

**VAROLAN BİR DİREKSİYON SİSTEMİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ İÇİN
YENİDEN MODELLENMESİ, TASARIMI VE DENENMESİ**

Burak YELKEN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**EYLÜL 2006
ANKARA**

Burak YELKEN tarafından hazırlanan VAROLAN BİR DİREKSİYON SİSTEMİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ İÇİN YENİDEN MODELLENMESİ, TASARIMI VE DENENMESİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Can ÇOĞUN
Tez Yöneticisi

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan: : Prof. Dr. Bedri TUÇ

Üye : Prof. Dr. Can ÇOĞUN (Danışman)

Üye : Prof. Dr. Müfit GÜLGEÇ

Üye : Prof. Dr. Haluk DARENDELİLER

Üye : Prof. Dr. İlhan KONUKSEVEN

Tarih : 26/09/2006

Bu tez, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygundur.

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Burak YELKEN

**VAROLAN BİR DİREKSİYON SİSTEMİNİN İYİLEŞTİRİLMESİ İÇİN
YENİDEN MODELLENMESİ, TASARIMI VE DENENMESİ
(Yüksek Lisans Tezi)**

Burak YELKEN

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Eylül 2006

ÖZET

Bu çalışmada varolan bir direksiyon sisteminin geometrik analizi, parçaların katı modellemeleri yapılmış, sistem elemanları üzerine gelen kuvvet ve momentlere göre kuvvet analizleri yapılarak tasarım değişiklikleri belirlenmiştir. Yapılan tasarıma göre belirlenen direksiyon sistemi parçalarının bazıları imal edilerek bazıları ise hazır temin edilerek taşıtın direksiyon sistemi oluşturulmuştur. Oluşturulan direksiyon sistemi araç üzerinde çeşitli testlere tabi tutulmuştur. Yapılan testler geliştirilen direksiyon sisteminin performansının iyileştiğini göstermiştir.

Bilim Kodu : 914
Anahtar Kelimeler : Direksiyon sistemi, Ackermann geometrisi
Sayfa Adedi : 70
Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Can Çoğun

**RE-MODELLING, DESIGN AND TESTING OF AN EXISTING STEERING
SYSTEM FOR IMPROVEMENT
(M.Sc. Thesis)**

Burak YELKEN

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
September 2006**

ABSTRACT

In this study design changes are determined by performing of an existing steering system, the geometrical analysis, the solid modelling and force analysis of the parts, according to the forces and the moments on the elements. According to the new design, some of the parts are manufactured, and some of them are supplied from vendors to form the steering system of the vehicle. The steering system is tested in field conditions on the vehicle. The performed tests have indicated that a performance improvement in the designed steering system.

**Science Code : 914
Key Words : Steering system, Ackermann Geometry
Page Number : 70
Adviser : Prof. Dr. Can Coğun**

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren, kısıtlı zamanını, desteğini ve hoşgörüsünü eksik etmeyen Hocam Prof. Dr. Can ÇOĞUN'a, ayrıca OTOKAR AR-GE direktörlüğü yöneticisi Mustafa BAKIRCI, Proje Şefim Korkut KİBAROĞLU, aynı projede birlikte çalıştığım meslektaşlarım Caner TAŞAN ve Ali ÖZÇELİK'e ve manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan ailem ve nişanlım Aysu Feyza TEZCAN'a teşekkürü bir borç bilirim

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	x
RESİMLERİN LİSTESİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR	xv
1. GİRİŞ	1
2. TAŞITIN DÖNME HAREKETİ VE DİREKSİYON SİSTEMLERİ	2
2.1. Taşıtın Dönme Geometrisi	2
2.2. Ackermann Geometrisi	4
2.3. Direksiyon Sistemi Mekanizma ve Parçaları	7
2.3.1. Direksiyon sistemi mekanizması	7
2.3.2. Direksiyon sistemi parçaları	13
2.4. Ön Aks Geometrisi	20
2.5. Direksiyon Sistemlerinin Sınıflandırılması	25
2.6 Direksiyon Kontrol (Handling) Karakteristiği	28
3. DİREKSİYON SİSTEMİ TEST STANDARTLARI VE PROSEDÜRLERİ	29
4. KULLANILAN MODELLEME VE ANALİZ PROGRAMLARI	36
4.1. Modelleme ve geometrik analiz programı	36
4.2. Statik Analiz Programı	36

Sayfa

5. YAPILAN ÇALIŞMALAR	38
5.1. Direksiyon Geometrisinin ve Eleman Parametrelerinin Belirlenmesi	38
5.2. Direksiyon sistemi elemanlarının modellenmesi	44
5.3. Kuvvet Analizleri	49
5.3.1. Pitman kolu kuvvet analizi	49
5.3.2. Kısa rod kuvvet analizi	51
5.4. Gerçekleştirilen Testler	60
6. TARTIŞMA	66
7. SONUÇ	67
KAYNAKLAR	68
ÖZGEÇMİŞ	70

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Bazı taşıtların direksiyon sistemi verileri	25

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Tekerleklerin dönme sırasındaki kayma açıları	3
Şekil 2.2. Ackerman dönme geometrisi	4
Şekil 2.3. Ackerman geometrisi	5
Şekil 2.4. Trapezoid geometrisi	6
Şekil 2.5. Trapezoid geometrisi dönme hareketi	6
Şekil 2.6. Bazı tipik direksiyon sistemleri	8
Şekil 2.7. Trapez mekanizması	9
Şekil 2.8. Kullanılan çubuk mekanizmalarına ait örnekler	10
Şekil 2.9. Direksiyondan deve boynuna kadar olan mekanizma	11
Şekil 2.10. Sonsuz vida mekanizmalı direksiyon kutusu	12
Şekil 2.11. Dişli-kremayer mekanizmalı dişli kutusu	12
Şekil 2.12. Döner bilyalı somun tipi direksiyon kutusu	13
Şekil 2.13. Temel olarak bir direksiyon sisteminin parçaları	13
Şekil 2.14. Tipik bir soldan direksiyon sistemi	14
Şekil 2.15. Direksiyon simidi, kolonu ve mili bağlantısı	15
Şekil 2.16. Dişli kutusu üzerine gelen kuvvet ve momentler	17
Şekil 2.17. Pitman kolu	17
Şekil 2.18-A Çift rulmanlı, yarım küre bağlantısı	18
Şekil 2.18-B Polietilen ilaveli tam küre bağlantısı	18
Şekil 2.19. Kısa rod	19
Şekil 2.20. Deve boynu	19

Şekil	Sayfa
Şekil 2.21. Kingpin ve Kamber açısı	20
Şekil 2.22. Kamber açısı	21
Şekil 2.23.A Pozitif kaster	22
Şekil 2.23.B Negatif kaster	22
Şekil 2.24. Kingpin eğimi	23
Şekil 2.25. Toe-in ve Toe-out	24
Şekil 2.26. Hidrolik Dişli-Kremayer mekanizması.....	26
Şekil 2.27. Tam hidrolik iletimli hidrolik yardımcıli direksiyon sistemi.....	27
Şekil 2.28. Güç yardımcıli direksiyon sistemleri karakteristik eğrileri	27
Şekil 3.1. Dönme yarıçapı	29
Şekil 5.1. Geometrik çalışmanın ilk durumu	39
Şekil 5.2. Kısa rod hareket yörüngesinin belirlenmesi	39
Şekil 5.3. Makas üst konumda iken direksiyon sistemi	40
Şekil 5.4. Makas alt konumda iken direksiyon sistemi	40
Şekil 5.5. Deve boynunun üstten görünüşü- üst Konum.....	41
Şekil 5.6. Deve boynunun üstten görünüşü- alt Konum	41
Şekil 5.7. Direksiyon dönüş açıları	42
Şekil 5.8. Direksiyon dönme açılarına göre pitman kolunun konumu.....	43
Şekil 5.9. Pitman kolunun geometrik çalışma sonundaki konumu	43
Şekil 5.10. Makas pozisyonlarının modellenmiş hali	44
Şekil 5.11. Pitman kolu modelleme işlemi-Tel çerçevenin çizilmesi	45
Şekil 5.12. Pitman kolu modelleme işlemi- Katı modelin yapılması.....	46
Şekil 5.13. Pitman kolu modelleme işlemi- Konik delik açılması.....	46

Şekil	Sayfa
Şekil 5.14. Pitman kolu modelleme işlemi- Delik açılması	47
Şekil 5.15. Pitman kolu modelleme işlemi – Parça son hali	47
Şekil 5.16. Direksiyon sistemi parça modelleri bağlanmış hali	48
Şekil 5.17. Direksiyon sistemi modelinin araç komple modeline bağlanmış hali	48
Şekil 5.18. Pitman kolu-Kısa Rod kuvvet iletimi	49
Şekil 5.19. Pitman kolu gerilim analizi	50
Şekil 5.20. Kısa rodun elemanlara bölünme işlemi.....	51
Şekil 5.21. Kısa rod tetrahedral solid elemanlara bölme işlemi.....	52
Şekil 5.22. İlk durumdaki (geometrik iyileştirme öncesi) kısa rod-pitman kolu durumu.....	52
Şekil 5.23. İlk durumda kısa roda iletilen F' kuvveti.....	53
Şekil 5.24. İlk durumdaki Statik analiz (basma kuvveti etkisiyle)	53
Şekil 5.25. İlk durumdaki Statik analiz (çekme kuvveti etkisiyle)	54
Şekil 5.26. İlk durumdaki Burkulma analizi	55
Şekil 5.27. İkinci durumdaki (geometrik iyileştirme sonrası) kısa rod-pitman kolu durumu.....	55
Şekil 5.28. İkinci durumda kısa roda iletilen F' kuvveti.....	56
Şekil 5.29. İkinci durumdaki Statik analiz (basma kuvveti etkisiyle).....	56
Şekil 5.30. İkinci durumdaki Statik analiz (çekme kuvveti etkisiyle)	57
Şekil 5.31. İkinci durumdaki Burkulma analizi	58
Şekil 5.32. Üçüncü durumdaki Statik analiz (basma kuvveti etkisiyle)	59
Şekil 5.33. Üçüncü durumdaki Statik analiz (çekme kuvveti etkisiyle)	59
Şekil 5.34. Üçüncü durumdaki Burkulma Analizi	60
Şekil 5.35. Sola dönüş direksiyon momenti - zaman grafiği	63

Şekil	Sayfa
Şekil 5.36. Sağa dönüş direksiyon momenti - zaman grafiği.....	63

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 5.1. Kısa roddaki aşınma.....	61
Resim 5.2. Direksiyon momentinin ölçülmesi - Torkmetre.....	62
Resim 5.3. Kaldırım çarpma testi -115 mm yüksekliğindeki kaldırım	64
Resim 5.4. Kaldırım çarpma testi-Sol tekerlek	65

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
B	Dış tekerlek dönüş açısı
R	Dönme yarıçapı
L	Taşıt dingil mesafesi
SS_T	Sektör mili çıkış torku
SG_{IT}	Direksiyon dişli kutusu giriş torku
GR	Direksiyon dişli kutusu oranı
η_{SG}	Gerçek yük altındaki direksiyon kutusu verimi

1.GİRİŞ

Direksiyon sistemi aracın dönme hareketini gerçekleştirmekle birlikte aracın dinamik karakterini ve araç dengesini etkileyen en önemli faktörlerden biridir. Dönme hareketi Ackermann geometrisi denilen hatasız bir geometri ile sağlanmaktadır. Bu geometriden dolayı oluşabilecek hatalar, başta dönme sırasında tekerleklerde kaymaya ve dolayısıyla, tekerlek aşınmalarına, dönüş karakterinin bozulmasına ve istenen dönme yarıçapının sağlanamamasına ve direksiyon sistemi elemanlarının aşırı kuvvet ve momentlerle zorlanmasına yol açmaktadır. Direksiyon sistemi tasarımı çalışmalarında temel amaç mümkün olduğunda ideal Ackermann geometrisini sağlamaya çalışmaktır.

Direksiyon sistemi elemanlarının belirlenmesi için öncelikle tüm parçaların geometrik analizinin yapılması, dönme hareketi sırasındaki pozisyonlarının belirlenmesi, maksimum zorlanma koşullarında elemanlara etkiyen kuvvet ve momentlere göre kuvvet ve burkulma analizlerinin yapılması gereklidir.

Bu çalışmada öncelikle direksiyon sistemleri hakkında genel bilgi verilecek, daha sonra OTOKAR firmasında tasarlanmakta olan 9 metre belediye otobüsü konseptindeki bir aracın varolan direksiyon sistemi ele alınarak elemanlarının geometrik analizi, iyileştirme çalışması, elemanların modellenmesi yapılacak, kuvvet analizlerini takiben ön tasarım belirlenecektir. Aynı çalışma içerisinde bir direksiyon sisteminin test edilmesi için standartlar ve işlemler anlatılacak, bu standartlara ve işlemlere uygun olarak testler yapılarak ön tasarımı belirlenmiş olan direksiyon sisteminin saha testleri ile doğrulanması sağlanacaktır.

2.TAŞITIN DÖNME HAREKETİ VE DİREKSİYON SİSTEMLERİ

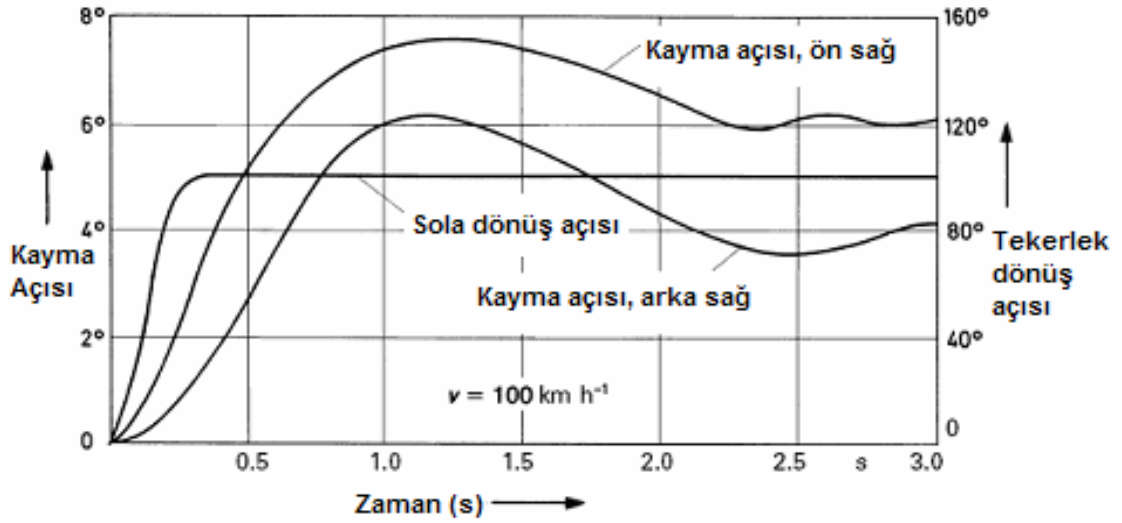
Direksiyon sistemi taşıt hareket halinde iken sürücünün komutuna bağlı olarak ön tekerleri istenen açıda döndüren ve bu sayede taşıtın dönme hareketini sağlayan bir sistemdir. Bu dönme hareketi belirli bir geometriye bağlı olarak ve sürücünün kontrolü altında olmalıdır. Başka bir deyişle direksiyon sisteminin temel fonksiyonu direksiyon milinin dönel hareketini, ön tekerlerin açılal yer değiştirmesine çevirmektir. Ayrıca araç çukurlardan, tümseklerden geçerken aracın düzgün doğrultuda gidebilmesini temin edebilmeli ve minimum güç ile kumanda edilebilmelidir. Bununla birlikte gerçek dönme açısı, süspansiyon sistemi geometrisine, direksiyon sistemi geometrisine ve reaksiyonlarına, önden dümenleme (front-wheel drive) ve tahrik donanımının geometri ve reaksiyonlarına bağlıdır [1]. Taşıtın amaçlanan (ideal) dönme hareketi, tekerleklerdeki aşınmayı ve tekerlerin kaymasını engeller, yol düzlemi üzerinde dönüş hareketi kararlılığını sağlar [2].

Bu bölümde taşıtın ideal dönme hareketi, gerçek dönme hareketi ile ilişkisi, kullanılan direksiyon mekanizmaları ve direksiyon donanımları hakkında bilgi verilecektir.

2.1. Taşıtın Dönme Geometrisi

Taşıt düz doğrultuda giderken her iki ön tekerlek birbirlerine paralel olmak zorundadır. Taşıtın dönüş hareketi sırasında her tekerlek bir yay üzerinde hareket etmekte olup bu yayların merkezleri aynıdır. Tekerlek aşınması ve kaymasının bu koşullarda minimum olması sağlanır.

Bununla birlikte taşıtın gidiş doğrultusundaki değişimi ile sürücü tarafından yönlendirilen tekerleğin dönme açısı arasında kesin matematiksel bir ilişki yoktur (Şekil 2.1).



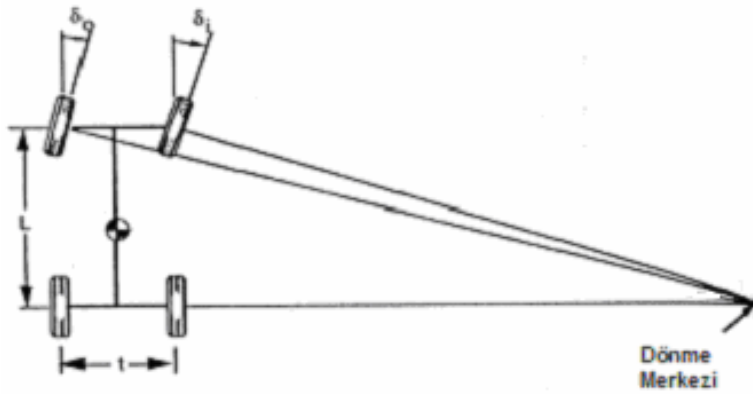
Şekil 2.1. Tekerleklerin dönme sırasındaki kayma açıları

Taşıtların dönme hareketi, ani dönme merkezi ve açısal dönme hızı ile tanımlanmaktadır. Direksiyon sistemi ön tekerleklerin dönme ekseninin araç gövdesine göre hareketinden etkilenmektedir. Bu koşulu sağlayabilmek için dönüş yönüne göre içeride kalan tekerlek dışarıdaki tekerleğe göre çok daha fazla bir açıyla dönmelidir. Aksi takdirde tekerlek aşınması fazlasıyla artacaktır [3]. Esas olarak bir direksiyon geometrisi, tüm mekanik parçaların doğru ayarlanmasını ve dönen tekerleklerin hareketini kapsamaktadır. Bunun doğru şekilde sağlanmaması durumunda direksiyon ağır olabilir veya taşıtı yüksek hızlarda kontrol edebilmek zorlaşabilir[4].

Taşıt tekniğinde ilk problem, taşıt tekerleklerinin, akslarının ani dönme merkezine göre durumlarıdır. Bir taşıtın yapacağı ideal dönme hareketi Ackerman geometrisi ile tanımlanmıştır. Tekerlek düzlemlerinin zemine izdüşümlerinin, tekerlek merkezlerinden ani dönme merkezine çizilen çizgilere dik olması Ackerman geometrisinin sağlanma koşuludur (Şekil 2.2).

2.2. Ackermann Geometrisi

Hatasız dönüş hareketini tanımlayan bu geometri sağlandığında tekerlekler kaymadan ve aşınmadan dönme hareketi yapabilmektedir. Ancak uygulamada bu geometriyi sağlamak pek mümkün değildir. Tekerlekler, direksiyon sisteminden ve taşıt tasarımından gelen boyut ve geometriye bağlı belli bir hata oranı ile tekerlekler kayarak taşıtı döndürürler. Kayma sonucunda ise yol tutuş, frenleme gibi faktörleri doğrudan etkileyen lastik aşınmaları kaçınılmaz olur.

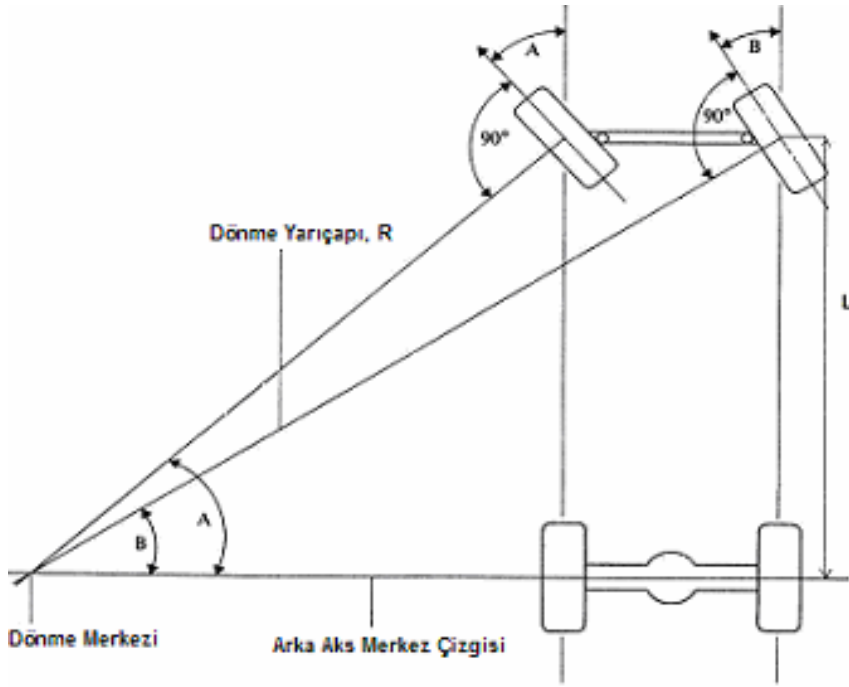


Şekil 2.2. Ackerman dönme geometrisi

Şekil 2.2’de görüldüğü gibi ani dönme merkezi, saptırılmayan arka tekerlerin aksından uzatılan çizgi üzerindedir. Taşıtların manevra kabiliyetlerinin bir ölçüsü de tekerleklerin, dolayısıyla aracın dönebildiği minimum yarıçaptır (R). İki akslı araçlar için minimum dönme yarıçapı tekerleklerin saptırıldığı aks üzerindeki dış tekerleğin çizebileceği minimum daire yarıçapıdır. Şekil 2.3’e bakılarak R için şu yazılabilir;

$$R = \frac{L}{\sin B} \quad (2.1)$$

Burada L dingil (aks) mesafesi, B ise dış tekerlek dönüş açısıdır. Ackerman Geometrisine göre dönüş hareketi sırasında her iki tekerlekte farklı açılarda dönmektedir (Şekil 2.3).



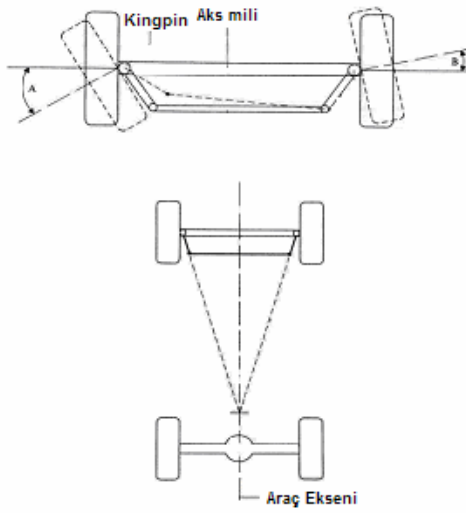
Şekil 2.3. Ackerman geometrisi

R'nin küçültülebilmesi için dingil mesafesi L 'nin küçültülmesi veya B 'nin büyütülmesi gerekir. L mesafesi taşıtı tanımlayan karakteristik özelliklerden biridir. Minimum dönme yarıçapı için L değiştirilemez. B açısı değerleri binek otomobilleri için 34^0 - 40^0 arasındadır. Bu değer büyük istenmesinin temel nedeni manevra yapılan yerin darlığıdır. Ticari araçlarda, özellikle şehir içinde hareket edecek otobüslerde daha çok manevra kabiliyeti arandığından B açısı çok daha büyük olabilir. Aynı şekilde ağır araçlarda bu değer büyüklüğüne bağlı olarak, manevra durumunda Ackerman koşulundan sapmaların fazla lastik aşınmalarına sebep vermeyecek seviyelerde olması istenir.

