

KAMYONLARDA ÖRNEK BİR DİREKSİYON SİSTEMİ OPTİMİZASYONU VE
DEĞERLENDİRİLMESİ

HAKAN EKİNCİ

Osmangazi Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ Anabilim Dalı
İMALAT ve KONSTRUKSİYON Bilim Dalında
YÜKSEK LİSANS TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: YRD. DOÇ. DR. MELİH CEMAL KUŞHAN

ŞUBAT 2006

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	vi
SUMMARY.....	vii
TEŞEKKÜR.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xiii
1. GİRİŞ VE AMAÇ.....	1
2. MANUEL VE HİDROLİK DİREKSİYON SİSTEMLERİ TANIMI.....	2
2.1 Genel.....	2
2.2 Direksiyon Simidi.....	3
2.3 Direksiyon Kolonu.....	5
2.4 Direksiyon Şaftı.....	5
2.5 Direksiyon Dişlisi.....	8
2.5.1 Seçim Kriterleri.....	8
2.5.1.1 Paketleme.....	8
2.5.1.2 Tork Çarpımı.....	9
2.5.1.3 Verimlilik.....	9
2.5.1.4 Mukavemet ve Dayanıklılık.....	10
2.5.1.5 Sektör Şaftı Hareketi.....	10
2.5.1.6 Ön Yükleme.....	11
2.5.1.7 Standart Sınıflandırma Şartları.....	11
2.5.2 HAREKETLİ BİLYALAR TİP DİŞLİ KUTULARI.....	
(RECIRCULATING BALL TİPİ).....	11
2.5.2.1 Genel.....	11
2.5.2.2 Dişli Oranı.....	12
2.5.2.3 Tork Oranı.....	12
2.5.2.4 Verim.....	12
2.5.2.5 Diğer Geometrik Özellikler.....	13

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

2.5.2.6 Direksiyon Dişlisinin Yapısı ve Çalışması (ZF 8098 SERVOCOM)	13
2.5.2.6.1 Sağa Dönüş Durumu: (Sağ hatveli piston).....	16
2.5.2.6.2 Sola Dönüş Durumu: (Sağ hatveli piston).....	17
2.5.2.6.3 Hidrolik Son Konum Sınırlama Valfi'nin çalışması	18
2.6 Pompa ve Rezervuar.....	20
2.7 Pitman Kolu.....	21
2.8 Direksiyon Kutusu Montajı.....	22
2.9 Bilya (Mafsal) Bağlantıları.....	23
2.9.1 Açısız Ekleme.....	24
2.9.2 Verimlilik.....	25
2.9.3 Diğer Hususlar.....	25
2.10 Kısa Rod Kolu.....	26
2.11 Deve Boynu (Direksiyon Kolu).....	27
2.12 Sol Akson ve King PIN.....	28
2.13 Sol Çolak Kol.....	29
2.14 Uzun Rod Kolu.....	30
3. ACKERMANN GEOMETRİSİ.....	31
4. BAĞIL SİSTEMLERİN DİREKSİYON SİSTEMİNE ETKİSİ VE ÖN DİNGİL GEOMETRİSİ.....	33
4.1 Genel.....	33
4.2 Kabin Paketlemesi.....	33
4.3 Araç Süspansiyonu.....	35
4.4 Direksiyon Simidi Dönmesi.....	35
4.5 Elastikiyet Dümenlemesi.....	38
4.6 Az Dümenleme.....	38
4.7 Dingil Yalpa Dümenlemesi.....	40

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

4.8 Yay Kapanması.....	41
4.9 Ön Dingil Geometrisi.....	43
4.9.1 Kamber.....	44
4.9.2 Kaster.....	44
4.9.1 Toe-In.....	45
4.9.4 King-Pin Eğimi.....	45
4.9.5 King-Pin Offset	45
5. DİREKSİYON SİSTEMİ KUVVETLERİ VE MOMENTLERİ.....	46
5.1 Dikey Kuvvetler.....	48
5.2 Yanal Kuvvetler.....	53
5.3 Hizalama Torqu.....	54
5.4 Yuvarlanma Direnci Momenti ve Aşırı Dönüş Momenti.....	54
6. DİREKSİYON SİSTEMİ TASARIMI PARAMETRELERİ.....	54
6.1 Genel.....	54
6.2 Manevra Yapabilme.....	55
6.3 Direksiyon Kuvvetleri ve Sürücünün Gücü.....	55
6.4 Direksiyon Simidi Toplaması.....	55
6.5 Dinamik Karakteristikler.....	56
6.6 Güvenilirlik	56
6.7 Dayanaklılık.....	56
6.8 Bakım Giderleri.....	56
6.9 Kuvvet ve Yol Hissiyatı.....	57
6.10 Sıcaklık.....	57
6.11 Ön Dingil Lokasyonu ve Ön Süspansiyon.....	58
6.12 Ön Dingil.....	58

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

6.13 Direksiyon Turu ve Ön Dingil İz Genişliği.....	59
6.14 Uzun Rod Kolu Bağlantısı-Çolak Kol.....	59
6.18 Verimlilik.....	59
6.16 Bağlantı Elemanları Oranı.....	60
7. ÜÇ DİNGİLLİ BİR ARACIN DİREKSİYON DAVRANIŞLARININ OBJEKTİF VE SÜBJEKTİF ÖLÇÜMLERLE BELİRLENMESİ	61
7.1 Genel.....	61
7.2 Hedefler.....	62
7.3 Objektif Ölçümler.....	62
7.4 Durağan Haldeki Direksiyon Sistemi Ölçümleri.....	62
7.4.1.Direksiyon Sistemi Dişli Kutusu Kuvvet, Basınç Direksiyon Turu Ölçümleri.....	62
7.4.2. Direksiyon Sistemi Geometrisi.....	63
7.4.3. Direksiyon Sistemi Sürtünme Testkeri.....	63
7.4.4. Durağan Park Testleri.....	66
7.5. Dinamik Dümenleme Tepkileme Ölçümleri.....	68
7.5.1 Sürekli Dairesel Testler.....	68
7.5.2 Sinüzoidal Dümenleme Tork Testleri.....	70
7.5.3. Düz Çizgi Boyunca Dümenleme Testi.....	72
7.6 Sorunların Kök Nedeni.....	73
7.6.1. Dümenleme Hassasiyet Azlığı.....	73
7.6.2. Direksiyon Simidi Toplama Azlığı.....	74
7.6.3. Yüksek Dümenleme Kuvvetleri ve Direksiyon Simidi Tork Girdisi.....	74
7.7. Yapılan Değişiklikler ve Sonuçları.....	74
7.7.1. Direksiyon Kutusu İçerisindeki Boşlukların Azaltılması.....	74
7.7.2. Direksiyon Kolundaki Rotasyonel Boşlukların Azaltılması.....	76
7.7.3. Direksiyon Kolonu Analizi.....	78

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
7.7.3.1.ADAMS Modeli Oluşturulması.....	78
7.7.3.2. Simulasyonlar.....	79
7.7.3.3. Sonuçlar.....	79
7.8. Doğrulama.....	82
7.8.1. Sürekli Dairesel Testler.....	85
7.8.2. Sinüzoidal Dmenleme Tork Testi.....	85
7.8.3. Düz izgi Boyunca Dmenleme Testi.....	85
8. SONUÇ VE TARTIŞMA.....	89
9. KAYNAKLAR DİZİNİ.....	91

ÖZET

Bu tez çalışmasında Ağır Ticari Vasıtalarındaki (Kamyon) direksiyon sistemleri ve elemanları, sistemin optimizasyonu incelenmiştir.

Direksiyon kolunu optimizasyonu yapılırken maliyet ve zamanı en aza indirmek için ADAMS programı kullanılmıştır. IDEAS programında oluşturulan IGES 3 boyutlu modeller ADAMS programına atılmış, dizayn sınır şartları konularak simülasyonlar yapılmıştır.

Direksiyon kolunu ve direksiyon kutusu dizaynlarının ve buna bağlı olarak araç dinamiği karakteristiklerin ortaya konulması ve incelenmesi için hem objektif (ölçümsel) hem de sübjektif (yorumsal) değerlendirmeler yapılmıştır.

Yapılan bu çalışmaların sonucunda, objektif ve sübjektif değerlendirme sonuçlarının dizayn parametre çıktılarını, ADAMS simülasyon değerlerini sağladığı, teyid ettiği görülmüştür.

Anahtar kelimeler: direksiyon sistemi, direksiyon sistemi optimizasyonu, araç dinamiği karakteristikleri, hareketli bilya tipli direksiyon dişli kutusu, ackermann geometrisi

SUMMARY

In this thesis, a typical steering system and components of Heavy Commercial Vehicles (Trucks) and also system optimisation has been studied.

A commercial software (ADAMS) was used for optimisation. 3D IGES models were created using IDEAS and they were imported to ADAMS. Under the specified design boundary conditions, simulations were performed to evaluate dynamic results.

Both objective and subjective appraisals were performed to evaluate and investigate the steering column, steering gear box design and related vehicle dynamics characteristics

By this study, it is seen that the results of objective and subjective appraisals results are verifying and approving the design parameters and ADAMS simulation outputs.

Keywords: steering system, steering system optimisation, vehicle dynamic characteristics, recirculating balls steering gearbox, ackermann geometry

TEŞEKKÜR

Bu tezi yapmam sırasında beni yönlendirerek ve bana gereken olanakları sağlayarak yardımcı olan danışmanım Yrd. Doç. Dr. Melih Cemal KUŞHAN'a, ayrıca gösterdikleri büyük yardımlardan dolayı ağabeyim Mehmet Alper Ekinci'ye ve aileme, sonsuz teşekkürler ederim.

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1	Tipik Manuel Direksiyon Sistemi Elemanları.....2
2.2	Direksiyon Kolunu ve Milin Montaj Hali.....4
2.3	Direksiyon Dişlisi Nötr Konumda..... 14
2.4	Valf Sürgüsü çalışma durumunda,direksiyon simidi saat yönünde döndürülmüş durumda.....16
2.5	Valf sürgüsü çalışma durumunda,direksiyon simidi saat yönünün tersi yönünde döndürülmüş durumda.....17
2.6	Direksiyon Dişlisi Konum Valfi.....19
2.7	Direksiyon Dişlisi Pistonu.....20
2.8	Direksiyon Simit Turu & Sistem Basıncı, Kuvvet Grafiği.....20
2.9	Pompa Eleman Yapılanması.....21
2.10	Pitman Kolu22
2.11	Direksiyon Dişli Kutusu Montajı.....23
2.12	Yarı Mafsal Bağlantısı24
2.13	Kısa Rod Kolu.....25
2.14	Polietilen Kaplamalı Tam Mafsal.....26
2.15	Deve Boynu.....27
2.16	Sol Akson ve King pin.....28
2.17	Çolak Kol.....29
2.18	Uzun Rod Kolu.....31
3.1	Ackermann Geometrisi.....32
4.1	Direksiyon Simidi Çevirme Gücü-1.....33
4.2	Direksiyon Simidi Çevirme Gücü-2.....34
4.3	Dümenleme Gücü Eğimi.....34
4.4	Kısa Rod Kolu ve Pitman Kolu Hareketi.....36
4.5	En Çok Karşılaşılan Direksiyon Dönme Hareketi.....36

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.6 Az karşılaşılan Direksiyon Simidi Dönme Hareketi.....	37
4.7 Az Dümenleme.....	39
4.8 Yalpa Dümenlemesi.....	41
4.9 Yay Kapanması.....	42
4.10 Ön Dingil ve Uzun Rod).....	43
5.1 SAE Lastik Kuvvet ve Moment Eksenleri.....	47
5.2 Sağ Tekerleğe Etki Eden Kuvvet ve Momentler.....	48
5.3 Dikey Kuvvet Tarafından Üretilen Eğim Açısına Etki Eden Moment.....	49
5.4 Yanal Eğiklik Açısından Kaynaklanan Dümenleme Torku.....	50
5.5 Kaster Açısı İle Etki Eden Dikey Kuvvetlerin Momenti.....	51
5.6 Kaster Açısından Kaynaklanan Dümenleme Torku.....	52
5.7 Yanal Kuvvet tarafından Ortaya Çıkan Dümenleme Momenti.....	53
6.1 Juri Değerlendirme Tablosu.....	57
6.2 Uzun Rod Kolu Oranı-1.....	60
6.3 Uzun Rod Kolu Oranı-2.....	61
7.1 Direksiyon Simidi Turu & Basınç.....	62
7.2 Dümenleme Sürtünme Testi, Hidrolik Devrede.....	63
7.3 Dümenleme Sürtünme Testi, Hidrolik Devrede Değil.....	64
7.4 Dümenleme Sürtünme Testi, Simit & Tork.....	64
7.5 Dümenleme Sürtünme Testi, Sol Ön Tekerlek.....	65
7.6 Durağan Park Testi-Tüm-Sol Ön Tekerlek.....	66
7.7 Durağan Park Testi-Tüm-Kısa Rod.....	66
7.8 Sürekli Dairesel Test-Simit Açısı-Yanal İvme.....	67
7.9 Sürekli Hakimiyet Testi & Yanal İvme.....	68
7.10 Sürekli Hakimiyet Testi & Yalpa.....	68

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
7.11 Sinüzoidal Test & Tork.....	69
7.12 Sinüzoidal Test & Kısa Rod.....	70
7.13 Sinüzoidal Test & Doğrusal Kayma.....	70
7.14 Sinüzoidal Test & Tork & Doğrusal Kayma.....	71
7.15 Düz Çizgi Boyunca Test.....	72
7.16 Dümenleme Dişli Kutusu Sürtünme Testi-Tork.....	74
7.17 Elastikiyet Dümenleme Testi-Tork.....	74
7.18 Dümenleme Sürtünme-Kısa Rod-Kolon.....	76
7.19 Dümenleme Sürtünme-Servocom Kutu.....	76
7.20 Kolon Optimizasyonu.....	79
7.21 Kolon Optimizasyon Sonrası Kıyaslama(kırmızı:yeni konum, gri:eski Konum)80	
7.22 Kolon Optimizasyon ADAMS görünüşü.....	81
7.23 Sübjektif Değerlendirme Örümcek Ağı Grafiği.....	82
7.24 Sürekli Dairesel Test-Yanal İvme.....	85
7.25 Sürekli Dairesel Test-Hakimiyet.....	85
7.26 Sinüzoidal Dümenleme Testi-Süpürme Girdisi & Kısa Rod.....	86
7.27 Sinüzoidal Dümenleme Testi -Süpürme Girdisi & Tork.....	86
7.28 Sinüzoidal Dümenleme Testi –Süpürme Girdisi & Doğrusal Kayma.....	87
7.29 Düz Çizgi Testi & Tork.....	87

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
2.1 Direksiyon Kolon Bağlantı Karakteristikleri Karşılaştırması.....	7
4.1 Direksiyon Dönme Etkisi Tablosu.....	37
6.1 Direksiyon Sistemi Parçaları Verimleri ve Toplam Verime Etkileri.....	60
7.1 Sübjektif Değerlendirme Tablosu.....	83

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
SS_T	Sektör şaft çıkış torku
SG_{IT}	Direksiyon dişlisi giriş torku
GR	Direksiyon dişli oranı
η_{SG}	O Anki Yükte Dişli Verimi
GR	Dişli oranı
RS	Sektör şaftı dişli hatve yarıçapı
RW	Worm şaft hatve yarıçapı
λ	Worm helezon açısı
SA_T	Direksiyon kolu giriş torku
LW_T	Kamyonu sola çevirmek ve ön ucu yükseltmek için gereken sol tekerlek deplasman torku
TR_T	Uzun rod kolu tork ihtiyacı
η_{KP}	King pin burçlarının ve itki yataklarının
OT_A	Dıştaki tekerleğin dönüş açısı
IT_A	İçteki tekerleğin dönüş açısı
CC	Ön tekerleklerin yerdeki rotasyonel noktaları arasındaki yanal mesafe (yer düzlemi ile king pin eksenin kesiştiği noktaların arası)
WB:	Dingil açıklığı (kaster açısının 0^0 olduğu farzedilir)
K_{strng}	Direksiyon sistemindek az dümenleme artışı (deg/g)
W_f	Ön dingil yükü (lb)
r	Tekerlek yarıçapı
p	Düzeltilme torku ile ilişkili pnomatik peten(trail) (inch)
v	Kaster açısı (rad)
K_{ss}	Dümenleme sertliği (stiffness) (inch-lb/deg) direksiyon simidi ile tekerlek arasında
M_v	Sol ve sağ tekerleklerden toplam moment

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devamı)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
F _{z1} , F _{zr}	Sol ve sağ tekerleklerdeki dikey yük
d	Yerdeki yanal ofset
λ	Yanal eğiklik açısı
δ	Dönme açısı
v	Kaster açısı
F _{y1}	Sol ve sağ tekerlekteki yanal kuvvetler (sağa göre pozitif)
r	Tekerlek yarıçapı
TR	Tork Oranı

1. GİRİŞ VE AMAÇ

‘Karayolu Taşımacılığı’, Türkiye coğrafyası ve diğer taşımacılık seçeneklerinin darlığı gözönüne alındığı zaman tüm taşımacılık pastasında büyük bir pay almaktadır. Bu taşımacılık tipi ise genel olarak Ağır Ticari Vasıta segmentine giren 15 tondan fazla azami yük kapasitesine sahip olan ‘Kamyonlar’ tarafından yapılmaktadır.

Gerek kamyonlarda gerekse diğer tüm motorlu taşıtlarda, hem birinci dereceden güvenlik sistemi olması sebebiyle, hem fonksiyonellik hem de günümüzde artan konfor talepleri açısından ‘Direksiyon Sistemi Dizaynı’ büyük bir önem arz etmektedir.

Tam bir değerlendirme olmasa da direksiyon sistemi tasarımının motorlu araçların yönsel cevapları üzerinde etkisi olduğu söylenebilir. Direksiyon sisteminin esas fonksiyonu; aracın yönsel tüm kontrollerini sağlaması amacıyla sürücünün verdiği komut inputlarına ön tekerlerin dümenlenmesidir.

Bu tez çalışmasında bir Ağır Ticari Vasıtanın direksiyon sistemi direksiyon kolunu ve direksiyon kutusu bazlarında incelenecek olup optimum dizayn sunulacaktır. Bu optimizasyon esnasında direksiyon kolon tasarımı için ADAMS programında model oluşturulmuş olup digital ortamda tork dalgalanmaları hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar pratik ortamda değerlendirilmiştir. Ayrıca direksiyon kutusu ve kolonu ile ilgili araç dinamiği bazında objektif ve subjektif değerlendirmeler ile karşılatırmalı ispatlamalar yapılmıştır.

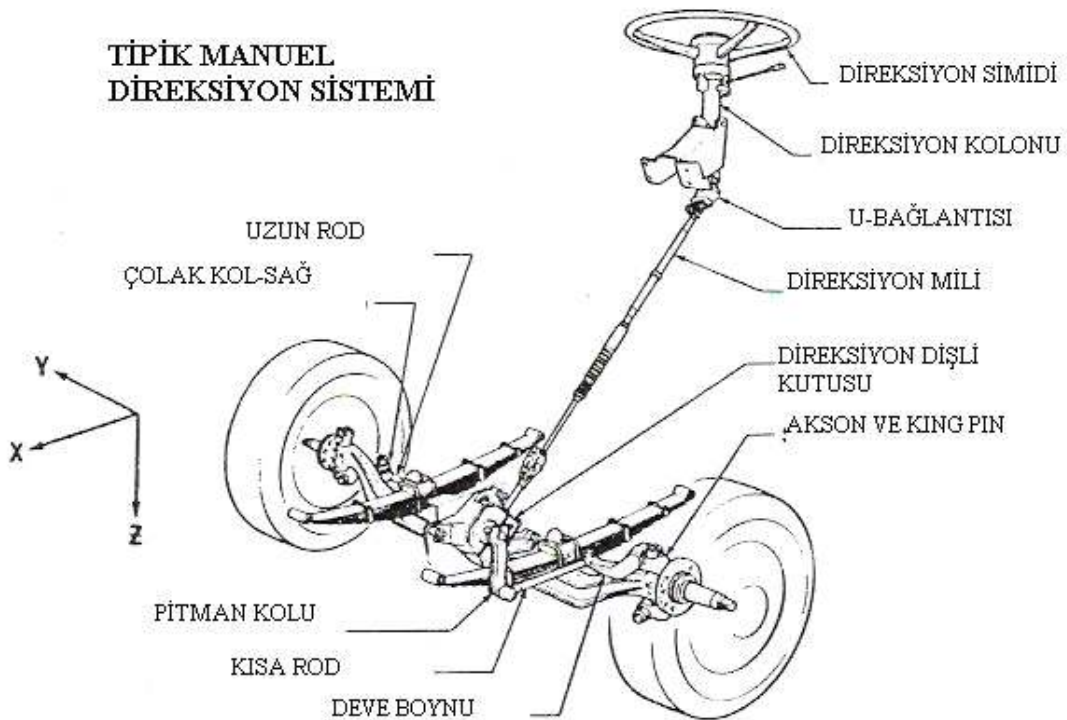
Sübjektif ve objektif değerlendirme ve ölçümler, Ford Otomotiv San. A.Ş. bünyesinde yapılan ‘Bir 6x2 Ticari Aracın Dümenleme Kabiliyetlerinin Objektif Ölçümler ile Nicelendirilmesi Çalışması’ nda elde edilen sonuçlardır. Bu çalışma Ford Otosan ve test kabiliyetleri olan bir yüklenici firma ile yapılmıştır. Hangi testlerin ne amaçla yapılacağı, test sonuçlarının yorumlanması, araçların hazırlanması, araç üzerindeki sistem parçalarının montajları Ford Otosan tarafından yapılmış ve belirtilmiştir. Çalışmanın Ford Otosan ayağında bulunan işlerin tüm sorumlulukları ise tarafıma aittir.

2. MANUEL VE HİDROLİK DESTEKLİ DİREKSİYON SİSTEM TANIMI

2.1. GENEL

Direksiyon sistemi; bağlantı elemanlarının bir 'derlemesi' olduğu için en uygun başlangıç noktası sistem parçalarının incelenmesidir. Bu sebeple, bu bölümde aşağıda Şekil 2.1' de gösterilen manuel direksiyon sistemine ait parçaların özellikleri anlatılacaktır.

Bu bölümdeki serbest cisim diyagramları, önemli kuvvetleri, momentleri ve sürücü tarafından verilen bir dönüş hareketi sonucunda Şekil 2.1' deki her komponentin ayrı ayrı reaksiyonlarını göstermektedir. Ayrıca Şekil 2.1' de ve komponent diyagramlarında gösterilen eksen sistemi SAE J670b Araç Dinamiği Terminolojisince tavsiye edilen duruma uygundur.



Şekil 2.1 Tipik Manuel Direksiyon Sistemi Elemanları[2]

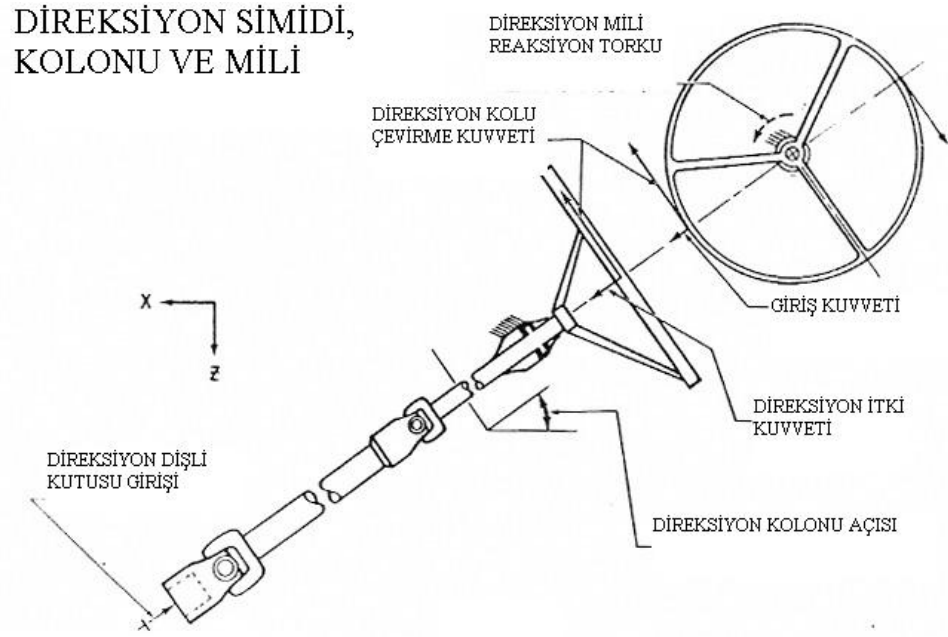
2.2. DİREKSİYON SİMİDİ

Ticari araçların direksiyon simitleri dış açılmış bir göbeğin kollar vasıtası ile bir çembere kaynak ile montaj edilmiş metal bir armatürdür. Bu armatür, tekerleğin yükünü taşıyan bir yapısaldir ve sıfırın altındaki sıcaklıklara ve çöl sıcaklıklarına, insan eli terine, yakıt ve diğer bazı yağlayıcı maddelere karşı dayanıklı plastik veya kauçuk kaplamalı olmalıdır. Kauçuk direksiyon simitleri boyanmalıdır veya plastik boya emdirilmesi ile renklendirilmelidir. Direksiyon simidi çapının kabin içindeki konfor limitlerini ve fonksiyon rahatlığını zorlamaması şartı ile maksimum direksiyon kutusu giriş torku oluşturması ihtiyacını karşılayacak şekilde büyük olması gereklidir. Ayrıca sürücünün rahat bir sürüş yapabilmesi için parmaklara karşılık gelen yüzeylerde kavrama boşluklarının da olması gereklidir.

Direksiyon simidi göbeğinin alt kısmı direksiyon kolunun üst flanşına geçmektedir ve simit, göbek içindeki dişi çentik dişleri ile direksiyon kolon şaftının uç kısmındaki konik erkek çentik dişleri yardımıyla bağlantıyı sağlamaktadır ve bu bağlantı bir adet civata yardımıyla tutturulmaktadır.

Çoğu tasarımda, sözü geçen bu göbek, sinyalleri, kornayı ve dörtlü flaşör mekanizmalarını da içermektedir. Bu sebeple direksiyon simidi tasarılırken bu sistemler ile de uygunluğu göz önüne alınmalıdır.

Şekil 2.2 direksiyon simidine, kolonuna ve şaftına uygulanan kuvvetleri göstermektedir. Sürücünün direksiyon simidine bazı açılarda uyguladığı kuvvet, simit çevirme kuvveti ve itki kuvveti olarak ikiye bölünür. İlgili tasarım mühendisinin yapacağı tasarımlarda bu iki kuvvet göz önüne alınmalıdır. Sürücü; direksiyon simidine sadece itme ve çekme kuvvetleri uygulamaz, bunların da yanında aracı bir viraj dönüşü esnasında yolda tutmak amacıyla bir direnç torku uygular (özellikle sert arazi şartlarında). Sürücünün direnç torku uygulayabilme yeteneği her zaman için dönüş yönü ile aynı yönde direksiyonu çevirme kabiliyetinden daha fazladır. Bu sebep ile; parçalar üzerine gelen streslerin, sistem kuvvetlerinin hesabı yapılırken direnç torku ve normal kuvvetler mutlaka göz önüne alınmalıdır.



Şekil 2.2 Direksiyon Kolonu ve Milin Montaj Hali [2]

Direksiyon simidine uygulanan ve yukarıda belirtilen kuvvetlere ek olarak, sürücü kabinine binilip inilirken sürücünün direksiyon simidini kullanmasından kaynaklanan kuvvetleri de düşünmek gereklidir. Çünkü bu şekilde oluşan yanal yükler sürücünün ağırlığı ile doğru orantılı olarak kayda değerdir.

Direksiyon simidi çevirme kuvveti, direksiyon simidi yarıçapı üzerinden direksiyon miline “giriş torku” olarak dönüşmektedir. Direksiyon kolununun bağlantı braketleri tasarımı itki ve yanal kuvvet bileşenlerini eşitleyecek kuvvet ve momentleri sağlamalıdır.[2]

2.3. DİREKSİYON KOLONU

Direksiyon kolonu, sürücü oturma konumlamasına ve pedal kontrollerine bağlı olarak direksiyon kolon şaftını destekler ve direksiyon simidini kabin içindeki sürücüye göre pozisyonlar. Bu sistem, ayarlanabilir veya sabit olarak tasarlanabilir. Eğer sabit tasarım yöntemi seçilmiş ise, direksiyon simidinin kabin içerisindeki pozisyonu daima sabittir ve değiştirilemez. Ama bu tasarım optimize edilirken de, kabin içindeki sürücü oturma pozisyonu ve sürücünün boyutlarına dikkat edilmelidir.

2.4. DİREKSİYON ŞAFTI

Direksiyon şaft kompleksinin iki fonksiyonu vardır. Bunlardan birincisi torku iletmektir. İkincisi ise kabinde takılı direksiyon simidi ve şaside takılı direksiyon dişlisi arasında aşağıdaki şartlar için açılabilir ve/veya uzunluk değişimlerini emmektir. “Sürüş sırasında kabinden şasiye hareket, yatabilir kabin modellerde kabin yatması ve ayarlanabilir kolon için uzunluk değişimleri”. Beklenebileceği gibi bu ihtiyaçları sağlamak için metotlar spesifik tasarım önerilerinin bir fonksiyonudur. Bu yüzden bu bölümdeki materyaller mevcut durum için mühendislere en uygun yöntemi verebilecek şekilde sunulacaktır.

Tork; direksiyon simidinden direksiyon şaftının üst ucuna simit göbeğindeki dişi dişler ve şaft üzerindeki erkek dişler yardımıyla iletilir. Oradan da tork, araç tasarımının geometrik talebini karşılayacak şekilde şaft ve bağlantılar yoluyla iletilmesini sürdürür.

Direksiyon şaft kompleksi iki yönde tork yükleri uygular. Birincisi sürücünün kamyonu çevirmek için uyguladığı kuvvet, ikincisi de sürücü direksiyonu çevirip bıraktıktan sonra direksiyonun kendi kendine hizalanmasıdır. Şaft ve bağlantılardaki yorulma ömrü hesaplanırken hem ileri hem geri yönde iletilen beklenmeyen yükler göz önüne alınmalıdır. Normal sürüş şartlarında yükler bellidir ama bir araç bir engele çarptığı zaman, ani fren yaptığı zaman veya yoldan çıkma durumuyla karşılaştığı zaman daha az aşık durumlar da dikkate alınmalıdır. Bu durumda bağlantılar stoplara vuruncaya kadar yoldan gelen kuvvetler ön tekerleklerin orijinal konumlarından hızla

çıkmasına sebep olur. Bu, açısız hızın ters yönünde direksiyon simidi hızlıca ivmelendiren normal eski duruma dönmeden daha büyük bir kuvvete neden olur. Direksiyon bu açısız hızı elde ettiği zaman bağlantılar stoplara temas edince hızlı negatif ivmelenme sırasında şaft tarafından emilen açısız momentuma sahip olur. Eğer bu yükleme durumu tasarım sırasında yeterince dikkate alınmamışsa şaft bu şartlar altında arızalanır. Tork iletimine ilave olarak şaft kompleksi doğrusal hizalama için yeterli rijitlikte tasarım edilmelidir.

Bir direksiyon şaftının torku ilemesiyle verimlilik şaftı desteklemek için kullanılan yatakların verimliliğinin ve ihtiyaç duyulan şaft geometrisinin sağlanması için kullanılan bağlantıların verimliliğinin fonksiyonudur.

Sabit kabinli geleneksel kamyonlarda şaft tasarımının geometrik yaklaşımları iki kategoriden birisine sınıflanabilir. Birinci kategori direksiyon dişlisi direksiyon şaftının merkez çizgisinin uzantısı üstünde veya yakınında olduğu zaman olur. Bu tasarım konfigürasyonu direksiyon dişlisinin giriş şaftında tek bağlantılı düz bir şaft kullanır. Bu bağlantı torku iletebilme ve kabin ile şasi arasındaki açısız ve doğrusal yerdeğişimleri emme kabiliyetine sahip olmalıdır. Geleneksel kamyonlardaki direksiyon şaftlarının ikinci kategorisi ise bir tasarımla ilgili olup bu tasarımın parametreleri bir direksiyon simidi konumu içerir ve iki parçalı şaftın parçaları arasındaki açısız yerdeğişimle ilgilidir. Şaft konfigürasyonunun bu tipi genellikle tekli kardan, çiftli kardan veya üst ve alt kısım şaftların kesişiminde sabit hızlı bir bağlantı kullanır.

