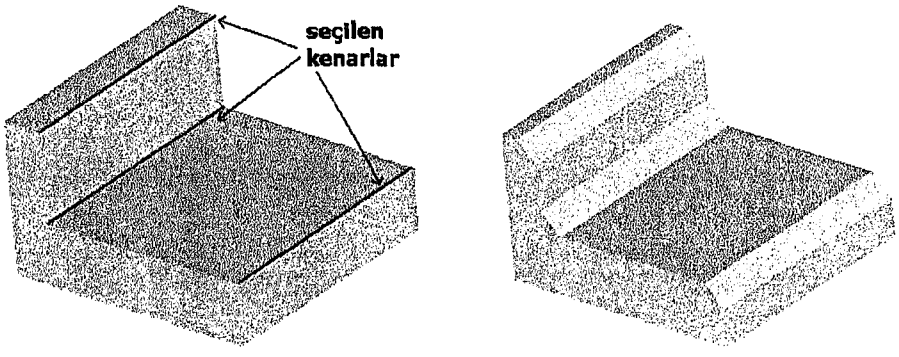
yarıçapta radüs ölüsünde yuvarlatma yapılır. Şekil 2.9'da Round oluşturma şekli görülebilir. Burada dikkat edilmesi gereken, verilmek istenen radüsün kenarı oluşturan yüzey ölçülerine uygun olarak seçilmesidir.



Şekil 2.9. Round modülü ile unsur oluşturma

Chamfer:

Bu modül kenarlara pah kırmak için kullanılır. Kendi altında birçok alt opsiyonu bulunur. Kullanımı ise Round modülündekine benzerdir. Modülün uygulanmak istenildiği kenar seçilir. Pah değeri de seçilen opsiyon doğrultusunda verilir. Modülün alt opsiyonları; d x d (her iki yüzeyden eşit ölçüde), d_1 x d_2 (iki yüzeyden farklı ölçüde), 45 x d (verilen ölçüde 45° açı için), Ang x d (verilen ölçü ve açıda) olarak farklı şekillerde Chamfer işlemi yapılabilir. Şekil 2.10'da basit bir Chamfer işlemi görülebilir [9].



Şekil 2.10. Chamfer modülü ile unsur oluşturma

2.2.2. Pro/MECHANICA Structure

Pro/ Mechanica, Pro/Engineer programının analiz modülüdür. Bu program ile yapısal analizler (structure), sıcaklık analizleri (thermal) ve hareket analizleri (motion) yapılabilmektedir. Bu çalışmada kullanılan yapısal (structural) analiz paketi ile her bir parça için ve bu parçalardan oluşan montajlar için yapısal analiz imkanı sağlanmaktadır. Bu paket ile statik , modal , burkulma , kontak , ön-gerilmeli (pre-stress) ve titreşim analizi yapılabilmektedir. Ayrıca bu paket ile parçanın şekil ve özellik değişimlerine olan hassasiyeti de incelenebilmektedir. Tablo 2.1.

Tablo 2.1 : Pro/Mechanica programının fonksiyonları

	Seçenekler	Açıklama
Operasyon Modülleri	Independent Linked Integrated	Pro/Mechanica'nın Pro/Engineer' la tarzı
Model Tipi	3D Plane Stress Plane Strain Axisymetric	Modelin ana yapısı
Eleman Tipleri	Shell Beam Solid Spring Mass	Modelde kullanılabilecek eleman tipleri
Analiz Metodları	Static Modal Buckling Pre-stress modal Pre-stress buckling	
Yakınsama metotları	Quick Single Pass Adaptive Multi-Pass Adaptive	Çözümlemedeki yakınsamayı denetleme metotları
Design Studies	Standart Sensivity Optimization	

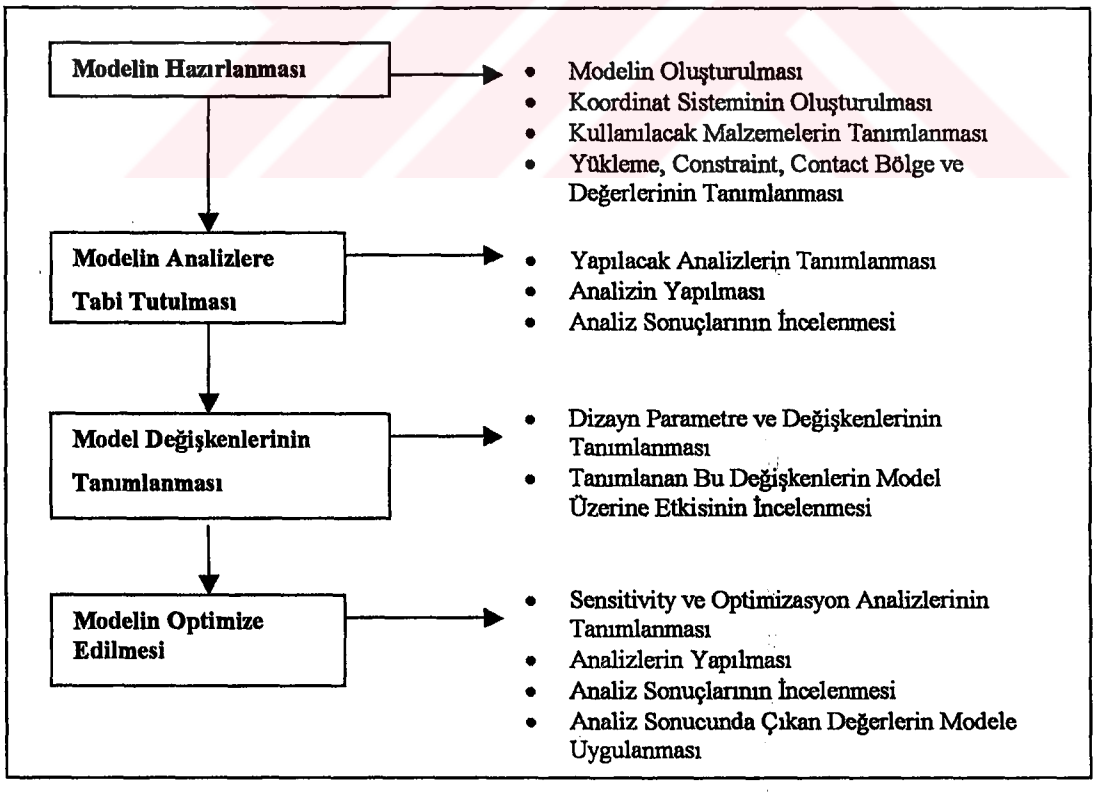
Tablo 2.2.'de Pro/Mechanica Structure'daki operasyon modülleri arasındaki farklar görülebilir.

Tablo 2.2 :Structure modülünde operasyon modülleri

Integrated Mode	Linked Mode	Independent Mode
Pro/E arayüzü	Pro/E ve Pro/M arayüzü gereklidir	Pro/M arayüzü
Bütün analizler mümkündür	Bütün analizler mümkündür	Bütün analizler mümkündür
Yalnızca 3D modeller	2D ve 3D modeller	2D ve 3D modeller
Bütün elemanlar otomatik olarak oluşturulur ve görünmezler	Eleman oluşturma işlemi manuel veya otomatik olarak yapılır	Eleman oluşturma işlemi manuel veya otomatik olarak yapılır
Sensivity ve optimization işlemleri için sadece Pro/E parametreleri kullanılır	Sensivity ve optimization işlemleri için Pro/E parametreleri ve Pro/M değişkenleri kullanılır	Sensivity ve optimization işlemleri için Pro/M değişkenleri kullanılır

Tablo 2.3.'de Pro/Mechanica Structure ile bir modelin analize hazırlanması ve analiz edilmesindeki hazırlık aşamaları görülmektedir [10].

Tablo 2.3. Pro/Mechanica'da modelin analize hazırlanışı ve analiz edilişi

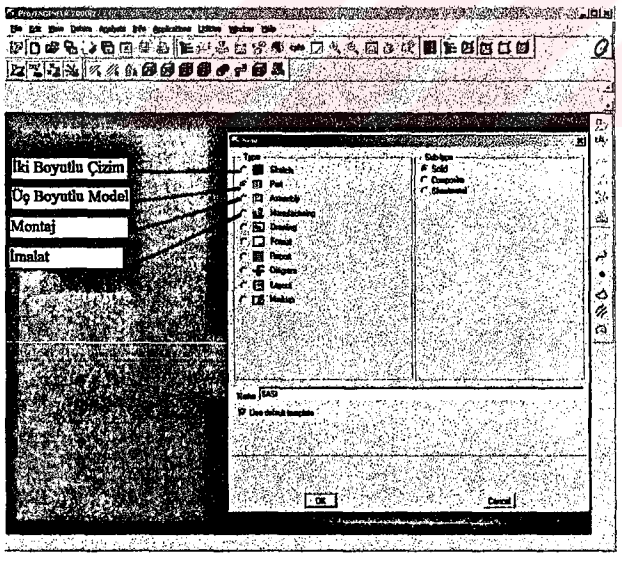


2.3. Modelin Hazırlanışı

Modellemenin kademeleri sırasıyla Pro/Engineer programında model dosyasının tanımlanması, modeli oluşturan bağlantı noktalarının tanımlanması ve nokta (point) atanması, bu noktalar arasında modelin rahatça anlaşılabilmesi için eksen (axis) çizgilerinin oluşturulması, oluşturulan bu noktalar arasında parametrik modelin hazırlanması, Pro/Mechanica programında noktalar arasında beam ve shell elemanların oluşturulması, aracın sınır şartlarına uygun olarak sabitlenmesi (constraint uygulanması) ve yüklemenin (load) uygulanması ve son olarak şasiyi oluşturan profillerin malzeme özelliklerinin tanımlanmasıdır.

2.3.1. Model Dosyasının Oluşturulması

Model dosyanın hazırlanmasında kullanılan Pro/Engineer programında program açıldığında ne tür bir dosya hazırlanacağı hakkında bilgi gerekmektedir. Burada iki boyutlu, üç boyutlu, montaj, imalat gibi dosyalar oluşturulabilir. Model, üç boyutlu olduğundan dolayı üç boyutlu modelin oluşturulabildiği Part seçeneği seçilir (Şekil 2.11.).



Şekil 2.11. Pro/Engineer'de modelin hazırlanması için yeni bir dosyanın açılması

Bu seçim işleminden sonra Set-up menüsünden model oluşturma sırasında kullanılacak olan birim sisteminin seçilmesi gerekmektedir. Pro/Engineer her açılışında birim sistemi olarak PROE/DEFAULT (in, lb, saniye) şeklinde açılmaktadır. Ancak model oluşturulması sırasında ölçü sistemi olarak mm, Newton, Saniye kullanılmıştır. Bu işlem için part menüsünde bulunan Set Up seçeneğinde bulunan Unit seçilmiştir. Burada standart ölçü birim sistemlerinin seçilebileceği gibi kullanıcı da kendi ölçü birim sistemini oluşturabilir.

2.3.2. Noktaların Oluşturulması

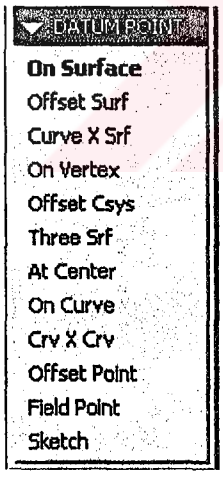
Modellemede ilk kademesi, modeli oluşturan noktaların (point) tanımlanmasıdır. Pro/Engineer 2000i ve öncesindeki versiyonlarında nokta oluşturma işlemi Feature menüsünün alt menüsü olan Create menüsündeki Datum seçeneğinden yapılmaktaydı. Ancak yeni Pro/Engineer 2000i2 ve 2001 versiyonlarında bu işlem menülerden alınarak iconlara yerleştirilmiştir (Şekil 2.12.)

Şekil 2.12. Datum feature'ların oluşturulması

Nokta oluşturma işleminde birden fazla metot kullanılabilmektedir. Bunlar;

- On Surface : Herhangibir yüzey üzerine nokta oluşturulmak istendiğinde kullanılan metottur. Bu işlem için noktanın konumunu belirtilebilmesi için 2 referans düzlemine ihtiyaç vardır.

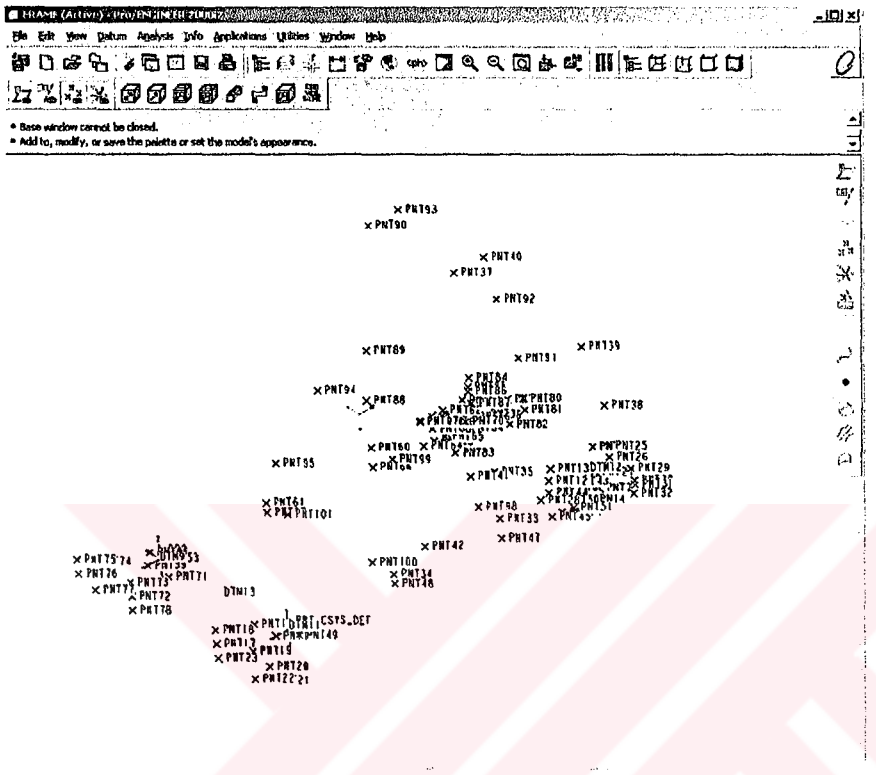
- Offset Surface : On surface komutuna benzer ancak oluşturulmak istenen noktanın herhangibir yüzeyden belirli uzaklıkta olması istendiği durumlarda kullanılır. Burada da on surface metodunda olduğu gibi iki referans düzlemine ihtiyaç vardır.
- Curve X Srf : Bir eğri ile yüzeyin kesiştiği yere nokta oluşturmak için kullanılan yöntemdir.
- Offset Csys : Seçilen koordinat sisteminden x, y, z değerleri verilerek nokta oluşturma yöntemidir.
- On Vertex : Herhangibir eğri yada köşenin başlangıç yada bitiş noktasına nokta oluşturmak için kullanılır.
- Three Surface : Üç düzlemin kesiştiği yere nokta oluşturmak için kullanılır.
- At Center : Herhangibir yay yada dairenin merkezine nokta oluşturmak için kullanılır.
- Crv X Crv : İki eğrinin kesiştiği yere nokta oluşturmak için kullanılır.
- Offset Point : Herhangibir noktandan belirli bir referans doğrultusunda belirli bir uzaklıkta nokta oluşturmak için kullanılan yöntemdir.



Şekil 2.13. Pro/Engineer'de nokta oluşturma komutları

Şekil 2.13.'de nokta oluşturma komutlarının programda gösterim şekli görülmektedir. Modelde noktalar arasıda parametre tanımlanacağından dolayı nokta oluşturma yöntemi olarak Offset Csys yöntemi kullanılmıştır. Burada temel sebep

nokta tanımlama sırasında kullanılan x, y, z değerlerinin parametre tanımlanırken değişken olarak kullanılabilmesidir. Mevcut model üzeriden alınan nokta değerlerinin Offset Csys yöntemiyle programa aktarılmasından sonra Şekil 2.14'deki gibi bir model ortaya çıkmıştır.



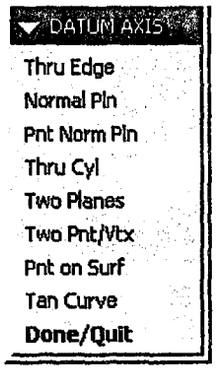
Şekil 2.14. Modelin noktalardan oluşmuş hali

Burada görüleceği gibi oluşturulan herbir noktanın oluşturuluş sırasına göre almış olduğu bir numara vardır (PNT1, PNT2, PNT3, vs) Ancak bu numaralar kullanışlı olmakla beraber nokta sayısı arttıkça numaralar birbirine girmekte ve modeli karışık hale getirmektedir. Bunu önleyebilmek için bu noktalara arasında axis olarak tanımlanan eksen çizgileri çizilerek modelin daha anlaşılır hale gelmesi sağlanmıştır.

