

**BİLGİSAYAR DESTEKLİ
BİSİKLET TASARIMI VE ANALİZİ**

101008

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Korhan ÖZKALAY

503970063011

101008

101008

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 2 Haziran 2000
Tezi Savunulduğu Tarih : 20 Haziran 2000

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Teoman KURTAY

Diğer Jüri Üyeleri Prof. Dr. Alaeddin ARPACI

Yrd. Doç. Dr. Ekrem TÜFEKÇİ

20.07.2000

HAZİRAN 2000

ÖNSÖZ

Bu çalışma dahilinde temel bisiklet tasarımına ait parametrelerin belirlenmesi, bu parametreler ışığında yeni bir yapının oluşturulması hakkında bilgi verilmektedir. Ek olarak, oluşturulan yapı ile klasik bir bisiklet çerçevesinin kıyaslamalı analizleri gerçekleştirilerek elde edilen sonuçlar ve ileriye yönelik hedefler belirtilmektedir. Çalışma dahilindeki tüm model ve analizler bilgisayar destekli olarak gerçekleştirilmiştir. Tüm çalışma boyunca desteğini esirgemeyen tez danışmanım Prof. Dr. Teoman KURTAY'a, bana gerekli ortamı hazırlayan ve destek olan Momentum İleri Teknoloji A.Ş. çalışanlarına ve Burçin SÖĞÜT'e teşekkürü bir borç bilirim.

Haziran 2000

Korhan ÖZKALAY

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	vii
ÖZET	viii
SUMMARY	ix
1. GİRİŞ	1
1.1. Giriş ve Çalışmanın Amacı	1
2. TASARIMIN BELİRLENMESİ	3
2.1. Bisikletin Kavramsal Tasarımı	3
2.2. U.C.I Kurallarının Tanımlanması	3
2.3. Ana Fonksiyonlar ve Uyum	4
2.4. Uygun Bisiklet Geometrisi	5
2.5. Uygun Geometriyi Belirleyen Temel Değişkenler	8
2.5.1. Krank Uzunluğu	9
2.5.2. Sele Açısı	10
2.5.3. Sele Konumu ve Önemi	10
3. TEMEL TASARIM	14
3.1. Giriş	14
3.2. Temel Hesaplamalar	14
3.3 Sürücünün Bisiklet İle Uyum	18
4. BİSİKLET DİNAMİĞİ	24
4.1 Giriş	24
4.2 Geometri Etkisi	24
4.3 Hareket Halindeki Bisiklet	27
4.4 Yönlendirme Momentleri	29

4.5 Yan Yatış Momentleri	32
4.6 Hareket Denklemleri	33
5. MODEL ANALİZİ	34
5.1 Gövde ve Kuvvet İlişkisi	34
5.2 Sonlu Eleman Modeli	36
5.2.1 Klasik Bisiklet Modeli	37
5.2.2 Kompozit Bisiklet Modeli	38
6. ANALİZ SONUÇLARI ve YORUMLARI	45
6.1 Analiz Sonuçları	45
7. SONUÇ	52
KAYNAKLAR	53
EKLER	54
ÖZGEÇMİŞ	65

TABLO LİSTESİ

	Sayfa no
Tablo 2.1. Anatomik Uzunluklar	7
Tablo 3.1. 175cm İçin Anatomik Uzunluklar	15
Tablo 3.2. Çerçeve Yüksekliğine Ait Modeller	15
Tablo 3.3. Farklı Üreticilere Göre Geometrik Değerler	16
Tablo 3.4. Krank Uzunluğuna Bağlı Modeller	17
Tablo 3.5. Sele Yüksekliğine Ait Modeller	18
Tablo 3.6. 175cm İçin Uygun Geometri Değerleri	19
Tablo 5.1. Klasik Model İçin Kesit Özellikleri	37
Tablo 5.2. Kompozit Malzemenin Tipik Özellikleri	39
Tablo 6.1 Analiz Sonuçları	51

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa no	
Şekil 2.1.	U.C.I Şartnamesinde Tanımlanan Ölçüler	4
Şekil 2.2.	Anatomik Uzunluklar	8
Şekil 2.3.	Temel Komponentler	11
Şekil 3.1.	175cm İçin Uygun Geometri Taslağı	19
Şekil 3.2.	Sabit Krank Uzunluğunda Değişime Ait Grafik	21
Şekil 3.3.	Detaylı Görünüm	21
Şekil 3.4.	Monoblok ve Boru Gövde Geometrisi	22
Şekil 3.5.	Yeni Çerçeve ve Komponentleri	23
Şekil 4.1.	Denklemlerde Kullanılan Değişkenler	25
Şekil 4.2.	Yönlendirme ve Yan Yatış Açıları	26
Şekil 4.3.	Hız, Kuvvet ve Yarıçap Bileşenleri	28
Şekil 5.1.	Bisiklet Elemanları	34
Şekil 5.2.	Alt Tüpte Moment Yaratan Kuvvetler	35
Şekil 5.3.	Krank Uzunluğu	36
Şekil 5.4.	Boru Modeli Klasik Bisiklet	37
Şekil 5.5.	Klasik Bisiklet Sonlu Eleman Modeli	38
Şekil 5.6.	Kompozit Malzemenin Ardarda Dizilimi	42
Şekil 5.7.	Kompozit Malzemenin Dengeli/Simetrik Dağılımı	42
Şekil 5.8.	Sonlu Eleman Modeli İzometrik Görünüm	44
Şekil 6.1.	Klasik Bisiklet Modedi Analiz Sonuçları	45
Şekil 6.2.	Tabakalar İçin Zarflar	46
Şekil 6.3.	(0°) Tabaka İçin Gerilme Durumu	47
Şekil 6.4.	(30°) Tabaka İçin Gerilme Durumları	48
Şekil 6.5.	(-30°) Tabaka İçin Gerilme Durumu	50
Şekil C.1	İzotropik Malzeme Tanımlanması	59
Şekil C.2	Kompozit Tabaka Oluşturulması	60
Şekil C.3	Hacim Oranının Belirlenmesi	60
Şekil C.4	Hesaplama Teorilerinin Belirlenmesi	61
Şekil C.5	Laminat Tanımlama Komutu	61
Şekil C.6	Tabaka Açısı ve Kalınlığının Belirlenmesi	62
Şekil C.7	İstifleme Geometrisinin Belirlenmesi	62
Şekil C.8	Kırılma Hipotezinin Belirlenmesi	63
Şekil C.9	Laminatın Görüntülenmesi	63
Şekil C.10	Laminatın Depolanması	64

SEMBOL LİSTESİ

a	: Tekerlek merkezleri arası mesafe
b	: Omuz ekleminden avuç ortasına kadar olan mesafe, Kütle merkezi ile arka tekerlek merkezi arası mesafe
A_{ij}, B_{ij}, D_{ij}	: Kompozit malzeme için katılık matrisleri
B	: Üst tüp uzunluğu
C	: Üst bacak uzunluğu, Sele tüpü açısı
E	: Üst gövdenin en alt noktası ile yer arası mesafe (Inseam)
E₁, E₂	: Young modülü
F, F_{cm}	: Hareket halindeki bisikletin karşılaştığı reaksiyon kuvvetleri
g	: Gövde yüksekliği
G	: Zincir desteği uzunluğu
G₁₂	: Kayma modülü
h	: Kütle merkezinin yerden yüksekliği
H	: Çerçeve yüksekliği
H_s	: Sele yüksekliği
I_w, I_r, I_s	: Farklı eksenlere göre atalet momentleri
J	: Alt bacak uzunluğu
k	: Ön çatal ofseti
K	: Yerden baş üstüne kadar olan mesafe
K_h	: Ön tüp uzunluğu
m	: Kütle değeri
O	: Üst bacağın kalçaya bağlandığı nokta ile yere arası mesafe(Outseam)
r	: Tekerlek yarıçapı
R_f, R_r, R_{c.m}	: Eğrilik yarıçapları
T	: Trail vektörü
v, v_f, v_r	: Hız değişkenleri
x_B, y_B	: Ön tekerleğin temas noktası koordinatları
φ	: Ön tüp açısı, Yönlendirme ekseni açısı
θ	: Yan yatış açısı
α	: Yönlendirme açısı
η	: Referans dönme açısı
τ	: Yönlendirme ve yan yatış momentleri

ÖZET

BİLGİSAYAR DESTEKLİ BİSİKLET TASARIMI

Korhan OZKALAY

Bu çalışma temel bisiklet tasarımına ait parametrelerin belirlenmesi, bu parametreler ışığında yeni bir yapının oluşturulması, belirlenen yükleme koşulları altında gerekli analizlerinin gerçekleştirilmesi hakkında bilgi verilmektedir. Yapının temel geometrisini belirlemek için pek çok yol bulunmakla birlikte önemli olan en verimli yolu takip etmektir. Bisiklet, herşeyden önce sürücü ile tam bir uyum içerisinde olması gerektiğinden geometrinin oluşum aşamalarında anatomik ölçüler önemli bir kaynak teşkil etmektedir. Geometri temel hatları ile belirlendikten sonra en uygun ölçülere getirebilmek amacı ile bisiklet ve sürücüyü bir araya getiren mekanizmalar bilgisayar ortamında kurulmuş, bu sayede mümkün olan en iyi değerlere ulaşılmaya çalışılmıştır. Ancak bu aşamalardan sonra malzeme seçimine geçilmesi uygundur.

Çalışma dahilinde karbon fiber takviyeli karma malzeme tercih edilmiş, gerekli sonlu eleman modelleri I-DEAS isimli CAD/CAM/CAE yazılımında oluşturularak gerçekleştirilmiştir. Modellere ait sınır şartları ve yükleme değerleri gibi önemli noktalar daha önceden konu ile ilgili yapılmış çalışmalardan hareket ederek belirlenmiştir. Sadece kompozit bir yapının analizinin yeterli olmadığı düşünüldüğünden klasik,metal bir bisiklet çerçevesi için de analizler yapılarak kıyaslama imkanı sağlanmıştır. Elde edilen sonuçlar kompozit yapının metal bir yapıyla kıyaslandığında aynı dayanım değerlerine yaklaşabileceğini, yanısıra ağırlıktan da büyük oranda kazanç sağladığını göstermektedir. Elbette ki bu sonuçlara ulaşılması için kompozit malzemenin imalat şekli çok dikkatli belirlenmelidir.

SUMMARY

COMPUTER AIDED BICYCLE DESIGN

Korhan OZKALAY

This study is about determination of basic parameters of frame geometry and analysis under main loading conditions. As there are many different ways to define frame size, it is important to use the most effective one. Since frame should fit riders geometry the related anatomic measures of body should be used as inputs to determine the measures of frame. Following basic determination of frame geometry computer aided mechanisms including both rider and bicycle had been formed to find the optimum. Only after this step the right material can be chosen.

In this study composite material formed by strong, light carbon fibers was accepted to be suitable. Analysis was generated after a computer aided mesh generation.using I-DEAS CAD/CAM/CAE software. A common, steel tube frame was also analyzed in order to compare the results with composite frame. Results show that a composite body can be as strong as metal one. Besides it has the advantage of decreased weight. Of course it should never be forgotten that the only way to get those results manufacturing method of composite material should be determined carefully.

BÖLÜM 1 GİRİŞ

1.1 Giriş ve Çalışmanın Amacı

Leonardo da Vinci'nin 1400'lerde belirlediği temel bisiklet formu günümüze gelinceye kadar çok fazla değişim göstermemiştir. Bunun nedeni bisikletin hareketini açıklayan bilimsel prensiplerin tüm çağlarda kabul görmüş olmasıdır. Ne var ki modern bisiklet teknolojisi ile insanların beklentileri değişmiştir. Artık bisikletin daha hızlı, daha dayanıklı ve daha rahat olması istenmektedir.

Performans başlığı altında toplanan tüm bu özellikler bisiklet yapımını daha karmaşık hale getirmektedir. Performans, bisiklet parçaları ve temel gövde arasındaki ilişki ile doğrudan alakalıdır.

Bir bisiklet, kullanıcının ihtiyaçlarına ve kişisel tercihlerine cevap verebilmelidir.

Elbette ki bir bisikletin geliştirilme aşamasında tüm kararlar tasarımcının elinde değildir. Bu konuda pek çok otorite ve bu otoritelerin getirdiği standartlar vardır. Özellikle, bisiklet konusunda uluslararası bir birlik olan The Union Cycliste Internationale (U.C.I) tarafından getirilen şartnameler konu ile ilgili en önemli kaynaklardan kabul edilmektedir. Bu çalışma dahilinde de U.C.I 'ın şartnamesi dikkate alınmıştır.

Ahşap malzeme ile başlayan, uzun yıllar metal çubukların birleşimi gibi görünen bisikletler artık çok daha farklı geometrilerde, farklı bir malzeme ile imal edilir hale gelmiştir. Bu malzeme tipi kompozittir. Kompozit malzemeler ile ilk kez tanışan imalatçılar alışılmışın dışına çıkamadıkları için ilk modelleri de karbon elyaf tüplerden imal etmişlerdir. Ne var ki zamanla değişen geometriler bu çalışmada da kullanılan tipte bisikletlere gelinmesini sağlamıştır. Artık tüp yapıların yanısıra monoblok gövdeler de sıkça kullanılmaktadır.

Bu alışma en genel kapsamı ile monoblok gövdeye sahip bir bisiklet yapısına ulaşana kadar değerlendirilen temel tasarım parametrelerini aktarmak, bu parametreler ışığında tamamı ile yeni bir çerçeveyi oluşturarak klasik bir model ile karşılaştırmalı analizlerini gerçekleştirmek maksadı ile yapılmıştır. Malzeme ve yapıda gerçekleştirilen farklı seçimlerdeki amaç klasik bir yapıdan kurtulmanın yanısıra yeni malzeme ile ağırlıktan kazanım yapılabileceği gibi dayanımdan da ulaşılabilecek değerleri göstermektedir.



BÖLÜM 2 TASARIMIN BELİRLENMESİ

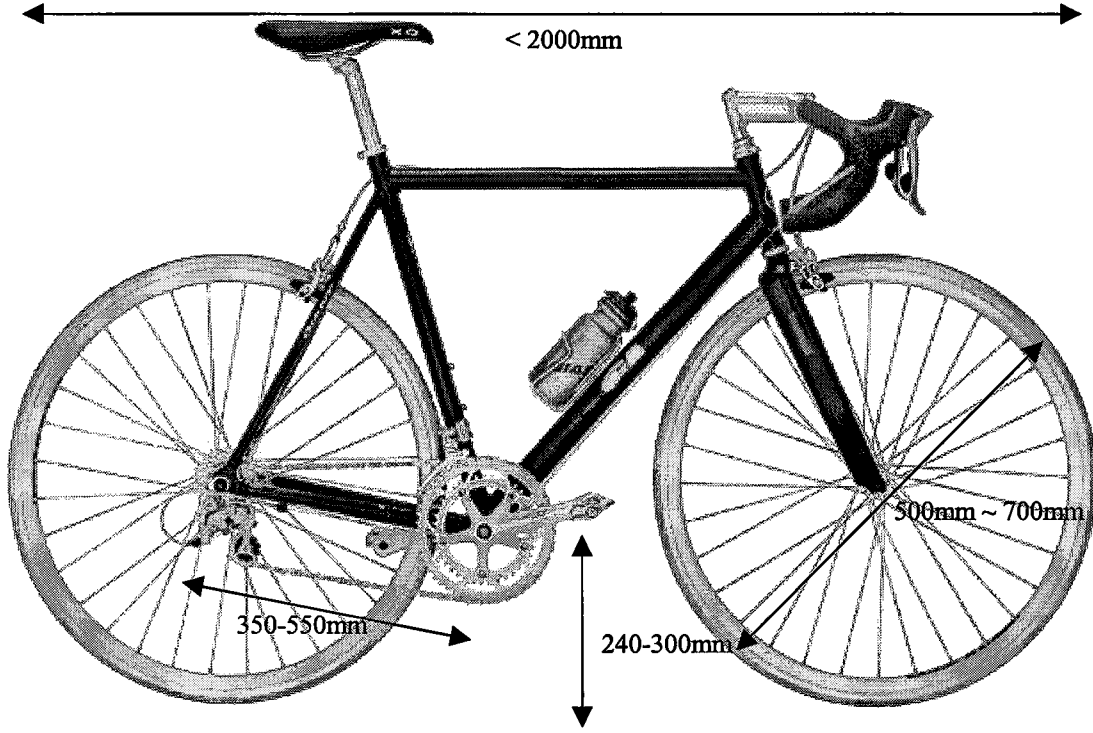
2.1 BİSİKLETİN KAVRAMSAL TASARIMI :

Yeni bisiklet gövdesinin kavramsal tasarımında pek çok faktörü göz önünde bulundurmak gerekir. Çalışma kapsamında belirlenen sınır şartları gerek U.C.I tarafından belirlenen kurallar gerekse bu tez çalışmasında öngörülen varsayımlardır. Çalışma hafif ama dayanıklı bir gövdeyi hedeflemekte, bu da tasarımı yönlendirecek sınır şartları arasında önemli bir yer tutmaktadır.

2.2 U.C.I KURALLARIN TANIMLANMASI :

U.C.I kuralları bir bisikletin kesin boyutsal sınırlamalara uyması gerektiğini öngörmektedir. Bu sınırlamalara uyabilmek için çalışma dahilinde U.C.I tarafından en son ilan edilen şartnameler[1] dikkate alınmıştır. Şartnameye bağlı kalarak, sürücüyü en uygun pozisyona getirecek, ergonomik bir yapı elde edilmeye çalışılmıştır. U.C.I tarafından ilan edilen şartnamede esaslar aşağıda verilmekle birlikte Şekil 2.1 de de gösterilmektedir.

- Alt braket eksen ve yer arasındaki mesafe en az 240mm, en çok 300mm olabilir.
- Alt braket ve ön tekerleğin merkezi arasındaki dikmelerin uzunluğu minimum 540 mm maksimum 750mm olabilir.
- Alt braket ve arka tekerleğin merkezi arasındaki dikmelerin uzunluğu minimum 350mm maksimum 550mm olabilir.
- Bisikletin tüm boyu 2000mm'den, genişliği ise 500mm'den fazla olamaz. Tandem bisikletlerde tüm boy maksimum 2700mm, genişlik ise 500mm'dir.
- Tekerlek çapları değişik olabilmekle birlikte 700mm'den fazla ya da 550mm'den az olamaz.



Şekil 2.1 U.C.I Şartnamesinde Tanımlanan Ölçüler

2.3 ANA FONKSİYONLAR ve UYUM :

Günümüz bisikletleri temel amaçlar açısından üç grupta incelenmektedir. Bunlar dağ, yol bisikletleri ve hibrid bisikletlerdir. Bu gruplarda seri üretimden çıkan bisikletler yanında kişisel üretimler de yer almaktadır.

Dağ bisikletlerinde amaçlanan, değişen zeminlerde iyi kararlılık sağlamak, kullanıcının ağırlığını tüm yapıya dağıtmaktır.

Yol ya da başka bir deyişle yarış bisikletlerinde geometri, kullanıcıyı aerodinamik bir pozisyonda tutacak, böylece rüzgar direncini azaltarak daha yüksek hız sağlayacak şekilde seçilir. Bu prensip çalışma dahilinde de temel alınmıştır. İlerlerideki bölümlerde de görüleceği üzere çalışma kapsamındaki bisiklette gidon seleden daha düşük seviyede tutularak kullanıcı uygun pozisyona getirilmektedir.

Hibrid bisikletler gündelik kullanım için üretilen, kullanıcının hem arazide hem de yolda rahatına yönelik bisikletlerdir. Ne var ki önceki tiplerin performansından çok

uzaktadır. Geometri kullanıcıyı dik pozisyonda tutacak, iyi görüş ve trafikte de iyi bir hakimiyet sağlayacak şekilde seçilir.

Tüm geometrilere hedeflenen kullanıcıların, verim, konfor ve kontrolü maksimize edecek şekilde yerleştirilmesidir. Aynı zamanda doğru geometriler belirli kas gruplarının yükleri eşit miktarda paylaşmasını sağlayacağından acı, gerginlik ve yaralanma riskini de azaltacaktır.

2.4 UYGUN BİSİKLET GEOMETRİSİ

Bir bisikletin sürücü ile uyumu pek çok insanın hala çözümleyemediği bir sorundur. Konuyla ilgili olarak pek çok grafiğe, tabloya, bilgisayar programlarına, ölçüm cihazlarına ve tecrübeye dayalı kurallara başvurulmaktadır. Esasen sorunun temelini konfor ve performans, hızlı ivmelenme ve kullanımdaki kararlılık, maksimum hız ve kullanım amacı arasındaki uzlaşmada aramak gerekir.

Daha önce de belirtildiği üzere vücut pozisyonu sürüşü ve pedallara ileten gücün ne kadar verimli olduğunu etkiler. Bu durumda vücudun nasıl yerleştirileceğine nasıl karar verilmelidir?