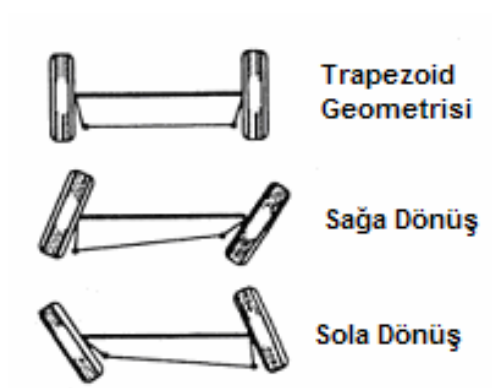
Genel olarak yapılan dönüş manevralarında saptırılan tekerleklerdeki aşınmanın düz gitme koşulundan daha fazla olduğu bilinmektedir. Ackerman geometrisi, ani dönme merkezi etrafında saptırılan ön akstaki sağ ve sol tekerleklerin dönme açılarını ve dönme yarıçapını hesaplamaktadır. Ancak kayma açısı hesaplanamamaktadır. Kayma açısı tekerlek aşınmasında oldukça etkili bir faktördür. Optimum Ackerman geometrisi sağlamak tekerlek aşınmasını azaltmaktadır [5]. Ackerman geometrisine bağlı olarak SAE J695 [6] nolu standartta dingil mesafesinin, ön aks sistemi

faktörünün dönme yarıçapına etkileri ve belli bir dönme yarıçapını sağlayacak sistemin belirlenmesi için gerekli formülasyonlar açıklanmıştır [5]. Bahsedilen geometriyi sağlayacak geometri yaklaşık olarak trapezoid şeklindedir (Şekil 2.4).

Şekilden de görüldüğü gibi direksiyon sağa ve sola döndürüldüğünde geometrideki asimetriklik dönüş yönüne göre içerdeki tekerleğin dışardaki tekerleğe göre daha büyük açıyla dönmesine neden olmaktadır. Ayrıca her iki tekerleğin dönme açıları arasındaki fark sabit değildir (Şekil 2.5).



Şekil 2.4. Trapezoid geometrisi



Şekil 2.5. Trapezoid geometrisi dönme hareketi

2.3. Direksiyon Sistemi Mekanizması ve Parçaları

2.3.1. Direksiyon sistemi mekanizması

Bir direksiyon sisteminin özellikleri şu şekilde özetlenebilir;

- 1- Yol yüzeyindeki bozukluklardan kaynaklanan sarsıntılar direksiyon simidine iletilirken mümkün olduğunca sönümlenmelidir. Ancak bu sönümleme sürücünün yol ile temas hissini kaybetmesine izin vermemelidir.
- 2- Temel direksiyon kinematiği tasarımı Ackerman koşulunu sağlamalıdır. Araç dönüş halinde iken sağ ve sol ön tekerlek eksen uzantıları, arka aks eksen uzantısı üzerinde aynı noktada kesişmelidir.
- 3- Direksiyon sisteminin katılığı (özellikle eğer elastik-plastik bağlantılar kullanılıyorsa) taşıtın küçük direksiyon düzeltmelerine reaksiyon göstermesini engellememelidir.
- 4- Direksiyon simidi bırakıldığında, tekerlekler kendiliğinden düz konuma dönmeli ve bu pozisyonda dengede kalmalıdır.
- 5- Kolay kullanım için mümkün olduğunca az direksiyon oranı olmalıdır. Böylece oluşan direksiyon kuvvetleri sadece direksiyon oranı ile değil ön aks yükü, dönüş dairesi boyutu, tekerlek süspansiyonu ve doğrultusu (kaster, kingpin açısı, direksiyon yuvarlanma dairesi yarıçapı) ve lastik profili ile belirlenir [6].

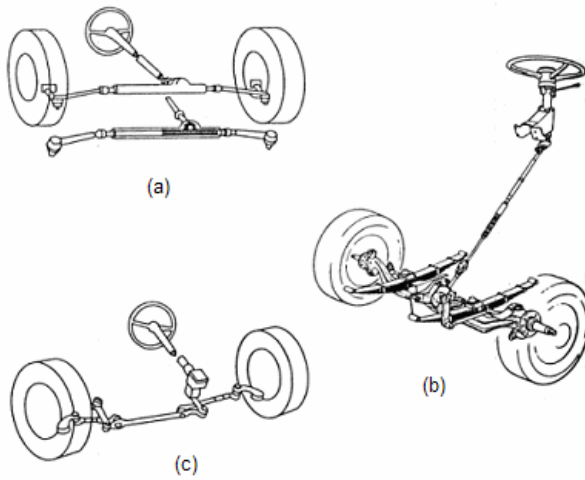
Direksiyon sistemlerinin sağlaması gereken teknik şartlar vardır. S38StV20'ye (Federal Alman Motorlu Taşıt Emniyet standartları (FMVSS/CUR)) göre direksiyon sistemi taşıtın kolay ve emniyetli direksiyon kontrolünü garanti etmelidir. Maksimum 6 saniye içinde ön tekerlekler, 12 metrelik yarıçapa denk gelen dönme açı pozisyonuna getirebilmelidirler. Eğer direksiyondaki tahrik kuvveti 250 N'un üzerinde ise güç desteği gereklidir. Eğer böyle bir güç desteği arızalanırsa tahrik kuvveti 600 N'nu aşmamalıdır. Tahrik kuvveti merkezden (hidrolik direksiyon sistemi gibi) son duruş konumuna kadar uyumlu olmalı ve azalmamalıdır. Taşıtın doğru olarak sürüşü mümkün olmalı, olağandışı direksiyon düzeltmeleri olmamalıdır. Mekanik parçalarda boşluk olması izin verilmeyen bir durumdur.

Mekanik iletim elemanlarının bütünü, kullanım sırasında oluşan tüm yükleri ve gerilimleri karşılayabilmelidir. Tümseklerin, engellerin üzerinden geçmek gibi alışılmadık sürüş manevraları sırasında, kaza gibi olaylara sebep olabilecek herhangi bir kırılma ve çatlama sonuçlara yol açmamalıdır [6].

Günümüzde en çok kullanılan direksiyon sistemi, Ackerman geometrisi sistemidir. Bu sisteme göre yapılmış olan bir direksiyon sistemi üç kısımdan oluşur;

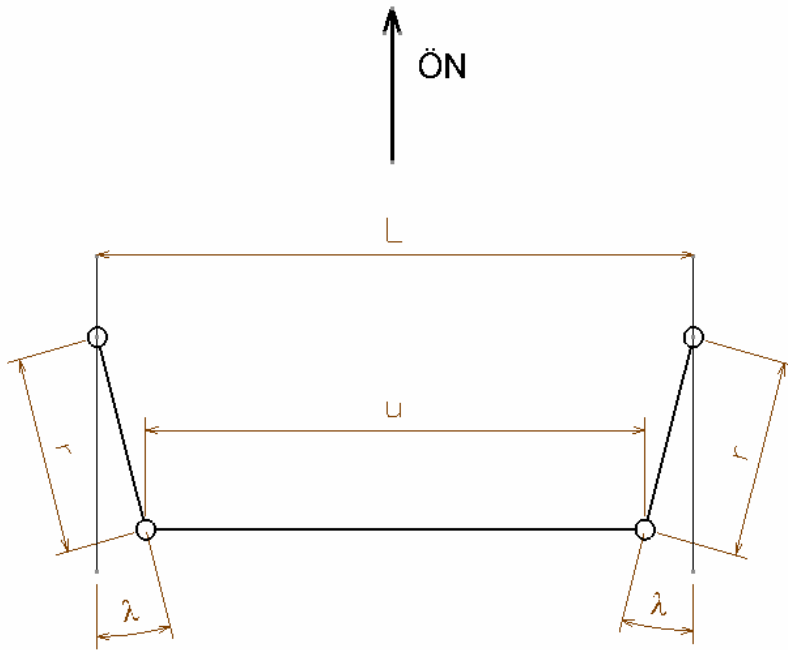
- 1- Direksiyon simidi ve mili,
- 2- Direksiyon mekanizması,
- 3- Tekerlekleri mekanizmaya bağlayan çubuk sistemi.

Direksiyon sistemleri, tasarım açısından farklılık gösterebilir de işlevsel açıdan benzerlerdir. Şekil 2.6’ da bazı direksiyon sistemleri görülmektedir. Örneğin orta rod kolunun tekerlek merkezinin ötesine yerleştirildiği sistemlere, önden dümenleme sistemi denir [1]. Ackerman koşulunun en iyi uygulandığı sistem trapez mekanizmasıdır (Şekil 2.7). Bu sistem geometrisindeki asimetriklik sağa veya sola dönüşlerde dönüş yönüne göre viraj içindeki tekerleğin daha fazla sapmasını sağlar. Ayrıca Ackerman geometrisi de taşıtın aks aralığı ve ön aks genişliği fonksiyonunun birer parametresidir.



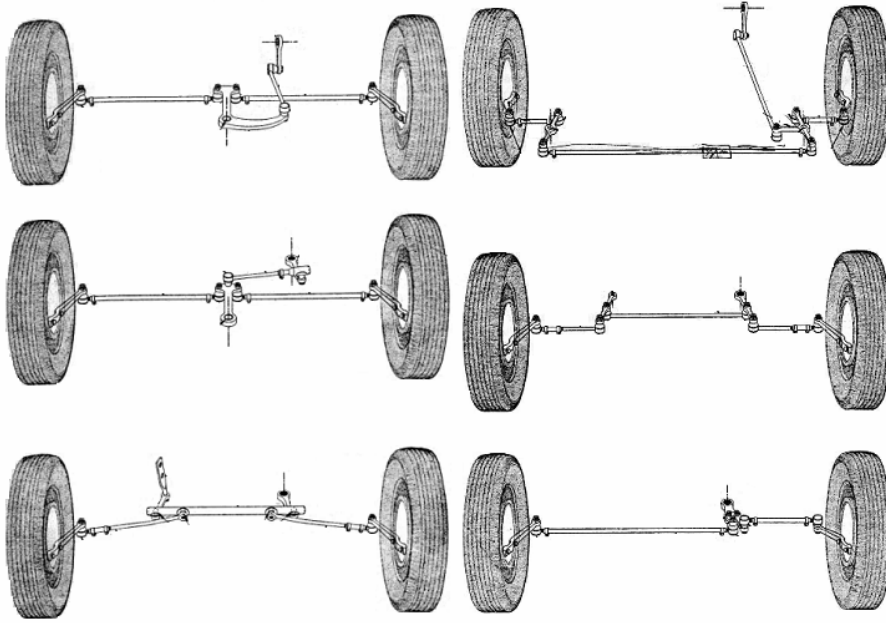
Şekil 2.6. Bazı tipik direksiyon sistemleri a) Dişli-Kremayer mekanizması
b) Kamyon direksiyon sistemi c) Direksiyon kutulu sistem

Genel anlamda direksiyon mekanizması tekerleklerin hareketi ile direksiyon milinin hareketi arasındaki çevrim organıdır. Direksiyon mekanizmalarında vida sistemleri, sonsuz vida, dişli-kremayer kullanılır. Direksiyon mekanizmalarından beklenen az elastiklik, boşluk ile ayarlanma, hafif hareket yeteneği, kilitlenme olmaması ve yol arızalarının direksiyon simidine aktarılmamasıdır.



Şekil 2.7. Trapez mekanizması

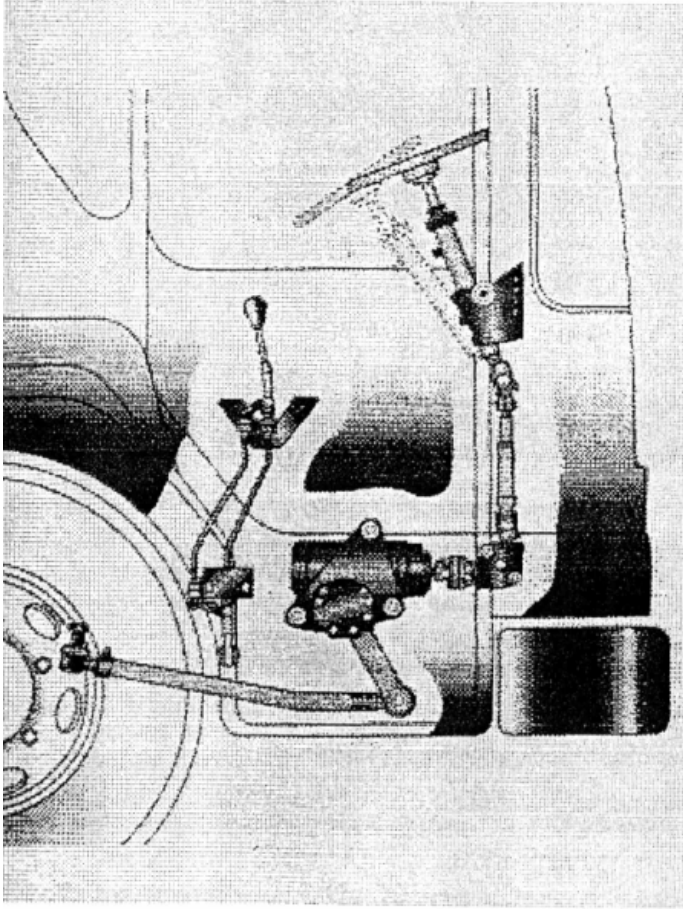
Direksiyon sistemlerinde kullanılan çubuk mekanizmalarına ait örnekler Şekil 2.8’ de verilmiştir. Çubuk mekanizması ve direksiyon kutusu, direksiyon donanımının toplam çevrim oranını saptar. Bu orandan tekerleklerin bir konumdan diğerine geçebilmesi için gerekli olan direksiyon simidindeki dönme miktarı hesaplanır. Bu dönme miktarı binek araçlarda 3,5-9 devir, ticari araçlarda ise 14 devir civarındadır. Yüksek çevrim oranları direksiyon momentini azaltır ancak bu durum büyük direksiyon çevrim açıları gerektirir. Bu da tercih edilen bir özellik değildir. Bu nedenle ağır taşıtlarda direksiyon sistemine bir servo ilave edilerek sürücünün zorlanması azaltılır.



Şekil 2.8. Kullanılan çubuk mekanizmalarına ait örnekler

Orta rod kolunun direksiyon tekerlerinin merkezlerin önünde olduğu duruma “önden dümenleme“, gerisinde olduğu duruma ise “arkadan dümenleme“ denir. Taşıtın düşük hızlardaki manevralarında Ackerman geometrisinin kendiliğinden merkezlenme momentine etkisi fazladır. Oysaki taşıtın yüksek hızda yön değiştirmesiyle ilgili tepki davranışına etkisi çok azdır [1].

Dişli-kremayer mekanizmaları, karmaşık olmayan yapıları, şasi çerçevesi olmayan taşıtlara adapte edilebilmeleri ve özellikle önden tahrikli taşıtlara kolay yerleştirilebilmeleri nedeniyle binek taşıtlarda kullanılmıştır. Buna karşın ağır vasıtalarda kullanılan direksiyon mekanizmalarının temel farklılığı, şasi çerçevesine monte edilen bir direksiyon kutusunun, pitman koluyla sol tekerleği uzunlamasına bir rod ve ona bağlanan (küresel mafsallarla) deve boynu ile saptırması, bu saptırmanın sağ tekerleğe, bir uzun rod vasıtasıyla (trapez mekanizmasını teşkil edecek şekilde) ulaştırılmasıdır (Şekil 2.9).

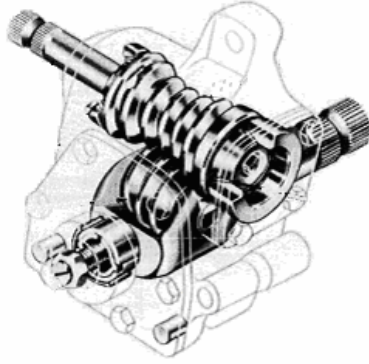


Şekil 2.9. Direksiyondan deve boynuna kadar olan mekanizma

Bir direksiyon kutusunda arzu edilen özellikler şunlardır;

- 1- Düz gidişte oynamalara sebebiyet vermemelidir,
- 2- düşük sürtünme ve yüksek verimli olmalıdır,
- 3- yüksek katılığa sahip olmalıdır,
- 4- tekrar ayarlanabilmelidir.

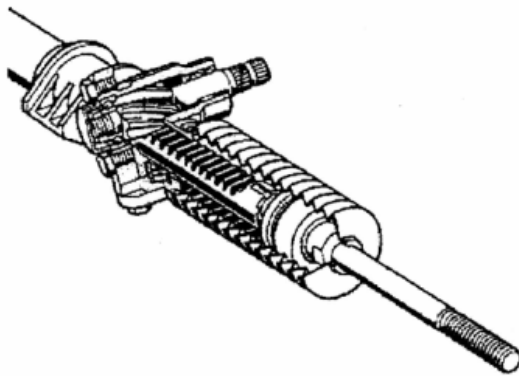
Bu özellikleri bünyesinde sağlayan ve taşıyan üç farklı tip konstrüksiyon oluşturulmuştur. Bunlardan biri sonsuz vida mekanizmalı direksiyon kutusudur. Direksiyon milinin dişli kısmı yataklanmış sonsuz vida elemanını oluşturmaktadır (Şekil2.10).



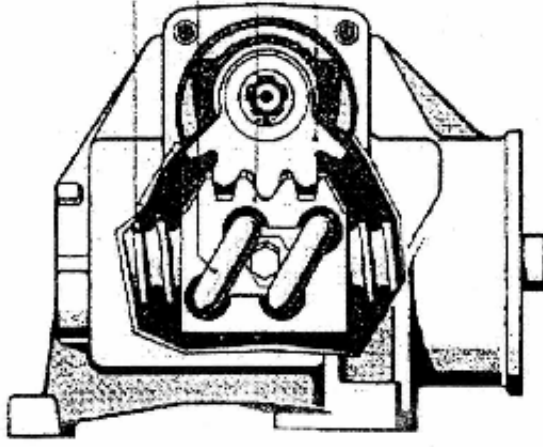
Şekil 2.10. Sonsuz vida mekanizmalı direksiyon kutusu

Diğer bir tip direksiyon kutusu dişli-kremayer mekanizmalı direksiyon kutusudur. Temel olarak bir pinyon dişli ve kremayer dişliden oluşturulmaktadır (Şekil 2.11). Bu direksiyon kutusunda “oran“, pinyon devrinin (direksiyon simidi devri) kremayer dişli ilerlemesine oranıyla bulunur. Kremayerin uygun diş yapısı direksiyon oranının değişken olabilmesini sağlar. Bu tahrik kuvvetini ve direksiyon düzeltmeleri için gerekli hareket mesafesini azaltır.

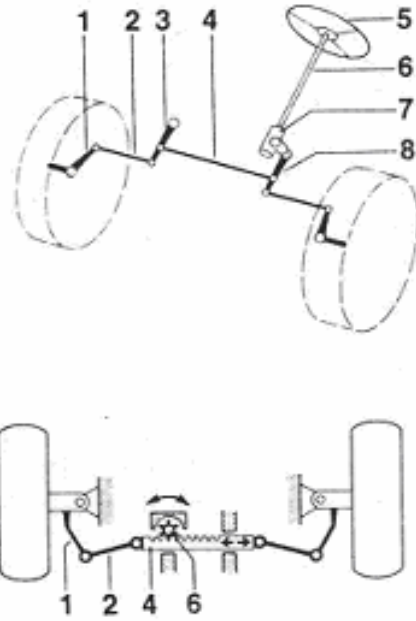
Üçüncü tip direksiyon kutusu, döner bilyalı somun tipi direksiyon kutusudur. Direksiyon vida dişlisi ve direksiyon somunu elemanlarından oluşur. Aralarındaki kuvvetler düşük sürtünmeli bir dizi bilya yardımıyla iletilir. Değişken dişli oranı bu mekanizmalarda mümkündür (Şekil 2.12). Bu direksiyon sisteminin parçaları Şekil 2.13’de görülmektedir.



Şekil 2.11. Dişli-kremayer mekanizmalı dişli kutusu



Şekil 2.12. Döner bilyalı somun tipi direksiyon kutusu



1-Deve boynu 2-Rod kolu 3-Serbest kol 4-Ara rod kolu 5-Direksiyon simidi 6-Direksiyon mili 7-Direksiyon kutusu 8- Pitman kolu

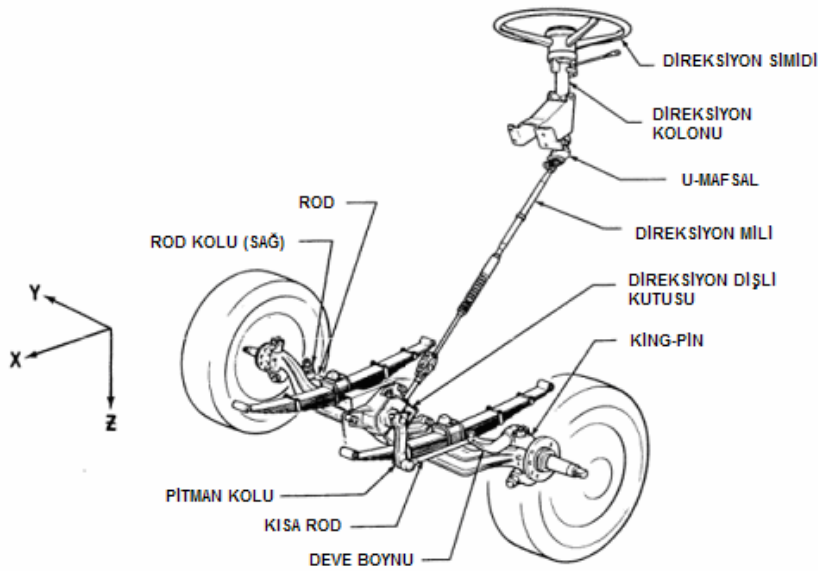
Şekil 2.13. Temel olarak bir direksiyon sisteminin parçaları

2.3.2. Direksiyon sistemi parçaları

Ticari araç direksiyon sistemleri direksiyon kutusu, direksiyon pompası, valfler, silindirler, mafsallar gibi temel endüstriyel parçaların uygulamaları ile karakterize

edilirler. Şekil 2.14’ de soldan direksiyonlu tipik bir direksiyon sistemi görülmektedir. Direksiyon sistemi parçalarını sırayla ele alacak olursak;

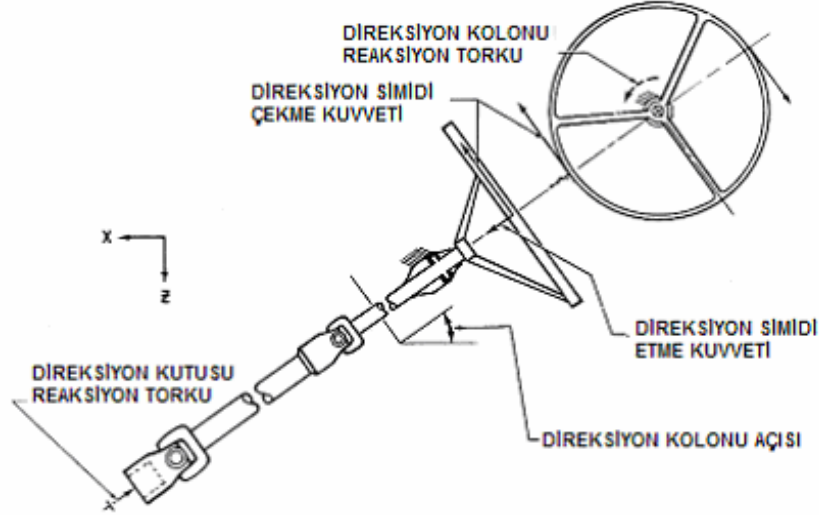
Direksiyon Simidi: Ticari araçlarda genellikle metal bir armatür içeren dış çekilmiş bir göbeği ve kenar çerçevesi olan kaynaklı bir parçadır. Direksiyon simidinin çapının büyük olması dolayısıyla mevcut sürücü kuvvetini maksimum torka çevirmesi istenir. Bu aynı zamanda sürücünün konforu ile de yakından ilgilidir. Bu belirlenirken kabin içerisinde yeterli yer olup olmadığı, manevraların yeteri kolaylıkla gerçekleştirebildiği gözönüne alınmalıdır. Dış çerçevesi ergonomik açıdan sürücünün parmaklarına uygun olacak şekilde eliptik kesit şeklinde olmalıdır. Direksiyon simidi alt göbeğinden direksiyon kolonuna bağlanır (Şekil 2.15).