2.3.3. Yardımcı Eksenlerin Oluşturulması (Axis)

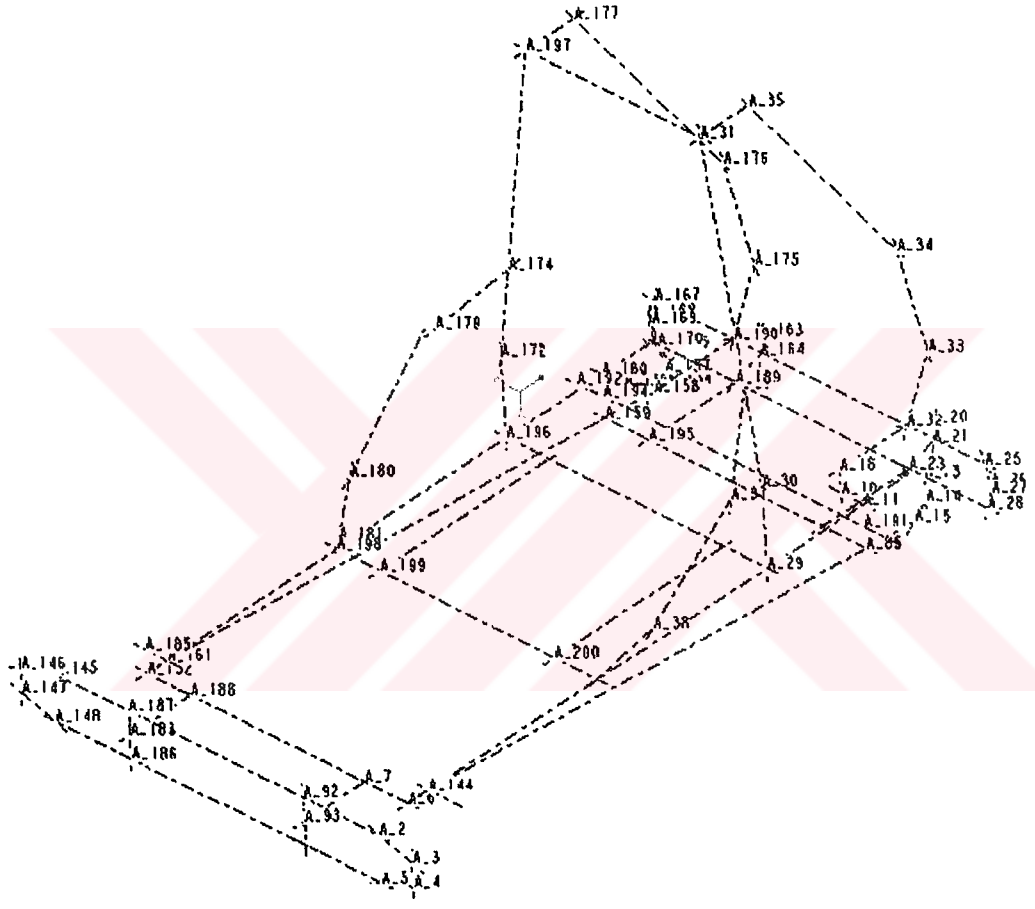
Eksen çizgilerinin oluşturulmasında da farklı yöntemler kullanılabilir (Şekil 2.15.) Bunlar;

- Thru Edge : Herhangibir köşe boyunca eksen çizgisinin oluşturulmasında kullanılır.
- Normal Plane : Verilen referanslar doğrultusunda herhangibir düzleme dik bir eksen çizgisinin oluşturulmasında kullanılır.
- Pnt Norm Pln : Bir noktadan geçen ve herhangibir düzleme dik olan eksen çizgisi oluşturulmasında kullanılır.
- Thru Cyl : Silindirik veya revolve komutu kullanılarak oluşturulmuş objelerin eksenleri boyunca eksen çizgisi oluşmak için kullanılır.
- Two Planes : İki düzlemin kesiştiği doğrultu boyunca eksen çizgisi oluşturmak için kullanılan yöntemdir.
- Two Pnt/Vtx : İki nokta arasında yada iki doğru yada köşenin başlangıç yada bitiş noktaları arasında eksen çizgisi oluşturmak için kullanılan yöntemdir.
- Pnt on Surf : Bir düzlem üzerinde oluşturulmuş bir noktadan geçen ve bu düzleme dik olan eksen çizgisi oluşturmak için kullanılan yöntemdir.
- Tan Curve : Bir eğriye teğet bir eksen çizgisi çizmek için kullanılan yöntemdir.



Şekil 2.15. Pro/Engineer'de eksen oluşturma yöntemleri

Eksen çizgilerinin oluşturulması sırasında her iki nokta çifti arasıdan Two Pnt/Vtx yöntemi kullanılarak eksen çizgileri oluşturulmuştur. Pro/Engineer programının bir özelliği olan oluşturulan nokta, eksen çizgileri gibi objelerin ekrandan kaldırılması özelliği kullanılarak oluşturulan noktalar ortadan kaldırılmış ve sadece eksen çizgilerinin görülmesi sağlanmıştır. Bu yöntem ile noktalar silinmemiş sadece görünürden kaldırılmıştır. Bu sayede model daha kullanışlı hale gelmiştir. Eksen çizgilerinin oluşturulmasından sonra model Şekil 2.16.'daki şekli almıştır.

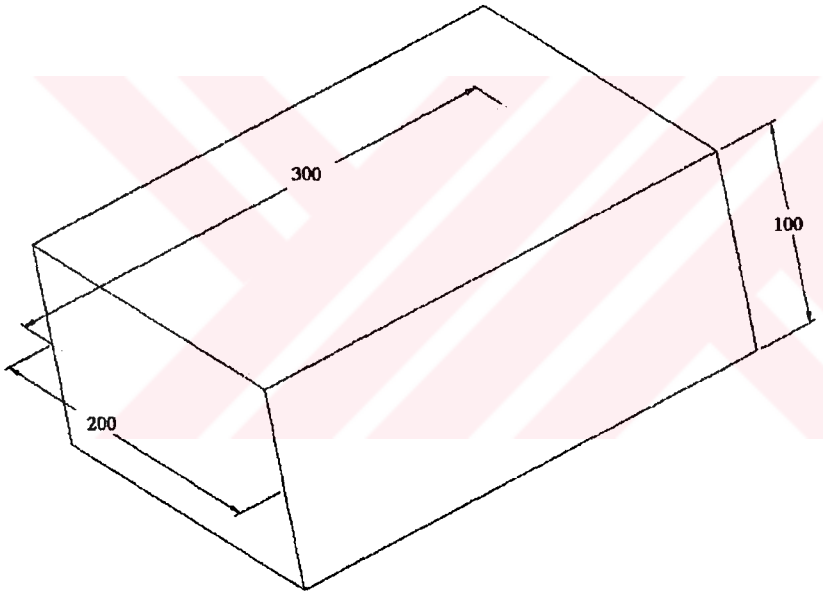


Şekil 2.16. Modelin eksen çizgileri ile oluşturulmuş hali

Görüldüğü gibi noktalar arasıdan eksen çizgileri oluşturulduğunda model daha anlaşılır hale gelmiş ve üzerinde işlem yapılması da kolaylaşmıştır. Burada görülen numaralar nokta numaralarında olduğu gibi eksen çizgilerinin numaraları göstermektedir.

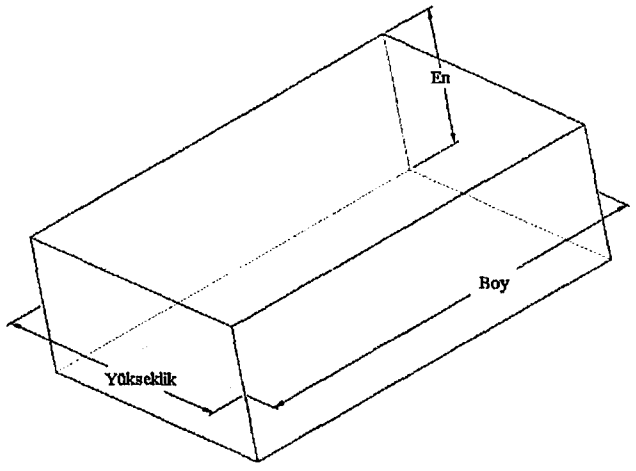
2.3.4. Parametrik Modelin Hazırlanışı

Parametrik modelle, hazırlanan modelin bir veya birkaç ölçüsünün değişken (parametre) olarak tanımlanarak, modelin diğer ölçülerinin bu değişkenlere bağlı olarak tanımlanmasıdır. Modelin nokta ve eksen çizgileri olarak oluşturulması tamamlandıktan sonra bu noktalar arasında parametrelerin atanmasına sıra gelmiştir. Burada yapılacak ilk işlem noktaları tanımlayan ölçülerin sayısal değerden, daha rahat anlaşılabilmesi için isimlendirilmesidir. Şekil 2.17.'de parametrik modelleme ilgili bir örnek verilmiştir. Burada oluşturulan bir dikdörtgen şeklindeki model, üç ölçüden oluşmaktadır ve bu ölçüler arasında bağıntı oluşturulmak istenmektedir. Bu işlem için modeli oluşturan ölçülerin kolaylıkla anlaşılabilmesi için her bir ölçünün isimlendirilmesi gerekmektedir.



Şekil 2.17. Parametrik model olması istenen dikdörtgen parça

Bu ölçüler en, boy ve yükseklik olarak isimlendirilerek aralarında bağıntı kurulması sırasında karışıklığın önlenmesi sağlanmaktadır. Şekil 2.18.



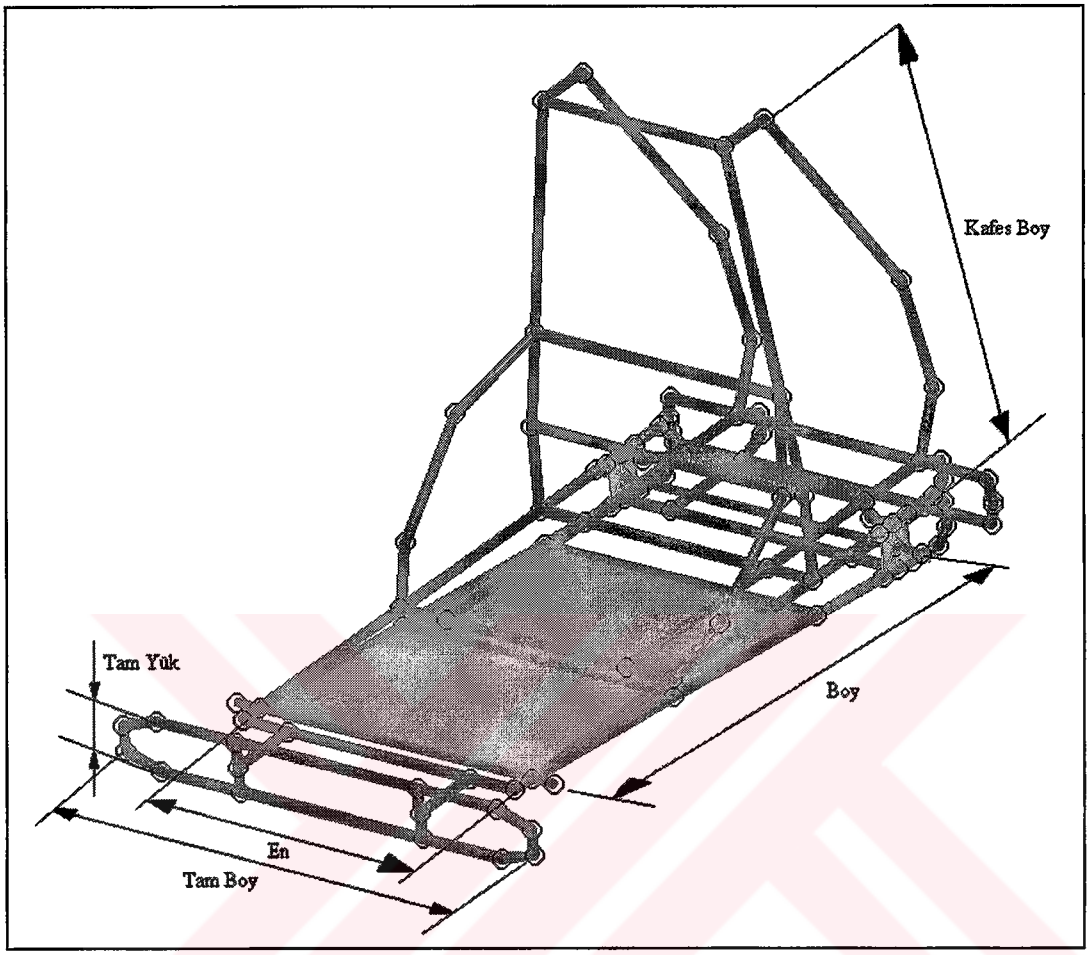
Şekil 2.18. Paramtrik modelleme için parça ölçülerinin isimlendirilmiş hali

Bu işlem yapıldıktan sonra, ölçüler arasındaki bağıntının tanımlanması gerekmektedir. Bu işlem için Feature menüsünde bulunun Relation komutu kullanılır. Bu işlem aynı matematikte yada programlama dillerinde olduğu gibi ölçüler arasıda matematiksel denklemlerin yazılmasıyla yapılır. Yukarıdaki örnekte ölçüler arasıdan bir denklem yazılmak istendiğinde;

En = 100
Yükseklik =En * 2
Boy = En * 3

Şeklinde olmaktadır. Gerekli durumlarda bu ölçülerden biri parametre olarak tanımlanarak, modelin bu ölçü doğrultusunda tekrar oluşturulması sağlanabilir. Şasi modelinde de bu yöntem kullanılarak şasinin boyu parametre olarak tanımlanmış ve istenildiği zaman aracın boyunun değiştirilerek, modelin diğer ölçülerinin de verilen oranlar ölçüsünde değişmesi sağlanmaktadır.

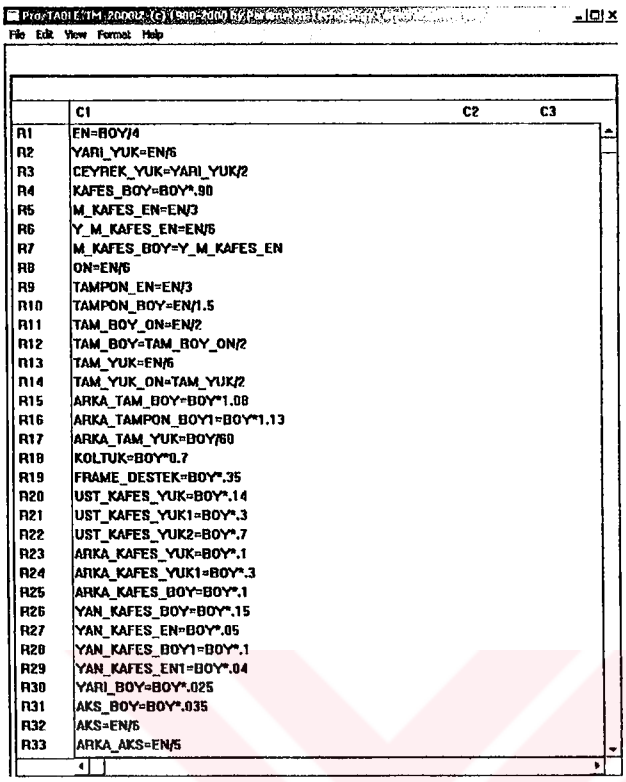
Şekil 2.19.'da şasinin modellenmesi sırasında kullanılan, ölçüler gösterilmektedir. Bu ölçüler aracın genel hatlarının ölçüleridir.



Şekil 2.19. Aracın şasisinin modellenmesi sırasında kullanılan genel ölçüler

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Şekil 2.20'de modellemede kullanılan parametreler gösterilmiştir.