Bir önceki bölümde bahsedilen temel gruplardan hangisinde olunacağına karar vererek işe başlanmalıdır. Yapılacak çalışma dahilinde amaçlanan hafif bir yol bisikleti olduğundan seçim ikinci grup olacaktır. Bu tip bisikletlerde konfor diğerleri, en azından hibrid bisikletlerde olduğu kadar önemli değildir.

Uygun geometriyi belirlerken en önemli değerlerden birisi çerçeve yüksekliğidir. Bu değer pek çok araştırmacının farklı şekillerde geliştirdiği ampirik formüllerle olduğu kadar deneme yanılma yöntemiyle de belirlenebilmektedir.

60'lardan bu yana eğilim daha düz, daha aerodinamik bir pozisyon ve daha kompakt bir tasarım elde etmek yönündedir. Rijitliği arttırmak, ağırlığı azaltmak, daha düşük bir c_v elde edebilmek için uygun oturma pozisyonu, üst-tüp uzunluğu ve kullanım karakteristiklerine sahip en küçük çerçeve seçilmeye çalışılmaktadır.

Geliştirilen pek çok ampirik formülde ortak bir dil kullanılarak insan gövdesindeki önemli geometrik uzunluklarla uygun çerçeve yüksekliği arasında bağlantı

kurulmuştur. Bu formüllerdeki değişkenler ve bağlı oldukları geometrik uzunluklar Tablo 2.1 ve Şekil 2.2 de verilmektedir.

Günümüzde en genel kabul Hügi ölçüsü olarak bilinen ve Hinault'un kitaplarında[2] da yer verdiği $0.65 * E$ ölçüsüdür. Bu formülün tercih edilmesindeki sebep optimum çerçeve yüksekliğine ± 5 mm uzaklıkta olmasıdır. Ortalama $[E]$ gözönüne alındığında çerçeve ölçüsü $550\text{mm} \pm 5$ mm olarak kabul edilebilir.

Çerçeve yüksekliği (sele yüksekliği ile orantılı olarak) yukarıdaki basit formülle tesbit edilir. E 'yi oluşturan komponentlerin oranı C/J sele pozisyonunun ve sele tüpü açısının tesbit edilmesi için kullanılır. Sele yüksekliği ve sele tüpü açısı tesbit edildikten sonra konum değerlendirmesi yapılmalıdır. Bu değerlendirmede C/J ortalama değer olan 1.11 'den büyükse sele geriye çekilmeli ya da açı azaltılmalıdır. Fakat C/J oranı düşük bir değerde ise bu durumda ya sele ileri çekilmeli ya da açı arttırılmalıdır. J ölçülmesi kolay bir uzunluk olmasına rağmen, $[E]$ ölçülmesi zor, kişiye göre çok değişkenlik gösterebilen bir uzunluktur. Buna bağlı olarak C değerinde yapılacak hatalar problemleri de beraberinde getirecektir. Bu bilgiler ışığında daha basit ve daha az karmaşık modeller Hinault tarafından şu şekilde belirlenmiştir. Çerçeve yüksekliği alt bacak uzunluğu olan J ile belirlenebilir. J oransal olarak daha kısa olduğundan $542\text{mm} \pm 5$ mm 'lik bir yükseklik tavsiye edilebilecek olandır.

Çerçeve yüksekliği, doğru çerçevenin belirlenmesinde kullanılan tek kriter değildir. Her ne kadar çerçeve yüksekliği temelinde alt bacak uzunluğu ile belirlense de sele tüpünün açısı ve üst bacak uzunluğuna da bağlıdır. Üst gövde ve kol uzunluğuna bağlı olarak üst tüp uzunluğu üst gövdenin boyutlarını da yansıtır. Öyleyse bazı fiziksel sınırlamalar da çerçevenin ölçülerine etki etmektedir. Hatta pedal çevirme stili, ortam şartları, kas yapısı ve kullanım alanı gibi etkenlerin de göz önünde bulundurulması gerekebilir. Örneğin kapalı veledrom yarışları ve yol yarışlarında kullanılan bisikletlerde farklılıklar gözlenir. Aerodinamiğin daha önem kazandığı veledrom yarışlarında konfor göz ardı edilirken yol yarışlarında sürücüye daha rahat ve esnek bir üst gövde pozisyonu temin edilmek zorundadır. Esnek çalışma aralıkları daha basit çerçeveleri beraberinde getirecektir.

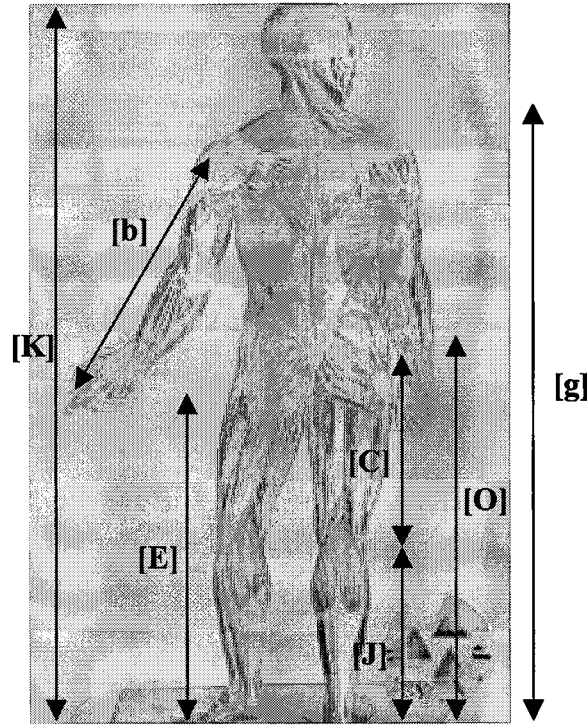
Tablo 2.1 Anatmik Uzunluklar

Yükseklik (K) :	Yerden baş üstüne kadar olan mesafenin ölçüsüdür.
Gövde Yüksekliği (g) :	Yerden gırtlığa, kemiklerin “v” şeklini aldığı noktaya kadar olan mesafedir.
Outseam (O) :	Üst bacağın kalçaya bağlandığı noktadan yere kadar olan mesafenin standart ölçüsüdür.
Inseam (E) :	Sürücünün üst gövdesinin en alt noktası ile yer arasındaki mesafenin ölçüsüdür.
Kol Uzunluğu (b) :	Omuz ekleminden avucun ortasına kadar olan mesafedir.
Üst Bacak (C) :	Dizden kalçaya kadar olan mesafenin ölçüsüdür.
Alt Bacak (J) :	Dizden yere kadar olan mesafenin ölçüsüdür.

Farklı imalatçılarda yapılar değişiklik gösterse de görülebilecek en büyük fark çerçeve yüksekliği açısından en fazla 20mm'dir. Amerikalı ve Asyalı imalatçılar toplumlarındaki üst-gövde uzunluğunun Avrupa'dan daha fazla olduğunu yansıtmak için daha uzun üst-tüplerle imalat yapmaktadır. Ön tüp uzunluğu konusunda da Amerikalı imalatçılar Avrupalılardan ayrılırlar. Amerikalı imalatçılar ortalama ön tüp uzunluğunu 100-110mm civarında tutmaya çalışır çünkü sele ne kadar geriye çekilirse ve üst gövde ne kadar sağlam bir yapıda olursa uygun olabilecek ön tüp uzunluğu da o denli uzun olmak zorundadır. Aksi taktirde ağırlık dengesi sağlanamaz.

Farklı üretici firmalara göre görülebilecek farklılıkların bazıları şu şekilde değerlendirilebilir :

- Merckx 'in formülü çok dik sele tüpü açısı ve kısa üst tüp sağlamaktadır. Tasarım uzun bacaklı sürücülere hitap etmektedir. Ayrıca kararlılığı arttırmak için daha uzun ön tüp kullanılır.



Şekil 2.2 Anatomik Uzunluklar

- Tom Ritchey uzun üst gövde mesafelerini önemle kullanırken, LeMond prensibinde çok esnek sele tüpü açıları ve uzun üst tüpler görülür.

Sonuçta tasarımcı genel olarak güç, kararlılık, ergonomi ve kullanıma göre uygun seçimi yapmalıdır.

2.5 UYGUN GEOMETRİYİ BELİRLEYEN TEMEL DEĞİŞKENLER :

Vücut bisiklete üç noktada temas eder; eller, sele ve ayaklar. Ayak, sele ve ellerin birbirine göre konumları konfor ve verimliliği etkiler. Konumlamayı belirleyen değişkenler şu şekildedir;

Krank uzunluğu, krank merkezinden veya alt braketten seleye kadar mesafe, sele açısı, sele tüpü açısı, selenin ötelemesi, seleden gidona olan mesafe, sele ile gidonun birbirlerine göre yükseklikleri ve gidon genişliği.

Tüm bu değişkenler tek tek gözden geçirilmelidir. Aşağıda tanımlanacak tüm değişkenler Şekil 2.3 de verilmektedir.

2.5.1. Krank uzunluğu :

Krank uzunluğu pedalın çizdiği dairenin çapını belirler. Daire büyüdükçe diz ve kasların hareketi artacak, daha esnek hareketler gerekecektir. Dizler ne kadar yukarı çekilirse geri bastırma kuvveti de o kadar zorlayıcı olacaktır. Bu nedenle kasların en verimli olacağı krank mesafesini hatta gerekirse uzun olmaksızın kısa olanı seçmekte fayda vardır.

Uygun uzunlukla ilgili pek çok farklı açıklama ve hesap mevcuttur. Bir görüşe göre uyluk kemiğinin üst noktasından yere kadar olan uzunluğun %18.5 'i krank uzunluğu için uygundur. Nitekim yapılan denemelerde de standart kranklar özel değişikliklerle test edildiğinde farkedilir verimlilik artışları olmuştur.

Tipik krank uzunlukları 170, 172.5, 175, 177.5 veya 180mm'dir. Standart kranklar yol için 170mm, dağ bisikletleri için de 175mm olarak tesbit edilmiştir. Çok uzun krankların diz bölgesinde yüksek gerilmelere ve buna bağlı kas rahatsızlıklarına sebep olduğunun kanıtlanmasından sonra optimum krank uzunluğu yaklaşımlarına gidilmiştir. 50 ve 60 'lı yıllarda 170mm kesin değer kabul edilirken günümüzde $170\text{mm} \pm 10\text{ mm}$ aralığı daha uygun bulunmaktadır. Kesin değere ise kullanıcının anatomisine göre karar verilebilmektedir.

1. Gonzalez ve Hull[3], yayınladıkları makalelerinde ortalama vücut ölçülerine sahip bir sürücü için maliyet fonksiyonunun global minimumunu 140mm olarak vermektedir. Ayrıca ortalama vücut ölçülerine bağlı olarak tanımladıkları bağıntı uzun boylu insanların uzun krank kollarında kısa insanlardan daha düşük ahenge sahip olduğunu söylemektedir.
2. Orantısal modeller konuya hareketin toplam açısı yönünden bakar. Bu birinci derece modeller $0.205 \cdot E$, $0.1 \cdot K$ veya Palm faktörü gibi formüllerden oluşmakla birlikte kesinlikle biomekanik ilgileri yoktur. Başka deyişle kas kullanımı, strok ya da en üst noktada dizde görülen gerilmeleri hesaba katmaz.
3. Uygun krank uzunluğu sürücünün verimini artırır. Ne var ki sürücüye düşen görevler de vardır. Sürücünün daimi ve düzgün bir dairesel hareketi üretebilecek yeteneğe sahip olması gerekmektedir. Krank uzunluğundaki 2.5 mm'lik bir artış uzuvların bir dönüşte katettiği mesafeyi 15.7 mm arttırmakta, ahenk

bozulmaktadır[4,5,6]. Aynı zamanda artan uzunluk kalça ve diz eklemlerinin geri basma etkisini azaltmakta, mekanik basıncı düşürmektedir. Marsh'ın[7] 1996'da yayınlanan "What Determines The Optimum Cadence" adlı makalesinde ortalama pedal kuvvetini azaltmanın yolunun ahenk ve kas arası ilişkiden geçtiği vurgulanmaktadır.

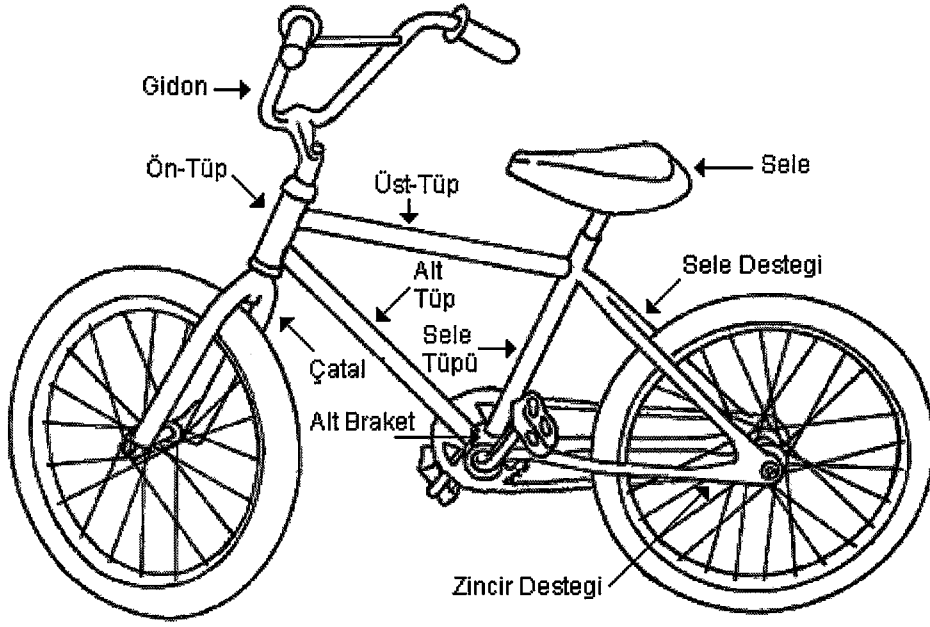
4. Uzun krank kolları ani hızlanmayı zorlaştırır. Bu da biomekanik verimin düşmesi anlamına gelir. Öyleyse krank uzunluğu sadece anatomik uzunluklara bağlanamaz. Krank uzunluğu kişisel, kondisyonel, kasa ve uygulamaya bağlı bir kombinasyonun değerlendirilmesi ile elde edilebilir.
5. Sele yüksekliği yüksek değil düşük strok (üst/alt bacak oranı) ile sınırlanır. Uzun kranklar düşük sele pozisyonları gerektirir. Diğer yanda üst bacağın katettiği mesafeyi azaltmak için seleyi yükseltmek gerekir. Bu noktada tasarım geometri ile sınırlandırılır.
6. UCI şartnamesinin 49 nolu bölümü mutlak limitleri yansıtmaktadır. İstendiğinde ekstra uzun kranklarla 300mm. alt braket yüksekliği kullanılabilir. Ne var ki bu şekilde verimsiz bir pedal açıklığı elde edilecektir.

2.5.2. Sele Açısı

Herşeyden önce kullanılan sele sürüş esnasında rahatsızlık vermeyecek nitelikte olmalıdır. Çoğu kullanıcı bu sorunu ortadan kaldırmak için seleye burun aşağı açı vermektedir. Bu da sürüş esnasında sürekli öne kaymaya neden olmaktadır. Kullanıcı bu ileri hareketi engellemek için gidondan güç alarak kendisini geri itmeye çalışmaktadır. Çözüm, selenin olabildiğince düz olması, buna karşılık geometrisinin ve malzemesinin rahatlık sağlayabilecek şekilde değiştirilmesidir. Hatta mümkünse bilinenin aksine burun kısmı biraz daha yukarıda olmalıdır. Bu işlem ani frenlerde kullanıcının sele üzerindeki kararlılığını arttıracaktır.

2.5.3. Sele Konumu ve Önemi

Sele yüksekliğini belirlemek için genel bir kabul yoktur. Ancak farklı kullanıcı profilleri için farklı öneriler ve imalatçılar tarafından kabul görmüş modeller bulunmaktadır. Gözlemlenen odur ki özellikle bisiklet sporcuları, pedalın en alt



Şekil 2.3 Temel Komponentler

seviyede olduğu durumda bacaklarının neredeyse düz bir çizgi olacağı sele yüksekliğini tercih etmektedir. Hibrid, dağ bisikleti ya da genel bir kapsamda gündelik kullanıcılar ise en alt seviyede ayakları yere paralel olacak yükseklikleri seçmektedir. Burada acil bir durumda yere kolay basabilmek fikrinin etkisi büyüktür.

Sele yüksekliğine bağlı modeller temelde pedal ile sele ya da alt braket ile sele arasındaki mesafeler esas alınarak belirlenir. Eğer krank uzunluğu belirlenmemiş ise braketten seleye mesafeyi belirlemek daha uygun olur. Kullanılan modeller, çerçeve yüksekliği için kullanılanlar gibi E(Inseam) ile orantılıdır. Ne var ki bu formüllerle bulunacak değerler bir başlangıç noktası sağlamaya yöneliktir. Elde edilecek değerler konum değerlendirmesi yapılırken, özellikle C/J oranına göre, değiştirilebilir. Başlangıç noktası, sürücünün pedala saat 6 pozisyonunda bastığı ve diz bölgesinde yaklaşık 30°'lik açı olduğu konumu temsil etmektedir.

Bisiklete uyum konusunda en önemli değişken olarak kabul edilen “fore-aft” pozisyonu temelde selenin pedallara ve krank merkezine göre konumudur. Tipik bir bisiklette sele krank merkezinin gerisindedir. Fore-aft pozisyonu, alt braket merkezi orijin olmak üzere selenin ordinat ve apsisi anlamına gelmekte, vücut ağırlığının yapıya dağılımını, bisikleti ne kadar verimli kullanacağınızı belirlemektedir.

İnsan vücudu dik olarak ayakta dururken kafa, eller, kalça ve ayaklar aynı çizgi üzerinde gibidir. Ne var ki insanoğlu diz ve kalçadan hafifçe çömelirse dağılımda değişiklik olur. Baş ve ellerin öne gidişi ile bozulan denge geriye kayan kalça ile dengelenir.

Üst gövde iki nedenden ötürü öne eğilmek zorundadır: güç aktarımı ve aerodinamik. Dik bir gövde ile verim düşük olacağı gibi sarfedilen eforun da büyük kısmı rüzgar direnci ile kaybedilecektir.

Üst gövdenin yere olabildiğince yatay bir konumda bulunması gövdenin bir kısmının geriye doğru ilerlemesini gerektirir. Bu ağırlık dağılımı ancak geriye kaydırılmış bir sele ile dengelenebilir. Yarışçıların bisikletlerinde sele daha geride ve gidona göre daha yukarıdadır. Böylece hem vücudun kalça kısmı çok geriye kaymamış hem de üst gövde yere oldukça yatay bir konuma gelmiş olur. Aynı prensiple bu tip bisikletlerde gidonun öne doğru kıvrık olması da seleden ayrı, ayaklar üzerinde kullanımlarda gövdenin ön tekerlek üzerinde dengelenmesini ve tırmanışlarda verimliliği artırır.

Eğer sele krank merkezinin direkt üzerinde olursa gövdeyi öne doğru eğemez, ağırlığı kollarımızla dengeleyemeyiz. Öyleyse selenin pedallara göre konumu kadar gidonun konumu da önemlidir. Sonuçta ağırlığımızı kollarımızla dengeleyebilmek için öncelikle rahat ulaşılabilen gidona ihtiyaç vardır. Ağırlık dengesini sağlamak için seleyi geriye kaydırırken gidonu da kaydırmak başlangıçta iyi bir çözüm gibi görünebilir. Fakat tırmanma pozisyonunda yani seleden ayrılarak sürüşün gerçekleştirildiği durumlarda gidon da geride olursa sürücü hakimiyeti azalacaktır. Nedeni ise vücudun ayaklar üzerinde olduğu konumda ağırlık merkezi direkt gidon üzerinde ya da gidon-sele aralığında olamayacaktır. Aksine gidondan öteye bile geçebilir ki bu da istenmeyen sonuçlar doğurabilir.

Durum böyle olunca sele ve gidonun konumu yine kullanım amacına göre ayarlanır. Önemli olan hız, konfor, denge gibi unsurlardan hangisi ise konum ona göre düzenlenmelidir. Bir sprint yarışçısı için ayaklar üzerinde kullanım söz konusu olduğundan sele-gidon daha öne alınabilirken, normal kullanıcı için konfor önemli olduğundan sele-gidon konumu çok önde veya geride olamaz.

Bu çalışma kapsamında yol tipi bir bisikletin hedeflendiği belirtilmiştir. Bu tip için önemli olan hız ve dengedir. Geometrinin belirlenmesi ve sürücüye uyumu da bu esasa uygun yapılacaktır.



BÖLÜM 3 TEMEL TASARIM

3.1 Giriş

Önceki bölümde sürücünün bisiklet ile tam uyumunu sağlamak için doğru geometrinin nasıl belirleneceği konusunda verilen bilgiler bu bölümde uygulamaya dönüştürülecektir.

