T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA DİREKSİYON EFORUNA ETKİ EDEN FAKTÖRLERİN İNCELENMESİ

UĞUR ERDOĞMUŞ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI

DANIŞMAN
DOÇ. DR. ALİ VOLKAN AKKAYA

İSTANBUL, 2018

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA DİREKSİYON EFORUNA ETKİ EDEN FAKTÖRLERİN İNCELENMESİ

UĞUR ERDOĞMUŞ tarafından hazırlanan tez çalışması 21.06.2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Ali Volkan AKKAYA

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Ali Volkan AKKAYA

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Dr. Öğr. Üyesi Muharrem E. BOĞOÇLU

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Mustafa YILMAZ

Marmara Üniversitesi _____

ÖNSÖZ

Çalışmada ağır ticari araçlarda direksiyon eforuna etki eden faktörler belirlenmiş olup, her bir faktörün objektif olarak incelenmesi için araç dataları toplanmıştır. Toplanan datalar belirli oranlarla çarpılmış olup, gerçek değerler kullanılmamıştır.

Tez çalışmam boyunca benden hiçbir zaman desteğini esirgemeyen, öneri ve katkıları ile her zaman bana yardımcı olan ve yol gösteren çok değerli danışman hocam Sayın Doç. Dr. Ali Volkan AKKAYA' ya teşekkürü bir borç bilirim.

Tez çalışmamın her aşamasında bana büyük destek olup her zaman yanımda olan sevgili eşime, çok kıymetli anneme, babama ve kardeşlerime teşekkür ederim.

Ayrıca yaptığımız testlerde yardımlarını ve desteklerini her zaman hissettiğim çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Haziran, 2018

Uğur ERDOĞMUŞ

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ vii

KISALTMA LİSTESİ viii

ŞEKİL LİSTESİ ix

ÇİZELGE LİSTESİ xi

ÖZET xii

ABSTRACT xiv

BÖLÜM 1

GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 1

1.2 Tezin Amacı 10

1.3 Hipotez 10

BÖLÜM 2

AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA DİREKSİYON SİSTEMİ 12

2.1 Direksiyon Simidi 14

2.2 Direksiyon Kolonu 16

2.3 Direksiyon Şaftı 17

2.4 Hidrolik Direksiyon Dişli Kutusu 19

2.5 Direksiyon Pompası 25

2.5.1 Sabit Hacimli Kanatlı Direksiyon Pompası 25

2.5.2 Değişken Hacimli Kanatlı Direksiyon Pompası 26

2.6 Direksiyon Hidrolik Yağ Rezervuarı 28

2.7 Hidrolik Direksiyon Borusu 29

2.8 Yardımcı Hidrolik Silindir 30
2.9 Acil Durum Pompası 30
2.10 Acil Durum Valfi 31
2.11 Direksiyon Sisteminde Bulunan Mekanik Bağlantı Parçaları 31
2.11.1 Pitman Kolu 32
2.11.2 Draglink 33
2.11.3 Deve Boynu 33
2.11.4 Çolak Kolu 34
2.11.5 Uzun Rod 35
BÖLÜM 3
DİREKSİYON EFORUNA ETKİ EDEN FAKTÖRLER: MATERYAL VE YÖNTEM 36
3.1 Direksiyon Kutusu Emniyet Valfi 36
3.2 Direksiyon Simidi Çap Değişimi 39
3.3 Direksiyon Mekanik Bağlantıları Dizayn Çeşitliliği 40
3.4 Yardımcı Hidrolik Silindir Etkisi 44
3.4.1 Hidrolik Silindir Seçiminde Dikkat Edilmesi Gereken Unsurlar 47
3.4.2 İç Kaçak 47
3.4.3 Eş Merkezlilik 49
3.4.4 Ömür Testi ve Patlatma Testi 50
3.4.5 Yardımcı Hidrolik Silindir Araç Testi 51
BÖLÜM 4
ANALİZ BULGULARI VE TARTIŞMALAR 54
4.1 Direksiyon Kutusu Emniyet Valfi - Test Sonuçları 54
4.2 Direksiyon Simidi Çap Değişimi - Test Sonuçları 55
4.3 Direksiyon Mekanik Bağlantıları ve Direksiyon Kutusu – Test Sonuçları 56
4.4 Yardımcı Hidrolik Silindir - Test Sonuçları 63
BÖLÜM 5
SONUÇLAR VE ÖNERİLER 72
KAYNAKLAR 75
ÖZGEÇMİŞ 77

SİMGE LİSTESİ

d	Çap
F	Kuvvet
P	Basınç
π	Pi sayısı

KISALTMA LİSTESİ

CAE	Bilgisayar destekli mühendislik
EHPAS	Elektro-Hidrolik güç destekli direksiyon
EPAS	Elektrik güç destekli direksiyon

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 Tork-açı sensörü monte edilmiş örnek bir araç 2
Şekil 1.2 Yapılan manevralara göre araçların eforlarının kıyaslanması 2
Şekil 1.3 Thunderbird tork-basınç eğrisi 3
Şekil 1.4 LTD tork-basınç eğrisi 4
Şekil 1.5 Kurulan modele ait bir görüntü 5
Şekil 1.6 Taşıtın farklı şartlardaki direksiyon döndürme moment grafiği 6
Şekil 1.7 Farklı ağırlıklardaki araçlarda oluşan direksiyon simidi tork-açı grafiği 6
Şekil 1.8 Farklı direksiyon çevrim oranlarında oluşan direksiyon simidi tork-açı grafiği 7
Şekil 1.9 Güç destekli direksiyon sistemi, direksiyon simidi tork-açı grafiği 7
Şekil 1.10 Birinci araç tork-açı grafiği 9
Şekil 1.11 İkinci araç tork-açı grafiği 9
Şekil 2.1 Tek aks ve çift aks dümenlenebilen hidrolik direksiyon sistemi 13
Şekil 2.2 Elektrikli direksiyon sistemi 14
Şekil 2.3 Direksiyon simidi ve kolonuna uygulanan kuvvetler ve torklar 15
Şekil 2.4 Ayarlanabilir direksiyon kolonu 17
Şekil 2.5 Açısal ve yükseklik ayarlı direksiyon kolonu 17
Şekil 2.6 Freze dişli direksiyon şaftı 18
Şekil 2.7 Freze dişli direksiyon şaftı 19
Şekil 2.8 Döner bilyalı direksiyon kutusu. A, fiziksel parça. B, Şematik gösterim 20
Şekil 2.9 Taşıt düz giderken, kontrol valfi nötr konumda sistemdeki yağ dolaşımı 21
Şekil 2.10 Hidrolik direksiyon kontrol valfi 22
Şekil 2.11 Sabit ve değişken çevrim oranı sağlayan diş yapıları 23
Şekil 2.12 Taşıt sola döndüğünde sistemdeki yağ dolaşımı 24
Şekil 2.13 Sabit hacimli kanatlı direksiyon pompası 26
Şekil 2.14 Değişken hacimli kanatlı direksiyon pompası 27
Şekil 2.15 Pompa yuvası merkezde 27
Şekil 2.16 Pompa yuvası ile rotor eksantrik yapıda 28
Şekil 2.17 Direksiyon hidrolik yağ rezervuarı ve çeşitleri 29
Şekil 2.18 Yardımcı hidrolik silindir 30
Şekil 2.19 Acil durum valfi 31

Şekil 2.20 Çift akstan dümenlenebilen direksiyon sistemi ve mekanik bağlantı parçaları 32
Şekil 2.21 Pitman Kolu 33
Şekil 2.22 Deve bounu 34
Şekil 2.23 Çolak Kolu 34
Şekil 3.1 Hidrolik direksiyon kutusu şematik gösterimi 37
Şekil 3.2 Hidrolik direksiyon kutusu emniyet valfi 37
Şekil 3.3 Hidrolik direksiyon kutusu emniyet valfi 38
Şekil 3.4 Tahdit civatası 38
Şekil 3.5 Çift akstan dümenlenen bir araç 41
Şekil 3.6 Direksiyon kolları ve rodlar 41
Şekil 3.7 Direksiyon kolları ve rodlar 42
Şekil 3.8 Soldan Sağa doğru : Açı ölçer, Direksiyon simidi adaptörü, Cıvata, Tork Sensörü, Direksiyon kolonu adaptörü 42
Şekil 3.9 Hidrolik silindir şematik gösterim 44
Şekil 3.10 Hidrolik silindirin araç üstü görünümü 45
Şekil 3.11 Hidrolik silindir piston çapı,yağ basıncı, piston kuvveti grafiği 46
Şekil 3.12 Hidrolik silindir test düzeniği 49
Şekil 3.13 Pitman kolu araç üstü görünümü 52
Şekil 4.1 Direksiyon simid çapları 56
Şekil 4.2 Askıya alınmış bir araç 57
Şekil 4.3 Tork açı sensörü test düzeneği 57
Şekil 4.4 İki farklı mekanik bağlantı tasarımına sahip araçların direksiyon efor grafiği 58
Şekil 4.5 (Birinci Alternatif) Direksiyon simidi tork-açı değerleri karşılaştırması, 70 ton 59
Şekil 4.6 (Birinci ve İkinci Alternatif) Direksiyon tork değerleri karşılaştırması, 70 ton 60
Şekil 4.7 (Birinci ve İkinci Alternatif) Direksiyon simidi açı değerleri karşılaştırması, 70 ton 60
Şekil 4.8 (İkinci Alternatif) Farklı motor dönüş hızlarında direksiyon tork değerleri karşılaştırması, 70 ton 62
Şekil 4.9 (İkinci Alternatif) Farklı motor dönüş hızlarında direksiyon simidi açı değerleri karşılaştırması, 70 ton 62
Şekil 4.10 Pitman kolu paket kontrolü 64
Şekil 4.11 Pitman kolu tasarımı 65
Şekil 4.12 Mevcut ve yeni tasarım pitman kolu CAE analizi 66
Şekil 4.13 Mevcut pitman kolu ile direksiyon sistemi CAE analizi 67
Şekil 4.14 Yeni pitman kolu ile direksiyon sistemi CAE analizi 67
Şekil 4.15 1. Durum - Direksiyon simidi tork- açı değerleri, 70 ton 68
Şekil 4.16 2. Durum - Direksiyon simidi tork- açı değerleri, 70 ton 68
Şekil 4.17 3. Durum - Direksiyon simidi tork- açı değerleri, 70 ton 69
Şekil 4.18 4. Durum - Direksiyon simidi tork- açı değerleri, 70 ton 69
Şekil 4.19 5. Durum - Direksiyon simidi tork- açı değerleri, 70 ton 70