File Edit View Format Help

	C1	C2	C3
R1	EN=BOY/4		
R2	YARI_YUK=EN/6		
R3	CEYREK_YUK=YARI_YUK/2		
R4	KAFES_BOY=BOY*.90		
R5	M_KAFES_EN=EN/3		
R6	Y_M_KAFES_EN=EN/6		
R7	M_KAFES_BOY=Y_M_KAFES_EN		
R8	ON=EN/6		
R9	TAMPON_EN=EN/3		
R10	TAMPON_BOY=EN/1.5		
R11	TAM_BOY_ON=EN/2		
R12	TAM_BOY=TAM_BOY_ON/2		
R13	TAM_YUK=EN/6		
R14	TAM_YUK_ON=TAM_YUK/2		
R15	ARKA_TAM_BOY=BOY*1.08		
R16	ARKA_TAMPON_BOY1=BOY*1.13		
R17	ARKA_TAM_YUK=BOY/60		
R18	KOLTUK=BOY*0.7		
R19	FRAME_DESTEK=BOY*.35		
R20	UST_KAFES_YUK=BOY*.14		
R21	UST_KAFES_YUK1=BOY*.3		
R22	UST_KAFES_YUK2=BOY*.7		
R23	ARKA_KAFES_YUK=BOY*.1		
R24	ARKA_KAFES_YUK1=BOY*.3		
R25	ARKA_KAFES_BOY=BOY*.1		
R26	YAN_KAFES_BOY=BOY*.15		
R27	YAN_KAFES_EN=BOY*.05		
R28	YAN_KAFES_BOY1=BOY*.1		
R29	YAN_KAFES_EN1=BOY*.04		
R30	YARI_BOY=BOY*.025		
R31	AKS_BOY=BOY*.035		
R32	AKS=EN/6		
R33	ARKA_AKS=EN/5		

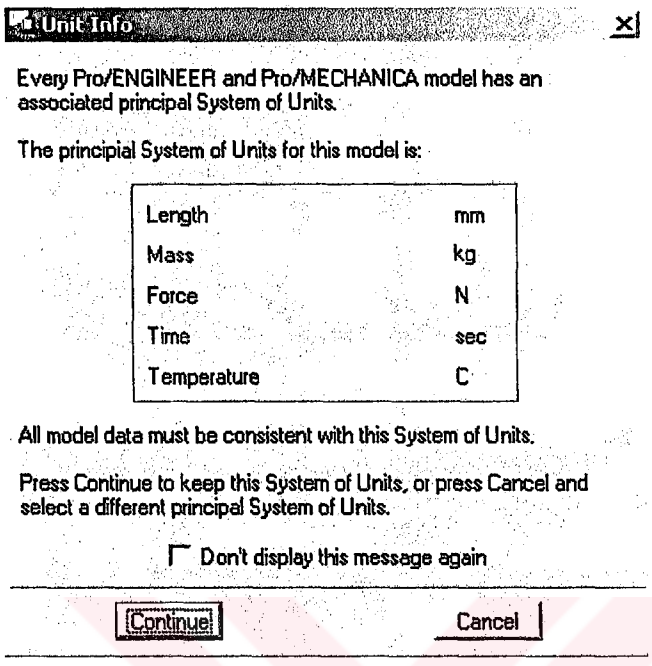
Şekil 2.20. Aracın şasisinin modellenmesi sırasında kullanılan bağıntılar

Bu değerlerin alınmasında mevcut olan şasiden ölçüler alınmış ve hesaplamalarda kolaylık sağlaması açısından bazı değerler yuvarlatılmış yada ihmal edilmiştir [11].

2.3.5. Elemanların ve Sınır Şartlarının Uygulanması

Pro/Engineer'in modelleme kısmında yapılacak işlemler bitirilmesinden sonra analizler için gerekli olan beam ve shell elemanların, malzeme cinsinin, yüklemenin ve constraint'lerin tanımlanabilmesi için Pro/Engineer Structure kısmına geçilmesi gerekmektedir. Structure kısmına geçilebilmesi için Pro/Engineer menülerinde bulunan Application menüsünden Pro/Mechanica'nın seçilmesi gerekmektedir.

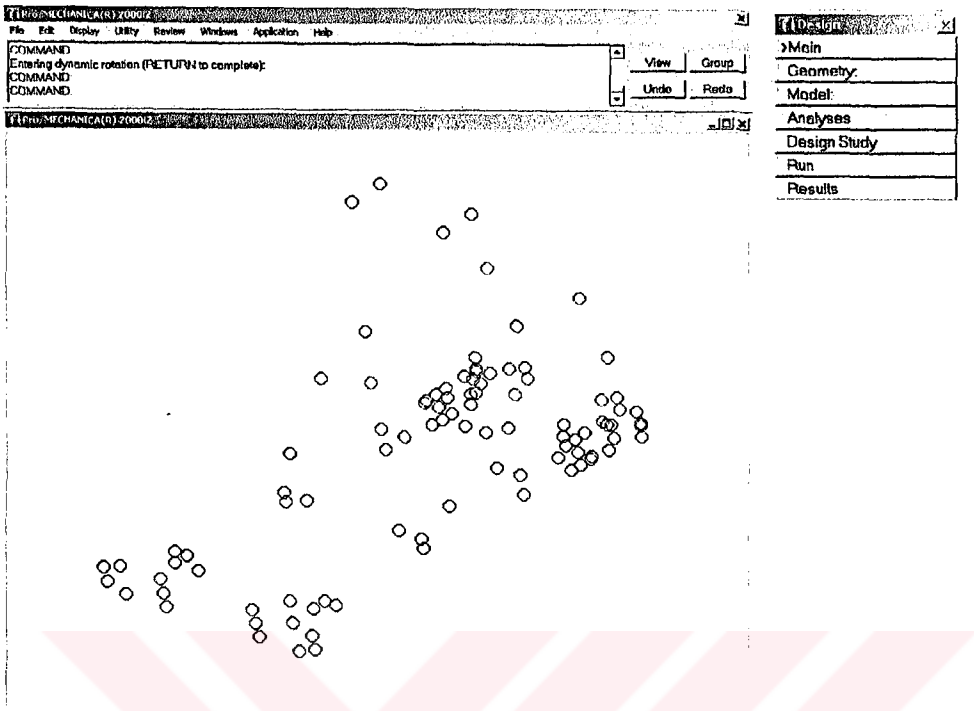
Seçim işlemi yapıldığında bir uyarı penceresi olarak, kullanılan ölçü birim sistemiyle ilgili bir pencere ekrana gelmektedir (Şekil 2.21.).



Şekil 2.21 Pro/Engineer'den Pro/Mechanicaya geçişte ölçü birim sistemini gösteren bilgi ekranı

Bu işlemden sonra Pro/Mechanica modüllerinden olan Motion, Thermal yada Structure modüllerinde hangisi ile çalışılmak istendiğinin belirtildiği bir pencere karşımıza çıkmaktadır. Analizler için Structure modülünün İndependent fonksiyonu kullanılacağından İndep Mec. seçeneği seçilmiştir. Bu seçim işleminden sonra Pro/Engineer ana penceresi kapanarak, independent modülünün kendi penceresi açılmaktadır.

Bu işlem yapıldığında Pro/Engineer'de tanımlanmış olan bütün veriler bu modülde de kullanılabilmektedir (Şekil 2.22.).

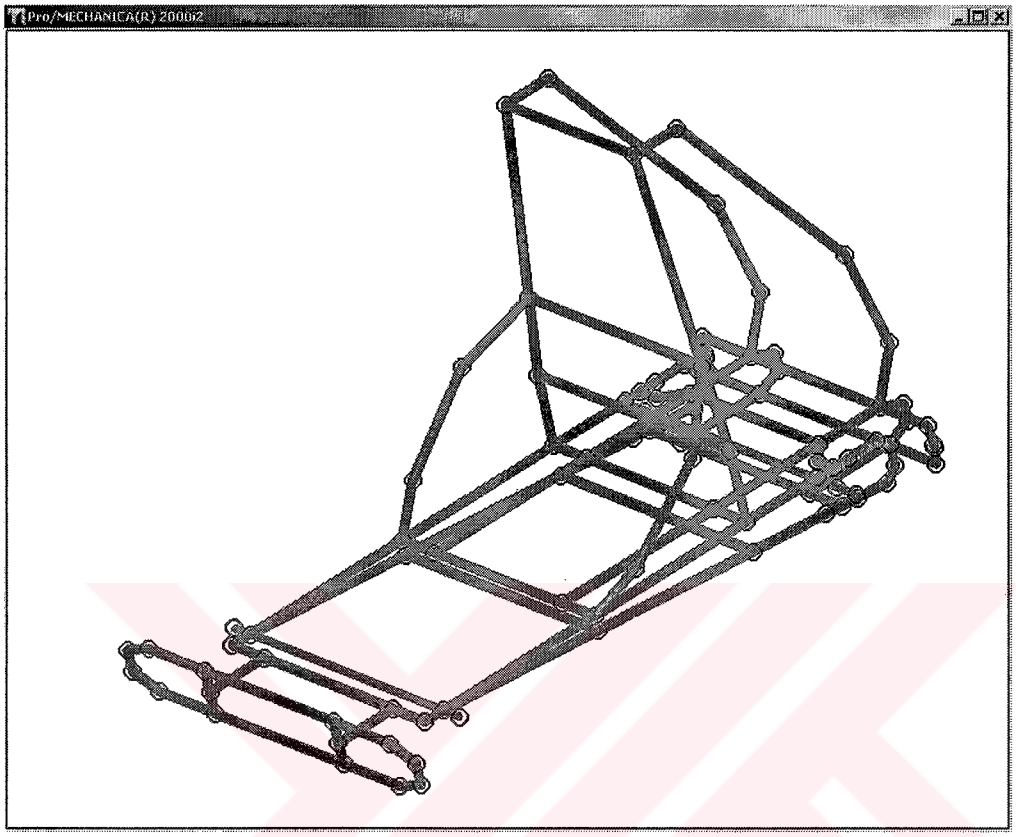


Şekil 2.22. Modelin Pro/Mechanica İndependent mödülündeki görüntüsü

2.3.6. Beam ve Shell Elemanların Oluşturulması

Şasi modellemesinde bu noktalar arasında beam ve shell elemanların oluşturulması gerekmektedir. Beam elemanların oluşturulabilmesi için main menüsünde bulunan model seçeneğinden elements seçilir. Bu kademede oluşturulmak istenen beam elemanlarının hangi metotla oluşturulmak istendiğinin belirtildiği kısımdır. Pro/Engineer da noktalar hazırlandığından dolayı yöntem olarak point seçeneği seçilerek noktalar arasında beam elemanlar oluşturulmuştur.

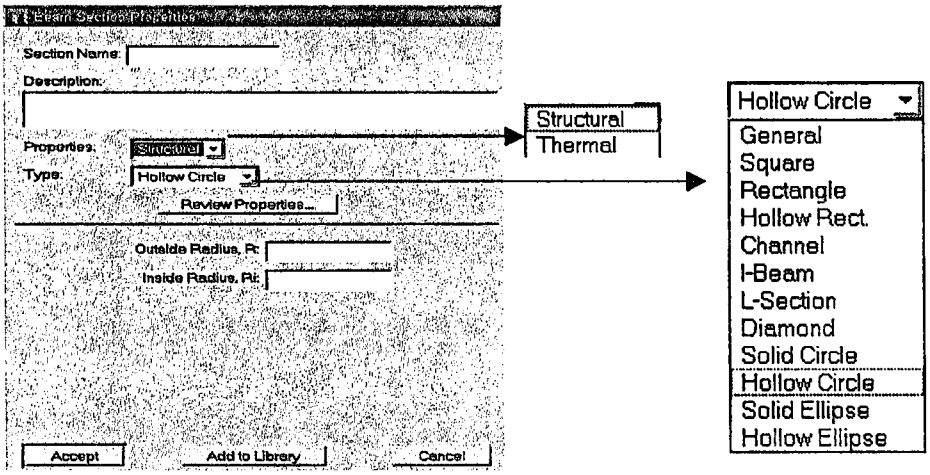
Bu işlem için her bir nokta çifti arasında aynı işlemler uygulanarak, aracın beam elemanlar ile şasisi oluşturulmuştur (Şekil 2.23.).



Şekil 2.23. Beam elemanlar ile oluşturulmuş model

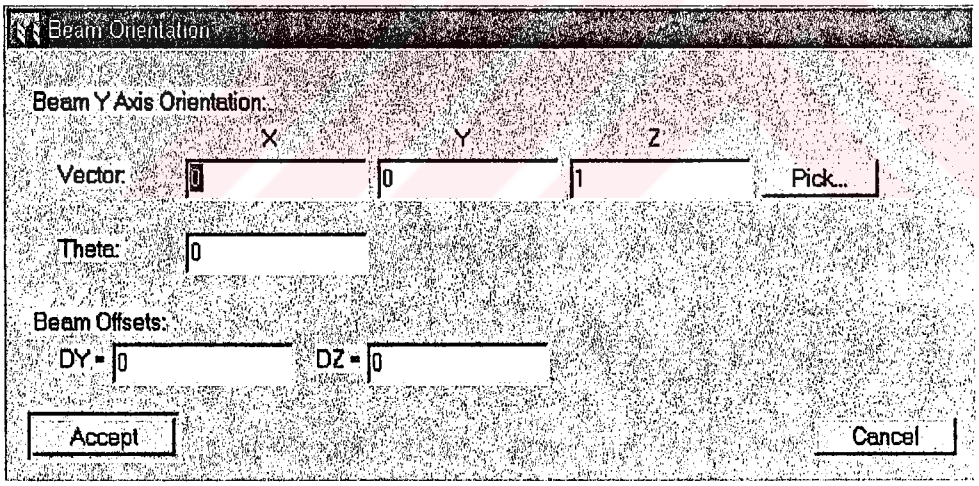
Beam elemanların oluşturulmasından sonra bu elemanların geometri ve malzeme özelliklerinin tanımlanması gerekmektedir. Bu işlemler main menüsünün altında bulunan properties seçeneğinden yapılır.

Şekil 2.24.'de beam elemanın geometrisinin (section)tanımlanması gösterilmiştir.



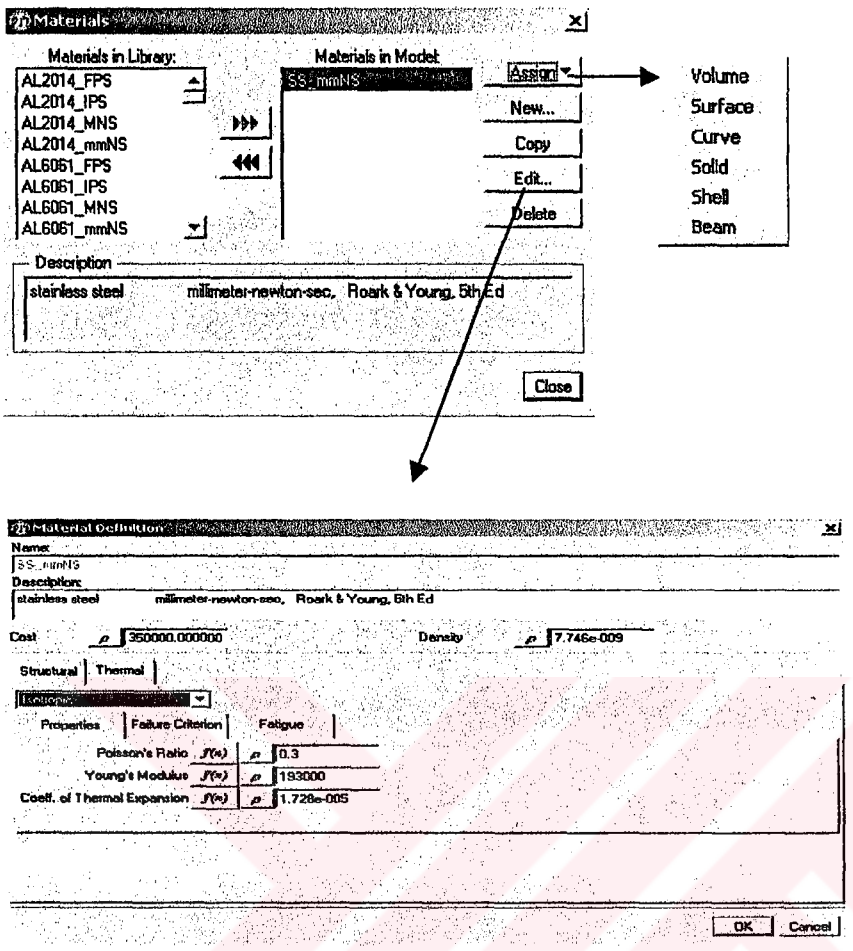
Şekil 2.24. Beam elemanın geometrisinin tanımlandığı pencere

Şekil 2.25.'de beam elemanın yönlendirmesinin (orientation) yapıldığı pencere gösterilmektedir.



Şekil 2.25. Beam elemanın yönlerdirmesinin (orientation) yapıldığı pencere

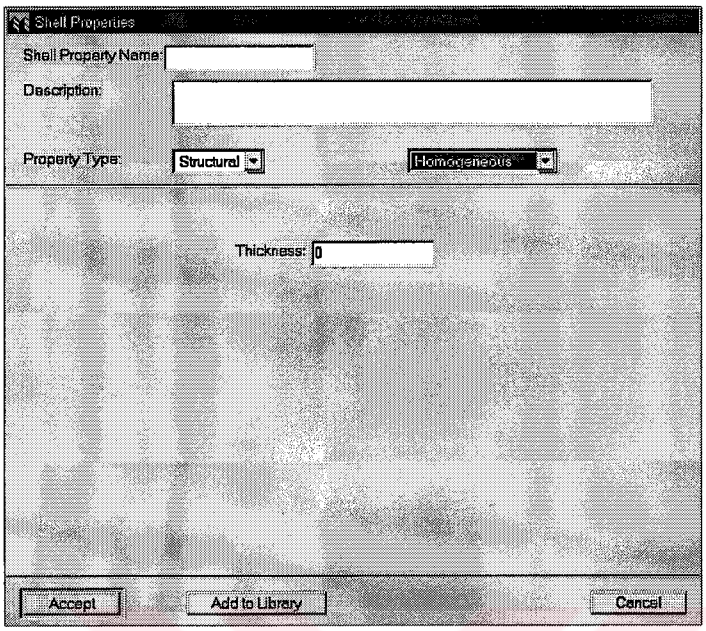
Şekil 2.26.'de beam elemanın malzeme özelliklerinin tanımlanması gösterilmiştir.