Şekil 2.14. Tipik bir soldan direksiyon sistemi

Şekil 2.15’ de direksiyon simidine uygulanan kuvvetler gösterilmektedir. Sürücünün direksiyon simidine uyguladığı kuvvet açısal olarak ikiye ayrılır; direksiyon simidini çevirme kuvveti ve direksiyon simidini aksel olarak itme kuvveti. Sürücü direksiyon simidini döndürmek için sadece döndürme veya itme hareketi uygulamaz, ayrıca özellikle engebeli yollarda simide yoldan etkiyen kuvvete karşı direnç momenti uygular. Direksiyon simidini çekme kuvveti simidin yarıçapına bağlı olarak direksiyon simidi göbeğinde moment yaratır. Direksiyon kolonu yatakları aksel

etkiyen kuvvet ve çekme kuvvetleri ve bu kuvvetlerin yarattıkları momenti karşılamalıdır [15].



Şekil 2.15. Direksiyon simidi, kolonu ve mili bağlantısı

Direksiyon Kolonu: Pozisyonu sürücüye bağlı olarak direksiyon simidine bağlanır. Direksiyon kutusu, sürücü koltuğu ve pedal kontrolleri ile uyum içinde olmalıdır. Bu parça sabit veya ayarlanabilir olarak dizayn edilebilir. Sabit direksiyon kolonları genellikle üst kısmında kaynaklı flanş olan borudan imal edilirler. Direksiyon kolonunun açısından dolayı etkiyen aksel kuvveti yataklar karşılamalıdır. Direksiyon kolonunun alt bölümü ise yatak yerine U mafsalları ile desteklenmiştir.

Direksiyon kolunu (mili) iki fonksiyonu yerine getirir ;

- Tork iletmek,
- Direksiyon simidi ve direksiyon kutusu konumları arasındaki açısal ve boyutsal değişiklikleri absorbe etmek.

Direksiyon simidinden direksiyon miline torkun iletilmesi direksiyon simidi ortasındaki dişi göbek dişlerden mil üzerindeki erkek dişler doğrultusunda gerçekleşir. Direksiyon mili iki farklı torka maruz kalır. İlki sürücünün direksiyon simidine uyguladığı kuvvettir, diğeri ise dönüş hareketi sırasında açısal yer değiştiren ön süspansiyon bağlantı elemanlarının tekrar düz konuma gelebilmek için uyguladığı

kuvvettir. Direksiyon mili ve mafsallar bu kuvvetleri karşılayacak mukavemete sahip olmalıdırlar. [15]

Direksiyon Dişli Kutusu: Direksiyon sisteminin en önemli bölümü direksiyon kutusudur. Direksiyon kutusunun karakteristik özellikleri direksiyon sisteminin performansına doğrudan etki eder. Başlıca üç tür direksiyon kutusu vardır; sonsuz vida mekanizmalı, kamlı ve bilyalı.

Direksiyon dişli kutularında tork iletimi iki karakteristik özelliğin (dişli oranı ve verim) fonksiyonudur [15] ;

$$SS_T = (SG_{IT})(GR)(\eta_{SG}) \quad (2.2)$$

Burada,

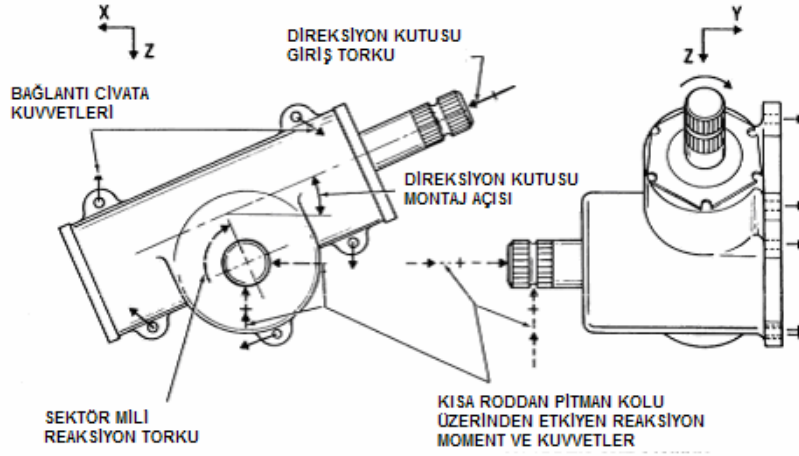
SS_T = Sektör mili çıkış torku

SG_{IT} = Direksiyon dişli kutusu giriş torku

GR = Direksiyon dişli kutusu oranı

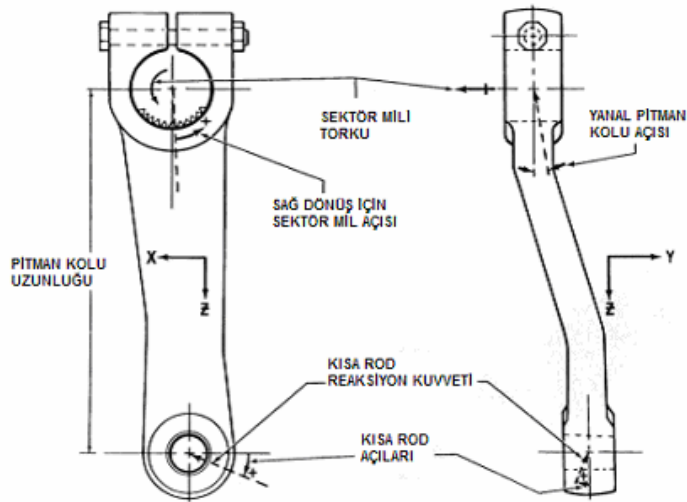
η_{SG} = Gerçek yük altındaki direksiyon kutusu verimidir.

Direksiyon dişli kutularının tork iletim kapasitelerinin artırılması için oranları yükseltilir. Ancak bu durumda tam sağdan tam sola direksiyon dönme sayısı artar. Günümüzde deneyimler yol araçları için daha fazla tork iletimi ve istenen tam dönüş direksiyon çevrim sayısını sağlayan, dolayısıyla toplam sistem veriminin yüksek olmasını sağlayan dişli kutusu oranının 24:1 ile 32:1 arasında olduğu göstermektedir [15]. Direksiyon dişli kutusu bağlantısı araç gövdesine civatalarla yapılmaktadır. Bağlantı civataları mutlaka sektör milinin pitman kolu üzerinden kısa roda ve direksiyon milinin direksiyon dişli kutusuna uyguladığı kuvvet ve momentlere dayanıklı olmalıdır. Bu kuvvet ve momentler Şekil 2.16’ da gösterilmiştir.



Şekil 2.16. Dişli kutusu üzerine gelen kuvvet ve momentler

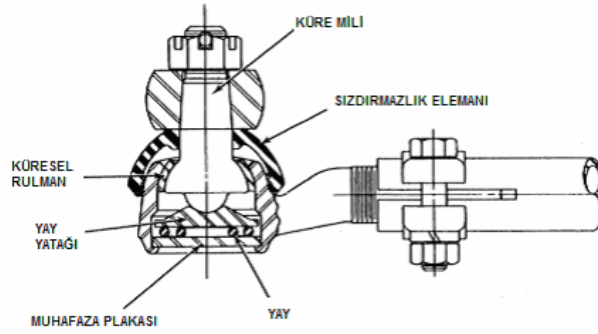
Pitman Kolu: Direksiyon dişli kutusu çıkış torkunu kısa rod üzerinde kuvvete çeviren bir direksiyon sistemi bağlantı elemanıdır (Şekil 2.17). En geniş kullanım şekli sektör miline kamalı bağlantı ile monte edilmesidir. Sektör mili torkunun pitman koluna iletimi şeklinde görülen dişlerle gerçekleşmektedir. Pitman kolu, diğer ucundaki konikli delikle kısa rod üzerindeki küresel mafsala somun ile bağlanır.



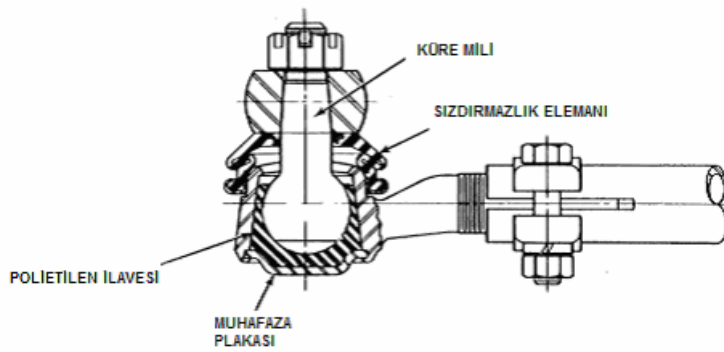
Şekil 2.17. Pitman kolu

Küresel Bağlantılar: Kısa rod ve bağlantı elemanlarının her iki ucunda da ön tekerleklerin dönmesinden ve süspansiyon bağlantılarından oluşan açısız yer

değiştirmeyi ve dönme hareketini sağlamak amacıyla kullanılmaktadır. Şekil 2.18-a'da bir küresel bağlantının kesiti görülmektedir. Küresel bağlantı küre miline temas edene kadar hareket eder. İçindeki yaylar nedeniyle kuvvet ortadan kalkınca eski haline geri döner. Küresel bağlantılar tarafından karşılanan torkun sistem performansı üzerindeki önemi büyüktür. Küresel bağlantıların diğer bir şekli de yaysız olarak Şekil 2.18-b' de görülen polietilen takviyeli tam küreli bağlantılardır. Yarım küreli bağlantılara göre avantajları şunlardır; a) verimi yüksektir, b) yüksek yükler altında hareket kaybı azdır, c) sarsıntısız tork iletimi sağlar, d) kendinden yağlamalıdır.



(a)

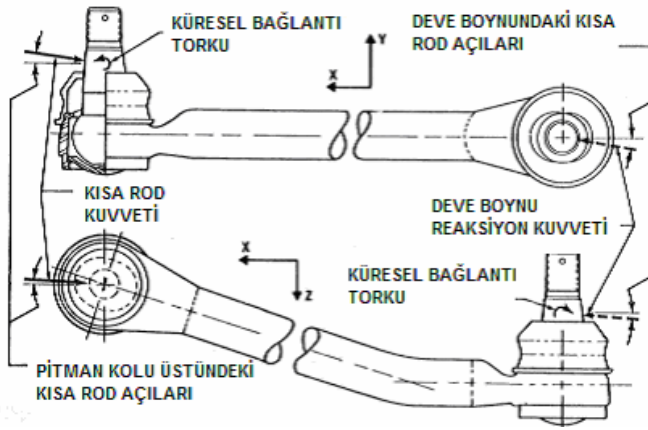


(b)

Şekil 2.18. (a) Çift rulmanlı, yarım küre bağlantısı (b) Polietilen ilaveli tam küre bağlantısı

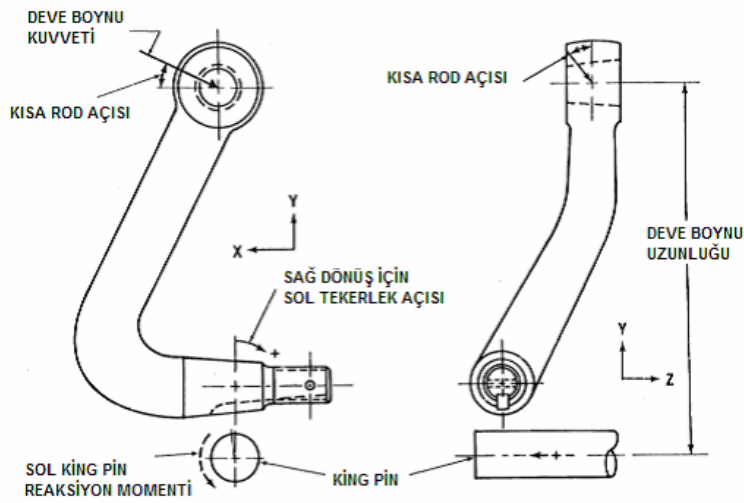
Kısa Rod: Pitman kolu ile direksiyon kolunu birleştirmektedir. Genelde Şekil 2.19'daki gibi bir parçadan dövülerek her iki ucunda da küresel şekil verilerek imal edilir.

Eğer tek bir parça kullanılacaksa direksiyon ve süspansiyon sistemindeki tolerans eklemeleri dikkate alınmalıdır. Direksiyon kuvveti uygulanması sırasında pitman kolundan küresel mafsallar ile kısa roda iletilen kuvvet ve verimleri dikkatlice gözönüne alınarak hesaplanmalıdır.



Şekil 2.19. Kısa Rod

Direksiyon Kolu: Kısa roddan kendisine iletilen eksenel kuvveti kingpin etrafındaki dönme momentine çevirir. Kısa roda küresel mafsallar ile konik delik ve somun ile bağlanır.



Şekil 2.20. Deve boynu

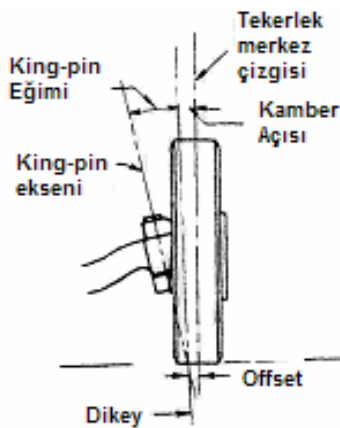
2.4. Ön Aks Geometrisi

Araç ön tekerleği yere dik olarak ayarlandığında kingpin eksenini ile yolun düzleminin kesişiminin tekerin yol yüzeyi ile temas ettiği yüzeyin merkezi olmadığı görülmektedir. Düşünülen kingpin eksenini ile tekerleğin merkez eksenini arasında belli bir açıklık mesafesi vardır. Bu durumun yarattığı sıkıntılar şu şekilde sıralanabilir.

- 1- Direksiyon hakimiyeti zorlaşır. Tekerlek dönüş sırasında kingpin eksenini etrafında bir yay üzerinde dönme hareketi yapar. Bu durumda ise dönme yarıçapı ötelenme mesafesidir.
- 2- Kingpin üzerinde büyük eğilme gerilimleri oluşur.
- 3- Frene basıldığında ön tekerlekler çift olarak açılma hareketi yaparlar.

Eğer tekerleğin merkez çizgisi yol düzlemi üzerinde kingpin eksenini ile keşirse bu duruma “merkez nokta direksiyon geometrisi“ denmektedir. Bu nedenle eğer ön tekerlekler bu koşulu sağlarlar ise eğilme gerilimleri ve açılma hareketi büyük derecede azalır. Direksiyon kuvveti ideal hale gelir. Tekerleğin yuvarlanma durumu, kingpin ötelenme mesafesinin tekerlek genişliğinin %10-25'i arasında tutulduğu durumdur. Merkez nokta direksiyon geometrisi şunlar uygulanarak sağlanabilir.

- 1- Kamber açısı
- 2- Kingpin açısı
- 3- Tekerlek ve kingpin açıları (Şekil 2.21)

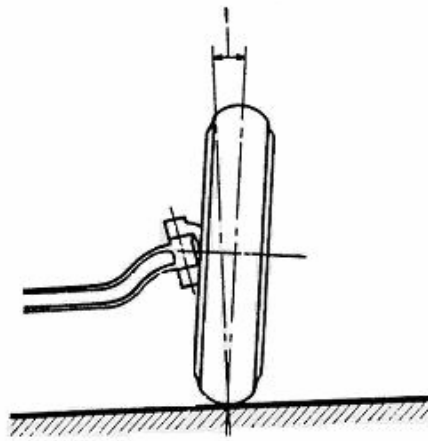


Şekil 2.21. Kingpin ve Kamber açısı

Ön tekerlek geometrisi, ön tekerleklerin pozisyonları ve direksiyon mekanizmasına bağlı olup; i)dönüş stabilitesini, ii)kolay dönmeyi, iii)minimum lastik aşınmasını, iv)direksiyon kutusunun geri dönebilmesini, v)aracın iyi sürüş özelliğine sahip olmasını sağlar.

Ön tekerlek geometrisi şu geometrik karakteristiklere bağlıdır; 1)Kamber açısı, 2)Kaster açısı, 3)Kingpin eğimi (açısı), 4)Toe-in, Toe-out.

Kamber Açısı: Şekil 2.22 'de görülen tekerlek hafifçe dış yöne eğimlidir. Tekerleğin merkez çizgisi ile yere temas ettiği orta noktasından çizilen yere dik çizgi arasındaki açı kamber açısı olarak tanımlanır. Pozitif kamber açısında, şekilde görüldüğü üzere tekerleğin üst bölgesi dışarı yönde alt bölümü ise iç taraftadır. Bunun tam tersi olarak tekerleğin üst bölümünün içeri yönde, alt bölümünün ise dışarı yönde olduğu durumda ise negatif kamber açısı durumudur. Kamber açısının temel amacı tekerlek pozisyonu değişimine olanak vermek, dolayısıyla lastik aşınmasının düzgün olmasını sağlamaktır [8].

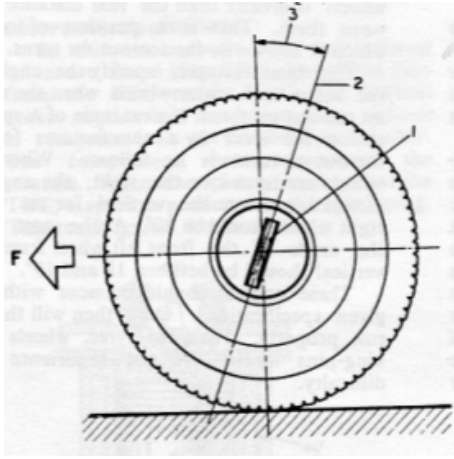


Şekil 2.22. Kamber Açısı

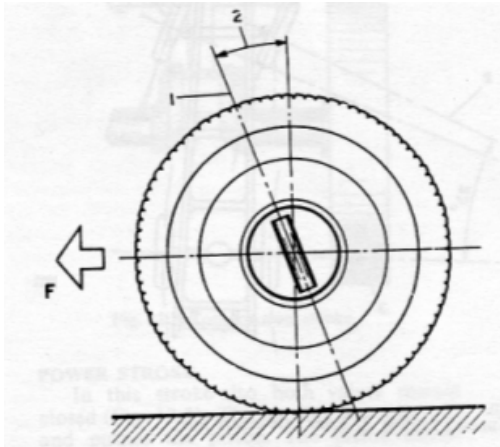
Bir taşıt hareket halinde iken belirli bir yük altındadır. Bu yükten dolayı tekerlekler sürekli baskı altındadır. Kamber açısı sebebiyle eğimli halde bulunan tekerlekler dikey duruma gelirler. Eğer araç yüklü iken kamber açısı olmasa idi tekerlekler araç

iç yöne eğimli olurdu. Bu durumda ise tekerlek iç kenarlarında daha fazla aşınma meydana gelirdi. Kamber açısı küçük olup en çok 3^0 'ye kadar yükseltilebilir.

Kaster açısı : Şekil 2.23-A' da kingpin açısı pozitif olan bir ön tekerlek görülmektedir. Kingpin hafifçe öne doğru eğilmiş ve dikey doğrultudan ayrılmıştır. Kingpin eksen çizgisi ile dikey çizgi arasındaki açı kaster açısını oluşturmaktadır. Şekildeki kaster açısı pozitif kasterdir. Şekil 2.23-B' de görülen kaster açısı ise negatif kasterdir. Negatif kaster $2-8^0$ arasındadır.



(a)

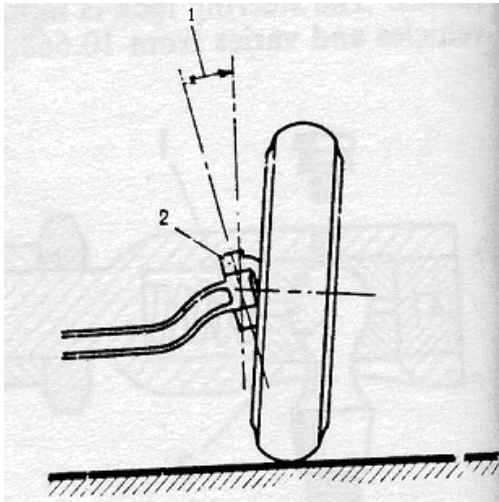


(b)

Şekil 2.23. (a) Pozitif Kaster (F- Araç gidiş yönü; 1.Kingpin; 2. Kingpin merkez Çizgisi 3.Pozitif kaster), (b) Negatif Kaster (F- Araç gidiş yönü; 1. Kingpin merkez çizgisi 2.Negatif kaster)

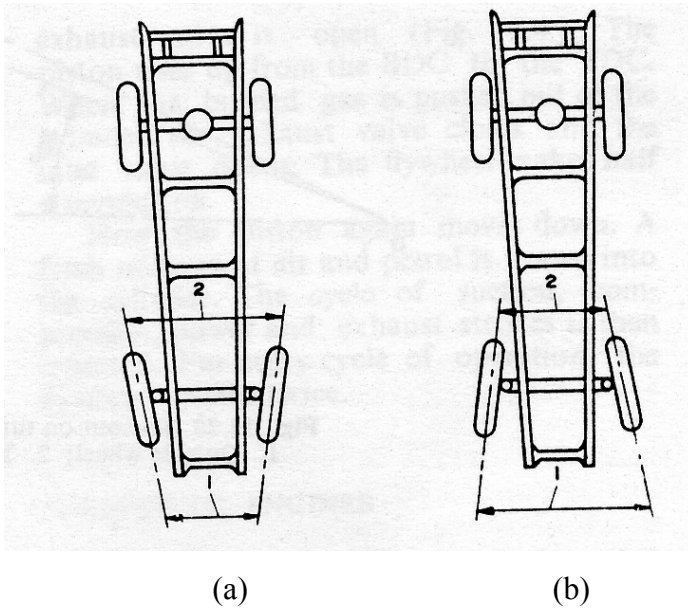
Her iki ön tekeri de pozitif kaster olan bir araç dönemece girdiğinde devrilme eğilimi gösterir. Bu nedenle ön tekerlekler negatif kasteri sağlamalıdır. Kaster taşıtın doğrultusal stabilitesini sağlar. Tekerleklerin araç ile aynı yönde dönmesini sağlanmaktadır. Yanlış bir kaster açısı direksiyonun sert ve zor olmasına yol açar. Bazı durumlarda taşıt hareket halinde iken frene basıldığında araç kendini bir yöne çeker. Bu da ayrıca doğrultusal dengenin eksikliğinden dolayı araçta gezinme eğilimini yaratır. Yapısal kaster; kaster açısı, kaster açıklığı ve statik tekerlek yarıçapının bir fonksiyonu olup viraj sonrası direksiyon serbest bırakılınca taşıtın tekrar doğrusal konuma gelmesini sağlar. Kaster açısı ön dingil basıncı çok olan önden motorlu ya da ağır taşıtlarda küçük, ön dingil basıncı düşük arkadan motorlu ya da hafif araçlarda büyüktür.