Her sürücünün anatomisi bir diğerinden farklıdır. Bu durumda kişiye özel bisiklet imal edilmesi halinde tüm anatomik ölçüler verilen formüllere göre değerlendirilmelidir. Günlük kullanımdaki bisikletler de tüm bu değerlerin belirli standartlarda optimizasyonu ile elde edilir. Bu bölümün temel amacı belirli bir anatominin ölçüleri ile doğru geometrinin belirlenmesi işleminin aşamalarını göstermektir.

3.2.Temel Hesaplamalar

İlk olarak 175 cm boyunda bir insanın temel ölçüleri esas alınarak bir geometri belirlenecektir. Bu boyda bir insan için ortalama anatomik ölçüler Tablo 3.1’de verilmektedir. Tabloda daha önceki bölümde sözü edilen indeksler görülmektedir.

Çerçeve yüksekliğinin belirlenmesinde kullanılan temel ölçüler E(inseam), O(outseam), C(üst bacak), J(alt bacak)’tır. Bu ölçülere bağlı kalınarak çerçeve yüksekliğinin belirlenmesinde kullanılan ve kabul görmüş olan pek çok model mevcuttur. Önceki bölümde bu modeller arasında en çok bilinenlerinden olan Hügi modeli hakkında bilgi verilmiştir. Çerçeve yüksekliğinin belirlenmesinde esas alınacak model de Hügi olacaktır. Ne var ki kıyaslama yapabilmek maksadı ile diğer modeller olan Euro, Amsterdam, M_{C+J} modelleri ve J-tabanlı çerçeve yükseklik modeli de değerlendirilmelidir.[8]

Tablo 3.1 175cm için Anatomik Uzunluklar

	ÖLÇÜ	DEĞER
E	Inseam	82.2 (cm)
O	Outseam	92.1 (cm)
K	Boy	175 (cm)
Kg	Ağırlık	~75 (kg)
b	Kol uzunluğu	56.6 (cm)
J	Alt bacak	53.5 (cm)
C	Üst bacak	59.3 (cm)

Hügi ölçüsünün optimum yükseklikle ± 5 mm farklılık gösterdiği gözönünde bulundurulursa optimum yükseklik 534 ± 5 mm olarak kabul edilebilir. Bu bağlamda kullanılan diğer modellere göre durum Tablo 3.2 de verilmektedir.

Tablo 3.2 Çevre Yüksekliğine Ait Modeller

Model	Formülasyon	Yükseklik(mm)
Euro	$H=(0.66 \cdot E)$	527
Amsterdam	$H=(0.58 \cdot O)$	534
J-tabanlı	$H=J$	535
M_{C+J}	$H=(0.474 \cdot (C+J))$	534

Tabloda görülen değerler ortalama çerçeve yüksekliği için belirlenen değerlerin uygun olduğunu göstermektedir. Uygun yüksekliğin belirlenmesi üst tüp uzunluğu ve sele tüpü açısının tesbitine imkan vermektedir.

Çok çeşitli imalatçılar için çerçeve yüksekliğine bağlı üst tüp uzunluğu ve sele tüpü açısı değerleri Tablo 3.3 de verilmektedir. Tablo, çerçeve yüksekliğinin 530~540mm arasında değerler alabilecek olduğu düşünülerek belirli bir aralıkta tanımlanmıştır.

Tablo 3.3 Farklı Üreticilere Göre Geometrik Değerler

ÜRETİCİ	Yükseklik (H)	Üst Tüp Uzunluğu (B)	Sele Tüpü Açısı (C)
Cinelli	530	540	73.0°
Colnago	535	540	74.0°
DeKerf	535	555	74.5°
DeRosa	530	540	73.5°
DeRosa	540	545	73.5°
Fondriest	530	545	73.5°
Fondriest	540	555	73.5°
Independent	530	545	73.0°
Independent	540	550	73.0°
LeMond	530	545	73.0°
Litespeed	535	555	73.0°
Merckx	530	543	73.5°
Merckx	540	545	73.5°
Merlin	535	555	73.5°
Marinoni	540	550	74.0°
Richey	540	540	73.5°
Serotta	540	560	73.0°
Torelli	540	545	74.5°

Tabloda görülen değerler arasında aynı yüksekliğe karşılık gelen çok farklı uzunluklar bulunmaktadır. Bu farklılıklar daha önce Bölüm 2’de de belirtildiği üzere Amerikalı üreticilerin Avrupalı üreticilere göre daha uzun üst tüp değerleri ile üretim yapıyor olmalarından kaynaklanmaktadır.

Tablodan da görüleceği gibi çerçeve yüksekliğinin her değeri için en çok kullanılan bir de üst tüp uzunluk değeri bulunmaktadır. Örneğin 530mm çerçeve yüksekliği için en yoğun kullanılan üst tüp uzunluğu 545mm'dir. Aynı şekilde 535mm çerçeve için 555mm ve 540mm çerçeve için de 545mm'dir. Daha önce tesbit ettiğimiz yükseklik olan $534 \pm 5\text{mm}$ değerine uygun üst tüp uzunluğunun 545~555mm aralığında olabileceği görülmektedir. Aynı şekilde sele tüpü açısı da 73.5° olarak hesaplanabilir.

Çerçeve yüksekliği, üst tüp uzunluğu ve sele tüpü açısı için gerekli değerlerin ön tesbitinden sonra ilk önemli parametre krank uzunluğudur. Unutulmamalıdır ki krank uzunluğuna bağlı olarak değişebilecek olan diz ve alt bacak deplasmanları performansı ve kas kondisyonunu etkileyebilir. Uygun krank uzunluğunun tesbitinde halen belirli modeller kullanılmakla birlikte en uygun seçim yine deneme yöntemine dayanmaktadır. Yine de bu çalışmada krank uzunluğu belirlenirken mekanik basıncı düşürmemek, sürücünün zorlanmasını engellemek ve krank uzunluğundan kaynaklanan momentlerin alt braketteki etkisini azaltmak için 170-175mm'lik değerler esas alınmıştır. En yaygın kullanılan modellere göre uygun krank uzunluğu tesbiti Tablo 3.4 de verilmektedir.[8]

Tablo 3.4 Krank Uzunluğuna Bağlı Modeller

Model	Formülasyon	Krank Uzunluğu
C-tabanlı	(C)	170 (mm)
L_E	($1.025 \cdot E + 86$)	170.2 (mm)
Palm	($2.16 \cdot E$)	177.5 (mm)

Bölüm 2.4'de de belirtildiği gibi çerçeve yüksekliği, sele yüksekliği ile orantılıdır. Başka bir açıdan bakıldığında C/J orantısal kriterinin başlangıç noktası, üst tüp uzunluğu ve sele tüpü açılarının tesbitinde önemli bir faktördür. Geometriyi belirleme aşamasında konum değerlendirmesi yapabilmek ve belirlenen aralıkları daraltmak için sele yüksekliği $[H_s]$ belirlenmelidir. Sele yüksekliği için, çerçeve yüksekliğine bağlı modellerin yanı sıra bir de Fransız modeli bulunmaktadır. Bu modellere göre hesaplanan değerler Tablo 3.5'de görülebilir. Yükseklikler alt brakete olan mesafe esas alınarak verilmektedir.

Gövdenin kalan bölümleri zincir ve sele destekleri, ön tüp uzunluğu(K_h) ve açısıdır(I). Bu komponentlerin tesbitinde de genelleşmiş modeller bulunmamaktadır. Üreticiler arasında en fazla 2mm farkeden ve sabitleşmiş değerleri bulunan ön tüp uzunluğunda önemli parametre sele konumudur. Sele tüpü açısı ayarlandıktan sonra üst tüp uzunluğuna göre değişecek mesafede ön tüp konumlandırılır. Bu işlemler aynı zamanda sürücünün gövdesini konumlandırmaktadır. Ön tüpü uzun tutmak sürücünün yatay eksen ile paralel kalma çabalarını engelleyecek nitelikte olacaktır. Ayrıca gövdeyi geriye doğru zorlayacaktır. Bu sebeple ön tüp seçiminde kısa tüp uzunluğu olan 100~110mm değerleri kabul edilecek değerler olmalıdır.

Tablo 3.5 Sele Yüksekliğine Ait Modeller

Model	Formül	H_s
Hügi	$(0.885 \cdot E)$	727.5 mm
Amsterdam	$(0.884 \cdot E)$	726.6 mm
Fransız	$(0.883 \cdot E)$	725.8 mm

Son olarak zincir desteği ve ön tüp açısı belirlenmelidir. Zincir desteğinde özel amaca hitap eden bisikletler dışında tüm çerçeve uzunlukları için sabit bir aralık söz konusudur. Bu aralık 407~410mm'dir. Tablo 3.3'de adı geçen üreticilerin katalog değerlerinden alınan verilere göre 407mm daha çok kabul gören bir değerdir. Ön tüp açısında ise yine başlangıç değeri olan 73° kabul edilmiştir. Bu değer Bölüm4'de yeniden değerlendirilecek, gerekirse değiştirilecektir. Tesbit edilebilen tüm değerler Tablo 3.6 'da görülebilir. Tüm geometri parametreleri için Şekil 3.1'de detaylı çizim verilmektedir.

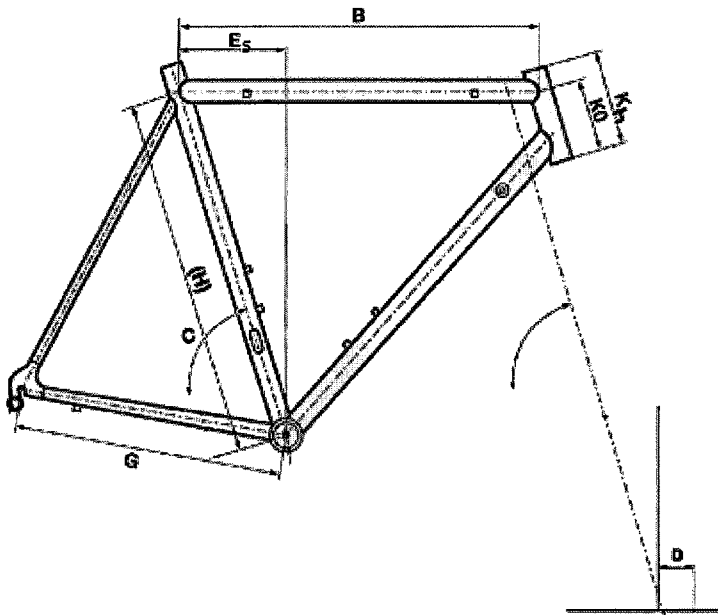
3.3.Bisiklet ile Sürücünün Uyumu

Daha önce Bölüm 2'de aktarılan bisikletle uyum konusu şu an gelinen nokta da uygulamaya alınabilir. Elimizde belirli anatomik ölçüler ve bu ölçülere uygun olarak oluşturulmuş bisiklet geometrisi bulunmaktadır. Öyleyse önceki bölümde anlatıldığı gibi sürücünün bisikletle tam uyumunu sağlayacak şekilde konumlama ve geometrik modifikasyonları gerçekleştirebiliriz.

Tablo 3.6 175cm İçin Uygun Geometri Değerleri

Yükseklik (H)	534 (mm)
Üst Tüp Uzunluğu (B)	545 (mm)
Sele Tüpü Açısı (C)	73.5°
Krank Uzunluğu	170-175 (mm)
Ön Tüp Uzunluğu (K_h)	100-110 (mm)
Zincir Desteği (G)	407 (mm)
Sele Yüksekliği (H_s)	~726 (mm)
Ön Tüp Açısı (ϕ)	73°

Öncelikle C/J oranına bakılmalıdır. Belirlenen anatomik ölçüler için bu oran ortalama değer olan 1.11'den küçüktür. Öyleyse sele daha önde konumlanmalı ya da sele tüpü açısı artırılmalıdır. Bu noktada mümkün olduğunca küçük bir çerçeve elde etme eğilimi hatırlanmalıdır. Küçük çerçeve elde etmenin yolu sele tüpü açısını arttırmak değil üst tüp uzunluğunu azaltmaktır. Seleyi daha öne almak, sürücüyü daha ileri bir pozisyonda konumlama isteğinden doğduğuna göre üst tüpün kısaltılması sürücü açısından aynı işlevi görecektir.



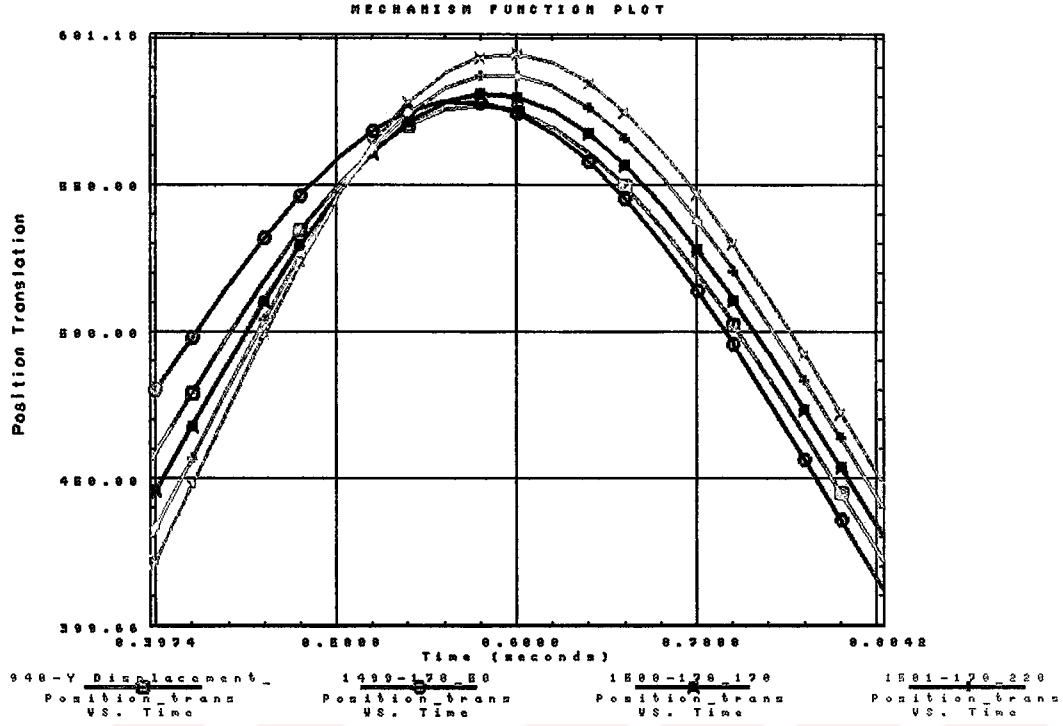
Şekil 3.1 175cm İçin Uygun Geometri Taslağı

Üst tüp uzunluğu için belirlenen aralık dikkate alınırsa uygun üst tüp uzunluğuna karşılık gelecek en kısa değer 545mm'dir. Üst tüpün belirlenmesi otomatik olarak ön tüpü de konumlandırmaktadır. Sürücünün bisiklet ile uyumunu sağlayacak çok önemli parametreler genel olarak değerlendirilmiştir. Ne var ki yine önemli bir parametre olan krank uzunluğu kesin bir değere ulaşmamıştır. 170-175mm aralığında kesin bir değer saptamak gereklidir.

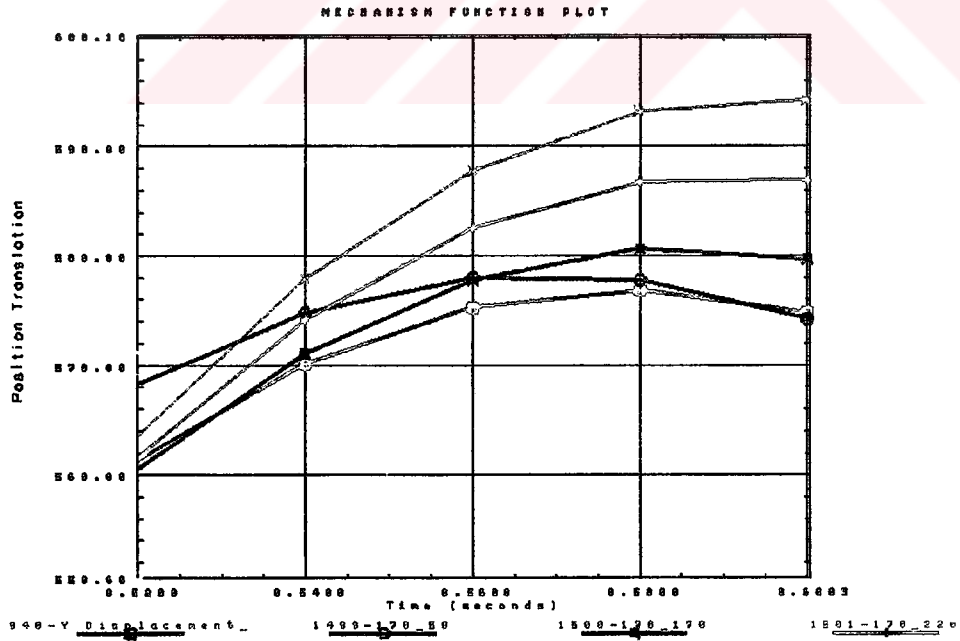
Krank uzunluğunun belirlenmesinde başlangıç konumu olarak ideal kabul edilen ve krank kollarının yere paralel, sürücünün dizinin 30°'lik bir açıda olduğu durum alınarak işe başlanır. Bu konumdaki sürücü için krank uzunluğu ve önceden belirlenmiş sele yüksekliği değiştirilerek sürücünün diz bölgesindeki deplasman ölçülür. Unutulmamalıdır ki bu bölgedeki deplasman arttıkça geri basma kuvveti azalacak, mekanik basınç düşecek, sürücü zorlanacak ve performans etkilendiği gibi sürücünün kas yapısına da zarar verebilecektir. İşte bu noktada I-DEAS programından yararlanarak farklı mekanizmalar kurulmuş, bu mekanizmalarla deplasmanlar hesaplanmıştır. Şekil 3.2'de sabit krank uzunluğunda (170 mm) sele yüksekliğinin arttırılması ile ilgili bilgiler görülebilir.

Bu grafiklerde en üst grafikten aşağıya inildikçe sele yüksekliği artmaktadır. Grafiklerin tepe noktası diz bölgesinin maksimum deplasmana ulaştığı noktayı göstermektedir. Son iki grafik olan mavi ve kırmızı eğriler önemli noktayı oluşturmaktadır. Kırmızı eğriye ait sele yüksekliği daha düşük olmasına karşılık tepe noktası daha aşağıdadır (Şekil 3.3). Bu da bize göstermektedir ki optimum değer aşılmıştır. Sele yüksekliğinin ve krank uzunluğunun istenildiğince arttırılmasının diz deplasmanı ve konumlama ile ilgili problemlerin çözümü olmadığı açıkça görülmektedir.

Sabit krank değerinden sonra sabit sele yüksekliğine göre krank değerleri değiştirilerek hesaplar tekrarlanmıştır. Elde edilen tüm grafiklerden çıkan sonuç uygun krank uzunluğunun 171mm, uygun sele yüksekliğinin de 727mm olabileceğini göstermektedir. Ne var ki standart krank uzunlukları içinde 171mm değeri bulunmamaktadır. Krank uzunluğundaki 2.5mm'lik bir artışın uzuvlardaki dairesel hareketin mesafesini 15.7mm arttırdığı gerçeğini gözardı edemeyeceğimizden en yakın alt değer olan 170mm'lik krank uzunluğu uygun bulunmuştur.