Geleneksel kamyonlarda ayarlanamaz kolon montajlarında direksiyon şaftının eksenel yerdeğişimin elde edilmesinde en tipik metotlar elastik kaplinglerin yerdeğişim karakteristiklerinin kullanımı, pot bağlantıları veya kardan şaftın içindeki "splined" kısım veya sabit hız bağlantıları kullanımıyla olur. Bütün bu durumlarda toleranslar aşırı serbest oynama veya ani hareketler üretmez. Kayan bağlantıların diğer tipleri tasarlanırsa aşırı ani hareketlenmeler ve gerekirse bir yukarı çekme mekanizmasının montajı dikkate alınmalıdır. Kayma tasarımının ayarlanabilir kolonları direksiyon mühendislerine yeni mücadele alanları sunmaktadır. Çünkü sürücünün, koltuğun ayar

durumuna göre uygulayacağı ayarlama kuvvet ile beraber 10 cm-15 cm aralığında ekstenel yerdeğişimleri de bilmelidir.

Yatan bir kabin için direksiyon şaftlarına bir tasarım yaklaşımı daha komplekstir. Kabini yatırabilmeyi sağlayabilecek iki geometrik konfigürasyon aşağıda verilmiştir:

- Kabin yatma ekseninde yerleşik tek veya çift kardan bağlantılı tek parça şaft.
- Bir 'spline' lı alt şaftın her ucunda bir kardan bağlantılı iki parça şaft.

Bir direksiyon şaft asamblesinde tekli bir kardan bağlantı kullanıldığı zaman tork iletimi sinüzoidal olarak değişir. Bu değişim manuel bir sistemde dikkate alınmaz çünkü dönme etkisine kıyasla göreceli olarak küçük şiddete sahiptir. Tek bağlantılı sistemlerde açı 15° 'ye sınırlanmalıdır. Eğer mümkünse görülebilir sinüzoidal tork iletimi olmamasını ve 15° üstünde açılı hareketin olmamasını sağlamak için sadece prototiplerde değerlendirilmelidir. İki bağlantılı sistemlerde iki kardan bağlantısı uygun olarak aşamalandırılabilir veya sabit bir hız bağlantısı kullanılabilir. [2]

BAĞLANTI TİPİ	YER DEĞİŞTİRME		MALİYET	NOT
	Açısal	Aksiyel		
Oynar Kaplınđ	5°	3/8"	En Ucuz	Aksiyel yer değiştirme ile uygun açı değişimi
Pot Bağlantısı	10°	1-1/2"		spline ve buna eş değer uzunluk ayar özelliği gerektirebilir
Tek Kardan	22°	0		spline ve buna eş değer uzunluk ayar özelliği gerektirebilir
Çift Kardan	44°	0		sinüzoidal tork iletimi kontrolü için her iki uçta kayar rulman gerekliliği
Sabit Hız	45°	0	En Pahalı	spline ve buna eş değer uzunluk ayar özelliği gerektirebilir

Çizelge 2.1 Direksiyon kolon bağlantı karakteristikleri karşılaştırması [2]

2.5. DİREKSİYON DİŞLİSİ

Direksiyon sisteminin kalbi direksiyon dişlisidir. Bu öneminden dolayı, bu komponent ile ilgili önemli bir yer ayrılacaktır. Burada, direksiyon dişlisinin, bütün direksiyon sisteminin performansını etkileyen, karakteristiğinden bahsedilecek ve direksiyon dişlisi tasarımı üzerinde tartışılmayacaktır.

Yeni bir direksiyonu dişlisi tasarım etmek çok büyük mühendislik çabalarına ve maliyete neden olacağından, çoğu sistem tasarım projelerinde endüstrideki herhangi bir üreticinin mevcut olan dişlisi seçilmekte veya modifiye edilerek kullanılmaktadır. Bundan dolayı, direksiyon dişlisi konusunun ilk bölümü seçim işlemiminde dikkate alınacaklar olacaktır.

2.5.1. SEÇİM KRİTERLERİ

2.5.1.1. Paketleme

Direksiyon dişlisi için ayrılan alan kamyondan kamyonu değişir ve dişlinin kendine ayrılan alana oturabilmesi ve aynı zamanda bakım için sökülebilir olabilmesi için şu dış ölçüleri kontrol edilmelidir. Bunlar ‘uzunluk, genişlik ve derinlik ; oturma yüzeyi ve delik durumları; ve sektör şaftından giriş şaftının sonuna olan uzunluk’ tur. Uzunluk, genişlik, derinlik ve oturma yüzey durumları zaten anlaşılabilir kavramlardır ama sektör şaftından giriş şaftının sonuna olan uzunluk hakkında biraz tartışmak gerekir.

Sektör şaftın konumu bağlantı tasarımının geometrik koşullarına göre tayin edilir. Bu noktanın sabitlenmesi ile, giriş şaftının konumu, sektör şaftının merkez çizgisinden giriş şaftının sonuna kadar olan mesafenin fonksiyonu olur. Paket alanının giriş şaftı için sınırlı olduğu durumlarda bu ölçü bir plan üzerine çizilmeli ve açıklıklar kontrol edilmelidir. Bazı zamanlarda, eğer sorun olan dişli her iki sonda da girişi ve her iki tarafta da çıkışı sağlayabilme esnekliğine sahipse, dişliyi sektör şaft eksenine veya giriş eksenine veya her ikisinden de döndürmek mümkün olur.

2.5.1.2. Tork Çarpımı

Tork çarpımı iki karakteristiğin fonksiyonudur. Bunlar, aşağıdaki denklemlerde anlatıldığı gibi dişli oranı ve verimliliğidir.

$$SS_T = (SG_{IT}) (GR) (\eta_{SG}) , \quad (2.1)$$

Burada

SS_T = Sektör şaft çıkış torku,

SG_{IT} = Direksiyon dişlisi giriş torku,

GR = Direksiyon dişli oranı,

η_{SG} = O Anki Yükte Dişli Verimi.

Yukarıda tork çarpımını belirleyen terim dişli oranıdır. Fakat, tasarımcı oranı arttırınca tork çarpımı kapasitesi ile beraber bir stoptan diğer stopa direksiyon turunun da artacağını unutmamalıdır. Tecrübeler bugün 15:1 ile 26:1 arası değişen oranlar ile bir stoptan diğer stopa olan direksiyon turlarında yol araçları için istenen değerlerin maksimumuna ulaşıldığını göstermektedir ve bu faktör daha fazla tork çarpanı istenen durumlarda toplam sistem verimini arttırmada kullanılmalıdır.

2.5.1.3. Verimlilik

Dişli setinde sürtünme kuvvetlerine bağlı olan teorik verime ek olarak, direksiyon dişlisinin gerçek verimi yatak kayıpları ve yüklemekten kaynaklanan deformasyon ile etkilenir. Sayılan bu etkilerin ikisi de çok önemlidir. Bundan dolayı güç ve efor hesaplamalarında kullanılacak olan verim değerleri, kullanılacak dişlinin laboratuvar testinde belli yükler altında yüklenmesi ile belirlenmelidir.

Manuel direksiyon dişlisinin karşı verimi ise bir direksiyon manevrasında fazla bir direksiyon yalpası olmadan direksiyonun kendiliğinden düz pozisyona geleceği bir sistem sağlayacak kadar güçlü olmalıdır.

2.5.1.4. Mukavemet ve Dayanıklılık

Dişli tiplerinin hepsi de verilen bir güç spektrumunu karşılayacak şekilde mukavemet ve dayanıklılıkta tasarım edilebilirler. Fakat, yük karşılama ve aşırı yük kapasitelerinin eşit olması için her tip dişli farklı boyutlarda olur. Bir dişli tasarımını yapısal açıdan değerlendirirken dikkate alınması gereken esas faktörler aşağıda açıklanmıştır.

Öncelikli konulardan bir tanesi torku giriş şaftından sektör şaftına ileten mekanizma içindeki temas alanının birim gerilmesidir. Bu birim gerilmenin sağlanmasına ek olarak tasarımcı aşırı yükleme durumlarında emniyet sınırlarını da hesaba katmalıdır.

Değerlendime için ikinci bir kriter de giriş ve sektör şaftlarının tork kapasitesi açısından mukavemet yatağı destekleme metodudur. Bu şaftların mukavemeti ve yatağın desteklenme metodu, herhangi bir ani yükleme altında kırılmayacak veya yüksek çalışma yükleri altında deforme olarak çalışma veriminde kabul edilemez azalmalara neden olmayacak şekilde olmalıdır. Yataklar istenen ömrü sağlamaları için ölçüsel olarak kontrol edilmelidirler.

Rijit montaj düşünülerek gövde sadece giriş ve sektör şaftlarındaki yükü alacak şekilde tasarım edilmemeli aynı zamanda dişli oturma yüzeyinin zaman zaman yerinden oynayacağı da dikkate alınmalıdır. Bundan dolayı, dişlinin bu kısmı kabul edilebilir oranlarda belli oynamaları emecek kapasitede olmalıdır.

2.5.1.5. Sektör Şaft Hareketi

Direksiyon dişli kutusu, bağlantının, her yükleme ve süspansiyon şartında tam olarak sağ dönüşten tam olarak sol dönüşe izin verecek şekilde hareketine uygun şekilde sektör şaftının hareketini sağlamalıdır. Sektör şaftın istenenden fazla aşırı hareketi direksiyon için çok zararlı olabilir ve o yüzden hareket için uygun stoplamalar seçilmelidir. Bazı dişlilerde ayrılmaz stoplamalar bulunmaktadır. Diğer dişlilerde ise,

pitman kolu, direksiyon kolu veya bağlantı rod kolu üzerinde harici stoplamalara ihtiyaç duyulabilir.

2.5.1.6. Ön Yükleme

Birçok dişli tasarımında, araç düz yolda ilerlerken direksiyon sisteminde herhangi bir vuru ve çarpma olmaması için, sektör şaftın orta noktasında çarpmasız durum sağlayacak bir ön yükleme yapılır ve bu ön yüklemenin sürekliliği sağlanır. Bundan dolayı, aracın tekerlekleri düz durumdayken bağlantının da dişlinin tam ortasına gelecek şekilde tasarım edilmesi hayati önem taşımaktadır.

2.5.1.7. Standart Sınıflandırma Şartları

Pratikte dişlileri yük kapasitesine, verimine göre sınıflandıran sanayi yoktur. Bundan dolayı tasarımcı tipik bir yük çevrimi seçmeli ve dişli üreticileri ile konuşarak kendi ihtiyaçlarına uygun modeli seçmelidir.

2.5.2. HAREKETLİ BİLYALAR TİP DİŞLİ KUTULARI (RECIRCULATING BALL)

2.5.2.1. Genel

Hareketli bilyalar direksiyon dişlisinin mekanik hareketi, çeşitli parçaların işleyişi ile açıklanabilir. Bu dişlinin giriş mili kısmı, hareketli bilyaların gezinti yolunun bir yarısını oluşturan sabit kılavuzlu yarı dairesel oluklu helezona sahiptir. Bilyalar için gezinti yolunun diğer yarısı somunun iç tarafında buna bitişik yarı dairesel oluklu helezon şeklindedir. Giriş mili döndürüldüğünde helezon, bilyaların hareket etmesini sağlar ve somunun giriş milini aşağıya yukarıya hareket ettirmeye zorlar. Somunun altta kalan yüzeyi bir rak üzerinde sektör şaftı üzerinde dişli ile örülü dişli ile kesilir, böylece somunun lineer hareketi sektörün şaftının rotasyonel hareketi içerisinde dönüşür.

2.5.2.2. Dişli Oranı

Bir hareketli bilyalar dişlisinin dişli oranı, sektör şaft dönüşü başından sonuna kadar sabittir. Bazı dişlilerde ise bu oran değişkendir. Aşağıdaki hesaplamalar sabit tahvil oranına göre yapılmıştır.

$$GR = \frac{R_s}{R_w} (\cot \gamma), \quad (2.2)$$

Burada

- GR = Dişli oranı,
- RS = Sektör şaftı dişli hatve yarıçapı,
- RW = Worm şaft hatve yarıçapı,
- λ = Worm helezon açısı.

2.5.2.3. Tork Oranı

Kompleks sürtünme kuvvetleri ve bu dişlideki geometrik etkileşim nedeniyle, tork oranını ifade eden en iyi denklem:

$$TR = (GR) (\eta SG), \quad (2.3)$$

dir.

Burada TR= Tork Oranı, GR= Dişli Oranı, η SG= O Anki Yükte Dişli Verimi

2.5.2.4. Verim

Belirli yük altında hareketli bilyalar dişlisinin verimi ön ve arka yönde yaklaşık %75'dir. Bu dişlide geri dönüşte verimde herhangi bir kayıp yoktur , çünkü vorm da bilyaların dönme teması bir vorm dişlideki sürtünme kuvveti ile ilgili olarak dönme verimindeki azalmayı elimine eder.

2.5.2.5. Diğer Geometrik Özellikler

Giriş şaftındaki ve somundaki helezonik oluklar, gotik bir kemer şeklindedir. Bu şekil dairesel bilya ile birleştiğinde yüklü olmayan konumda yuvarlanan nokta teması ve yüklü konumda deformasyon oluştuğunda eliptik temas oluşturmaktadır.

Sektör şaft dişlisi sektör şaftının merkez çizgisi ile yaklaşık 7° lik bir yükselme açısı yapar. Bu açı, merkez pozisyonda boşluğu engelleyecek şekilde rak içine rampalanmış diş ile dişlide bir ön gerilimin elde edilmesine yarar.

2.5.2.6. Direksiyon Dişlisinin Yapısı ve Çalışması (ZF 8098 SERVOCOM)

Servocom gövdesi içerisinde; kumanda valfi, silindir ve direksiyon dişli kutusu mevcuttur. Direksiyon kutusu için gerekli yağ debisi ve basıncı motor tarafından tahrik edilen pompadan sağlanır. Hidrolik yağ, yağ tankından emilir, pompa ve direksiyon üzerinden yağ tankına geri döner.[6]

Şekil 2.3. deki Gövde (A) ve piston (B) bir silindir görevi yaparlar. Piston (B), Direksiyon mili ucu (C) ve sonsuz vidalı mil (D) nin dönme hareketini aksenal harekete çevirir ve bunu sektör miline (F) aktarır.

Piston (B) ve sonsuz vidalı mil (C) bilya zinciri üzerinden bir birine bağlantılıdır. Sonsuz vidalı milin döndürülmesi esnasında bilyalar zincirin bir tarafında ki sonundan bilya sevk boruları tarafından diğer tarafına sevk edilir ve bu şekilde sonsuz bilya zinciri teşekkül eder.

Piston (B)' deki ve sektör milindeki (F) dişler üzerinden sektör mili pistonun hareket etmesi ile dönüş hareketi yaratılmış olur.

A- Gövde **B-** Piston **C-** Direksiyon mili / valf sürgüsü **D-** Valf kovanı / sonsuz vidalı mil **E-** Burulma çubuğu **F-** Sektör mili **G-** Basınç sınırlama valfi **H-** Çek valf **Q-** Yağ tankı **R-** Paletli pompa **S-** Debi sınırlama valfi

Değişken tahvil oranlı Direksiyon Kutularında, sabit tahvil oranlı Direksiyon Kutularına göre orta konumun dışında ve orta konumda, direksiyon simidi az hareket ettirilse bile araç tekerleklerinde daha çok dönüş sağlanır daha fazla hareket elde edilir. Orta konum dışında ise direksiyon simidine daha çok hareket verilir araç tekerleklerinde daha az dönüş sağlanır.

Bu sayede direksiyon davranışı düz gidiş durumunda iyileştirilmiştir. Aynı zamanda park etme esnasında büyük tekerlek açılarında büyük tahvil oranı nedeniyle sektör milinden daha yüksek hidrolik döndürme momenti sağlanır. Sabit tahvil oranlı direksiyonlara göre, hidrolik desteğin ortadan kalkması durumunda direksiyon simidindeki döndürme (el) kuvvetleri daha düşüktür.

Şekil 2.3, 2.4 ve 2.5 fonksiyon resimlerinde valf ve yağ akışı basit olarak gösterilmiştir. Ayrıca bu şekiller ilave olarak valfin kesitini de göstermektedir. Bu sayede kumanda valfinden silindir hacimlerine olan bağlantılar ve valfin fonksiyonu şematik olarak gösterilebilmiştir.

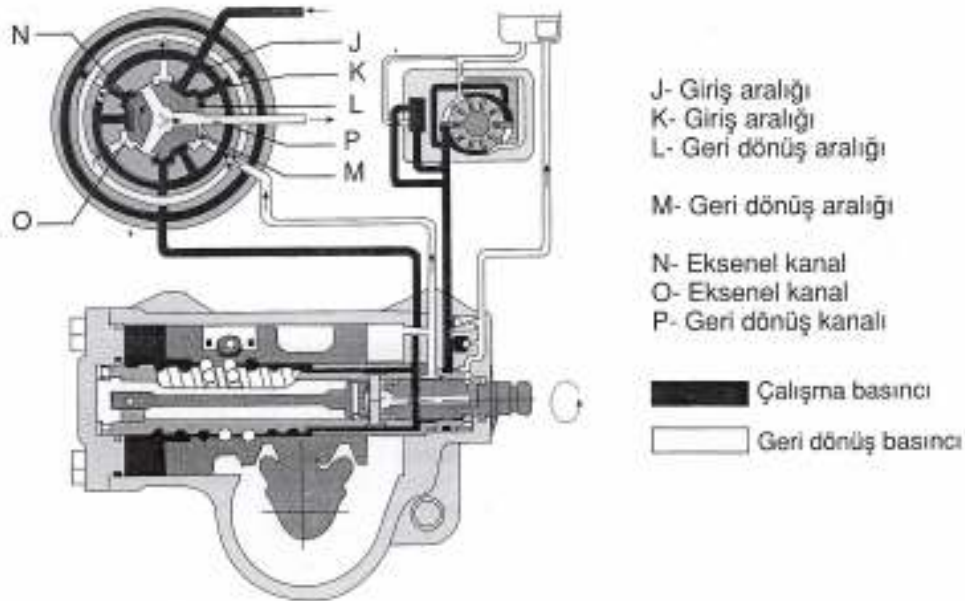
Direksiyon milinden, sonsuz vidalı mile dönme momenti aktarımı esnasında veya tersi durumda burulma çubuğu elastik deformasyona uğrar. Böylece valf sürgüsü ve kumanda kovanı arasında bir kayma oluşur (aksi yönde dönmeler). Bu şekilde valf sürgüsü kumanda kanalları, kumanda kovanına göre orta konum durumundan çıkarılır.

Direksiyon simidi serbest bırakıldığında burulma çubuğu valfin orta konuma geri gelmesini sağlar. Hidrolik yağ gövdedeki delikten kumanda kovanının daire şeklindeki kanalına akar. 3 adet, simetrik olarak yerleştirilmiş radyal delikler üzerinden iç kısımda bulunan valf sürgüsü kanallarına gönderilir.

Valf sürgüsü kumanda kovanındaki kumanda kanalları konumları öyle ayarlanmıştır ki hidrolik yağ valfin orta konumunda giriş aralıkları (J) ve (K) üzerinden kumanda kovanı aksenal kanallarına (N) ve (O) ulaşır. Buradan itibaren hidrolik yağın radyal delikler üzerinden silindirin her iki tarafına geçişi sağlanır.

Direksiyon valfi orta konumda olduğu sürece hidrolik yağ her iki taraftaki silindir hacimlerine akar ve 3 adet geri dönüş kanalından (P) valf sürgüsüne akar oradan da geri dönüş hattı üzerinden yağ tankına döner.

2.5.2.6.1. Sağa Dönüş Durumu (Sağ Hatveli Piston)



Şekil 2.4 : Valf Sürgüsü çalışma durumunda,direksiyon simidi saat yönünde döndürülmüş durumda [6]

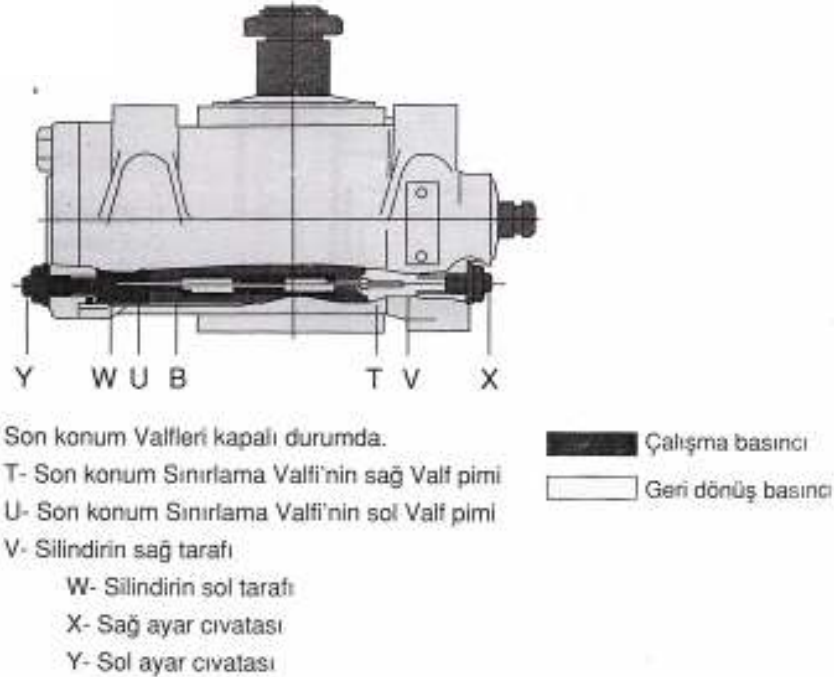
Direksiyon simidi saat yönünde döndürüldüğünde piston sağa gider. Gereken döndürme kuvvetine göre silindirin sol tarafında basınç oluşur. Valf sürgüsü kumanda kanalları saat yönünde hareket eder ve giriş aralıkları (K) hidrolik yağ girişı için daha da açılır. Aynı anda giriş aralıkları (J) kapanır ve kumanda kovanının eksenel kanallarına (O) yağ girişini önler. Bu durumda hidrolik yağ giriş aralıkları (K) zerinden kumanda kovanı eksenel kanallarına (N) akarlar ve buradan sonsuz vidalı mil üzerinden sol

Buradan da silindirin sağ tarafına yağ akışı sağlanır. Sol tarafta bulunan basınçsız yağ bilya dolaşım vida olukları üzerinden ve açılmış olan geri dönüş aralığı (L) üzerinden geri dönüş kanalına akar. Buradan da valf sürgüsü ve sonsuz vidalı mil içerisine valf sürgüsüne merkezi olarak yerleştirilmiş yağ deliği üzerinden sürekli olarak yağ tankına akış sağlanır.

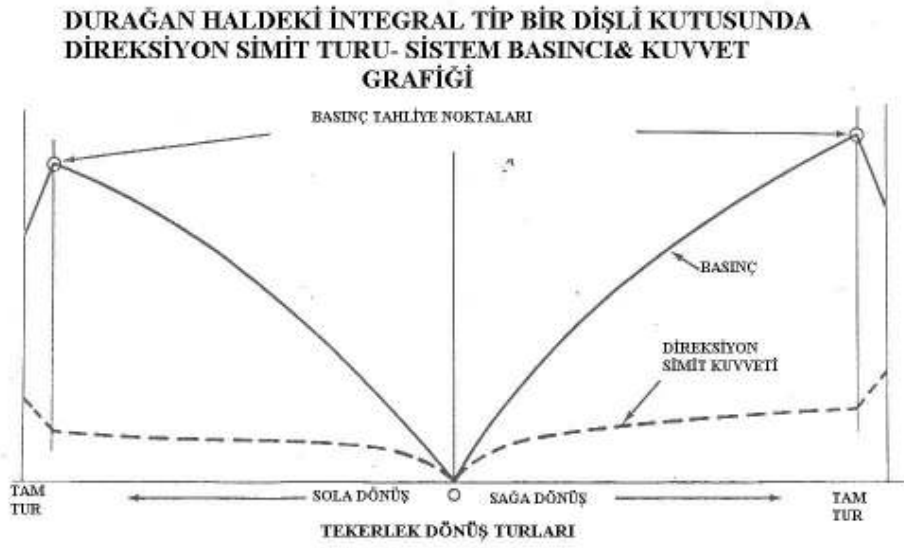
2.5.2.6.3. Hidrolik Son Konum Sınırlama Valfi'nin çalışması

Bu sistem maksimum basınç ile tekerleklerin üzerinde bulunan mekanik stoplamalara yüklenilmesine mani olur. Bu sayede pompa ve ön düzen elemanları korunur ve aynı zamanda aşırı ısı yükselmesi önlenmiş olur.

Piston (B) içerisine, kendi ekseninde yay kuvveti ile yüklenilmiş valf pimleri olan (T ve U) ve çift taraflı tesir eden son konum sınırlama valfi yerleştirilmiştir. Valf pimleri pistonun sağ ve sol alın yüzeylerinden dışarı taşmaktadırlar.



Şekil 2.6. Direksiyon Dişlisi Konum Valfi [6]

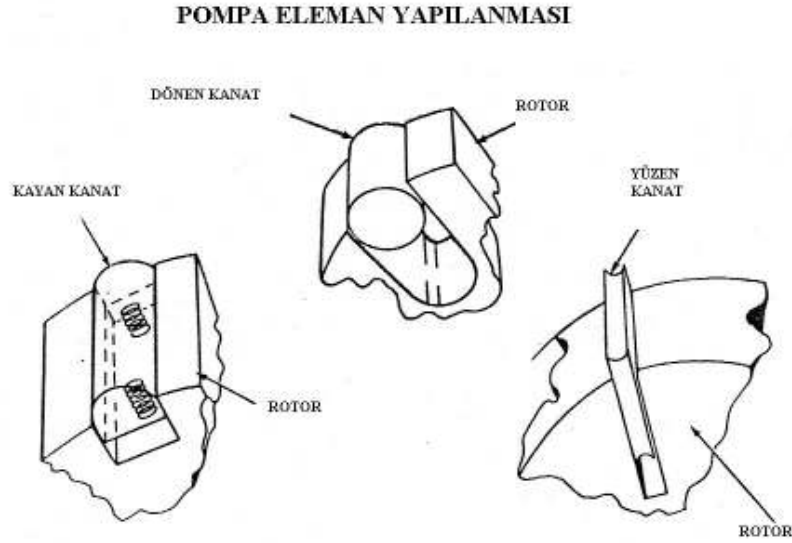


Şekil 2.8. Direksiyon Simit Turu & Sistem Basıncı, Kuvvet Grafiği [2]

2.6. POMPA VE REZERVUAR

Kamyon hidrolik direksiyon sistem pompaları genel olarak ‘vane’ pompalama ekipmanlarına sahip, motordan direkt olarak tahriklidirler. Motordan tahrikli olan bu pompaların verdikleri basınç motor devrine bağlıdır. İlgili mühendislik tarafından konulan maksimum basınç değerini sağlanması için genelde pompa üzerinde basınç tahliye valfi mevcuttur. Belirlenen basınçtan daha fazla basınç oluştuğu zaman, tahliye portundan basınç aktarılır ve pompa giriş portuna verilir.

Direksiyon rezervuarı ise, sistemin ihtiyaç duyduğu hidrolik yağının depolandığı yerdir. Mühendislik veya maliyet hedeflerine göre saç veya plastik konstruksiyon olabilir. Hidrolik içinde olabilecek ve direksiyon sistemi içinde olmaması istenen partiküller için filtre elemanına sahiptir. Direksiyon kutusu, direksiyon pompası arasındaki borulamalar yapılırken, akış karakterlerine, sızdırmazlıklara, maliyete ve aynı zamanda montaj kolaylığına dikkat edilmelidir.



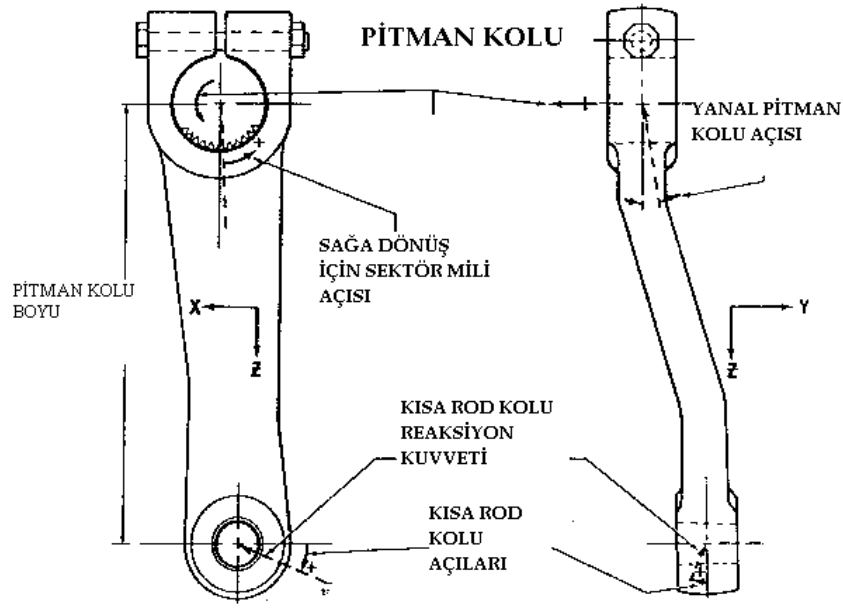
Şekil 2.9. Pompa Eleman Yapılanması [2]

2.7. PİTMAN KOLU

Pitman kolu, direksiyon dişlisinden aldığı çıkış torkunu rod kolu bağlantısına etkileyen bir kuvvete çeviren direksiyon bağlantısının bir parçasıdır (Şekil 2.10.). Pitman kolunu sektör şaftına bağlamada çoğunlukla Şekil 2.10'daki "split" (ayırık) bağlantı kullanılır. Bu yapıda, ya tam serrasyon ya da kısmi spline sektör şaftından pitman koluna torku nakletmek için kullanılır ve split kolu, dişi ve erkek serrasyon ya da spline ları birleştirmek için kelepçe civata ile şaft çevresine tutturulur. Kısmi spline kullanıldığında pitman kolundaki dişi spline'ların hatve yarıçapı sektör şaftındaki erkek spline'ların hatve yarıçapından çok az daha büyük tasarım edilir, böylece bağlantı sıkıldığında tüm splineların temas etmesi sağlanır. Eğer tüm serrasyonlar şaft üzerinde yuvarlanırsa bu fabrikasyon yönteminin yük taşıma kapasitesi ve şaftın yorulma ömrü gibi etkenlerde yetersiz kalabileceği unutulmamalıdır. Split bağlantı yöntemi en yaygın

olarak kullanılmaktadır çünkü iribaşlı bir spline ve ona bağlı somunlu konik sektör şaftına göre daha az yer gerektirir.