Şekil 2.26. Beam elemanın malzeme özelliklerinin tanımlandığı pencere

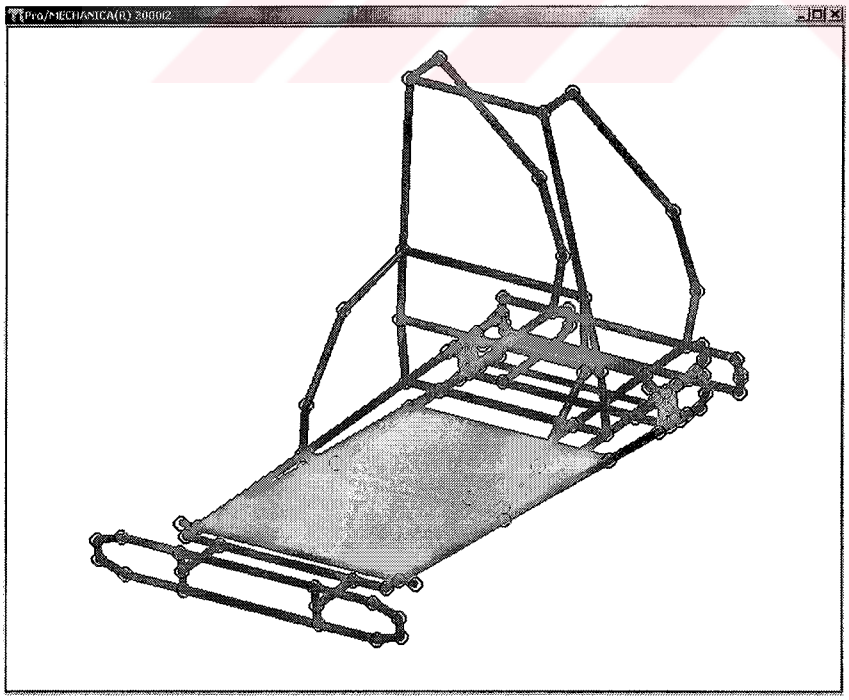
Aynı yöntem ile aracın alt kısmını kapatan ve arka aks yataklarında kullanılan saç malzeme, shell elemanlar kullanılarak oluşturulmuştur. Ancak shell eleman oluşturulurken, elemanlar nokta çiftleri arasında değil, elemanın oluşturulmak istendiği bölgenin köşelerinde bulunan noktalar kullanılarak oluşturulmuştur.

Shell eleman tanımlanırken Şekil 2.27.'de görüldüğü gibi shell elemanın kalınlığının (thickness) ve eleman özelliklerinin de belirtilmesi gerekmektedir.



Şekil 2.27. Shell elemanın kalınlığının ve özelliklerinin tanımlandığı pencere

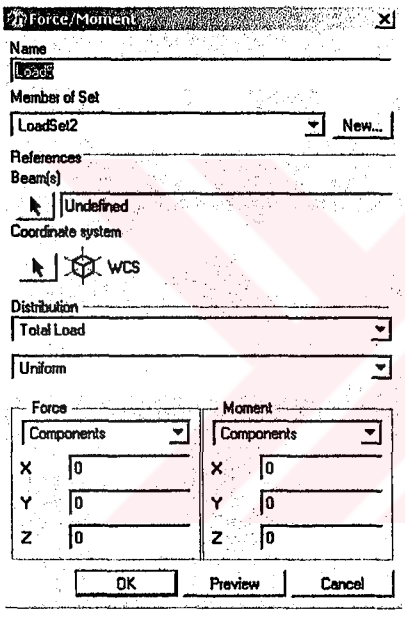
Şekil 2.28.'de aracın beam ve shell elemanlardan oluşmuş hali görülmektedir.



Şekil 2.28. Modelin beam ve shell elemanlardan oluşmuş hali

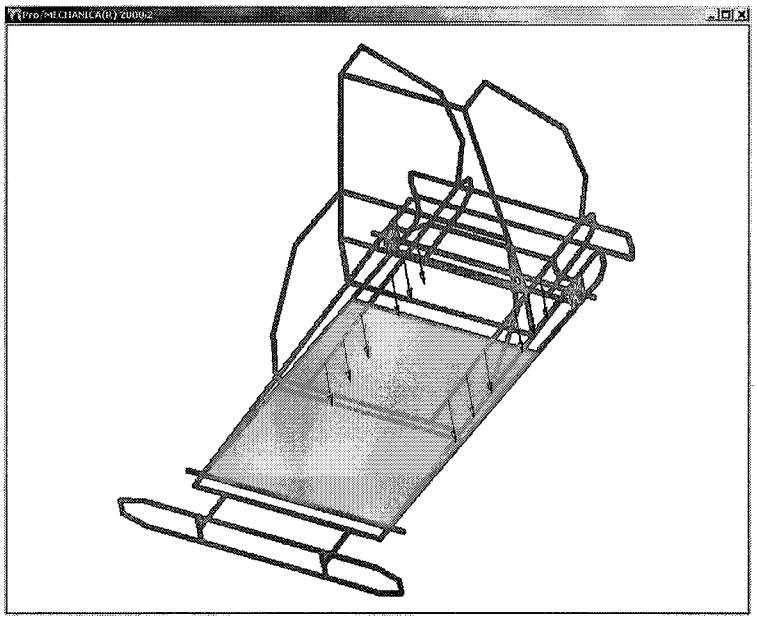
2.3.7. Yük ve Sabitlenmenin Uygulanması

Model üzerinde beam ve shell elemanların tanımlanması sonra yüklemenin (load) ve sınır şartlarının (contraint) uygulanması gerekmektedir. Bu işlemler için main menüsünde bulunan model kısmından, load ve constraint seçenekleri kullanılır. Yükleme için modelde motor ve sürücü koltuğunun bağlandığı beam elemanlar seçilmiştir. Sürücü koltuğunun bağlandığı beam elemanlara, sürücü ağırlığı olan 100 kg'lık ve motor içinde 30 kg'lık bir yükleme yapılmıştır. Bu nedenle yüklemenin yapılacağı obje seçeneğinde beam seçilerek Şekil 2.29'da görülen ekrandan yükleme yapılmıştır.



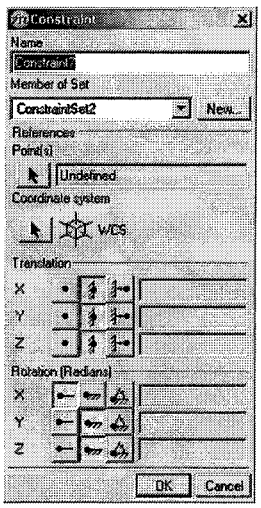
Şekil 2.29. Yük (load) uygulama penceresi

Bu işlem yapıldığında araç üzerinde yüklemenin yönü oklar ile gösterilmiştir (Şekil 2.30.).



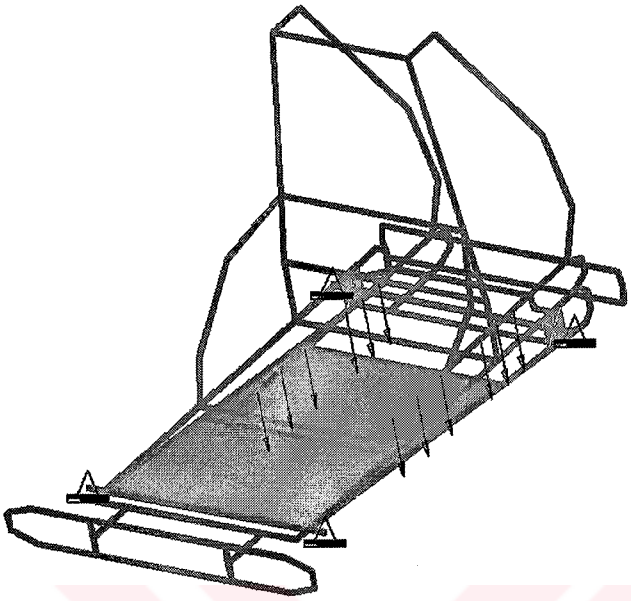
Şekil 2.30. Yüklenmiş model

Yükleme yapıldıktan sonra model sabitlenmelidir. Sabitlenecek noktalar olarak aracın tekerleklerinin yataklandığı bölgeler olan aks uçları seçilmiştir. Model bu noktalardan sadece yatak ekseni boyunca dönme yapabilecek şekilde sabitlenmiştir. Bu aks uçlarını belirleyebilmek için constraint seçeneğindeki point seçeneği kullanılmıştır (Şekil 2.31.).



Şekil 2.31 Modelin sabitlenmesinin (constraint) yapıldığı pencere

Şekil 2.32'de sabitleme ve yükleme işleminden sonra modelin son hali görülmektedir.



Şekil 2.32. Modelin analizler için hazırlanmış hali

Bu işlemlerden sonra model, analizler için hazır hale gelmiştir [12].

BÖLÜM 3. ANALİZ

3.1. Giriş

Bu bölümde Pro/Engineer ile modeli hazırlanan Go-Kart araç şasisinde, sürücü, motor ve diğer aktarma organlarından dolayı oluşan yüklemeler sonucunda meydana gelen gerilmeler ve deplasmanlar Pro/Mechanica Structure modülünün statik opsiyonu ile incelenmiştir. Bu analizler sırasında araç şasisinin boyu 1.5 m ile 2.5 m arasında, şaside kullanılan profillerin çapı 22 mm, 25 mm ve 32 mm ve cidar kalınlığı da 1 mm, 1.25 mm, 1.5 mm ve 2 mm olarak değiştirilerek gerilmelerde ve deplasmanlarda meydana gelen değişimler gözlenmiştir. Son olarakta modifikasyon yapılan araç şasisi üzerinde mevcut şasi üzerinde yapılan analizler yapılarak, mevcut şasi ile yeni şasi arasındaki gerilmeler ve deplasmanlardaki değişim karşılaştırılmıştır. Analizlerin yapılması sırasın da, analizin tanımlanması, analiz sonuçlarının incelenmesi ve bu sonuçları kullanarak parametrik analizin yapıldığı design study'in hazırlanması gerekmektedir.

3.2. Analizlerin Tanımlanması

Bölüm 2'de hazırlanan tüm modeller analizlere tabii tutulmuştur. Analizler sonucunda, modellerin uygulanan yüklemeler ve sabitlemeler (constraint) sonucundaki davranışları incelenebilmektedir. Ayrıca bu sonuçlar ışığında model üzerinde yapılan bir değişikliğin bu sonuçlara etkisi de karşılaştırılabilmektedir. Bu çalışmada mevcut model üzerinde statik analizler yapılıp, yüklemeler ve sabitlemeler (constraint) sonucunda oluşan gerilmeler ve deplasmanlar incelenmiştir. Daha sonra aracın boyu, kullanılan profillerin çapı ve cidar kalınlığı değiştirilerek gerilme ve deplasmanların değişimi karşılaştırılmıştır. Bir sonraki adımda ise model üzerinde modifikasyon yapılarak mevcut model ile kıyaslanmıştır.

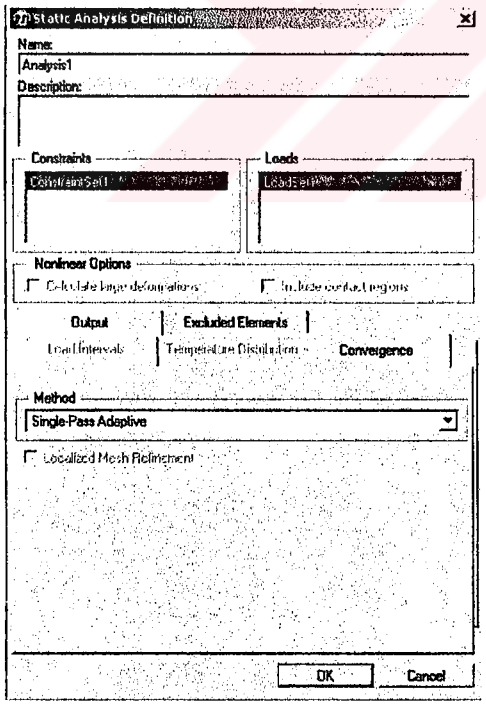
Analiz dosyası, Pro/Mechanica programının ana menüsü olan main menüden analyses seçeneğinin seçilmesiyle hazırlanır. Bu seçeneğin seçilmesiyle açılan penceredeki opsiyonlar;

- Yeni (New) seçeneği ile ne tür analiz yapılacağına karar verilir.
- Kopyalama (Copy) seçeneği ile daha önceden yapılmış olan bir analizin kopyasının alınması sağlanır.
- Düzenleme (Edit) seçeneği ile oluşturulmuş yada kopyalanmış analizler üzerinde değişiklikler yapılabilir.
- Silme (Delete) seçeneği ile oluşturulmuş yada kopyalanmış analizler silinebilir.

dır.

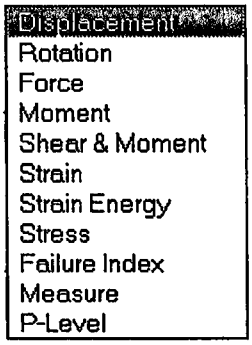
Pro/Mechanica Structure ile yapılabilecek analizler; statik, modal, ön gerilmeli statik ve modal, burkulma, dinamik titreşim ve yorulma ve yorulmadır.

New seçeneği ile model üzerinde statik analizler yapılacağından dolayı static seçeneği seçilmiştir. Bu seçenek seçildiğinde Şekil 3.1'deki pencere ekrana gelmektedir.



Şekil 3.1. Statik analiz dosyasının tanımlanması

Statik analiz seçeneğinin seçilmesinden önce öncelikle statik analiz ile hangi sonuçların elde edilebileceğinin bilinmesi gerekmektedir. Statik analiz ile Şekil 3.2.'te görülen sonuçlara ulaşılabilir.



Şekil 3.2. Statik analiz sonuç opsiyonları

Static analiz tanımlanmasına geçilmeden önce birkaç önemli noktanın da gözden kaçırılmaması lazımdır.

Bunlar;

- Analiz dosyasının tanımlanmasına geçilmeden önce yükleme (load) ve sabitlemelerin (constraint) daha önceden tanımlanması gerekmektedir.
- Eğer birden fazla yükleme ve/veya sabitleme bulunuyorsa bunlardan biri veya birkaç tanesi analiz sırasında kullanılabilir.
- Eğer yükleme veya sabitlerden biri veya bir kaçı silinirse bu direk olarak analiz dosyasına da yansıyacaktır.
- Pro/Mechanica istenirse herbir yükleme ve/veya sabitleme için analizler yaparak, ayrı ayrı sonuçlarını hesaplayabilmektedir.

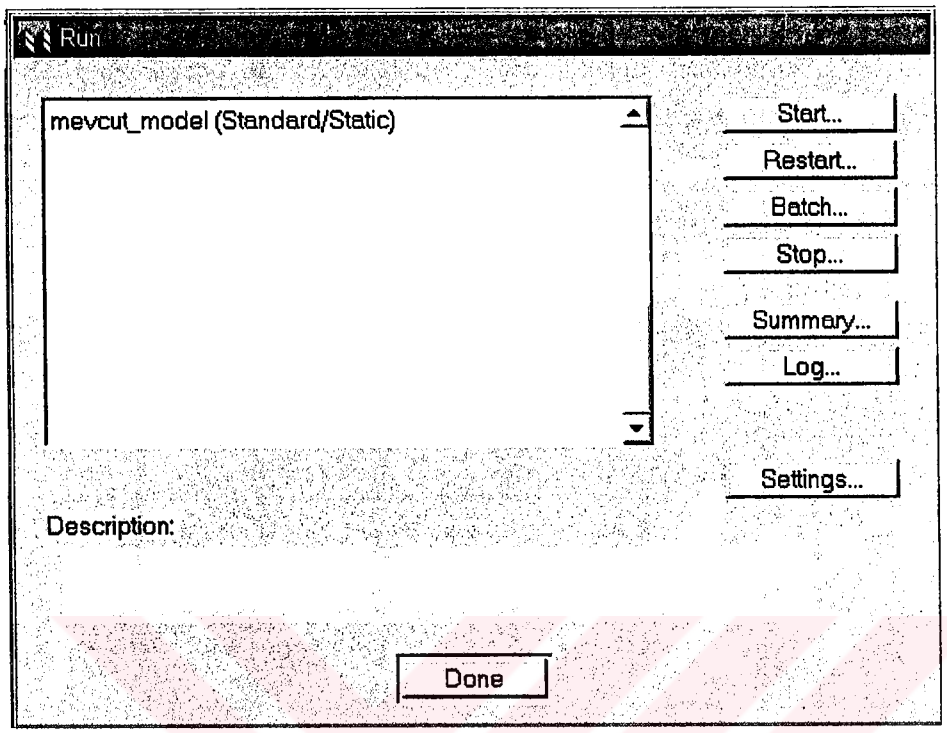
Statik analiz ile ilgili giriş bilgileri verildikten sonra Şekil 3.1.'de görülen statik analizin tanımlandığı penceredeki seçeneklerin neler olduğunun bilinmesi gerekmektedir.