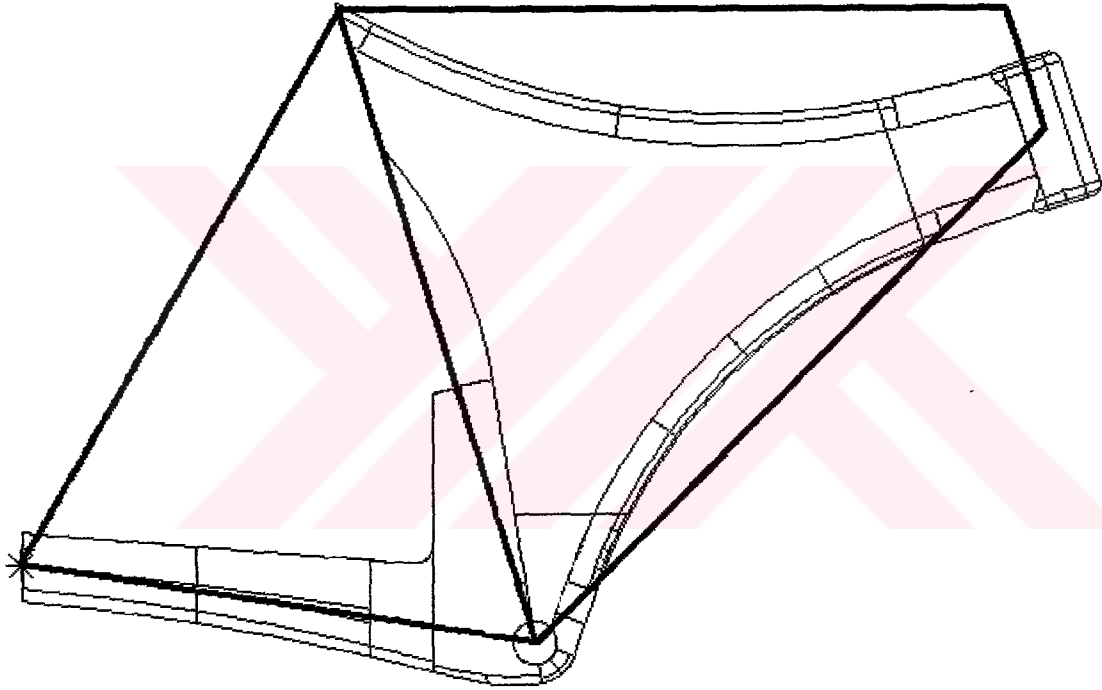


Şekil 3.2 Sabit Krank Uzunluğunda Değişime Ait Grafik



Şekil 3.3 Detaylı Görünüm

Yukarıda sözü edilen tüm hesaplamaların ardından gövdeyi oluşturan parametrelere ait ana noktalar tümüyle belirlenmiştir. Arka tekerlek bağlantısı, alt braket, üst tüp, ön tüp ve alt braketle ait temel noktalardan geçecek şekilde yeni gövdenin şekli rahatlıkla çizilebilir. Bu yöntem ile çizilen ve tüm çalışmanın esasını teşkil eden kompozit gövde Şekil 3.4’de verilmektedir. Şekilde geometrisini belirlediğimiz boru bisiklet ile monoblok gövdenin temel noktalarının çakıştığı görülebilir. Şekil 3.5 de de yeni çerçevenin, ön çatallı, gidon, sele ve tekerlekler de eklendiğinde oluşacak görünümün bir taslağını vermektedir.



Şekil 3.4 Monoblok ve Boru Gövde Geometrisi



Şekil 3.5 Yeni Çerçeve ve Komponentleri

BÖLÜM 4 BİSİKLET DİNAMİĞİ

4.1. Giriş

Bisiklet geometrisi belirlendikten sonra ilk adım bisikletin kararlılığını incelemektir. Mekanik ve yapısal basitliği bir yana bisiklet dinamiği oldukça karmaşıktır. Özellikle cirokobik etkiler ve bisikletin kendisine has serbestlik dereceleri bisiklet kontrolü ile ilgili ayrıntıların uzun yıllar incelenmesine sebep olmuştur.

Timoshenko ve Young[9] yaptığı araştırmalar dairesel bir yörüngede ilerleyen bisikletin karşılaştığı merkezci ve çekimsel kuvvetleri incelemektedir. Bu kuvvetler bisikletin ayakta durmasında çok önemlidir. Ne var ki onların çalışmaları bisikletin yana yatması durumunda tekerlekleğin stabilize etkilerinden dolayı dönüş yönüne yönlenmesini açıklayamamıştır.

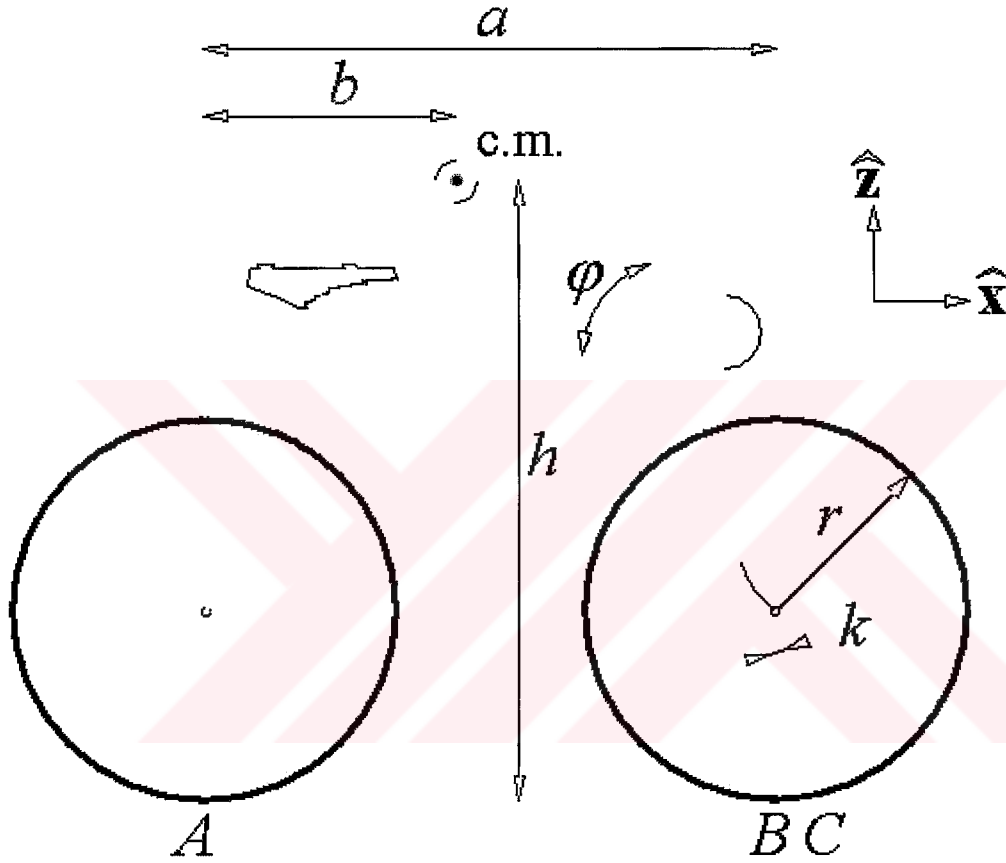
Bu açıklamayı yapan kişi Jones[10] olmuştur. Jones, cirokobik etkilerin yan yatış açısına tepki olarak ön tekerleğin dönmesine sebep olduğunu fark etmiştir. Konu ile ilgili çalışmalar ilerledikçe bisiklet hareketine ait formüller de gelişmiştir. Temel denklemler ve denklemlerin gerçek verilerle nasıl sağlandığı bölümün ilerleyen kısımlarında anlatılacaktır.

4.2.Geometri Etkisi

Jones'un yaptığı çalışmalar özellikle geometri etkisi üzerine olmuştur. Hareketi tanımlamak için kullandığı en basit yöntem sürücüsüz bir bisikleti seleden tutarak ileri itmek olmuştur. Bu modelde öteleme sırasında bisiklet sağa ya da sola yatacak şekilde açı verildiğinde ön tekerleğin de aynı yöne yöneldiği görülmüştür. Jones bu durumu bisikletin kendi kararlılığı olarak nitelemektedir.

Hareket denklemlerinde kullanılacak değişkenlerle bağlı oldukları geometrik uzunluklar Şekil 4.1 de gösterilmektedir.

Şekildeki değişkenlerden (b) bisiklet ve sürücüsün kütle merkezi ile arka tekerleğin merkezi arasındaki mesafeyi, (h) kütle merkezinin yerden yüksekliğini, (A) ve (B) tekerleklerin temas noktalarını, (r) tekerlek yarıçaplarını, (a) tekerleklerin merkezleri arasındaki mesafeyi göstermektedir. (ϕ) yönlendirme ekseninin açısını, (k) ise ön çatal ofsetini belirtmektedir. Ofset, yönlendirme eksenini(ön tüp uzanımı) ile ön tekerlek merkezi arasındaki en kısa mesafedir.



Şekil 4.1 Denklemlerde Kullanılan Değişkenler

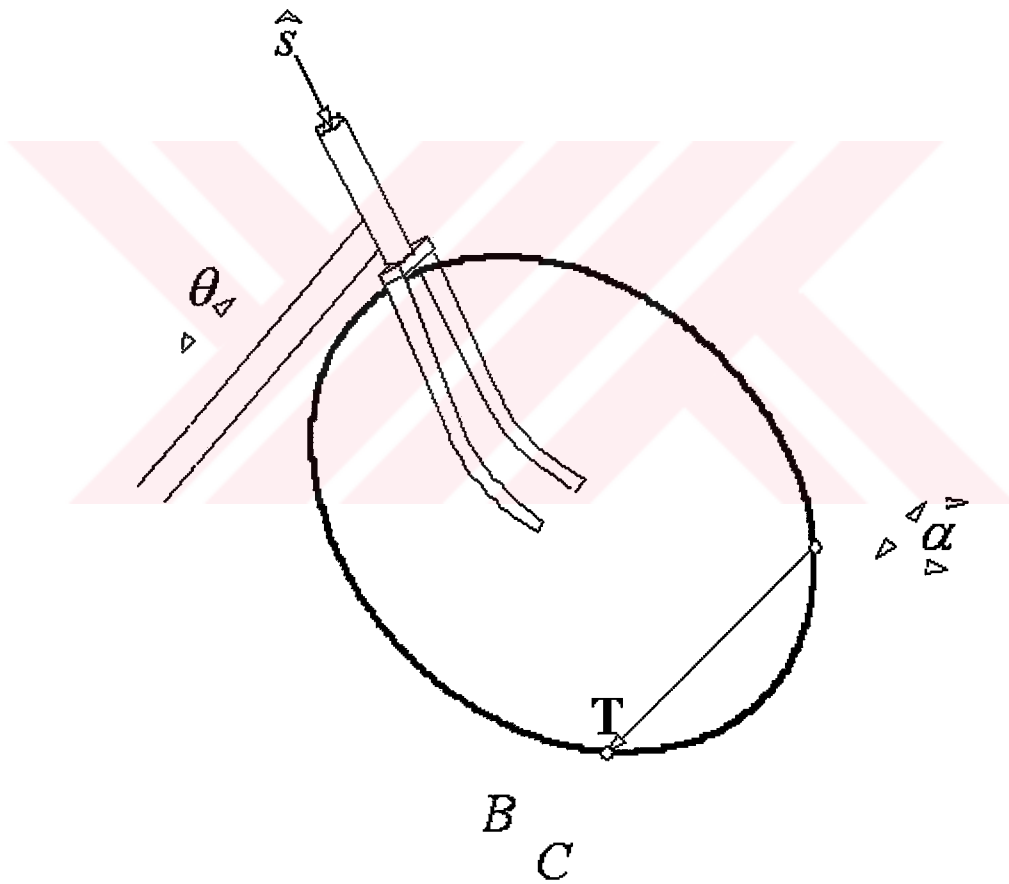
Şekil bize göstermektedir ki B temas noktası yönlendirme ekseninin yeri kestiği noktanın gerisindedir. Bisikletin yere dik ve doğrultusunun tam ileriye gösterdiği durumdaki BC mesafesine “trail” adı verilir.

Pozitif trail, bisikletin dönüşleri sırasında düzeltici etki yapması bakımından önemlidir. Yönlendirme eksenini tam dik değildir($\phi < 90$). Bu yüzden de bizim için esas önemli olan BC mesafesi değil trail vektörü T dir. Bu vektör yönlendirme eksenine

diktir. B noktasına uygulanan bir kuvvet yönlendirme eksenini boyunca bir moment yaratır. Bu momenti hesaplayabilmek için T vektörünü bilmek gerekmektedir.

(α) yönlendirme açısı ve (θ) yan yatış açısı Şekil 4.2 de görülebilir. Gidonun sağa döndürülmesi (α) için, bisikletin sağa doğru yan yatması ise (θ) için pozitif değerleri belirtmektedir.

Jones, ön tekerleğin rotasyonuna bağlı olarak kütle merkezinin yüksekliğindeki değişimi $(a \rightarrow \infty)$ olacak şekilde hesaplayabilmiştir. Benzer bir yaklaşımla B noktasının pozisyonunun ve T vektörünün hesaplanması mümkündür. Orijin noktası C olmak üzere B noktasının koordinatları (4.1) ve (4.2) denklemlerindeki gibidir.



Şekil 4.2 Yönlendirme ve Yan Yatış Açıları

$$x_B = (r \cos p + k \sin \varphi)(\sin^2 \varphi \cos \alpha + \cos^2 \varphi) + (r \sin p + k \cos \varphi)(\sin \varphi \cos \varphi \cos \alpha - \sin \varphi \cos \varphi) - \frac{(r - k \cos \varphi)}{\tan \varphi} \quad (4.1)$$

$$\begin{aligned}
y_B = & (r \cos p + k \sin \varphi) (\cos \theta \sin \varphi \sin \alpha + \sin \theta (\sin \varphi \cos \varphi \cos \alpha - \sin \varphi \cos \varphi)) \\
& + (r \sin p + k \cos \varphi) (\cos \theta \cos \varphi \sin \alpha + \sin \theta (\cos^2 \varphi \cos \alpha + \sin^2 \varphi)) \\
& - (r - k \cos \varphi) \sin \theta
\end{aligned} \tag{4.2}$$

bu denklemlerde,

$$p = \tan^{-1} \left(\frac{(\cos \theta (\cos^2 \varphi \cos \alpha + \sin^2 \varphi) - \sin \theta \cos \varphi \sin \alpha)}{(\cos \theta (\sin \varphi \cos \varphi \cos \alpha - \sin \varphi \cos \varphi) - \sin \theta \sin \varphi \sin \alpha)} \right) \tag{4.3}$$

olarak ifade edilebilir.

T vektörünü x_B ve y_B terimleri cinsinden ifade etmeye çalışırsak,

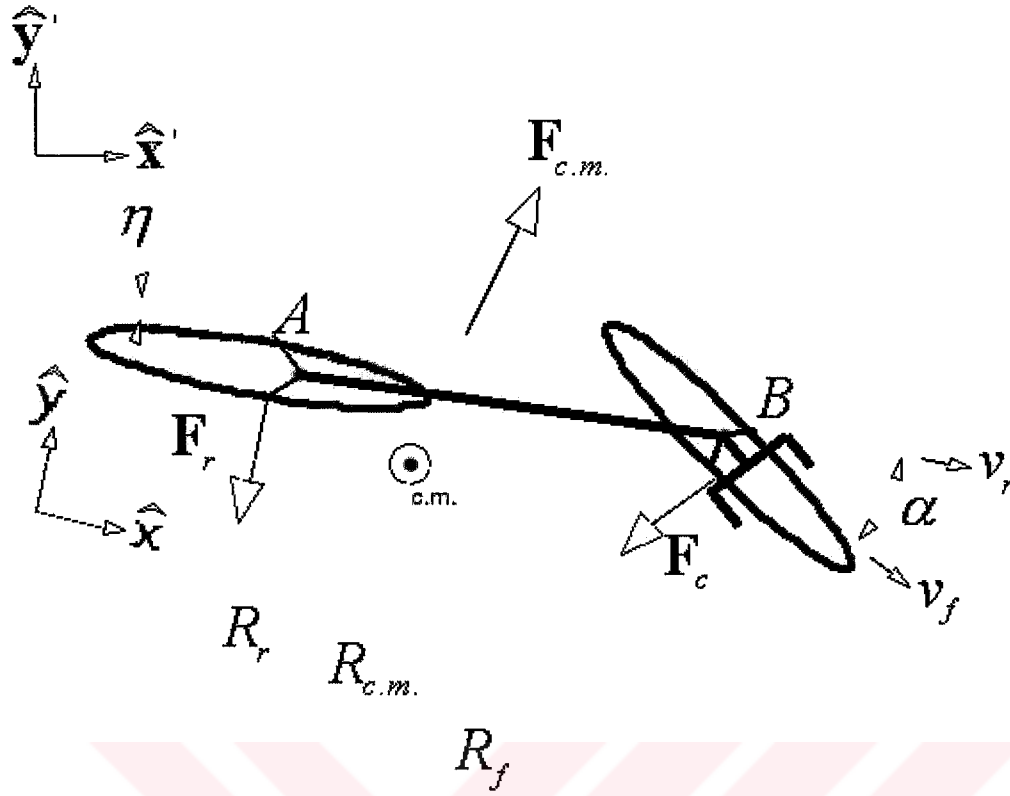
$$\begin{aligned}
\mathbf{T} = & (x_B (-\cos^2 \theta \sin^2 \varphi + \sin^2 \varphi \sin^2 \theta) - y_B \cos \varphi \sin \varphi \sin \theta) \hat{\mathbf{x}} \\
& + (-x_B \cos \varphi \sin \varphi \sin \theta + y_B (\cos^2 \theta + \cos^2 \theta \sin^2 \varphi)) \hat{\mathbf{y}} \\
& + (-x_B \cos \varphi \cos \theta \sin \varphi + y_B \cos \varphi \sin^2 \varphi \sin \theta) \hat{\mathbf{z}}
\end{aligned} \tag{4.4}$$

şeklinde belirtebiliriz ki bu denklemde de $\mathbf{x}$, $\mathbf{y}$ ve $\mathbf{z}$ bisikletin referans eksenlerini göstermektedir.

4.3.Hareket Halindeki Bisiklet

Bu başlık altında bisiklet hareketinin oluşturduğu iki önemli kuvvetten bahsedilecektir. Yapılan ilk kabul lastiklerin yanal kaymaya mağruz kalmadığı ve hareketin sadece α ve a parametreleri ile belirlendiğidir. α ve a parametreleri ile bisikletin hareket halindeyken çizdiği eğri tesbit edilecektir. Aslında temelde üç ayrı eğri söz konusudur. Ön ve arka tekerlekler ile ağırlık merkezi ayrı ayrı eğriler çizerler. Herbiri için eğrilik yarıçapı sırası ile R_f , R_r ve $R_{c.m}$ 'dir. ((4.5), (4.6), (4.7)) Aynı unsurların hızları sırasıyla v_f , v_r ve $v_{c.m}$ olarak ifade edilebilir.

Ön tekerleğin α açısı yaparak yön değiştirmesi ile birlikte bisikletin bütünü referans eksenlerle belirli bir açı yapar. Arka tekerlek hızı, v_r , ile ön tekerlek hızı ve referans koordinatlar arasında η ; v_f ve v_r arasında da α açısal farkı meydana gelir.(Şekil 4.3)



Şekil 4.3 Hız, Kuvvet ve Yarıçap Bileşenleri

$$R_f = \frac{a}{\sin \alpha} \cos \theta = \frac{v_f}{\dot{\eta}} \quad (4.5)$$

$$R_r = \frac{a}{\tan \alpha} \cos \theta = \frac{v_r}{\dot{\eta}} \quad (4.6)$$

$$R_{c.m.} = \sqrt{b^2 - (R_r - h \sin \theta)^2} \quad (4.7)$$

Fiziksel olarak v_f , v_r ve $v_{c.m.}$ hızlarının eşit olması söz konusu değildir. Ne var ki bu çalışma dahilinde ilk incelemeler $v_f=v_r=v_{c.m.}=v$ kabulü ile yapılacaktır. V hızı ön tekerleğin hızına eşittir. Eğrilik yarıçapları için de $R=R_f=R_r=R_{c.m.}$ 'dir. R , ön tekerleğin çizdiği eğrinin eğrilik yarıçapıdır. R için yapılan kabul $R \gg a$ olmaması durumunda geçersizdir.

Hareket halindeki bisikletin her iki tekerleğine de yer tarafından hızlarına dik doğrultularda yanal sürtünme kuvvetleri uygulanır. Bu doğrultu da ağırlık merkezi ivmelendirilir. Bisiklet düz bir çizgide ilerlerken sıfır olan kuvvet ön tekerleğin yön değiştirmesiyle beraber artmaya başlar. Artan kuvvet bisikletin dairesel bir yörünge izleyebilmesini sağlar. Oluşan kuvvet, (F), yönlendirme ekseninden dışa doğru olmakla birlikte aynı eksen boyunca bir tork meydana getirir.

Bisikletin dönüşe başlamasıyla ağırlık merkezinde $F_{c.m}$ merkezci kuvveti açığa çıkar. $F_{c.m}$ kuvveti yan yatış açısıyla dönüşe başlayan bisiklete düzeltici etki yapar. Bu sayede kararlılık temin edilmiş olur. Denk. (4.8) ve (4.9) da bu iki kuvvet ifade edilmektedir.

$$F = m \frac{b}{a} \frac{v^2}{R} (-\sin(\alpha)\hat{x} - \cos(\alpha)\hat{y}) \quad (4.8)$$

$$F_{c.m} = m \frac{v^2}{R} (\sin(\alpha')\hat{x} + \cos(\alpha')\hat{y}) \quad (4.9)$$

Denk. (4.9) da görülen α' terimi,

$$\alpha' = \tan^{-1} \left(\frac{b \tan \alpha}{a} \right) \quad (4.10)$$

4.4.Yönlendirme Momentleri

Daha önce de belirtildiği gibi bisikletin dengede kalabilmesinin temeli gidon ile yönlendirmedir. Bu işlemi kullanıcının kendisi uygulayabileceği gibi bisikletin doğal hareketinden kaynaklanan kuvvetler de etki eder. Oluşan kuvvetlerin meydana getirdiği momentler yönlendirme eksenini boyunca etki ederek gidonu döndürür. Temel olarak tekerleğin yere temas ettiği noktada yerin ve cirokobik etkilerin uyguladığı kuvvetler söz konusudur. Tüm etkiler biraraya getirildiğinde toplam moment için Denk. (4.11) deki ifade kullanılabilir :

$$\tau_{\alpha} = \tau_{\alpha,w} + \tau_{\alpha,c} + \tau_{\alpha,g} + \tau_{\alpha,\gamma} \quad (4.11)$$

Yukarıda verilen denklemde dış moment olarak gösterilen son terim kullanıcının gidona uyguladığı kuvvetten doğar. İlk üç terimle ifade edilen iç momentlerde ilk terim kullanıcının ağırlığına karşı yerin tepkisinden kaynaklanan kuvvetlere bağlıdır. İkinci terim tamamı ile yerle temas noktasında oluşan yanal sürtünme kuvvetlerinin bir sonucudur. Üçüncü terim ise cirokobik etkilerden ortaya çıkar.