Kingpin eğimi (açısı): Kingpin eksen çizgisi ile kingpin merkezinden geçen dikey çizgi arasındaki açıya kingpin eğimi denmektedir (Şekil 2.24). Kingpin eğimi taşıt bir dönemeci döndükten sonra tekerlerin ileri doğrultuya dönmesini sağlar. Bu da aracın direksiyon dengesini sağlar. Kingpin eğimi ayrıca araç durur konumda iken direksiyon manevrası yapılmasının kolay olmasını ve tekerlek aşınmasının az olmasını sağlamaktadır. Kingpin açısı için değerler $5-8^{\circ}$ arasındadır. 13° ye varan durumlarda vardır.



Şekil 2.24. Kingpin Eğimi (1. Kingpin Eğimi; 2. Kingpin)

Toe-in, Toe-out : Toe-in, Toe-out, ön tekerleklerin paralel yuvarlanmasını temin eder. Tekerleklerin yanal kaymasını ve aşırı aşınmasını engeller. Bir aracın toe-in pozisyonu Şekil 2.25(a)'de gösterilmektedir. Tekerleklerin ön taraftaki aralarındaki açıklık arka taraflarından azdır. Gerçek toe-in değeri birkaç mm mertebesindedir. Şekil 2.25(b)'de ise toe-out gösterilmektedir. Bu durumda tekerleklerin ön taraflarındaki mesafe arka taraflarından büyüktür. Genelde taşıt duruyor durumda iken ön tekerleklerin pozisyonu toe-out'tur. Toe-in durumunda tekerleklerin içeri kapanık olması durumundaki uygulamalar en çok rastlanan uygulamalardır. Toe-in açısı genellikle çok küçüktür (1^0 'den az). Bazı araçlara ait örnek değerler aşağıdaki çizelge 2.1'de verilmiştir [2];



Şekil 2.25. Toe-in ve Toe-out ((a) Toe- in; 1. Kısa aralık, 2. Uzun aralık
(b) Toe- in; 1.Uzun aralık, 2. Kısa aralık)

Ön aks geometrisindeki hata veya ayarsızlıkların düzensiz lastik aşınmalarına neden olacağı kesindir. Düzensiz lastik aşınmalarının ise lastik ve taşıt performansına etkileri şunlardır;

- 1- Faydalı lastik ömrünün kısılması,
- 2- Gürültü ve titreşimlerin artarak, konforun azalması,

3- Özellikle ıslak zeminde tutunmanın zayıflaması

4- Taşıt stabilitesinin bozulması.

Çizelge 2.1. Bazı taşıtların direksiyon sistemi verileri

ARAÇ	DİREKSİYON TİPİ	KAMBER	CASTER	KINGPIN AÇISI	TOE-IN (mm)	DİREKSİYON ORANI
Premier-Padmini	Sonsuz vida mekanizmalı	$0^0-30^0\pm 20'$ (tam yüklü)	$2^0\pm 20'$ (tam yüklü)	7^0 (tam yüklü)	1-3 (tam yüklü)	16.4 :1
Ambassador	Dişli Kremayer	$\frac{1}{2}^0$	$8\frac{1}{4}^0$	3^0	2.4	14 :1
Mahindra Jeep	Döner Bilyalı	$1\frac{1}{2}^0$	3^0	$7\frac{1}{2}^0$	1.2-2.3	12 :1
Maruti-800	Dişli Kremayer	$1^0-20'$	$3^0-15'$	$12^0-15'$	2-4	17.5-1

2.5. Direksiyon Sistemlerinin Sınıflandırılması

S38StV20 Alman karayolları Regülasyonları direksiyon sistemlerini üç tipe ayırmaktadır.;

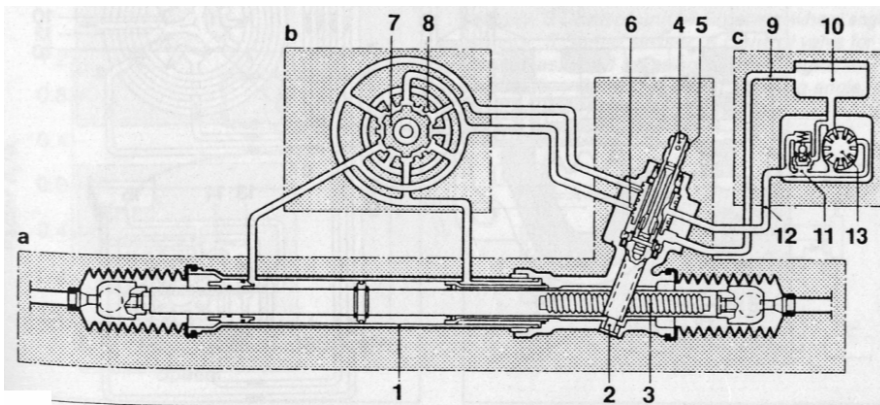
1- Kol kuvvetiyle işletilen direksiyon sistemi (muscular-energy steering systems). Direksiyon hareketi yalnız sürücü tarafından üretilir (mekanik direksiyon kutuları).

2- Bir güç kaynağıyla işletilen direksiyon sistemleri (power steering systems). Bu direksiyon sistemlerinde direksiyon tahrik kuvveti, taşıt üzerindeki bir enerji kaynağı tarafından sağlanır. Yüksek hız araçları için uygun bir sistem değildir.

3- Güç yardımcı direksiyon sistemleri (power-assisted steering systems). Bu sistemlerde ise direksiyon tahrik kuvveti taşıtın sürücüsü tarafından adale kuvveti ve bir enerji kaynağı tarafından sağlanmaktadır. Yüksek hızlı araçlar için kullanılan bir sistemdir (hidrolik direksiyon gibi) [6]. Güç yardımcı direksiyon sistemleri, genellikle motor tarafından tahrik edilen bir pompa, bir yağ rezervuarı, hortum ve borulardan oluşmaktadır. Pompa genellikle iç kaçak hattı olan kanatlı tip bir pompadır. Pompa, motor rölantide çalışıyor halde iken bile direksiyon simidindeki

sapma açısının 1.5 s^{-1} olmasını sağlayacak şekilde hidrolik yağı temin eder. Daha yüksek motor devirlerindeki yağ akış basıncında görülen yükselmeler pompaya entegre edilmiş bir akış kontrol valfi ile önlenir. Aynı şekilde genellikle pompa içine entegre edilmiş basınç kontrol valfi hidrolik sistemin çalışması için gerekli olan bir valftir. Pompa hidrolik yağın 100^0C 'yi aşmasını engelleyecek, gürültüsüz çalışacak ve yağda köpürmeye neden olmayacak şekilde tasarlanmalıdır. Kontrol valfi, direksiyon simidinin dönel hareketine uygun olarak direksiyon silindrine hidrolik yağ sağlar. Esnek bir tork ölçüm elemanı (torsiyon bar, spiral yay, yaprak yay vb.) torku tam olarak ve sıfır hata ile mümkün olduğunca küçük kontrol hareketine çevirir. Pah kırılmış veya belli bir eğrilik verilmiş kenarlar kontrol hareketi sonucu hareket eder ve gerekli yağ akışına izin veren kesiti şekillendirirler. Kontrol valfleri genellikle açık merkez prensibine uygun yapılırlar. Kontrol valfi çalışmadığı takdirde hidrolik yağ rezervuara pompa tarafından geri akar[6].

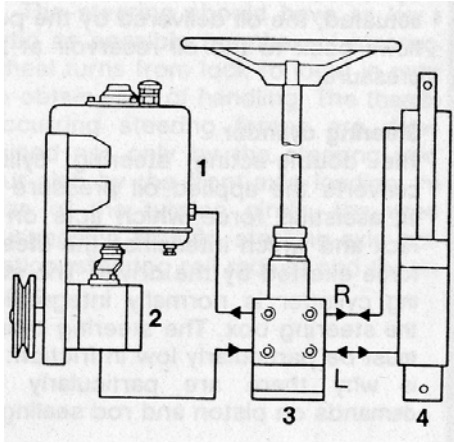
Çift etkili direksiyon silindiri, hidrolik yağ basıncını sürücü tarafından uygulanan direksiyon kuvvetini pekiştirecek şekilde yardımcı güce çevirir. Direksiyon silindiri genelde direksiyon kutusuna entegredir. Direksiyon silindirin özelliikle sürtünmesi düşük olmalıdır. Bu sebeptendir ki piston ve rod keçeleri özellikle yüksek sürtünme dirençli olmalıdır.



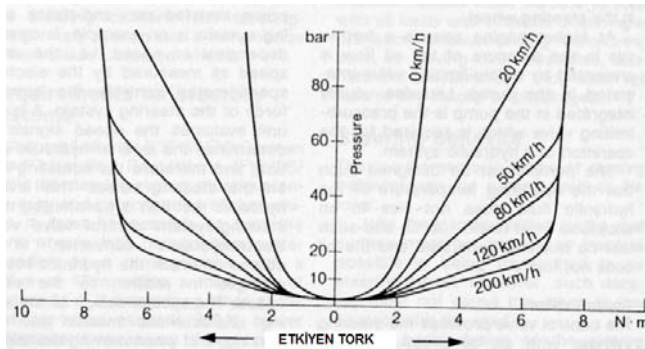
Şekil 2.26. Hidrolik Dişli-Kremayer mekanizması (1. Direksiyon silindiri 2-3. Dişli kremayer mekanizması 4. Torsiyon bar 5. Direksiyon mili 6. Kontrol Portu 7-8. Tek yönlü emme valfleri 9. Dönüş hattı 10. Rezervuar 11. Akış sınırlama valfi 12. Basınç hattı 13. Pompa)

Hidrostatik direksiyon sistemlerinde direksiyon simidi ile direksiyon tekerlekleri arasında mekanik bir bağlantı yoktur. Direksiyon kuvveti hidrolik olarak sağlanır ve iletilir. Kontrol ünitesine yerleştirilen bir ölçme pompası direksiyon simidinin dönme hareketine göre yağ basıncını silindire iletir. Bu pompadaki önlenemez kaçaklar, kayıplar direksiyon simidinin düz konumunu zorlaştırır. Bu nedenle bu tür direksiyon sistemleri genelde iş makinalarında kullanılır.

Birçok Avrupa ülkesinde bu sistem için izin verilen hız değeri 25 km/saat, Almanya'da 50 km/saat'tir. Şekil 2.28'de güç yardımcı direksiyon sistemleri için çıkartılmış karakteristik eğriler görülmektedir [6].



Şekil 2.27. Tam hidrolik iletimli hidrolik yardımcı direksiyon sistemi (1. Rezervuar 2. Pompa 3. Ölçme pompalı kontrol ünitesi 4. Direksiyon silindiri
Bağlantılar: R sağa dönüş için yağ akışı, L sola dönüş için yağ akışı)



Şekil 2.28. Güç yardımcı direksiyon sistemleri karakteristik eğrileri [6]

2.6. Direksiyon Kontrol (Handling) Karakteristiği

Taşıtın işletme koşullarına karar vermede “aşırı döner” ve “az döner” terimleri sıklıkla kullanılır. Eğer bir taşıt aşırı döner olarak adlandırılıyor ise direksiyon açısının belirlediğinden daha küçük yarıçaplı bir eğri üzerinde dönüyor demektir. Az döner bir taşıt ise daha geniş bir yarıçapı kapsar. Artan merkezkaç kuvvetleri birlikte tekerlek yüklerini etkileyen yanal kuvvet oranı ön ve arka akslarda farklı gelişir. Bu da aşırı ve az dönerlik karakterinin ortaya çıkmasına neden olan farklı diyagonal hareket açılarını doğurur. Normal şartlarda, nötr dönüş karakteri gereklilik olarak görülür. Bu, yanal kuvvetlerin optimum kullanımına izin vermesine rağmen taşıtın denge sınırının etkisini azaltır. Bundan dolayı birçok araç üreticisinin ulaşmak istediğı hedef kontrollu dönerliktir. Çünkü bu durumda taşıtın kopması hesap edilebilir, düz bir yörüngeye izin verir [6].

3. DİREKSİYON SİSTEMİ TEST STANDARTLARI VE PROSEDÜRLERİ

Direksiyon sistemi performansı ve parça dayanımları konusunda test edilmesi ve denenmesi konusundaki bazı standartlar ve içerikleri şöyledir.

- SAE J695 Motorlu Araçların Dönme Kabiliyetleri [6]: Bu standartın amacı motorlu araçların dönme kabiliyetlerini değerlendiren bir test metodu ortaya koymaktır.

Tanımlar

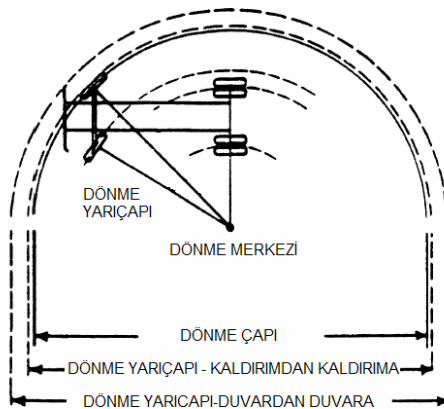
Dönme merkezi: Taşıtların etrafında sabit bir yarıçapta döndükleri noktadır. İdeal bir direksiyon sisteminde bu merkez arka aks uzantısı üzerindedir.

Dönme yarıçapı: Dönme merkezi ile dönme yönünde dışardaki tekerlek merkezi arasındaki mesafedir (genelde ön tekerlek dikkate alınır).

Dönme çapı: Dönme yarıçapının 2 katıdır.

Dönme çapı (duvardan duvara): Araç en keskin dönüşünü yaparken dönüş yönünde kendi kesitinde dışarda kalan en uzak noktanın oluşturduğu dairenin çapıdır.

Dönme çapı (kaldırımdan kaldırıma): Taşıtın 150 mm yüksekliğindeki kaldırımdan başlayarak yapabileceği en keskin dönüşteki tekerlek izi dış noktasından ölçülen çaptır.



Şekil 3.1. Dönme yarıçapı

Test Yöntemi

- Direksiyon geometrisi kontrol edilir.
- Ön tekerlekte üretici firmanın tavsiye ettiği mesafeler kontrol edilir. Tekerlek ile en yakın eleman arasındaki 20 mm boşluk olmalıdır.
- Taşıt maksimum brüt ağırlığına yüklenir.
- Taşıt kuru ve düz zeminde, düşük devirde her iki yönde dönüşler yapılarak sürülür. Tekerlekler maksimum açılarda döndürülmelidir. Ölçümlerden önce en az iki tam daire manevrası tamamlanmalıdır. Dönüş yönüne göre dışarıdaki tekerleğin izini belirlemek için daire tamamlanırken üstüne su boşaltılır.
- Dönme yarıçapı belirlenirken tekerleğin oluşturduğu izin orta noktasının oluşturduğu çap değeri ölçülür. Dönme yarıçapı bu değer yarısıdır.
- Kaldırımdan kaldırıma dönme yarıçapını belirlemek için tekerlek dış yüzeyine paralel 150 mm yüksekliğinde bir platform yapılır. Dönüş hareketine başlanarak aynı noktada bitirilir. Tekerlek dış kenar izinden ölçülen değer yarısı kaldırımdan kaldırıma dönme yarıçapıdır.
- Dönme hareketi sırasında taşıtın dairesel uzantısına teğet bir çizgi çizilir (duvardan duvara dönme yarıçapı). Bu noktanın dönme merkezine uzaklığıdır.
- 70/311/EEC Avrupa Konseyi Direktifi-Motorlu Araçların Direksiyon Sistemi Parçaları [17]: Bu standartta direksiyon sistemi parçaları olan direksiyon dişli kutusu, özel ekipmanlar (yağ pompası, hava pompası veya akü) döndürülmüş tekerlekler anlatılmaktadır. Direksiyon kuvveti tanımı belirtilmiştir. Buna göre direksiyon kuvveti; sürücünün taşıtın sürüş kontrolünü gerçekleştirmek için uyguladığı kuvvettir.

Direksiyon sistemi parçaları sürüşün kolay ve güvenli olmasını sağlamalıdır. Direksiyon kuvveti 12m yarıçapındaki bir dairelik yörüngeyi takip ederken 25 kg'ye ulaşmamalıdır. Yardımcı direksiyon güç sistemleri çalışmadığı zaman ise bu kuvvet 60 kg'yi geçmemelidir. Taşıtın bu koşulu sağlayıp sağlamadığını test etmek için taşıt saatte 10 km hızla spiral bir yörüngede sürülür. Direksiyon kuvvet momenti taşıt 12 m yarıçaplı daire çizmeye başladığı an ölçülür. Manevranın süresi (direksiyon

sisteminin harekete başlangıcı ile ölçümün alındığı nokta arasında) normal şartlarda 4 saniyeyi, ek direksiyon güç kaynağı çalışmadığı zaman ise 6 saniyeyi geçmemelidir.

Test sırasında hem sağ hem de sol yönlerde manevralar yapıp ölçümler alınmalıdır.

Taşıt ayrıca test sırasında maksimum ağırlığına yüklenmeli, lastik basınç değerleri ve dingil ağırlıkları üretici firma tavsiyelerine uygun olmalıdır.

- Rover Engineering Standart- RES.50.01.506 [18]: Bu mühendislik standardının amacı bir değerlendirme sistemine göre araç sürüş ve yol hakimiyeti özelliklerini referans bir araca göre değerlendirmektir.

Hazırlık aşaması:

- Test ve referans araç süspansiyon ve direksiyon sistemleri doğru olmalıdır.
- Tekerlek ve dış lastikler uygun olmalıdır.
- Tekerlek basınçları kaydedilmelidir.
- Taşıt izin verilen maksimum ön ve arka dingil ağırlık değerlerine yüklenir ve kaydedilir.
- Şu özellikleri içeren uygun bir test rotası belirlenir
-
- 50km/saat hızla gidilecek 1 km uzunluğundaki düşük kalitede asfalt yol,
- 50km/saat hızla gidilecek 1 km uzunluğundaki köy yolu,
- Minimum 10 km uzunluğunda B sınıfı yol,
- Keskin dönüşler ve manevralar içeren yüksek hızla gidilebilecek minimum 10 km uzunluğunda A sınıfı yol,
- Minimum 10 km uzunluğunda 2 veya 3 şeritli, ulusal hız limitinin uygulandığı yol,
- Toplam 40 km uzunluğunda bir çok sürüş durumunu içeren yol.

Test Prosedürü

- En iyi test sonucu ABA tipi bir testte alınır. A referans araç, B ise test edilen araçtır.

A referans aracı B referans aracından önce ve sonra sürülür.

- Taşıt sabit hızda 1 km uzunluğundaki düşük kalitede asfalt yol ve 1 km uzunluğundaki köy yolunda sürülür.
- Taşıt B sınıfı yolda maksimum güvenli hızlarda, direksiyon açıları, direksiyon manevra cevapları, direksiyon hissine, taşıtın davranışı ve kontrolüne dikkat edilerek sürülür.
- Keskin dönüşler ve manevralar içeren yüksek hızla gidilebilecek minimum 10 km uzunluğunda A sınıfı yolda maksimum güvenli hızla aracın gövdesine, süspansiyon, tekerlek kontrol ve direksiyon hissine, taşıtın yönlendirilme kolaylığına dikkat edilerek sürülür.
- Minimum 10 km uzunluğunda 2 veya 3 şeritli, ulusal hız limitinin uygulandığı yolda taşıtın ani ve yavaş şerit değiştirmelere cevap süresine, araç sollama yapılarak stabilitesine dikkat edilerek sürülür. Tüm bu testlerde testi gerçekleştiren sürücü, direksiyon kuvveti, amortisör hareketlerine dikkat etmelidir. Karşılaştırmalı testler aynı koşullarda yapılmalıdır.
- Rover Engineering Standart- RES.61.11.500 [19]: Direksiyon Sistem Yüğü ve Kuvvet Testi. Bu mühendislik standardının amacı, direksiyon dişli kutusu dayanıklılık testleri içinde data sağlamak amacıyla değişik test koşullarında direksiyon sistemi yüklerinin ölçülmesi, direksiyon sisteminin mühendislik onay (sign-off) metodlarının belirtilmesi ve taşıtların satılmakta oldukları tüm pazar ülkelerindeki direksiyon kuvvet değerlerinin yasal değerleriyle aynı olduğunu tesbit etmektir.

Hazırlık

- Direksiyon sistemi tüm parçaları kontrol edilmelidir.

- Direksiyon kuvvetlerine maruz kalan süspansiyon parçaları kontrol edilmelidir.
- Ön ve arka süspansiyon geometrileri üretim toleranslarına göre ayarlanmış olmalıdır.

Ölçülmesi gereken değerler

1. Direksiyon simidi torku,
2. Direksiyon simidi açısal hareketi,
3. Direksiyon simidi bağlantı kuvvetleri (strain-gauge ile),
4. Direksiyon simidi kolonu eksenel kuvveti (strain-gauge ile),
5. Direksiyon kutusu giriş mili torku (strain-gauge ile).

I. Normal Sürüş Testi

- Aracın lastik basınçları kontrol edilir ve gerekli ayar yapılarak kaydedilir.
- Araç maksimum yükte yüklenir.
- Taşıt direksiyon simidi torku ve direksiyon simidi bağlantı kuvvetleri kaydedilerek

şehir içi, şehirlerarası ve otoban yollarında seçilen rotada sürülür. Her üç tip yolda da datalar ayrı ayrı kaydedilmelidir.

II. Yüksek Yüklü Test

- Aracın lastik basınçları kontrol edilir ve gerekli ayar yapılarak kaydedilir.
- Araç maksimum yükte yüklenir.
- Araç direksiyon simidi torku, direksiyon simidi bağlantı kuvvetleri ve direksiyon simidi kolonu eksenel kuvveti kaydedilerek MIRA test parkurunda 3 tur sürülür. 3 turun yaklaşık uzunluğu 6,66 km'dir.

III. Parketme Testi

- Aracın lastik basınçları kontrol edilir ve gerekli ayar yapılarak kaydedilir.

- Araç maksimum yükte yüklenir.
- Araç düz doğrultuda sürülür, böylelikle ön tekerlerin gidiş doğrultusuna paralel olması sağlanır.
- Tozlu ve gres kaplı yüzeyde durulur ve el freni kullanılır.
- Direksiyon simidi torku, direksiyon simidi açısal hareketi, direksiyon simidi bağlantı kuvvetleri ve direksiyon kutusu giriş mili torku kaydedilerek test başlatılır.
- Direksiyon simidi 10 sn/tur hızla sağ sol son noktalar arasında şu sıralamayı takip eden manevralar yaptırılır
 - Direksiyon simidi düz konumda başlanır,
 - Sağ yönde durma noktasına,
 - Sol yönde durma noktasına,
 - Sağ yönde durma noktasına,
 - Sol yönde durma noktasına,
 - Tekrar düzgün doğrultuya getirilir.
- Araç referans yüzeyden alınır ve lastik parçaları temizlenir
- Aracın lastik basınçları kontrol edilir ve gerekli ayar yapılarak kaydedilir.
- Araç maksimum yükte yüklenir.
- Direksiyon simidinin düzgün konumu, ½ manevra ve son noktasına ulaşmadan hemen önceki konumlarında direksiyon simidi torku, universal mafsallık tork dalgalanmaları ve direksiyon kolu kuvvetleri analiz edilir.
- Test her iki yön içinde tekrarlanır.

Manuel direksiyon sistemi için kabul kriteri; direksiyon simidinin hemen dışındaki çaptaki kuvvetin ½ manevra pozisyonunda 125 N'a ulaşmamasıdır.

IV. Kaldırım Dayama Testi

- Aracın lastik basınçları kontrol edilir ve gerekli ayar yapılarak kaydedilir.
- Araç maksimum yükte yüklenir.