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2. 1 Direksiyon kuvvet limtleri ECE.79 16
Çizelge 3.1 Farklı marka hidrolik direksiyon kutusu karşılaştırma tablosu 43
Çizelge 3.2 Hidrolik silindir karşılaştırma tablosu 52
Çizelge 3.3 Araç test planı 52
Çizelge 4.1 Birinci alternatif hidrolik direksiyon kutusu teknik özellikleri..... 584
Çizelge 4.2 İkinci alternatif hidrolik direksiyon kutusu teknik özellikleri 585
Çizelge 4.3 Direksiyon eforları karşılaştırma tablosu 58
Çizelge 4.4 Markalara göre direksiyon dönüş açısı karşılaştırma toblosu..... 61
Çizelge 4.5 Hidrolik silindir iç kaçak karşılaştırma tablosu 63
Çizelge 4.6 Hidrolik silindirlerin ilk hareket geçme ve ilerleme karşılaştırma tablosu..... 63
Çizelge 4.7 Direksiyon simidi tork- açı değerleri karşılaştıma tablosu 70

ÖZET

AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA DİREKSİYON EFORUNA ETKİ EDEN FAKTÖRLERİN İNCELENMESİ

Uğur ERDOĞMUŞ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Ali Volkan AKKAYA

Güç desteği olarak da adlandırılan hidrolik direksiyon sistemi, bir taşıtın dümenlenmesi sırasında, taşıtın direksiyon sistemi ve süspansiyon sistemi tasarımı nedeniyle oluşan direksiyon eforlarını azaltmak için uzun yıllardır kullanılmaktadır. Gelişen teknoloji ile birlikte hidrolik destekli direksiyon sistemlerine farklı teknolojiler ve farklı tasarımlar adapte edilerek sistem verimliliği arttırılmıştır. Elektronik sistemlerin gelişmesi ile hidrolik destekli direksiyon sistemlerine eklenen elektrik motoru ile elektrik destekli hidrolik direksiyon sistemleri (EHPAS) kullanılmaya başlanmıştır. Direksiyon eforlarını azaltmak, sürüş konforunu, güvenliğini, manevra kabiliyetini arttırmak ve aktif güvenlik sistemlerini uygulamak için elektrik destekli direksiyon (EPAS) sistemleri de günümüzde kullanılmaktadır.

Düşük direksiyon eforu, sürücünün dönüşlerde kolay manevra yapabilmesi ve sürüş konforunun artması için temel gerekliliktir. Taşıtların direksiyon eforlarının belirlenmesinde, çeşitli direksiyon ve süspansiyon parçaları hayati rol oynamaktadır. Uzun yol veya zorlu inşaat ve maden sahalarında çalışan ağır ticari araç sürücüleri, uzun süreler boyunca araç kullandıkları ve yüksek tonaj ile bozuk zeminlerde ve dar yollarda zor manevralar yaptıkları için taşıtların direksiyon eforlarının düşük olmasını beklemektedirler.

Direksiyon eforlarına neden olan birçok etken bulunmaktadır. Direksiyon eforlarına en çok etki eden maddelerden bazıları aşağıda sıralanmıştır.

- Direksiyon kutusu emniyet valfi basınç ayarı,
- Direksiyon simidinin çapı,
- Taşıt aks genişliği ve buna bağlı olarak mekanik bağlantıların dizayn farklılığı,
- Hidrolik direksiyon kutusu,
- Yardımcı hidrolik silindir.

Yapılan çalışmada, yukarıda belirtilen etkenlerin araç üzerinde incelenmesi için çift akstan dümenlenen (8x4) bir araç kullanılmıştır. Yapılan literatür araştırmalarından anlaşıldığı üzere, taşıtlara yüklenen tonajların fazla olması direksiyon eforlarının artmasına neden olmaktadır. Bu sebeple yüksek tonaj kapasitesine sahip olan bu araç, araç testleri için seçilmiştir.

Direksiyon eforlarına etki eden parametreleri belirlemek için beş farklı yöntem belirlenmiştir. İlk olarak, basınç emniyet valfi farklı değerlere sabitlenmiş hidrolik direksiyon kutularının etkisi incelenmiştir. Objektif değerleri incelemek için tork-açı sensörü kullanılarak datalar toplanmıştır. Toplanan datalar DEWEsoft programı kullanılarak analiz edilmiştir. Yapılan ikinci karşılaştırmada, farklı çaplara sahip direksiyon simidlerinin, direksiyon eforuna etkisi incelenmiştir. Üçüncü karşılaştırmada, dümenlenen aks genişlikleri farklı olan taşıtlarda, paket uygunluğunu sağlamak amacı ile farklı tasarıma sahip mekanik bağlantı elemanları kullanılmaktadır. Farklı tasarıma sahip mekanik bağlantı elemanlarının direksiyon eforlarına olan etkileri incelenmiştir. Yapılan dördüncü karşılaştırmada, farklı teknik özelliklere sahip hidrolik direksiyon kutularının etkileri incelenmiştir. Son olarak, farklı teknik özelliklere sahip üç adet hidrolik silindir ile 2 adet tasarımı faklı pitman kolu kullanılarak, bunlar arasında oluşturulan kombinasyonların meydana getirdiği moment desteği incelenmiştir. Pitman tasarımı sırasında Catia programından yararlanılmıştır. Pistonların sağladığı farklı kuvvetler nedeniyle direksiyon sistemine gelen yükler Abaqus programında incelenmiş, sistemin ve yeni tasarlanmış pitman kolonun CAE analizi yapılmıştır.

Yukarıda belirtilen adımlar sırasıyla ve detaylı biçimde takip edilerek, bu faktörlerin direksiyon eforlarına olan etkileri belirlenmiştir. Elde edilen bu veriler, yeni tasarlanacak olan direksiyon sistemlerinde, direksiyon eforlarının azaltılması için seçilmesi gereken kriterlere ışık tutmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Ağır ticari araç, hidrolik direksiyon kutusu, direksiyon eforları, manevra kabiliyeti, yardımcı hidrolik silindir

ABSTRACT

INVESTIGATION OF FACTORS AFFECTING STEERING EFFORT IN HEAVY COMMERCIAL VEHICLES

Uğur ERDOĞMUŞ

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Ali Volkan AKKAYA

Hydraulic power steering system which is also called as power assistance is used through long ages to reduce steering effort that happen due to design of steering system and suspension system. Steering system efficiency has been increased while breakthrough design and new technology products has been added to this system. By developing electronic technology, electro-hydraulic power steering system (EHPAS) has been used after electric motor was added to hydraulic power steering system instead of internal combustion engine. Nowadays, Electric power steering system (EPAS) is used to reduce steering effort and increasing driving comfort and maneuverability and also perform the active safety system.

Low steering effort is a necessity for driver to increase driving comfort and easy maneuverability on turns. Several component in the suspension and steering system play a key role in determining the steering effort of vehicle. Long-distance drivers or drivers who drive heavy commercial vehicles on challenging construction and mine sites to maneuver hardly on turns at the uneven and narrow road, want that vehicles have low steering effort.

There are many factors which cause the steering effort. Some of the most effective factors for steering effort are listed below.

- Steering gear relief valve pressure adjustment
- Steering wheel diameter
- Wheelbase and various of linkage design
- Recirculating ball type steering gear
- Auxiliary hydraulic cylinder

In this study, 8x4 command steer vehicle was used to examine above mentioned factors on vehicle. As it can be seen from literature survey, overloading causes the high steering effort. Gross vehicle mass for 8x4 command steer vehicle is higher than others, that's why this vehicle was chosen for vehicle test.