İç momentlerle ilgili ifadeler belirli sadeleştirmelerle Lowell ve McKell[11] tarafından hesaplanmıştır. Onların hesaplarında yönlendirme ekseninin açısı ($\varphi=90$) kabul edilmiştir. Ne var ki gerçekte yönlendirme eksenini dik olamadığından hesaplamaların da farklı yapılması gereklidir. T trail vektörüne bağlı olarak $\tau_{\alpha,w}$ ve $\tau_{\alpha,c}$ Denk. (4.12) ve (4.13) deki gibi ifade edilebilir :

$$\tau_w = |\mathbf{T} \times (\hat{\mathbf{s}} \times \mathbf{F}_N)| \quad (4.12)$$

$$\tau_c = |\mathbf{T} \times (\hat{\mathbf{s}} \times \mathbf{F}_c)| \quad (4.13)$$

Yukarıdaki denklemlerde kullanılan, $\hat{\mathbf{s}}$, yönlendirme eksenini tanımlayan birim vektördür. Bu vektöre ait tanımlama Denk. (4.14) de verilmektedir.

$$\hat{\mathbf{s}} = \cos \varphi \hat{\mathbf{x}} + \sin \varphi \sin \theta \hat{\mathbf{y}} - \sin \varphi \cos \theta \hat{\mathbf{z}} \quad (4.14)$$

Aynı şekilde Denk.12 de görülen $\mathbf{F}_N$ ön tekerleğe etki eden normal kuvvetin ifadesidir.

$$\mathbf{F}_N = mg \frac{b}{a} \hat{\mathbf{z}} \quad (4.15)$$

Yol tarafından ön tekerleğe uygulanan yanal sürtünme kuvvetinin ($\mathbf{F}_c$) ifadesi olan Denk.8 ve normal kuvvet ($\mathbf{F}_N$) ifadesi olan Denk. (4.15) kullanarak yönlendirme momentlerinden $\tau_{\alpha,w}$ ve $\tau_{\alpha,c}$ şu şekilde ifade edilebilir :

$$\tau_{\alpha,w} = mg \frac{b}{a} (x_B \sin \varphi \sin \theta (\sin^2 \varphi \cos^2 \theta - \sin^2 \varphi \sin^2 \theta - \cos^2 \varphi) + y_B \cos \varphi) \quad (4.16)$$

$$\tau_{\alpha,c} = m \frac{bv^2}{a^2} \sin \alpha (x_B \cos \alpha \cos \theta \sin \varphi (\cos^2 \varphi + \cos^2 \theta \sin^2 \varphi - \sin^2 \varphi \sin^2 \theta + 2 \cos \varphi \sin \alpha \sin \varphi \sin \theta) + y_B \cos \theta \sin \alpha \sin \varphi) \quad (4.17)$$

Denk. (4.16) ve (4.17) de görülen x_B ve y_B daha önceden tanımlandığı gibi B temas noktasının koordinatlarını belirtmektedir.

Bisikletin dönüşü sırasında bu iki tork ters yönlerde etki eder. Dönüşe bağlı olarak ağırlık merkezinin alçalmasından ortaya çıkan, $\tau_{\alpha,w}$, ön tekerleğin dönüş yönlenmesini sağlar. Ne var ki $\tau_{\alpha,c}$ ön tekerleğin temas noktasını bisiklet düzlemiyle aynı çizgiye getirmeye çalışır şekilde etki eder.

Bisikletin açısal momentumunun korunumu cirokobik torku oluşturur. Lowell ve McKell kendi ifadelerinde yönlenme eksenini, φ , yere dik kabul ettiklerinden $\dot{\theta}$ açısal hızına tepki olarak ortaya çıkan τ_g için şöyle bir ifade yazmışlardır.

$$\tau_g = \frac{I_w v}{r} \dot{\theta} \quad (4.18)$$

Bu ifadeye düzeltme faktörü olarak yönlendirme açısını da ekleyecek olursak,

$$\tau_g = \frac{I_w v}{r} \dot{\theta} \sin \varphi \quad (4.19)$$

şeklinde daha doğru bir ifade elde ederiz. Gelineen noktada dikkat etmeliyiz ki $\tau_{\alpha,w}$ hızdan bağımsızdır. Yanısıra $\tau_{\alpha,g}$ hızla lineer olarak değişirken, $\tau_{\alpha,c}$ hızın karesiyle orantılıdır. Öyleyse artan hızla birlikte $\tau_{\alpha,w}$ ve $\tau_{\alpha,c}$ kararlılık sağlayıcı etki göstermektedir.

Hesaplamalarda basitlik sağlamak amacıyla ön tekerleğe, gidona ve ön çatala etki edecek merkezci kuvvet ihmal edilmiştir. Ne var ki daha öncesinde yapılmış çalışmalar bu kuvvetin etkisinin diğerleri yanında ihmal edilebilecek derecede olduğunu göstermiştir.[12]

4.5.Yan Yatış Momentleri

Bisiklet üzerinde sadece ön tekerleğe etki eden torklar değil aynı zamanda bisikletin tümüne etki eden momentler de bulunmaktadır. Bisikletin yana yatmasıyla ortaya çıkan üç temel moment verilebilir. Toplam moment ifadesi,

$$\tau_{\theta} = \tau_{\theta,w} + \tau_{\theta,c} + \tau_{\theta,\eta} \quad (4.20)$$

olur. Burada tüm momentler bisikleti Şekil 4.1 deki AB çizgisi etrafında döndürmeye çalışmaktadır. İlk terimdeki $\tau_{\theta,w}$ en genel olan momenttir. Çekimsel moment olarak adlandırılabilen bu moment sabit duran bisikletin devrilmesine neden olur.

$$\tau_{\theta,w} = mgh \sin \theta \quad (4.21)$$

İkinci moment merkezci kuvvetlerden kaynaklanır ki ifade etmek gerekirse,

$$\tau_{\theta,c} = -\frac{hmv^2}{a} \sin \alpha \cos \alpha' \cos \theta \quad (4.22)$$

burada,

$$\alpha' = \tan^{-1} \left(\frac{b \tan \alpha}{a} \right) \quad (4.23)$$

Üçüncü moment olan, $\tau_{\theta,\eta}$, η 'nin açısal ivmesindeki değişimden kaynaklanır.

$$\tau_{\theta,\eta} = \dot{\eta}bm \sin \theta \quad (4.24)$$

Yukarıda verilen üç farklı ifade içerisinde en önemlisi $\tau_{\theta,c}$ 'dir. Bu moment sağa dönüşlerde θ açısını azaltmaya, sola dönüşler ise arttırmaya çalışır. Hızın karesiyle orantılı olarak değiştiğinden, hızdan bağımsız çekimsel momentle ilişkili olması için küçük yönlendirme açıları gerekmektedir.

4.6.Hareket Denklemleri

Önceki bölümlerde α açısını değiştiren τ_α momenti ve θ açısını değiştiren τ_θ momenti ifade edilmiştir. Bu noktada hareket denklemlerini yazmak daha kolaylaşmıştır.

Genel olarak bir cisme uygulanan moment açısal ivme ve atalet momentiyile orantılıdır. Bisikletin AB çizgisi boyunca atalet momenti I_r 'dir. Ön tekerlek, gidon ve ön çatal için yönlendirme eksenini boyunca atalet momenti de I_s 'dir. Basitleştirilmiş şekliyle hareket denklemleri ,

$$\ddot{\theta} = \frac{\tau_\theta}{I_r} \quad (4.25)$$

$$\ddot{\alpha} = \frac{\tau_a}{I_s} \quad (4.26)$$

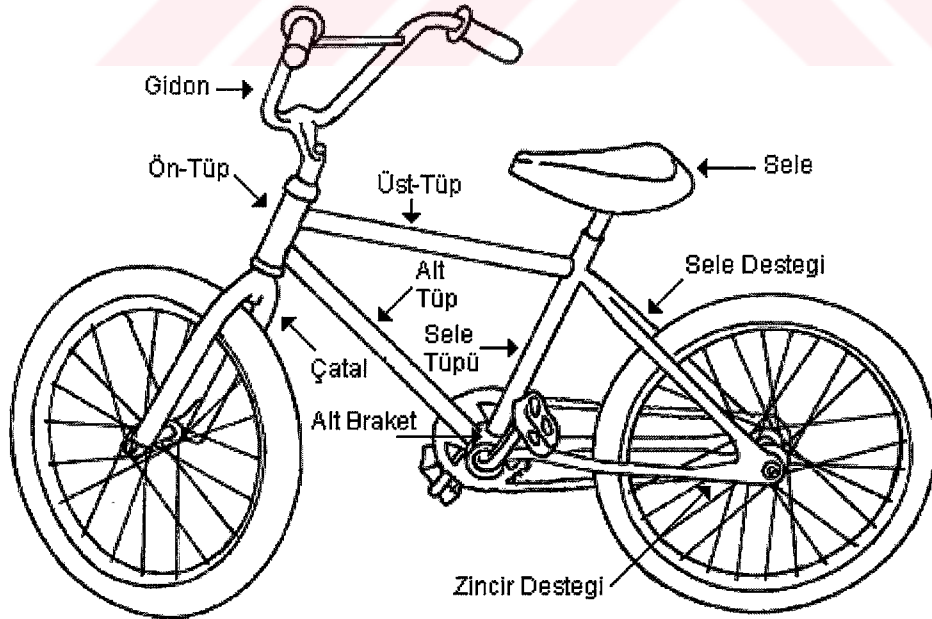
olarak belirtilebilir.

BÖLÜM 5 MODEL ANALİZİ

5.1 Gövde ve Kuvvet İlişkisi

Alışılmış şekliyle metal tüplerin birbirlerine kaynaklanmasından oluşan çerçeve bisikletin temelidir. Çerçeve, sürücü tarafından seleye, gidona ve pedallara uygulanan kuvveti çatallar, bacaklar, zincir ve sele destekleri, krank, zincir ve dişliler aracılığı ile tekerleklere dağıtır. Bisiklet üzerindeki kuvvetleri aktaran organlar Şekil 5.1 de verilmektedir.

Pek çok gerilmeye mağruz kalan çerçevede özellikle alt tüp büyük önem taşır. Krank montajını taşıyan alt braket ile çatal, tekerlek ve gidonu taşıyan ön tüp arasında uzanıyor olması alt tüpün önemi açıkça göstermektedir. Ön çatal, sele tüpü ve zincir desteğinden gelen yükler birleşerek alt tüp üzerinde aksenel kuvvetler ve eğme kuvvetlerini oluşturur.

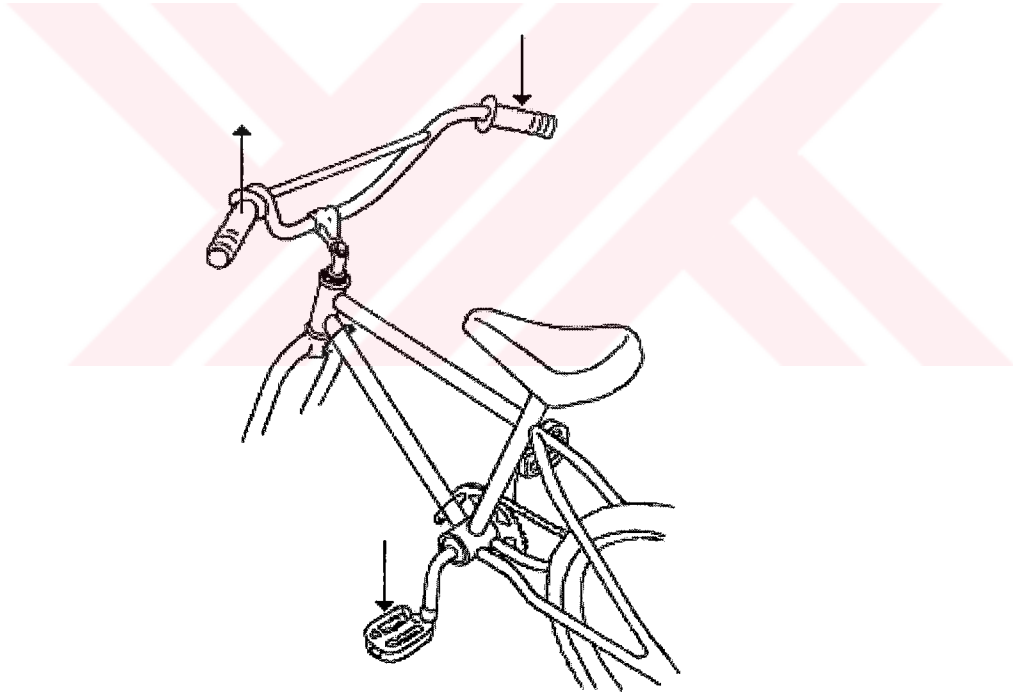


Şekil 5.1 Bisiklet Elemanları

Ne var ki pedala uygulanan kuvvet bisiklet düzleminde bir moment kolu mesafededir. Bu kuvvet ve denge sağlamak için şart olan ve gidona uygulanan kuvvetler (Şekil 5.2) alt tüp üzerinde fazlasıyla yeterli miktarda moment oluşturur.

Uygulanan kuvvetler her pedala basıldığında yön değiştirdiğinden bisiklet bir sağa bir sola yatarak ilerleyecektir. Bu durumda tekerleklerin düzlemleri de sürekli olarak değişecektir. Bu şekil değişimleri kaçınılmaz olmakla birlikte katı bir çerçeve sayesinde minimize edilebilir. Ayrıca alt tüp her türlü gerilmeyi karşılayacak, şekil değişimlerini minimize edecek özellikte ve sürücünün pedal çevirmesine kolaylık sağlayacak hafiflikte olmalıdır.

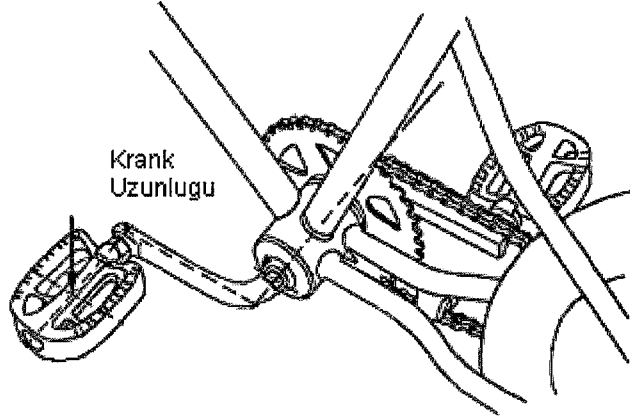
Katılık için karşılanan gereksinimler çoğunlukla katastrofik kırılmalara yol açacak değerlerin çok altında gerilmelere mağruz kalan komponentlerin dizayn edilmesine sebep olur.



Şekil 5.2 Alt Tüpte Moment Yaratan Kuvvetler

Alt braket tüm krank montajını taşır. Pedal çevirildiğinde krank kendi ekseninde dönerek zinciri çevirir. Ne var ki alt braket krankı öyle sınırlar ki krank kendi ekseninde dışında bir yönde dönemez. Krank kolları braketten belli bir mesafede ötelenmiş konumdadır. Bu bağlamda pedala uygulanan kuvvetler braket üzerinde eğme gerilmelerine sebep olur. Bu gerilmeler krank ekseninde boyunca oluşan burulma

gerilmeleriyle birleşir. Her ne kadar eğme gerilmeleri her pedal konumunda değişmeden kalıyorsa da burulma gerilmeleri kuvvetin krank koluna dik olduğu konumda tepe noktaya ulaşır.



Şekil 5.3 Krank Uzunluğu

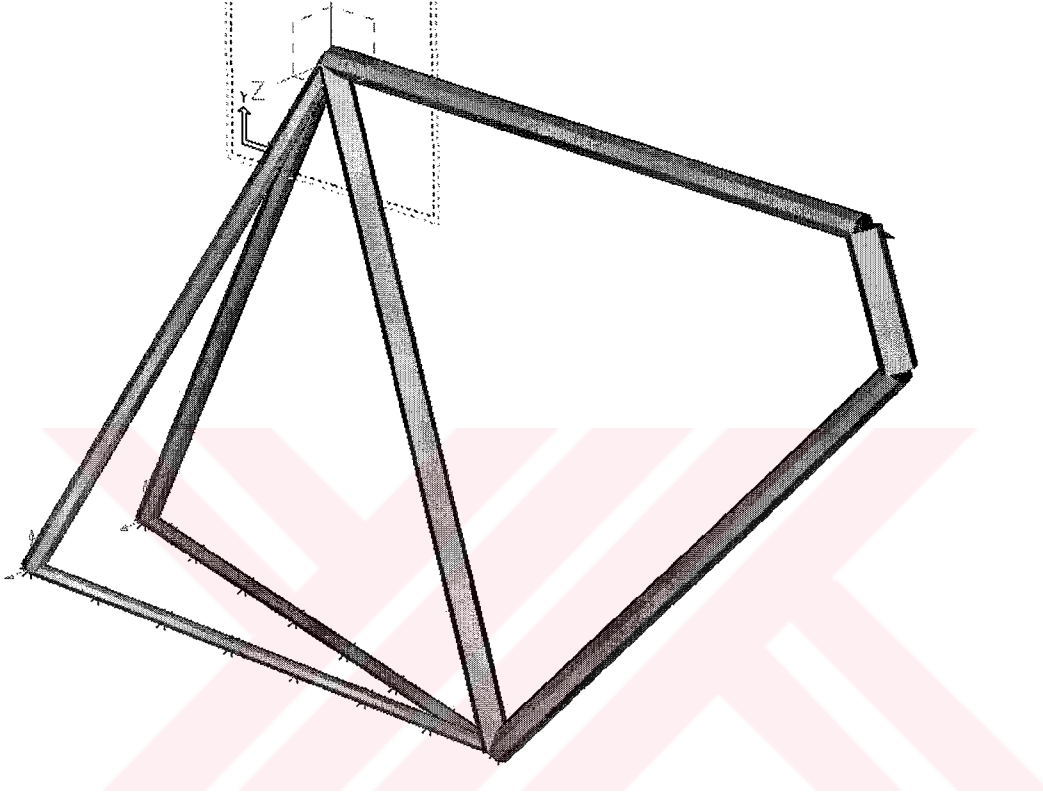
Bisiklet çok değişken gerilme ve şekil değiştirmelere mağruz kalan kompleks bir makinedir. Alt tüp ve kranka ek olarak jantlar, gidon, destekler ve diğer parçalar gerilme ile karşı karşıyadır. Bütün bu karmaşa dahilinde bu çalışmada ilk önce bilinen klasik bir bisiklet yapısı belirlenen yükleme şartları altında analiz edilecektir. Bisikletin karşılaşacağı en yüksek yükleme şartlarından olan ayakta ve zorlayıcı pedal çevirme durumu için belirlenmiş olan sınır şartları kullanılarak yapılacak analizi takiben gerçek modele geçilecektir.

5.2. Sonlu Eleman Modeli

Bu bölümde klasik bir geometri ile Bölüm3’de belirlenen geometri arasında kıyaslamalı yol izlenecektir. Yukarıda da tarif edilen öncelikli bölgelerdeki sonuçları görebilmek için gerekli hesaplamalar yapılacaktır. Yöntem olarak tüm analizlerde sonlu elemanlar metodu tercih edilmiştir. Sonlu eleman modelleri tamamı ile I-DEAS programında yaratılıp çözümlenmiştir. Modeller ve malzeme bilgileri ilerleyen paragraflarda verilecektir. İki farklı yapı için ayrı analizler yapılacağından sonlu eleman modelleri de farklı olacaktır. Klasik bisiklet için “kiriş kesitler” den oluşan bir model tanımlanırken, gerçek model için laminat kompozit ve strofor iskeletten oluşan bir model tanımlanmıştır.

5.2.1. Klasik Bisiklet Modeli

Bu model için Bölüm3’de verilen geometrik uzunluklar esas alınmıştır. Ölçülere uygun olarak geometri bilgisayar ortamında tanımlanmıştır (Şekil 5.4). Çerçeve tamamı ile dairesel kesitli metal çubuklar bulunmaktadır. Bölgelere göre kesit özellikleri Tablo 5.1 de verilmektedir.