- 115 mm yüksekliğindeki kaldırıma paralel olacak şekilde sürülüp sol ön tekerleğin

yan yüzü kaldırıma dayanır ve el freni çekilir.

- Araç yere paralel, test yüzeyi kuru olmalıdır.
- Direksiyon simidi torku, direksiyon simidi açısal hareketi ve direksiyon simidi bağlantı kuvvetleri kaydedilir.
- Direksiyon simidi yumuşakça ve durmaksızın tam sağ manevra yapılır.
- Aynı test sağ ön tekerlek kaldırıma dayalı, sol manevra için yapılır.
- Test sonrası direksiyon sistem parçaları özellikle direksiyon dişli kutusu, direksiyon

kolları çarpılma, bükülme veya gevşemeye karşı dikkatlice kontrol edilir. Süspansiyon geometrisi ve parçaları kontrol edilir, bozulan parçalar değiştirilir.

V. Kaldırım çarpma testi

- Aracın lastik basınçları kontrol edilir ve gerekli ayar yapılarak kaydedilir.
- Araç maksimum yükte yüklenir.
- 115 mm yüksekliğindeki kaldırım test alanına yerleştirilir ve yere sabitlenir.
- Direksiyon simidi bağlantı kuvvetleri ve direksiyon simidi kolunu eksenel kuvveti kaydedilir.
- Araç 20 ± 5 km/saat hızda sol teker kaldırıma 30^0 - 35^0 arasında açı ile çarpılır. Çarpma esnasında frenler kullanılmaz.
- Ön tekerlek kaldırıma çarpar çapmaz araç arka tekerleğini kaldırıma çarpmasını engelleyecek şekilde yönlendirecektir.
- Aynı test sağ ön tekerlek içinde tekrarlanır.
- Test sonrası direksiyon sistem parçaları özellikle direksiyon dişli kutusu, direksiyon kolları çarpılma, bükülme veya gevşemeye karşı dikkatlice kontrol edilir. Süspansiyon geometrisi ve parçaları kontrol edilir, bozulan komponentler değiştirilir.

4. ÇALIŞMADA KULLANILAN MODELLEME VE ANALİZ PROGRAMLARI

Bu çalışmada gerek direksiyon sistemi geometrik iyileştirme çalışması gerekse parça modellemesi için CATIA V5 R14 adlı program kullanılmıştır. Statik analizler MSC Patran ve Nastran ile yapılmıştır. Bu nedenle bu bölümde bahsedilen yazılımlar hakkında bilgi sunulacaktır.

4.1. Modelleme ve Geometrik Analiz Programı

Fransız uçak imalatçılarından Dassault Aviation 1969 yılında grafik programı oluşturulması faaliyetlerine başlayan öncü firmalardan biri olmuştur. 1977 de kendine özgü bir program tasarlayarak adına CATIA (Computer Added Three Dimensional Interactive Application) denilmiştir. Kişisel bilgisayarların giderek güçlenmesi ile birlikte Windows işletim sistemi iş istasyonlarında da yaygınlaşmış ve CAD/CAM/CAE sistemleri kabul görmeye başlamıştır. 2000 yılında Windows İşletim Sistemi için yazılmış CATIA V5 piyasaya çıkmıştır. Günümüzde CATIA otomobil, uçak, makina, dayanıklı tüketim eşyası endüstrilerinde önde gelen üst seviye CAD/CAM/CAE sistemi olarak kullanılmaktadır [20].

Yapılan bu çalışmada direksiyon sistemi geometrik iyileştirme çalışması CATIA yazılımının “Sketch” modülünde yapılmış, “Mechanical Part Design” modülünde parçalar ayrı ayrı modellenmiş, “Assembly Design” modülünde bağlantı dosyası haline getirilmiştir. Ayrıca kinematik analiz yapılarak sistem çalışması esnasında parçaların çarpma tehlikesi olup olmadığı görülmüştür.

4.2. Statik Analiz Programı

Çalışmada yapılan parça modellerinin kuvvet-gerilim analizleri MSC Software firmasına ait Patran ve Nastran programları ile yapılmıştır.

Patran CAE simülasyonları için güçlü bir ön (pre) ve son işlemcidir (post-prosesör). Programın modelleme ve yüzey çizme araç ve komutları kendi sonlu elemanlar modelini yaratabilmesine olanak sağlar. Ayrıca CATIA gibi programlarda yapılmış CAD modelleri de direkt kullanılabilir.

Patran kullanılarak parçanın sonlu elemanlar modeli tamamlanarak sınır şartlar belirlenir ve yapısal analiz yapılır. Analiz çözücü olarak MSC Software ürünü olan Nastran veya Dytran kullanılır. Bu çalışmada analiz çözücü olarak Nastran kullanılmıştır. Bir post-prosesör program olarak Patran ile sonlu elemanlar modeller kullanılarak statik, yapısal, ısı, yorulma ve ömür, akışkanlar, manyetik analizler yapmak mümkündür.

5. YAPILAN ÇALIŞMALAR

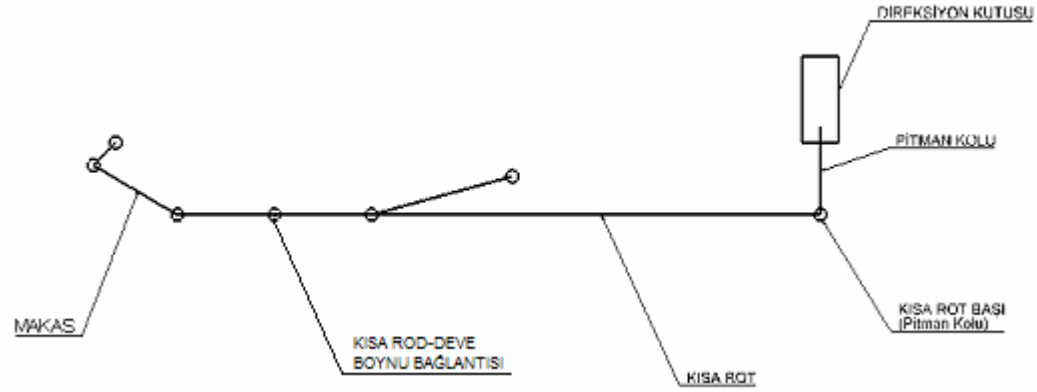
Bu çalışmada direksiyon geometrisi ve elemanlarının özelliklerinin belirlenmesi için şu plan izlenmiştir;

1. Farklı bir araçta denenmiş elemanlardan yola çıkarak çalışılan taşıt için geometrik çalışmanın yeniden yapılması,
2. Tekerlek ve makas hareketi göz önüne alınarak geometrik iyileştirme yapılması,
3. Elemanların modelleme işleminin eşzamanlı olarak tamamlanması,
4. Bilgisayar ortamında kinematik analizin yapılması ve kontrol edilmesi,
5. Kısa rod ve pitman koluna gelen kuvvetlerin belirlenerek kuvvet analizlerinin yapılması,
6. Testlerin yapılarak sonuçların ve tasarımın doğrulanması.

5.1. Direksiyon Geometrisinin ve Eleman Parametrelerinin Belirlenmesi

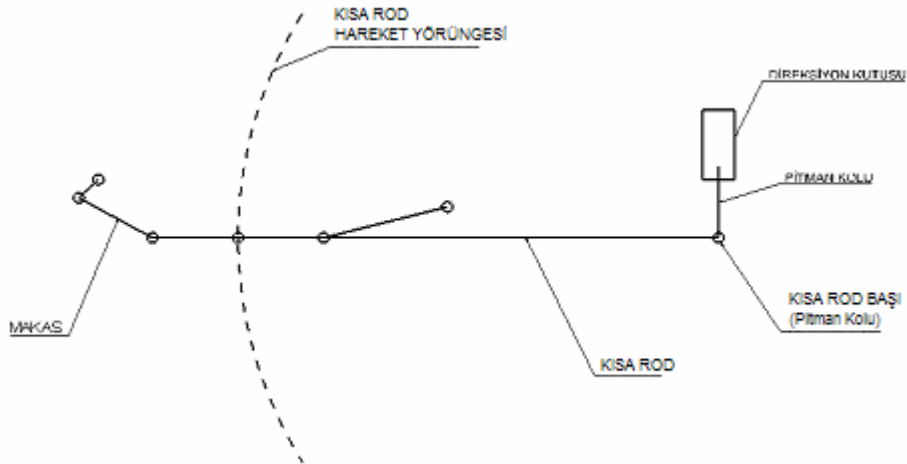
Üzerinde çalışılan yeni taşıt için geliştirilen direksiyon sistemindeki bazı parçalar (direksiyon simidi ve kolunu, direksiyon dişli kutusu) hala üretilmekte olan bir araçta kullanılmaktadır. Bu çalışmada pitman kolu, kısa rod, ön aks üzerindeki diğer elemanlar yeniden tasarlanmış ve tedarik edilmiştir. Direksiyon sistemi içerisinde yer alan ön aks ve üzerindeki alt ve üst kollar istenen değerlere göre üretici firmadan bağlanmış ve ayarlı olarak gelmektedir. Toe-in ve Toe-out ayarlarının hassas ve doğru olarak yapılmış olması aracın sürüş kararlılığı ve dinamiği açısından önemlidir. İlk olarak araç genel bağlantı modeline göre önceden araç teknik özelliği olarak belirlenmiş aks mesafesi bilgisi doğrultusunda ön aks modeli oluşturulmuştur. Direksiyon simidinin konumu ve açısı ergonomik olarak incelenerek belirlenmiştir. Direksiyon mili ile direksiyon simidine bağlanan direksiyon kutusunun yeri yaklaşık olarak belirlenmiş olup bu konuma göre üretici firmadan gelen direksiyon kutusu modellenerek genel bağlantı model dosyasına eklenmiştir. Ardından geometrik çalışma yapılarak, rod kolu ve pitman kolunun kesin olmayan boyları geometrik iyileştirme yapılarak belirlenmiştir. Bu çalışma için CATIA programı Part Design ve Sketch modülleri kullanılmıştır.

1) Çalışmanın ilk durumunda pitman kolu düşey yerleşim açısı 90^0 olarak başlanmıştır.



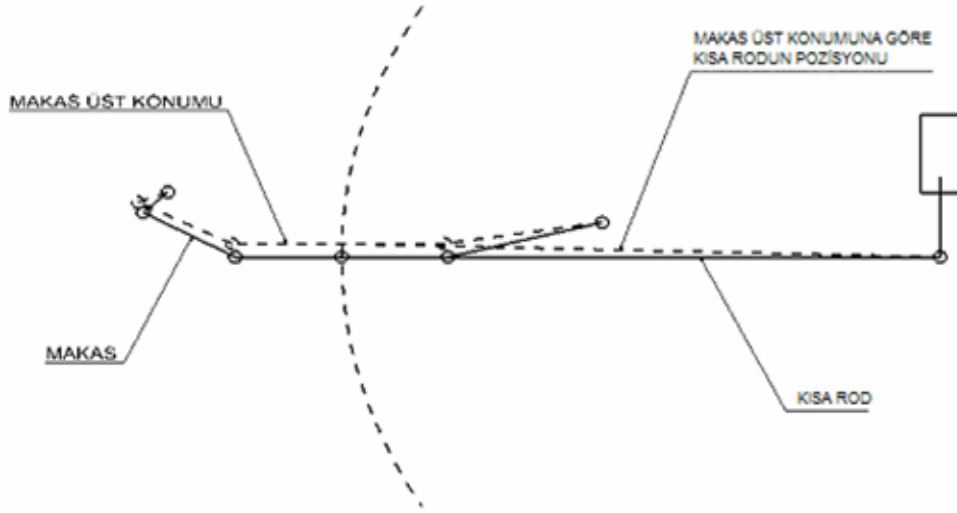
Şekil 5.1. Geometrik çalışmanın ilk durumu

2) Önce Şekil 5.1'deki taslak çizilerek grafiksel olarak rodun yörüngesi belirlenmiştir (Şekil 5.2). Üretici firmadan hazır ürettikleri pitman kolu boyları istenmiş ve aracın stabilitesi açısından deve boynu uzunluğuna en yakın olan boydaki pitman kolu seçilmiştir. Kısa rod kolu ise bu çalışma sonunda belirlenecek olup çalışmaya yaklaşık bir değer kabul edilerek başlanmıştır.

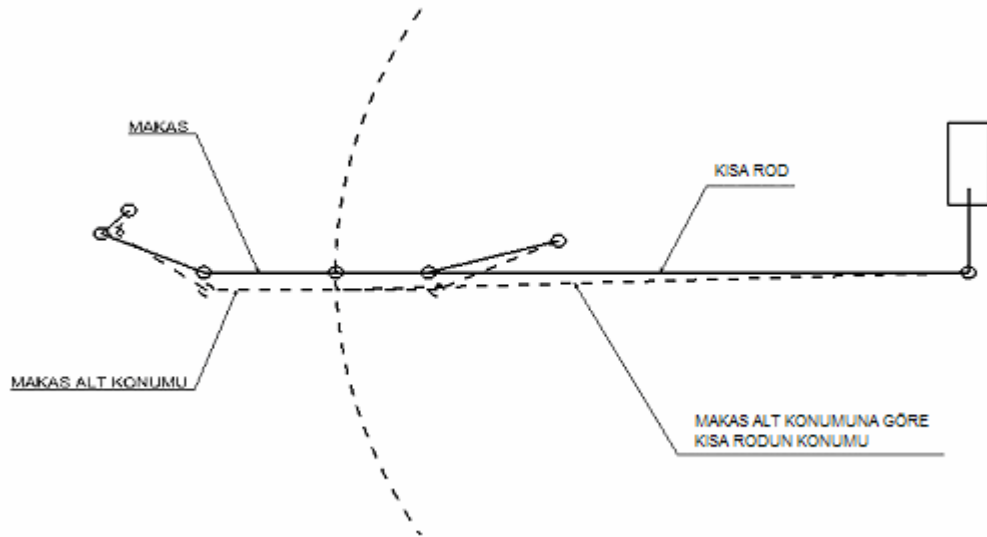


Şekil 5.2. Kısa rod hareket yörüngesinin belirlenmesi

3) Kullanılan makas sisteminin yukarı ve aşağı yönlerdeki hareket deplasmanı 100 mm olup her iki durum içinde makas ve kısa rodun konumları belirlenmiştir (Şekil 5.3, Şekil 5.4).



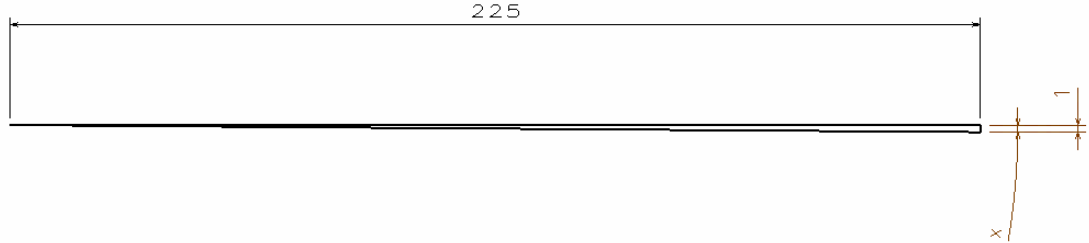
Şekil 5.3. Makas üst konumda iken direksiyon sistemi



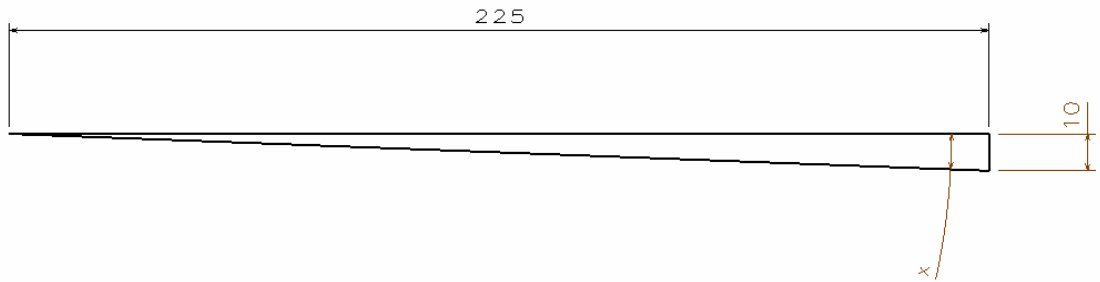
Şekil 5.4. Makas alt konumda iken direksiyon sistemi

4) Çalışmada kısa rod kolunun deve boynu tarafındaki rod başının konumunda, üst konumda iken ideal konumundan 1 mm (Şekil 5.5), alt konumda iken 10 mm hata olduğu görülmüştür (Şekil 5.6). Deve boynu uzunluğu (225 mm) ve bu hata miktarı

gözönüne alınarak hata derecesinin kabul edilebilir bölgede olup olmadığı kontrol edilmiştir.



Şekil 5.5. Deve boynunun üstten görünüşü- Üst Konum



Şekil 5.6. Deve boynunun üstten görünüşü- Alt Konum

Bu değerlerden açısal hatalar hesaplanmıştır;

Üst konum için deve boynu açısal hatası:
$$\text{Arc tan}\left(\frac{1}{225}\right) = 0,25^0$$

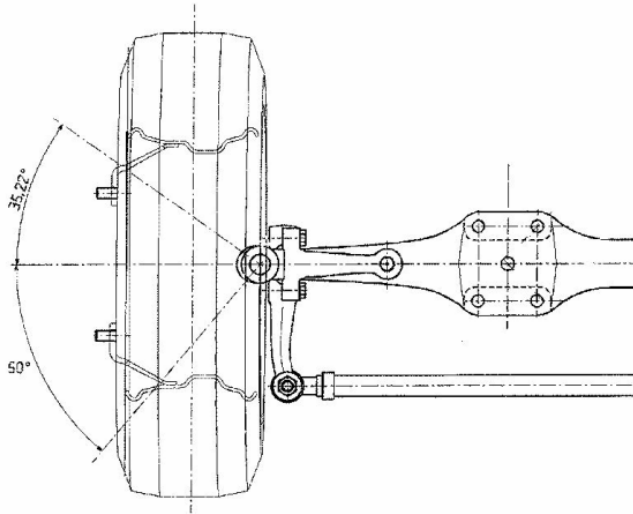
Alt konum için deve boynu açısal hatası:
$$\text{Arc tan}\left(\frac{10}{225}\right) = 2,54^0$$

Kaynak taraması ve deneyimlerimize göre üst konum açısal hata değeri $0,5^0$ 'yi alt konum açısal hata değeri ise 3^0 'yi geçmemelidir [4]. Bu nedenle hata miktarları çalışmaya devam edebilmek için yeterli bulunmuştur. Hatanın kabul edilebilir değerler dışında olduğu durumda ise pitman kolu boyu değiştirilerek uygun değerlere ulaşıldıktan sonra çalışmaya devam edilir.

Yapılacak ikinci kontrol hesaplamasında ise yukarıdaki üst ve alt konumlara göre pitman kolundaki karşılık gelen dönme açıları kontrol edilmiştir. Yapılan ikinci çalışma ile pitman kolunun sabit noktası belirlenmiştir.

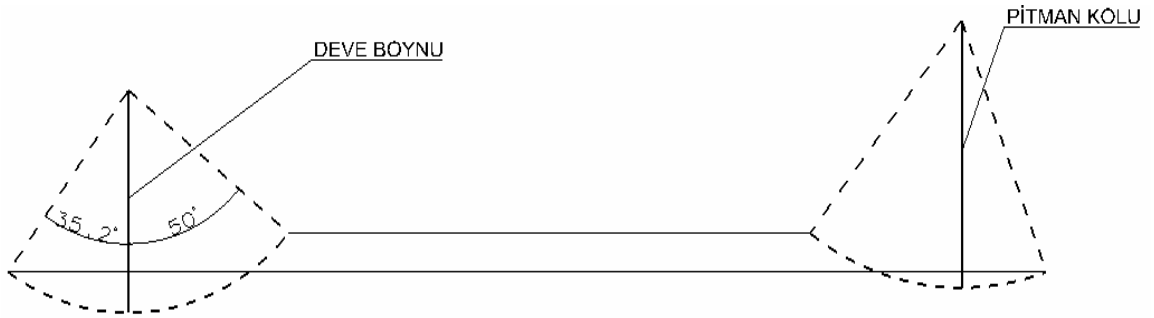
5) Direksiyon kutusunun konumu ergonomik çalışmanın sonucu olarak tahmini olarak belirlenmişti. Buna göre pitman kolunun direksiyon kutusu üzerindeki konumu da belirlidir. Pitman kolunun düşey açısı başlangıçta 90 derece olarak kabul edilmişti.

6) Aracın sağa dönüş açısı 50^0 ve sola dönüş açısı $35,2^0$ olarak ön aks üreticisi tarafından ayarlanarak sabitlenmiştir (Şekil 5.7).



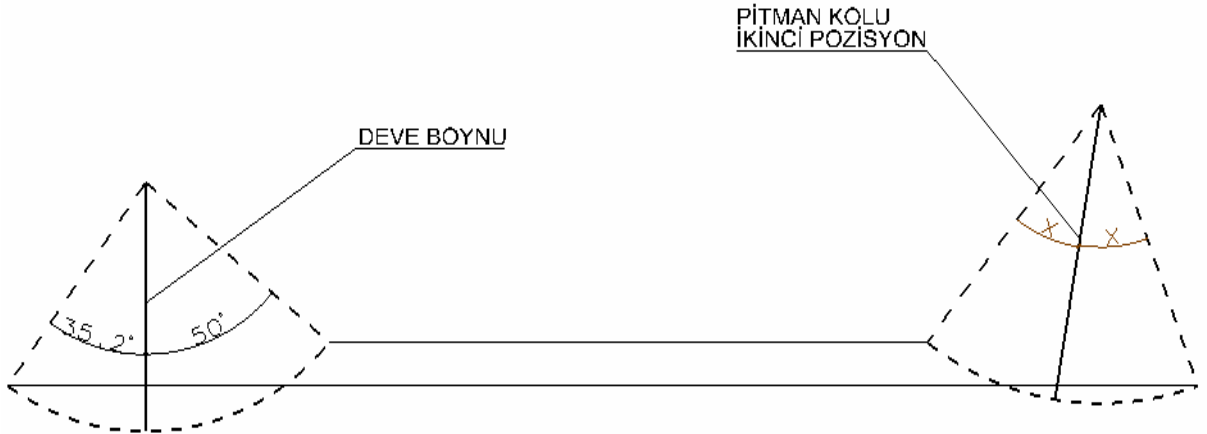
Şekil 5.7. Direksiyon dönüş açıları

7) Aracın dönüş manevrası hareketinde tekerleğin döndüğü King-pin ekseninde deve boynu rod başı belirlenmiş ve öne 50^0 , arkaya $35,2^0$ olarak yörüngesi çizilmiştir.