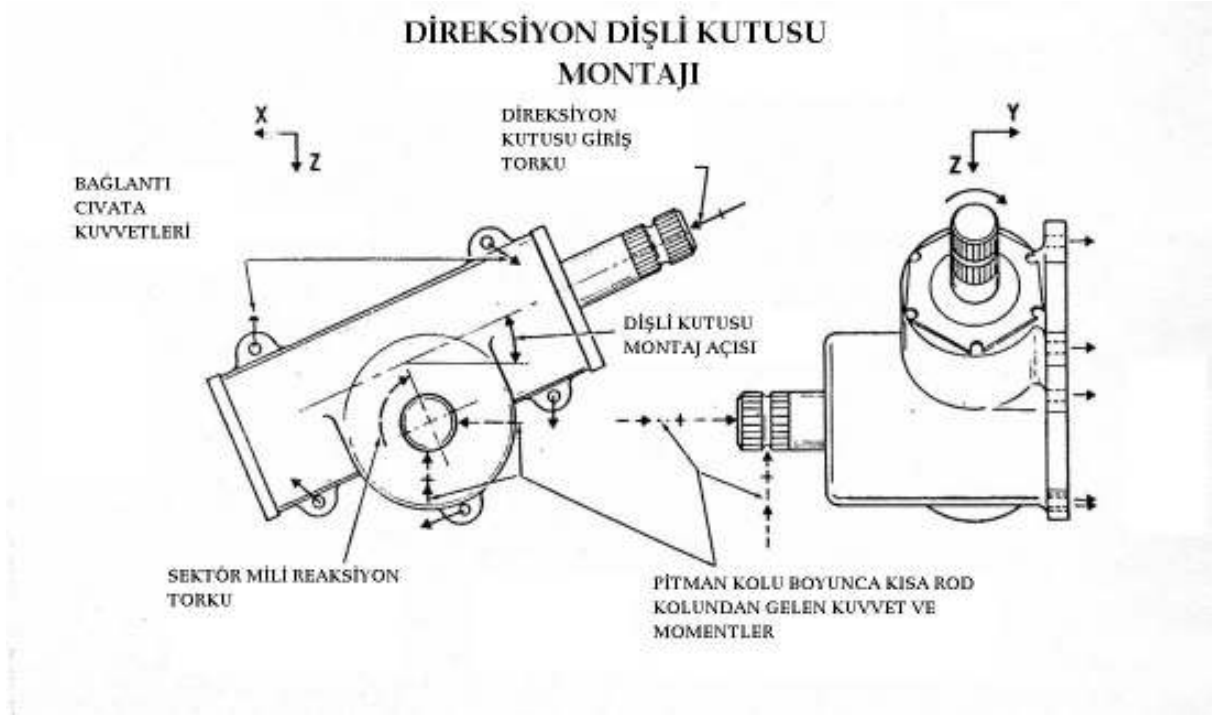
Pitman kolunun rod kolu bağlantı ile temas eden ucunda rod kolu bağlantısının bilya (mafsal) saplamasının geçtiği bir konik deliğe bulunur.



Şekil 2.10. Pitman Kolu [2]

2.8. DİREKSİYON KUTUSU MONTAJI

Direksiyon donanımı ana gövdeye üzerinde bulunan montaj pedindeki civatalarla bağlanır. Bu civatalar, rod kolu bağlantısından sektör şaftına gelen ve pitman koluna etkiyen kuvvetlere ve direksiyon şaftındaki tork girişine karşı koyabilmelidir. Bu kuvvetlerin ve momentlerin büyüklükleri ve yönleri, Şekil 2.11' de tasarımı gösterilen sayı, büyüklük ve civata paterninin belirlenmesini sağlar.

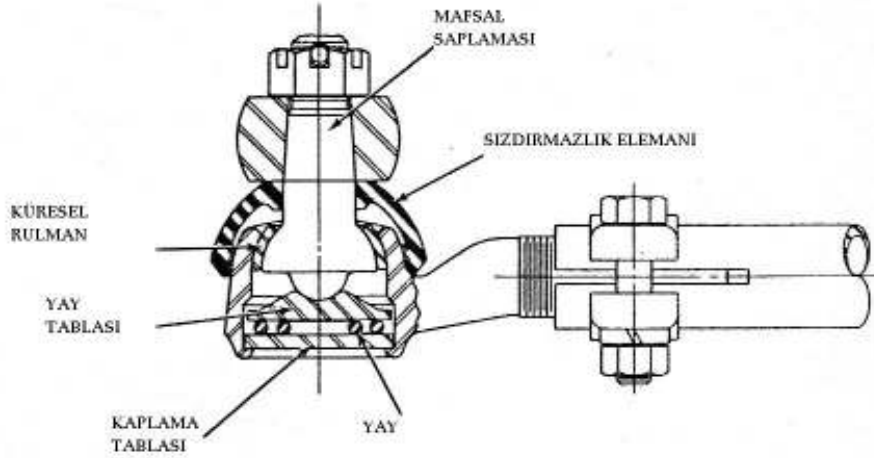


Şekil 2.11. Direksiyon Dişli Kutusu Montajı [2]

2.9. BİLYA (MAFSAL) BAĞLANTILARI

Bilya bağlantıları, rod kolu bağlantısı ve uzun rodun her iki ucunda da açılmalarda yerdeğişimi ve ön tekerlek dönüşü ve süspansiyon yapısı nedeniyle oluşan dönme hareketinin sağlanması için kullanılır. Şekil 2.12’de tipik bir yarım bilya bağlantısının kesit resmi gösterilmiştir. Bu bölümün ileriki kısımlarında özel uygulamalar için direksiyon dişlisi mühendisinin bağlantı seçiminde göz önünde bulundurması gereken hususlar incelenecektir.

ÇİFT YATAKLI, AZ HAREKETLİ YARI MAFSAL BAĞLANTISI



Şekil 2.12. Yarı Mafsal Bağlantısı [3]

2.9.1. AÇISAL EKLEMLEME

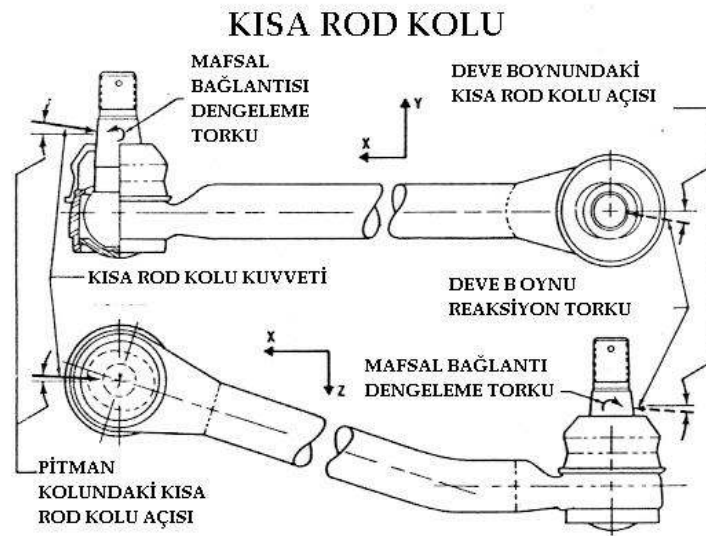
Bir bilya bağlantısı saplama sokete temas edinceye kadar eklemlenmemiştir. Daha sonra ekleme saplama kamlarının soketin dışına çıkıp bağlantıyla birleşmesine kadar bir deformasyon oluşturur. Direksiyon sistem mühendisi için “kam-out” dan kaçınmak en önemli konudur ve ayrıca bağlantının herhangi bir açisal değişiminin saplamanın soketle temas etmesi için gerekli açıdan daha az olmasını sağlamak için bağlantı üzerine gelen yükleri, tekerlek dönüş açısı ve süspansiyon eklemlerini kontrol etmelidir. Buna ilave olarak, bağlantı tasarımının saplama ve soketin metal-metal temasından sonra kam-out için direncinin güvenli bir aralıkta olmasını sağlayacaktır. ‘SAE J193 Bilya (Mafsal) Saplama ve Soket Kompleksi Performans Test Prosedürü’ bilya bağlantılarının kam-out kapasitesinin testi için tavsiye edilen uygulamaları anlatmaktadır.

2.9.2. VERİMLİLİK

Bilya bağlantılarda emilen tork tüm sistemin veriminde etkili bir faktördür ve seçilen bağlantının özelliğine göre değişir. Her bir tasarım kendine has olduğundan, sonuçta oluşacak boyut ve tip özel olarak gereken bağlantı durumunun eklememesi ve kuvvet gereksinimleri bilinmeden seçilemez. Bundan dolayı mühendisin gereksinimlerini iyi belirlemesi ve bilya (mafsal) bağlantı üreticisine tip, boyut ve verim konusunda danışması gereklidir. Direksiyon kuvvetleri hesaplamaları için geçerli verimin bağlantının oturması için birkaç mil çalıştıktan sonra hesaplanan verim olduğu bilinmelidir.

2.9.3. DİĞER HUSUSLAR

Şekil 2.13 'de gösterildiği gibi bilya (mafsal) bağlantılar yay olmadan da imal edilebilir. Bu durumda, aksenal itki kuvvetleri polietilen iç yatağın sıkışması ve aşınma yükselmesi kompledeki yatak malzemesinin içten ön-sıkıştırması ile elde edilir. Polietilen iç yataklı bütün bilya bağlantı tipinin değerlendirmesi şu avantajları sağlar. Bunlar 'artan verim, yüksek yük altında azalan kayıp hareket, düzenli tork transisyonu ve ömür için yağlama' dır.

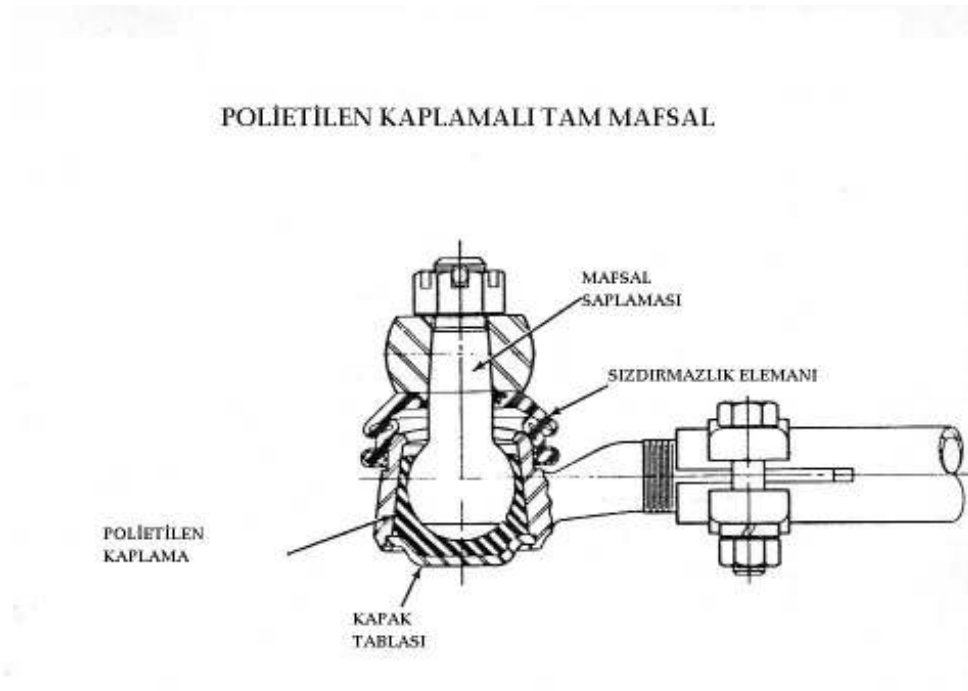


Şekil 2.13. Kısa Rod Kolu [3]

2.10. KISA ROD KOLU

Kısa rod kolu, pitman kolu ile direksiyon kolunu birleştirir. Bazı durumlarda, Şekil 2.14 'de gösterildiği gibi ucunda bir bilya bağlantı soket bulunacak şekilde tek parça olarak imal edilir. Eğer tek parça tasarımı kullanılmış ise tekerlekler öne doğru giderken aracın direksiyon dişlisi ile merkezde montaj olmasını temin etmek için direksiyon ve ön süspansiyon parçalarının toleranslarının üst üste binmesine özellikle dikkat edilmelidir. Tek parça tasarımı öneren kişiler bu imalat ve montaj toleranslarını dikkate almışlar ve tek parça tasarımının saha çalışmasına çok parçalı kısa rod kolu uygulamalarında yanlış kullanımı önlediğini belirtmişlerdir. Diğer yandan ayarlanabilir kısa rod kolu destekçileri de ön tekerleklerle dişlinin merkeze ayarlanmasını montaj hattında ve serviste olduğuna işaret etmişlerdir.

Pitman kolundan gelen kuvvet kısa rod kolundaki iki bilya bağlantısına aktarılır ve bunların verimi direksiyon kuvvet ya da sistem kuvvet hesaplaması yapılırken dikkate alınmalıdır.

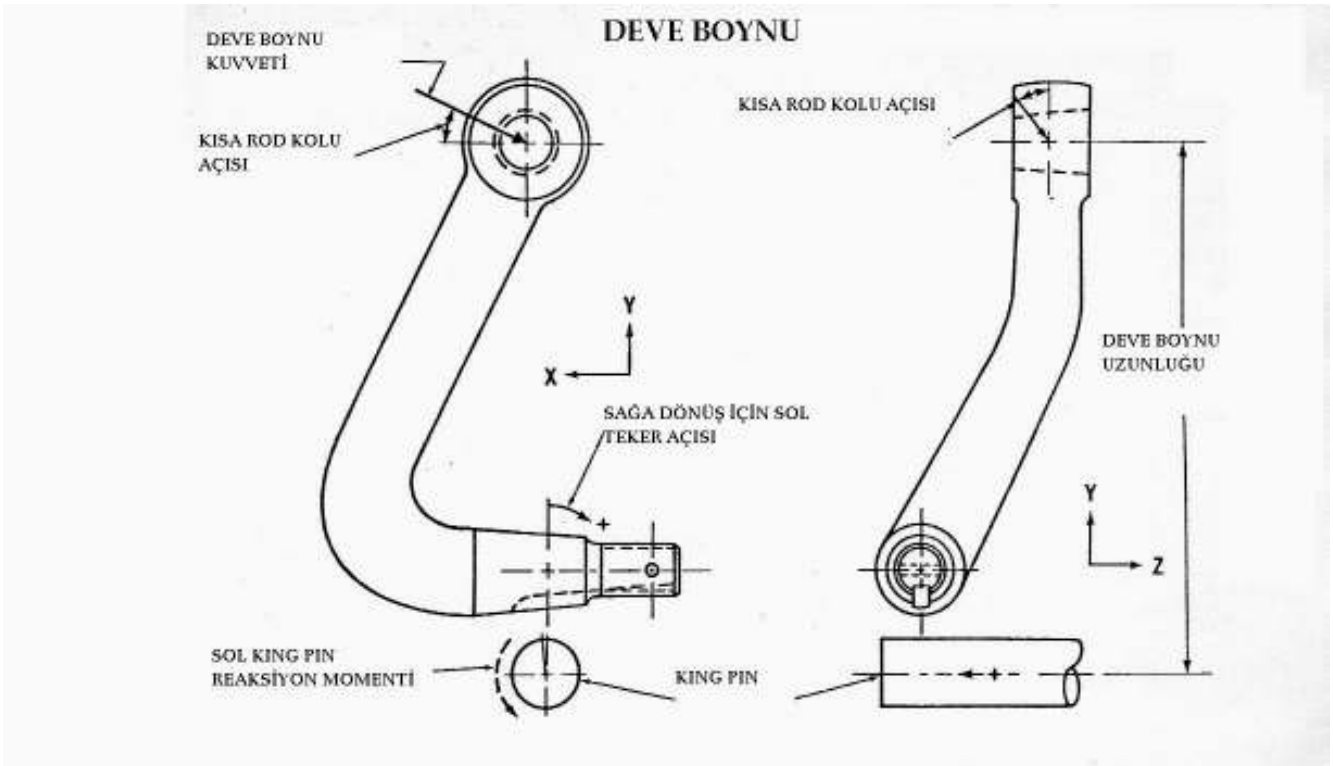


Şekil 2.14. Polietilen Kaplamalı Tam Mafsal [3]

2.11. DEVE BOYNU (DİREKSİYON KOLU)

Direksiyon kolu, kısa rod kolu kuvvetini sol King-Pin ile dönme hareketine çeviren ve genellikle döküm/dövme bir parçadır (Şekil 2.15). Direksiyon kolu aksona bir kama ile, bir kilitleme koniği ve somun ile tutturulmuştur. Kol ayrıca, yapısal sınırlamalara bağlı olarak aksunun hem arka hem de önüne uzar ve direksiyon kolu bilya bağlantısını doğru geometrik konuma getirecek şekilde bükülür. Önerilen direksiyon kolu (deve boynu) tasarımı yapılırken tüm fren ve şok emici önerileri dikkate alınmalı ve hava frenlerinin harekete geçmiş parçaları da dahil olmak üzere bu parçaların tüm bölümlerinde yeterli açıklık sağlanmalıdır.

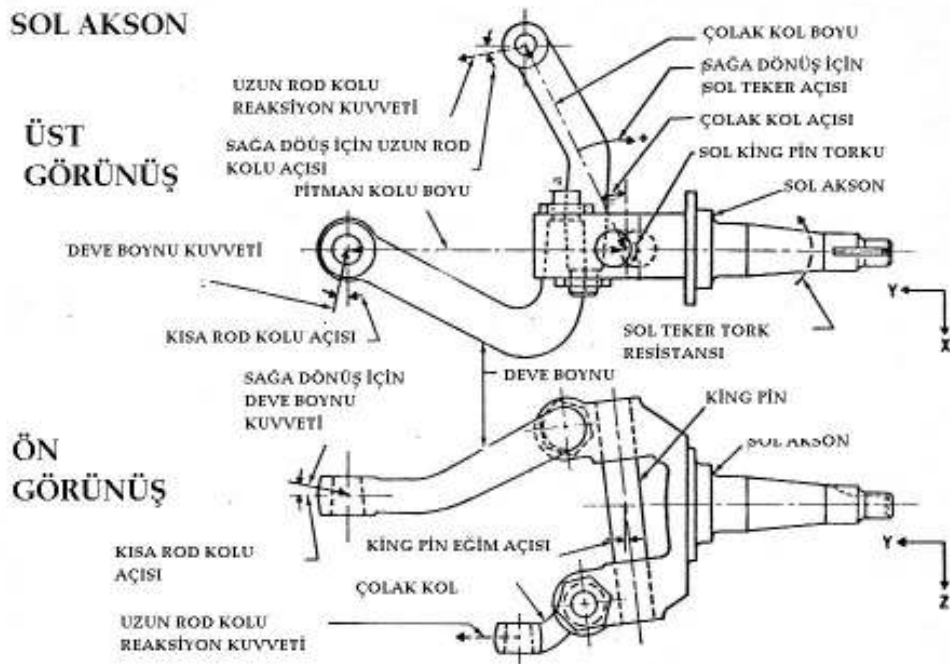
Kısa rod koluna bağlı direksiyon kolunun ucunda kısa rod kolunun bilya saplamasının girdiği konik bir delik vardır.



Şekil 2.15. Deve Boynu [3]

2.12. SOL AKSON VE KING-PİN

Direksiyon kolundan gelen tork sol aksonu ve King-Pin civarındaki lastiği döndürür (Şekil 2.16) Toplam tork ihtiyacı 4 kısımdan oluşur. İlk kısım sol tekerlek ve lastiği çevirir. İkinci kısım King-Pin eğim açısına bağlı olarak aracın ön ucunu kaldırmak için gereken kuvveti sağlar. Üçüncü kısım King-Pin burçları ve itki yataklarında kaybolan torku yener. Dördüncü kısım ise uzun rod koluna sağlanır. Sağ tekerleği çevirmek için uzun rod bağlantısından sonraki iletim için gerekir. Aşağıdaki denklem yukarıdaki ifadelerin matematiksel formudur.



Şekil 2.16. Sol Akson ve King-Pin [3]

$$SA_T = (LW_T + TR_T)(\pi_{KP}) , \quad (2.4)$$

Burada

SA_T = Direksiyon kolu giriş torku,

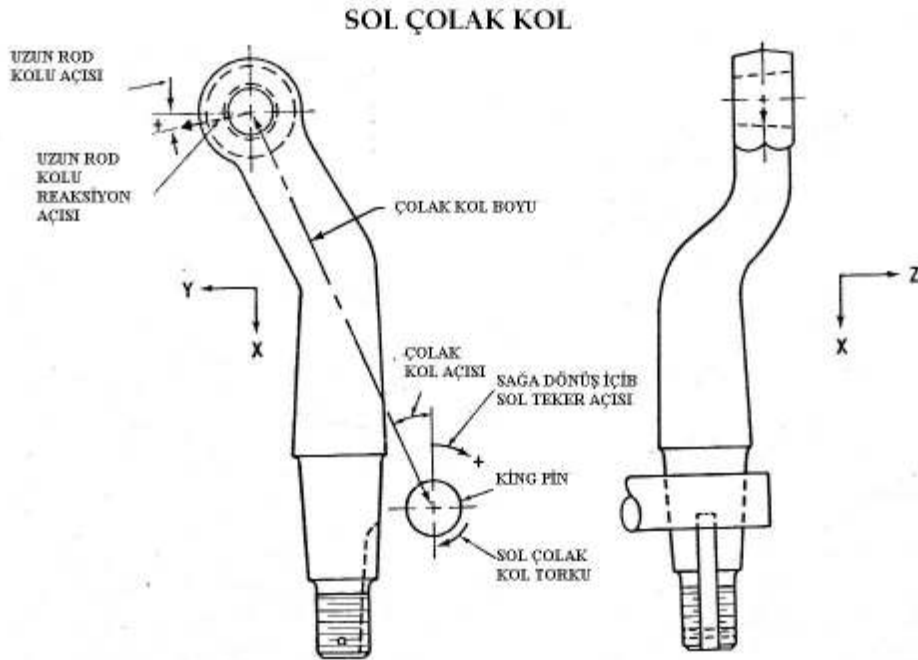
LW_T = Kamyonu sola çevirmek ve ön ucu yükseltmek için gereken sol tekerlek yerdeğişim torku,

TR_T = Uzun rod kolu tork ihtiyacı,

η_{KP} = King-Pin burçlarının ve itki yataklarının verimi.

2.13. SOL ÇOLAK KOL

Sol çolak kolu direksiyon kolunda olduğu gibi aynı şekilde aksona ilişiktir ve gereken torku Şekil 2.17 'de gösterildiği gibi çolak kol içindeki bir kuvvet içine doğru sol tekerleği döndürmek için çevirir. Bu bağlantının çolak kol ucunun uzun rod kolu bilya saplamasını içine alması için ince bir deliği vardır. Çolak kol konumu bütün tekerlek dönüş açısı pozisyonlarında bitişik fren ve aks parçalarını belirginleştirmelidir.



Şekil 2.17. Çolak Kol [3]

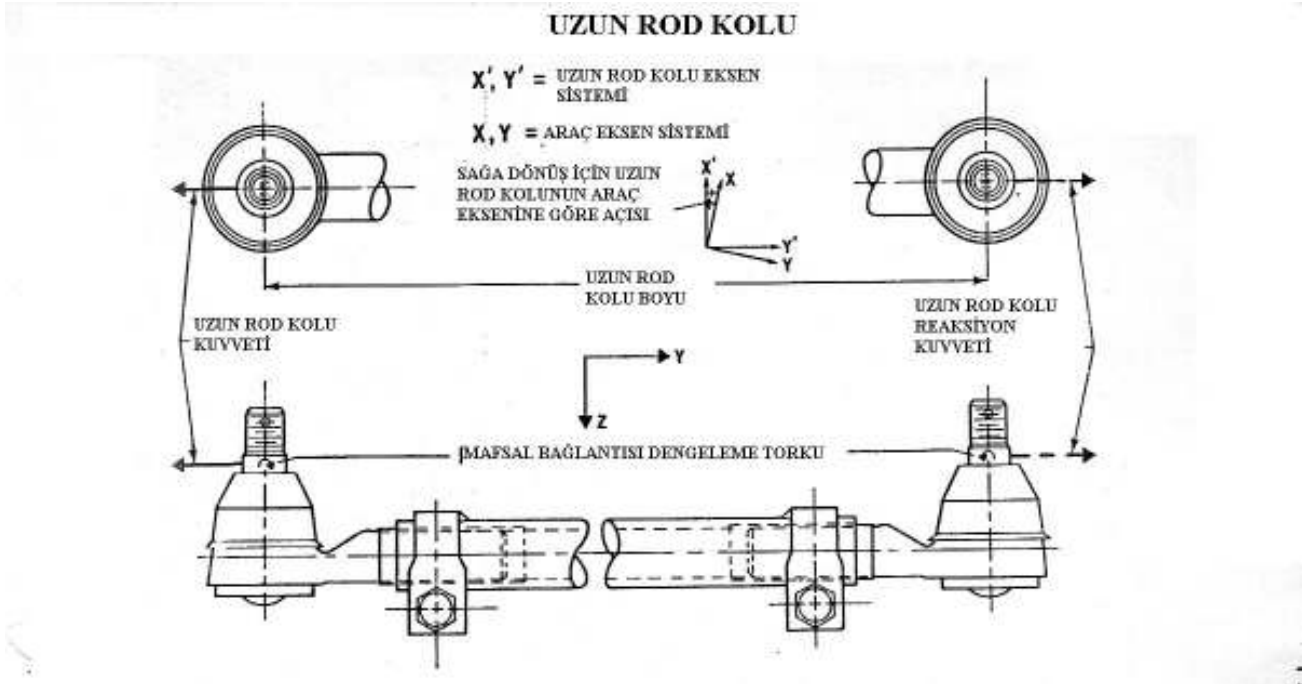
2.14. UZUN ROD KOLU

Uzun rod kolu sağ ve sol olak kollarını birbirine bağlayan boru Őeklinde bir elemandır ve bu iki komponent arasında kuvveti iletir (Şekil 2.18). Direksiyon sistemi içindeki bu bağlantının, ön aks toe-in'i istenen miktara set edebilmek için ayarlanma özelliği vardır. Bu ayarlama yeteneği Şöyle elde edilir. Uygun uzunluk sağlandıktan sonra dişli bağlantıları sabit Şekilde tutmak için mafsal bağlantı Şaftındaki ve kilit kelepelerindeki erkek diŐlerle uzun rod'un her bir ucundaki diş diŐlerin oturmasıyla elde edilir.

Uzun rodun her bir ucundaki iki mafsal bağlantının verimi, direksiyon kuvveti ve sistem kuvvet hesaplarında dikkate alınmalıdır.

Maksimum kuvvetli frenler ve sert arpma Şartlarında uzun rod bükülebilir. Bu bükülme yerdeğişimi uzun rod kolunda bir offsete neden olur ve tasarımcı bu Şartın merkezdeki belirgin bir offsetle uzun bir kiriŐin sıkıŐtırılmasına benzer olduğunu farketmelidir. Bu yüzden gerilimleri, kesitleri ve emniyet faktörlerini hesaplamalıdır. Ek olarak bu yerdeğişim uzun rod kolu, motor yağ haznesi ve egzoz sistemi arasındaki açıklıklarda da dikkate alınmalıdır.

Tam dönüşte aksa monteli Şok emici ve kesiti merkezlemek için mafsal bağlantılarını tutan uzun rod kolu kelepçelerinin arasındaki açıklığın sağlanmasına dikkat edilmelidir.

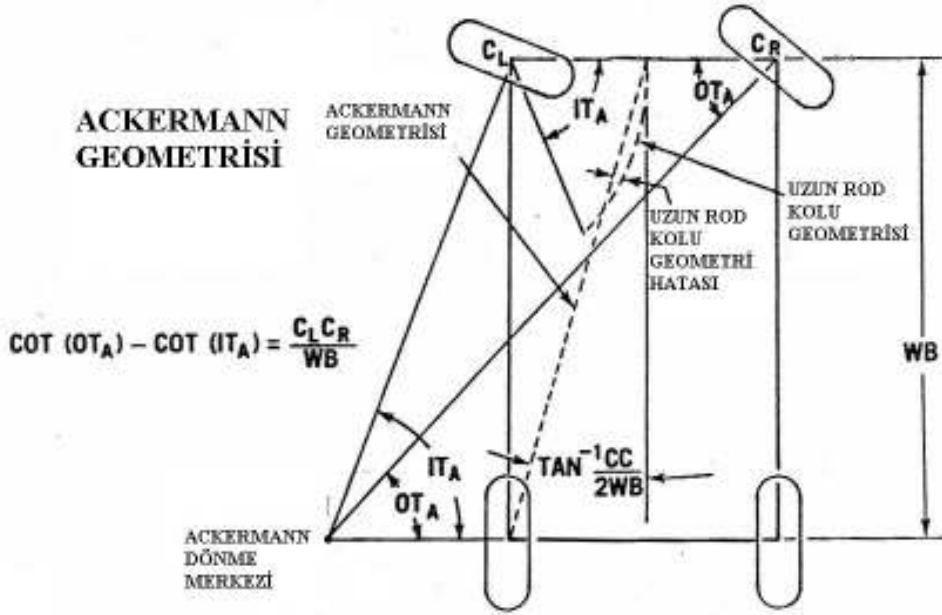


Şekil 2.18. Uzun Rod Kolu [3]

3. ACKERMANN GEOMETRİSİ

Direksiyon sistemi tasarımının en büyük gerekliliklerinden birisi Ackermann Geometrisi'dir. Bu geometri, sistem bağlantı elemanlarını optimize ederek, dönüşler esnasındaki lastik sürünmesini, ön dingil lastiklerinin doğal yuvarlanmalarını mümkün olduğu kadar arttırarak ortadan kaldırır. Bir kamyondaki tüm tekerleklerin mükemmel şekilde dönmeleri şu şekilde sağlanır. Ön tekerlekler öyle bir açıda dönmeliler ki bu tekerleklerin dönüş yaptıkları zamanki uzantı eksenleri arka tekerleklerin uzantı eksenleri ile aynı noktada kesişmelidir. Bu durum Ackermann prensibi olarak bilinir (Şekil 3.1).

Bu geometrik gereksinimin, trigonometrik ilişkilerle desteklenen analitik ifadesi aşağıda gösterilmektedir.



Şekil 3.1. Ackermann Geometrisi [4]

$$\cot(OT_A) - \cot(IT_A) = \frac{CC}{WB}, \quad (3.1)$$

Burada

OT_A = Dıştaki tekerleğin dönüş açısı,

IT_A = İçteki tekerleğin dönüş açısı,

CC = Ön tekerleklerin yerdeki rotasyonel noktaları arasındaki yanal mesafe (yer düzlemi ile King-Pin eksenin kesiştiği noktaların arası),

WB = Dingil açıklığı (kaster açısının 0° olduğu farzedilir).

Eğer ki, tüm dönüş açıları için Ackermann geometrisinin sağlanması istenirse bu mevcuda göre biraz kompleks bir çalışma olacaktır. Çünkü hali hazırda endüstrinin kabul ettiği ve ackermann geometrisine çok yakın çözümler veren basit bir uzun rod kolu bağlantı çolak kolu tasarımı mevcuttur.

Bu sebeple kamyon direksiyon sistemini tasarım yapan ilgili mühendis, ackerman geometrisine en yakın olan çolak kolu tasarımı yaparken tüm dingil açıklıklarını göz önüne almalıdır.

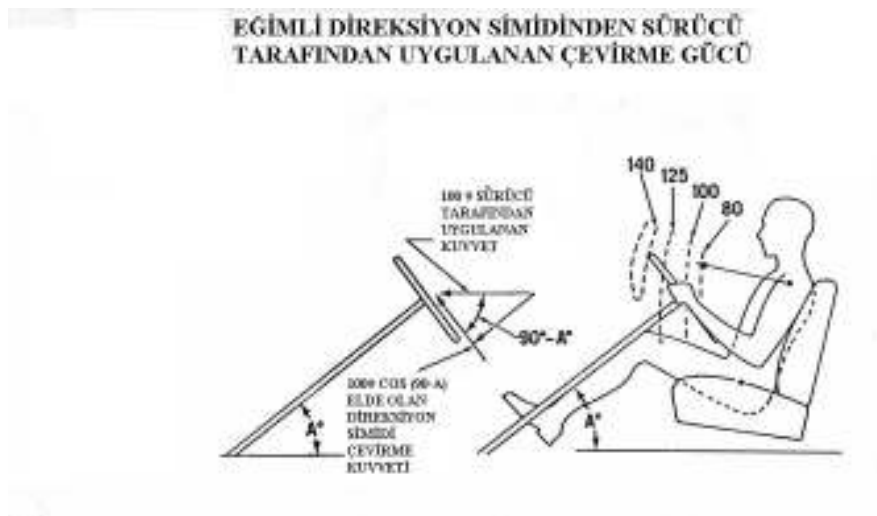
4. BAĞIL SİSTEMLERİN DİREKSİYON SİSTEMİNE ETKİSİ VE ÖN DİNGİL GEOMETRİSİ

4.1. GENEL

Bundan önceki bölümlerde direksiyon sistemine ait parçalar hakkında bilgiler verilmiştir. Bunlara ek olarak, tasarımları direksiyon sistemi parçaları ile ilintili olan bazı bağıl sistemler vardır ki bu sistemler aracın genel direksiyon karakteristiklerinin elde edilmesinde çok önemli roller oynamaktadırlar. Bu bölüm, bahsi geçen bu bağıl sistemlerin direksiyon sistemi üzerine olan etkilerini anlatacaktır.