Five different methods have been identified to determine the parameters affecting steering effort. Firstly, the effect of steering gears which was fixed in different relief valve pressure value has been examined. Data was collected by using torque-angle sensor to analyse values. The collected data was analysed using DEWEsoft program. The effect of the different diameter of steering wheel to steering effort was evaluated. In the second comparison, the effect of steering wheels which have different diameters to steering effort was examined. In the third comparison, different steering linkages is designed in order to provide the suitable packaging at the vehicles which have different wheelbase. Effect of the different linkage design to steering effort was examined. In the fourth comparison, recirculating ball type steering gears which have different technical feature was evaluated. Lastly, three hydraulic cylinder with different technical features and two pitman arm with different designs were used and the torque which was made by combinations formed between them was analysed. Catia program was used during pitman arm design. Loads impact on steering system due to different forces provided by hydraulic cylinders have been investigated using Abaqus program. CAE analysis for newly designed pitman arm was carried out.

The above steps were followed sequentially and in detail and the effects of the factors on the steering effort were determined. The obtained data shed some light on criteria that must be selected to be decreased steering high effort in newly designed steering system.

Keywords: Heavy commercial vehicle, Recirculating ball type steering gear, steering effort, maneuverability, auxiliary hydraulic cylinder

BÖLÜM 1

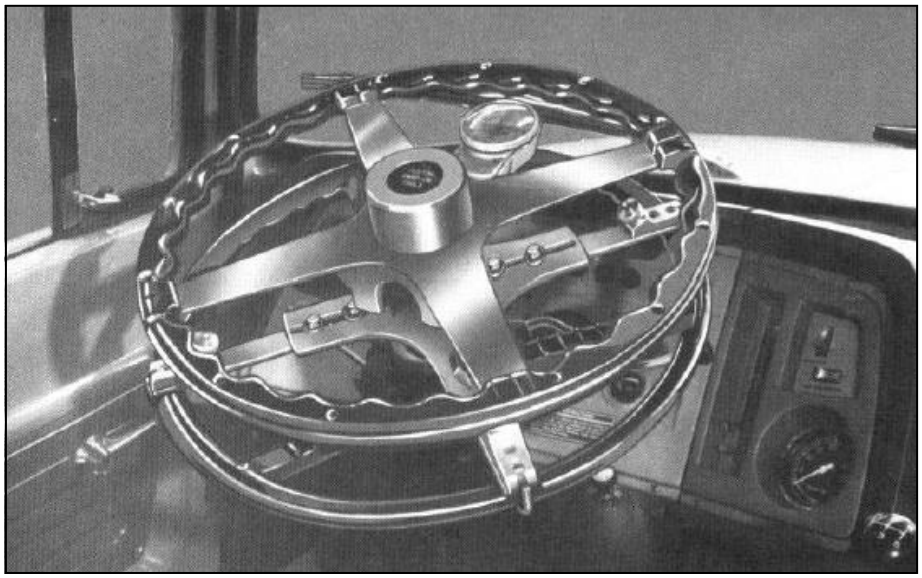
GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Modern çağda, araçların yönlendirilebilirliği ve direksiyon hakimiyeti karakteristiği en önemli özelliklerindendir. Araçların yönlendirilebilirliği ve direksiyon hakimiyetinden ödün vermeden direksiyon eforlarını azaltarak sürücüler için konforlu bir sürüş sağlamak bütün araç üreticilerinin en önemli amaçlarından biridir.

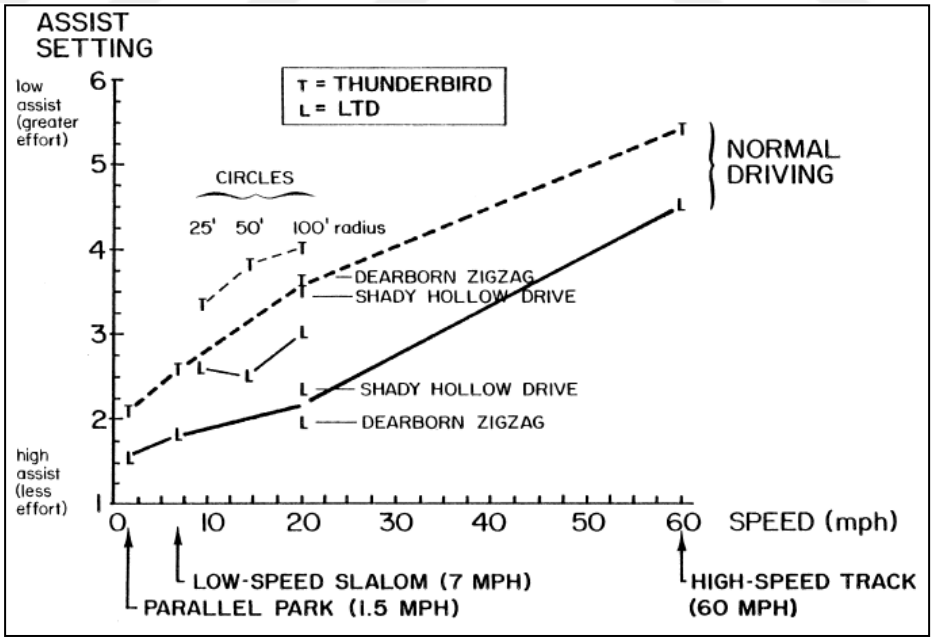
1973 yılında Durstine [1] tarafından yazılan kitapta direksiyon sistemine ait bütün parçalar detaylı bir şekilde anlatılmıştır. İncelenen parçaların tasarım kriterleri ve teknik özellikleri belirtilmiş olup, taşıt dinamiğine ve direksiyon sistem özelliklerine etkilerinden bahsedilmiştir. Güç destekli ve güç desteksiz direksiyon sistemlerine değinilmiş olup, direksiyon sistemi tasarımının yapılması istendiğinde gereken tasarım kuralları hakkında bilgi verilmiştir.

Belirtilen tasarım koşulları doğrultusunda direksiyon sistemi parçaları üretilmiş ve test edilecek olan bir araca monte edilmiştir. Sürüş denemeleri yapılan araçta, direksiyon sistemine ait basınç ve sıcaklık değerleri ölçülmüş, direksiyon efor değerleri şekil 1.1'de görüldüğü gibi tork –açı sensörü kullanılarak analiz edilmiştir.



Şekil 1. 1 Tork-açı sensörü monte edilmiş örnek bir araç [1]

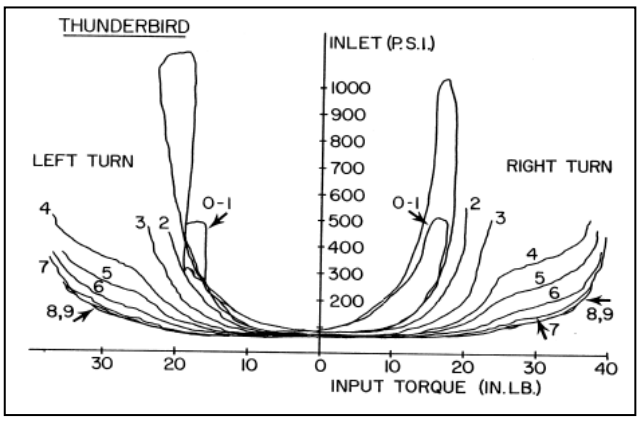
1985 yılında Green vd. [2] tarafından yapılan araştırmada direksiyon efor seviyeleri subjektif olarak değerlendirilmiştir. Ford Motor Company çalışanlarından oluşan 45 kişilik ekip (43 Erkek, 2 Kadın) şekil 1.2'de belirtildiği gibi 2 farklı aracı 8 farklı manevra şartlarında değerlendirmiştir ve direksiyon eforlarını ve hidrolik destek gerekliliklerini kıyaslamışlardır.



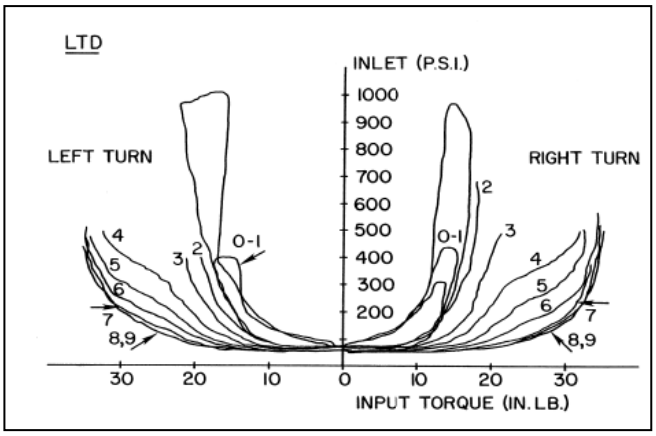
Şekil 1. 2 Yapılan manevralara göre araçların eforlarının kıyaslanması [2]

Yapılan çalışmada, son yıllarda küçülen araç trendleri ile birlikte, önden çekişli araç sayılarının artığı belirtilmiştir. Çekiş gücünün aracın arkasından önüne kayması ile araç ağırlığının büyük kısmının ön tekerleklere dağılması sonucu direksiyon eforlarının arttığı belirtilmektedir. Direksiyon eforlarının azaltılması için sabit güç destekli direksiyon sistemleri kullanılsa da sürücü memnuniyeti tam olarak sağlanamamıştır. Park manevralarında daha fazla güç desteği istenirken, yüksek hızlarda araç ve yol etkileşimi ile ilgili geri bildirimi sağlamak için düşük güç desteğinin sağlanması gerektiği belirtilmiştir.