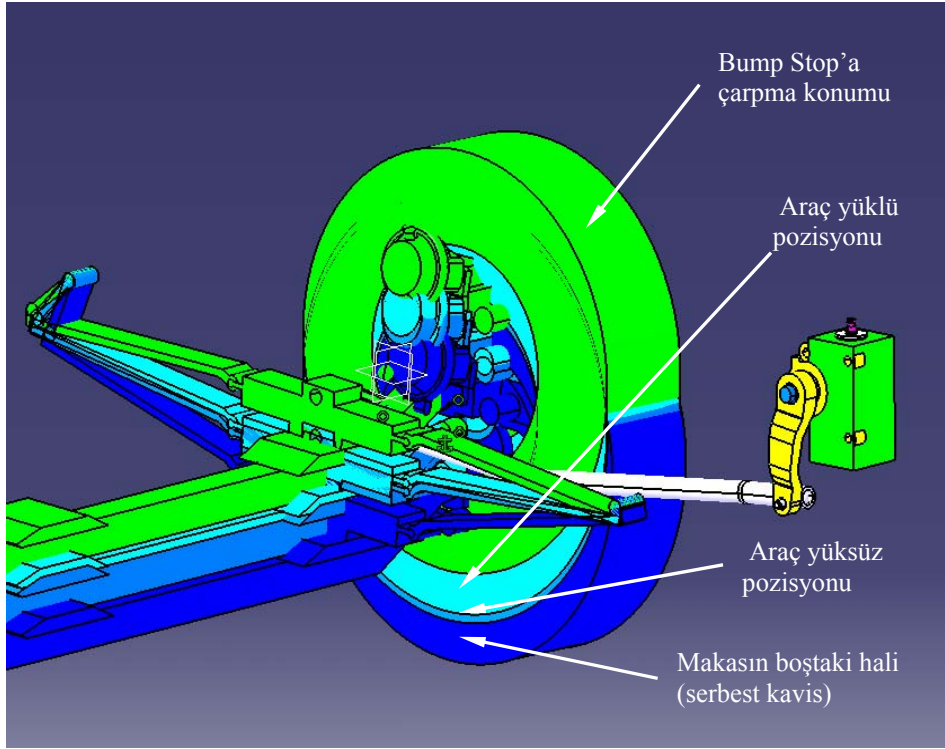
Şekil 5.8. Direksiyon dönme açılarına göre pitman kolunun konumu

8) Analizin başlangıcında pitman kolu düşey kabul edilmiştir. Deve boynunun rod kolu bağlantılarının, pitman kolunun rod kolu üzerindeki bağlantısının izdüşümüne bakıldığında pitman kolunun olması gereken yerde (açıortay konumunda) olmadığı görülmüştür (Şekil 5.8). Bu durumda değiştirilmesi gereken değişkenler pitman kolu açısı ve kısa rod boyudur. Pitman kolu açısı direksiyon kutusu üreticisinden gelen sınır değerlerine uygun olarak açıortay olacak şekilde değiştirilmiştir. Böylelikle sağa ve sola tur sayıları eşitlenmiştir.



Şekil 5.9. Pitman kolunun geometrik çalışma sonundaki konumu

Elemanların modellenmesine geçilmeden önce pitman kolunun son konumuna göre ilk yapılan hesap tekrarlanmış ve hata limitlerinin içinde kaldığından emin olunmuştur (Şekil 5.9).



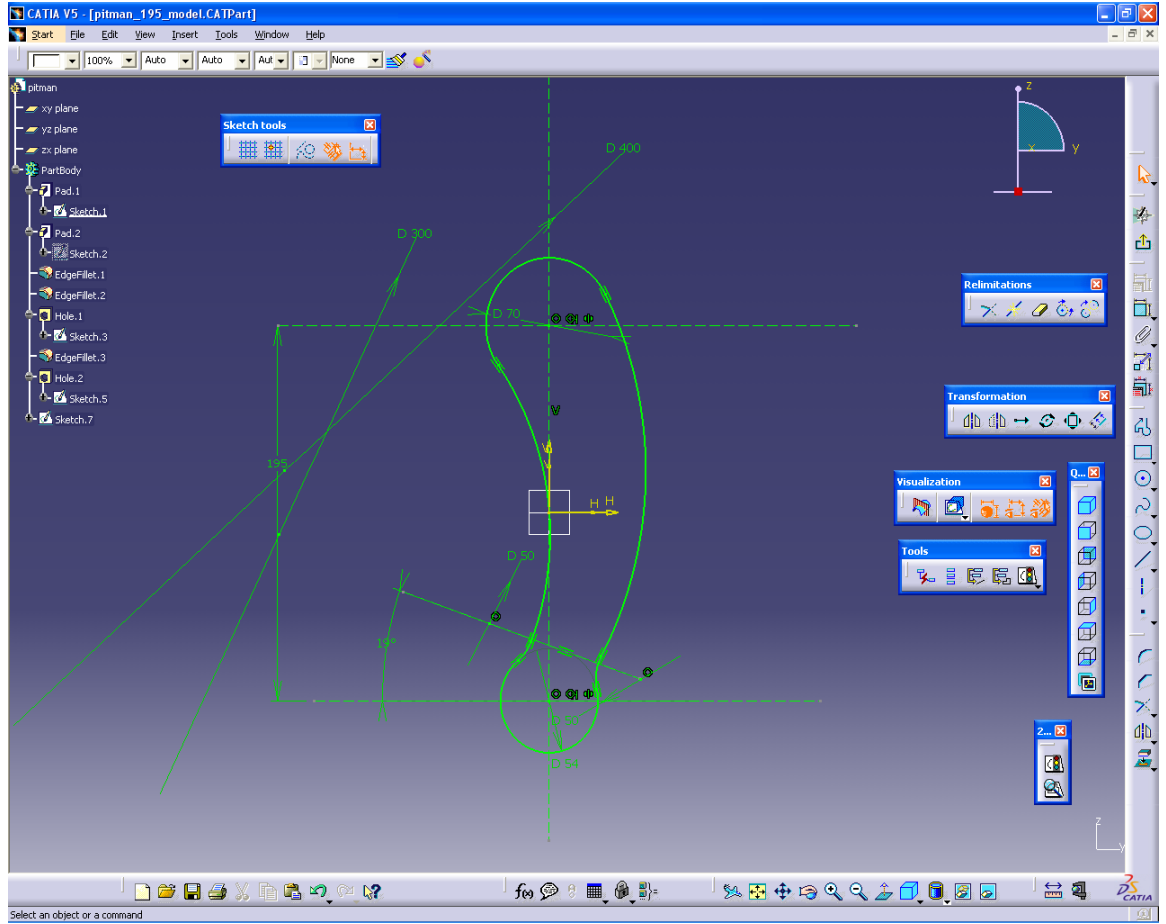
Şekil 5.10. Makas pozisyonlarının modellenmiş hali

5.2. Direksiyon Sistemi Elemanlarının Modellenmesi

Ön aks ve bağlantıları, direksiyon kutusu ile birlikte pitman kolu ve kısa rod parçaları bu hesap ve doğrulamalar sonucu ve üretici firmalardan alınan değerler doğrultusunda CATIA ile modellenmiştir.

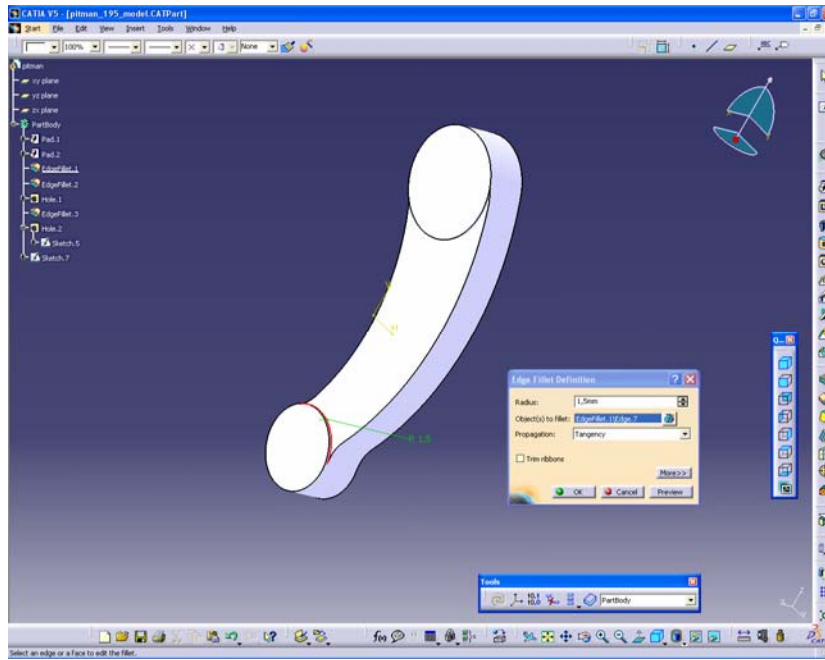
Modellenen parçalar daha sonra kuvvet analizlerinde de kullanılacağından parça modelleme işlemlerinin doğru olması ve modellerin gerçek parçalar ile birebir aynı olması gerekmektedir.

Örnek olarak pitman kolunun modellenmesi şöyle yapılmıştır. Öncelikle yeni bir “part design” sayfası açılmış ve sketch’e girilmiş, firma ölçülerine uyularak Şekil 5.11’deki tel çerçeve modeli çizilmiştir. Temel şekil elde edildikten sonra kalınlık tanımlanarak, 2 boyutlu obje 3 boyutlu katı model haline çevrilmiştir. Parça teknik resminde belirtilen keskin köşelere köşe yuvarlamalar tanımlanmıştır (Resim 5.2).

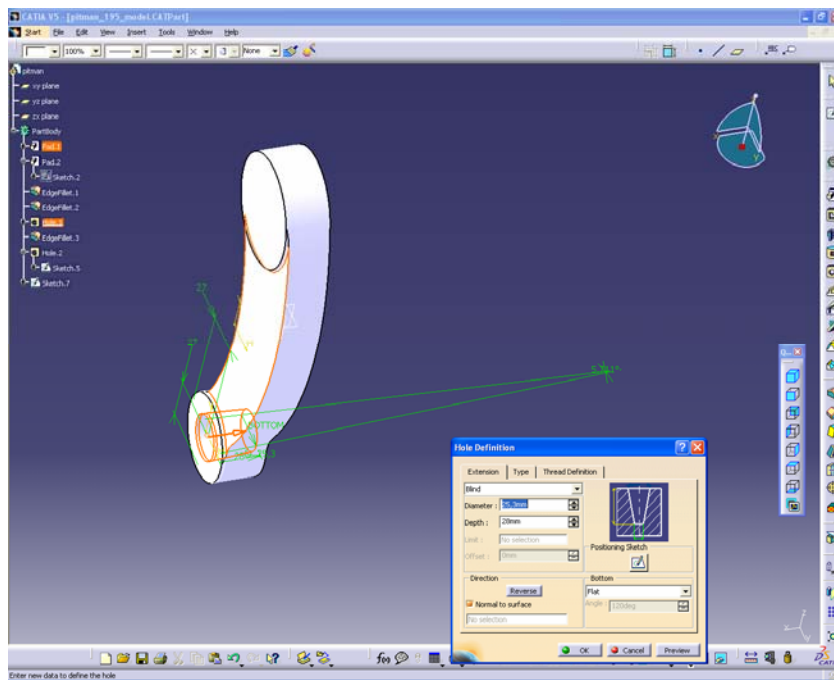


Şekil 5.11. Pitman kolu modelleme işlemi-Tel çerçevenin çizilmesi

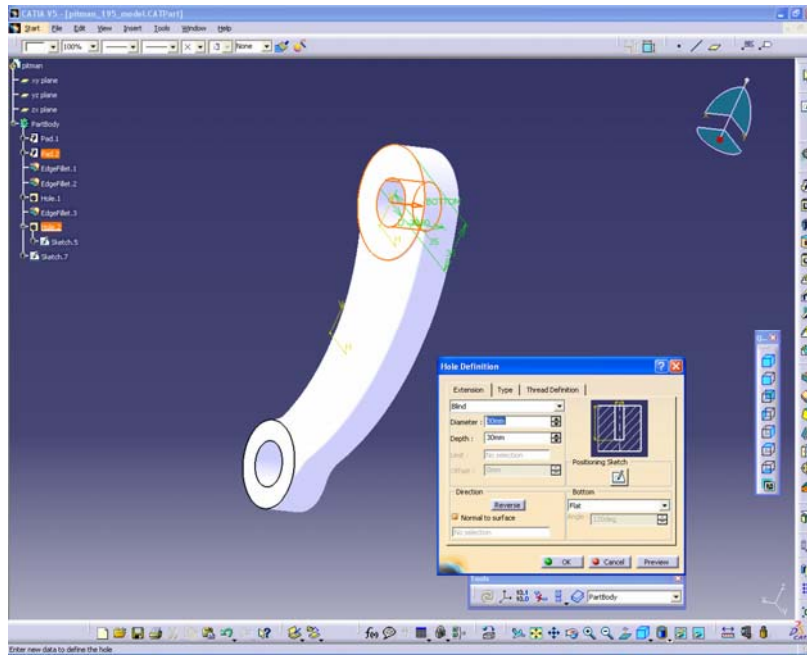
Pitman kolunun direksiyon dişli kutusuna ve kısa roda bağlanacağı üzerindeki delikler tanımlanmıştır (Resim 5.3, Resim 5.4). Direksiyon kutusu bağlantı deliği düz, kısa rod bağlantı deliği ise koniktir (Resim 5.3). Parçanın bitmiş hali Resim 5.5’ deki gibidir. Direksiyon sistemindeki tüm parçalar modellenerek CATIA Programı Assemble modülü kullanılarak bir bağlantı dosyası altında toplanmıştır (Şekil 5.11). Modelenmiş olan direksiyon sistemi genel araç bağlantı dosyası altındaki yerine yerleştirilmiştir (Şekil 5.12).



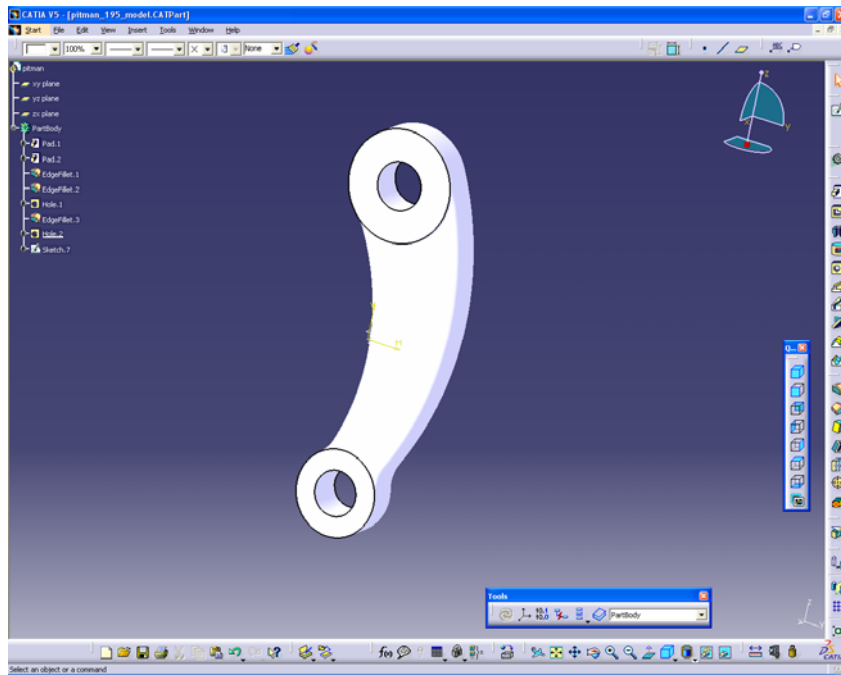
Şekil 5.12. Pitman kolu modelleme işlemi- Katı modelin yapılması



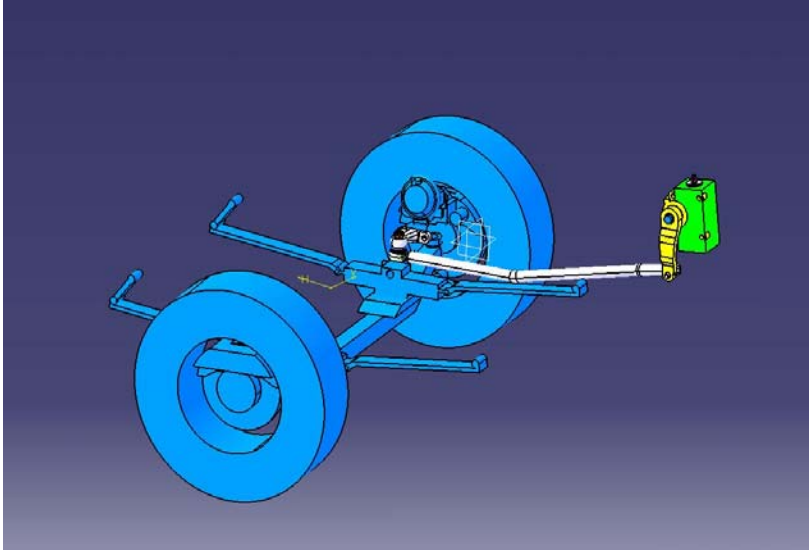
Şekil 5.13. Pitman kolu modelleme işlemi- Konik delik açılması



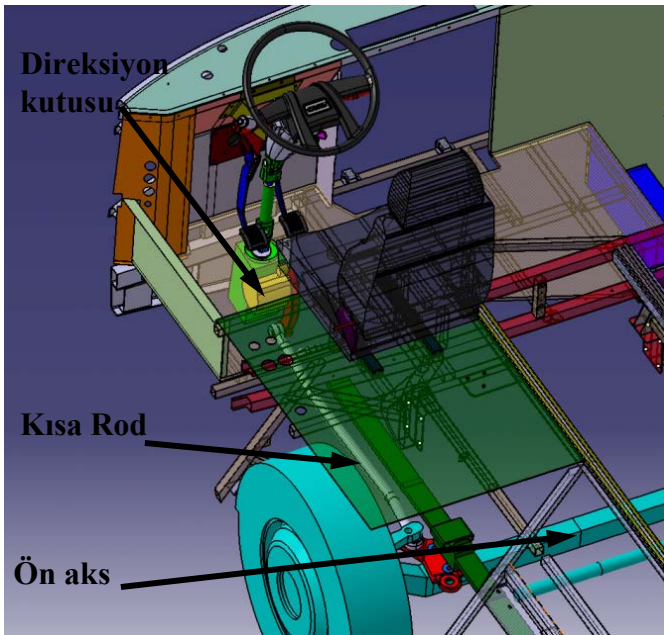
Şekil 5.14. Pitman kolu modelleme işlemi- Delik açılması



Şekil 5.15. Pitman kolu modelleme işlemi – Parça son hali



Şekil 5.16. Direksiyon sistemi parça modelleri bağlanmış hali



Şekil 5.17. Direksiyon sistemi modelinin araç komple modeline bağlanmış hali

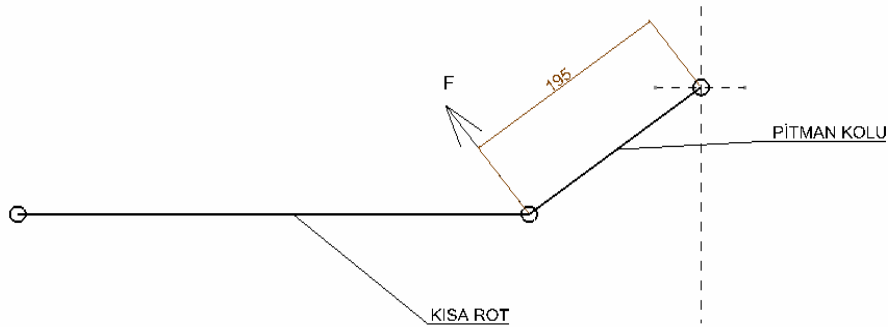
Modelleme işleminin ardından CATIA programının kinematik analiz modülü kullanılarak tekerlek dönme eksenini olan king pin etrafında öne 50 derece arkaya 35.2 derece döndürülerek parçaların ve elemanların herhangi bir yere çarpıp çarpmadığı kontrol edilmiştir.

5.3. Kuvvet Analizleri

5.3.1. Pitman kolu kuvvet analizi

Direksiyon sisteminde kuvvet analizi, direksiyon dişli kutusunun en ağır şartta (max. direksiyon hidroliği basıncında, dolayısıyla max. moment ve kuvvette) ürettiği moment ve kuvvete ilk ve en fazla maruz kalan pitman kolu ve kısa rod için yapılmıştır. Kuvvet ve gerilme analizleri sonlu elemanlar analizi metodu kullanılarak MSC Patran programı ile yapılmış, çözücü program olarak MSC Nastran programı kullanılmıştır.

İlk olarak Pitman koluna direksiyon kutusu tarafından uygulanan dönme momenti (dolayısıyla uygulanan F kuvveti) hesaplanmış ve pitman kolu üzerindeki gerilme dağılımı ve mertebesi incelenmiştir. Pitman kolu direksiyon dişli kutusu üzerine döner halde bağlanır. Direksiyon dişli kutusun ürettiği momenti kuvvete çevirerek kısa rod üzerine iletir. Hidrolik direksiyon pompasının maksimum üreteceği basınç 130 bar olup üretici firmanın verdiği bilgiye göre direksiyon kutusunun bu basınçtaki pitman kolu bağlantısında yaratacağı dönme momenti 2093 Nm'dir.



Şekil 5.18. Pitman kolu-Kısa Rod kuvvet iletimi

Pitman koluna etkiyen kısa rod bağlantı noktasındaki F kuvveti;

$$F = \frac{2093 Nm}{0,195 m} = 10733,3 N \text{ dur.}$$

Pitman kolu dövme olup malzemesi çelik 40NiCrMo4 tur. Bu malzemenin bazı özellikleri aşağıdadır:

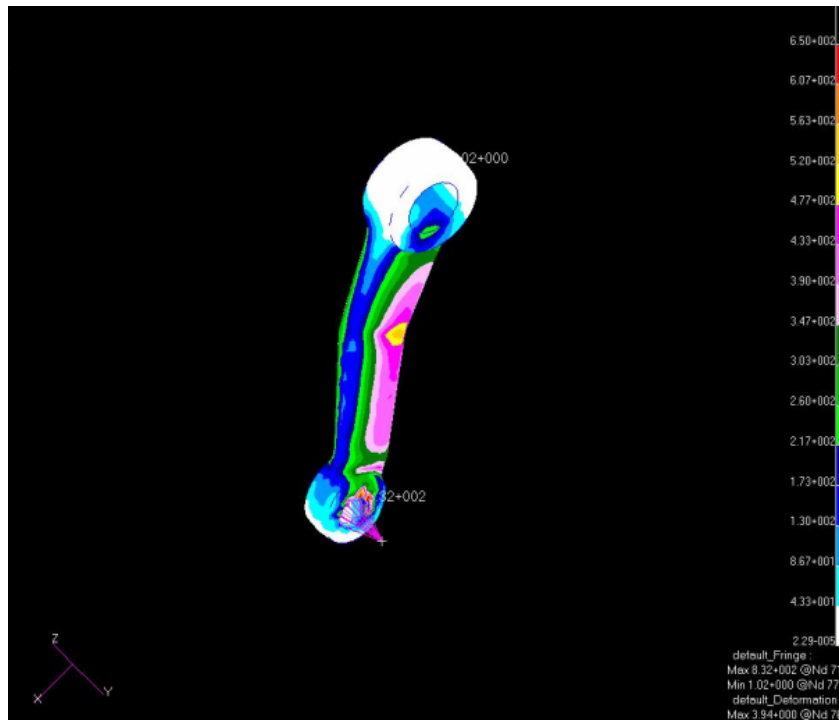
Elastisite Modül: 210000 MPa

Poisson Oranı: 0.29

Yoğunluk: 7700 kg/m³

Akma Sınırı: 931 MPa

Analiz sınır şartları olarak pitman kolunun direksiyon dişli kutusu bağlantı noktasından x-y-z eksenlerinden sabitlenmiştir. Kuvvet kısa rod bağlantı noktasından pitman koluna dik olacak şekilde 10733,3 N olarak etki ettirilmiştir. Yapılan analiz sonucunda pitman kolunun rod koluna bağlantı noktasında en fazla 650 MPa gerilme bulunmuştur. Parçanın akma mukavemet değeri 931 MPa olduğundan parçanın çalışması açısından mukavemetsel bir problem görülmemektedir. (Şekil 5.14).



Şekil 5.19. Pitman kolu gerilim analizi

5.3.2.Kısa rod kuvvet analizi

Kısa rod için basma kuvveti altında statik analiz, çekme kuvveti altında statik analiz, basma kuvveti altında burkulma analizi yapılmıştır.