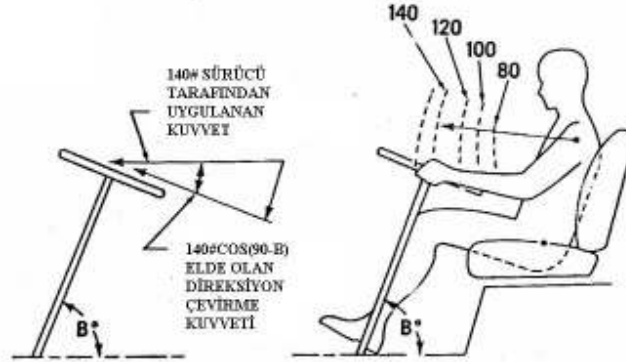
4.2. KABİN PAKETLEMESİ

Kabin paketlemesinin, sürücünün uygun direksiyon simidi tutuşu üzerinde büyük bir etkisi vardır. Şekil 4.1 ve 4.2’deki resimler kabin paketlemesinin direksiyon simidi konumunun sürücünün itme ve çekme kabiliyetine bağıl olarak direksiyon simidinin çevrilebilme kuvvetine etkisini göstermektedir. Gösterilen kuvvetler bağıl şiddetler olup tasarım kriterine girdi olarak alınmamalıdır.



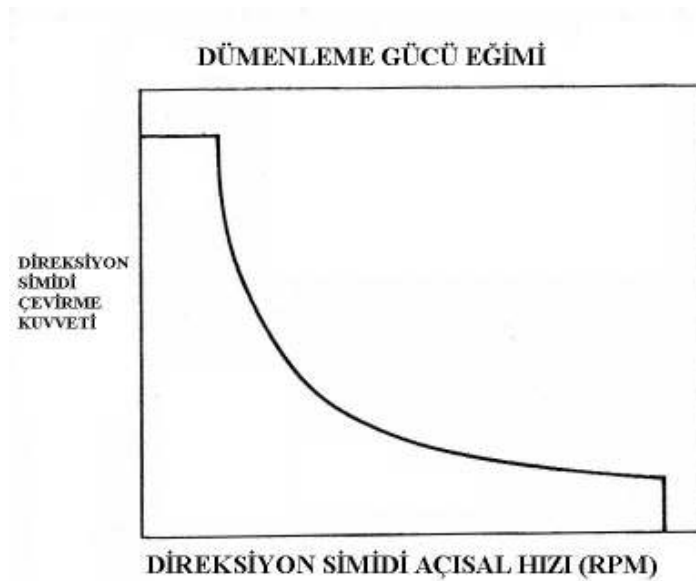
Şekil 4.1. Direksiyon Simidi Çevirme Gücü-1 [2]

SABİT DİREKSİYON KOLONU İLE SÜRÜCÜ TARAFINDAN UYGULANAN ÇEVİRME KUVVETİ



Şekil 4.2. Direksiyon Simidi Çevirme Gücü-2 [2]

Sürücünün verdiği direksiyon çevirme kuvveti, sadece durağan manevralar baz alındığı zaman geçerli bir tasarım kriter girdisi olarak alınabilir. Dinamik manevralarda ise, manevra boyunca geçen zaman ve sürücünün gücü sistem girdisi olarak göz önüne alınmalıdır. Şekil 4.3, çok genel olarak erkek bir sürücünün uyguladığı güç eğrisini göstermektedir. Fakat bu eğri, kabin içindeki koltuk paketleme parametresinden bağımsızdır.



Şekil 4.3. Dümenleme Gücü Eğimi [2]

Maksimum direksiyon çevirme kuvveti ve uygulanabilir dümenleme gücü kompleks değişkenler olup aşağıdaki faktörler tarafından etkilenmektedir.

- Koltuk (oturma) paketlemesi
- Koltuk yapılanması
- Direksiyon simidi çapı
- Direksiyon kolunu açısı

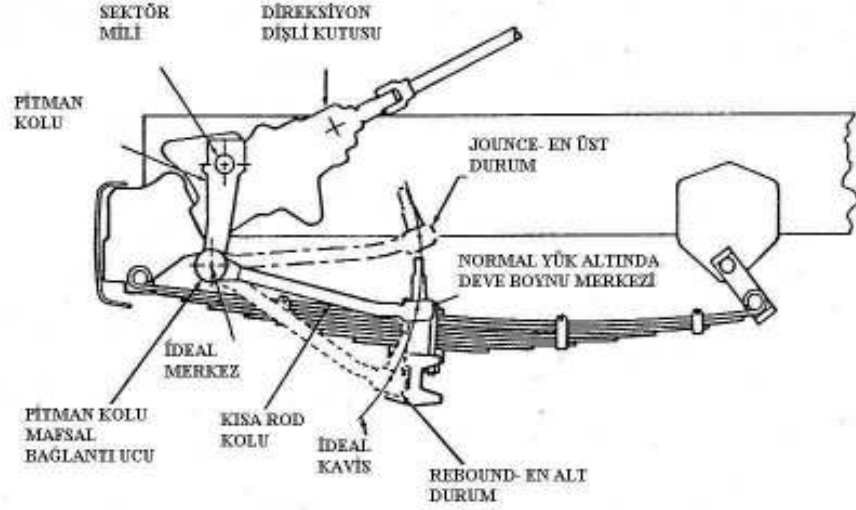
4.3. ARAÇ ÖN SÜSPANSİYONU

Ön süspansiyon sadece direksiyon sistemini etkilemez ayrıca geometrik uygunluğun sağlanabilmesi için bağlantı elemanlarına göre tasarım yapılmalıdır. Bu bölüm bu ilişkinin detaylarını anlatacaktır.

4.4. DİREKSİYON SİMİDİ DÖNMESİ

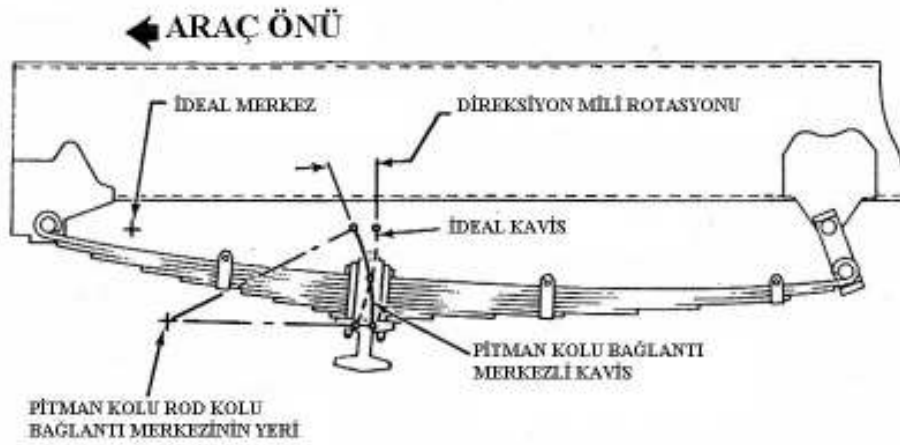
Kamyon belirli bir yolda giderken ön dingil ve buna bağlı tüm parçalar, yoldaki çukur ve yükseltilere bağlı olarak ön yayların (makaslar) eğilmesi ile beraber aşağı ve yukarı doğru hareket ederler. Bu hareketlerin rotası ‘SAE J788a Manual on Design and Application of Leaf Springs’ de tanımlanan 3’lü bağlantı mekanizması tanımına uygun olarak ön yaprak yayları takip etmektedir. Burada ilgilenilecek olan önemli nokta, deve boynu bağlantı noktasının yaptığı gezinme kavisini ve Şekil 4.4’ de gösterildiği gibi bu kavisin merkezidir. Yoldaki tümsek ve çukurlardan dolayı direksiyon simidinin dönmesinin engellenmesi için yapılması gereken; pitman kolu-kısa rod bağlantı noktasının deve boynunun çizdiği kavisin merkezine konumlandırılmasıdır. Eğer bu şart sağlanırsa, pitman kolu hiç bir şekilde ön yayların yaptığı gezinmelerden dolayı hareket etmeyecektir. Bu şartın sağlanmadığı durumlarda yayların yapacağı gezinmeden pitman kolu etkilenecek, bu etki direksiyon kutusu üzerinden direksiyon simidine dönme hareketi olarak geçecektir. Şekil 4.5 ve Şekil 4.6 üzerinde yapılacak olan dikkatli

SÜSPANSİYON HAREKETLERİ DAHİLİNDE KISA ROD KOLU VE PİTMAN KOLU BAĞLANTI MERKEZİNİN HAREKETİ



Şekil 4.4. Kısa Rod Kolu ve Pitman Kolu Hareketi [5]

EN ÇOK KARŞILAŞILAN DİREKSİYON SİMİDİ DÖNME HAREKETİ

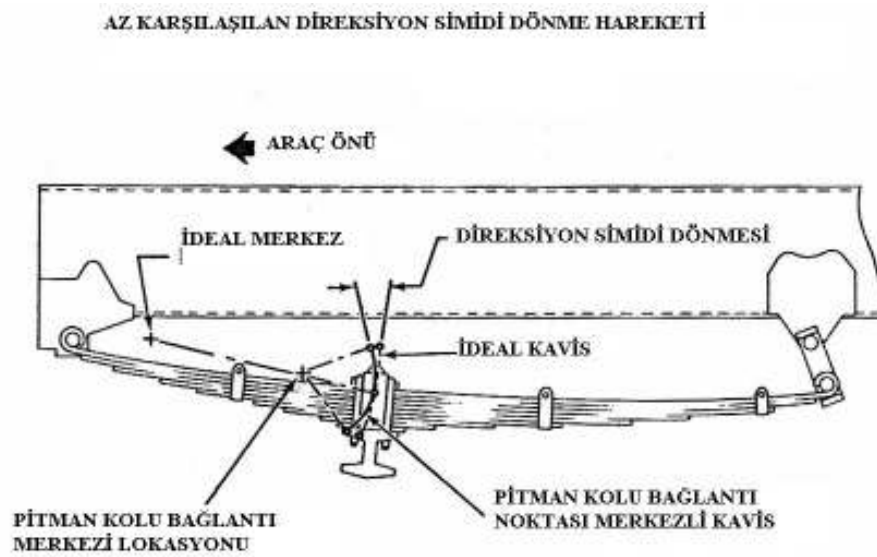


Şekil 4.5. En Çok Karşılaşılan Direksiyon Dönme Hareketi [5]

çalışma, Şekil 4.5'deki kavis sapmasının Şekil 4.6 ya göre daha somut direksiyon simidi dönme etkisi yapacağını göstermektedir. Çizelge 4.1 bu durumu anlatmaktadır.

AKS VE SÜSPANSİYON HAREKETİ	DİREKSİYON SİMİDİ POZİSYONU	FARKEDİLEN DİREKSİYON SİMİDİ ROTASYONU
JOUNCE (EN ALT)	DİREKSİYON SİMİDİ 5° SAĞA DÖNER	5° SAĞ
REBOUND (EN ÜST)	DİREKSİYON SİMİDİ 5° SOLA DÖNER	5° SOL
		TOPLAM 10°
AKS VE SÜSPANSİYON HAREKETİ	DİREKSİYON SİMİDİ POZİSYONU	FARKEDİLEN DİREKSİYON SİMİDİ ROTASYONU
JOUNCE (EN ALT)	DİREKSİYON SİMİDİ 5° SAĞA DÖNER	5° SAĞ
REBOUND (EN ÜST)	DİREKSİYON SİMİDİ 5° SOLA DÖNER	5° SAĞ
		TOPLAM 5°

Çizelge 4.1 Direksiyon Dönme Etkisi Tablosu [5]



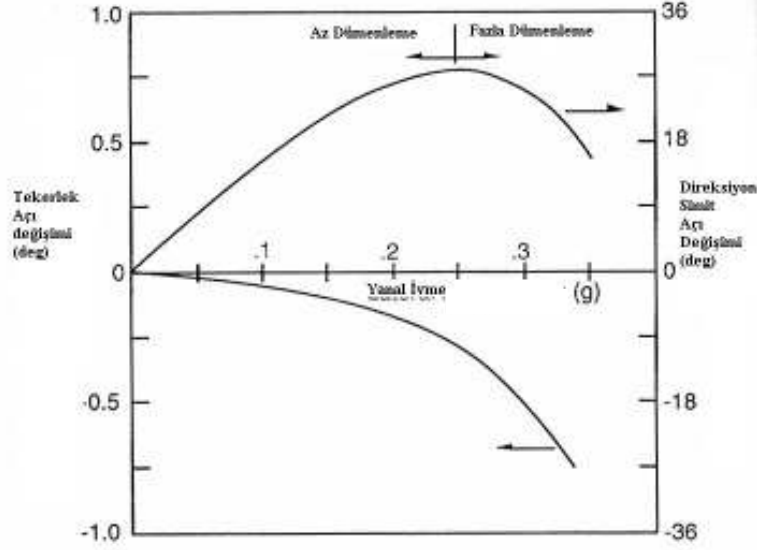
Şekil 4.6. Az Karşılaşılan Direksiyon Simidi Dönme Hareketi [5]

4.5. ELASTİKİYET DÜMENLEMESİ

Bundan önceki bölümde, aracın düz yolda sürüşü esnasında ön süspansiyona etkisi ile direksiyon simidindeki dönme hareketi incelenmiştir. Elastik dümenlenme hakkındaki bu bölümde, ön süspansiyon sistemi ile direksiyon sistemi arasındaki ilişkinin araç davranışından kaynaklanan kuvvet girdisi açısından etkileşimi anlatılacaktır. Anlatılan bu durumun olduğu şartlar, aracın bir dönüş esnasında merkezkaç kuvvetlerin etkisi ile dönüş yarıçapı içindeki tekerleklerdeki yükün dış tekerleklere aktarıldığı, şasi ile dingil arasındaki bağıl hareketten dolayı dış taraftaki yayın sıkıştığı iç taraftaki yayın ise açıldığı zamanlardır. Bu durum olduğu zaman, deve boynu bağlantı merkez noktasının yeri şasiye göre normal yükleme şartlarına göre değişir. Bu yer değiştirme esnasında deve boynu bağlantı merkezi pitman kolu bağlantı merkezli kavisi takip eder, çünkü sürücü aracı bir dönme yarıçapında tutmaya çalışmaktadır. Eğer, pitman kolu bağlantı merkezi, deve boynu bağlantı merkezinin çizdiği merkez üzerinde değilse tekerlekler dönecektir. Çünkü deve boynu bağlantı merkezi ideal kavisinden sapacaktır. Eğer tekerlekler daha fazla dönüyorsa buna, “fazla dümenleme”, az dönüyorsa “az dümenleme” denmektedir.

4.6. AZ DÜMENLEME

Bir aracın kararlı viraj alabilme performansı direksiyon simidinden ölçülen ‘az dümenleme değişim ölçüsü’ tarafından karakterize edilir. Çünkü, direksiyon sistemindeki elastikiyetler direksiyon simidinden verilen hareketin tekerleklere giderken sapmasına sebep olur. Şekil 4.7 direksiyon simidinden ölçülen tekerlek açısı değişim ölçüsünü göstermektedir. Bu grafik, hidrolik direksiyon sistemine sahip bir kamyonun sol ön tekerleğine aittir.[1]



Şekil 4.7. Az Dümenleme [1]

Araç, yaklaşık olarak 150 derece/g kadar olan bir az dümenleme karakterine sahiptir (direksiyon simidinde). Direksiyon kutusunun 36:1 indirgenme oranı olduğu düşünülürse bu değer tekerleklerde 4° (derece)'ye tekabül eder. Buna rağmen, tekerleklerden ölçülen bağımsız değerlere bakıldığı zaman tekerleklerde dümenlemenin sifıra yakın olduğu anlaşılmaktadır. Bunun sebebi ise direksiyon sistemindeki elastikyetlerdir.

Direksiyon sisteminin katkısı ön dingil yüküne ve kaster açısına bağlıdır. Yanal kuvvetlerin ve toplama (düzeltme) torklarının dominant (dikey kuvvet etkilerinin ihmal edildiği zaman) olduğu zaman, az dümenleme etkisi şu şekilde formüle edilebilir.

$$K_{STRNG} = \frac{W_F (rv + p)}{K_{SS}}, \quad (4.1)$$

Burada

K_{strng} = Direksiyon sistemindek az dümenleme artışı (deg/g),

W_f = Ön dingil yükü (lb),

r = Tekerlek yarıçapı,

p = Düzeltme torku ile ilişkili pnomatik peten(trail) (inch),

v = kaster açısı (rad),

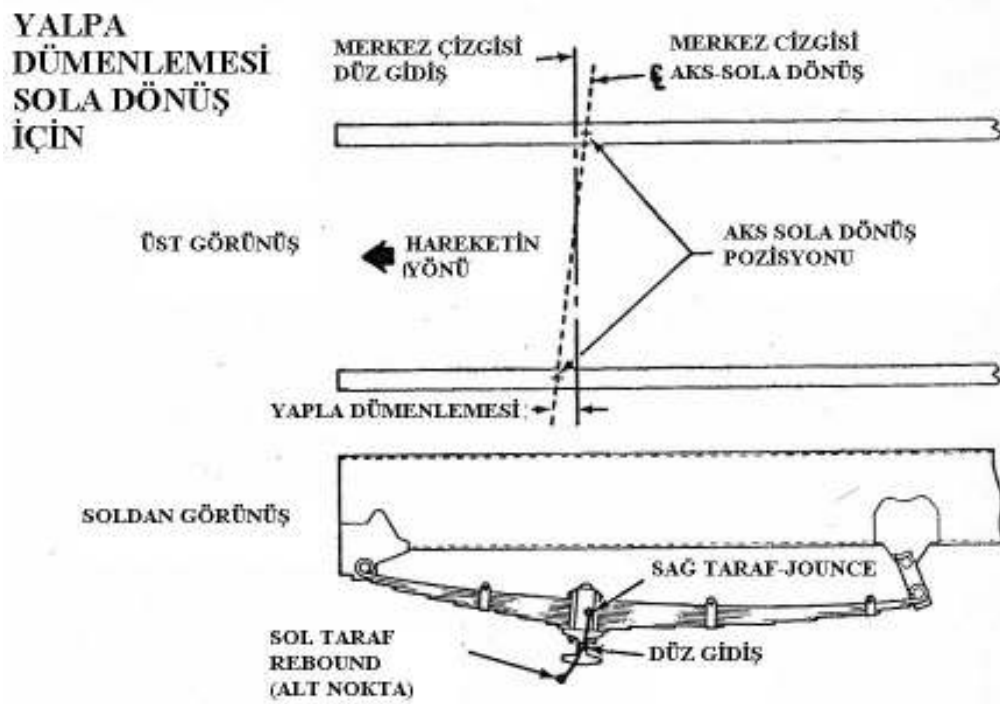
K_{ss} = dümenleme sertliği (stiffness) (inch-lb/deg) direksiyon simidi ile tekerlek arasında.

Yukarıdan görüleceği gibi, kaster açısı ve toplama torkları etkileri az dümenlemeye katkıda bulunmaktadırlar.

4.7. DİNGİL YALPA DÜMENLEMESİ

Şu ana kadar, ön süspansiyon sistemi hareketlerinin direksiyon sistemine etkileri, direksiyon simidi dönmesi, tekerlerin dönüş açılarının değişimleri incelenmiştir. Bunlara ek olarak, bu bölümde bir başka etki mercek altına alınacaktır. Eğer bir ön makasın ön gözü, makas merkez çizgisi üzerinde ise, normal yükte sıfır kamber açısına sahip ise dingilin maksimum yere düşme ve yerden kalkma durumunda öne ve arkaya doğru yaptığı hareketler birbirine eşittir. Aşağıdaki şartlardan biri oluşur ise, sağ ve sol taraftaki ileri ve geri hareket simetrisi bozulacaktır. Bunlar; a) ön göz yay ana merkez çizgisinin aşağısında veya yukarısında ise b) yay eğimli ise c) yayın pozitif veya negatif kamberde olması şartlarıdır.

Süspansiyon tasarımının ve bu tasarımın direksiyon sistemini üzerindeki etkisinin görüleceği ilk durum araç dönüşlerinde olacaktır. Daha önce anlatıldığı gibi dönüş kuvvetleri araç dönüş çapı iç tarafında bulunan yükleri dış taraftaki tekere doğru kaydırmaktadır. Bu durumun sonucunda aşağıdaki şekilde görüleceği gibi dingilin dönüşü meydana gelmektedir. Şekil 4.8 aracın sola doğru dönüşündeki dingil kaymasını göstermektedir. Bu gösterim, pozitif kamber açılı, arka şasi bağlantısı çok az bir şekilde



Şekil 4.8. Yalpa Dümenlemesi [5]

aşağıya doğru eğimli ve yukarıya doğru çevrilmiş gözlü tipik bir ön yayı resmetmektedir. Bu ön süspansiyon geometrisi “az dümenleme” sonucu ortaya çıkartacaktır.

Aynı zamanda arka aks süspansiyon geometrisi de negatif kamber, yukarı eğimli arka bağlantı ve aşağıya dönük göz yapısı ile beraber “az dümenleme” ve “yalpa dümenlemesi” ne sahip olabilir.

4.8. YAY KAPANMASI

Bu bölümde, deve boynu bağlantı merkez konumunun sert frenleme durumlarında aracın yönel stabilitesine etkileri anlatılacaktır. Araç frenleri uygulandığı zaman, frenlemeden oluşan tork ön yaylar tarafından emilir ve ön yaylar Şekil 4.9’ daki

gibi katlanır. Yaylar döndüğü anda yayın altında kalan parçalar ve dönme merkezi yer değiştirir. Deve boynu bağlantı merkezli dönme merkezinde ise, yaprak katlanmasından dolayı direksiyon sistemine bir etki olmayacaktır.

Eğer, deve boynu bağlantı merkezi dönme merkezinde değil ise, bu hareket aşağıdaki etkilerden birini yapacaktır. Eğer, sürücünün verdiği kuvvet veya düşük sistem verimleri rod kolunun sabit konumda kalmasına sebep oluyorsa, deve boynu bağlantı noktasında yer değişikliği tekerleklerdeki açı değişikliğine yol açmaktadır. Eğer ki rod kolu sabit konumda tutulmuyorsa, deve boynu hareketi sonucu direksiyon simidi hareketi ortaya çıkacaktır.

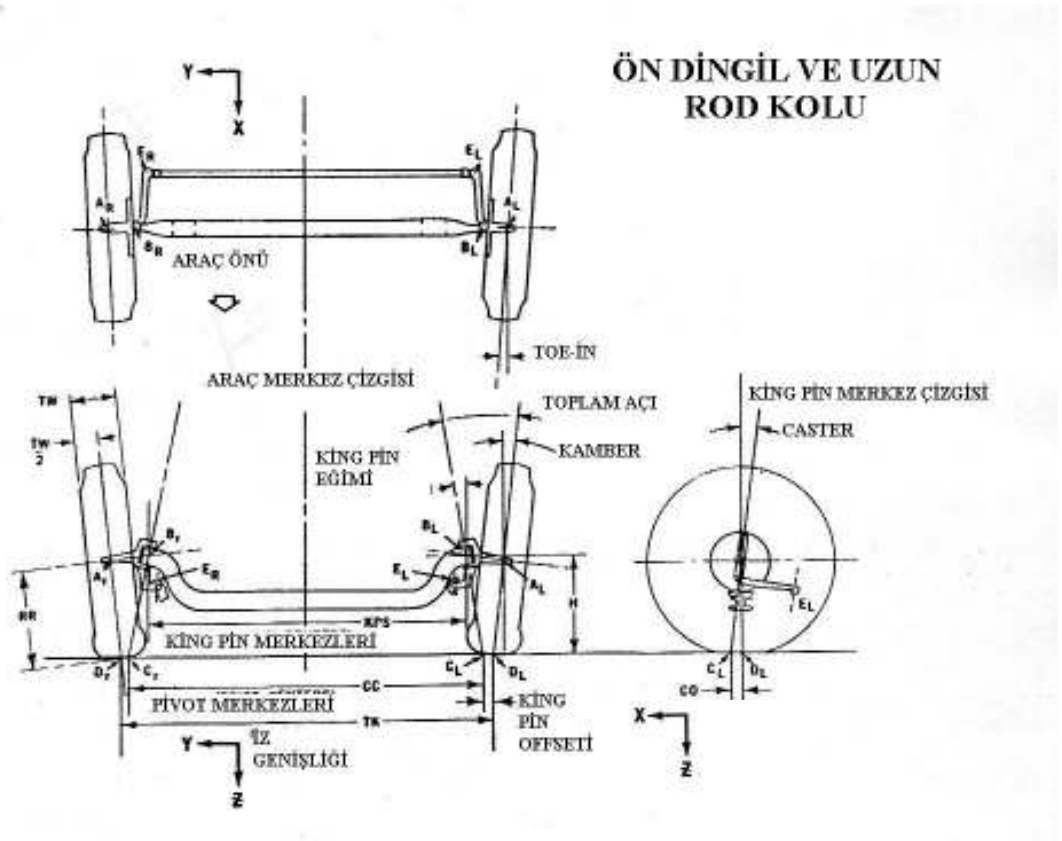


Şekil 4.9. Yay Kapanması [5]

Simetrik olmayan yaylar simetrik olan yaylara göre makas katlanmasından dolayı daha fazla problem ortaya çıkartmaktadır. Makas katlanması aynı zamanda uzun rod kolunun hareketine sebep olur. Bu sebeple motor, egzoz veya diğer sistemlerin tasarımı yapılırken uzun rod kolu ile aralarındaki mesafeler göz önüne alınmalıdır.

4.9. ÖN DİNGİL GEOMETRİSİ

Şekil 4.10 ön dingil ve uzun rod kolunun geometrik karakteristiklerinin resimsel gösterimidir. Bu özelliklerden 5 tanesi bu bölümde incelenecektir. Bunlar; kamber, toe-in, kaster, King-Pin eğikliği ve King-Pin kaçıklığıdır. Bu özellikler dinamik karakteristiği, araç kararlılığını, direksiyon kuvvetlerini ve direksiyon toplamasını etkilemektedir.[4]



Şekil 4.10. Ön Dingil ve Uzun Rod [2]

4.9.1. KAMBER

Kamber, lastiğin yere göre eğikliğinin açı cinsinden değeridir ve lastiklerin üst taraflarındaki mesafenin alt tarafa göre fazla olduğu durumda pozitifdir. Kamber açısına sahip olan tekerlek lastiğin eğimli yatay ekseni ile yer ekseninin kesiştiği nokta etrafında yuvarlanmak ister. Bu yüzden, kamber açısı verilmiş bir tekerlek dosdoğru yuvarlanmak için zorlanmalıdır. Aksi takdirde her iki tekerlekde kamber açıları eşit ise geri getirici/kontrol kuvvetlerin balanssızlığı oluşur.

Kamber var olduğu zaman, kontrol altına alınmış lastik sürüklenmeye başlar, çünkü geometrik dönme eğilimi lastiğin yatay ekseni ile yer ekseninin kesiştiği çember içinde yalpa yaptığı zaman, yol üzerindeki düz rotayı takip etmelidir. Bu yüzden '0' kamber açısı sürüklenmeden dolayı meydana gelen lastik aşınmaların aşılması istenen bir durumdur. Eğer ki imalat hattında kamber açısı '0' olarak ayarlanırsa, rulman açıklıkları, dingil eğilmeleri aracın saha operasyonlarında negatif kamber oluşmasına sebep olacaktır. Kamber açısının yükmeden dolayı değişmesinden dolayı fabrika çıkışında ön dingile ufak derecelerde kamber açısı uygulanır. Bu da aracın ön dingil kamber açısının sahada yük altında kullanılırken '0' dereceye eşitlenmesini sağlar.

İmalat şartlarından kaynaklanan durumlardan, yol karakterlerinden özel tasarım isteklerinden dolayı zaman zaman, sağ ve sol dingil uçları için farklı kamber açıları tasarlamak avantajlı olabilmektedir.

4.9.2. KASTER

Kaster açısı, araç yan görünüşünden bakıldığı zaman King-Pin'in araç dik eksenine göre yaptığı eğimdir. King-Pin üst kısmı araç arkasına doğru eğimli ise kaster pozitifdir. Bu lastik-yer dokunma noktası boyunca King-Pin eksenlerinin tahmini kesişme yerine geçen geriye olan bu eğim, aracın düz sürüş durumlarında süspansiyonda kendiliğinden toplama momenti oluşturur ve sistemdeki titreşimi artırır. Bu yüzden, yol kararlılığı, direksiyon kuvvetleri ve dinamik karakteristikler arasında

kaster açısı bazında bir denge oluşturulmalıdır. Frenleme esnasındaki makas katlanmasından dolayı pozitif kaster açısının azalacağı da unutulmamalıdır.

4.9.3. TOE-İN

Toe-in ön tekerleklerin önleri ile arkaları arasındaki mesafeler arasındaki ilişkidir. Ön taraftaki mesafenin daha az olduğu durum Toe-in'dir. Araçtaki bu mesafe farkı yolda koşan aracın Toe-out eğilimine engel olmak için tasarım edilmiştir. İstenilen miktardaki Toe-in, aracın normal sürüş halindeki ön tekerleklerin önleri ile arkalarındaki mesafelerin eşitlenmelerini sağlayacak şekilde olmalıdır ve bu durum tekerlek aşınması olmadan bir yuvarlanma aksiyonu sağlayacaktır.

4.9.4. KING-PİN EĞİMİ

King-Pin eğimi, King-Pin in dik eksene göre iç eğikliğidir. Bu süspansiyon parametresinin direksiyon kuvvetlerine ve direksiyon toplamasına etkisi vardır. Araç ön tekerlekleri eğimli King-Pin etrafında döndüğü zaman araç ön tarafı havaya kalkacaktır. Aracın ön tarafının havaya kalkışı direksiyon kuvveti olarak anlaşılır. Bu da dönme gerçekleştirildiği zaman olur ve direksiyon simidi serbest bırakıldığında geri getirici kuvvet olarak kendisini gösterir.

4.9.5. KING-PİN OFFSET

King-Pin eksenini ve yer ekseninin kesişimi ile lastik izdüşümü arasındaki mesafeye denmektedir. Ön dingil ucundaki bu parametre durağan dümenleme açısından büyük önem taşımaktadır. Eğer King-Pin offseti olmasaydı, durağan halde lastikler King-Pin izdüşümü etrafında sürüklenmek zorunda kalacaklardı. Bu da çok fazla direksiyon kuvvetini ortaya çıkartacaktı. Buna rağmen, eğer King-Pin açısı ön süspansiyon geometrisine eklenirse, araç durağan halde olsa bile tekerlekler King-Pin eksenini ile yer ekseninin kesiştiği nokta etrafında dönme eğilimine girecektir

Bu da, yuvarlanma/dönme ile sürüklenmenin birleştiği ortak bir aksiyon olarak ortaya çıkacaktır ve durağan haldeki direksiyon kuvvetlerini azaltacaktır.

Yuvarlanma kuvveti de King-Pin offset'in den etkilenmektedir. Yuvarlanma direncinden ve viraj dönme kuvvetlerine ait dinamik tekerlek kuvvetlerinden, hareket eden bir kamyonunda tekerlekler döndürüldüğü zaman King-Pin offsetinin moment kolu boyunca etki eden sonuç kuvvetler doğmaktadır. Bu kuvvetlerin ise, tork girdisi tarafından üstesinden gelinmesi gereken momentler oluşturması gerekmektedir.

King-Pin offseti aynı zamanda direksiyon sistemine iletilen kuvvet ve momentleri etkilemektedir. Frenleme kuvveti ve yoldan gelen şoklar ile ilişkili olarak moment kolu olması açısından diğer alt sistemler ile de ilgilidir.