Yapılan çalışmada 2.3 lt dört silindir turbo destekli manuel şanzıman Ford Thunderbird iki kapılı Coupe araç kullanılmıştır. Araçta değişken güç destekli direksiyon sistemi kullanılmıştır. Direksiyon çevrim oranı 15:1 olarak belirlenmiştir. Ayrıca, burulma çubuğu çapı 0.231 inç çapa çıkartılmış olup spor araç hissinin daha fazla hissedilmesi sağlanmıştır. Test edilen diğer araç,3.8 lt altı silindir otomatik şanzıman bir araçtır. Bu araçta değişken güç destekli direksiyon sistemi ile donatılmış olup burulma çubuğunda herhangi bir modifikasyon yapılmamıştır. Üretim çapı 0.221 inç olan burulma çubuğu kullanılmıştır. Direksiyon çevrim oranı 20:1 olarak belirlenmiştir. Ek olarak, araçlarda, sürüş esnasında direksiyon güç destek seviyesinin manuel olarak kontrol edilebildiği elektronik kontrol ünitesi de bulunmaktadır. Bu kontrol ünitesi sürücüye, araç hızı ile direksiyon güç destek seviyesinin değişmesini sağlayan 9 adet farklı eğri sunmaktadır. Şekil 1.3 ve şekil 1.4'te belirtildiği gibi birden dokuza kadar olan bu eğriler, artan direksiyon eforlarını belirtmektedir.



Şekil 1. 3 Thunderbird tork-basınç eğrisi [2]



Şekil 1. 4 LTD tork-basınç eğrisi [2]

Yapılan subjektif değerlendirmenin sonucunda aşağıda belirtilen sonuçlar elde edilmiştir.

1.Birden dokuza kadar olan ayar aralığında, sürücüler 20 mph hız üzerinde hidrolik desteğin azaltılmasını istemişlerdir.

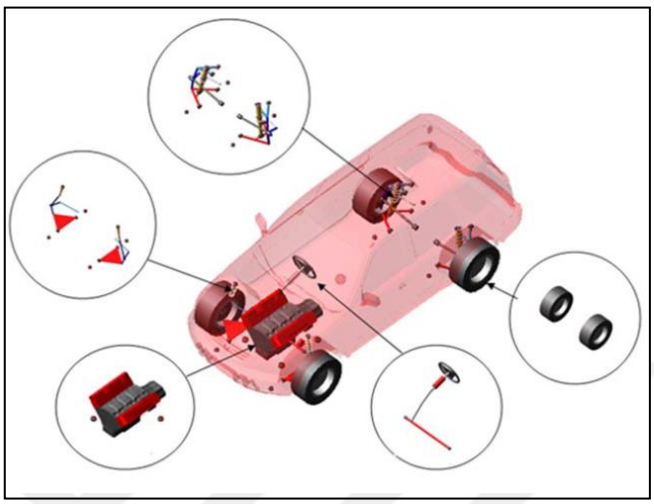
2.Spor araç olan Thunderbird için istenen güç destek seviyesi aile aracı olan LTD göre bir ayar seviyesi daha düşüktür.

3.İki veya daha fazla tercih edilen ayar seviyesi tercih edilen ayar seviyesi olan belirlenmektedir.

4.Tercih edilen güç desteği sürücünün omuz genişliği ile ilişkilendirildiğinde, omuz genişliği fazla olan sürücüler daha fazla direksiyon eforu istemektedirler.

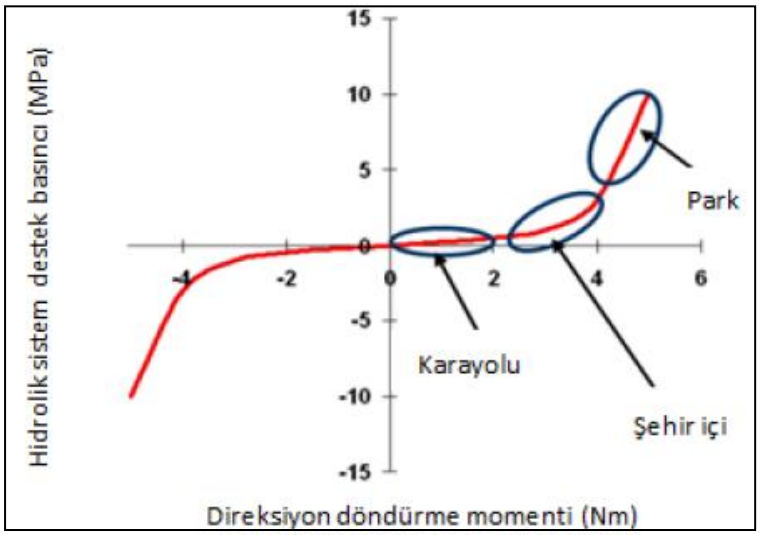
2010 yılında Rajvardhan vd. [3] tarafından yapılan çalışmada, seçilen Honda CR-V aracının teknik özelliklerine göre ADAMS/CAR yazılımı kullanılarak Şekil 1.5'de görüleceği üzere SUV aracı modellenmiştir. Simülasyondan elde edilen sonuçlar ile literatürden elde edilen standart grafikler karşılaştırılarak SUV modeli doğrulanmıştır. Bu model ile, farklı teker geometrisi parametleri için araçların davranışlarını tahmin etmek adına direksiyon eforları, direksiyon simidinin geri toplaması değerleri ve tekerler tarafında üretilen yanal kuvvetler elde edilmiştir. Bu sonuçlardan elde edilen bilgiye göre, pozitif camber açısı direksiyon simidinin geri toplamasını iyileştirirken, direksiyon eforlarını arttırmaktadır. Negatif kamber açısı direksiyon eforlarını

azaltırken, aracın yolda gezinmesine neden olmaktadır. Aynı zamanda, yüksek direksiyon ekseni eğim açısında, direksiyonun geri toplaması özelliğinin iyileşmesine ve direksiyon eforlarının azalmasına yardımcı olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 1. 5 Kurulan modele ait bir görüntü [3]

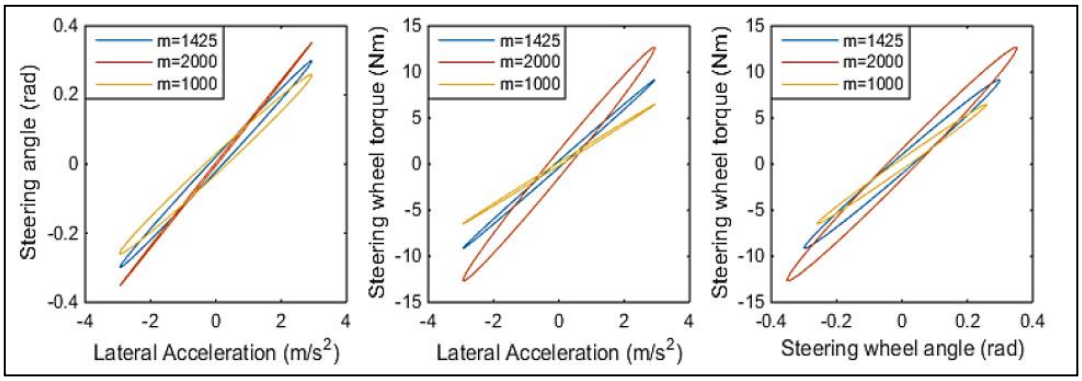
2012 yılında Ersolmaz vd. [4] tarafından yapılan çalışmada hidrolik destekli direksiyon sitemi, elektro-hidrolik destekli direksiyon sistemi ve elektrikli direksiyon sistemleri incelenmiştir. Hidrolik destekli direksiyon sisteminde, direksiyonu çevirmek için sürücüye gereken destek momentinin sürüş koşullarına göre değiştiği belirtilmiştir. Yüksek hızlarda giderken direksiyonu çevirmek için gereken destek momentinin düşük, ancak park durumunda gereken destek momentinin oldukça yüksek olduğu belirtilmiştir. Şekil 1.6'da hidrolik direksiyon sisteminde, hidrolik sistem basıncı ile sürücünün uygulaması gereken moment arasındaki ilişki verilmiştir.