Kısa rodun (40x5,7 mm boru) malzemesi çelik olup özellikleri aşağıdadır:

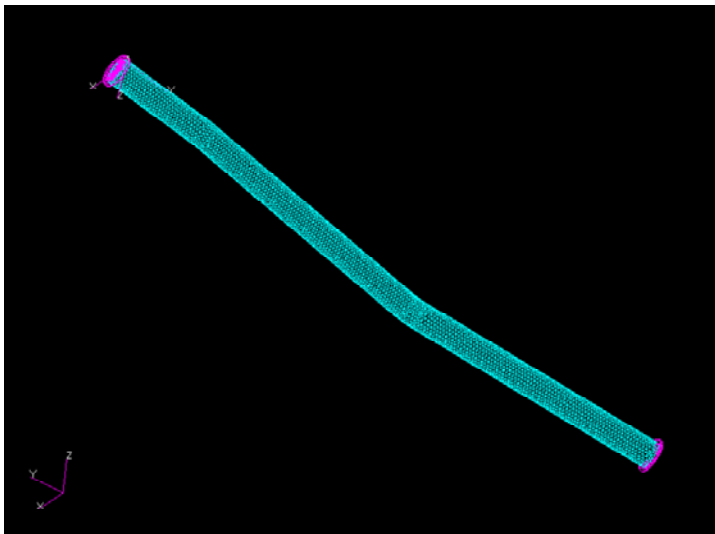
Elastisite Modül : 210000 MPa

Poisson Oranı : 0,3

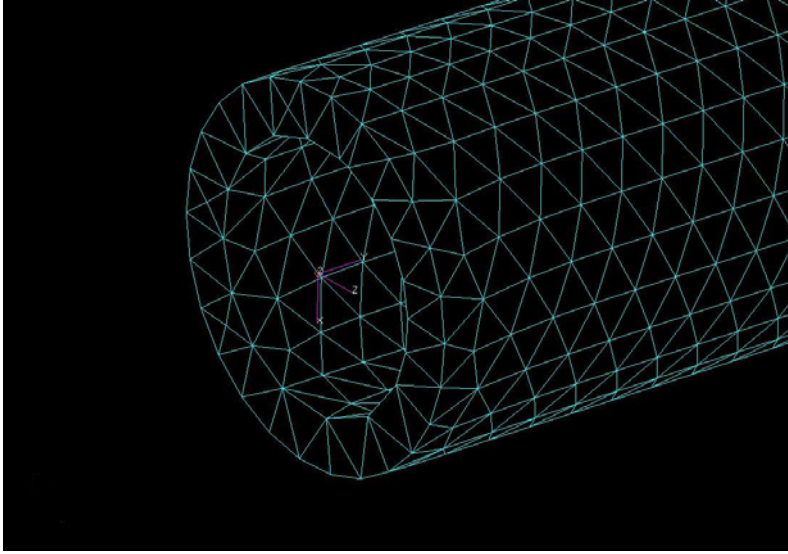
Yoğunluk : 7800 Kg/m³

Akma Sınırı : 355 MPa

Parça kuvvet analizinden önce Şekil 5.15’de görüldüğü gibi elemanlara bölünmüştür. Eleman tipi “tetrahedral solid eleman“ olup toplam 46811 eleman ve 12040 düğüm noktası kullanılmıştır. Analizlerde kullanılan malzeme lineer-elastik kabul edilmiştir. Analizde kullanılan sınır şartları şöyledir: X eksenini kısa rod iki ucundaki küre merkezleri doğrultusunda seçilmiştir. Kürelerden birinin merkezine eksen takımı oturtulmuştur. Küre merkezinden deve boynu bağlantı ucundakine x,y,z eksenlerinde yerdeğiştirme hareket sınırı ve x eksenini etrafında dönme hareketi sağlanmıştır. Diğer küre merkezine ise x,y yerdeğiştirme hareketi sağlanmış ve y doğrultusunda yük uygulanmıştır.



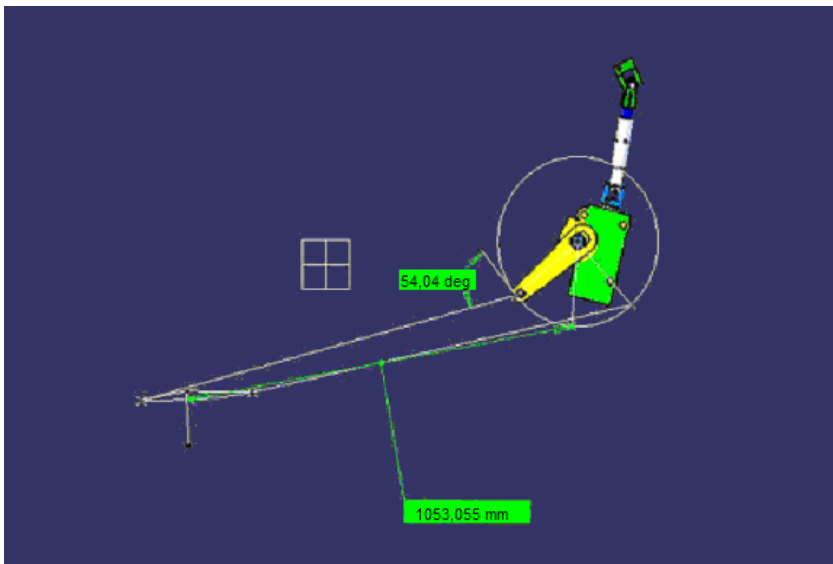
Şekil 5.20. Kısa rodun elemanlara bölünme işlemi



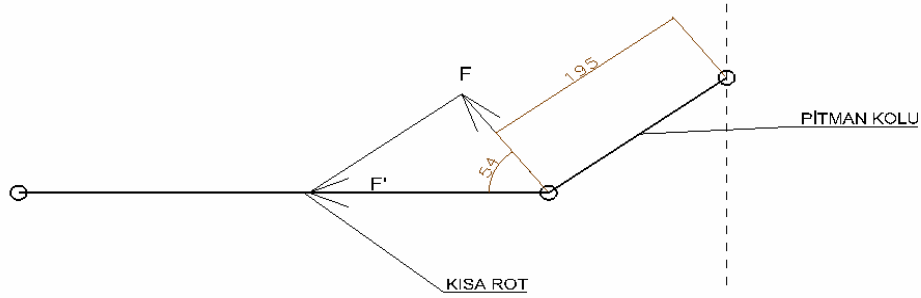
Şekil 5.21. Kısa rod tetrahedral solid elemanlara bölme işlemi

İlk durum (geometrik iyileştirme öncesi) kuvvet analizleri

İlk durum kuvvet analizleri olarak geometrik iyileştirme öncesi CATIA programında pitman kolu ve kısa rod arasındaki açı belirlenerek kısa roda pitman kolu tarafından iletilen kuvvet (F') hesaplanmıştır (Şekil 5.17 ve Şekil 5.18).



Şekil 5.22. İlk durumdaki (geometrik iyileştirme öncesi) kısa rod-pitman kolu durumu

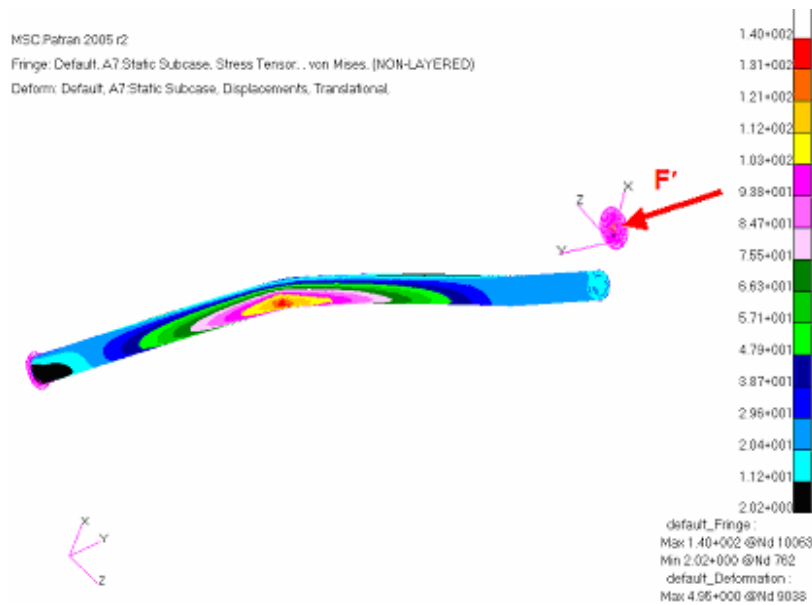


Şekil 5.23. İlk durumda kısa roda iletilen F' kuvveti

$$F' = \frac{10733,3}{\cos 54} = 18260,6N$$

Statik analiz (basma kuvveti etkisiyle)

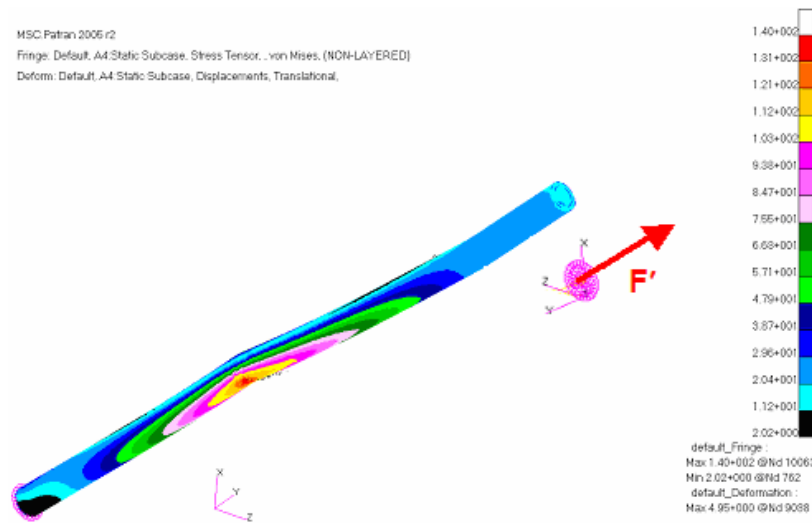
Bulunan bu kuvvet Patran programında şekildeki eleman üzerine etki ettirilmiş ve sınır değerlere göre Nastran programı ile çözülmüştür. Analiz sonucu kısa rod üzerindeki Maksimum von Misses gerilme değerinin 140 MPa mertebesinde olduğu görülmüştür (Şekil 5.19). Bu değer kullanılan malzemenin akma dayanımının (355 MPa) altındadır.



Şekil 5.24. İlk durumdaki Statik analiz (basma kuvveti etkisiyle)

Statik analiz (çekme kuvveti etkisiyle)

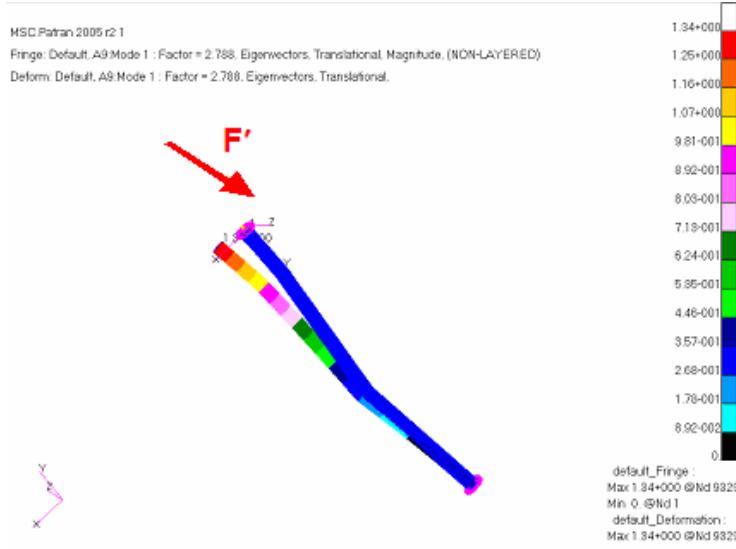
Bu analizde eleman bölüntüleri değiştirilmemiş sadece uygulanan kuvvetin yönü değiştirilerek çekme kuvveti altında kısa roddaki gerilmeler incelenmiştir (Şekil 5.20). Maksimum von Misses gerilme değeri 140 MPa civarında olup, bu değer malzemenin akma dayanımının altındadır.



Şekil 5.25. İlk durumdaki Statik analiz (çekme kuvveti etkisiyle)

Burkulma Analizi

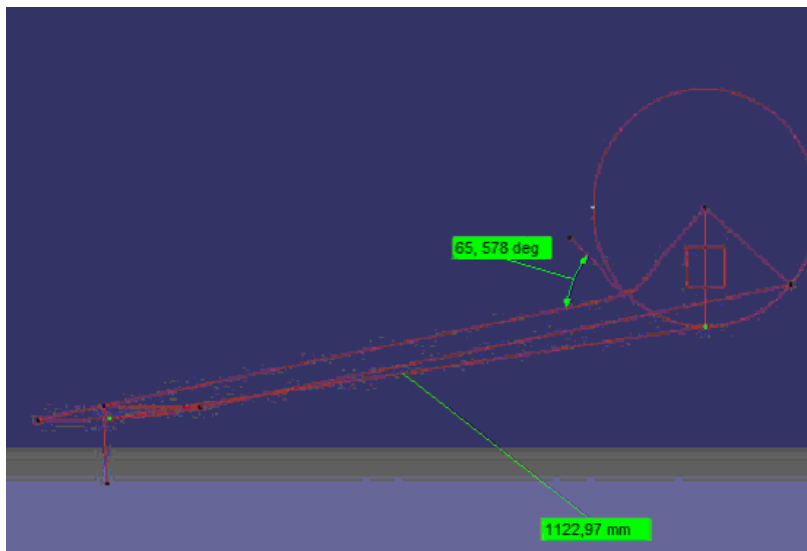
Burkulma analizi küresel bağlantı uç şartları kullanılarak, eleman bölüntüleri değiştirilmeden ve lineer elastik burkulma analizi yapılarak gerçekleştirilmiştir. Lineer elastik burkulma sonuçlarına bakıldığında, burkulmanın 18,2 kN basma yüklemesinde emniyet katsayısı 2,78 olarak tespit edilmiştir. Başka bir deyişle 50,6 kN basma yüklemesinde burkulma gerçekleşecektir. Statik analizlere göre oluşan gerilmeler malzeme akma gerilmesinin altında olup malzemede plastik deformasyon görülmemektedir.



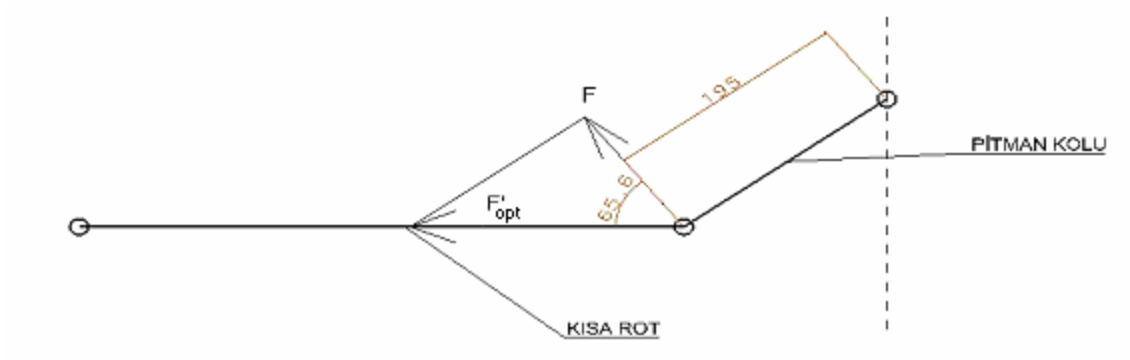
Şekil 5.26. İlk durumdaki Burkulma Analizi

İkinci durum (geometrik iyileştirme sonrası) kuvvet analizleri

Bu değerler için kısa rod yaptırılmış ve denenmiş, ancak direksiyonun çok ağır olduğu ve döndürülemediği gözlemlenmiştir. İkinci durum olarak, geometrik iyileştirme çalışması ile sağlanan iyileşme ile pitman kolunun kısa rod bağlantısında kuvvet (F'_{opt}) artırılmıştır. Bu konumda;



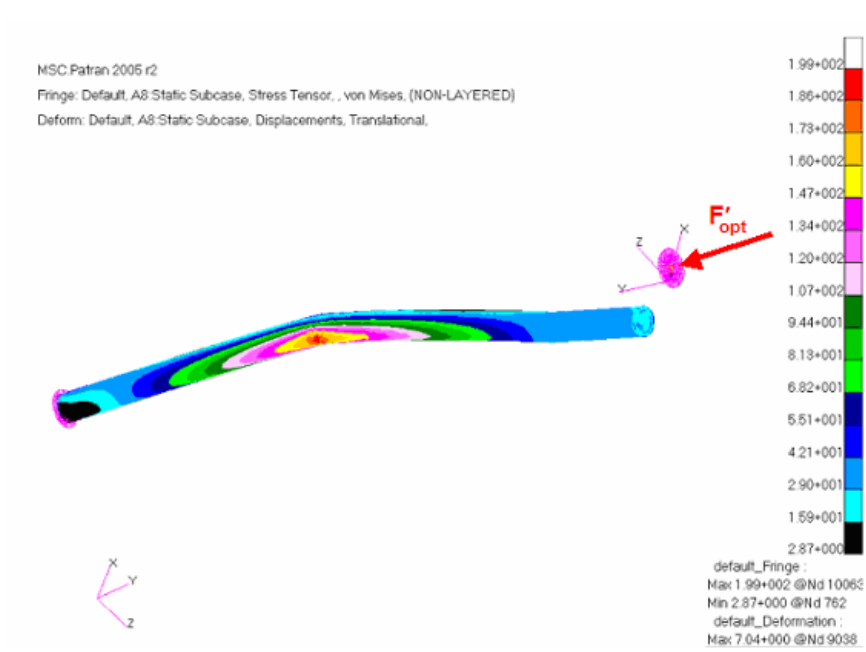
Şekil 5.27. İkinci durumdaki (geometrik iyileştirme sonrası) kısa rod-pitman kolu durumu



Şekil 5.28. İkinci durumda kısa roda iletilen F'_{opt} kuvveti

$$F'_{opt} = \frac{10733,3}{\cos 65,6} = 25783,8 N \text{ olarak bulunur.}$$

Statik analiz (basma kuvveti etkisiyle)

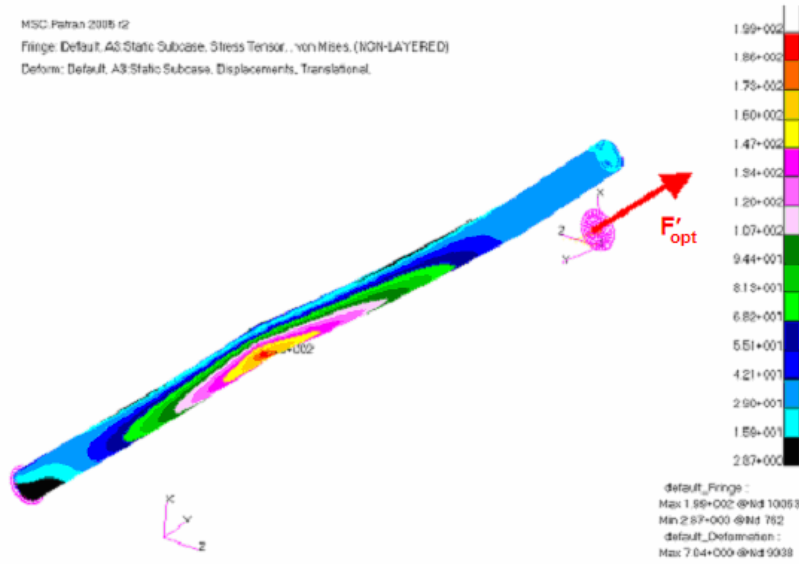


Şekil 5.29. İkinci durumdaki Statik analiz (basma kuvveti etkisiyle)

Analiz sonucu kısa rod üzerindeki maksimum Von Mises gerilme değerinin 199 MPa olduğu görülmüştür. Bu değer de malzemenin akma dayanımının altındadır.

Statik analiz (çekme kuvveti etkisiyle)

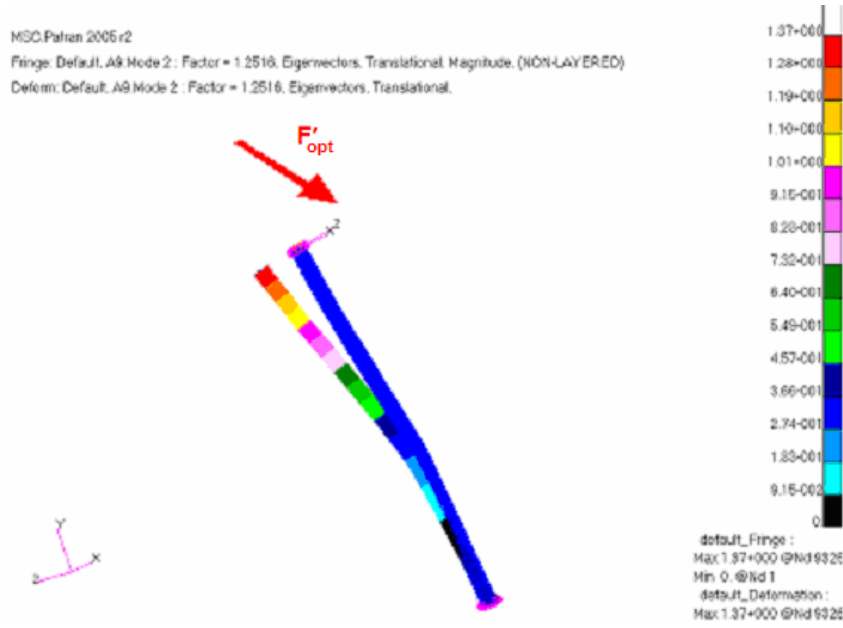
Bu analizde eleman bölüntüsü değiştirilmemiş sadece uygulanan kuvvetin yönü değiştirilerek çekme kuvveti altındaki kısa rod modellenmiştir. Statik analiz sonucunda gerilme dağılımı Şekil 5.25’ da görülmektedir. Maksimum Von Mises gerilme değeri 199 MPa’ dır. Bu değer malzemenin akma dayanımının altındadır.



Şekil 5.30. İkinci durumdaki Statik analiz (çekme kuvveti etkisiyle)

Burkulma Analizi

Burkulmanın 25,8 kN basma yüklemede emniyet katsayısı 1,25 olarak bulunmuştur. Başka bir deyişle 32,3 kN civarı basma yüklemede burkulma gerçekleşecektir. 1,25 bulunan güvenlik katsayısı araçta güvenlik parçaları içeren direksiyon sistemi için tehlikelidir [13].



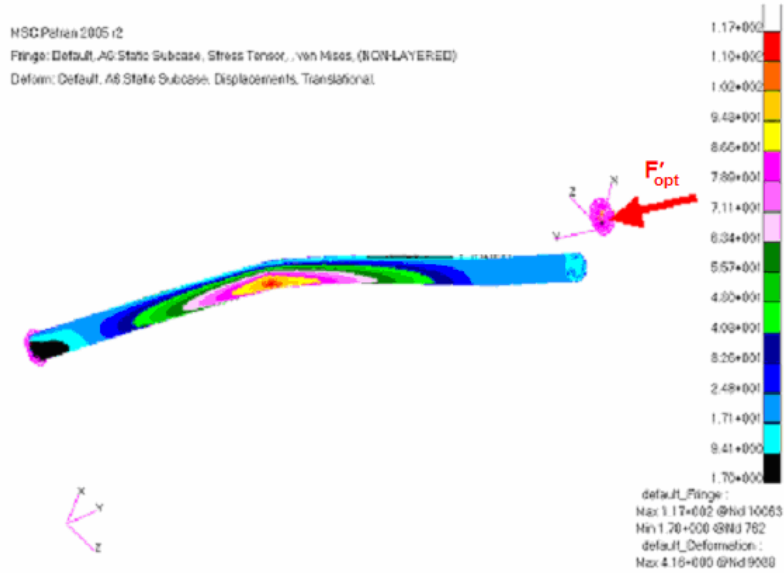
Şekil 5.31. İkinci durumdaki Burkulma Analizi

Üçüncü durum kuvvet analizleri

Geometrik iyileştirme sonrası yapılan analizlerde parçanın burkulma açısından riskli olduğu görülmüştür. Üçüncü durumda bu soruna çözüm olarak kullanılan malzeme için 40x5,7 boru yerine 42x6,7 boru kullanılmıştır. Uygulanan kuvvet, ikinci durum analizlerdeki $F'_{opt} = 25783,8N$ kullanılmıştır.