- Name ve description boşlukları, analiz hakkında bilgi verildiği kısımlardır. Bu kısım kullanıcı tarafından hazırlanır ve ileride analiz sonuçlarını incelerken bilgilendirme amacıyla kullanılır. Birden fazla analizin yapıldığı durumlarda karışıklığı önleme açısında bu kısımların doldurulması yararlıdır.
- Constraints ve Loads seçenekleri ise, modelleme sırasında oluşturulan yükleme ve sabitlemelerden hangisinin yada hangilerinin analiz sırasından kullanılacağının belirtildiği kısımdır. Bu bölümde görülen sabitleme ve yüklemeler, modelleme sırasında oluşturulanlardır.
- Method seçeneğinde ise analizin nasıl yapılacağının karar verildiği kısımdır. Burada üç seçenek bulunmaktadır. Bunlar;
  - Quick Check
  - Single-Pass Adaptive
  - Multi-Pass Adaptive
- Output seçeneğinde ise statik analiz sonucunda gerilme, rotasyon ve reaksiyon değerlerinden biri veya birkaçının hesaplanmasının istenmediği durumlarda, analiz hızını arttırmak ve analiz dosyasının bilgisayarda kapladığını alanı azaltmak amacıyla kullanılır.
- Excluded Elements seçeneğiyle ise model içindeki belirli elemanların analiz dışında bırakılması için kullanılır.

Bütün bu analiz ayarlamaları yapıldıktan sonra Analyses penceresinde, analiz dosyasının adı ve ne tür analiz yapılacağı belirtilir.

Analizin hazırlanmasından sonra analiz dosyasının çalıştırılması gerekmektedir. Bu işlem ana menüde bulunan run seçeneğinden yapılmaktadır.

Bu seçenek seçildiğinde ekranda Şekil 3.3.'da bir pencere açılmaktadır. Burada daha önceden tanımlanmış olan analiz dosya yada dosyaları görülecektir.



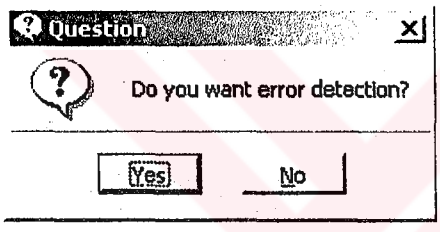
Şekil 3.3. Hazırlanan analiz dosyasının çalıştırılması

Bu pencerede bulunan seçenekler;

- Start, daha önceden hazırlanmış ve seçilmiş olan analiz dosyasının çalıştırılmasını sağlar.
- Restart, aypılmış bir analizin tekrar çalıştırılması için kullanılır. Genel olarak bu komut, analiz dosyasının da bulunan bir hata dolayısıyla analizin yapılamadığı durumlar kullanılır.
- Batch, analiz dosyasının Pro/Mechanica çalıştırılmadan DOS ortamında çalıştırılmasını sağlayan komut dosyasının oluşturulması için kullanılır.
- Stop, çalıştırılmış bir analiz dosyasının herhangibir sebepten dolayı durdurulmasının gerektiği durumlarda kullanılır.
- Summary dosyasında yapılan analizler sırasında kullanılan eleman sayısı, istenilen sonuçlara % olarak ne kadar yaklaşıldığı, sonuçta bulunan değerler gibi bilgiler bulunmaktadır.

- Log dosyasından ise analiz sırasında bilgisayarın işlemcisinin, hafızasının ne kadar kullanıldığı, analizin ne kadar sürdüğü hakkında bilgiler bulunmaktadır.
- Settings kısmında ise analiz sırasında bilgisayarın analiz dosyasını nereye saklayacağının ve ne kadar hafiza kullanabileceği gibi opsiyonların ayarlandığı seçenektir.

Bütün bu seçenekler yapıldıktan sonra sıra, analiz dosyasının run seçeneği ile çalıştırılmasına gelir. Run komutu çalıştırıldığında program, analiz dosyasında hata olup olmadığının araştırılmasının yapılabildiği bir sorgu ekranı getirir (Şekil 3.4.). Bu analizin ilk çalıştırıldığı durumlarda yapılmalıdır. Ancak analizin tekrar çalıştırılması gerektiği durumlarda gereksiz vakit kaybına neden olmaktadır.



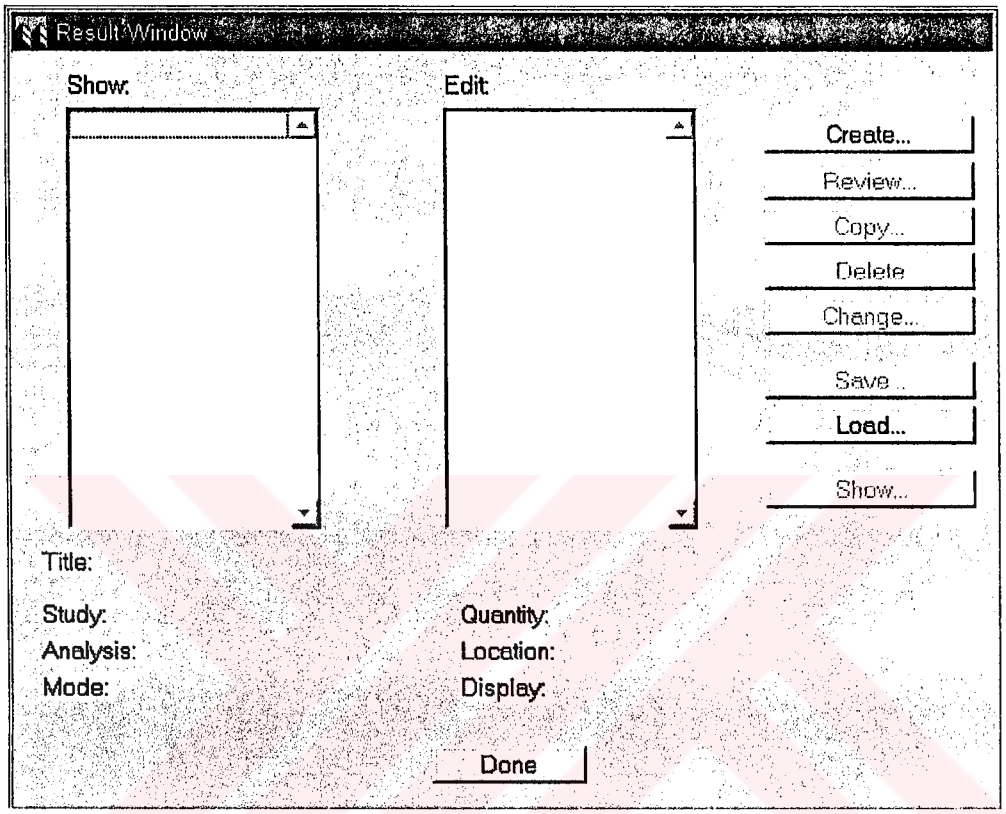
Şekil 3.4. Hazırlanan analiz dosyasındaki hataların araştırılması

Program hata araştırmasına (Error Detection) başladıktan sonra model ile ilgili sadece uyarı niteliğinde bilgi pencereleri ekrana getirecektir. Bu işlemler sonucunda ekranda hata bulunmadığı (No errors were found in the model) mesajı görünmesi durumunda analiz başlamış demektir. Eğer hazırlanan model veya analiz dosyasında bir hata oluşması durumunda bu pencere yerine hatanın belirtildiği bir pencere ekrana gelecektir.

Analiz başladıktan sonra summary ve log pencerelerinden analiz yapılırken hangi işlemlerin yapıldığı ve bilgisayarın kaynaklarının ne kadarının kullanıldığı izlenebilir. Summary dosyasının en sonunda run completed yazısı var ise analiz sorunsuz bir şekilde bitirilmiştir. Ancak bazı durumlarda modelden, analiz dosyasından yada bilgisayardan kaynaklanan sorunlardan dolayı run completed with

fatal error mesajı ile karşılaşılabilir. Bu durumda log ve summary dosyaları incelenerek hatanın sebebi araştırılabilir.

Analiz bitirilmesinden sonra analiz sonuçlarının incelenmesine geçilir. Bu işlem için ana menüde bulunan result seçeneği kullanılır. Bu seçenek seçildiğinden Şekil 3.5.'te görülen pencere ekrana gelmektedir.



Şekil 3.5. Analizin tamamlanmasından sonra analiz sonuçlarının incelenme menüsü

Bu pencereden bulunan seçenekler;

- Create, seçeneğinden analiz sonuçlarından biri veya birkaçının gösterilebilmesi için sonuç pencereleri oluşturulabilir.
- Review seçeneğinden create ile oluşturulan sonuç pencereleri üzerinde ayarlama yapılabilir.
- Copy seçeneği ile oluşturulmuş bir sonuç penceresinin kopyası alınabilir. Bu kopya pencere üzerinde değişiklik yapılarak başka bir sonuç için kullanılabilir.
- Delete seçeneği ile ise oluşturulmuş bir sonuç penceresi silinebilir.

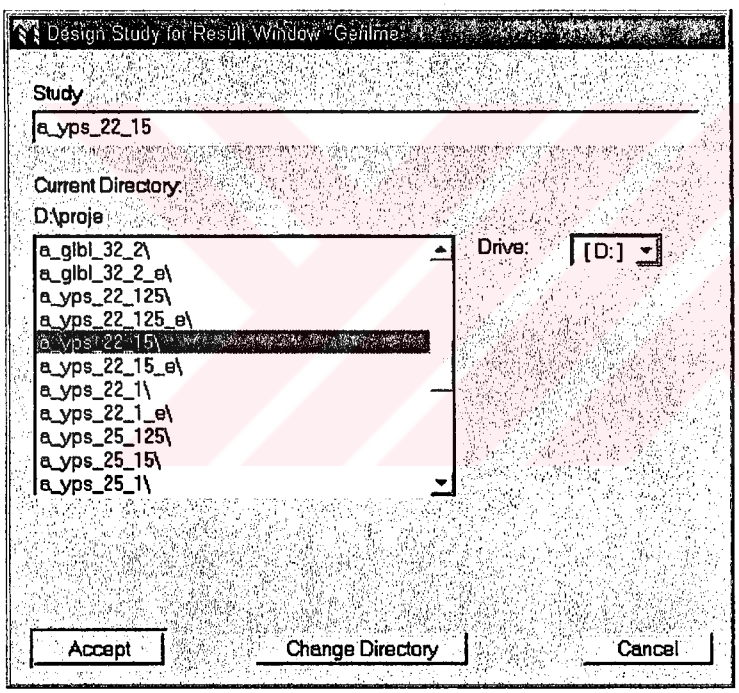
- Save ve load seçenekleri ile sonuç pencereleri kaydedilebilir yada daha önceden kaydedilmiş sonuç pencereleri tekrar ekrana getirilebilir.
- Show seçeneği ile ise oluşturulan sonuç pencereleri ekrana getirilir.

dır.

Sonuç penceresinin oluşturulması, Şekil 3.5.'deki create seçeneğinden yapılmaktadır. Bu seçenek seçildiğinde, ileride kolaylık sağlaması açısından sonuç penceresine bir isim verilmesini sağlayan bir pencere daha açılır.

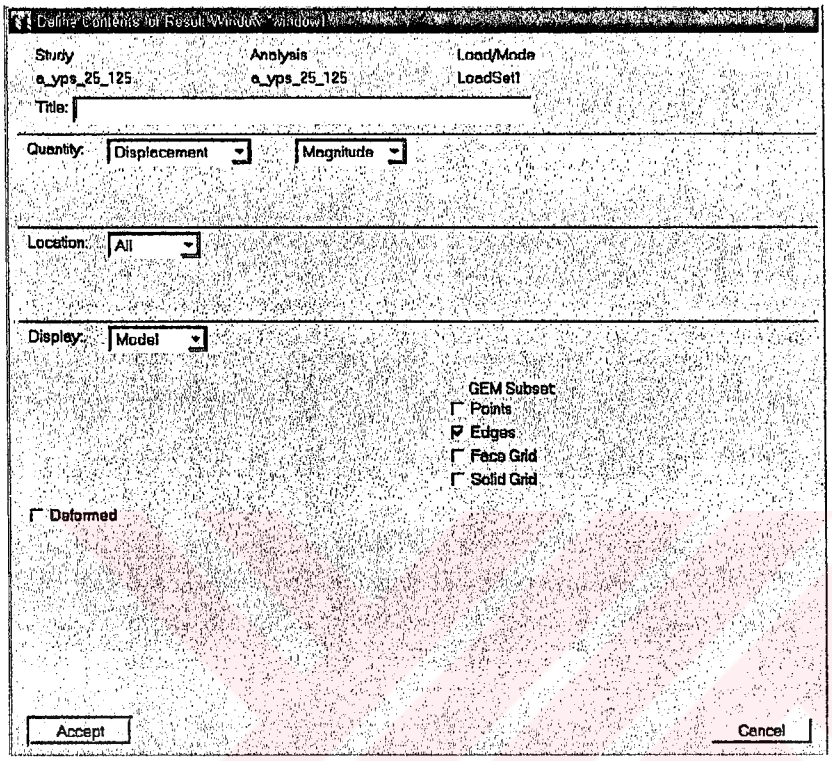
Buraya herhangibir isim verildikten sonra sonuç penceresinin, sonuçları hangi analiz dosyasından alacağının belirtildiği Şekil 3.6.'daki pencere ekrana gelmektedir.

Bu pencereden istenilen analiz dosyası belirtilerek, sonuç penceresinde bu analiz dosyasındaki verilerin kullanılması sağlanır.



Şekil 3.6. Sonuç dosyasında kullanılacak olan analiz dosyasının tanımlanması

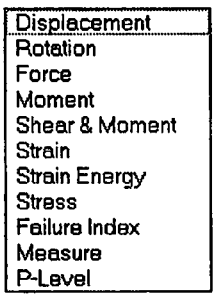
Sonuç dosyasında kullanılacak verilerin tanımlanmasından sonra, hangi verilerin sonuç penceresinde gösterilmek istendiğinin belirtildiği Şekil 3.7.'deki pencere ekrana gelmektedir.



Şekil 3.7. Sonuç dosyasında belirtilecek olan tepkilerin tanımlanması

Bu pencerenin üst kısmında sonuç dosyasında hangi analiz dosyasının verilerinin kullanıldığı belirtilmektedir.

Quantity seçeneğinde Şekil 3.8.'de belirtilen analiz sonuçları görülebilmektedir.



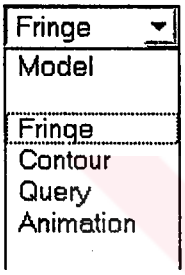
Şekil 3.8. Quantity seçeneğinde tanımlanabilecek tepkiler

Bu quantitiy seçeneğinin yanından magnitude ve component seçenekleri bulunan bir seçenek penceresi bulunmaktadır. Burada seçilen analiz sonucunun toplam değeri yada herhangibir eksen yönündeki değeri görülebilmektedir.

Bu seçim işleminden sonra location seçeneğinde, analiz sonucunun hangi bölgelerde gösterilmesinin istendiği belirtilebilir. Location seçeneği ile köşe, beam, shell, eğri, yüzey, katı model üzerinde istenilen analiz sonuçları görülebilir.

Bu seçenek ile örneğin yükleme sonucunda meydana gelen gerilmelerin beam elemanlar yada herhangibir eğri üzerindeki etkileri görülebilmektedir.

Display seçeneğinde ise quantity ile seçilen analiz sonucunun hangi sunum biçimiyle gösterileceği belirtilir. Burada Şekil 3.9.'da gösterilen sunum biçimleri bulunmaktadır.