Şekil 1. 6 Taşıtın farklı şartlardaki direksiyon döndürme moment grafiği [4]

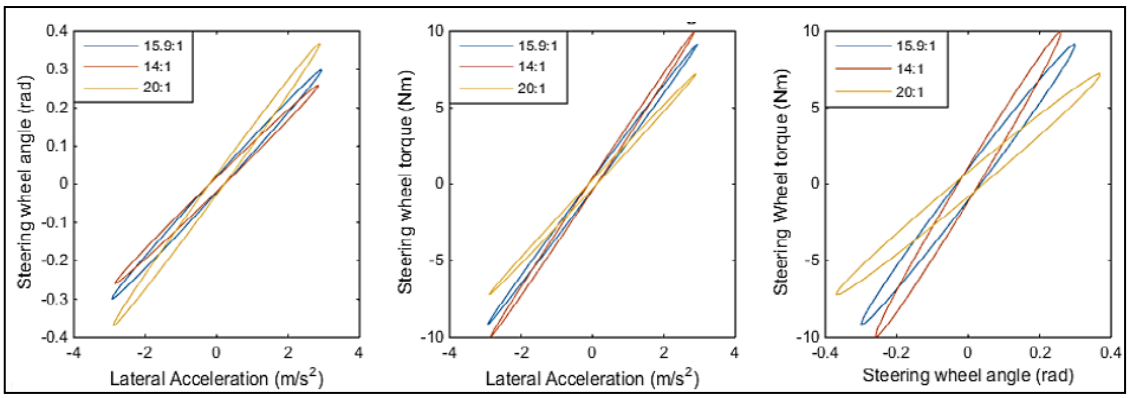
Hidrolik direksiyon sistemi içten yanmalı motor ile tahrik olduğu için direksiyon hareketlerinin sınırlı olduğu düz yol şartlarında veya yüksek hızlarda enerji işe dönüşmediği için kayıplar artmaktadır. Bu kaybı önlemek için elektrik motoru ile tahrik edilen elektro-hidrolik direksiyon sistemleri ve sadece elektrik motoru ile tahrik edilen elektrik destekli direksiyon sistemlerinin geliştirildiği belirtilmiştir.

2015 yılında Chevatco [5] tarafından yapılan çalışmada araç ağırlıkları, direksiyon çevrim oranları, araç ve direksiyon atalet momentleri ve direksiyon güç desteği eğrileri farklılaştırılarak direksiyon simidi açı-tork karşılaştırması yapılmıştır. Direksiyon güç desteği olmadan araç modellenmiştir. Şekil 1.7'de görüleceği üzere araç ağırlığı arttıkça direksiyon sisteminde oluşan döndürme momentide artmıştır. Bu direksiyon sistemindeki eforları arttırmakta, sürüş konforunu bozmaktadır.



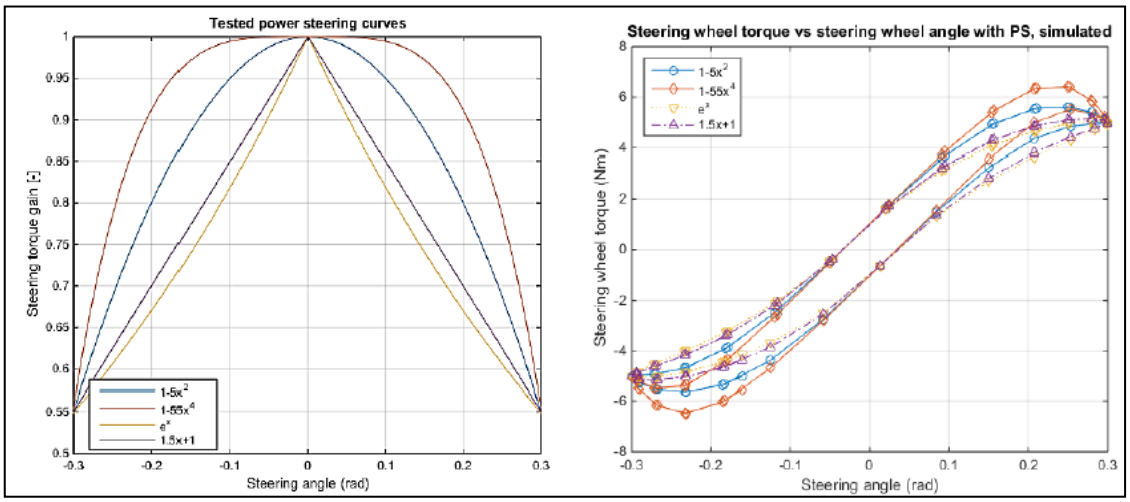
Şekil 1. 7 Farklı ağırlıklardaki araçlarda oluşan direksiyon simidi tork-açı grafiği [5]

Farklı çevrim oranlarındaki direksiyon sistemlerinin kıyaslanmasında şekil 1.8'de gösterilen grafikler oluşturulmuştur. Direksiyon çevri oranı direksiyon simidi açısı ile ön tekerleklerin yaptığı açının oranıdır. Direksiyon çevrim oranının artması direksiyonun çevrilmesi için gereken momenti azaltmaktadır.



Şekil 1. 8 Farklı direksiyon çevrim oranlarında oluşan direksiyon simidi tork-açı grafiği [5]

Faklı eğrilere sahip direksiyon güç desteklerinin kıyaslanmasında Simulink sistemine güç desteği eklenmiştir. Şekil 1.9'da ki grafiklerden de görüleceği üzere direksiyon eforlarının iyileştirilmesinde güç destekli direksiyon sistemlerin katkısı gösterilmektedir. Şekil 1.9 ile yukarıda Şekil 1.7 ve Şekil 1.8 de belirtilen grafiklerde aynı açıdaki direksiyon eforları kıyaslandığında güç destekli sistemlerin pozitif etkisi görülmektedir.



Şekil 1. 9 Güç destekli direksiyon sistemi, direksiyon simidi tork-açı grafiği [5]

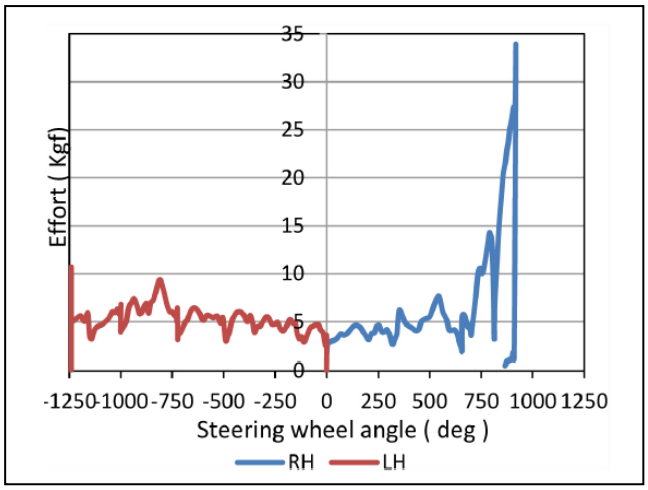
2015 yılında Deshpande vd. [6] tarafında yürütülen çalışmada, sağa ve sola dönüşlerde direksiyon eforlarının faklılığına sebep olan önemli faktörler irdelenmiştir. Öncellikli olarak incelenen faktörler; direksiyon geometrisi, lastik statik sürtünme momenti ve direksiyon mekanik bağlantıları arasındaki sürtünmelerdir. Bu incelemede dört unsur üzerinde durulmuştur.

1. Aracın direksiyon eforlarının hesaplanmasında önemli rol oynayan çeşitli faktörlerin tanımlanması,
2. Parametreler arasındaki farklılığın direksiyon eforlarına etkisi ve faktörlerin detaylı incelenmesi,
3. Hız ve ivme analizi kullanılarak, direksiyon eforları ile direksiyon sistemi mekanik bağlantılarının hızlarının ilişkilendirilmesi,
4. Sola dönüşe kıyasla sağa dönüşlerdeki yüksek direksiyon eforu olgusunun doğrulanması için 6X4 Damperli bir araçta direksiyon efor denemeleri gerçekleştirilmiştir.

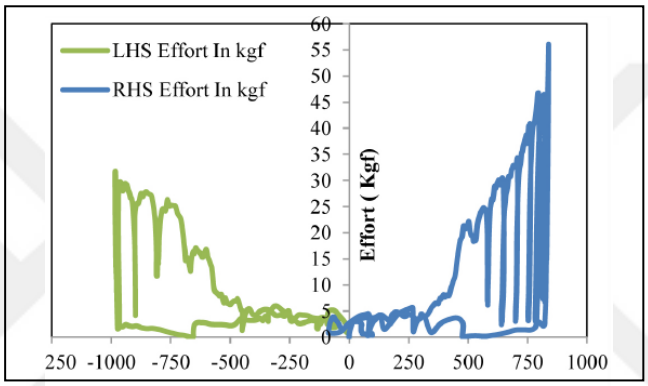
Çalışmada, sağa ve sola dönüşlerde direksiyon mekanik bağlantılarının (pitman, tie rod ve direksiyon kolları) etkili uzunluklarının birbirine göre oranı, tekerleğin her dönüş açısına göre belirlenmektedir. Belirlenen bu oranın birden küçük olması durumunda direksiyon eforlarının arttığı belirtilmiştir.

Direksiyon mekanik bağlantılarının etkili uzunluk orantılarının belirlenmesinde yaşanacak belirsizlikleri ortadan kaldırmak için Ackerman bağlantılarının hız ve ivme analizi kullanılmaktadır. Bu yöntemin avantajı, normal değere kıyasla hangi açıda direksiyon eforunun yüksek olduğu kolaylıkla belirtilebilmektedir.