5. DİREKSİYON SİSTEMİ KUVVETLERİ VE MOMENTLERİ

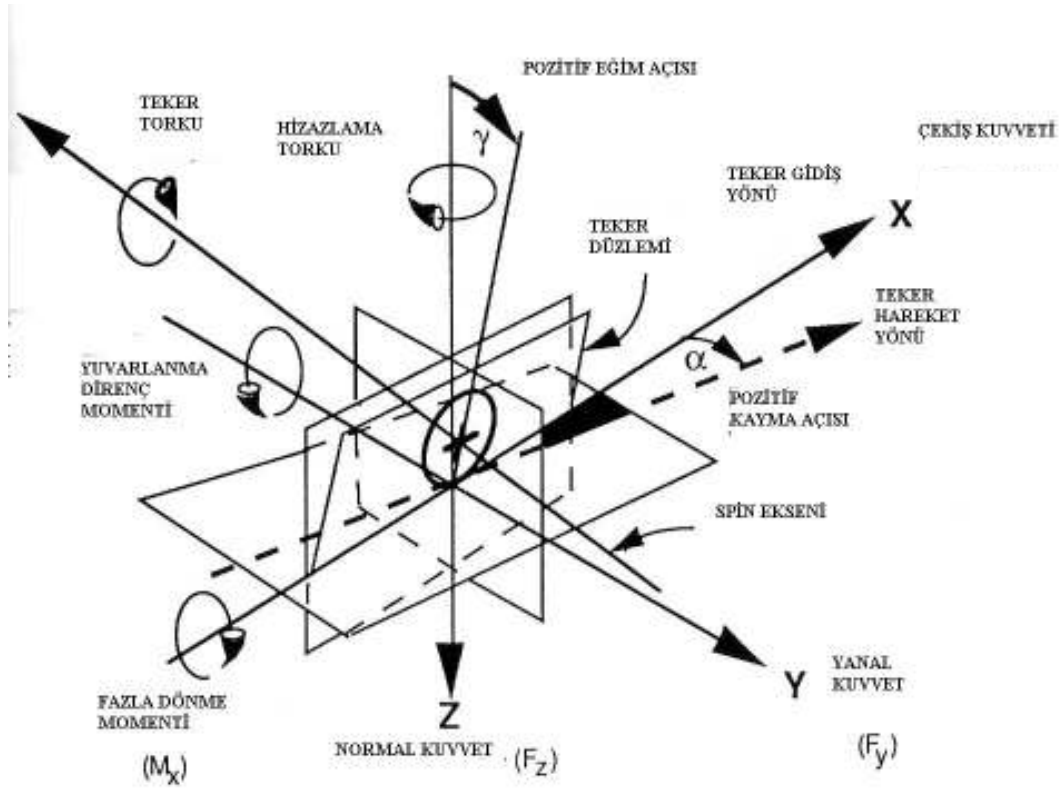
Direksiyon sisteminde oluşan kuvvetler ve momentler lastik yol etkileşiminden kaynaklanır. SAE, Şekil 5.1' de gösterildiği gibi, lastikte oluşan kuvvetleri tanımlamak için bir eksen sistemi seçmiştir. Kuvvetler yer ile temasın merkezinde ölçülmektedir ve direksiyon tepkilerini analiz etmeye yarayan kullanışlı bir temele dayanmaktadır.

Lastik üzerinde oluşan yer tepkileri, aşağıda gösterildiği şekilde 3 çeşit kuvvet ve moment ile tanımlanmaktadır.

Normal kuvvet	Hizalama torku
Tractive (çekici) kuvvet	Yuvarlanma direnci torku
Lateral (yanal) kuvvet	Aşırı dönme torku

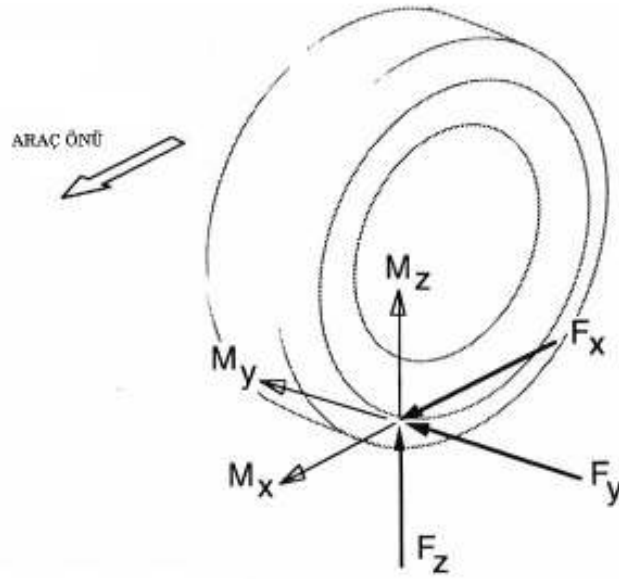
Önden çekişli araçlarda, tahrik (drive) torkundan dolayı ilave bir tork daha ortaya çıkar. Bu konu ise bu çalışmada anlatılmayacaktır.

Direksiyon sistemindeki tepkiler, tekerlek direksiyon açısını kontrol etmeye karşı koymak zorunda olan ve direksiyon ekseninde üretilen moment ile tanımlanabilir.



Şekil 5.1. SAE Lastik Kuvvet ve Moment Eksenleri [1]

Sonuçta, direksiyon sistemi bağlantıları vasıtası ile etkide olan sağ ve sol tekerleklerden gelen momentlerin toplamı, sürücünün direksiyon simidinde hissettiği torku açıklar.



Şekil 5.2. Sağ Tekerleğe Etki Eden Kuvvet ve Momentler [1]

Şekil 5.2 sağ tekerde etkili olan 3 çeşit kuvvet ve momenti göstermektedir. Her biri, direksiyon sistemindeki etkilerini göstermek amacı ile ayrı olarak incelenecektir.[1]

5.1. DİKEY KUVVETLER

F_z , dikey yük, tekerlekte yukarı doğru etkir ve SAE tarafından pozitif kuvvet olarak kabul edilir. Direksiyon eksenini saptırıldığı için, F_z 'in tekerleği döndürmeyi sağlayan momenti üreten bir parçası da vardır. Moment hem kaster hemde yanal eğiklik açılarından ortaya çıkar. Küçük açılar kabul edilerek ve tekerleğin döndüğündeki kavisi ihmal edildiğinde her ikisinin toplam momenti aşağıdaki formülle hesaplanabilir.

$$M_V = -(F_{zl} + F_{zr})d \cdot \sin \lambda \cdot \sin \delta + (F_{zl} - F_{zr})d \cdot \sin \lambda \cdot \cos \delta, \quad (5.1)$$

Burada

M_V = Sol ve sağ tekerleklerden toplam moment,

F_{zl}, F_{zr} = Sol ve sağ tekerleklerdeki dikey yük,

d = Yerdeki yanal offset,

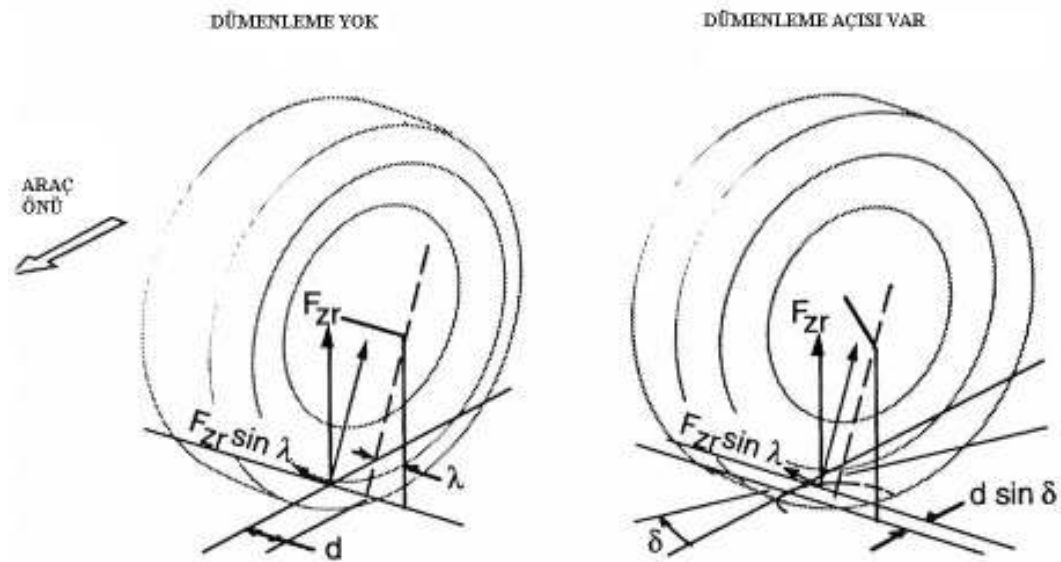
λ = Yanal eğiklik açısı,

δ = Dönme açısı,

ν = Kaster açısı.

Yukardaki denklemin sağ kısmındaki ilk ifade yatay eğiklik açısından ve diğeri de kaster açısından kaynaklanmaktadır. Bu momentlerin her birinin kaynağı yanal eğiklik açısı ve kaster açısının etkilerinin ayrı ayrı göz önüne alınmasıyla daha kolay anlaşılabilir.

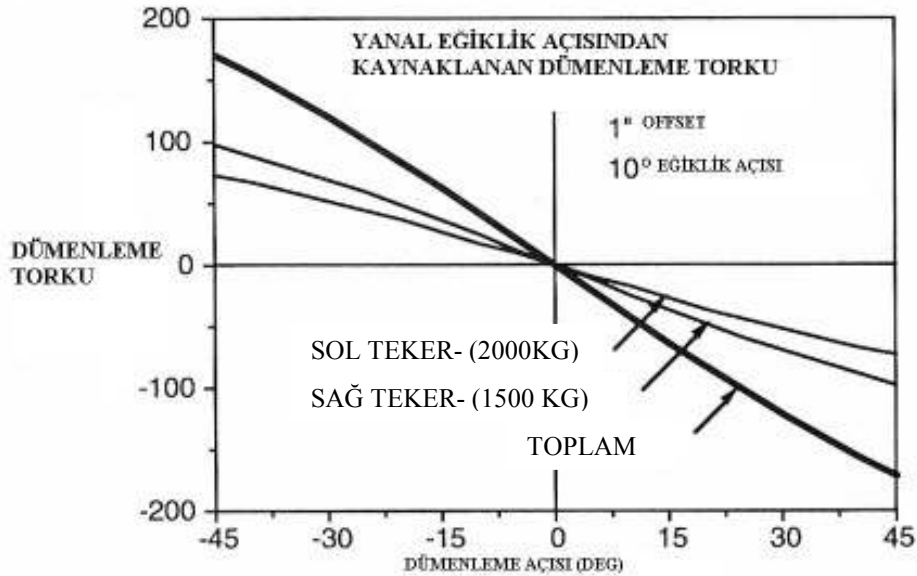
Şekil 5.3'de gösterilen yanal eğiklik açısına etkiyen dikey kuvvetin bileşeni $F_{zr} \sin \lambda$ 'dir, ki bu tekerlek döndürüldüğünde ' $d \sin \delta$ ' kadar moment kolunda yanal



Şekil 5.3. Dikey Kuvvet Tarafından Üretilen Eğim Açısına Etki Eden Moment [1]

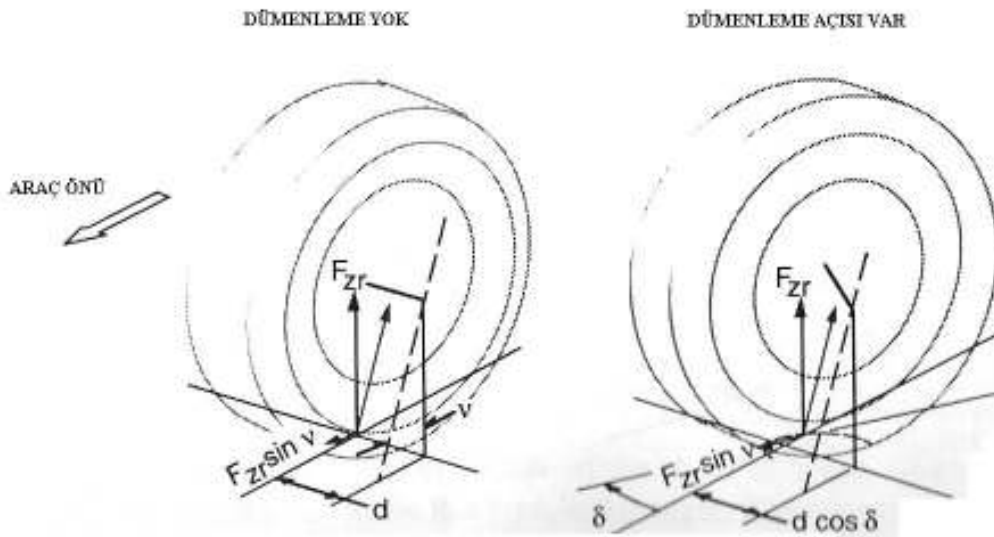
olarak etkir. Dönme açısı sıfırda moment sıfırdır. Dönme açısıyla birlikte, sol ve sağ tekerlekler üzerindeki momentler birlikte merkez momenti oluşturur. Şekil 5.4'de görüldüğü gibi net moment yüklerle orantılıdır. Fakat sol ve sağ yük balanssızlığından bağımsızdır. Simit döndürüldüğünde, aracın her iki tarafı kalkar, bir etki sıklıkla merkez momentinin kaynağı olarak tanımlanır.

Kaster açısı, sinüs açı kuvvet bileşenini ortaya çıkarır, $F_{zr} \cdot \sin \delta$, Şekil 5.5'de görüldüğü gibi kuvvet kolunda 'd.cos δ ' öne doğru nominal olarak etkir. Şekil 5.6'da görüldüğü gibi sol ve sağ tekerlekler üzerindeki momentler ters yönlüdür ve bağlantılar boyunca birbirlerini dengelerler. Balans eş sağ ve sol tekerlek yüklerine bağlıdır. Bu yüzden, kaster açısındaki yük tekerlek yatıklığını etkiler ve yük veya asimetrik geometriden dolayı oluşan balanssızlık direksiyonda çekmenin oluşmasına neden olabilecektir. Dönme açısıyla, dingilin bir kenarı kalkar ve diğer tarafı düşer. Şöyle ki üretilen net moment aynı zamanda sol ve sağ tekerlek yüklerini etkilemesinden ötürü ön süspansiyonun yalpa sağlamlığına da bağlıdır.

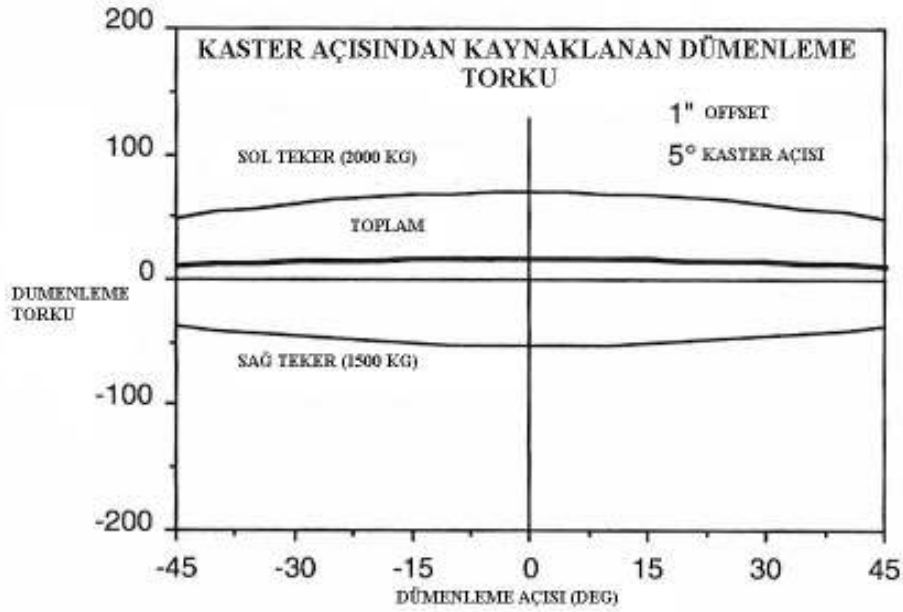


Şekil 5.4. Yanal Eğiklik Açısından Kaynaklanan Dümenleme Torku [1]

- $Tork = -(F_{z1}+F_{zr}).d \sin\lambda \cdot \sin\delta$
- Dönüş olduğu zamanki aks kaldırması
- Sol-sağ yük farkları tarafından etkilenmeyenler
- Tork gradyeni aşağıdakilere bağlıdır.
 - Yerdeki tekerlek offseti
 - Eğim açısı
 - Aks yükü



Şekil 5.5. Kaster Açısı İle Etki Eden Dikey Kuvvetlerin Momenti [1]



Şekil 5.6. Kaster Açısından Kaynaklanan Dümenleme Torku [1]

- $Tork = (F_{z1} - F_{z2}) \cdot d \cdot \sin \nu \cdot \cos \delta$
- Dönüş olduğunda aks yuvarlanması
- Sağ-sol yük dengesizliklerine hassasiyet (yük veya yay asimetrisi)
- Tork değişim ölçüsü aşağıdakilere bağlıdır.
 - Yerdeki tekerlek offseti
 - Kaster açısı
 - Dönüşlerde sağ-sol yük farkı
 - Ön ve arka süspansiyonlar yuvarlama sertliği
 - Süspansiyon yuvarlama merkez yüksekliği
 - Ağırlık merkezi yüksekliği
 - Yanal ivmelenme seviyesi

5.2. YANAL KUVVETLER

Lastik merkezine etki eden F_Y yanal kuvveti Şekil 5.7’de görüldüğü gibi kaster açısından kaynaklanan boylamasına offset ile bir moment üretir. Üretilen net moment:

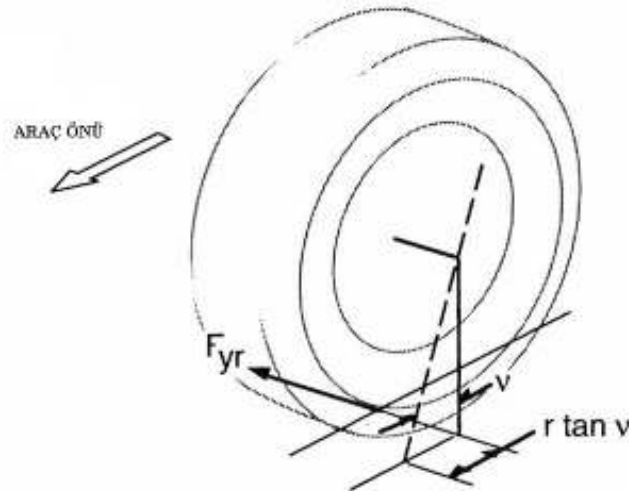
$$M_L = (F_{yl} + F_{yr}) \cdot r \tan v, \quad (5.2)$$

Burada

F_{yl} = Sol ve sağ tekerlekteki yanal kuvvetler (sağa göre pozitif),

r = Tekerlek yarıçapı.

Yanal kuvvetler genel olarak dönüş açısı ve dönüş şartlarına dayanır ve pozitif kaster ile aracı dönüş dışına doğru çevirmeye çalışan bir moment üretir.



Şekil 5.7. Yanal Kuvvet tarafından Ortaya Çıkan Dümenleme Momenti [1]

5.3. HİZALAMA TORKU

M_z hizalama torku dikey olarak etkir ve dönüş eksenine paralel etkiyen bileşenlere ayrılabilir. Şiddetlerde herhangi bir değişiklik olmadan momentler dönüşebildiği için net moment için denklem.

$$M_{AT} = (M_{zl} + M_{zr}) \cos \sqrt{(\lambda^2 + \nu^2)} , \quad (5.3)$$

Burada

M_{Azl} ve M_{zr} sol ve sağ tekerleklerdeki hizalama torklarıdır.

Normal sürüş şartlarında, hizalama torkları daima herhangi bir dönüş hareketine direnç göstermek için etkide bulunurlar. Sadece çok sert frende buna zıt bir hareket gösterirler.

5.4. YUVARLANMA DİRENCİ MOMENTİ, AŞIRI DÖNÜŞ MOMENTİ

Çoğunlukla bu momentler dönüş eksenine civarına etkiyen bir sinüs açılı komponente sahiptir. Bunlar tali derecede etkilerdir ve direksiyon sistem tork analizlerinde genellikle ihmal edilirler.

6. DİREKSİYON SİSTEMİ TASARIMI PARAMETRELERİ

6.1 GENEL

Bundan önceki bölümlerde direksiyon sistemi tasarımı hakkında fikirler oluşturabilecek bilgiler vermiştir. Bu başlık altında ise geleceğin yeni kamyonları bakış açısı gösterilecek olup tüm sistemler arasındaki ilişkiler tanımlanacaktır. Bu inceleme, tüm aracı baz alarak direksiyon sistemi üzerine konsantre olacaktır fakat çok ayrıntılı tanımlamalara girmeyecektir.[5]

6.2. MANEVRA YAPABİLME

Manevra yapabilme hedefi dönüş yarıçapı ve tekerlek dönme açıları terimleri dahilinde çok iyi ifade edilebilmektedir. Dönüş yarıçapı aracın düz sürüş durumunda bir seferde ne kadar manevra yapabileceğidir. Örnek olarak, şehir içi sevkiyat yapan bir kamyonun iki şeritli bir sokaktan tek şeritli bir sokağa tek seferde dönebilmesi istenmektedir.

Farklı dingil açıklıklarının ve bunların farklı şekillerde kullanılmasından dolayı uygulanabilir bir tasarım hedefinin olması gereklidir. Bu sebepten, tekerlek dönme açılarının tüm dingillere göre fren, lastik, jant ve diğer ilgili sistem göz önüne alınarak tasarlanması gereklidir.

6.3. DİREKSİYON KUVVETLERİ VE SÜRÜCÜNÜN GÜCÜ

Statik park etme durumu da göz önüne alındığı zaman bu hedefin konulmasında ilgili özenin gösterilmesi gerektiği bilinmelidir. Kamyon kullanıcısı park esnasında kendisine gelen kuvvetleri azaltmak için genellikle yavaş hareketlerde bulunur. Bu yüzden durağan park etme kuvvetinin belirlenmesi esnasında 1 km/h hızının alınması gereklidir. Bu belirtilen hedef hızda direksiyon koluna gelen kuvvetin ölçülmesi gereklidir. Ama esasında en doğru ölçüm metodu sürücünün kuvvetinin ölçülmesidir. Bunlara ek olarak, direksiyon simidi dönme oranına ve araç hızına bağlı olarak 90 derecelik dönüşlerde ve otoban virajlarındaki direksiyon kuvvetleri hedef olarak alınabilir.

6.4. DİREKSİYON SİMİDİ TOPLAMASI

Kamyon bir dönüş yaptıktan sonra, dışarıdan hiç bir müdahale olmadan direksiyon simidinin toplaması gerekmektedir. Bu geri toplama aynı zamanda çok hızlı bir şekilde gerçekleşmemelidir. Bu durumun sübjektif olan doğasından dolayı ilgili

hedefi belirlemek için bir juri heyeti ve 1-10 arasında puanlama sisteminin kullanılması en doğru olan yöntemdir.

6.5. DİNAMİK KARAKTERİSTİKLER

Bir kamyonun direksiyon sistemi öyle bir şekilde tasarım edilecektir ki, bir manevra yapılırken kullanıcının dümenlemeye konsantre olmaması sağlanmalıdır. Juri cetvelindeki subjektif faktörler Şekil 6.1 de gösterilmiştir. Bunlar; yönsel kararlılık, yol şartlarına bağlı direksiyon simidi dönmesi, rüzgardan etkilenen gezinme, titreme, yanal ivmelenmeye bağlı olarak viraj alınırken şerit değiştirme ve frenleme anında yoldan sapmadır.

6.6. GÜVENİLİRLİK

Direksiyon sisteminin, sıcaklık, yağmur, çamur, kar gibi iklim şartları ve yol şartlarına bağlı olarak her durum altında tatmin edici karşılık vermesi gerekir. Herhangi bir sistem arızasında, aracın kontrolünde herhangi bir kayıp olmaması gerekmektedir ve bu arızanın sürücüye gösterge panelinde verilmesi gereklidir.

6.7. DAYANIKLILIK

Birinci dereceden güvenlik sistemi ve parçaları olması sebebiyle, direksiyon sisteminin dayanıklılık hedefinin “ömür boyu” olması gereklidir.

6.8. BAKIM GİDERLERİ

Operatörlerin işçilik ve yedek parça maliyetleri göz önüne alınarak belirlenecek en uygun bakım maliyet birimi kuruş/km’ dir. Bazı özel parçaların daha önceden tanımlanmış programlanmış ve programlanmamış bakım hedefleri olması lazımdır.

6.9. KUVVET VE YOL HİSSİYATI

Durağan ve dinamik direksiyon kuvvetlerine bağlı tatmin edici seviyede sürücü kabullenme seviyesini yakalamak için direksiyon tur sayısı-direksiyon kuvveti grafiğine ihtiyaç vardır. Bu grafik aracılığı ile, kontrol valfi, çalışma basınç seviyeleri ve parça ebatları belirlenebilir. Mevcut sistemlerin tecrübeli bir sürücü grubu tarafından test edilmesi ve Şekil 6.1 deki cetvele göre değerlendirilmesi uygun bir yöntem olacaktır.

JÜRİ DEĞERLENDİRME TABLOSU										
ARAÇ DEĞERLENDİRME OYLAMA SİSTEMİ										
KABUL EDİLEMEZ ← → SİVRİDA KABUL EDİLEBİLİR → → KABUL EDİLİR										
OYLAMA İNDEKSİ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ARAÇ PARÇALARI PERFORMANS DEĞERLENDİRİMİ	GİZLİ BELİT				SİVRİ CİCİBİ	ALTI SİVRİDA KABUL EDİLEBİLİR	UYGUN	TETİ	ÇOK TETİ	MÜKEMMEL
	ZAYIF		MÜŞTERİ ŞİKAYETİ							
DURUMU BELİRTEN MÜŞTERİ SINIFI	TÜM MÜŞTERİLER		ORTALAM MÜŞTERİLER		KİTİK MÜŞTERİLER			EĞİTİLMİŞ GÖZLEMÇİ		ALGILANAN MÜŞTERİ

Şekil 6.1. Juri Değerlendirme Tablosu [2]

6.10. SICAKLIK

Hortum ve sızdırmazlık elemanlarının dayanıklılık ömür hedeflerini belirlemek için maksimum sıcaklıkların saptanması gereklidir. Bu hedef doğrultusunda direksiyon

sistemi hortumları için soğutucu elemanların konulup konulmayacağı kararı verilmelidir.

Tam motor devrinde, tahliye valfi devrede iken, '0' bar basınç çıkışı olduğu durumundaki zaman ve sıcaklık eğrileri pompa tasarımı ve seçiminde önemlidir.

6.11. ÖN DİNGİL KONUMU VE ÖN SÜSPANSİYON

Daha önceden tasarım kriterleri olarak konulan hedefler doğrultusunda yapılacak ilk çalışma aracın genel bir paketleme yerleşiminin ortaya konulmasıdır. Bu bölümde ise ön dingil, süspansiyon ve kabin paketlemesinin direksiyon sistemi üzerindeki etkisinin büyüklüğü anlatılacaktır. Bunlardan birincisi ön dingilin konumu olacaktır.

Ön dingilin yeri ön yayların yerlerini belli edecektir. Ön yayların sabit gözünün direksiyon kutusuna göre konumlanmasının önemi büyüktür. Çünkü, kısa rod kolu düzgün geometrisi için sabit göz ile deve boynu bağlantı merkezi arasında çalışmalıdır. Bu yüzden direksiyon kutusu ön göze yakın bir yerde pozisyonlanmalıdır.

6.12. ÖN DİNGİL

Sağlanması gereken sistem parametrelerinden ikincisi ise ön dingilin geometrik özellikleridir. Bunlar daha önce belirtildiği gibi, kamber, kaster, toe-in, King-Pin eğimi ve jant offsetidir. Ön dingil tasarımı yapılırken bu parametreler için tipik değerler verilemez. Bu değerlerin ilk çalışmaları yapılırken daha önceki tecrübelerden ve sektördeki diğer paylaşılmış bilgilerden faydalanılması gereklidir.

Ayrıca, hangi dingil için hangi jant ve lastiğin kullanılacağı bilgisi daha önceden ön görülmelidir.

6.13. DİREKSİYON TURU VE ÖN İZ GENİŞLİĞİ

Dingil açıklığına bağlı olan dönüş yarıçapı için olan manevra yapabilme hedefinin, ön dingil konum ve geometrik özelliklerinin, direksiyon turunun ve dingil açıklıklarının bilinmesi yardımı ile artık Ackermann Geometrisi üzerine kurulu olan ‘ dönüş yarıçapı’ elde edilebilecektir. İlgili sistem mühendisi, direksiyon turlarını belirlerken her türlü süspansiyon hareketini ve tam sağ ve sol direksiyon turlarını göz önüne alarak ilgili sistemlerle olabilecek girişimleri hesaplamalıdır. Bunlar;

- Direksiyon kutusu
- Süspansiyon parçaları
- Amortisör
- Kabin montaj braketleri
- Diğer parçalar
- Metal parçalar
- Kısa rod kolu
- Fren körükleri
- Direksiyon sistemi parçaları
- Uzun rod kolu

6.14. UZUN ROD KOLU BAĞLANTISI

Uzun rod kolu tasarımı, Ackermann geometrisine yaklaşılmaması ve direksiyon turlarının sağlanması için gerekli olan geometrik bağlantı için düşünülmüştür.

6.15. VERİMLİLİK

Direksiyon sistemindeki verimlilik, sürücünün direksiyon simidi üzerinden verdiği torka bağlı olarak tekerleklerin dönmesini sağlayan yeterli torkun miktarıdır. Direksiyon sistemi aşağıdaki noktalarda verimliliğini kaybeder. ‘Direksiyon kolunu bağlantıları, direksiyon mili, U-jointler, direksiyon kutusu, mafsallar, ve King-Pin

rulmanları'dır. Çizelge 6.1' de görüleceği gibi tekil olarak parçalarda yapılan ufak verimlilik artışları toplam sistemde çok büyük bir verimliliğe dönüşür. Hiç bir sistemde sağ ve sola dönüşlerde simetrik verimlilik yoktur.

Sistem parçaların toplam verimliliği %12 arttığı halde, tüm sistem üzerindeki verimliliğin %180 arttığı değerlere bakıldığı zaman anlaşılmaktadır. Ayrıca, dingil başına gelen yük arttıkça verimliliğin azalacağı da bilinmelidir.

DİREKSİYON KOLON RULMANLARI	DİREKSİYON MİLİ U- JOINTS	DİREKSİYON KUTUSU	KISA ROD KOLU MAFSALLARI		KING-PIN YATAKLARI		UZUN ROD KOLU MAFSALLARI		TOPLAM SİSTEM VERİMİ
			PİTMAN KOLU	DEVE BOYNU	SOL	SAĞ	SOL	SAĞ	
0,85	0,85	0,70	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,19
0,90	0,90	0,75	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,32
0,95	0,95	0,80	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,53

Çizelge 6.1. Direksiyon sistemi parçaları verimleri ve toplam verime etkileri

6.16. BAĞLANTI ELEMANLARI ORANI

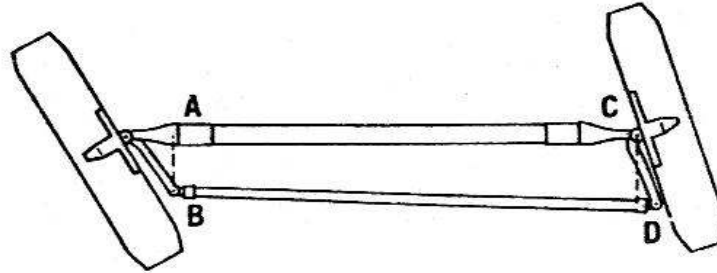
Ağır ticari araçlarda bulunan direksiyon sistemlerindeki bağlantı elemanlarından dolayı sağa doğru dönüş yaparkenki direksiyon çevirme kuvvetleri sola doğru olan direksiyon çevirme kuvvetlerinden daha fazladır. Doğal olan bu ilişkinin sebebi, Şekil 6.2 ve 6.3'de de gösterildiği gibi sağa ve sola olan dönüşlerde çolak kollar arasındaki etkin oran farkıdır. Çünkü, sağa doğru olan dönüşlerde uzun rod kolu oranı birden küçük, sola doğru olan dönüşlerde ise birden büyüktür. Sağ tekerleği çevirmek için gerekli olan sol tekerlekteki geriye kalan tork değeri sola olan dönüşe göre sağ tarafta daha büyük olacaktır. Bu yüzden, sağ tarafa olan dönüş için olan tork sol tarafa göre daha fazladır.