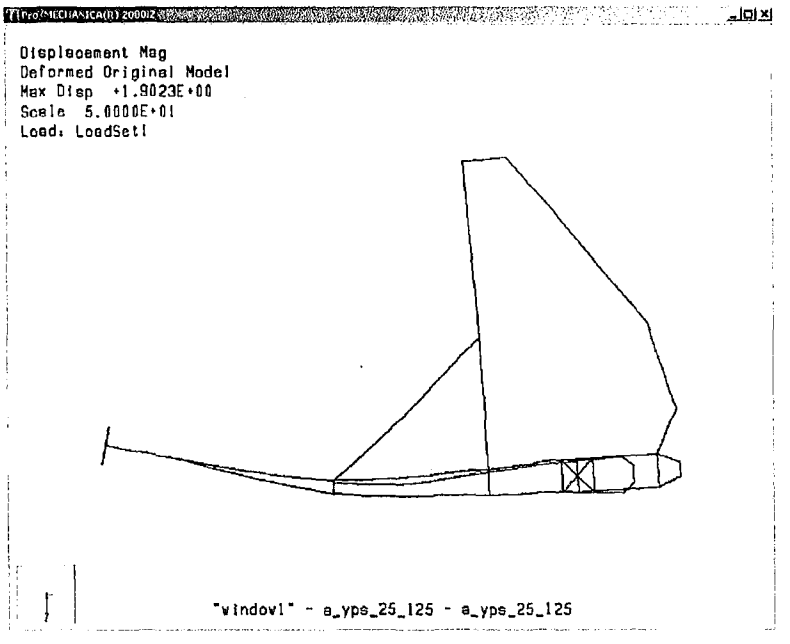


Şekil 3.9. Analiz sonuçlarının ekranda sunum biçimi

Ayrıca deformed seçeneği seçilirse modelin deforme olmuş hali de sonuç ekranına eklenmektedir. Ayrıca deformed seçeneği seçildiğinde sonuç ekranında modelin deforme olmuş hali animasyon halinde sunulmaktadır. Bu animasyonda modelin ilk hali ile deforme olmuş hali arasında bir sunum yapılmaktadır.

Sonuç penceresi hazırlandığında Şekil 3.5.'deki pencereye geri dönülerek show seçeneği ile hazırlanan sonuç penceresi ekrana getirilebilir.

Şekil 3.10'da yükleme sonucunda oluşan deplasmanlar model üzerinde gösterilmektedir.

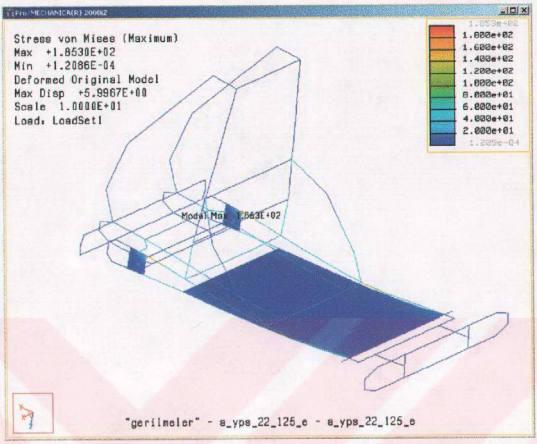


Şekil 3.10. Yükleme nedeniyle modelde meydana gelen deplasmanlar

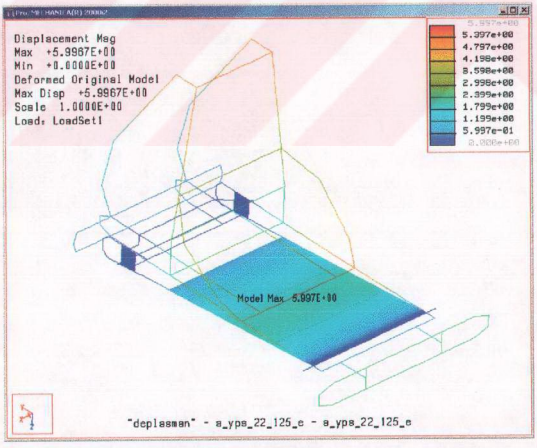
3.3. Mevcut Modelin Analiz Edilmesi

Bölüm 2'te oluşturulan mevcut şasi modeli Bölüm 3.2.'deki analiz dosyası hazırlana metotları kullanılarak analizlere tabi tutulmuştur. Analizlere başlangıç şartı olarak, aracın boyu 1.5 metre ve kullanılan profil olarakta 22 mm çapında ve 1.25 mm cidar kalınlığına sahip profiller kullanılmaktadır. Analiz dosyasının hazırlanması sırasında bölüm 2'te tanımlanan yükleme ve sabitlemeler kullanılmış method olarak ise multi-pass adaptive kullanılmıştır. Output seçeneğinde bütün seçenekler (stresses, rotations, reactions) seçilmiş ve bu seçeneklerin hesaplanması (calculate) sağlanmıştır. Analiz dosyasının hazırlanmasından sonra analiz çalıştırılmıştır.

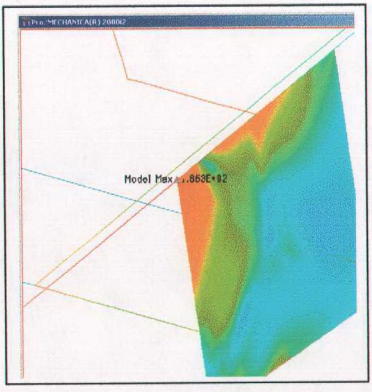
Analiz dosyasından elde edilen sonuçlar ışığında sonuç dosyası hazırlanarak gerilme ve deplasmanlar Şekil 3.11 ve 12'daki gibi oluşmuştur. Gerilmelerin hesaplanmasında Von Mises kriteri kullanılmıştır.



Şekil 3.11. Mevcut şaside oluşan gerilmeler ve maksimum gerilmenin oluştuğu yer görülmektedir.

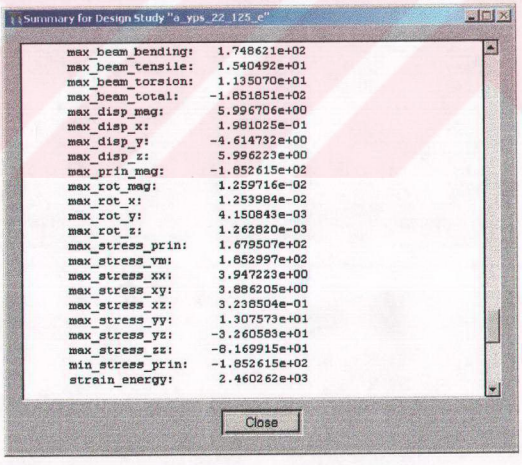


Şekil 3.12. Mevcut şaside oluşan deplasmanlar ve maksimum deplasmanın oluştuğu yer görülmektedir.



Şekil 3.13. Maksimum gerilmenin oluştuğu arka aksın bağlantı sacı ile şasi arasındaki bölgenin yakınlaştırılmış hali

Şekil 3.13'de görüldüğü gibi yapılan analizler sonucunda maksimum gerilme arka aksın yatağı ile şasi arasında meydana gelmiştir. Analiz sonuçlarının değerleri summary dosyasının alındığında aşağıdaki değerleri vermiştir (Şekil 3.14.)



Şekil 3.14. Analiz sonuçlarına summary dosyasından bakılması

Summary dosyası incelendiğinde, uygulanan yüklemeler ve sabitlemeler sonucunda model şasi üzerinde meydana gelen bütün tepkiler incelenebilmektedir. Bu sayede herhangibir değerin istenilen seviyeden yukarı çıkması durumunda model üzerinde değişiklik yapılabilmesi de sağlanabilmektedir. Ayrıca analiz sırasında meydana gelen hatalar, bu hataların neden kaynaklanabileceği ve bu hataların nasıl çözümlenebileceğine dair önerilerde bu dosyada bulunmaktadır.

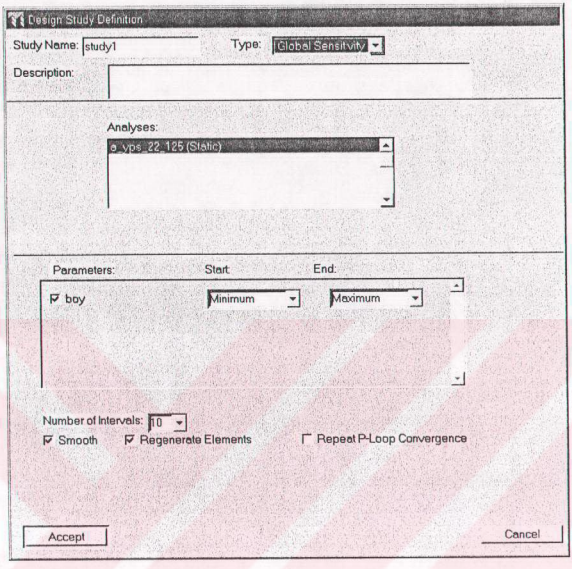
Bundan sonraki aşamada, araçta kullanılan profillerin çapı ve cidar kalınlıkları değiştirilmiş ve design study oluşturularak, model şaside parametre olarak tanımlanan boy arttırılarak gerilme ve deplasmanların değişimi incelenmiştir. Model şaside, 22 mm çap kalınlığı için 1mm, 1.25 mm, 1.5 mm, 25 mm çap kalınlığı için 1mm, 1.25 mm, 1.5 mm ve 32 mm çap kalınlığı için 1.5 mm ve 2 mm cidar kalınlığına sahip profiller kullanılmıştır.

3.4. Parametrik Dizaynın (Design Study) Oluşturulması

Design study'i açıklamak gerekirse modelde tanımlanan bir veya birkaç parametrenin değişim aralığına göre, modele uygulanan yükleme ve sabitlemelerden dolayı oluşan tepkilerin değişiminin incelenmesi için kullanılır.

Design study ana menüde bulunan design study seçeneğinden oluşturulur. Bu seçenek seçildiğinde Şekil 3.5.'deki ile aynı analiz dosyasındakine benzer bir pencere açılmaktadır. Burada da aynı analiz dosyasında bahsedildiği gibi create, review, delete ve copy opsiyonları vardır.

Burada create seçeneği ile yeni bir design oluşturulduğunda Şekil 3.15.'de görülen pencere ekrana gelmektedir.



Şekil 3.15. Design study'nin tanımlanması

Burada study name kısmında Design Study'nin adı, type kısmında ise ne tür Design Study oluşturulmak istendiğine karar verilir.
Design Study'de aşağıdaki şekillerde analizler yapılabilir.

- Standart : Bu analiz tipinde tanımlanan parametre ve parametrelerin istenilen bir değeri için analiz yapılır. Bu işlem için öncelikle statik analizin yapılması gerekmektedir.
- Global ve Local Sensitivity : Bu analiz tipinde tanımlanan parametre veya parametrelerin belirli bir aralığı için analizler yapılır. Bu işlemde parametre veya parametrelerin belirli bir aralığı ve bu aralıktaki artış miktarı tanımlanarak analizler yapılır.

- Optimization : Bu analiz tipinde tanımlanan parametre veya parametreler ve tepki kuvvetleri arasında belirli sınırlar konularak parametrelerin sınır şartlarını sağladığı durumlar hesaplanır.

Bu üç tür analiz içinde öncelikle model üzerinde statik analizlerin yapılması gerekmektedir. Design study bu statik analiz sonuçlarını kullanarak sadece parametrelerin değişim aralığı için analiz yapmaktadır. Bu da analiz süresini kısaltmaktadır.

Number of intervals seçeneği ile de minimum ve maksimum parametre değerleri arasının kaç parçaya bölünüp analizlerin yapılacağı belirtilmektedir. Bu değer ne kadar büyük olursa analiz sonuçları da gerçeğe o kadar yaklaşacaktır.

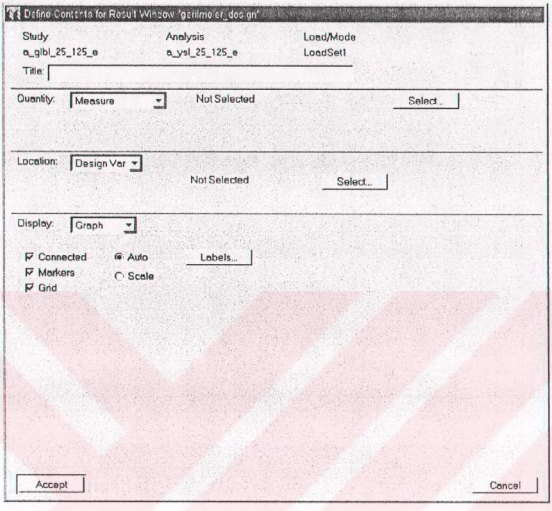
3.5. Model Şasi İçin Design Study'nin Hazırlanması

Model şasi üzerinde statik analizler yapıldıktan sonra parametre olarak tanımlanan boy değeri 1.5 metre ile 2.5 metre olacak şekilde design study de tanımlanmıştır. Design study'de statik analiz sonucu olarak, statik analiz sırasında tanımlanan a_yps_22_125 dosyası kullanılmıştır.

Boy olan parametre değeri ise 1.5 m ile 2.5 m değerleri arasında ve number of intervals değeri ise 10 olarak alınmıştır.

Design study'in oluşturulmasından sonra ana menüde bulunan run seçeneği ile design study çalıştırılır. Analizin bitmesinden sonra sonuçların görülebilmesi için ana menüde bulunan result seçeneğinden sonuç dosyasının hazırlanması gerekmektedir.

Bu seçenek seçildiğinde analiz dosyasının hazırlanan dosyaya benzer bir sonuç dosyası hazırlanmaktadır (Şekil 3.16.) Ancak burada farklı olarak quantity kısmında tanımlanan tepki değerlerinin parametreye göre değişimi incelenebilmektedir.



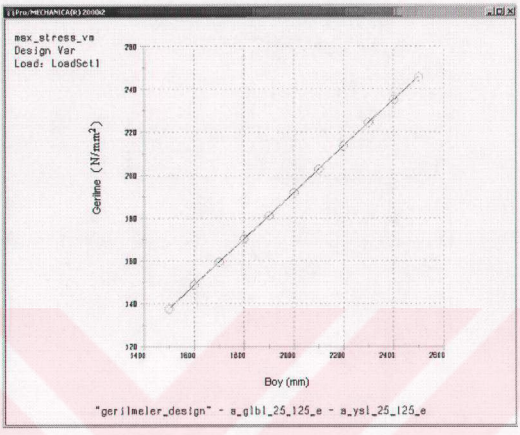
Şekil 3.16. Mevcut şasi modeli için design study'nin tanımlanması

Quantitiy seçeneğinden parametre veya parametrelerin değişimine göre değişiminin görülmesinin istendiği tepkiler seçilir.

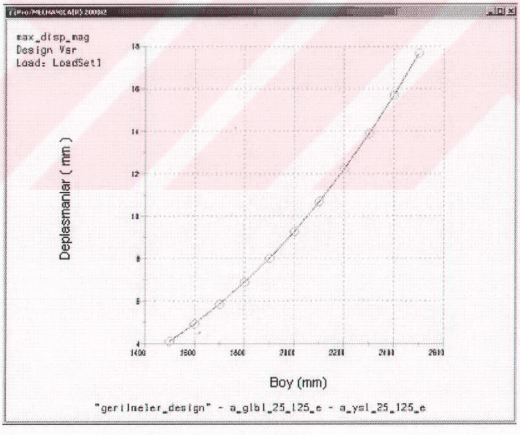
Location kısmında ise parametre veya parametreler seçilir.

Display kısmında ise graph seçilere değişimin grafiği görülebilir.

Model şasi üzerine boy parametresinin 1.5 metreden 2.5 metreye kadar olan değişiminde Von Mises kriterine göre gerilmelerin ve deplasmanların değişimi incelenmiştir (Şekil 3.17.,3.18.).

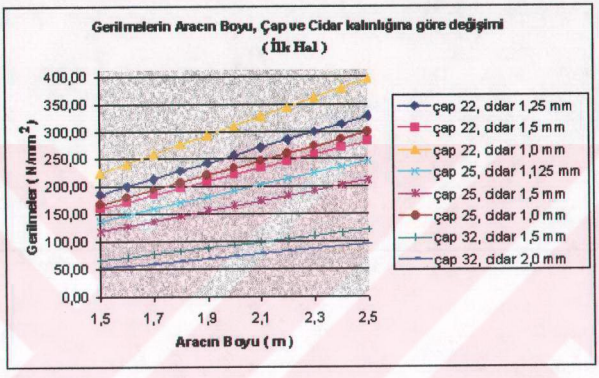


Şekil 3.17. Şasinin boyunun değişimi ile gerilmelerin değişimi

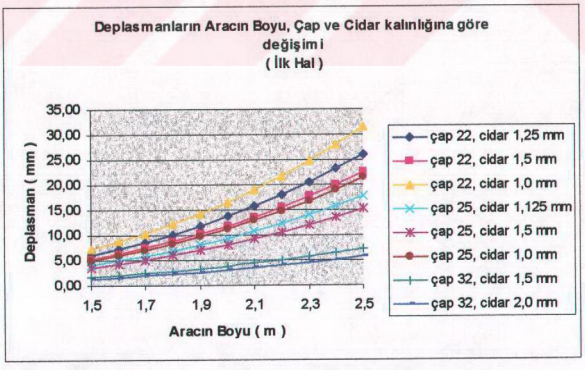


Şekil 3.18. Şasinin boyunun değişimi ile deplasmanların değişimi

Bundan sonraki diğer parametrik çalışmalarda, araçta kullanılan boru profilleri değiştirilerek aynı işlemler tekrarlanmıştır. Çalışmalar da boru profilinin çapı 22, 25 ve 32 mm olarak et kalınlığı ise 1, 1.25, 1.5, ve 2 mm olarak kullanılmıştır. Her bir boru çapı ve et kalınlığı için bu analizler tekrarlanmıştır. Sonuç olarak her bir boru çapı ve cidar kalınlığı için gerilmeler ve deplasmanlar bulunmuştur. Bu sonuçlar ortak bir grafikte topladığı zaman Şekil 3.19.ve Şekil 3.20'de görülen grafikler ortaya çıkmıştır.