6X4 Damperli iki aracın efor karşılaştırılması yapılmıştır. Araçların modelleri farklı olup, birinci araç ve ikinci aracın direksiyon çevirim oranları 22.4:1 ‘dir. Birinci aracın direksiyon sisteminde döner bilyalı direksiyon kutusunun kullanıldığı belirtilmiş olup, ikinci araçta hidrolik güç destekli direksiyon sistemi gibi genel bir ifade kullanılmıştır. Şekil 1.10 ve Şekil 1.11’de görüldüğü gibi yapılan ölçüm sonuçlarında iki aracında sağa dönüşlerdeki direksiyon efor değeri sola dönüşe göre yüksek olduğu belirlenmiştir.



Şekil 1. 10 Birinci araç tork-açı grafiği [6]



Şekil 1. 11 İkinci araç tork-açı grafiği [6]

Yapılan tez çalışmasında direksiyon eforuna etki eden faktörler incelenmiştir. Literatürdeki benzer çalışmaların yanı sıra özgün çalışmalar yürütülmüştür. Farklı teknik özelliklerdeki hidrolik silindirlerin ve farklı tasarımdaki pitman kollarının kombinasyonları araca paketlenerek direksiyon eforlarına olan etkileri incelenmiştir. Bu çalışmada yeni tasarlanacak olan bir taşıtta direksiyon eforlarını azaltmak için hidrolik silindir ve pitman tasarımının belirlenmesinde hangi yöntemlerin kullanılacağı ve hangi testlerin yapılması gerektiği anlatılmıştır. Tez çalışmasında hidrolik silidir ve pitman kolu ile ilgili 6 farklı durum ele alınmış olup elde edilen sonuçlar itibarı ile literatüre katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

1.2 Tezin Amacı

Direksiyon sistemi, direkt olarak sürücü ile etkileşim halinde olduğu için, tasarım kriterleri çok iyi belirlenmelidir. Otomotiv sektöründe farklı isteklere göre tasarlanmış birçok direksiyon sistemi bulunmaktadır. Direksiyon ve süspansiyon sistemlerinde bulunan çeşitli parçalar nedeniyle direksiyon eforları da araçtan araca faklılık göstermektedir.

Direksiyon eforlarına etki eden birçok parametre bulunmaktadır. Yapılan çalışmada, yüksek tonajlı çift akstan dümenlenen 8x4 bir araç, yapılacak olan testlerde kullanılmak üzere seçilmiştir. Direksiyon eforunun oluşmasına katkı sağlayan önemli faktörler belirlenmiştir. Basınç emniyet valfi farklı değerlere sabitlenmiş iki farklı hidrolik direksiyon kutusu, aks genişliği ve mekanik bağlantı parçalarının tasarım farklılığı, direksiyon simid çaplarının farklılığı, teknik özellikleri farklı hidrolik direksiyon kutusu ve farklı teknik özelliklere ve farklı tasarıma sahip hidrolik silindirler ve pitman kollarının etkisi irdelenmektedir. Toplanan datalar ile tork-açı grafikleri oluşturulup, faktörlerin direksiyon eforlarına etkileri sayısal olarak belirlenmektedir. Çalışma sonucunda, optimum direksiyon eforunu belirlemek ve mevcut direksiyon sistemindeki eforları azaltmak için uygulanması gereken kriterler belirlenmiş olacaktır.

1.3 Hipotez

Dümenlenebilir aks sayısına göre direksiyon sitemi, tek aks ve çift aks dümenlenebilir olarak ikiye ayrılmaktadır. Çift aks dümenlenebilen taşıtlarda, direksiyon sistemi parçaları karmaşık bir yapıya sahip olup aynı zamanda parça sayıları da fazladır. Çift akstan dümenlenen araçların yük kapasiteleri de fazla olduğu için araç toplam ağırlıklarıda diğer araçlara göre daha fazladır. Bu tür taşıtların akslarının rahatlıkla dümenlenebilmesi için, direksiyon sistemi ve süspansiyon sisteminin tasarımı kritik öneme sahiptir. Taşıt ağırlığının fazla olması nedeniyle, direksiyon sisteminin rahatlıkla aracı dümenleyebilmesi için yüksek basınçlara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu basıncı sağlayacak olan pompanın seçilmesi ve direksiyon sisteminin önemli parçalarından olan ve sisteme döndürme momenti sağlayan hidrolik direksiyon kutusunun tasarımını kritik hale getirmektedir. Ek olarak, hidrolik direksiyon kutusunun sağladığı döndürme

momentine destek olan hidrolik silindirin tasarımı da bir hayli önemlidir. Oluşan bu döndürme momentlerini eksenel kuvvete çeviren pitman ve bu kuvvetleri akson hareketlerinin sağlanması için aktaran mekanik bağlantı elemanları da sistemin kritik parçalardır. Ayrıca, sürücünün direkt olarak etkileşim halinde olduğu, ergonomi açısından öneminin yanı sıra sürücünün uyguladığı kuvveti döndürme momenti olarak aktaran ve yoldan gelen titreşim ve hareketleri sürücüye ileten direksiyon simidi de sistemin önemli bir parçasıdır.

Yukarıda belirtilen direksiyon sistemine ait olan parçaların tasarımı direksiyon eforunu doğrudan etkilemektedir. Eğer, direksiyon simidinin çapında, hidrolik direksiyon kutusunun çıkış torkunda veya basıncında, pitman kolu tasarımında veya hidrolik silindir çapında değişiklikler yapılırsa, direksiyon eforlarında hissedilir ölçüde değişkenliğin yaşanacağı düşünülmektedir. Eğer, direksiyon sistemindeki döndürme momentini artıracak tasarım değişiklikleri yapılırsa, direksiyon eforlarında yüksek oranda iyileşmenin olacağı düşünülmektedir.

Tüm bu varsayımları analiz etmek için çift akstan dümenlenen 8X4 bir araç kullanılmıştır. Direksiyon eforuna etki eden parçalar, araçta sırasıyla değiştirilerek test edilmiş olup, yaşanan efor değişiklikleri toplanan datalara dayanarak incelenmiştir.

BÖLÜM 2

AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA DİREKSİYON SİSTEMİ

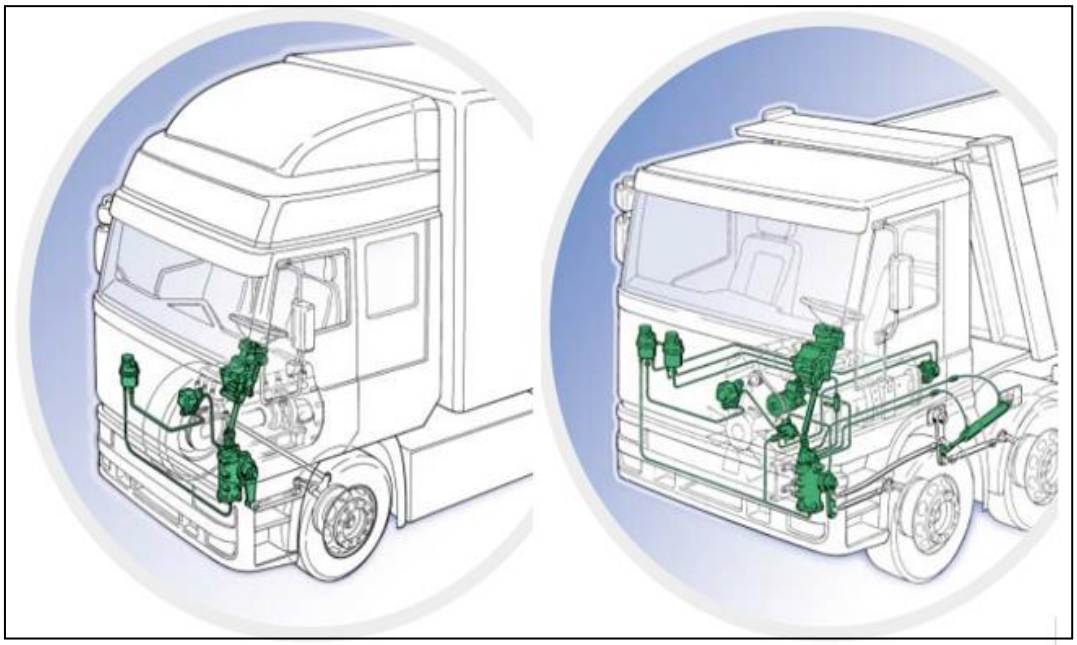
Direksiyon sistemi, birçok parçadan oluşan, direksiyon simidine verilen döndürme hareketini ön tekerleklere, bazı araçlarda ise hem ön hem de yönlenebilen arka tekerlere ileten sistemdir. Direksiyon sisteminin ana amacı, sürücünün aracı kolay bir şekilde yönlendirmesini sağlamaktır. Direksiyon sistemi, araç yolda düz bir şekilde hareket ederken, aracı şerit içerisinde tutmak, araç gezinmesini önlemek için sürücünün devamlı olarak direksiyon simidine hareket vermesine ihtiyaç olmayacak şekilde tasarlanmalıdır.