UZUN ROD KOLU BAĞLANTISI ÜZERİNDEKİ SAĞ VEYA SOLA
DÖNÜŞÜN ETKİSİ



SAĞA DÖNÜŞTE UZUN ROD BAĞLANTISI
BAĞLANTI ORANI = $CD/AB < 1$

Şekil 6.2. Uzun Rod Kolu Oranı-1



SOLA DÖNÜŞTEKİ UZUN ROD
BAĞLANTI ORANI $CD/AB > 1$

Şekil 6.3. Uzun Rod Kolu Oranı-2

7. ÜÇ DİNGİLLİ BİR ARACIN DİREKSİYON DAVRANIŞLARININ OBJEKTİF VE SÜBJEKTİF ÖLÇÜMLERLE BELİRLENMESİ

7.1. GENEL

Bu bölümde 3 dingilli bir kamyonun 'Sürüş, Yolda Tutabilme ve Dümenleme' açısından objektif ve sübjektif olarak değerlendirmesi yapılacaktır. Burada yapılacak olan objektif testlerde aracın hem kendi içinde mukayesesi hem de rakip araç ile

mukayesesi yapılacaktır. Bu bölümden önce anlatılan tüm bilgiler objektif ve sübjektif değerlendirmelere bir taban oluşturacaktır.

7.2. HEDEFLER

Bahis konusu olan testler ve göreceli değerlendirmeler aşağıdaki maddelere göre yapılacaktır.

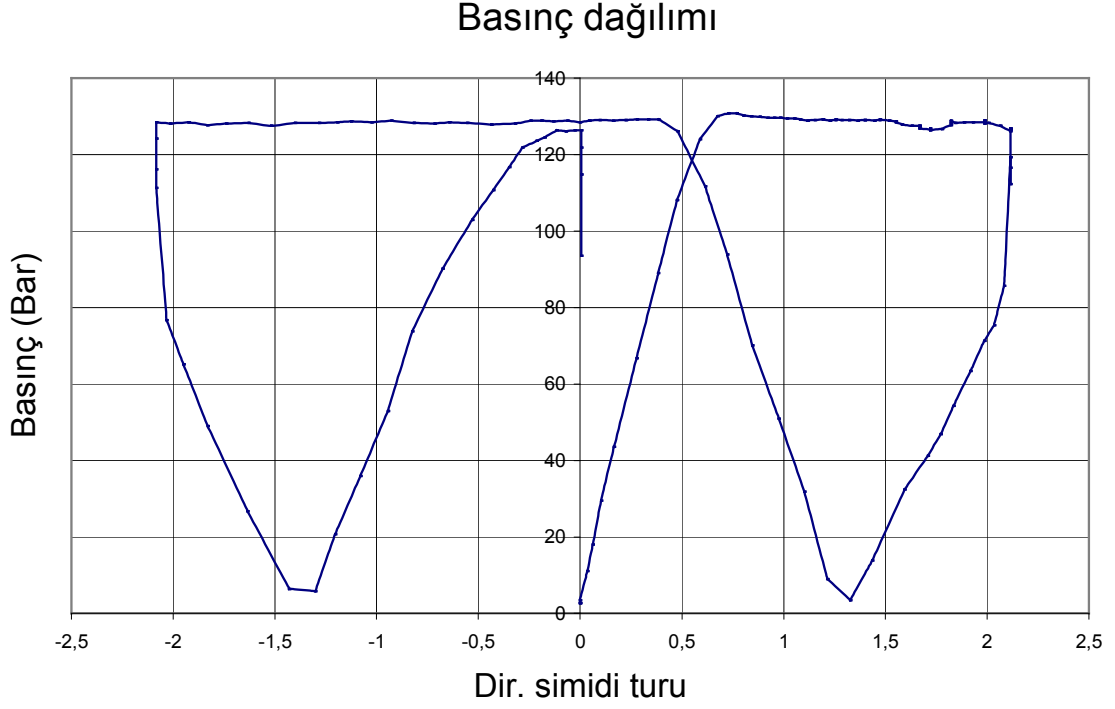
- İlgili prototip araç üzerinde objektif ölçümlerin yapılması, görülen eksikliklerin belirtilmesi.
- Araç üzerinde gerekli görülen değişikliklerin yapılması.
- Yapılan değişikliklerin objektif ve sübjektif olarak doğrulanması.
- İyileştirilmelerin önerilmesi.

7.3. OBJEKTİF ÖLÇÜMLER

7.4. DURAĞAN HALDEKİ DİREKSİYON SİSTEMİ TESTLERİ

7.4.1. DİREKSİYON KUTUSU KUVVET, BASINÇ-DİREKSİYON TURU TESTLERİ

Direksiyon kutusu ile beraber ortaya çıkacak olan direksiyon kutusu içerisindeki basınçların ölçülmesi için gerekli ekipmanlar araca monte edilip test yapılmıştır. Bu testteki amaç basınç sınırlama valfinin hangi değerde çalıştığının ve basınç değer eğrisinin görülmek istenmesidir.



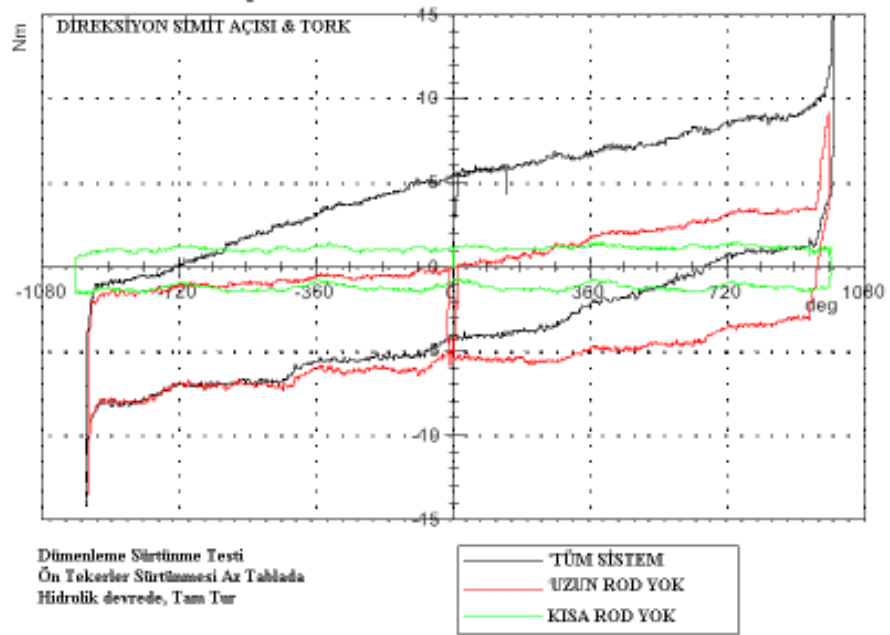
Şekil 7.1. Direksiyon Simidi Turu & Basınç

7.4.2. DİREKSİYON SİSTEMİ GEOMETRİSİ

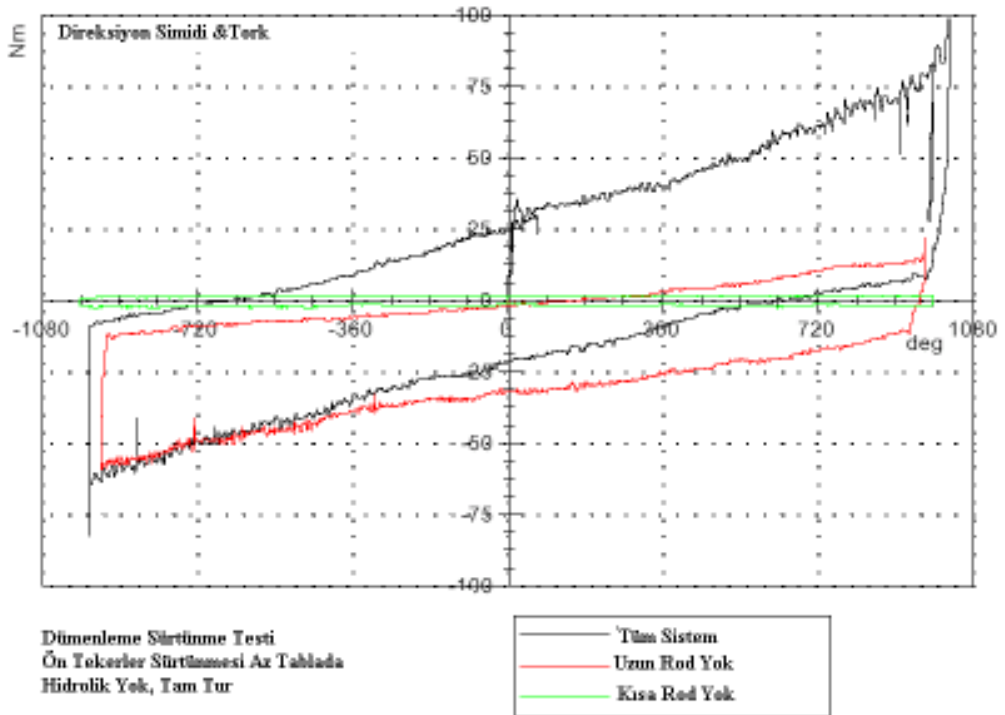
Araçta ölçülen toe-in, kaster açısı, King-Pin eğimi, kamber açısı değerleri düzgün bir simetri göstermektedir ve bu değerler belirtilen imalat toleransları içerisinde olup kabul kriterleri içerisinde dir.[7]

7.4.3. DİREKSİYON SÜRTÜNME TESTLERİ

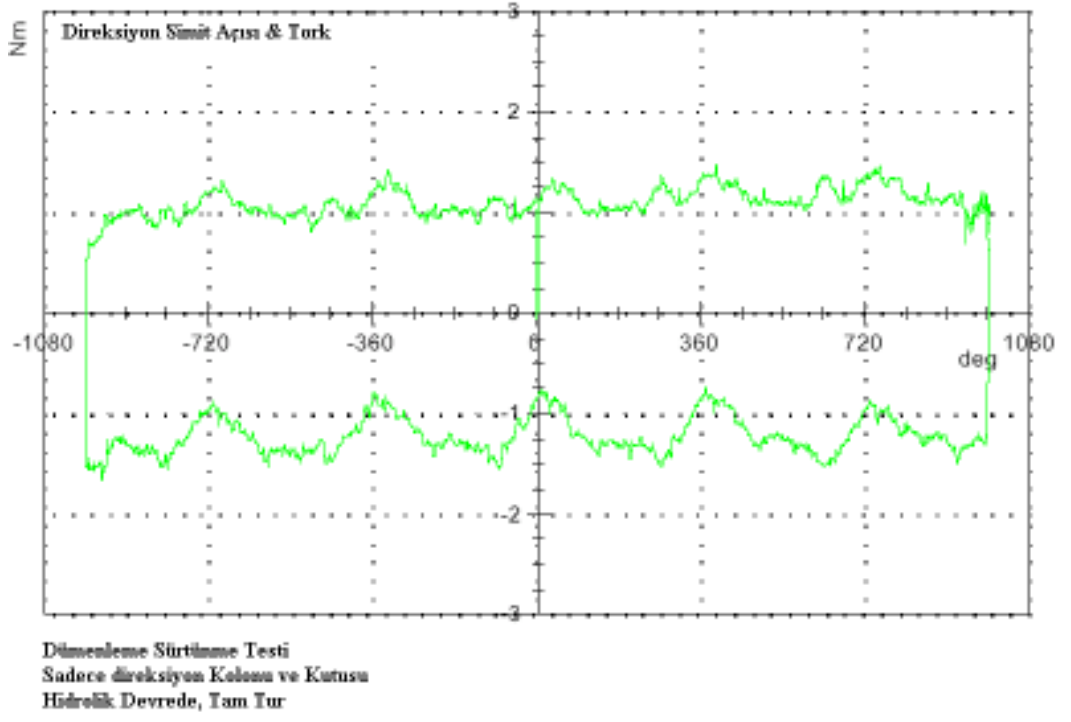
Araç tekerlekleri sürtünme katsayısı az olan bir yüzeye konulduktan sonra hem direksiyon simidinden hem de tekerleklerden tork uygulanarak ölçümler yapılmıştır. Tüm sistemin sürtünmesi ölçüldükten sonra, direksiyon sistem parçaları birer birer sökülerek parça bazında dağılımlar ölçülmüştür. Aşağıdaki grafikler bu ölçüm sonuçlarını göstermektedir. Sürtünmenin büyük bir kısmının King-Pin de olduğu rahatlıkla görülmektedir. Ayrıca direksiyon kolundaki sürtünme dalgalanmalarının büyüklüğü de gözden kaçmamaktadır. Bu dalgalanma özellikle ufak açılarda direksiyon toplamasının zorlaşmasına neden olacaktır.



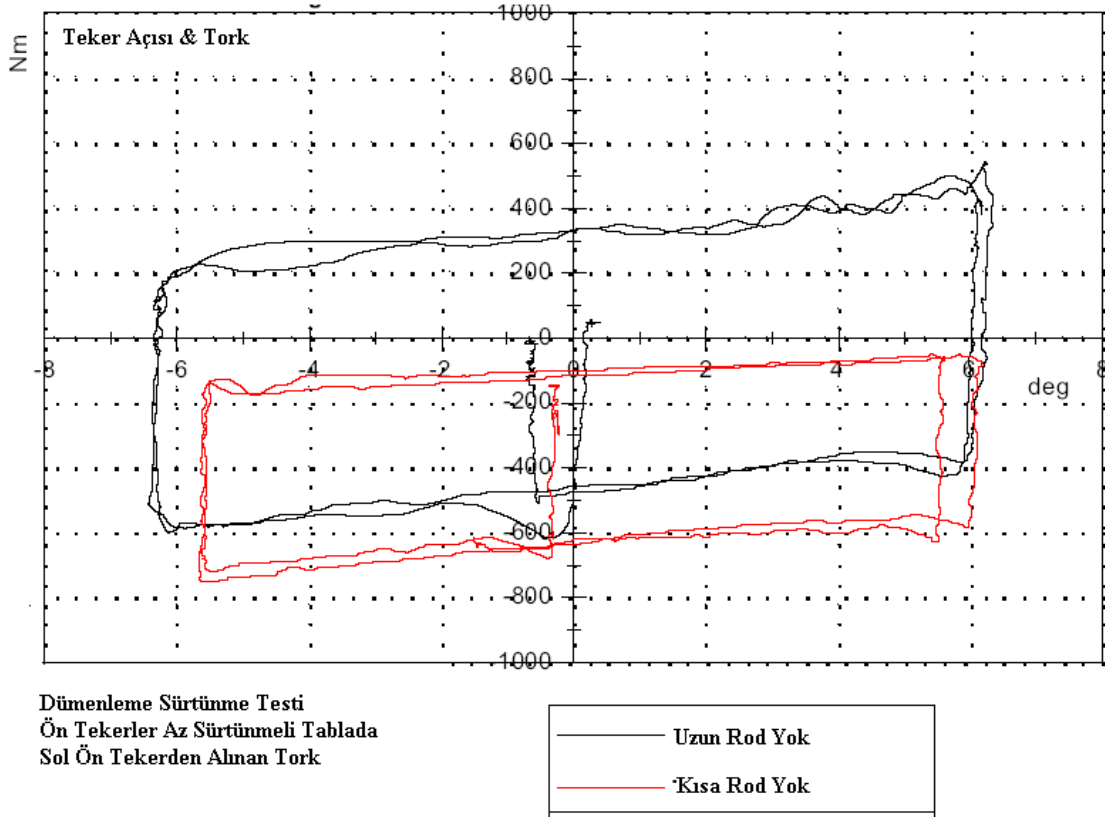
Şekil 7.2. Dümenleme Sürtünme Testi, Hidrolik Devrede



Şekil 7.3. Dümenleme Sürtünme Testi, Hidrolik Devrede Değil



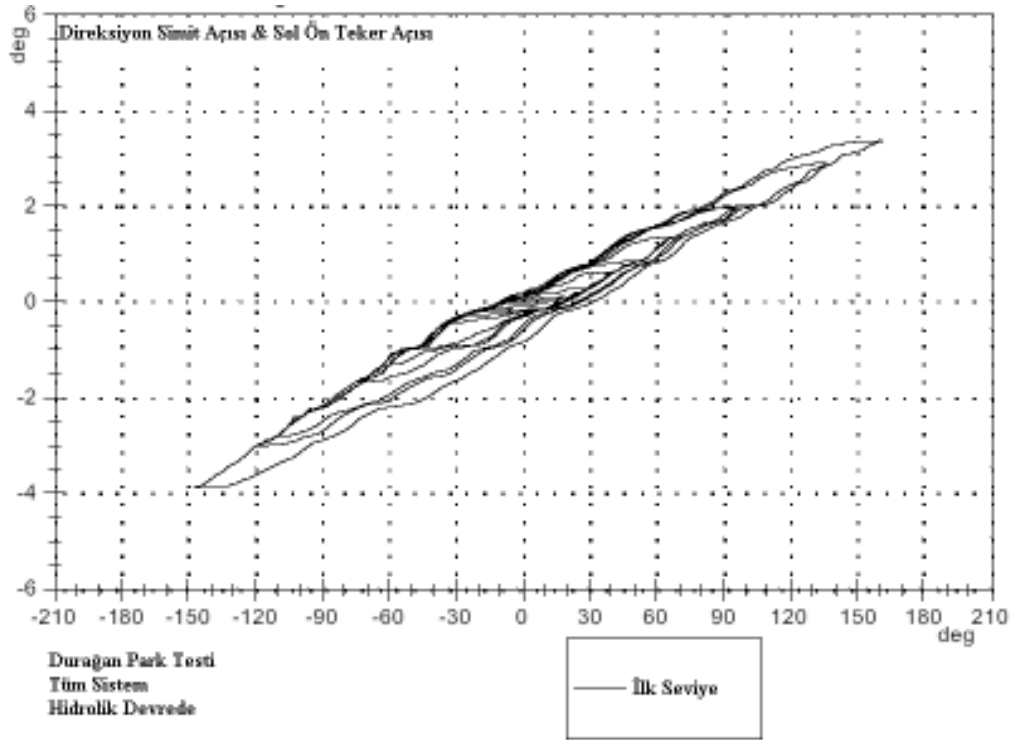
Şekil 7.4. Dümenleme Sürtünme Testi, Simit & Tork



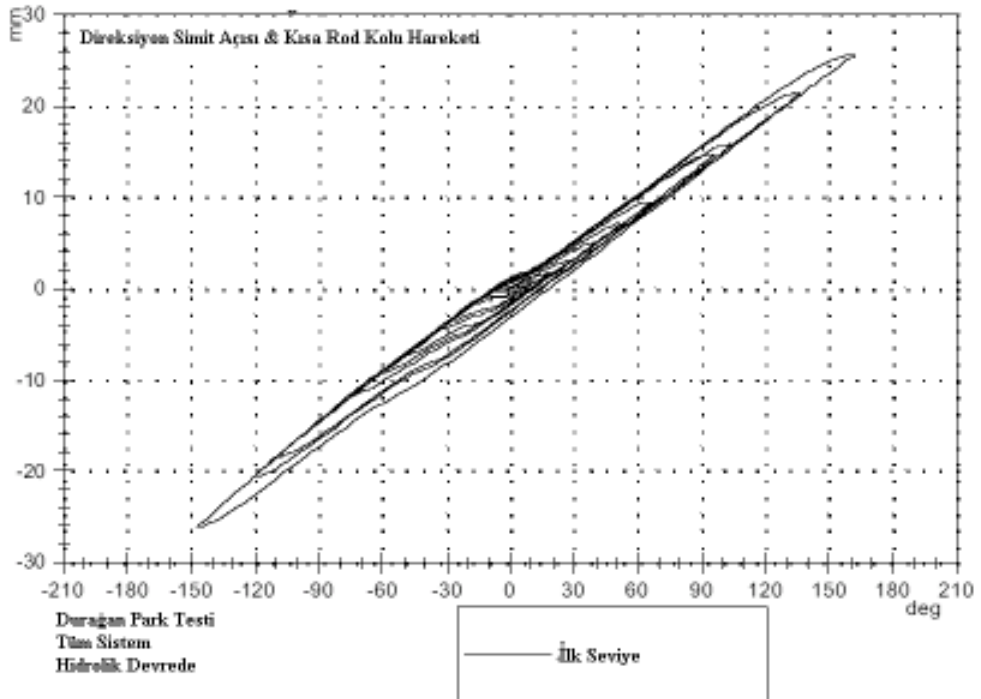
Şekil 7.5. Dümenleme Sürtünme Testi, Sol Ön Tekerlek

7.4.4. DURAĞAN PARK TESTLERİ

Aracın her iki ön tekerleği yerde iken direksiyon simidine bir tork uygulanmaktadır. Bu test direksiyon sisteminde direksiyon simidi ile tekerlekler arasındaki elastikiyeti göstermektedir. Aşağıdaki grafikler bu testin sonuçlarını resimlemektedir. Direksiyon simidi ile kısa rod kolu arasındaki grafiksel çizim direksiyon kutusunun merkez bölgesinde küçük direksiyon simit açılarındaki kaybolan hareketi veya boşluğu göstermektedir.



Şekil 7.6. Durağan Park Testi-Tüm-Sol Ön Tekerlek



Şekil 7.7. Durağan Park Testi-Tüm-Kısa Rod

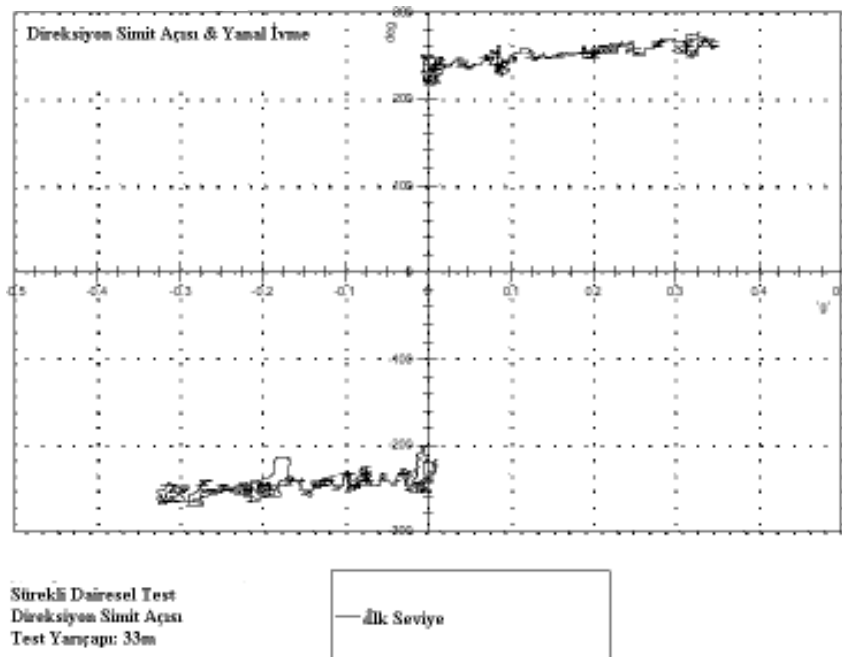
7.5. DİNAMİK DÜMENLEME TEPKİLERİ ÖLÇÜMLERİ

Aşağıda belirtilen testler araç üzerinde uygulanmıştır. Yapılan bu testlerin hedefi, verilen bir dümenleme girdisine göre yanal ivme, yalpa ve doğrusal kayma açısından araç tepkilerini ortaya koymaktır.

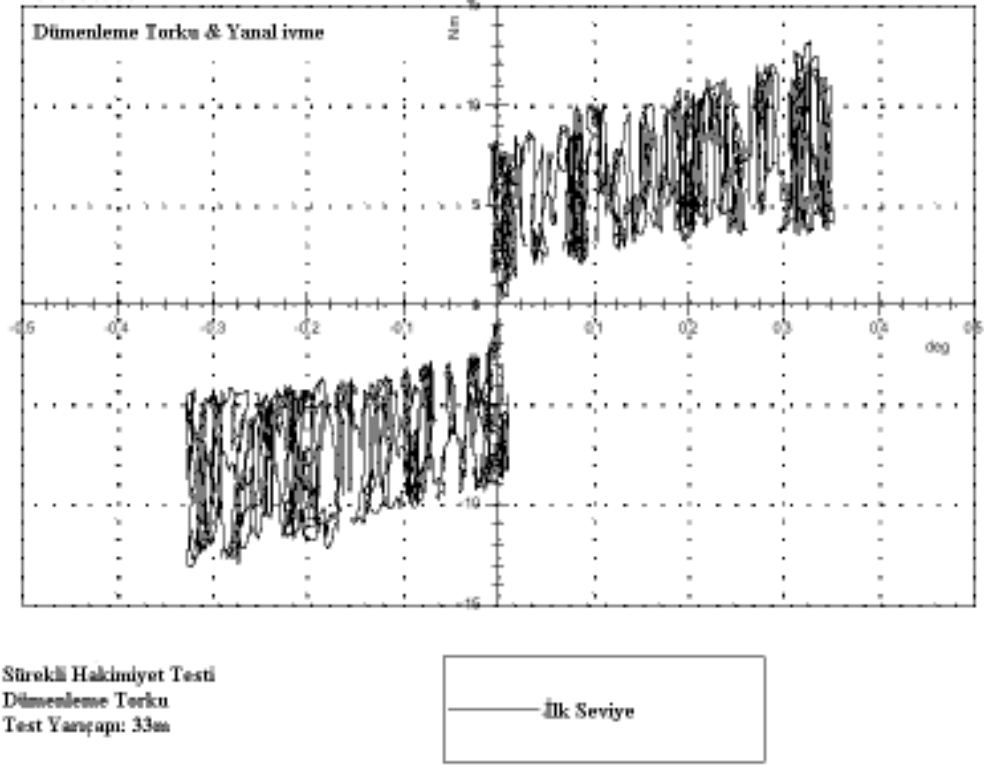
7.5.1. SÜREKLİ DAİRESEL TESTLER

ISO 4138 tabanlı olan bu testte, aracın az/çok dümenleme dengesi, direksiyon kuvvetleri, direksiyon sistemindeki kayıpları ve yalpa açıları ölçülmektedir. Aşağıdaki grafikler bu testin sonuçlarını göstermektedir. Testten çıkan sonuçlar, aracın direksiyon kabiliyetini/hakimiyet balansının ve yalpa açılarının segmentine göre iyi bir durumda olduğu belirtmektedir.

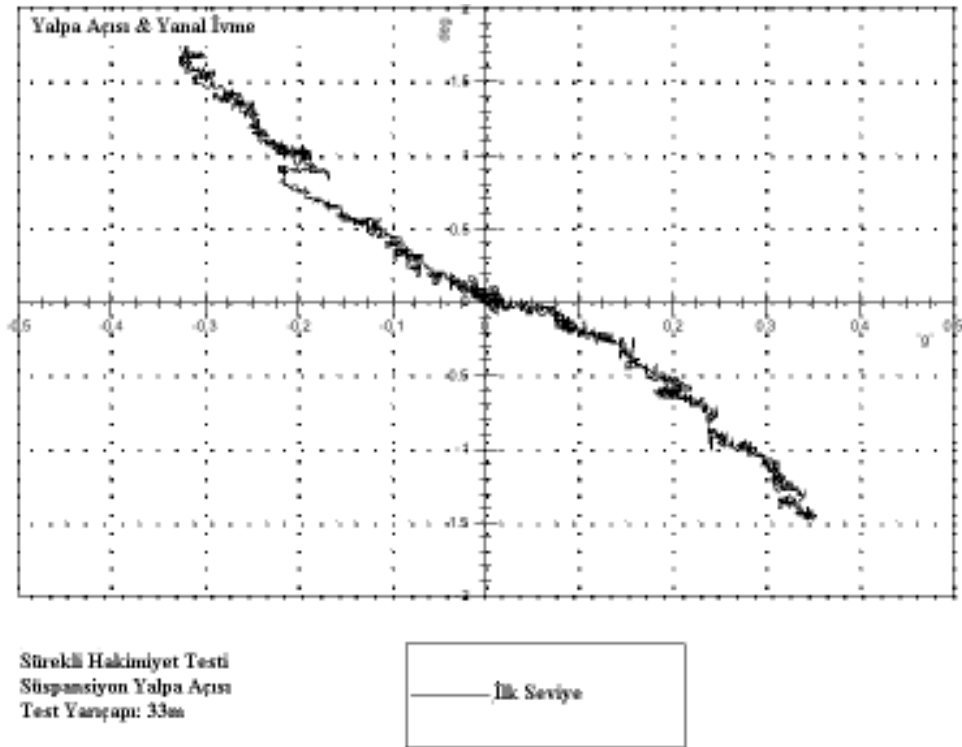
Yanal ivme- direksiyon dümenleme torku grafiği, dümenleme kuvvetlerinin fazla olduğunu çok açık şekilde göstermektedir. Bu yüksek derecedeki direksiyon kuvvetleri direksiyon sistemindeki sürtünmenin fazla olduğuna yorulabilir. Bu histerisiz çevriminin yüksekliğinden anlaşılabilir.