Şekil 3.19. Gerilmelerin aracın boyu, çap ve cidar kalınlığına göre değişimi

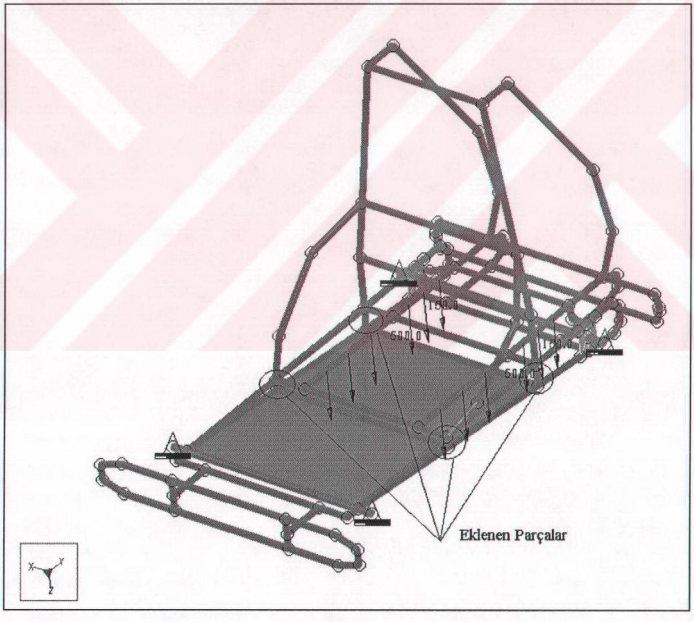


Şekil 3.20. Deplasmanların aracın boyu, çap ve cidar kalınlığına göre değişimi

Grafiklerden görüldüğü üzere aracın boyu arttıkça gerilmelerde ve deplasmanlarda artma meydana gelmekte, çap ve cidar kalınlığı arttıkça gerilmelerde ve deplasmanlarda meydana gelen artış azalmaktadır.

3.6. Model Şasinin Modifikasyonu ve Model Şasinin Analizi

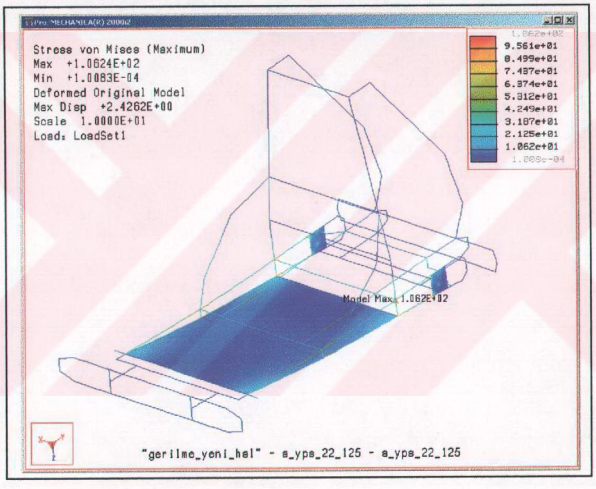
Mevcut model şasi üzerinde analizler yapıldıktan sonra bir sonraki adım olarak model şasi dizaynı üzerinde modifikasyon yapılmıştır. Buradaki amaç yapılan modifikasyon ile, yükleme ve sabitlemeler sonucundan meydana gelen gerilme ve deplasmanların bu modifikasyon sonucunda ne ölçüde değişeceğidir. Bunun için mevcut şasi üzerine Şekil 3.21.'de görülen profiller eklenmiştir.



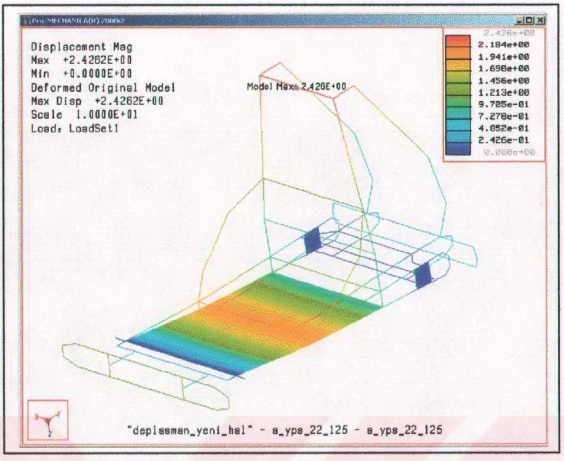
Şekil 3.21. Mevcut şasi üzerine eklenen profiller

Bu ekleme işlemi, ana menüde bulunan element seçeneğinden beam'in seçilmesiyle yapılır. Eklenen profiller beam eleman olarak bu menüden eklenebilir. Bu işlem için point seçeneği kullanılarak profillerin başlangıç ve bitiş noktaları arasındaki noktalar işaretlenerek beam elemanlar oluşturulur. Beam elemanların oluşturulmasından sonra Bölüm 2'de bahsedildiği gibi bu beam elemanları malzemesinin, geometrisinin ve yönlendirmesinin (orientation) yapılması gerekmektedir.

Bu modifikasyondan sonra mevcut model üzerine uygulanan analizler bu yeni model üzerine de uygulanmıştır. Bu analizler sonucunda model üzerinde maksimum gerilme ve deplasmanların oluştuğu bölgeler değişmiştir. Bu yeni gerilme ve deplasman bölgeleri Şekil 3.22. ve 3.23'da gösterilmiştir.

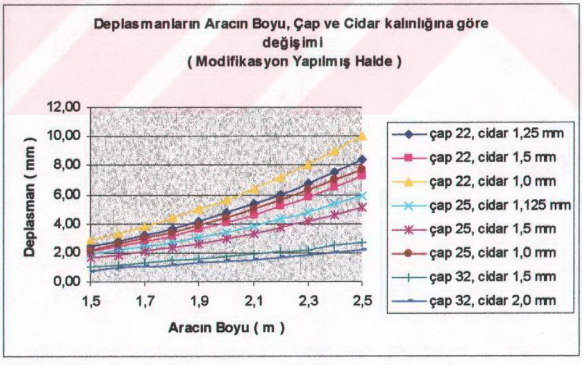


Şekil 3.22. Modifikasyon sonucunda maksimum gerilmelerin oluştuğu bölge

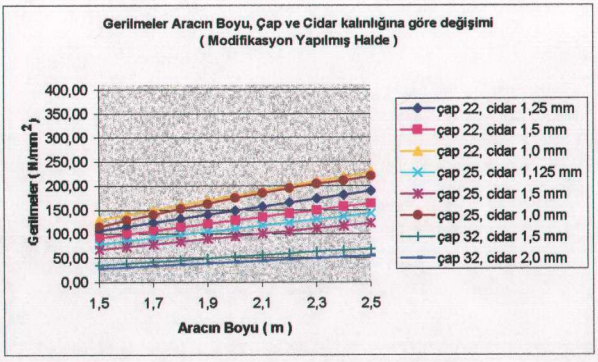


Şekil 3.23. Modifikasyon sonucunda maksimum deplasmanın oluştuğu bölge

Bu analizlerden sonra mevcut model için yapılan bütün analizler bu yeni model içinde yapılmıştır. Bunun neticesinde yeni modelin boy, kullanılan profil ve profilin cidar kalınlığının değişimine göre modelde oluşan gerilme ve deplasmanların değişimi Şekil 3.24 ve 3.25'de gösterilmiştir.



Şekil 3.24 Modifikasyon yapılmış model şasi üzerindeki deplasmanların aracın boyu, çap ve cidar kalınlığına göre değişimi



Şekil 3.25. Modifikasyon yapılmış model şasi üzerindeki gerilmelerin aracın boyu, çap ve cidar kalınlığına göre değişimi

3.7. Sonuçlar

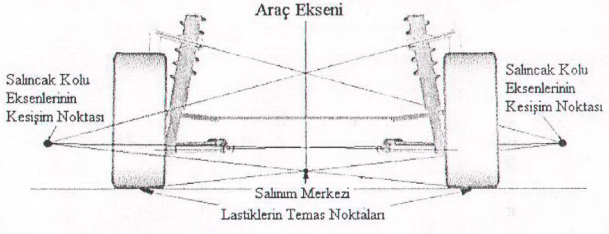
Mevcut şaside, 2.5 m boy, 22 mm çap ve 1 mm et kalınlığındaki profillerden oluşan araçta, gerilmenin değeri 400 N/mm^2 ve deplasmanın 30 mm'ye ulaşmasına karşılık modifikasyon yapılmış modelde, aynı profillerden oluşan modelde bu değerlerin 200 N/mm^2 ve 10 mm civarında olduğu görülmektedir. Modifikasyon sonucunda, gerilmeler ve deplasmanlarda şasi boyu ve profil ebatlarındaki değişimlere göre, mevcut şasiye nazaran daha düşük bir debiyle artış gösterdiği ortaya çıkmaktadır.

Somut sonuç olarak araç şasisi üzerinde modifikasyon sonucunda ortaya çıkan deplasmanların ve gerilmelerin yeri daha uygun yerlere kaydırılmıştır ve değerleri %0,5'lik bir ağırlık artmasıyla çap ve cidar kalınlığına bağlı olarak %50 ye varan düşüşler sağlanmaktadır. Bu profillerin ağırlığının ve maliyetinin toplam araç maliyetine ve ağırlığına oranlandığında aracın şasisine kazandırmış olduğu mukavemetin yanında yok denecek kadar az bir etkisi olduğu da görülmektedir. Ayrıca CAD/CAM/CAE sisteminin tasarımda verimliliği ortaya konulmuştur.

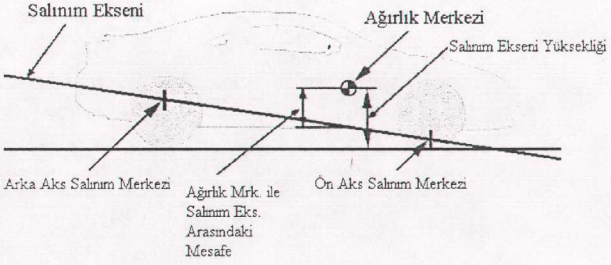
BÖLÜM 4. ÖN TAKIM PARAMETRELERİ

4.1. Araca Etkiyen Kuvvetlerin Tanımlanması

Araç ön takım geometrilerinin incelenmesine geçilmeden önce araç üzerine etkiyen kuvvetlerin ve kuvvetlerden dolayı oluşan ağırlık transferinin incelenmesi gerekmektedir. Aracın tekerlekleri üzerinde, aracın üzerinde bulunan aksamlardan dolayı bir kuvvet oluşmaktadır. Tekerleklerdeki bu kuvvet ile tekerleklerin yol tutuşu arasında bir bağıntı vardır. Bu kuvvetin artışı ile tekerleklerin yol tutuşu artmakta, azalmasıyla da tekerleklerin yol tutuşu azalmakta ve tekerlekler kayma eğilimi içine girmektedir. Araç üzerindeki tekerlerde aracın ağırlığı eşit olarak dağılmamaktadır. Burada en önemli etken aracın ağırlığının bir noktaya indirgendiği ağırlık merkezinin pozisyonudur. Ağırlık merkezi hangi bölgede ise o bölgedeki tekerlekler üzerinde diğer bölgeye nazaran daha fazla bir kuvvet oluşacak, bu da o bölgedeki tekerleklerin daha iyi yol tutmasına yol açacaktır. Ağırlık merkezinin ve tekerleklere gelen yükün hesaplanması ile aracın durağan haldeki yol tutuşu hesaplanabilir. Ancak araç hareket halindeyken tekerleklere gelen kuvvetler her zaman aynı kalmamaktadır. Araca etkiyen frenleme, ivmelenme ve viraj kuvvetleri gibi etkenlerden dolayı tekerleklere gelen kuvvetlerde değişim meydana gelmektedir. Buna ağırlık transferi denmektedir (Şekil 4.1.). [6]

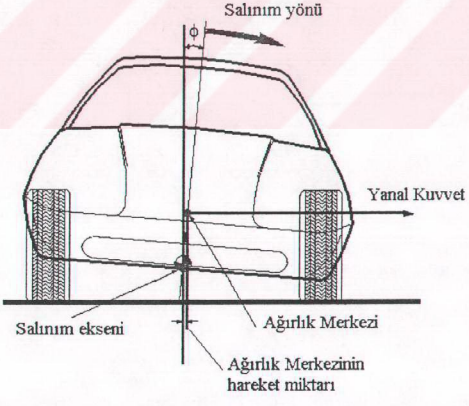


Şekil 4.1. Süspansiyon sistemine göre salınım merkezinin bulunması



Şekil 4.2. Salınım merkezlerine göre salınım ekseninin bulunması

Ağırlık transferinin yarattığı etkiden dolayı tekerleklerde kuvvet artışı ya da azalması meydana gelir ve bu sebeple tekerleklerin yol tutuşu seyir halindeyken sürekli olarak değişir. Bir tekerde meydana gelen kuvvet artışı diğer tekerde kuvvet azalmasına sebep olmaktadır. Bu nedenden dolayı araçlarda ağırlık transferi istenmeyen bir durum olmakla beraber önüne geçilemeyen bir durumdur. Yapılabilecek şey, ağırlık transferinin mümkün olduğu kadar en az seviyede tutulmasıdır (Şekil 4.2.). Buda denklem (4.1)'deki ϕ açısının mümkün olduğu kadar düşük olmasıyla sağlanır



Şekil 4.3. Yanal kuvvetlerden oluşan ağırlık transferi

Şekil 4.3'deki ϕ açısının hesabı;

$$\phi = \frac{Wa(h_{CG} - h_a)}{K_{\phi f} + K_{\phi r} - W(h_{CG} - h_a)} \tag{4.1}$$

Wa : Aracın ağırlığı

h_{CG} :Ağırlık merkezinin yüksekliği

h_a :Ağırlık merkezi ile salınım ekseni arasındaki mesafe,

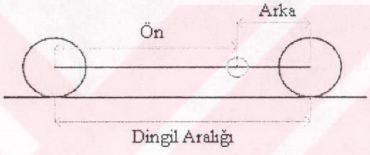
$K\phi_f$:Ön takımın rijitliği

$K\phi_r$:Arka takımın rijitliği

Ağırlık transferinde etkiyen faktörler şu şekilde sıralanabilir. Ağırlık merkezinin konumu, aracın salınım yaptığı eksen olarak tanımlanabilecek olan salınım ekseninin (roll center) yüksekliği ve araçta kullanılan süspansiyon sisteminin özellikleridir. Genel olarak süspansiyon sistemleri standart hale geldiklerinden dolayı bu konu üzerinde fazla durulmayacaktır. Ancak süspansiyon sisteminin özelliği, aracın yerden yüksekliğini ayarlayarak, salınım ekseni ile ağırlık merkezinin birbirine olan konumlarında ayarlama yapmasıdır. Yumuşak ve uzun yay kullanarak aracın yerden yüksekliğinin artması, araca yol şartlarından gelen kuvvetleri absorbe etmesinde yardımcı olmakta ve aracın konforunu arttırmakla beraber, salınım ekseni ve ağırlık merkezini yükselterek ağırlık transferinin artmasına sebep olmaktadır. Buda aracın yol tutuşunu düşürmektedir. Sert ve kısa yayların kullanımı ise aracın ağırlık merkezi ve salınım eksenini zemine yaklaştırmakta ve ağırlık transferini azaltmakla beraber araca yol şartlarından dolayı oluşan kuvvetleri yansıtmaktadır. Bu nedenle kullanılacak süspansiyon sistemine karar verilmeden önce ağırlık merkezi ve salınım ekseninin konumlarının saptanması büyük önem taşımaktadır.