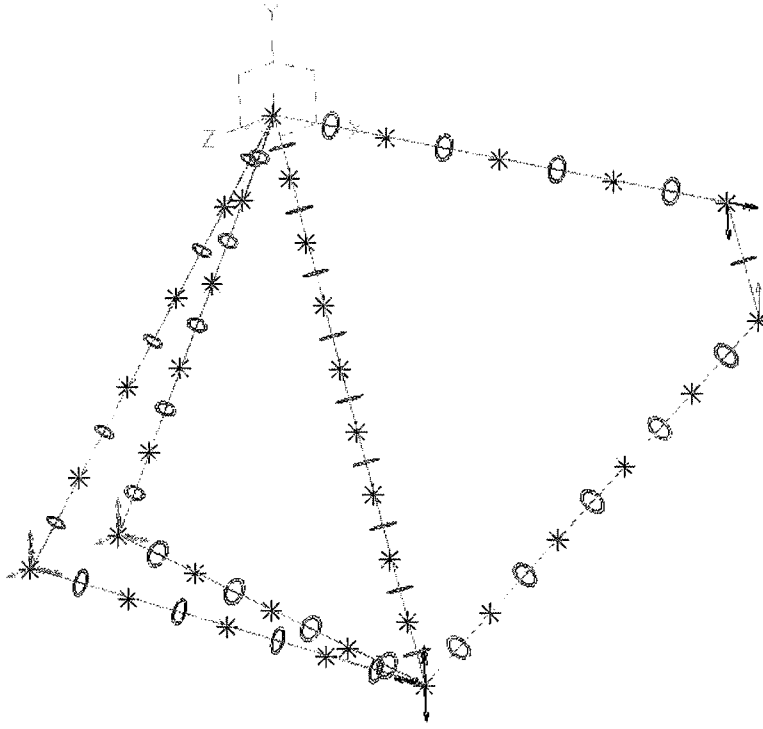


Şekil 5.4 Boru Modeli Klasik Bisiklet

Tablo 5.1 Klasik Model İçin Kesit Özellikleri

	Üst-Alt-Sele	Zincir Dest.	Ön Tüp	Sele Destegi
Dış çap	25.4 (mm)	12.7 (mm)	31.75 (mm)	19.05 (mm)
Kalınlık	2.54 (mm)	1.27 (mm)	3.175 (mm)	1.905 (mm)

Klasik modelin tanımlanmasında hesaplarda kolaylık sağlamak amacı ile kiriş kesitler kullanılmıştır (Şekil 5.5). Katı bir model üzerinde 3 boyutlu yapısal elemanlarla yapılacak bir analiz hesaplamayı çok daha karmaşık ve zaman alıcı hale getirdiği gibi sonuçlar açısından da önemsenecek farklılıklar elde edilememektedir.



Şekil 5.5 Klasik Bisiklet Sonlu Eleman Modeli

Gerek klasik modelde gerekse de kompozit modelde aynı şekilde mesnetleme yapılmıştır. Modellerin arka tekerlek bağlantılarında sadece tekerlek eksenini etrafında dönme serbest bırakılmıştır. Ön tüpte ise bisiklet düzleminde yukarı aşağı hareket engellenmiş, kalan serbestlik dereceleri sınırlandırılmamıştır.

Bisiklete uygulanacak kuvvetler için daha önce de sözü edilen en yoğun yükleme şekli esas alınacaktır. Bu tip yüklemede kullanıcı ayakta olduğundan direkt olarak alt braket ve ön tüp bölgelerinde kuvvet ve momentler yaratılacaktır. Pedal bölümündeki momentler kullanıcının pedallara uyguladığı kuvvet neticesinde krank kolu aracılığı ile iletilen momentlerdir. Ön tüp bölümünde ise bu durum gidon aracılığı ile gerçekleşmektedir. Kuvvetler ve moment değerleri daha önce yapılmış ölçüm çalışmalarından[13] elde edilmiştir.

5.2.2 Kompozit Bisiklet Modeli

Bölüm3’de belirlenmiş olan monoblok gövde daha önce de belirtildiği gibi strofor bir iskelet üzerine kompozit malzeme kaplanması ile elde edilmektedir. Bu sebeple öncelikli olarak malzemenin ve sonlu eleman modelinin oluşturulması hakkında bilgi

verilecektir. Gövde içindeki metal parçalar ile temasa bağlı analizler çalışmanın ileri hedefi olarak görüldüğünden sınır şartlarının tanımlaması bu duruma uygun olarak yapılmıştır.

Kullanılan kompozit malzeme AS4 (Hercules) karbon fiber ve 3501-6 epoksiden oluşmaktadır. Karma malzemenin bileşenleri ile ilgili değerler[14] Tablo 5.2’de verilmektedir. Bu değerler Mikromekanik Teorilerinde bahsi geçen Karışımlar Kuralı’na göre hesaplanabilmektedir. (Ek A)

Tablo 5.2 Kompozit Malzeme İçin Tipik Özellikler

Özellik	AS4/3501-6
Fiber Hacim Oranı	0.63
Yoğunluk (g/cm ³)	1.58
E ₁ Modülü (GPa)	142
E ₂ Modülü (GPa)	10.3
G ₁₂ Kayma Modülü (Gpa)	7.2
ν_{12} Poisson Oranı	0.27
ν_{21} Poisson Oranı	0.02
Uzunlamasına Çekme Dayanımı (Mpa)	2280
Elyafa Dik Çekme Dayanımı (Mpa)	57
Kayma Dayanımı (Mpa)	71
Uzunlamasına Basma Dayanımı (Mpa)	1440
Elyada Dik Basma Dayanımı (Mpa)	228

Kompozit malzemenin tasarımını ve analizini yaparken istifleme geometrisi dikkatle belirlenmelidir. Gerek tasarımı gerekse de analizi karmaşık hale getiren katılık matrislerinin elemanları sonuçları önemli ölçüde etkileyebilir. Bu matrisler[15] [A] uzama katılık matrisi, [B] birleşme katılık matrisi ve [D] eğme katılık matrisidir. Tabakaların yönlendirmesi ve dağılımı bu matrislerin elemanlarını değiştirecektir.

[A] matrisi düzlemsel normal gerilmeler altında düzlemsel kayma deformasyonları meydana getirir. Aynı şekilde düzlemsel kayma yükleri de normal düzlemsel deformasyonlara sebep olur. Dengelenmiş istifleme geometrilerinde bu matris sıfıra eşittir.

[B] matrisi eğme ile uzama arasındaki ilişkiyi temsil eder. Bu matris $B_{ij} \neq 0$ ise çok tabakalı malzemede eğme ve/veya dönme yaratmadan tabakayı çekmenin olanağı yoktur. Uzama kuvveti yalnızca şekil değişimleri değil aynı zamanda levhada eğme ve/veya dönme de yaratır. Malzemeye moment uygulandığında uzama ve kısaltmalar da sözkonusudur. Bu tip ikizlenmeleri ortadan kaldırmak için simetrik istifleme geometrileri kullanılabilir.

[D] matrisi eğilmeye maruz kalındığında tabakalar arası gerilmelere sebep olabilir. Antisimetrik istifleme geometrileri ile bu matris sıfıra eşitlenebilir.

Tüm bu matrislerin sıfıra eşitlendiği durum “crossply” olarak bilinen ve tabakaların 0 ve 90 derecelerle yerleştirildiği geometrinin simetrik durumu ile mümkündür. $[0/90_2]_s$, bu dağılım için bir örnek olarak verilebilir. Çoğunlukla simetrik ve dengeli istifleme geometrileri ile $A_{ij}=0$ ve $B_{ij}=0$ olması sağlanabilir. Ne var ki genelde $D_{ij} \neq 0$. İstifleme sırasında laminat sayısının değiştirilmesi ile bu matris minimize edilebilir.

Yukarıda sözü edilen matrisler ve geometrinin etkisi örnek bir malzeme üzerinde açıklanabilir. 18 tabakalı bir kompozit malzemenin farklı istifleme geometrileri için durum şu şekilde verilebilir :

- Dengeli/asimetrik istifleme geometrisi : $[0_5/45_4/-45_4/0_5]$

Bu istifleme geometrisi asimetrisi ve dağılımın hassas olmaması sebebi ile tavsiye edilebilir bir geometri değildir. $A_{ij}=0$ ve $D_{ij}=0$. Fakat $B_{ij} \neq 0$ olduğundan uzama kuvvetleri dönmeye de sebep olacaktır.

- Dengeli/simetrik istifleme geometrisi : $[0_5/45_2/-45_2]_s$

Dengeli ve simetrik dağılım gereği $A_{ij}=0$ ve $B_{ij}=0$. Fakat $D_{ij} \neq 0$ olmakla birlikte geometrinin dağılımdan dolayı oldukça da yüksektir. Bu tasarım gereksinimleri karşılayacak nitelikte olmakla beraber en iyisi değildir.

- Dengeli/simetrik istifleme geometrisi : $[0_2/45_2/0_2/-45_2/0]_s$

Dengeli ve simetrik dağılım yine $A_{ij}=0$ ve $B_{ij}=0$ olmasını sağlamaktadır. Dağılımın daha hassas olmasından dolayı D_{ij} de sıfır olmasa bile minimuma yakındır. Bu tasarım tavsiye edilebilir bir tasarımıdır. D_{ij} için mutlak minimumu verecek dağılım $[0/45/0/-45/0/45/0/-45/0]_s$ şeklinde olabilir. Bu şekilde imalatla karşılaşılabilen çarpılma ve beklenmedik şekil değişimleri önlenir.

Bu değerler ışığında $[0/30/0/-30/...]$ yönelimli kompozit plakalar tanımlanmıştır. Kırılma hipotezi olarak pek çok kriter arasından Tsai-Wu Kırılma Hipotezi (Ek B) tercih edilmiştir.

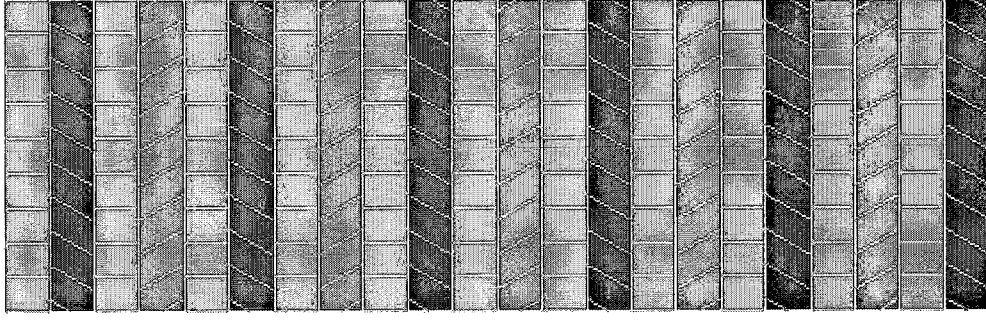
3 boyutlu katı elemanlar kullanılarak strofor iskeletin tanımlanmasının ardından kompozit malzemenin kaplanmasına geçilmiştir. Gövde üzerinde farklı bölgelerde farklı sayıda katmanlar yaratılarak strofor iskelet kaplanmıştır. Ön tüp, alt tüp ve alt braket diğer bölgelere nazaran daha fazla yüklemeye maruz kalacağından bu bölgelerde katman sayısı fazla tutulmuştur. Minimum 8 katman, maksimum 22 katman olacak şekilde dağılım gerçekleştirilmiştir. İstifleme geometrisinin optimizasyonu bu çalışmanın ileri bir safhası olarak görülmüştür.

I-DEAS yazılımının laminat modülünde iki farklı tipte istifleme geometrisi için laminat tanımlaması yapılmıştır. Birinci tanımlamada tabakalar üç farklı açıda ardarda dizilmiştir. İkinci tanımlamada ise dengeli/simetrik bir dağılım tanımlanmıştır. Her iki durum için de 22 katmandan oluşan kombinasyonlar Şekil 5.6 ve 5.7 de verilmektedir. Şekillerde de görülen 0° bisiklet eksenine paraleldir.

Kompozit katmanların yapısı tanımlanırken ilgili matrisler de yazılım tarafından hesaplanabilmektedir. Yine iki farklı istifleme geometrisinin 22 katmandan oluşan durumları için matrisler aşağıdaki gibidir.

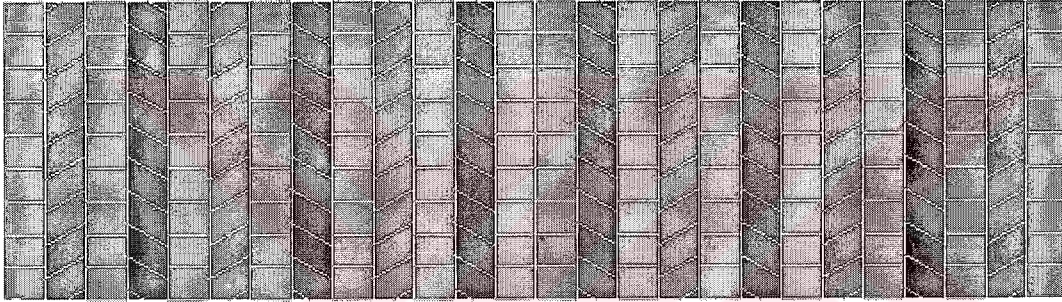
- Ardarda dizilim için :

$$[A] = \begin{bmatrix} 3.114E8 & 3.686E7 & 0 \\ 3.686E7 & 4.24E7 & 0 \\ 0 & 0 & 4.740E7 \end{bmatrix} \quad (5.1)$$



$$\begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Şekil 5.6 Kompozit Malzemenin Ardarda Dizilimi



$$\begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Şekil 5.7 Kompozit Malzemenin Dengeli/Simetrik Dağılımı

$$[B] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -6.69E6 \\ 0 & 0 & -2.55E6 \\ -6.69E6 & -2.55E6 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

$$[D] = \begin{bmatrix} 1.887E8 & 2.018E7 & 0 \\ 2.108E7 & 2.437E7 & 0 \\ 0 & 0 & 2.64E7 \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

Yukarıdaki matrislerde görülen odur ki A_{ij} , B_{ij} ve D_{ij} matrislerinden hiçbirisi sıfıra eşit değildir. Dağılımın çok sayıda laminattan oluşuyor olması D_{ij} matrisinin terimlerinde minimize edici bir etki yaratmıştır. Bu tasarım önerilebilecek bir tasarım değildir.

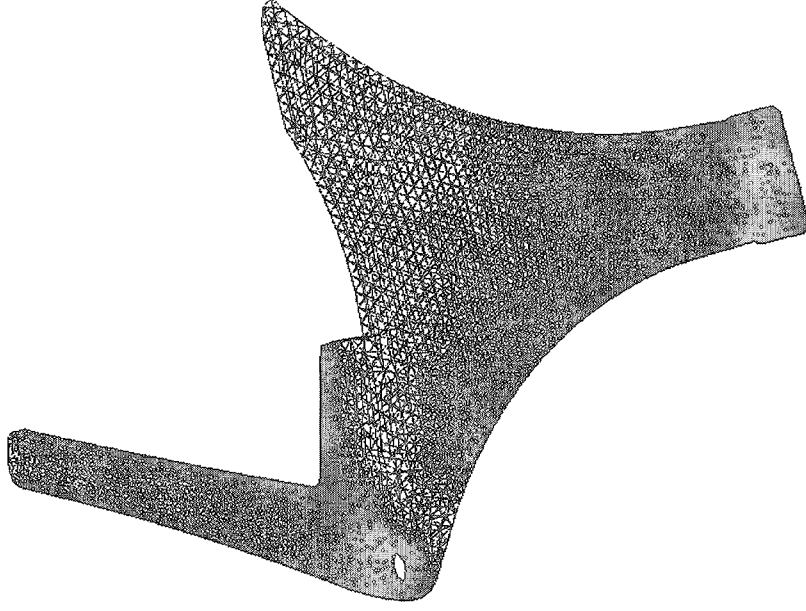
$$[A] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.4)$$

$$[B] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

$$[D] = \begin{bmatrix} 1.195E8 & 1.245E7 & 6.120E6 \\ 1.245E7 & 1.522E7 & 2.33E6 \\ 6.12E6 & 2.33E6 & 1.64E7 \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

Yukarıdaki üç matris içinde A_{ij} ve B_{ij} matrislerinin sıfır olduğu görülmektedir. Böylece daha önce verilen bilgiler doğrulanmış olmaktadır. Bu önerilebilecek bir tasarımdır. Kompozit malzeme için tercih edilecek istifleme geometrisi de bu şekilde olacaktır. Yapılacak analizlerde bu geometriye ait sonuçlar ile klasik model sonuçları karşılaştırılacaktır. Birinci tip istifleme geometrisi ile kıyaslama ayrı bir çalışma olarak gerçekleştirilebilir. Ayrıca bu çalışmanın ileriye yönelik hedefi olarak bu tip bir çalışma başlangıç noktası oluşturabilir.

Bu noktaya gelinceye kadar yapılan tüm çalışmanın ardından en son aşama olarak malzemenin iskelet üzerinde yerleştirilmesi kalmıştır. Kompozit malzeme yönlendirilirken daima x eksenine teğet kalınacak konumlama tercih edilmiştir. Sadece uzunlamasına eksene normal olan düzlemlerde malzeme eksene dik olacak şekilde yerleştirilmiştir. Sonuçta oluşan sonlu eleman modeli Şekil 5.8 de verilmektedir.



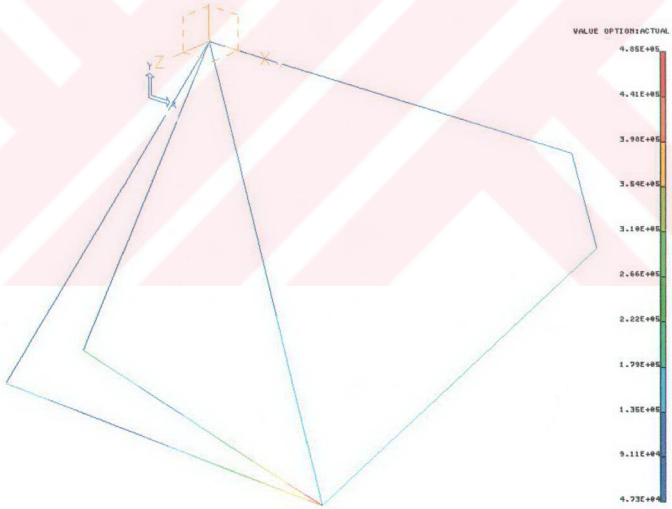
Şekil 5.8 Sonlu Eleman Modeli İzometrik Görünüm

BÖLÜM 6 ANALİZ SONUÇLARI ve YORUMLARI

6.1 ANALİZ SONUÇLARI

Boru model bisiklet ve kompozit model için iki farklı analiz gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerin sonuçları bu bölüm kapsamında şekiller üzerinde gösterilecek, gerekli karşılaştırmalar yapılarak sonuca ulaşılmaya çalışılacaktır

Öncelikle boru model klasik bisikletin sonuçları ele alınabilir. Yapılan analizin sonuçları Şekil 6.1 de görülmektedir.

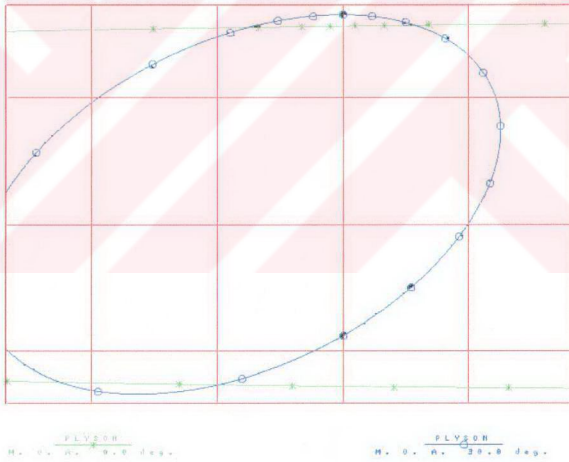


Şekil 6.1 Klasik Bisiklet Modedi Analiz Sonuçları

Bu model herkesin bildiği klasik, metal bir yapıya aittir. Modele ait sonuçlar yapının kırılmaktan çok uzak olduğunu göstermektedir (Tablo 6.1). Zaten metal bisikletler katastrofik mühendislik hataları yapılmaması durumunda kolaylıkla kırılmayacağı

söylenabilir. Elde edilen gerilme değerleri metal malzemenin sınırlarının oldukça altında çıkmıştır. Maksimum deformasyon gidon bölgesindedir. Bu bölgede moment kolunun kranka göre daha uzun oluşu, gidon bölgesinin serbestlik dereceleri bu sonuca neden olmuştur. Yine de elde edilen değer yapının dayanıklı olduğunu gösterecek mertebededir.