Şekil 7.8. Sürekli Dairesel Test-Simit Açısı-Yanal İvme



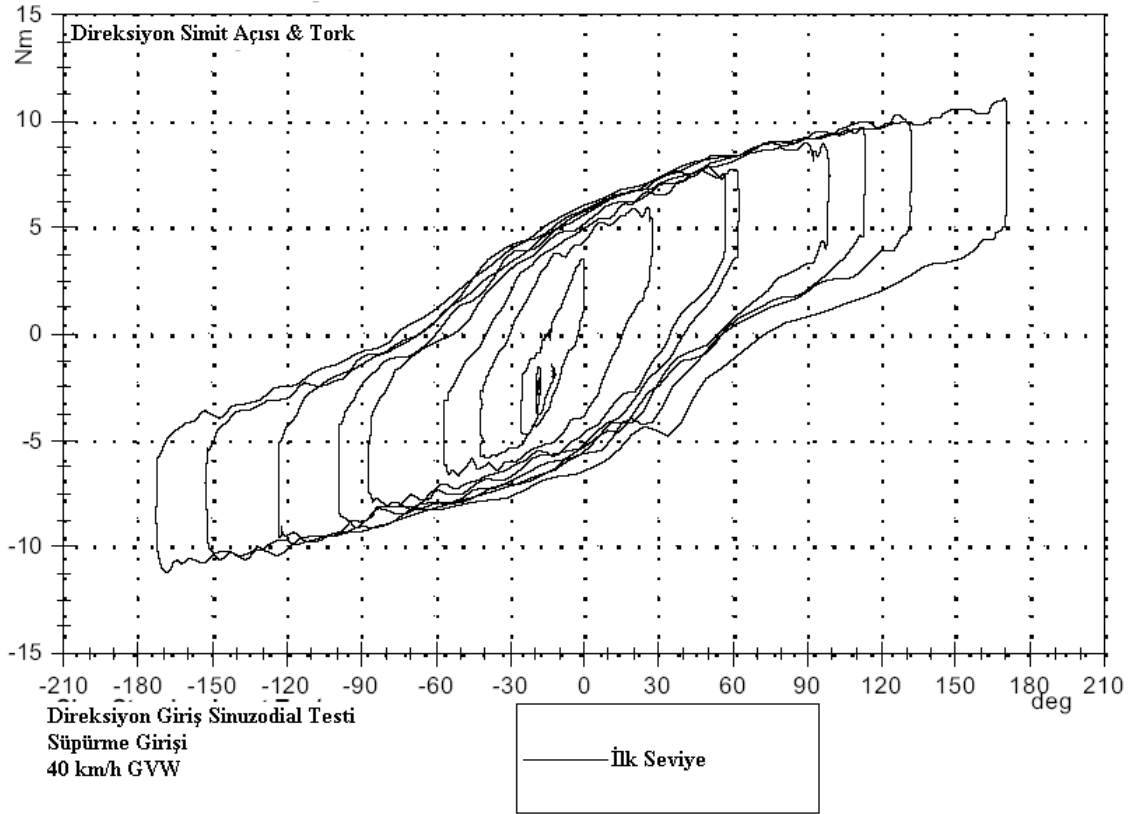
Şekil 7.9. Sürekli Hakimiyet Testi & Yanal İvme



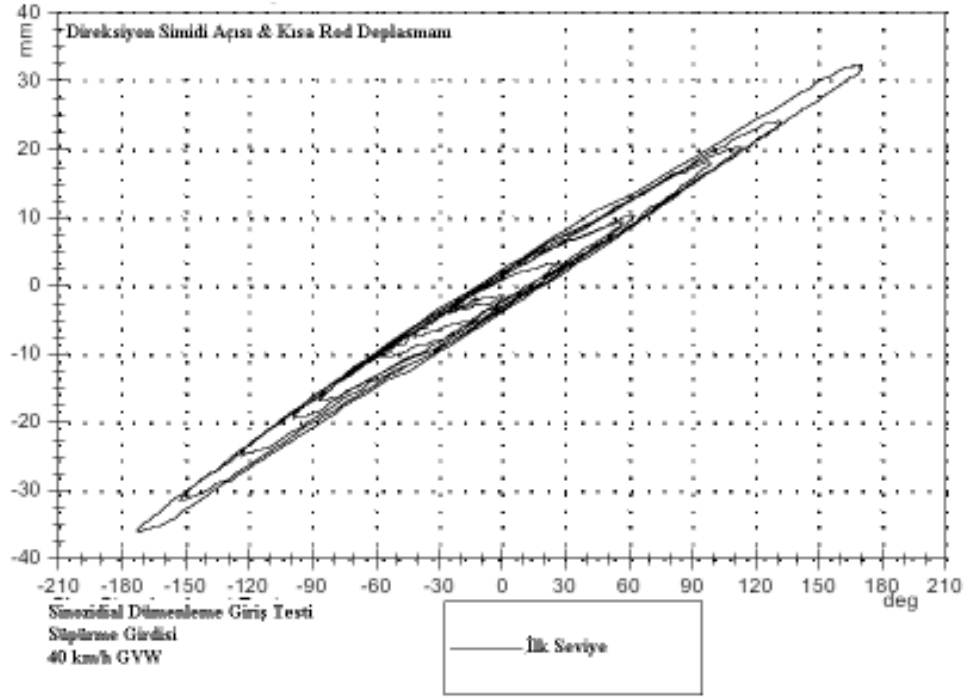
Şekil 7.10. Sürekli Hakimiyet Testi & Yalpa

7.5.2. SİNÜZOİDAL DÜMENLEME TORK TESTLERİ

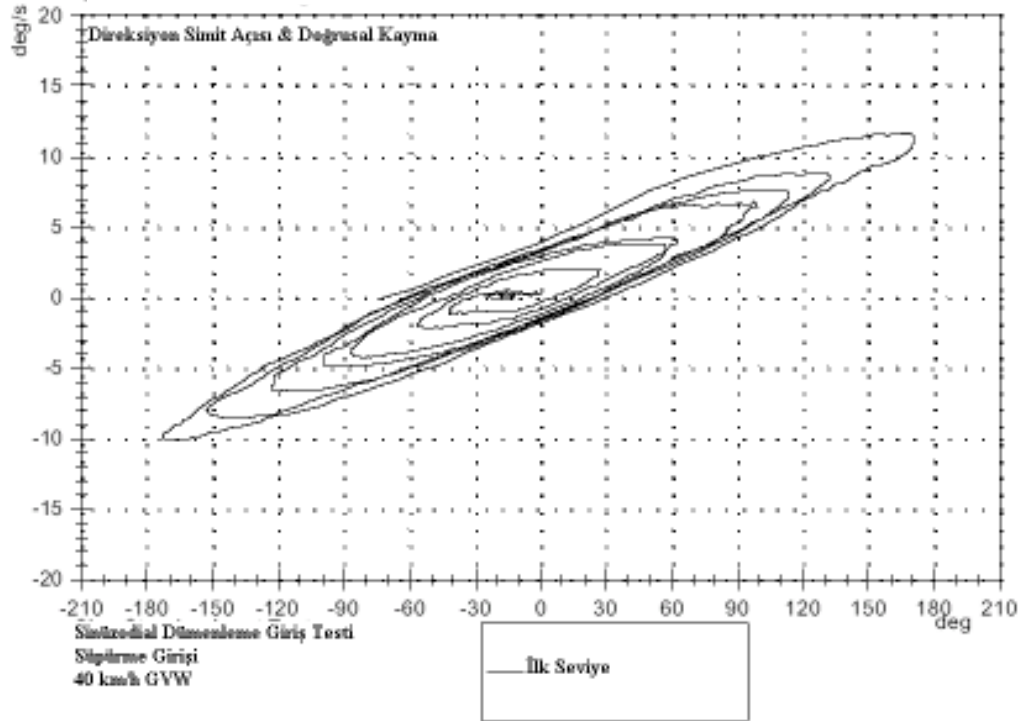
Bu test, araç sabit bir hızda sürülürken, direksiyon simidine sabit bir frekansta fakat artan bir genlikte sinüzoidal tork uygulanarak yapılmıştır. Aşağıdaki grafikler test sonuçlarını göstermektedir. Doğrusal kayma-direksiyon simidi grafiği direksiyon simidi açısının artışına karşılık araç tepkisinin non-linear olduğunu göstermektedir. Bu karakteristikler, düşük yanal ivmelerde daha fazla direksiyon açısı gereksinimini meydana getirecektir. Ayrıca, dümenleme hassasiyetinin düşük olduğu bilgisi de bu grafikten elde edilebilecektir.



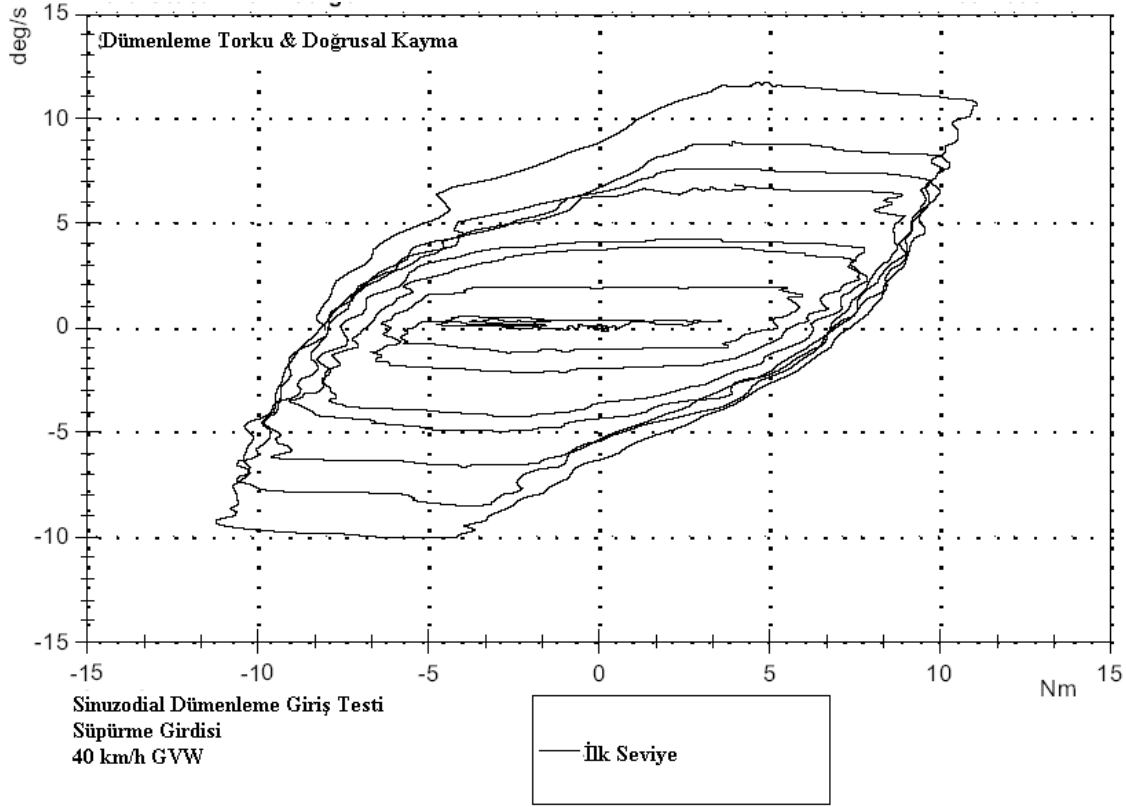
Şekil 7.11. Sinüzoidal Test & Tork



Şekil 7.12. Sinüzoidal Test & Kısa Rod



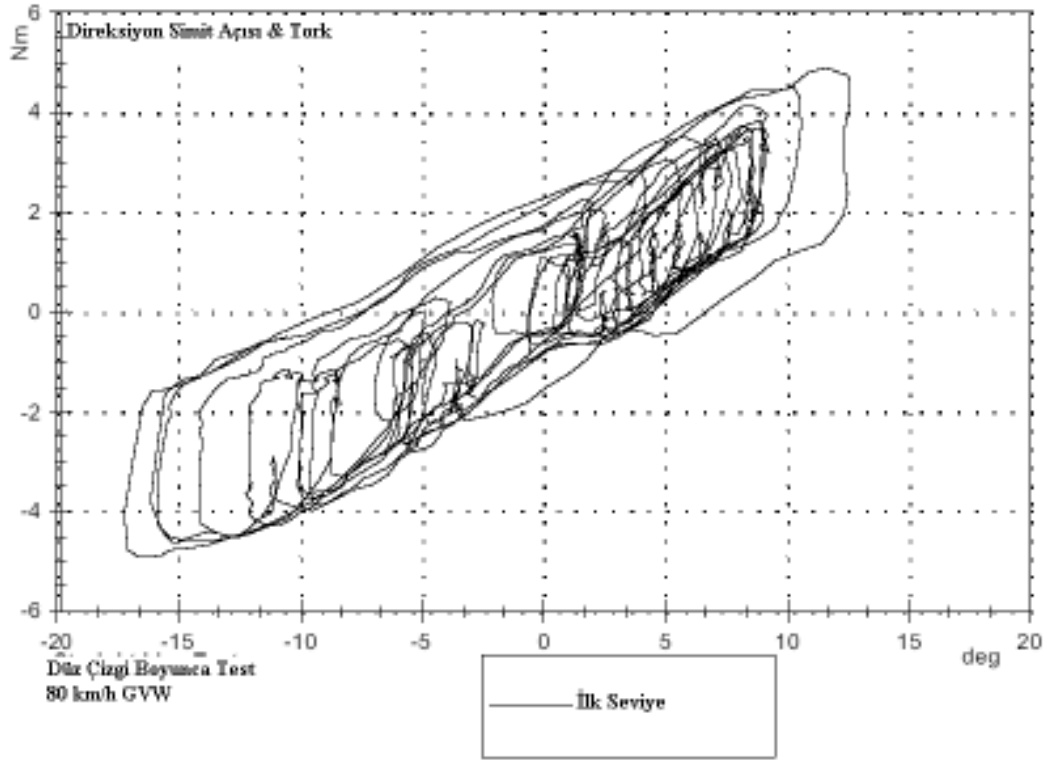
Şekil 7.13. Sinüzoidal Test & Doğrusal Kayma



Şekil 7.14. Sinüzoidal Test & Tork & Doğrusal Kayma

7.5.3. DÜZ ÇİZGİ BOYUNCA DÜMENLEME TESTİ

Bu test, düz bir çizgi boyunca 80 km/h sabit hızda yapılmaktadır. Sürücü, en az direksiyon simidi hareketi ile aracı bu düz çizgi üzerinde tutmaya çalışmaktadır. Aşağıdaki grafikler testin sonuçlarını göstermektedir. Dümenleme torku-direksiyon simidi açısı grafiğinin içinde kalan alan sürücünün aracı düz çizgide tutmak için harcadığı enerji olarak alınmaktadır. Histerisiz çevriminin yüksekliği direksiyon sisteminin içindeki sürtünme kuvvetlerinin fazla olduğunu işaret etmektedir. Ayrıca, bu çevrimlerin genişliği ise sistemdeki ‘ boşlukların’ seviyesini göstermektedir.



Şekil 7.15. Düz Çizgi Boyunca Test

7.6. SORUNLARIN KÖK NEDENLERİ

7.6.1. DÜMENLEME HASSASİYET AZLIĞI

Dümenleme hassasiyet azlığına aşağıda belirtilen sistem karakteristikleri yol açabilmektedir.

- Direksiyon kutusundaki hareket kaybı veya dişliler arasındaki boşluk.
- Ufak dümenleme düzeltmelerini zorlaştıran yüksek sürtünme seviyeleri.

7.6.2. DİREKSİYON SİMİDİ TOPLAMA AZLIĞI

Direksiyon simidindeki toplama yetersizliğine aşağıdaki sistem karakteristikleri yol açabilmektedir.

- King-Pin deki yüksek sürtünmeler
- Direksiyon kolundaki yüksek rotasyonel sürtünme seviyelerinin sebebiyet verdiği genliği fazla olan dalgalanmalar.

7.6.3. YÜKSEK DÜMENLEME KUVVETLERİ VE DİREKSİYON SİMİDİ TORK GİRDİSİ

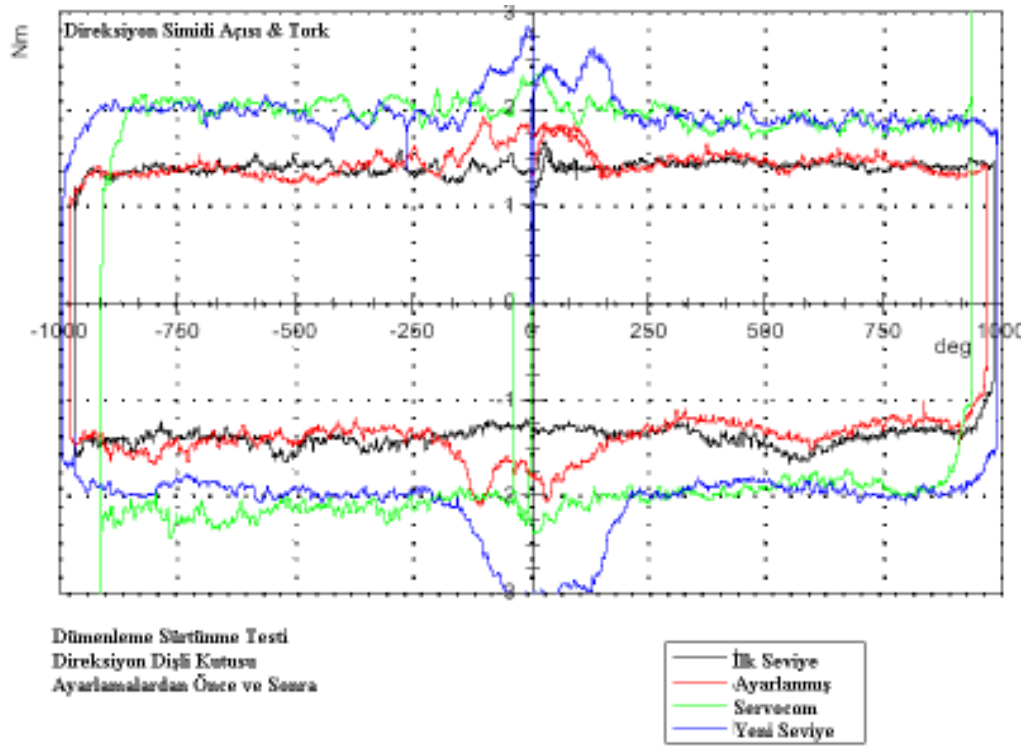
Yüksek dümenleme kuvvetleri ve direksiyon simidi tork girdilerine aşağıdaki sistem karakteristikleri yol açabilmektedir.

- Direksiyon sistemindeki parçaların yüksek seviyedeki sürtünme değerleri.
- Direksiyon kutusundaki hareket kaybı veya dişliler arasındaki boşluk.

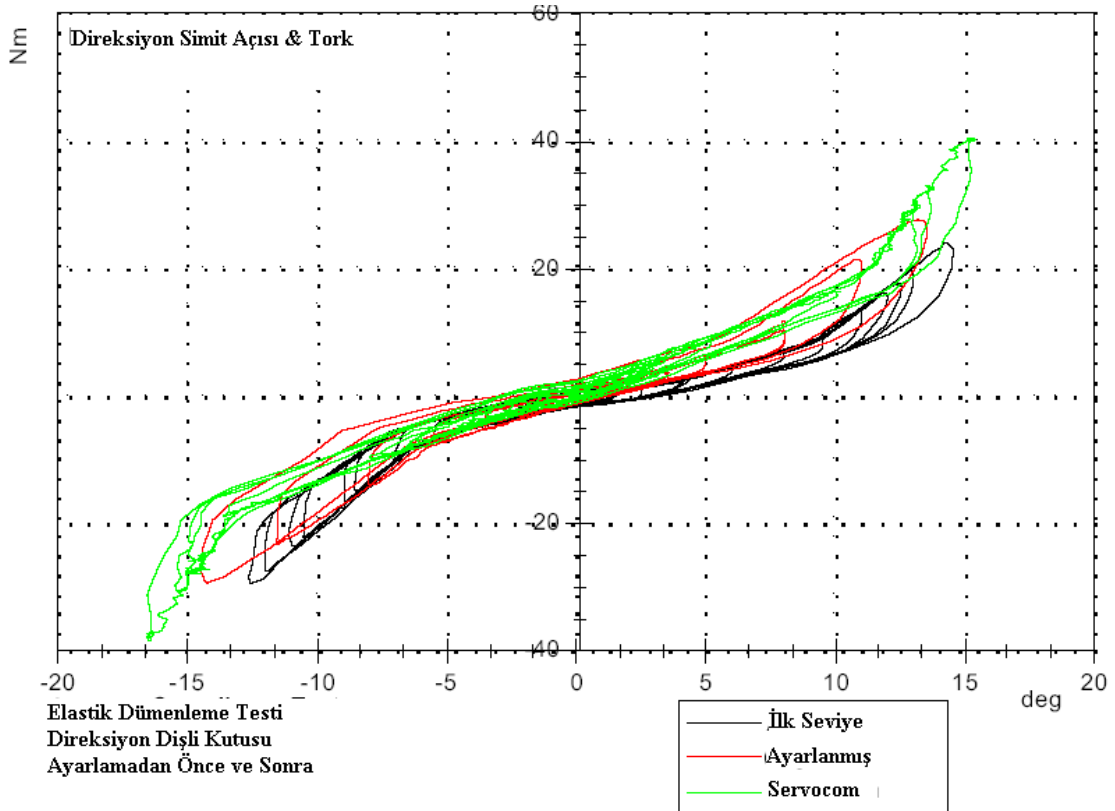
7.7. YAPILAN DEĞİŞİKLİKLER VE SONUÇLARI

7.7.1. DİREKSİYON KUTUSU İÇERİSİNDEKİ BOŞLUKLARIN AZALTILMASI

İlk olarak direksiyon kutusu araçtan sökülmüştür ve imalatçının verdiği spesifikasyonlara göre ayarlama yapılmıştır. Sürtünme ve boşluk değerlerinin görülmesi için basit bir test düzeneği hazırlanmıştır. Bu düzenekte, pitman kolunun yatay bir şekilde olduğu haliyle direksiyon kutusu bağlanmıştır ve pitman kolu sabitlenmiştir. Aşağıdaki grafikler, hidrolik destek olmadan ortaya çıkan direksiyon kutusu sürtünme ve elastikiyet değerlerini içermektedir. Bu değerlere göre sürtünme değerleri oldukça yükselmiştir. Bu şekilde düzeltme yapılan araç ile yapılan subjektif değerlendirmelerde, direksiyon kuvvetlerin arttığı ve geri toplamanın azaldığı juri tarafından ortaya konulmuştur. Bu da kabul edilemez bir direksiyon sistemi karakteristiği olarak sayılmaktadır.



Şekil 7.16. Dömenleme Dişli Kutusu Sürünme Testi-Tork



Şekil 7.17. Elastikiyet Dömenleme Testi-Tork

Alternatif olarak araç üzerine Servocom ZF 8098 adlı bir direksiyon kutusu monte edilmiştir. Bu servocom direksiyon kutusu diğer direksiyon kutularına göre daha fazla lineerlik göstermektedir fakat içerisindeki sürtünme seviyeleri daha fazladır.

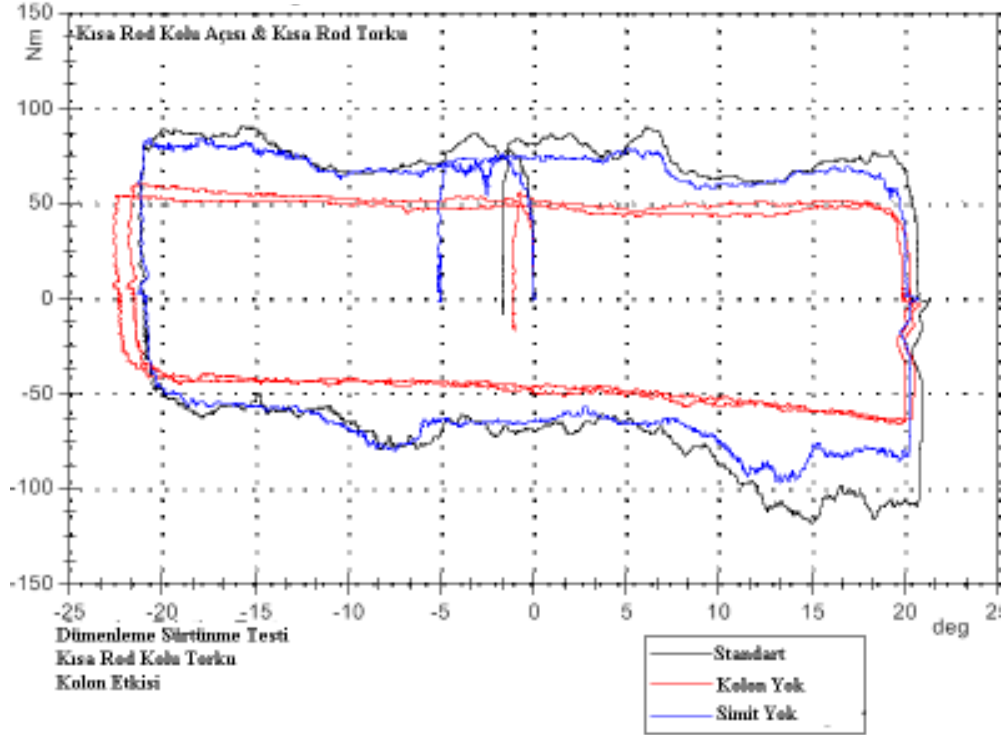
Servocom dişli kutusunda bulunan yüksek seviyedeki hidrolik yardımı bahsedilen bu iç sürtünme değerlerini aşağıya çekmektedir.

7.7.2. DİREKSİYON KOLONUNDAKİ ROTASYONEL SÜRTÜNMELEİN AZALTILMASI

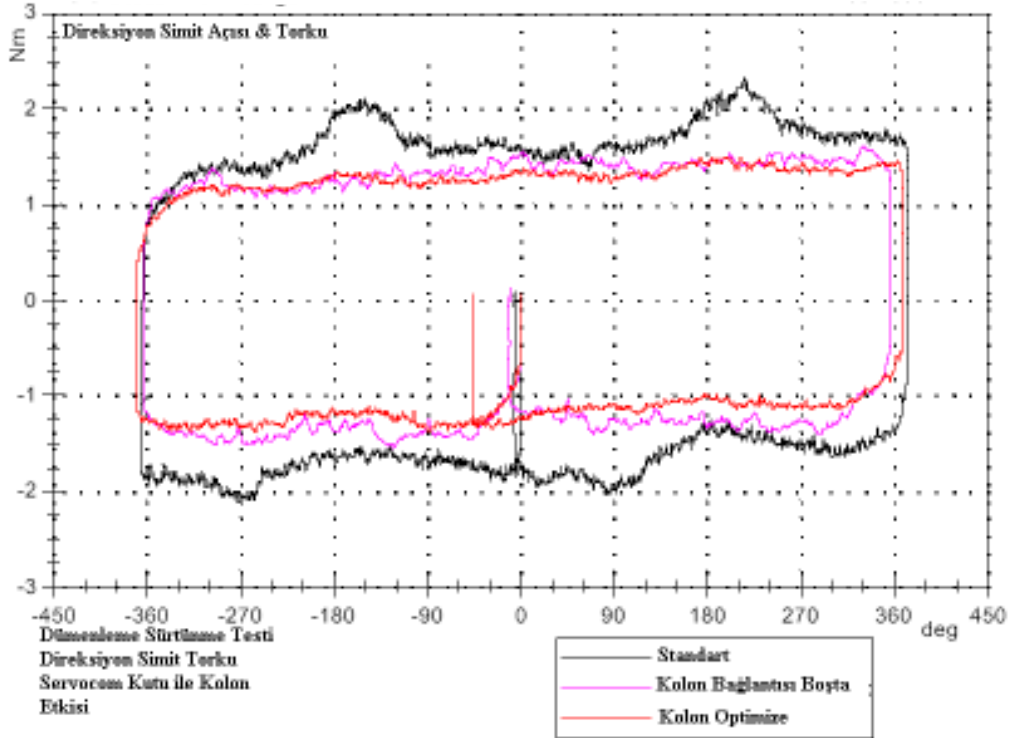
Geri toplama karakteristiğinde bulunan asimetric davranışın kaynağının bulunması amacıyla incelemeler yapılmıştır. Bu nedenle, direksiyon kutusunun çıkış şaftının döndürülmesi için gereken kuvvetler ölçülmüştür. Aşağıdaki grafikler, direksiyon kutusu ile direksiyon kolunu arasındaki bağlantıların koparıldığı zaman tork dalgalanmalarında ve sürtünme değerlerinde azalma olduğunu göstermektedir.

Direksiyon kolunda bulunan tork dalgalanmalarının kök nedeni yine kolonda bulunan üniversal bağlantılardır. Çünkü bu dalgalanmalar 180 °de bir değil 360 ° de bir meydana gelmektedir.

Direksiyon kolunda yapılan değişikliklerin performansını görmek amacıyla, direksiyon simidine uygulanan torklar, sadece direksiyon kutusunu ve sadece direksiyon kolunu çevirmek için gerekli olan torklar ölçülmüştür.



Şekil 7.18. Dümenleme Sürtünme-Kısa Rod-Kolon



Şekil 7.19. Dümenleme Sürtünme-Servocom Kutu

7.7.3. DİREKSİYON KOLONU ANALİZİ

Geri toplama karakteristiğinde bulunan asimetrik davranışın kaynağının bulunması amacıyla incelemeler yapılmış olup yeni bir tasarım oluşturulması gerekliliği ortaya konulmuştur. Yeni tasarımın geliştirilmesi sürecinde mevcut paketleme sınırlamaları göz önüne alınmıştır. Tasarım bu bazda tamamlanmıştır. Tamamlanan tasarım, optimize edilmesi amacıyla ADAMS programında koşturulmuştur.

7.7.3.1. ADAMS MODELİ OLUŞTURULMASI

Çalışma yapılacak olan ADAMS /VIEW modeli IDEAS C3P.10 programında oluşturulan IGES üniversal 3 boyutlu model yardımıyla meydana getirilmiştir.

Ana çalışma noktaları IGES dosyasından alınmıştır ve temel bir model lay-out oluşturulmak amacıyla kullanılmıştır. Sağlanan IGES data, parça bazında ayrılmış olup, SHELL dosyaları oluşturulmuştur. Böylelikle geometrinin ilgili ADAMS 'part' dosya tipine atanması sağlanmıştır. Bu işlemin yapılmasının amacı, 'lay-out' da yapılan herhangi bir değişikliğin görsel değerlendirmesini sağlamaktır.

Model ADAMS programında oluşturulmuştur ve sisteme giriş torkunun direksiyon simidine +/- 360 ° boyunca olması sağlanmıştır. Ayrıca bir adet ters ön yükleme torku direksiyon kutusu girişine uygulanmıştır. Simülasyonlardan elde edilen çıktı direksiyon simidi torkudur. Simülasyonlar ayarlanabilir direksiyon kolununun aşağıdaki 3 konumunda yapılmıştır.

- Orta konum (sağlanan IGES model konumu).
- Üst konum (sürücüye en yakın, en fazla yatık konum).
- Alt konum (sürücüye en uzak, en az yatık konum).

Tasarım değişkenleri de aşağıdaki gibidir.

- Direksiyon kutusu konumu.
- Direksiyon kutusu oryantasyonu.

- Üniversal bağlantı oryantasyonları.

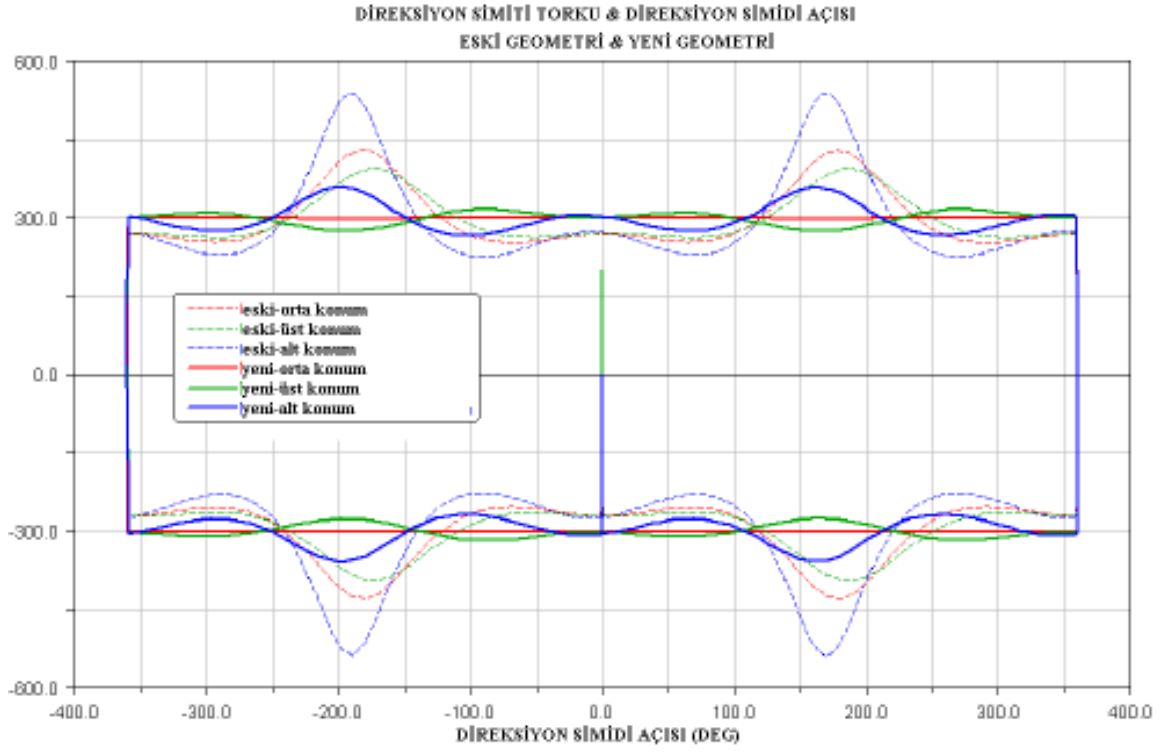
7.7.3.2. SİMÜLASYONLAR

İlk olarak, ilk tasarım seviyesinin baz karakteristiklerinin alınması için simülasyonlar yukarıda verilen kolon pozisyonları için yapılmıştır. Baz tork dalgalanmalarının genliklerinin minimize edilmesi amacıyla verilen özel tasarım kriterlerine göre direksiyon kutusunun konumunun optimize edilmesi için ADAMS optimizasyonu çalıştırılmıştır. Bu optimizasyon aynı zamanda üniversal bağlantılar arasındaki faz açılarını da ayarlamaktadır.

Her ayar konumunun farklı bir optimizasyon sonucu ortaya çıkartacağı bilindiği için, simülasyonlar direksiyon kolonu orta konumunda yapılmıştır. Çünkü bu konum sürücüler tarafından çok daha yüksek oranla seçilen konumdur.