4.2. Ağırlık Merkezi

Ağırlık merkezi genel olarak aracı oluşturan ekipmanlarının ağırlıklarının bir noktaya indirgenmiş halidir. Bu noktanın konumu genel olarak aracın her bir bileşeninin ağırlık merkezlerinin hesaplanmasından sonra bu ağırlık merkezlerinin tek bir noktada toplanmasıyla hesaplanmaktadır. Günümüzde ağırlık merkezi hesaplanması araçları karmaşık geometriye sahip bir çok elemandan oluşmasından dolayı CAD programları ile kolaylık yapılabilmektedir. Özel durumlar hariç aracın ağırlık merkezinin, aracın orta ekseni üzerine olmasına çalışılır. Bundaki temel sebep, aracın her iki yanındaki tekerleklerde de eşit oranda kuvvet oluşmasını sağlamaktır. Ağırlık merkezi denklem (4.2) ve (4.3)'den bulunabilir (Şekil 4.4.). [13]

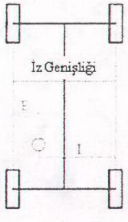


Şekil 4.4. Ağırlık merkezinin orta eksende olduğu durum

Ön Akstaki Ağırlık = Aracın Toplam Ağırlığı * (Arka / Dingil Aralığı) (4.2)

Arka Aktaki Ağırlık = Aracın Toplam Ağırlığı * (Ön / Dingil Aralığı) (4.3)

Bu durum aracın ağırlık merkezinin aracın orta ekseninden geçtiği durumlar içindir. Aracın ağırlık merkezi aracın orta ekseninden geçmediği durumlarda ise denklem (4.4), (4.5), (4.6), (4.7) uygulanmalıdır (Şekil 4.5.).



Şekil 4.5. Ağırlık merkezinin orta eksende olmadığı durum

Sol Ön Teker Yükü = Aracın Toplam Ağırlığı * (I / İz Genişliği)*
(R / İz Genişliği) (4.4)

Sağ Ön Teker Yükü = Aracın Toplam Ağırlığı * (E / İz Genişliği) *
(R / İz Genişliği) (4.5)

Sol Arka Teker Yükü = Aracın Toplam Ağırlığı * (I / İz Genişliği) *
(F / İz Genişliği) (4.6)

Sağ Arka Teker Yükü = Aracın Toplam Ağırlığı * (E / İz Genişliği) *
(F / İz Genişliği) (4.7)

Ağırlık merkezinin bulunmasından sonra aracın salınım merkezinin de tespit edilmesi gerekmektedir. Salınım merkezi araç gövdesinin ağırlık merkezine etkiyen kuvvetler sonucunda herhangi bir yanda doğru yatma eğilimindeyken, yatma eğilimine merkez teşkil eden eksendir. Bu salınım ekseni aracın süspansiyon sisteminin özelliklerine ve araca etkiyen kuvvetlerin sonucunda süspansiyon sisteminin bu kuvvetlere verdiği tepkilere bağlı olarak değişmektedir.

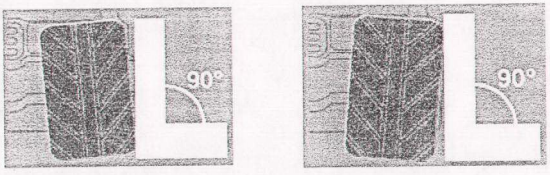
4.3. Araç Ön Takım Geometrisinin Tanımlanması

Burada önemli olan aracın tekerleklerinin zemin ile en iyi şekilde temas etmesi ve lastik yüzeyinin her durumda zemin ile mümkün olduğu kadar çok temas etmesidir.

4.3.1. Camber Açısı

Camber açısı aracın tekerleklerinin düşey eksen ile yapmış olduğu açı olarak tanımlanabilir.

Camber açısı, tekerleklerin araca doğru baktığı durumlarda negatif camber, tersi durumlarda ise pozitif camber olarak adlandırılır (Şekil 4.6.).



Şekil 4.6. Pozitif ve negatif Camber açısı

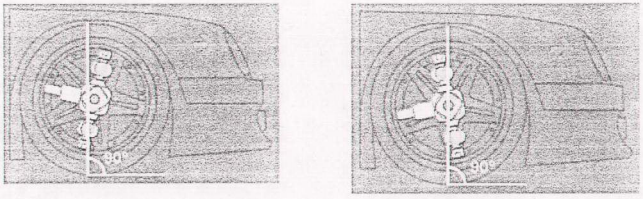
Genel olarak pozitif camber açısı kullanılmaz, yük taşıyan eski araçlarda, fazla yükleme dolayısıyla aracın yere yaklaşmasından ve tekerleklerin içeri doğru hareket etmesinden dolayı pozitif camber açısı kullanılarak yükleme durumunda tekerleklerin yol ile temas yüzeylerinin arttırılması sağlanmıştır. Ancak günümüz araçlarında kullanılan süspansiyon sistemleri ile bu sorun giderilmiştir ve büyük orada negatif camber açısı uygulanmaktadır. Buradaki temel sebep; aracın viraja girmesi esnasında, tekerleklerin yol ile temas yüzeyinin azalmasını önlemektir. Eğer araç üzerinde camber açısı uygulanmaz ise viraja girildiğinde lastiklerin dış ve yanal yüzü yolu tutacaktır. Bu da bilindiği üzere lastik temas yüzeyini azaltacak ve aracın yol tutuşu azalacaktır. Ayrıca lastiklerde düzensiz aşınmalara sebep olarak lastik ömrünü de kısaltacaktır.

4.3.2. Caster Açısı

Caster açısı direksiyon ile lastikleri birbirine bağlayan sistemin düşey ile yaptığı açı olarak tanımlanabilir. Bu açı aracın ön tarafına doru ise negatif caster, arka tarafına doğru ise pozitif caster adını alır.

Negatif caster kullanılmamaktadır. Pozitif caster açısı kullanıldığında, açının büyüklüğüne göre direksiyon çevrildiğinde, çevrilen yönde bulunan tekerlek zemine doğru hareket edecek, direksiyonun çevrildiği yönün tersinde bulunan tekerlek de

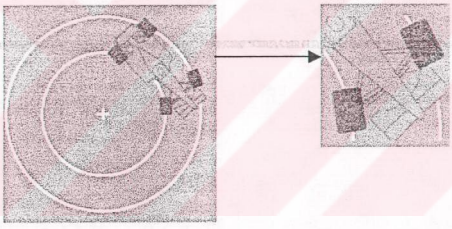
yukarı doğru hareket edecektir. Bu açı dönüş sonrası direksiyonun toparlanması amacıyla kullanılmaktadır (Şekil 4.7.).



Şekil 4.7. Pozitif ve negatif Caster açısı

4.3.3. Ackerman Etkisi

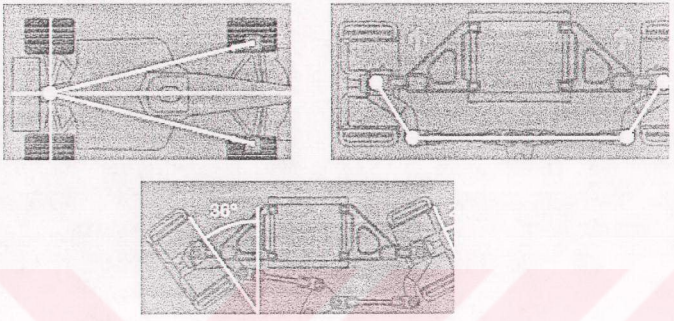
Ackerman aracın ön tekerleklerinin dönüş sırasında sahip oldukları farklı dönüş açıları olarak tanımlanır (Şekil 4.8.).



Şekil 4.8. Ackerman etkisi

Araçlar viraja girdiklerinde tekerleklerin iz genişliğinden dolayı, tekerleklerin dönüş yarıçapları farklı olacaktır.

Bunun için direksiyon sisteminin viraj esnasında tekerlekleri farklı açılarda döndürmesi gerekmektedir. Bu işlem ackerman sistemiyle yapılabilir (Şekil 4.9.).

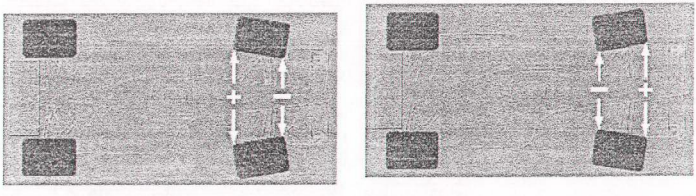


Şekil 4.9. Ackerman sistemi

Bu sayede tekerlekler farklı açılarda dönerek aracın dışarı doğru savrulması önlenir.

4.3.4. Toe Açısı

Toe açısı, araca üstten bakıldığında ön tekerlerin içe yada dışarı doğru yaptığı açıdır.. Lastiklerin içeri bakması durumuna toe-in, dışarı bakması durumuna ise toe-out denir (Şekil 4.10.).

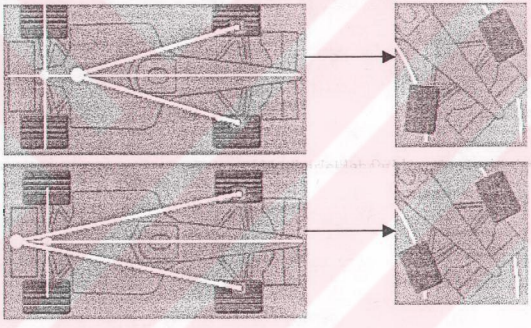


Şekil 4.10. Toe In ve Toe Out açıları

Öncelikle lastik aşınmasının ve güç kaybının minimum olması istendiği durumlarda toe açısının sıfır olması gerekmektedir. Ancak birazdan açıklanacak durumlarda araçlarda toe-in ve toe-out ayarlamaları gerekmektedir. Buradan anlaşılacağı toe açısı in veya out olarak ayarlansa bile araçta güç kaybına ve lastiklerin iç veya dış yüzeylerinde aşınmalara yol açmaktadır.

Toe-in ayarlamalarının kullanım sebebi olarak aracın düz yolda gidebilme özelliğinin arttırılmasıdır. Toe-in ile lastik eksenleri, aracın hareket yönünde kesişmektedir. Bu da aracın lastiklerinde karşı kuvvetler oluşturarak aracın düz gitme eğilimini arttırmaktadır. Ayrıca lastiklere dışarıdan gelen aracı döndürmeye çalışan kuvvetlerin etkisini de azaltır.

Toe-out ayarlamalarının kullanım sebebi olarak aracın viraj kabiliyetinin arttırılması olarak gösterilebilir (Şekil 4.11.).

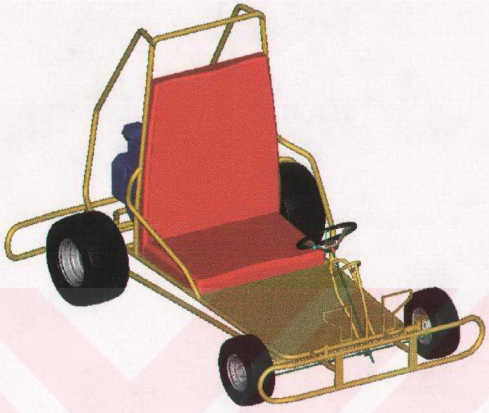


Şekil 4.11. Ackermanın Toe açısına etkisi

Toe-out ile lastik eksenleri aracın hareket yönünün gerisinde kesişmektedir. Bu, araçta her iki yönde de dönme eğilimi yapmaktadır. Bu durum genellikle istenmeyen bir durumdur. Ancak özellikle virajlı parkurların olduğu yarışlarda aracın keskin virajlara girebilmesi için uygulanmaktadır. [14]

4.4. Sonuçlar

Bu bölümde şasisi incelenen Çakal modeli Go-Kart aracı, Bölüm 4'de bahsi geçen ağırlık merkezi, salınım ekseni ve ön takım parametreleri açısından incelenmiştir. (Şekil 4.12)



Şekil 4.12. Şasisi incelenen Çakal modeli Go-Kart aracı

Araç inceleme alındığında Pro/Engineer proragmı ile bire bir modellenmiştir. Bu modellemede aracın hiçbir ön takım parametresine sahip olmadığı görülmüştür. Bundan sonra araç üzerinde yapılan sürüş denemelerinde aracın durağan halde iken direksiyonun çevrilip hareket ettirilmesi istendiğinde aracın hareket etmediği görülmüştür. Ayrıca hareket halinde iken de direksiyonun çevrilmesi durumunda araç ileri gitme eğilimi içine girmekte idi. Bu çalışmada araç modellendikten sonra aracın ağırlık merkezi Pro/Engineer programı ile bulunmuştur. Çıkan sonuçta aracın ağırlık merkezinin %70 oranında arka tarafta olduğu bulunmuştur. Yapılan araştırmalarda bu tür araçlarda ağırlık merkezinin %50 ila %60 oranında arka tarafta olması gerekmektedir. Bu oranı yakalayabilmek için aracın motoru ve sürücü koltuğu 15 cm ön tarafa doğru kaydırılarak ağırlık merkezi %58 oranında arka tarafta olacak şekilde ayarlanmıştır. Bundan sonra aracın virajlarda yol tutuşunu arttırmak için ön takım parametreleri eklenmiştir. Ön takımda da kullanılan teker bağlantı çatalları kesilerek yerlerine açılı olarak monte edilmiş yeni tip teker bağlantı çatalları takılmıştır. Bu montaj işlemi sırasında teker bağlantı çatalları, camber açısı 3°, caster açısı 8°, ackermann açısı 15°, toe açısı içe bakacak (in) şekilde 2°lik bir açıyla monte edilmiştir. Bu modifikasyonlar sonucunda araç direksiyonu çevrildiğinde harekete geçebilmişe, hareket halindeyken dönüş çapı %65 oranın düşürülmüştür.

BÖLÜM 5. SONUÇLAR

Yapılan çalışmada halen üretilmekte olan Off - Road tipi Go – Kart aracının şasisi ele alınmış, bilgisayar ortamında modellenmiş ve sistemin yüklü durumda iken statik analizlere tabi tutulmuş ve oluşan gerilme ve deplasmanlar bilgisayar ortamında incelenmiştir. Mevcut şasi modeli üzerinde, şasi boyu parametre olarak tanımlanarak, araçta kullanılan profillerin çapı ve cidar kalınlığı değiştirilerek meydana gelen gerilmelerde ve deplasmanlar meydana gelen değişim incelenmiştir. Mevcut şasi modeli üzerinde modifikasyon yapılarak aynı analizlere tabi tutularak ilk durumdaki analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Sonuçta mevcut şaside, şasi boyunun uzamasıyla beraber düşük çap ve cidar kalınlığına sahip profillerin kullanımı tehlikeli hale gelmektedir. Yapılan modifikasyon sonucunda düşük çap ve cidar kalınlığına sahip profillerinde şasi üzerinde kullanımına imkan tanınmıştır.

Bu çalışmada; bilgisayar modelinde ve çalışma şartlarının simüle edilmesinde yapılan değişikliklerin çok hızlı bir şekilde modele yansıtılabilmesi ve sonuçlara kısa sürede ulaşılabilme imkanı sunduğundan dolayı CAD/CAM/CAE yazılımlarının, hem mevcut bir sistemin incelenmesinde hem de mevcut sistemin geliştirilmesinde tasarımdan imalata, hatta çalışma simülasyonlarına kadar kullanılmasının sağladığı esneklik, hız ve kesinlik ortaya konulmaya çalışılmıştır. Sonuçlara kısa süre içerisinde ulaşabilme imkanı, sistemin maksimum verim elde edilecek şekilde optimizasyonu, araştırma geliştirme prosesini hızlandıracak ve üretim prosesinin çok daha verimli olarak çalışmasını sağlayacaktır.

KAYNAKLAR

[1] Sugar River Raceway, "What is Go-karting; a Brief History", http://www.gokartracing.com/start.html

[2] Poverty Motor Sports, "Karting Frequently Asked Questions", http://www.softcom.net/users/kartatck/FAQ.html

[3] AKKURT M., "Makine Elemanları", Cilt 3, Birsen Yayınevi, İstanbul, 1982

[4] AKKURT M., "Makine Elemanları", Cilt 2, Birsen Yayınevi, İstanbul, 1982

[5] ANLAŞ İ., "Şasi", Cilt 1, Milli Eğitim Basımevi, İstanbul, 1996

[6] Işık E., "Motorlu Taşıtlar", Sakarya DMMA Ders Notları,

[7] Monroe Shocks&Struts http://www.monroe.com/wheel_alignment.html

[8] İ. Murat EREKE, "Şasi ve Karoseri Tasarımı Lisans Ders Notları", Kasım 1998

[9] Parametric Technology Corporation Pro/Engineer Fundamentals Release 18.0

[10] Parametric Technology Corporation Pro/Mechanica Using Structure with Pro/Engineer Release 20.0

[11] Pro/Engineer Part Modeling User's Guide Release 20.0

[12] Roger Toogood , "Mechanica Structure Tutorial", SDC Publications

[13] H. ADAMS,Chasis Engineering,Berkley Publishing Group New York, 1993

[14] RCTEK, RcTek - Information & Resources for the Radio Controlled Model Car Racer, http://www.rctek.com

ÖZGEÇMİŞ

7 Ağustos 1976'da Adapazarı'nda doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Adapazarı'nda tamamladı. 1993'de Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümüne girdi. 1998 yılında aynı bölümden mezun oldu. Halen Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır. İngilizce dilini bilmektedir.

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