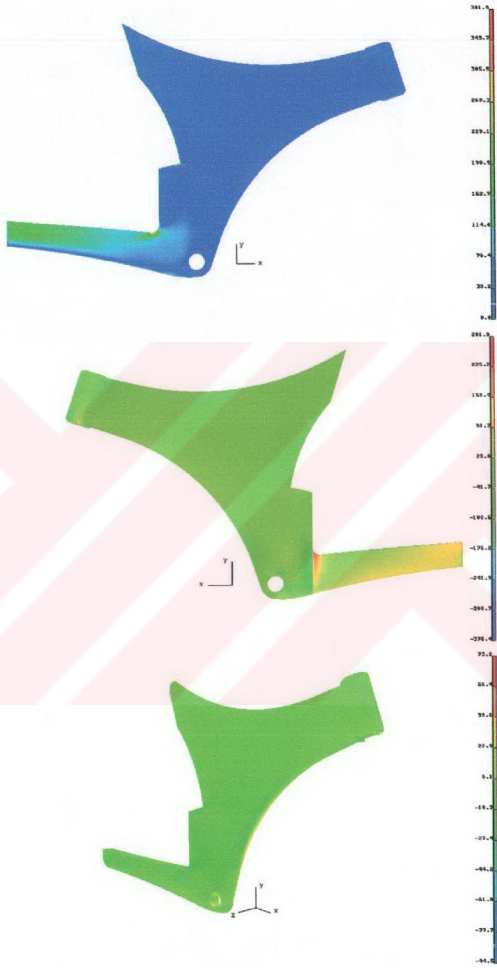
Bölüm5’de kompozit model için iki farklı istifleme geometrisi tanımlanmıştır. İlk olarak ardarda dizilim, arkasından da dengeli/simetrik istiflemeye ait sonuçlar verilecektir. Şekil 6.2 de her iki geometri için de ortak olan, 0° , 30° ve -30° için belirlenen zarflar görülebilir. Dairesel şekilli olan çizgi 30° ve -30° için, diğer çizgi ise 0° içindir. Yatay eksen XX gerilmesini, dikey eksen de YY gerilmesini tanımlamaktadır. Dikey eksen -24Mpa ile 74Mpa arasında değişirken yatay eksen içindeki zarf için -280Mpa ile 200Mpa arasında değişmektedir.



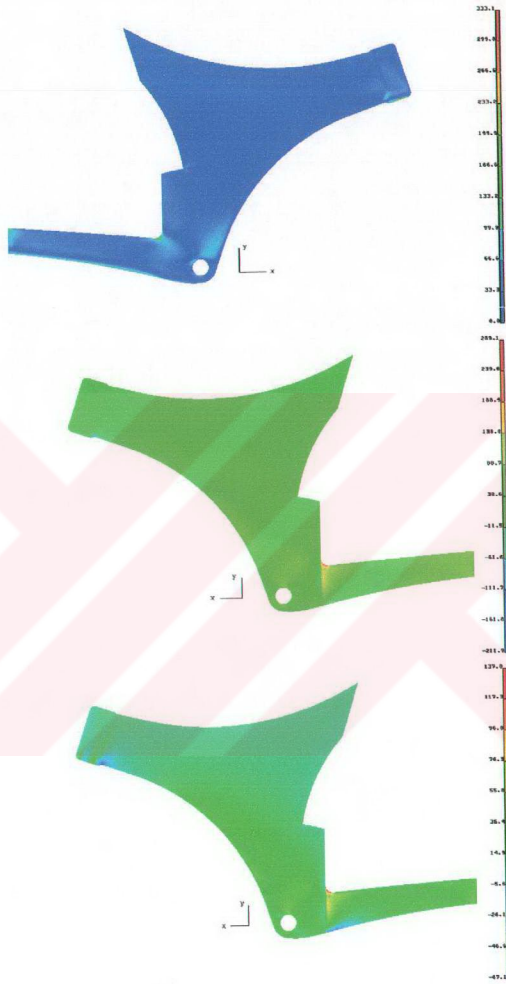
Şekil 6.2 Tabakalar İçin Zarflar

Kompozit malzemeye ait zarflar, elde edilen sonuçların değerlendirilmesi açısından önemlidir. Gerekli değerlendirmeleri yapabilmek için analiz sonuçlarına geçilebilir. Birinci tip istifleme geometrisi için en kritik tabakalarda gerilme durumları Şekil 6.3,

6.4 ve 6.5 de verilmektedir. Bu şekillerde gerek asal gerilmeler gerekse de kayma gerilmelerine ait durumlar gösterilmektedir.



Şekil 6.3 (0°) Tabaka İçin Gerilme Durumu



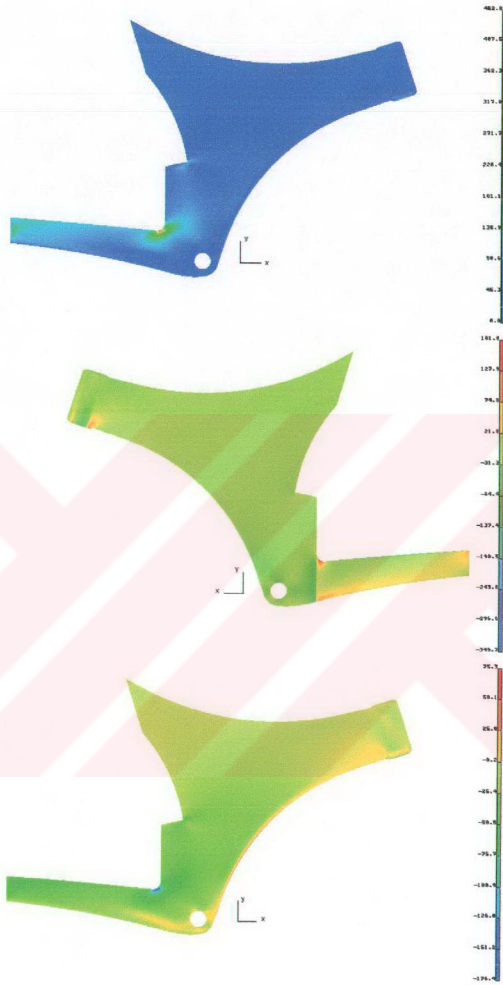
Şekil 6.4 (30°) Tabaka İçin Gerilme Durumları

Tüm değerlendirmelerden önce belirtilmesi gereken nokta maksimum deplasman değeridir. Belirlenen yükleme durumu altında yapının gidon bölümünde maksimum olacak şekilde 2.15mm deplasman elde edilmiştir.

şekil 6.3 de görülen gerilme durumlarında 0° ile yönlendirilen tabakalarda Von Mises gerilimi 385MPa değerine ulaşmaktadır. Malzeme için çekme dayanımının 2.2GPa olduğu düşünülürse kompozit malzeme bu yönden dayanıklı gözükmektedir. Kayma gerilimi açısından gövdenin n tp, alt braket gibi hassas bölgelerinde maksimum 35Mpa değeri görülmektedir. Ne var ki arka atal bağlantısının gerçekleştiği bölümde bazı elemanların dayanım sınırı olan 71Mpa değerini aştığı görülmektedir. Bu da bölgesel bir iyileştirmenin gerekliliğini ortaya koymaktadır. Elyafa dik doğrultudaki gerilme için yine arka atal bağlantısında iyileştirmeye ihtiyaç vardır. Elyaf doğrultusunda ise maksimum gerilme değeri 292Mpa olmaktadır ki bu da limit değerin çok altındadır.

şekil 6.4 de görülen gerilme durumlarında 30° ile yönlendirilen tabakalarda Von Mises gerilimi 333MPa değerine ulaşmaktadır. Malzeme için çekme dayanımının 2.2GPa olduğu düşünülürse kompozit malzeme bu yönden dayanıklı gözükmektedir. Kayma gerilimi açısından gövdenin n tp, alt braket gibi hassas bölgelerinde maksimum 55Mpa değeri görülmektedir. Yine arka atal bağlantısının gerçekleştiği bölümde bazı elemanların dayanım sınırı olan 71Mpa değerini aştığı görülmektedir. Bu da bölgesel bir iyileştirmenin gerekliliğini ortaya koymaktadır. Elyafa dik doğrultudaki gerilme için yine arka atal bağlantısında iyileştirmeye ihtiyaç vardır. Elyaf doğrultusunda ise maksimum gerilme değeri 289Mpa olmaktadır ki bu da limit değerin çok altındadır.

Yapı, belirli bölgeler haricinde gerek deformasyon gerekse de gerilme durumu açısından mevcut yükleri taşıyabilecek durumdadır. Gerilmeler açısından hassas olan bölgelerde yapılacak iyileştirmeler problemleri ortadan kaldıracaktır. Üstelik ereve ağırlığının metal bisikletin ağırlığının %55'i seviyesinde olması bu ereyi cazip kılmaktadır. Bu noktada ileriye yönelik bir hedef de belirlenmektedir. O da laminatların optimizasyonudur. Yine de metal yapı ile kompozit yapıyı kıyaslamak amacı ile Tablo 6.1 oluşturulmuştur. Tablo özellikle hassas bölgeler olan alt braket, n tp ve arka atal üzerinde yoğunlaşmaktadır.



Şekil 6.5 (-30°) Tabaka İçin Gerilme Durumu

Tablo 6.1 Analiz Sonuçları

Von Mises	Metal Çerçeve	0° kompozit	30° kompozit	-30° kompozit
Arka Çatal	310 Mpa	152 Mpa	300 Mpa	460 Mpa
Ön tüp	136 Mpa	76 Mpa	98 Mpa	120 Mpa
Alt Braket	451 Mpa	75 Mpa	66 Mpa	95 Mpa
XX				
Arka Çatal	-	225 Mpa	260 Mpa	125 Mpa
Ön tüp	-	-45 Mpa	88 Mpa	70 Mpa
Alt Braket	-	47 Mpa	60 Mpa	-30 Mpa
XY Shear				
Arka Çatal	-	-20 Mpa	130 Mpa	-120 Mpa
Ön tüp	-	-27 Mpa	35 Mpa	20 Mpa
Alt Braket	-	-18 Mpa	50 Mpa	18 Mpa

BÖLÜM 7 SONUÇ

Tüm çalışma boyunca temel bisiklet geometrisine ait parametreler irdelenerek yeni bir çerçeve oluşturulmuştur. Bu çerçeve bilgisayar destekli tasarım ortamında uygun şekilde modellenerek analiz için gerekli sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Bilindiği üzere yapı için tercih edilen malzeme kompozittir. Bu malzeme çalışmanın ana hedefleri olan ağırlık kazancı ve dayanıma hitabeder niteliktedir. Yeni yapı ağırlık kazancı açısından kesin bir sonuç sağlamıştır. Metal yapıya oranla %55'e yakın bir ağırlık değerine sahip olan yapı dayanım açısından ek çalışmalar gerektirecek sonuçlar vermiştir. Bölüm6 da belirtildiği gibi yapı genelinde amaca ulaşmakla birlikte hassas bölgelerde iyileştirmeye gidilmesi yapıyı daha da güvenli hale getirecektir. Bu noktada ileri yönelik bir hedef olarak laminat optimizasyonu ve bu sayede yapı güvenilirliğinin artırılması gösterilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] **The Union Cycliste Internationale**, 1996. Regulation 49
- [2] **Hinault, B. ve Genzling, C.**, (1986). Cyclisme sur Route
- [3] **Hull, M.L. ve Gonzalez, H.**, (1989). Multivariable optimization of cycling biomechanics. Journal of Biomechanics. Vol 22: 1151-1161
- [4] **Cavanagh, P. ve Sanderson, D.J.** (1986). The biomechanics of cycling: studies of the pedaling mechanics of elite pursuit riders. Science of Cycling. Human Kinetics Publishers, Champaign IL
- [5] **LaFortune, M. ve Cavanagh, P.R.** (1980). Force effectiveness during cycling. Medical Sci. Sports Exe
- [6] **Burke, Edmund** (1986). Effects of Saddle Height and Pedaling Cadence on Power Output and Efficiency. Science of Cycling. Human Kinetics Publishers, Champaign IL
- [7] **Marsh, A.P.**, 1996. What Determines The Optimal Cadence?, Cycling Science 96
- [8] **Hull, M.L. ve Jorge, M.** (1985). A method for biomechanical analysis of bicycle pedalling, Journal of Biomechanics. Vol 18: 307-316.
- [9] **Timoshenko, S. ve Young, D. H.** (1948). Advanced Dynamics, Mc-Graw Hill Press, New York
- [10] **Jones, D. E. H.** (1970). The Stability of The Bicycle, Phys. Today 23(4), 34
- [11] **Lowell, J. ve Kell, H. D.** (1982). The Stability of bicycles, Am. J. Phys. 50(12)
- [12] **Grey, A.** (1918). A Treatise on Gyrostatics and Rotational Motion, McMillan, London
- [13] **Measurements Group** (1998).
- [14] **Daniel, I. M. ve Ishai, O.** (1994). Engineering Mechanics of Composite Materials, Oxford University Press, New York
- [15] **Aran, A.** (1990). Elyaf Takviyeli Karma Malzemeler, İTÜ Kütüphanesi, Sayı: 1420

EKLER

EK A. KARIŞIMLAR KURALI

Bu kural doğrultusunda karma malzemeye ait mekanik özellikler hesaplanabilmektedir. Takviye doğrultusundaki elastik modülü hesaplamak için sürekli ve elyafı tek yönde düzenlenmiş bir karma malzeme olarak işe başlanabilir. Malzemeye yük uygulandığında matris ve elyaf birlikte uzayacağından eş uzama söz konusudur.

$$\epsilon_k = \epsilon_e = \epsilon_m \quad (A.1)$$

Bu eşitlikte k:karma malzeme, e:elyaf ve m:matris ifade etmektedir.

Karma malzemenin taşıdığı yük ise ;

$$P_k = P_e + P_m \quad (A.2)$$

olur. Bu eşitlikten

$$\sigma_k A_k = \sigma_e A_e + \sigma_m A_m \quad (A.3)$$

yazılabilir. A kesit alanını ifade etmektedir. Elyafın sürekli olması esassından yararlanarak

$$v_e = A_e / A_k \quad , \quad v_m = A_m / A_k \quad , \quad v_e + v_m = 1 \quad (A.4)$$

ifadeleri yazılabilir. Dolayısı ile

$$\sigma_k = \sigma_e v_e + \sigma_m (1 - v_e) \quad (A.5)$$

olur. Denklem birim uzama değeriine bölünerek karma malzemenin elastik modülü

$$E_1 = E_e v_e + E_m (1 - v_e) \quad (A.6)$$

olarak bulunur. Bu ifadeye Karışım lar Kuralında Paralel Toplama adı verilmektedir.

İkinci adım Poisson oranının hesaplanmasıdır.

$$\nu_{12} = -\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} \quad (A.7)$$

$$\varepsilon_2 = -\frac{\Delta h}{h} \quad (A.8)$$

ifadeleri bilinmektedir. Burada h malzeme kalınlığını ifade etmektedir. H de meydana gelen değişim elyaf ve matristeki daralmalar toplamıdır.

$$\Delta h = \Delta h_e + \Delta h_m \quad (A.9)$$

Eş birim uzamalar sözkonusu ise

$$\Delta h_m = h\nu_m\varepsilon_1\nu_m, \Delta h_e = h\nu_e\varepsilon_1\nu_e \quad (A.10)$$

ifadeleri yazılabilir. Dolayısıyla sonuç ifadesi aşağıdaki gibi olacaktır.

$$h\varepsilon_1\nu_{12} = h\nu_m\varepsilon_1\nu_m + h\nu_e\varepsilon_1\nu_e \quad (A.11)$$

$$\nu_{12} = \nu_m\nu_m + \nu_e\nu_e$$

Poisson oranının da paralel toplama ile elde edildiği görülmektedir.

Üçüncü aşamada elyafa dik doğrultudaki elastik modül hesaplanmalıdır. Bu durum için yapılan kabul kompozit malzeme bileşenlerinin eş gerilmeye mağruz kaldığıdır.

$$\sigma_k = \sigma_e = \sigma_m \quad (A.12)$$

Elyafa dik doğrultudaki malzeme uzaması ,

$$\Delta h_k = \Delta h_e + \Delta h_m \quad (A.13)$$

olarak ifade edilir. Δh için diğer ifadeler ise ,

$$\Delta h_x = \varepsilon_x h_x \quad (A.14)$$

şeklinde verilir. Burada x değişkeninin alabileceği değerler k(karma malzeme), m(matris) ve e(elyaf) olacaktır. A.13 ifadesi ε ve h cinsinden yazılıp gerekli sadeleştirmeler yapıldıktan sonra

$$\varepsilon_k = \varepsilon_m\nu_m + \varepsilon_e\nu_e \quad (A.15)$$

şeklini alacaktır. ε , gerilme ile Young modülü cinsinden ifade edilebildiğinden yukarıdaki eşitlik bu duruma uygun olarak düzenilerek,

$$\frac{\sigma_k}{E_k} = \frac{\sigma_m}{E_m} v_m + \frac{\sigma_e}{E_e} v_e \quad (\text{A.16})$$

şekline getirilir. Gerilmelerin eşit olduğu bilindiğinden yukarıdaki ifade biraz daha düzeltilerek,

$$\frac{1}{E_2} = \frac{v_m}{E_m} + \frac{v_e}{E_e} \quad (\text{A.17})$$

formuna dönüştürülür. Böylece elyafa dik doğrultudaki elastik modül bulunmuş olur. Elde edilen ifadeye Karışımlar Kuralında Seri Toplama adı verilmektedir.

Son olarak da Kayma Modülü'nden bahsedilecektir. Kompozit malzeme bir kayma gerilmesi ile karşı karşıya kaldığında, elyaf ve matrisin aynı gerilme değerine mağruz kaldığı kabul edilir. Kalınlık değeri de ihmal edilebileceğinden şekil değişimleri,

$$\Delta_k = \Delta_m + \Delta_e \quad (\text{A.18})$$

şeklinde yazılabilir. Bu ifadeye

$$\Delta_k = h\gamma_{12} \text{ , } \Delta_m = hv_m\gamma_m \text{ , } \Delta_e = hv_e\gamma_e \quad (\text{A.19})$$

ve

$$\gamma_{12} = \frac{\tau}{G_{12}} \text{ , } \gamma_m = \frac{\tau}{G_m} \text{ , } \gamma_e = \frac{\tau}{G_e} \quad (\text{A.20})$$

olduğundan

$$h\gamma_{12} = hv_m\gamma_m + hv_e\gamma_e \quad (\text{A.21})$$

yazılabilir. Yukarıdaki ifadeye sadeleştirmeler yapılır, eşit gerilme kabulü uygulanırsa

$$\frac{1}{G_{12}} = \frac{v_m}{G_m} + \frac{v_e}{G_e} \quad (\text{A.22})$$

bulunur. Kayma modülü hesaplanırken de seri toplama kullanılabildiği görülmektedir.

EK B. TSAI-WU KIRILMA KRİTERİ

Tsai-Wu kriterinin temeli gerilme uzayında varolan kırılma yüzeyleri üzerine kuruludur. En genel notasyon ile ifadesi ise şu şekildedir.

$$f_i \sigma_i + f_{ij} \sigma_i \sigma_j = 1 \quad (\text{B.1})$$

Bu ifadede f_i, f_{ij} ikinci ve dördüncü derece gerilme tansörlerini ifade etmekte, $i, j = 1, 2, \dots, 6$ olarak tanımlanmaktadır. Düzlem gerilme durumunda ifadeyi açacak olursak

$$f_1 \sigma_1 + f_2 \sigma_2 + f_6 \tau_6 + f_{11} \sigma_1^2 + f_{22} \sigma_2^2 + f_{66} \tau_6^2 + 2f_{12} \sigma_1 \sigma_2 + 2f_{16} \sigma_1 \tau_6 + 2f_{26} \sigma_2 \tau_6 = 1 \quad (\text{B.2})$$

şeklinde ifade edebiliriz. f_{12} terimi normal gerilmeler olan σ_1 ve σ_2 arasındaki etkileşimi göstermektedir. Asal malzeme eksenini boyunca kayma yüküne mağruz kalan malzemenin dayanımı kayma gerilmesinin işaretinden bağımsız olduğundan tüm lineer terimler elenmelidir. Bu yüzden

$$f_6 = f_{16} = f_{26} = 0 \quad (\text{B.3})$$

olacaktır. Kalan katsayılar elemanter yükleme şartlarının laminata uygulanması ile bulunabilir. Bu yüzden kırılıncaya kadar uzunlamasına çekme yüklemesi için $\sigma_1^u = F_{1t}$, $\sigma_2 = \tau_6 = 0$,

$$f_1 F_{1t} + f_{11} F_{1t}^2 = 1 \quad (\text{B.4})$$

ve uzunlamasına basma yüklemesi için $\sigma_1^u = -F_{1c}$, $\sigma_2 = \tau_6 = 0$,

$$-f_1 F_{1c} + f_{11} F_{1c}^2 = 1 \quad (\text{B.5})$$

olacaktır. Yukarıda ki denklemlerde

$$f_1 = \frac{1}{F_{1t}} - \frac{1}{F_{1c}} \quad (\text{B.6})$$

$$f_{11} = \frac{1}{F_{1t}F_{1c}} \quad (B.7)$$

Basit olarak tek tönü transvers çekme ve basma yükleri için

$$f_2 = \frac{1}{F_{2t}} - \frac{1}{F_{2c}} \quad (B.8)$$

$$f_{22} = \frac{1}{F_{2t}F_{2c}} \quad (B.9)$$

Kırılmaya kadar kayma yüklemesi için, $\tau_6^u = F_6$, $\sigma_1 = \sigma_2 = 0$,

$$f_{66} = \frac{1}{F_6^2} \quad (B.10)$$

Kalan katsayı olan f_{12} bir takım eksenel testlerle elde edilmelidir. Her iki eksen den eşit yüke mağruz kalındığında, $\sigma_1^u = \sigma_2^u = F_{12}$, $\tau_6 = 0$, elde edilecek ifade

$$(f_1 + f_2)F_{12} + (f_{11} + f_{22} + 2f_{12})F_{12}^2 = 1 \quad (B.11)$$

şeklinde olacaktır. F_{12} deneysel olarak elde edilecek gerilmeyi ifade etmektedir.