7.7.3.3. SONUÇLAR

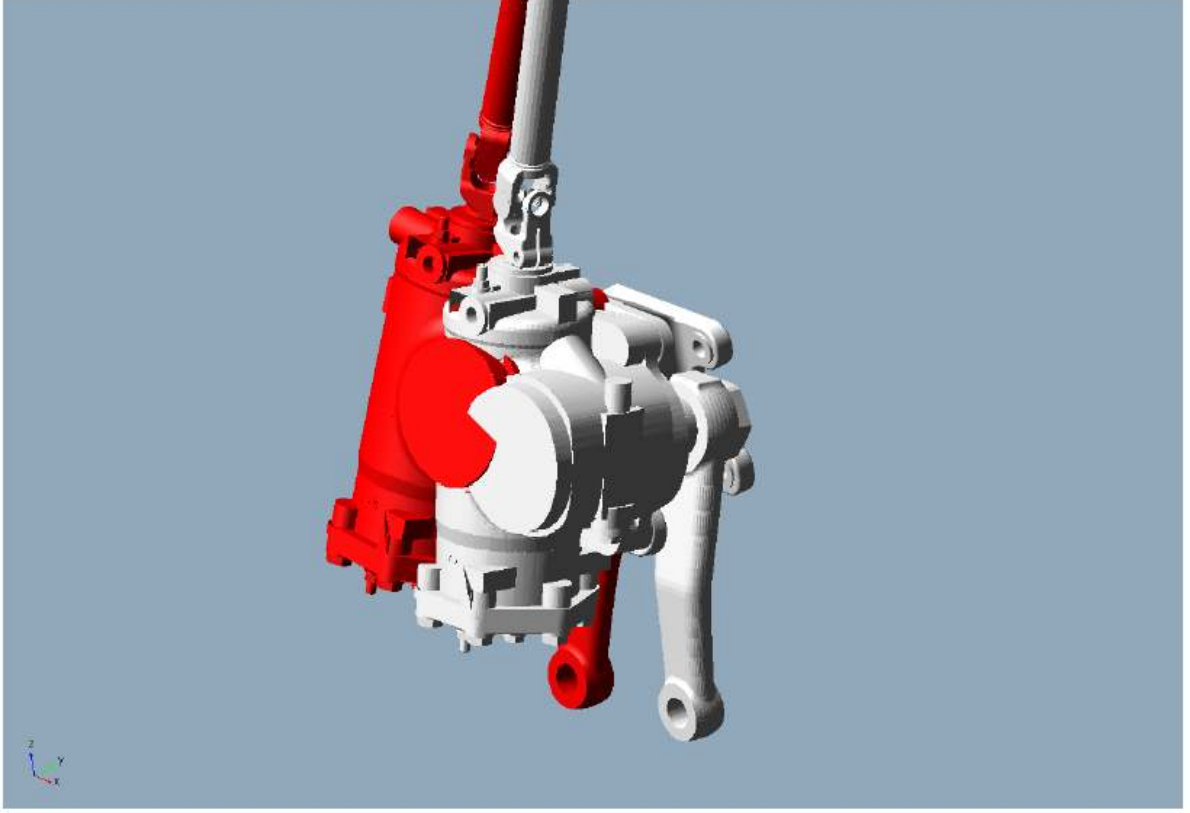
Şekil 7.20 baz tasarım ile optimizasyon sonucu ortaya çıkan tasarım sonuçlarını göstermektedir. Direksiyon kolonu alt konumunda tork dalgalanmalarının çok büyük, üst konumda ise çok az olduğu grafikten rahat bir şekilde okunabilmektedir. Yapılan optimizasyon çalışmasıyla beraber direksiyon kutusunun pozisyonu değişimi ile beraber düzgün tork eğrileri de elde edilmiştir. Optimize edilen pozisyon ile, üst ve alt direksiyon kolonu konumlarındaki tork dalgalanmalarının azalması sağlanmıştır. Optimizasyon sonucu oluşan en kötü pozisyon alt konumdur fakat bu durumdaki genlikler çok azalmıştır. En iyi pozisyon ise üst konumdur.



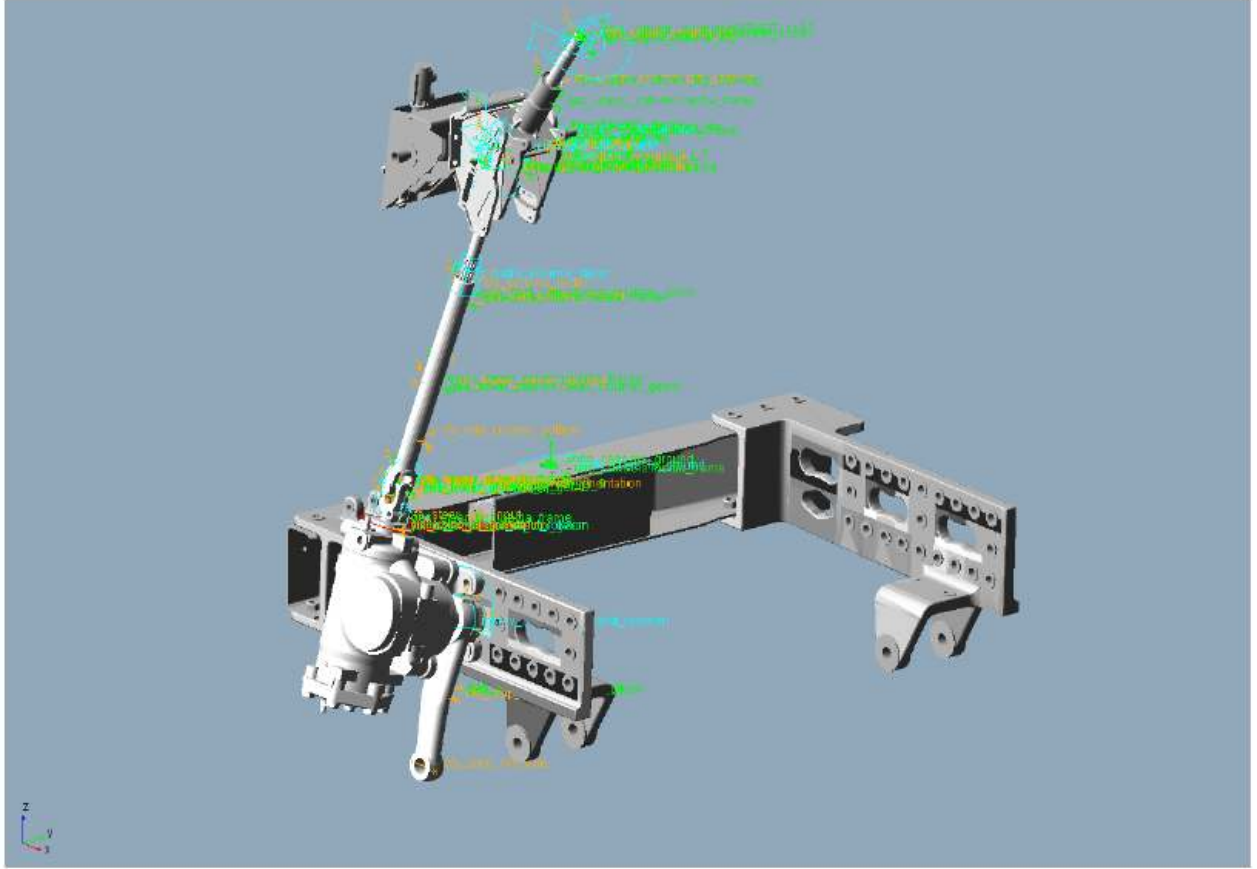
Şekil 7.20. Kolon Optimizasyonu

Optimizasyon sonucu ortaya çıkan kıyaslamalı durum aşağıdaki gibidir.

- Optimizasyondan önce direksiyon kolunu alt konumunda tork dalgalanmaları çok büyüktür.
- Optimizasyondan sonra tork dalgalanmalarının en az olduğu pozisyon orta konumdur ve tüm konumlarda en aza indirgenmiştir.
- Optimizasyondan sonra tork dalgalanmalarının en fazla olduğu pozisyon alt konumdur.
- Optimizasyondan sonra tork dalgalanmaları çok önemli derecede azalmıştır.



Şekil 7.21. Kolon Optimizasyon Sonrası Kıyaslama (kırmızı: yeni konum, gri: eski konum)



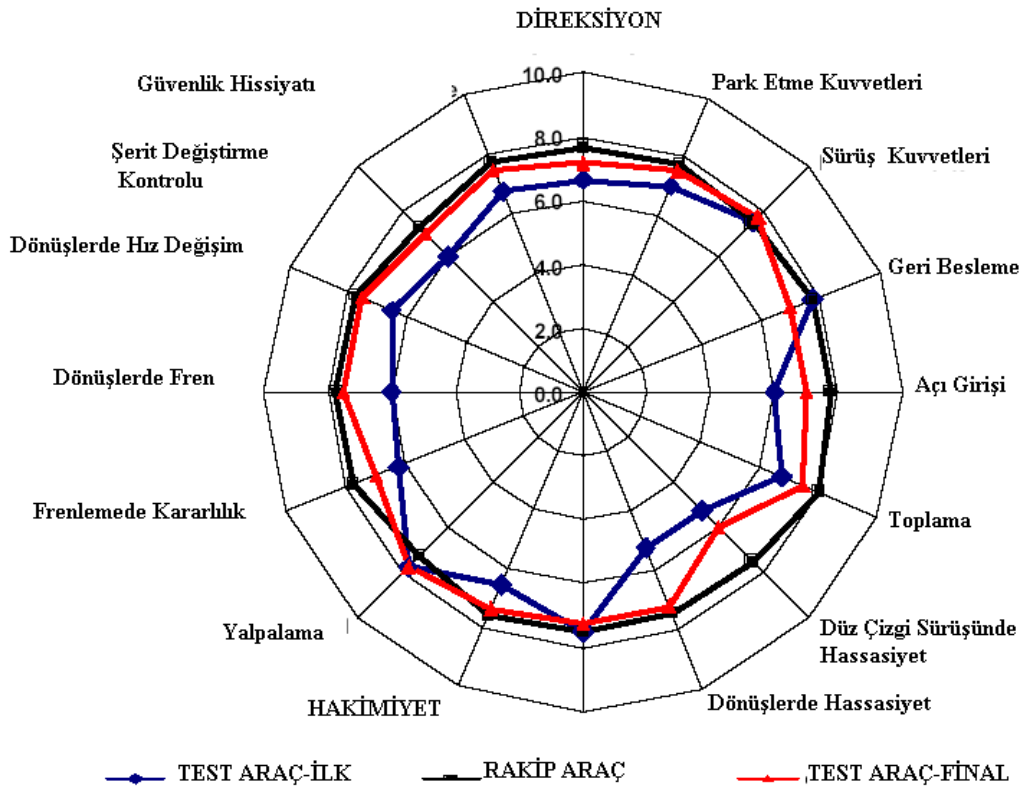
Şekil 7.22. Kolon Optimizasyon ADAMS görünüşü

7.8. DOĞRULAMA

Yapılan değişikliklerin doğrulaması objektif testler ve uzman subjektif değerlendirmeler ile yapılmıştır.

Aşağıdaki grafik, başlangıç ve final uzman subjektif değerlendirmelerini göstermektedir. Değerlendirmeler, aracın direksiyon sisteminde ve hakimiyetinde gelişmelerin olduğunu göstermektedir. Geriye kalan tek iyileştirme, düz çizgi sürüşündeki hassasiyettir. Bu konu direksiyon sistemi içerisindeki sürtünmelerin azalmasını kapsamaktadır.

Aşağıdaki maddelerde ilk ve son şartlara göre yapılan karşılaştırmalar testlerin açıklamaları bulunmaktadır.



Şekil 7.23..Sübjektif Değerlendirme Örümcek Ağı Grafiği

Araç	Test ARACI İlk Durum	Rakip Araç	Test ARACI Son Durum
SÜRÜŞ	7,1	7,3	7,1
Düz Yolda Sürüş Kararlılığı	7,3	7	7,3
Düz Yolda Titreşim Seviyesi	7,5	8	7,5
Kötü Yolda Sürüş Kararlılığı	7,5	7	7,5
Kötü Yolda Titreşim Seviyesi	7,1	7,5	7,1
Koltuk Süspansiyonu	7,5	8	7,5
Gürültü Seviyesi	6	7,3	6
Kötü Yoldaki(çukur, kaldırım..) Sertlik	6,8	6	6,8
DİREKSİYON SİSTEMİ	6,6	7,7	7,2
Park Etme Kuvvetleri	7	7,8	8
Sürüş Kuvvetleri	7,5	7,5	8
Direksiyon Simidi Açık Girdisi	7,8	7,8	7
Hissiyat-Geri Besleme	6	7,8	7
Merkezleme-Toplama	6,8	8	8
Düz Yolda Hassasiyet	5,3	7,5	6
Dönüşlerde Hassasiyet	5,3	7,5	7
HAKİMİYET	6,5	7,6	7,4
Araç Yalpası	7,8	7,3	7,8
Frenleme Anında Kararlılık	6,3	7,8	7
Dönüşlerde Frenleme	6	7,8	7,5
Dönüşlerde Hızlanma Değişimi	6,5	7,8	7,5
Şerit Değiştirme Kontrolü	6	7,3	7
Güvenlik Hissiyatı	6,8	7,8	7,5

Çizelge 7.1 Sübjektif Değerlendirme Tablosu

7.8.1. SÜREKLİ DAİRESEL TESTLER

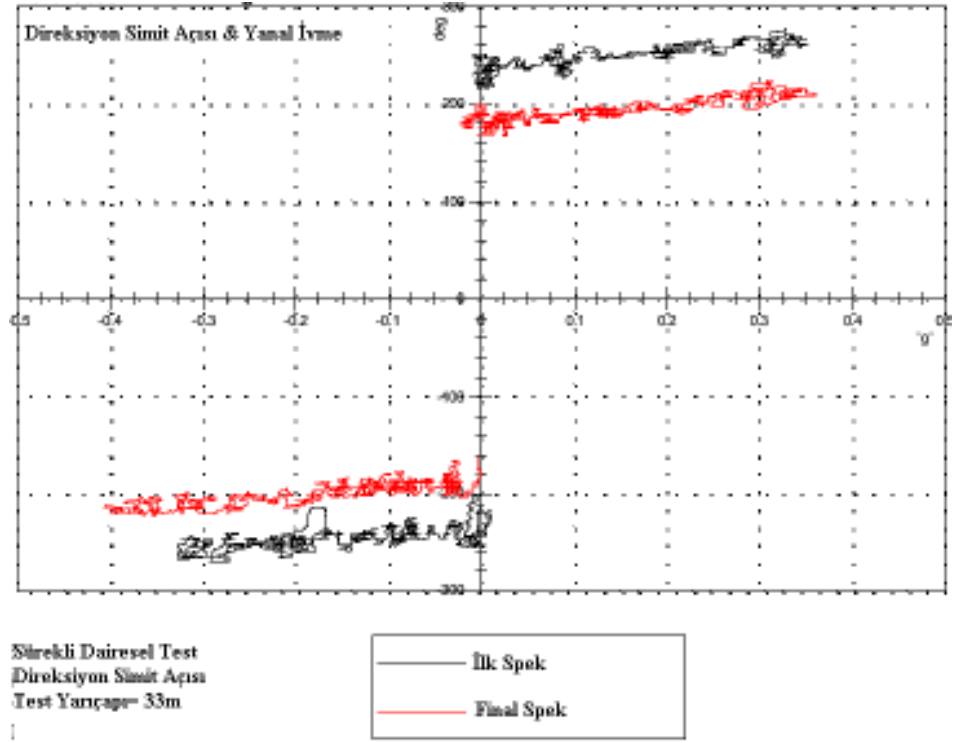
Test sonuçları, sürekli hakimiyet balans özelliğinin yapılan değişiklikler ile değişmediğini göstermektedir. Dümenleme torku-yanal ivme grafiği dümenleme kuvvet seviyesinin ve direksiyon sürtünme değerlerinin aşağıya çekildiğini göstermesine rağmen histerisiz çevriminin yüksekliği de azalmıştır.

7.8.2. SİNÜZOİDAL DÜMENLEME TORK TESTİ

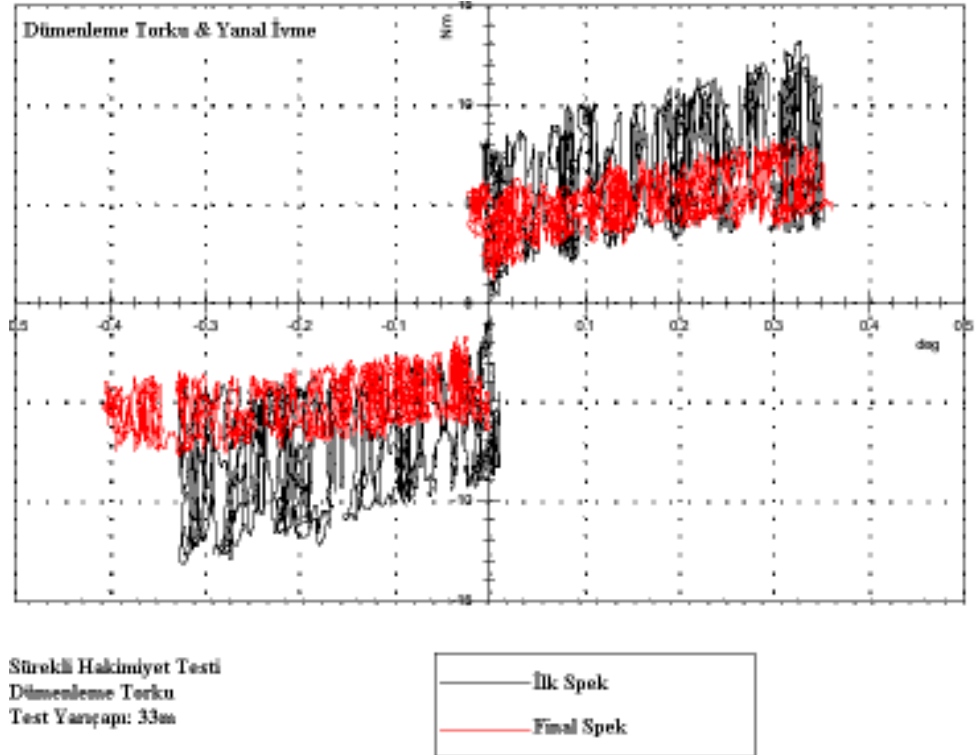
Doğrusal konumlama- direksiyon simidi açısı grafiği araç tepkilerinin arttığını göstermektedir. Ayrıca, direksiyon simidi açısı arttıkça tepkinin lineerliği de korunmaktadır. Dümenleme torku-direksiyon simidi açısı grafiği de direksiyon kuvvetlerinin ve sürtünme seviyelerinin özellikle büyük direksiyon simidi açılarında azaldığını göstermektedir.

7.8.3. DÜZ ÇİZGİ BOYUNCA DÜMENLEME TESTİ

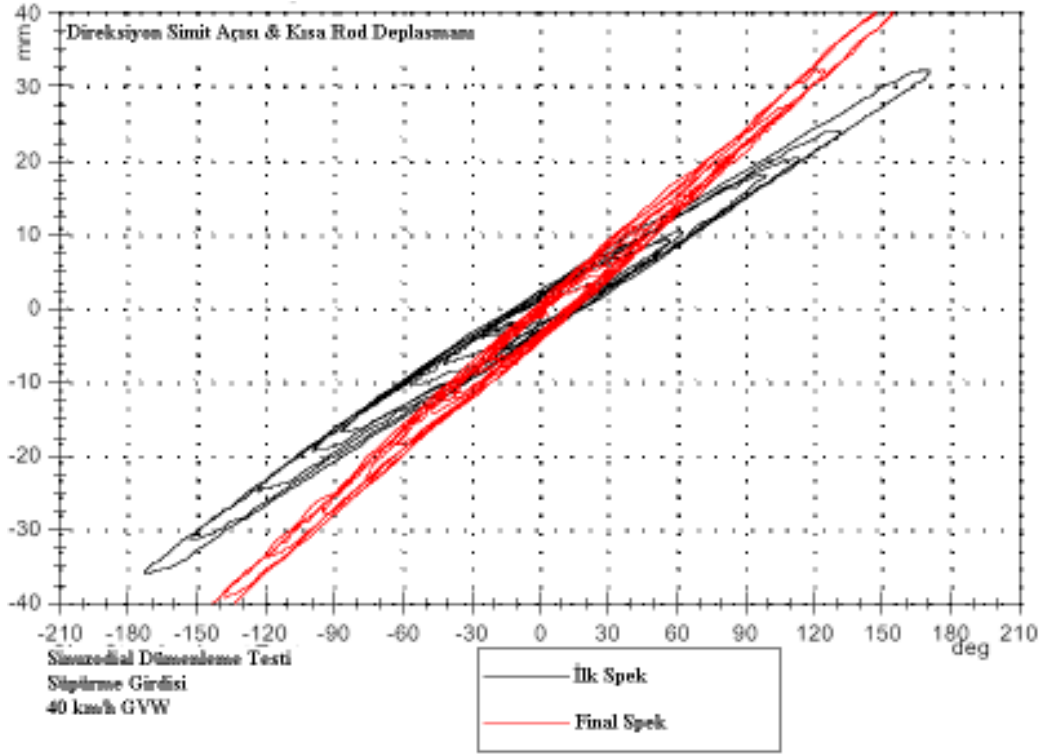
Dümenleme torku- direksiyon simidi açısı çevrimi grafiği altında kalan alan sürücünün aracı düz çizgide tutmaya çalıştığı zamandaki harcanan enerji olarak yorumlanabilir. Histerisiz çevriminin yüksekliği sürtünme seviyeleri hakkında ipucu verir. Aynı zamanda bu çevrimin genişliği sistemdeki boşlukları anlatmaktadır. Grafiklerden çok rahat görülebileceği gibi, sistemdeki boşluklar, sürtünmeler ve aktivasyon seviyeleri son araç seviyesinde azalmıştır.



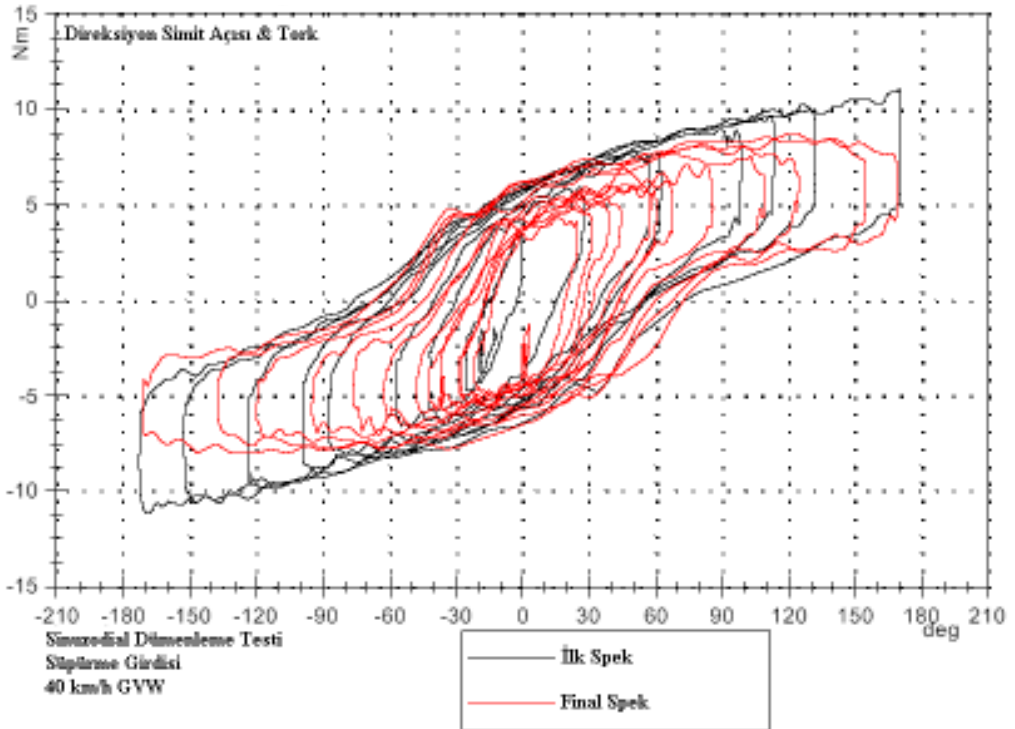
Şekil 7.24. Sürekli Dairesel Test-Yanal İvme



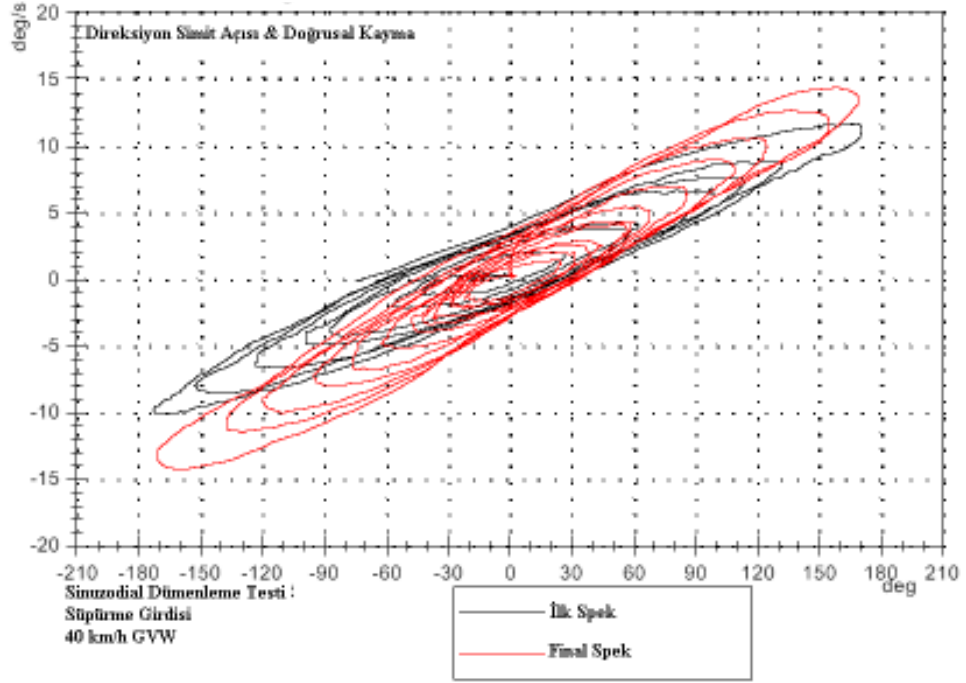
Şekil 7.25. Sürekli Dairesel Test-Hakimiyet



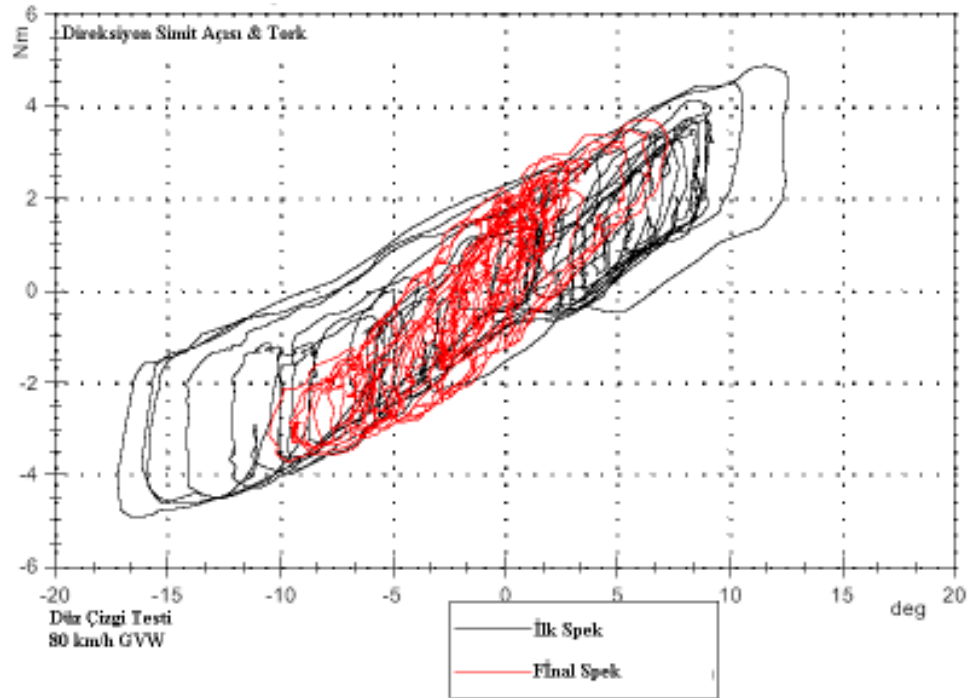
Şekil 7.26. Sinüzoidal Dümenleme Testi-Süpürme Girdisi & Kısa Rod



Şekil 7.27. Sinüzoidal Dümenleme Testi -Süpürme Girdisi & Tork



Şekil 7.28. Sinüzoidal Dümenleme Testi – Süpürme Girdisi & Doğrusal Kayma



Şekil 7.29. Düz Çizgi Testi & Tork

8. SONUÇ VE TARTIŞMA

Ağır Ticari Vasıta sürücüsünün en fazla kullandığı / maruz kaldığı araç sistemi olarak bilinen ve bu şekilde göz önüne alınması gereken direksiyon sistemi tek başına bir mekanizma olmayıp bir çok komşu araç sistemi ile entegredir. Aynı zamanda birinci dereceden güvenlik sistemi özelliğine sahip olan bu sistemin dayanıklılığı da ‘ ömür boyu’ olarak ele alınırsa, direksiyon sistemi tasarımının bilgisinin sadece bir şirketteki bir mühendise veya bir gruba ait olmadığı, aksine bu bilginin endüstrideki birçok kişinin aklı ve tecrübesi içinde saklı olduğu bilinmelidir.

Günümüzde, direksiyon sistem tasarımı yapılırken aşağıdaki adımların izlenmesinde fayda olacaktır. Fakat aşağıdaki her bir adım izlenirken, özellikle tecrübenin çok önemli olduğu da unutulmamalıdır.

- a) Müşteri taleplerinin / şikayetlerinin toplanması
- b) İstenilen Direksiyon Sistem ve araç niteliklerinin belirlenmesi(Benchmark- kıyaslama- yardımı alınabilir)
- c) A ve B maddelerinin ortaklaştırılması ile hedeflerin ortaya konulması
- d) CAD ortamında kinematik analizin yapılması (Sistem Tasarım Parametrelerine/Spesifikasyonlarına bağlı kalarak)
- e) Objektif ve Sübjektif test ve değerlendirmeler ile tasarımın doğrulanması

Yapılan bu tezde de görüldüğü gibi, sadece tasarım parametreleri ve CAD ortamında kinematik analizler yapmak tasarımın doğrulanması aşamasında yeterli olmayacaktır. Çünkü, direksiyon sisteminin kendi içindeki elastikiyeti ve verimi, diğer komşu ve etken sistemlerinin gürültüleri tam olarak hesaplamalara ve simülasyonlara katılamayacaktır. Bu eksiklik ise sistem niteliklerinin tam olarak yakalanamaması zaafiyetine yol açabilecektir.

Bu nedenle, direksiyon sistemi tasarım doğrulamasının en önemli birinci adımı araç üzerindeki testler olarak bilinmelidir. Metrik sonuçlar olarak ortaya konulması gereken bu testler, hassas test ekipmanları ile uzman test mühendisleri tarafından yapılmalıdır. İkinci doğrulama adımı ise sübjektif değerlendirme testleridir. Direksiyon

sistemi tasarımı birinci dereceden, kullanıcının, araç kullanma konforu, güvenlik hissiyatı, yol tutuşu, sürüş kararlılığı, hakimiyet..vb gibi niceliklerini etkilediği için uzman kişiler tarafından yapılacak olan değerlendirmeler büyük önem arz etmektedir.

Sonuç olarak, direksiyon sistem tasarımına yön veren, karar veren en önemli adım doğrulama testleridir. Optimal bir direksiyon sistemi tasarımının ortaya çıkması için hem tasarım grubunun hem de doğrulama test ve değerlendirme grubunun uzman kişilerden kurulması gerekmektedir.

8. KAYNAKLAR DİZİNİ

1. Gillespie, T.D., 1992, Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive, Inc.
2. Durstine, J.W., January 1974, The Truck Steering System from Hand Wheel to Road Wheel, SAE SP-374.
3. Hall, A.S., Jr., 1961, Kinematics of Linkage Design, Prentice Hall, Inc
4. Dwigings, B.H., 1968, Automotive Steering Systems, Delmar Publisher, Inc
5. Gillespie, T.D., 1976, Front Brake Interactions with Heavy Vehicle Steering and Handling during Braking, SAE Paper NO: 760025