Statik analiz (basma kuvveti etkisiyle)

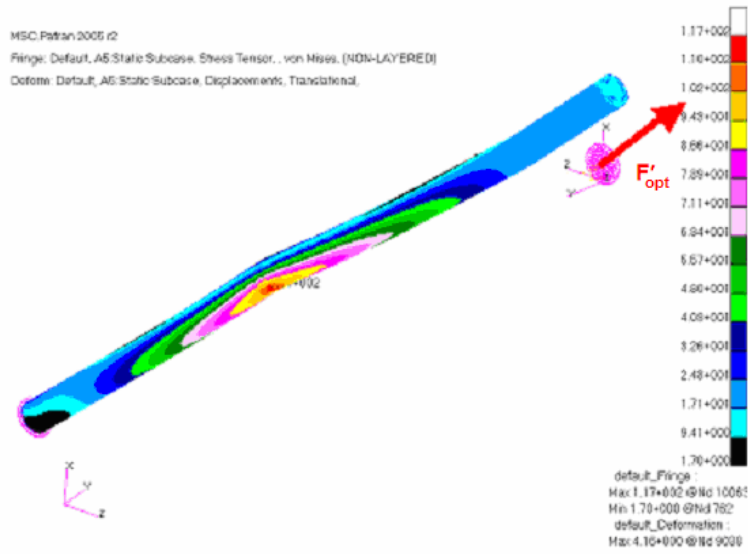
Basma kuvveti altındaki analiz sonucunda (Şekil 5.27) kısa rod üzerindeki Maksimum Von Mises gerilme değeri 117 MPa' dur. Bu değer de malzemenin akma dayanımının altındadır.



Şekil 5.32. Üçüncü durumdaki Statik analiz (basma kuvveti etkisiyle)

Statik analiz (çekme kuvveti etkisiyle)

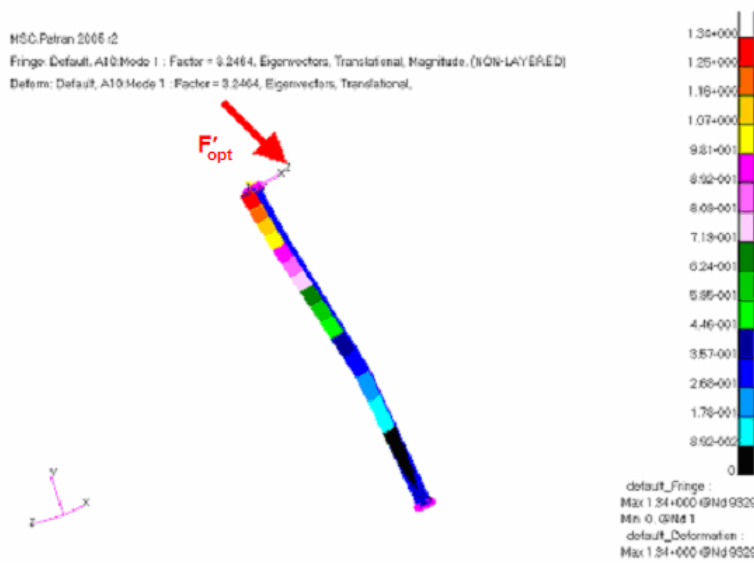
Statik çekme kuvveti altındaki analizde eleman bölüntüsü değiştirilmemiş sadece uygulanan kuvvetin yönü değiştirilerek çekme kuvveti altındaki kısa rod modellenmiştir (Şekil 5.28). Maksimum von Mises gerilme değeri 117 MPa' dır. Bu değer malzemenin akma dayanımının altındadır.



Şekil 5.33. Üçüncü durumdaki Statik analiz (çekme kuvveti etkisiyle)

Burkulma Analizi

Lineer elastik burkulma sonuçları (Şekil 5.29), burkulmanın 25,8 kN basma yüklemesinde emniyet katsayısı 3,24 olarak bulunmuştur. Başka bir deyişle 83,6 kN civarı basma yüklemesinde burkulma gerçekleşecektir. Statik analizlere göre oluşan gerilmeler malzeme akma sınırının altındadır. Malzemede plastik deformasyon görülmemektedir.



Şekil 5.34. Üçüncü durumdaki burkulma analizi

5.4. Gerçekleştirilen Testler

İlk durum (geometrik iyileştirme öncesi) için gerçekleştirilen direksiyon sisteminde ilk yaşanan sorun, sistem sökülüş olduğundan ölçülememesine rağmen direksiyon momentinin çok yüksek olduğu ve direksiyonun zorlukla döndürülmekte olduğudur. Bu durum tüm test şoförlerince belirtilmiştir. Ayrıca kısa rod üzerinde bir süre kullanım sonrası tekerleğin sürtmesi sonucu Resim 5.6'deki aşınmanın meydana geldiği görülmüştür.



Resim 5.1. Kısa roddaki aşınma

Geometrik analiz ve iyileştirme çalışması sonrasındaki direksiyon sisteminde ilk görülen ve tüm test şoförlerince denenerek belirtilen dönme momentinin azalmış olduğu, direksiyonun kolaylıkla döndürebildiğidir.

Geometrik analiz ve iyileştirme, takiben kuvvet-moment analizlerinin ardından ön tasarımı tamamlanan direksiyon sisteminin çeşitli saha testleri yapılarak denenmesi gerekmektedir. Bu amaçla OTOKAR firmasının ürün yelpazesine yeni kazandıracağı 9 metrelik belediye otobüsünün direksiyon sistemi için aşağıdaki testler planlanmış ve gerçekleştirilmiştir.

1. Taşıt dönme yarıçapının belirlenmesi: Tasarlanan taşıt şehiriçi hatlarda sefer yapacak olan bir belediye otobüsü olduğundan manevra kabiliyeti oldukça önemlidir. Taşıtın dönme yarıçapı belirlenirken SAE J695 Motorlu Araçların Dönme Kabiliyetleri standartından [6] yararlanılmıştır. Öncelikle taşıt mekanizmaları kontrol edilmiş, brüt ağırlığı olan 12 tona yüklenmiştir. Taşıt fabrika alanında düşük hızda (10 km/saat) her iki yöne tam dönüşler gerçekleştirirken, tekerlek üzerine boşaltılan suyun yerdeki izleri ölçülmüştür. Kaldırımdan kaldırıma dönme çapı ölçülürken tekerlek yan duvarı bir kaldırıma dayanmış, gerçekleştirilen tam bir turdaki yerdeki tekerlek dış izi sola dönüş için 7.73 m, sağa dönüş için 8,06 m olarak ölçülmüştür. Duvardan duvara dönme yarıçapı için ise aracın yan duvarına sıfır mesafede yere

Çizilen çizgiden başlanarak sonunda yine paralel olacak şekilde yarım tur dönme işlemi yapılmış ve sola dönüş için 8,97 m ve sağa dönüş için 9,22 m olarak ölçülmüştür.

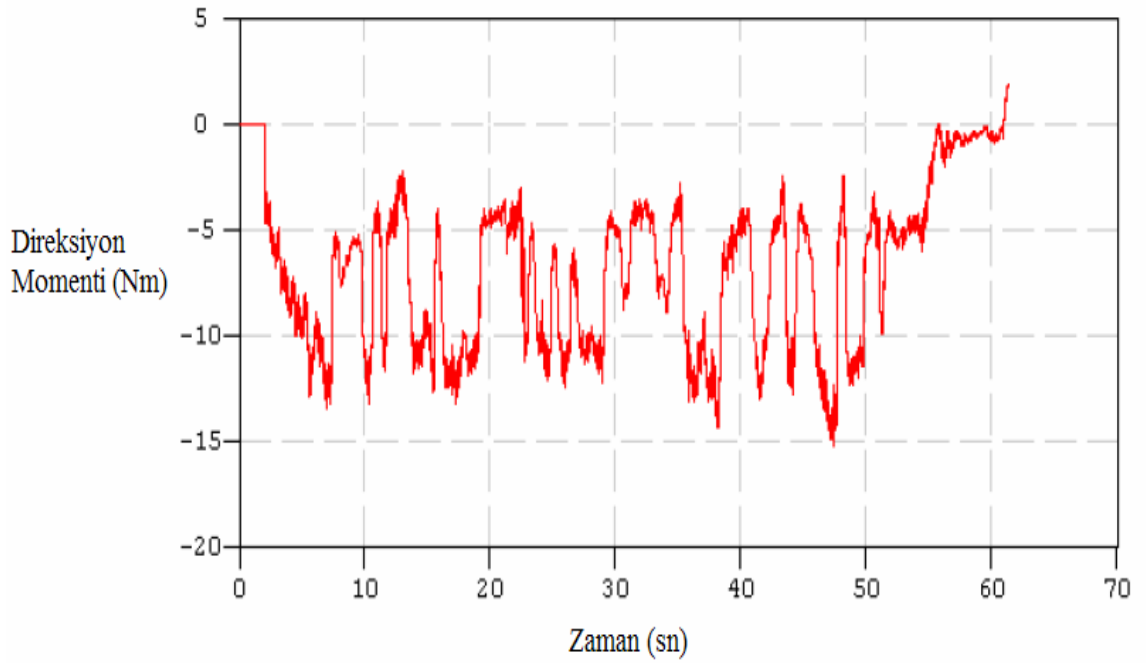
Bu llen dönme çapları aynı segmentteki araçlarla ile de karşılaştırılarak yeterli olduğu görülmüştür.

2. Direksiyon kuvvet momenti testi: Direksiyon momenti testi iki farklı şekilde ölçülmüştür;

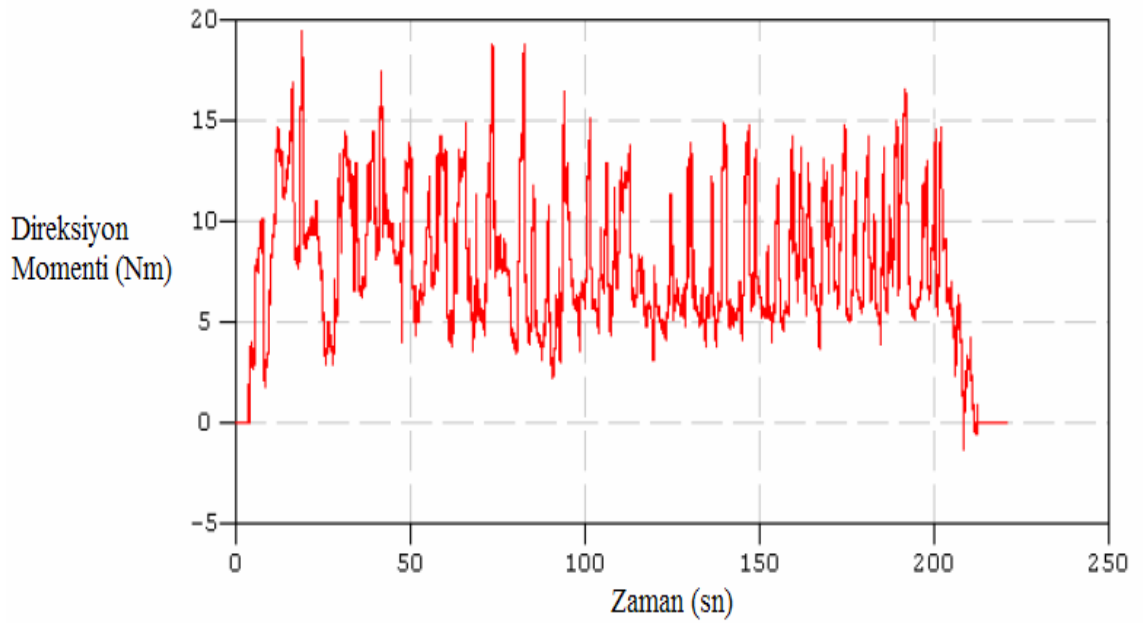
a. 70/311/EEC Avrupa Konseyi Direktifine göre direksiyon kuvveti 12m yarıçapındaki bir dairelik yörüngeyi takip ederken 25 kg' ye ulaşmamalıdır. Bunun testi için 12 metre yarıçapında bir yörünge çizilmiş ve taşıtın direksiyonuna direksiyon kuvvetinin ölçülebilmesi için direksiyon mili ile direksiyon simidi arasına bir torkmetre bağlanmıştır (Resim 5.7). Taşıtın hızı 10 km/saat sabit iken yörünge izlenerek dönme işlemi başlatılmıştır. Başlangıçtan 4 saniye sonra ölçümler alınmış ve saniyede 500 veri toplanarak veri toplama sistemine kaydedilmiştir. Bu işlem hem sağ hem de sol manevralar için ayrı ayrı tekrarlanmıştır. Sol manevrada okunan en yüksek değer 15,1 Nm' dir (şekil 5.). Sağ manevrada okunan en yüksek değer ise 18,8 Nm' dir (şekil 5.). Her iki değerde 25 kg' den düşük olduğundan 70/311/EEC' e uygundur.



Resim 5.2. Direksiyon momentinin llmesi - Torkmetre



Şekil 5.35. Sola dönüş direksiyon momenti - zaman grafiği



Şekil 5.36. Sağa dönüş direksiyon momenti - zaman grafiği

b. Diğer kuvvet testi Direksiyon Sistem Yüğü ve Kuvvet Testi standartına (Rover Engineering Standart- RES.61.11.500) uygun olarak yapılmıştır. Öncelikle taşıt

direksiyon sistemi tüm parçaları, süspansiyon parçaları kontrol edildikten sonra 13,5 ton olan maksimum ağırlığa yüklenmiştir. Şehiriçi, şehirlerarası ve otoban yollarını kapsayacak bir test rotası belirlenmiştir. Bu rota Adapazarı şehir merkezi, Adapazarı-İzmit (otoban) ve İzmit-Adapazarı (Otokar) dır (E-5 yolu). Toplam güzergah 250 km' dir. Test toplam 5 gün sürmüş ve 2 farklı test söförü görevlendirilmiştir. Test sırasında ölçülen max. direksiyon torku değeri sağa dönüşlerde 18.8 Nm sola dönüşlerde 15.1 Nm'dir.

3. Kaldırım Çarpma testi; bu testi Direksiyon Sistem Yüğü ve Kuvvet Testi standartına (Rover Engineering Standart- RES.61.11.500) uygun olarak yapılmıştır. Araç lastik basınçları kontrol edilmiş ve max yük olan 13,5 tona yüklenmiştir. Resim 5.6' daki kaldırım yaptırılmış ve test alanına monte edilmiştir. Araç 20 ± 5 km/saat hızda sol teker kaldırıma 30^0 - 35^0 arasında açı ile çarptırılmıştır (Resim 5.7). Çarpma esnasında frenler kullanılmamıştır. Test 20 kez tekrarlanmıştır. Aynı test sağ ön tekerlek içinde tekrarlanmıştır.



Resim 5.3. Kaldırım çarpma testi -115 mm yüksekliğindeki kaldırım



Resim 5.4. Kaldırım çarpma testi-Sol tekerlek

Test sonrası direksiyon sistem parçaları özellikle direksiyon dişli kutusu, direksiyon kolları çarpılma, bükülme veya gevşemeye karşı dikkatlice kontrol edilmiştir. Kısa rod sökölüp boyutsal kontrol yapılmıştır ve plastik bir boyutsal değişim görülmemiştir.

6. TARTIŞMA

Tez kapsamında yapılmış olan çalışmalar değerlendirilirken şu hususlar gözönüne alınmalıdır;

1. Pitman kolu ve kısa rod elemanları için yapılan kuvvet analizleri sadece statik analizler olup (çekme, basma ve burkulma), direksiyon mekanizmasının dinamik gerilimler altındaki analizler yapılmamıştır.
2. Direksiyon mekanizması elemanları için yorulma (fatigue) analizleri (yoldan gelen titreşim ve direksiyon mekanizmasının çalışması sırasındaki gerilimlerden dolayı) ve testleri yapılmamıştır. Ancak ileri dönem için yorulma/ömür testleri planlanmaktadır.
3. Direksiyon geometrisi iyileştirmesi öncesi tüm test sürücülerinin belirttikleri direksiyonun güçlkle döndürülebildiği ve direksiyon momentinin yüksek olduğu direksiyon sistemi söküldüğü için ölçülememiştir. Dolayısıyla direksiyon geometrisinde iyileştirme ile bu sorunun çözüldüğü görülmüş ancak mertebesi belirlenememiştir.
4. Direksiyon mekanizmasındaki iyileştirme bir optimizasyon çalışması olmayıp belirli değerler altında kalmayı sağlayan koşullardan birinin tespitidir.
5. Statik kuvvet analizlerinde çekme ve basma analiz sonuçlarının aynı çıkabileceği tahmin edilmiş ancak kısa rodun sürekli olarak hem çekme hemde basma gerilimlerine maruz kaldığı için bu her iki analizde gerçekleştirilmiştir.
6. Gerçekleştirilen testler hem yapılan iyileştirmeleri hem de bir bütün olarak direksiyon sisteminin performansını doğrulamaktadır.
7. Pitman kolu ile kısa rod elemanlarının kuvvet analizleri sonucunda karşılaştırma yapılan emniyet katsayılarına ilişkin literatürde detaylı araştırma yapılmış ancak bir veri bulunamamıştır. Firma yetkileri ve pitman kolu üreticisi (Hema Endüstri A.Ş.) yetkilerinin tavsiye ettiği emniyet şartını sağlayan değer olarak 1.4 alınmıştır.

7. SONUÇ

Direksiyon sistemin tasarımı, uygulanması ve iyileştirilmesi amacıyla yapılan bu çalışma sonucunda bir direksiyon sisteminde parçalar bağlantı yapılarak denemeden önce modelleme programları ile geometrik analizinin mutlaka yapılması gerektiği ortaya çıkmıştır. Bu, hem hareketli parçaların işlevselliği açısından hem de direksiyon sisteminin performansı açısından önemlidir. Çalışmada, özellikle kısa rod tasarlanırken üzerine direksiyon kutusu ve pitman kolu ile deve boynu tarafından etkiyen kuvvetlerin belirlenmesi ve takiben kuvvet ve burkulma analizlerinin yapılmasının gerekliliği ortaya konmuştur.

Bu çalışmada ilk durum olarak belirtilen örnekte geometrik iyileştirme çalışması yapılmadan önceki direksiyon mekanizması ele alınmış, kuvvet ve burkulma açısından sorun görülmemiş ancak üretilen prototip ile direksiyon mekanizmasının çok ağır dönebildiği, iletilen torkun yeterli olmadığı görülmüştür. Ayrıca belli kullanım sonrasında tekerleğin kısa roda sürterek aşındırdığı görülmüştür. İkinci durumda yapılan geometrik iyileştirme ile birlikte kısa rod üzerine gelen kuvvetin artmış olduğu ancak yapılan analizlerde mevcut malzeme için burkulma analizi emniyet katsayısının güvenlik parçaları içeren direksiyon sistemi için düşük olduğu görülmüştür. Üçüncü durum olarak ise bu kuvvet için burkulma riskini giderici önlem olarak kısa rod malzemesi kalınlaştırılmış ve tüm analizler tekrarlanarak hem basma ve çekme hem de burkulma analizlerinde olumlu sonuçlar alınmıştır.

Bilgisayar destekli olarak yapılan tasarım ve çözümler, tasarım kesinleştirilmeden önce gerçek saha koşullarında test edilmiştir. Üretilen yeni direksiyon sisteminin saha koşulları için tanımlanmış standart ve prosedürleri sağladığı tespit edilmiştir. Yeni tasarlanan ve denenilen direksiyon sisteminin araçta kullanımına yakında başlanacaktır.

KAYNAKLAR

1. Gillespie T.D. , “Fundamentals Of Vehicle Dynamics”, **Warrendale, PA** : Society of Automotive Engineers, 275-307 (1992).
2. Sethi H.M. , “Automotive Technology”, **Hill Publishing Company Limited**, New Delhi, 112-134 (1991).
3. Reimpell, Jörn, “The Automotive Chassis” Oxford, **Butterworth Heinemann**, 266-306 (2001).
4. Chisholm Ian, “Automobile Engine and Vehicle Technology”, **McGraw-Hill**, New York, 252-286 (1984).
5. Nunney M.J. , “Light and Heavy Vehicle Technology”, **Butterworth-Heinemann**, 367-412 (1992).
6. Automotive Handbook Bosch, Robert Bosch GmbH, **Wiley**, Stuttgart, 101-145 (1993).
7. SAE J695 DEC 89 Turning ability and Off Tracking-Motor Vehicles, 5-15 (1989).
8. Srinivasan S., “Automotive Mechanics”, **Tata McGraw-Hill Publishing**, 152-216 (2003).
9. Heisler, Heinz, “Advanced Vehicle Technology”, Oxford : **Butterworth-Heinemann**, 311-367 (2002).
10. Crouse, William Harry, “Automotive chassis and body: suspension, steering, alignment, brakes, tires, air conditioning”, **New York: McGraw-Hill**, 55-125 (1976).
11. Birch, Thomas W., “Automotive Suspension and Steering Systems”, Albany : **Delmar Publishers**, 237-269 (1999).
12. Killingsworth, Jeff., “The Haynes suspension, steering and driveline manual”, **Haynes Pub. Group**, 82-114 (1998).
13. Society of Automotive Engineers, “Vehicle dynamics, braking, steering, and suspensions”, **Warrendale, PA** : SAE, 123-156 (2003).
14. Olley, Maurice, “Chassis Design Principles and Analysis”, **Society of Automotive Engineers**, 52-83 (2002).
15. Durstine, John W. “The Truck Steering System from Hand Wheel to road Wheel” SAE makalesi 730039

16. SAE J695 Motorlu Araçların Dönme Kabiliyetleri (DEC89 Turning Ability and Off Tracking-Motor Vehicles), **Society of Automotive Engineers**, 6-19 (1989).
17. 70/311/EEC Avrupa Konseyi Direktifi-Motorlu Araçların Direksiyon Sistemi Parçaları, **Society of Automotive Engineers**, 2-21 (1985).
18. Rover Engineering Standart- RES.50.01.506 Sürüş ve Yol Hakimiyeti- Subjektif Değerlendirme, 1-14 (1982).
19. Rover Engineering Standart - RES.61.11.500 Direksiyon Sistem Yüğü ve Kuvvet Testi, 1-17 (1980).
20. Cadem Catia kitabı, CATIA V5 , Infrastructre, 58-79 (2005).
21. SAE J2672 Reduced Effort Power Systems and Power Steering Backup Systems, **Society of Automotive Engineers**, 2-18 (1991).

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : YELKEN, Burak
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 17.04.1976 Ankara
 Medeni hali : Bekar
 Telefon : 0 (264) 229 22 44
 Faks : 0 (264) 229 22 42
 e-mail : byelken@otokar.com.tr

Eğitim Derece

Eğitim Birimi

Mezuniyet tarihi

Lisans : Gazi Üni./ Mak.Müh.Böl. 1998
 Lise : Ankara Lisesi 1994

İş Deneyimi Yıl

Yer

Görev

2004-2006	Otokar A.Ş	AR-GE Proje Müh.
2002-2004	Hema Endüstri	ÜR-GE Mühendisi
1999-2002	MMO	Teknik Görevli
1998-1999	Türk Traktör A.Ş.	Satınalma Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Hobiler

Atletizm, Tüplü dalış, Gezmek