Ek olarak direksiyon sistemi yol ile tekerlek arasındaki temasıda çok iyi sağlamalıdır. Tekerleklerin kullanım ömürlerinden maksimum yaralanmak için, direksiyon sistemi tekerlerin sağa sola dönüşlerde ve tam düz hareketinde yol ile açısını en iyi şekilde sağlamalıdır.

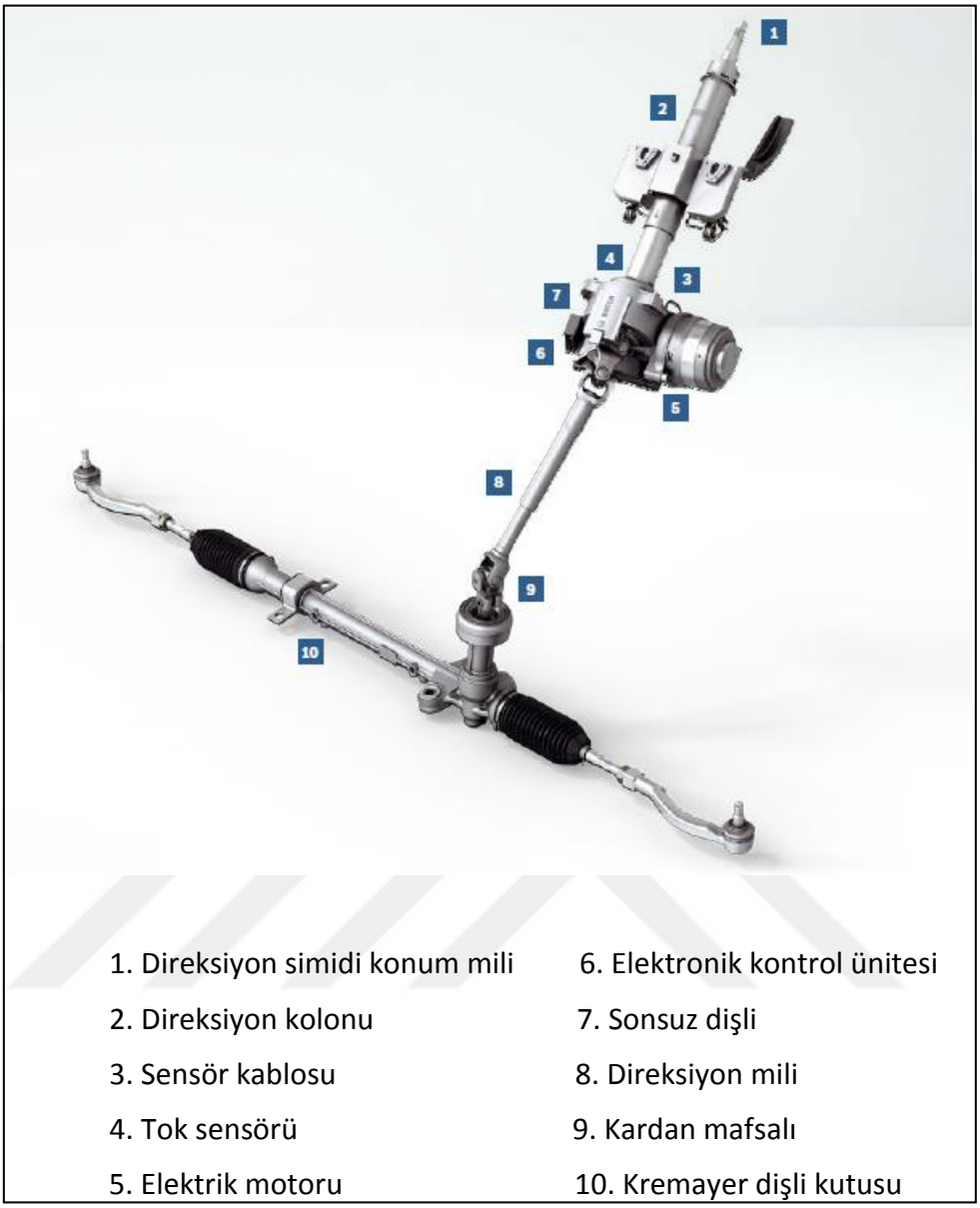
Direksiyon sistemleri genel olarak tahrik biçiminde göre sınıflandırılmaktadır.

1. Kol gücü ile yönlendirilen direksiyon sistemleri
2. Güç kaynağı ile yönlendirilen direksiyon sistemleri
3. Güç takviyesi ile yönlendirilen direksiyon sistemleri (Şekil 2.1 ve Şekil 2.2).

Günümüz araçlarının büyük çoğunluğunun direksiyon sistemleri güç takviyesi ile yönlendirilmektedir. Sürücünün uyguladığı momente ek olarak aracın dümenlenmesi için hidrolik veya elektrikli bir sistem de kullanılmaktadır.



Şekil 2. 2 Tek aks ve çift aks dümenlenebilen hidrolik direksiyon sistemi [7]



1. Direksiyon simidi konum mili	6. Elektronik kontrol ünitesi
2. Direksiyon kolonu	7. Sonsuz dişli
3. Sensör kablosu	8. Direksiyon mili
4. Tok sensörü	9. Kardan mafsalı
5. Elektrik motoru	10. Kremayer dişli kutusu

Şekil 2. 2 Elektrikli direksiyon sistemi [8]

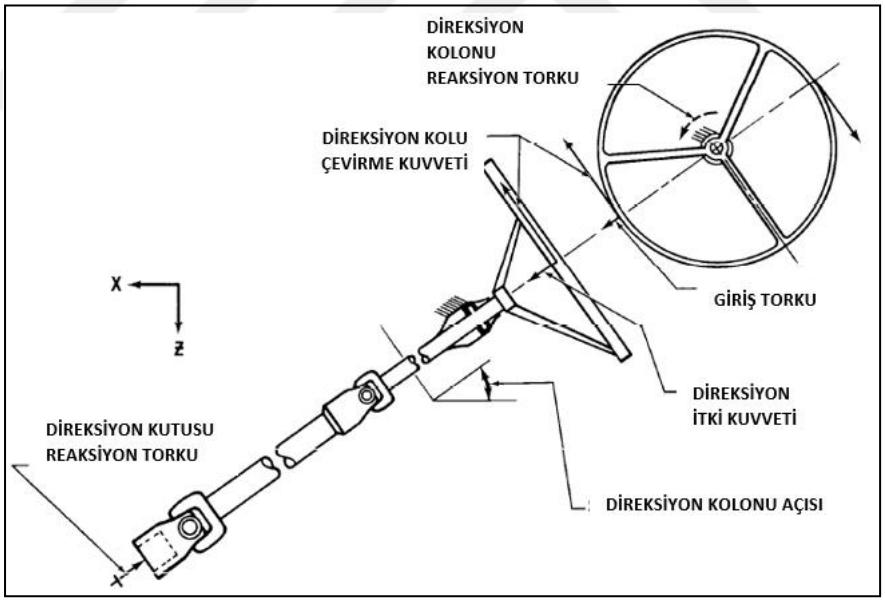
2.1 Direksiyon Simidi

Direksiyon simidi, sürücünün aracı kontrol edebilmesi ve yönlendirebilmesi için kullanılan genellikle dairesel parçadır. Direksiyon simidi çapının, konfor limitlerini ve fonksiyonel rahatlığı engellememesi şartı ile, uygulanan döndürme momenti ile maksimum direksiyon kutusu giriş torku oluşturması amacı ile büyük olması gerekmektedir. Direksiyon simidinin çapı, direksiyon eforlarını direkt olarak etkilemektedir. Binek araçlara göre, yük taşımacılığında kullanılan ağır ticari araçlarda

direksiyon eforlarının az olması istendiği için direksiyon simidinin çapı daha büyük tasarlanır.

Günümüz ağır ticari araçları güç takviyesi ile yönlendirilmektedir. Güç takviyesinde bir sorun olması durumunda, sürücünün aracı yönlendirebilmesi çok önemlidir. Güç takviyesiz sürücünün aracı kolayca yönlendirebilmesi için direksiyon simidi çapının ergonomik eksiklik yaratmayacak şekilde büyük olması gerekmektedir. Direksiyon simid çapının artması, aynı kuvvet ile daha fazla döndürme momenti oluşturmaktadır.

Şekil 2.3'de direksiyon simidine ve kolonuna uygulanan kuvvetler gösterilmektedir. Çizelge 2.1'de ise N3 kategorideki taşıtlar için, güç destekli ve güç desteksiz direksiyon sistemlerinde sürücünün uygulaması gereken maksimum kuvvetler ECE.79 regülasyonunda bildirilmiştir. Tabloda belirtilen yönlendirme zamanı, direksiyonu kontrol etme hareketi ile yönlendirilen tekerleklerin belirlenen açıya gelmesi arasında geçen süreyi belirtmektedir.