Denk B.11, f_{12} için çözümlenerek, ayrıca Denk B.6 ile B.9 arasındaki ifadelerden faydalanarak

$$f_{12} = \frac{1}{2F_{12}^2} \left[1 - F_{12} \left(\frac{1}{F_{1t}} - \frac{1}{F_{1c}} + \frac{1}{F_{2t}} - \frac{1}{F_{2c}} \right) - F_{12}^2 \left(\frac{1}{F_{1t}F_{1c}} + \frac{1}{F_{2t}F_{2c}} \right) \right] \quad (B.12)$$

elde edilir.

Pek çok durumda f_{12} kritik değildir. Genel bir yakınsama

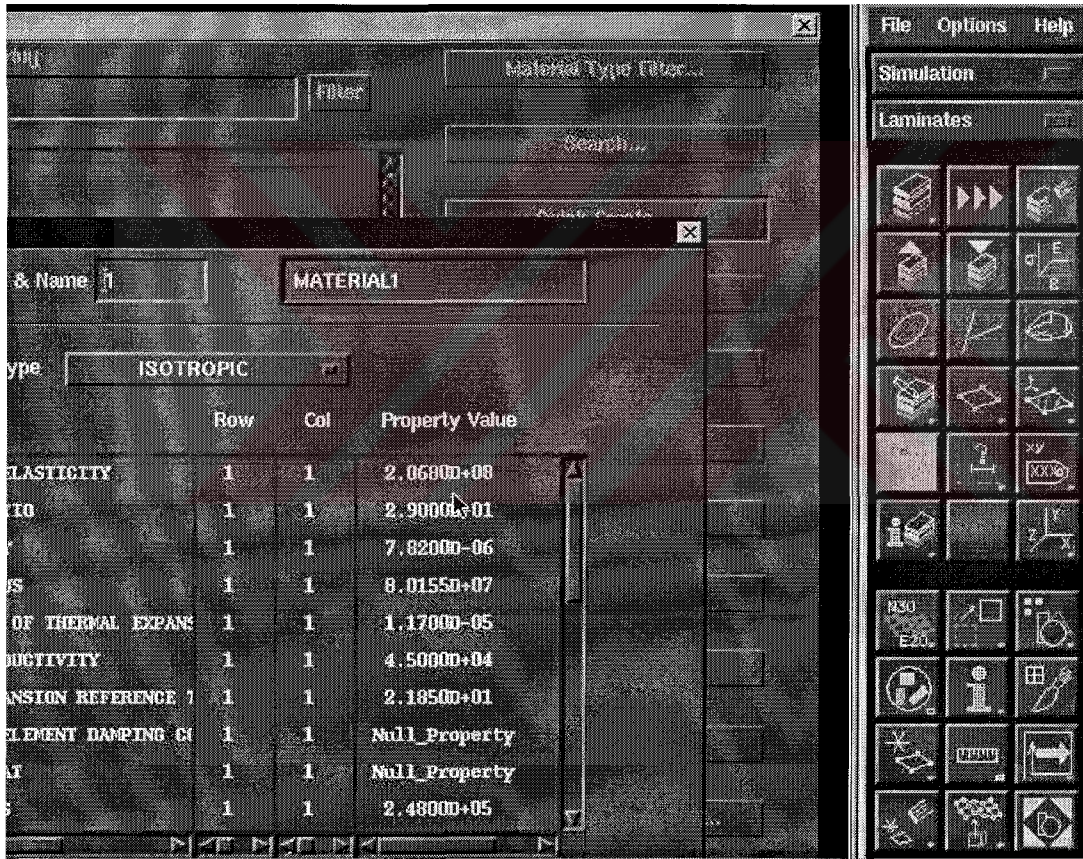
$$f_{12} \cong -\frac{1}{2}(f_{11}f_{22})^{\frac{1}{2}} \quad (B.13)$$

Tsai-Wu kriteri basit ve koordinat sistemi dönüşümlerinin gereksinimlerini karşılar niteliktedir. Etkileşim terimleri ayrı birer komponent gibi incelenebilir. Lineer terimlerine karşılık teori çekme ve basma gerilmeleri arasındaki farkı belirlemek için oldukça uygundur.

EK C. I-DEAS YAZILIMDA LAMİNA TANIMLANMASI

I-DEAS yazılımının Simulation modülünde laminat tanımlanmasına ilişkin prosedür aşağıdaki adımlarla verilebilir.

1. Öncelikle unutulmaması gereken malzemeyi oluşturan bileşenler için izotropik malzemeler tanımlandığı, ardından bu malzemeleri kullanarak ortotropik kompozit malzemeye geçildiğidir. Bu nedenle ilk aşama fiber ve matrisi oluşturacak malzemelerin tanımlanmasıdır. Şekil C.1 de malzeme tanımlanması ile ilgili komut gösterilmektedir.



Şekil C.1 İzotropik Malzeme Tanımlaması

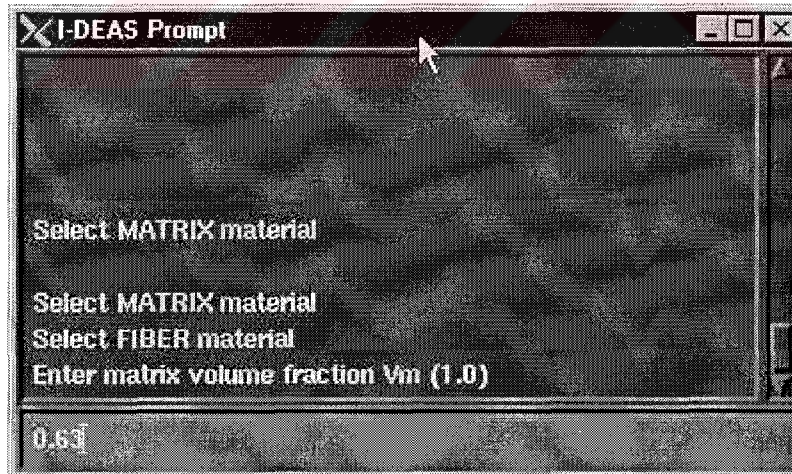
Gerekli malzemelere ait değerler tek tek girildikten sonra bu malzemeler malzeme listesinde görülecektir. İstenildiği zaman yine bu sayfa kullanılarak malzeme özellikleri değiştirilebilir. Aynı zamanda malzeme eklemek, malzeme silmek gibi işlemler de bu sayfada yapılabilir.

2. İkinci aşama eldeki malzemelerle tabaka kompozit oluşturulmasıdır. Ancak bu aşamadan sonra bu tabakaları doğru oryantasyonlarda biraraya getirerek kompozit laminat oluşturulabilir. Şekil C.2 de de görülen ikon seçilerek matris ve fiber malzeme seçimleri yapılır.



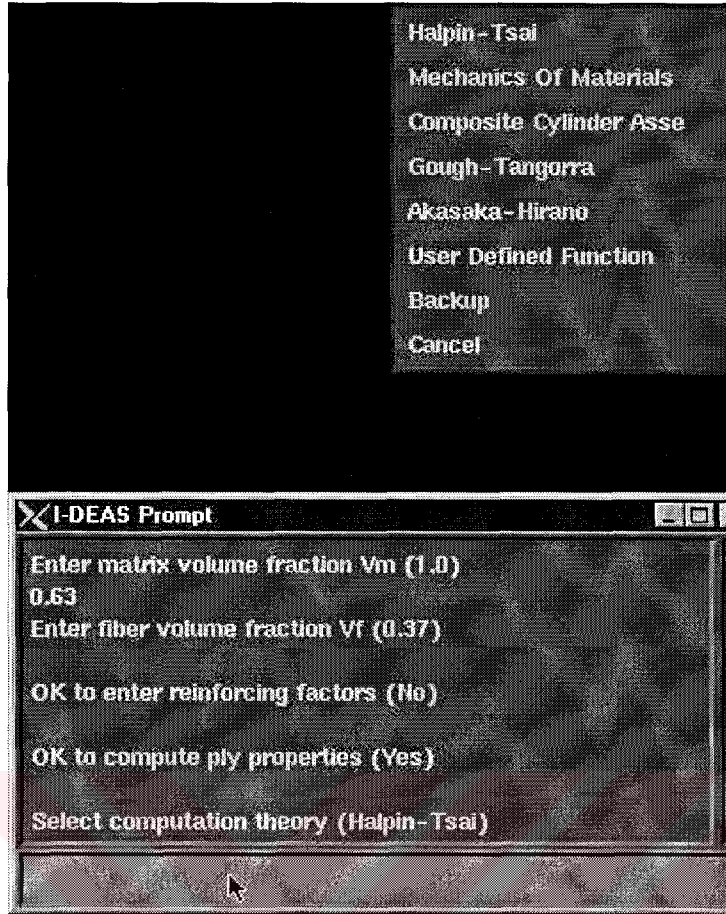
Şekil C.2 Kompozit Tabaka Oluşturulması

Malzeme seçimi tamamlandıktan sonra I-DEAS tabakayı oluşturmak için gerekli bilgileri sormaya başlayacaktır. İlk olarak da matris ve fiber için hacim oranlarını ister.(Şekil C.3)



Şekil C.3 Hacim Oranının Belirlenmesi

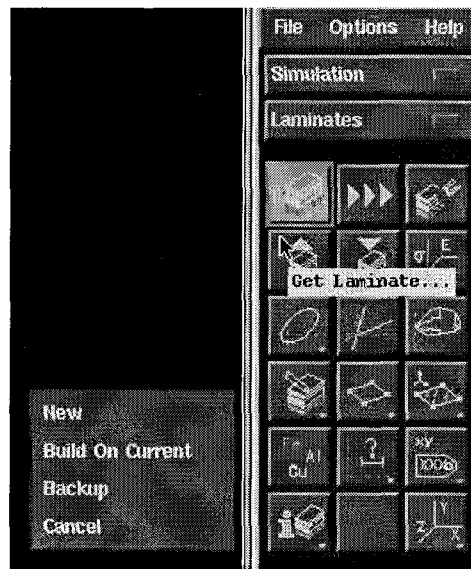
Ardından tabaka özelliklerini hesaplarken kullanılabilecek teorileri listeler. Bu çalışma dahilinde “Mechanics of Materials” ya da başka deyişle Karışımlar Kuralı kullanılmıştır. Seçimle ilgili bilgi Şekil C.4 de verilmektedir.



Şekil C.4 Hesaplama Teorilerinin Belirlenmesi

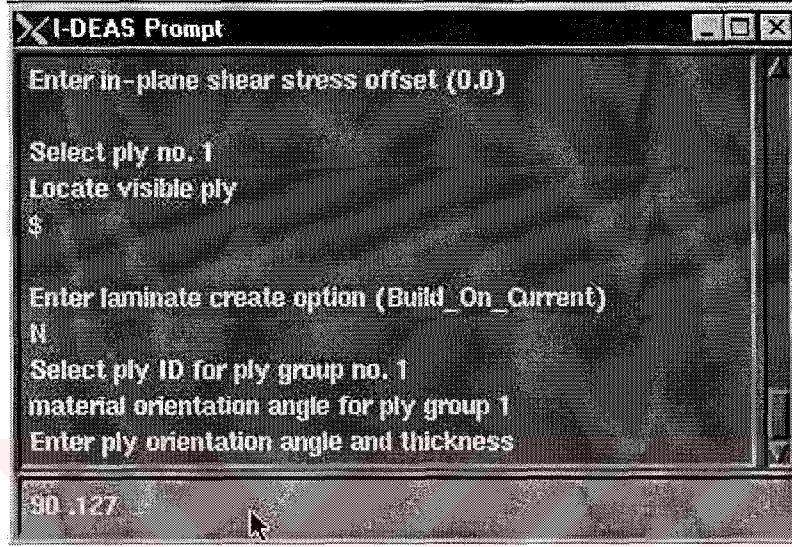
Teoriler ile ilgili seçim yapıldıktan sonra ek faktörlerin tanımlanması ile ilgili değerlere de gereken yanıtlar verilerek tabaka tanımlanması işlemi tamamlanır. Sonraki aşama bu tabakanın oryantasyonu ile laminatı yaratmaktır.

3. Laminat oluşturulması için Şekil C.5 de görülen laminat ikonu seçilir.

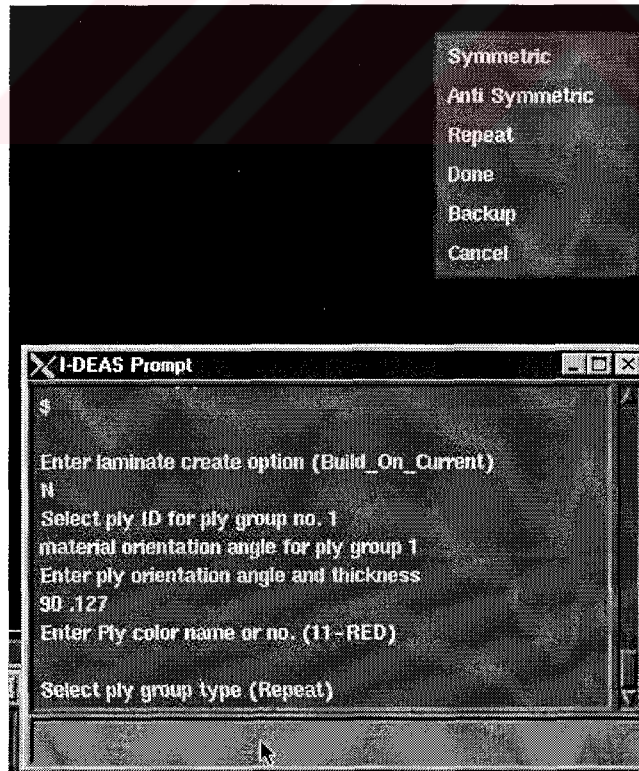


Şekil C.5 Laminat Tanımlama Komutu

Açılan pencerede yeni bir laminat yaratılacağı belirtildikten sonra I-DEAS yine gerekli bilgiler için sorular sormaya başlayacaktır. Tabakanın oryantasyon açısı ve kalınlığı için gerekli değerler bu sorulardan ilkidir. Ardından tabaka için renk seçimi yapılır. İstifleme geometrisini belirlemek için laminatın simetri ya da tekrar gibi opsiyonları elbette belirtilmelidir. Bu yol izlenerek laminat malzemenin oluşturulması tamamlanır. Şekil C.6 da tabaka açısı ve kalınlığı ile ilgili bilgilerin girildiği pencere, Şekil C.7 de ise istifleme geometrisini belirleyen opsiyonların seçildiği pencere görülmektedir.

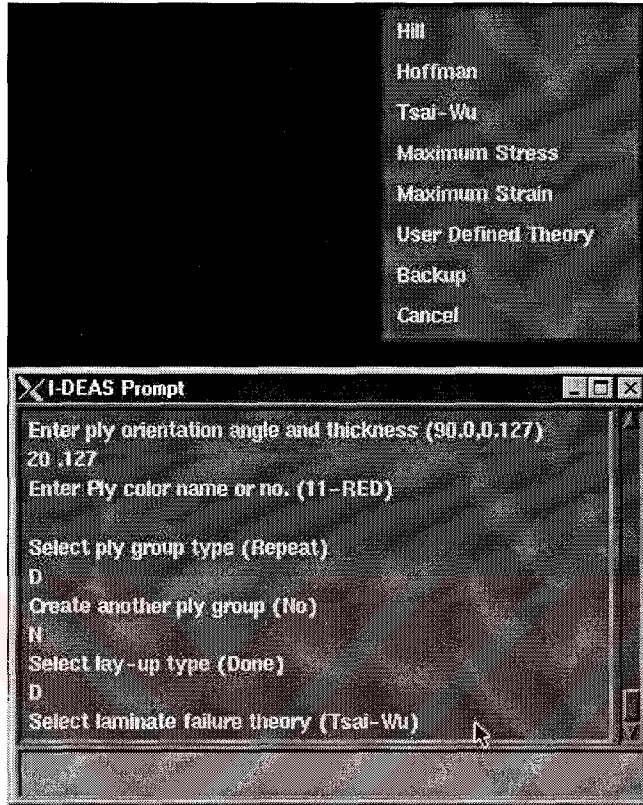


Şekil C.6 Tabaka Açısı ve Kalınlığının Belirlenmesi



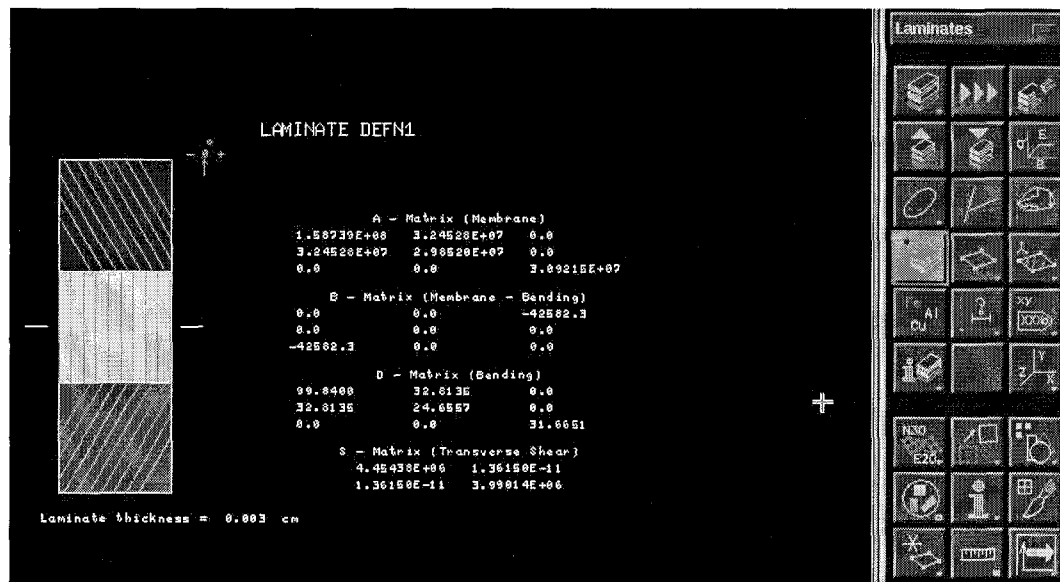
Şekil C.7 İstifleme Geometrisinin Belirlenmesi

İstifleme geometri tesbit edildikten sonra kırılma hipotezinin seçimi ve programın isteyeceği ek değerlerin girişi yapılır. Daha önceki bölümlerde de belirtildiği ve Ek B de aktarıldığı üzere bu çalışma dahilinde Tsai-Wu Kırılma Hipotezi kullanılmıştır. Şekil C.8 de bu konudaki seçimin yapıldığı pencere görülmektedir.



Şekil C.8 Kırılma Hipotezinin Belirlenmesi

Artık laminat tanımlanmış durumdadır. Yaratılan laminat “sketch” butonu (Şekil C.9) ile görüntülenebilir.



Şekil C.9 Laminatın Görüntülenmesi

Ayrıca yaratılmış olan malzemenin depolanması gereklidir. Ancak bu sayede o model dosyasında kalıcı bir malzeme yaratılmış olur. (Şekil C.10) Aksi takdirde yeni bir malzeme tanımlama işlemine geçildiğinde yaratılmış olan malzeme kaybedilecektir.



Şekil C.10 Laminatın Depolanması

ÖZGEÇMİŞ

1975 yılında İstanbul’da doğdu. İlk ve Orta öğrenimini Hüseyin Avni Sözen Anadolu Lisesi’nde tamaladıktan sonra 1993 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Uçak Mühendisliği Bölümü’nde okumaya hak kazandı. 1997 yılında bu bölümden mezun olduktan sonra yine aynı yıl İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü’nde Yüksek Lisans Programı’na başladı.