Şekil 2.3 Direksiyon simidi ve kolonuna uygulanan kuvvetler ve torklar [1]

Çizelge 2. 1 Direksiyon kuvvet limitleri ECE.79

	Güç Desteğiyle Birlikte			Güç Desteği Olmadan		
	Maksimum Kuvvet (N)	**Yönlendirme Zamanı (s)**	**Dönüş Yarıçapı (m)**	**Maksimum Kuvvet (N)**	**Yönlendirme Zamanı (s)**	**Dönüş Yarıçapı (m)**
N3 Kategori	200	4	12	450	6	20

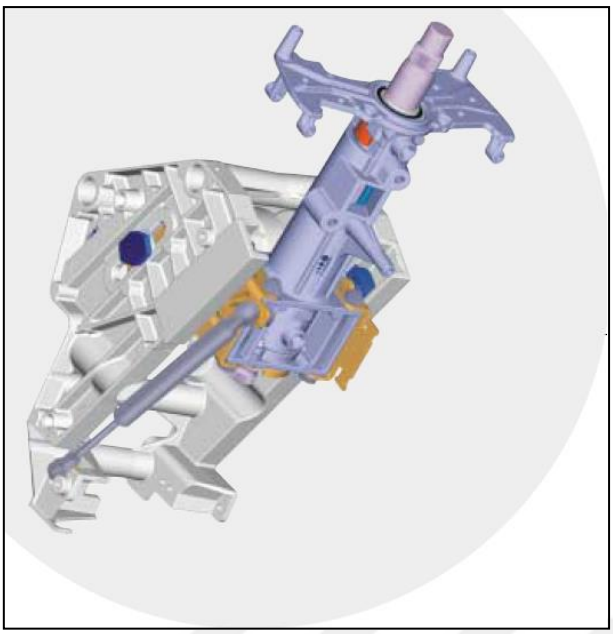
2.2 Direksiyon Kolonu

Direksiyon kolonu, direksiyon simidi ile direksiyon şaftının konumlandırıldığı, sürücünün kabin içindeki pozisyonuna ve pedal konumlarına göre ayarlanabilen, direksiyon sisteminin önemli parçalarından biridir.

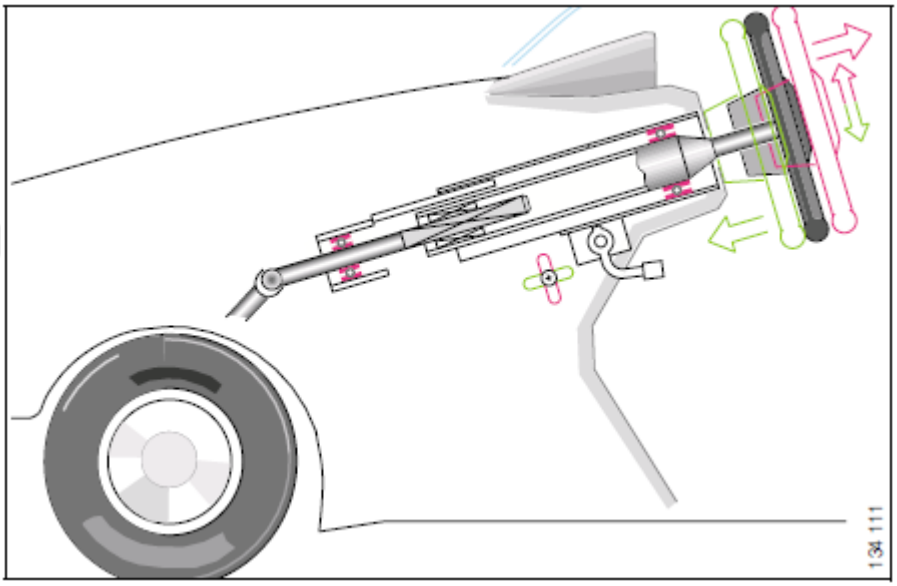
Direksiyon kolonu ayarlanabilme özelliklerine göre aşağıdaki gibi sıralanmaktadır.

1. Rijit direksiyon kolonu
2. Açısal olarak ayarlanan direksiyon kolonu
3. Açısal ve yükseklik ayarlı direksiyon kolonu

Günümüzde araçlarda Şekil 2.4 ve Şekil 2.5'de görüldüğü üzere açısal ve yükseklik ayarı yapılabilen direksiyon kolonları kullanılmaktadır. Bu özellikler sayesinde sürüş konforunu arttırılmaktadır.



Şekil 2. 4 Ayarlanabilir direksiyon kolonu [7]



Şekil 2. 5 Açısal ve yükseklik ayarlı direksiyon kolonu [9]

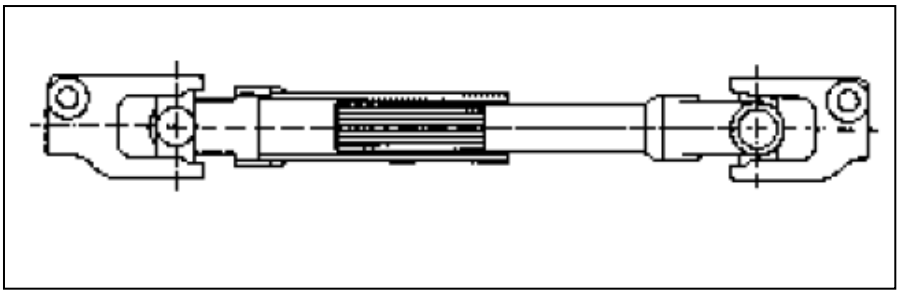
2.3 Direksiyon Şaftı

Direksiyon şaftı, direksiyon kolonu ile direksiyon kutusu arasında konumlandırılan, direksiyon simidine uygulanan torku direksiyon kutusuna iletmeye yarayan önemli bir parçadır. Diğer önemli özelliği ise, şasiye göre kabinin yapmış olduğu bağıl hareketlerin (açısal ve eksenel) kompanse edilmesidir.

Direksiyon şaftı, teleskopik mil ve mafsallardan oluşmaktadır. Sürüş esnasında yoldan gelen tepkiler sürücüye iletilmeden ve direksiyon simidinin yönü değişmeden direksiyon şaftının açılıp kapanması ile sönümlenmektedir. Ayrıca, ağır ticari araçlarda kabin devrilme sırasında da teleskopik olarak hareket edip belirli bir strok boyunca açılmaktadır.

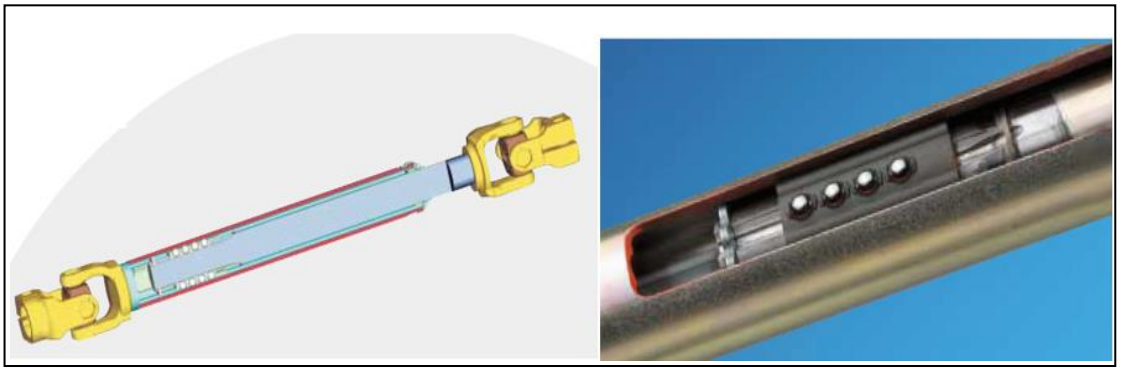
Direksiyon şaftı, freze dişli ve bilya tipli olmak üzere iki grupta incelenmektedir.

Şekil 2.6'da gösterilen freze dişli direksiyon şaftında teleskopik hareket dişi ve erkek dişler arasında sağlandığı için uzun sürelerde aşınmalar meydana gelmektedir. Aşınmalar sonucu oluşan boşluk sürücü tarafından hissedilmekte, sürüş konforunu ve güvenliğini bozmaktadır. Direksiyon simidine uygulanan tork ile tekerler istenilen oranda dönmemektedir. Böylece, araç sürüş esnasında yolda gezinmekte ve direksiyon simidine devamlı olarak düzeltme torku uygulanmaktadır.



Şekil 2.6 Freze dişli direksiyon şaftı [10]

Bilya tipli direksiyon şaftında sürtünme, Şekil 2.7'de görüleceği üzere, bilya ile şaftın dış çelik borusunun içerisindeki kanallarda gerçekleşmektedir. Sürtünme sonrası bilya ile kanal arasında oluşan boşluk, bilyaların arkasında bulunan yayın bilyayı itmesi sonucu kapanmaktadır. Bu özelliği sayesinde, freze dişli direksiyon şaftının aksine dişi ve erkek miller arasında boşluk oluşması önlendiği için direksiyon simidinden aktarılan tork direksiyon kutusuna herhangi bir kayıp yaşanmadan iletilmektedir. Bu sayede, sürücü direksiyon simidini yönlendirdiği zaman tekerleklerde direksiyon simidi ile aynı doğrultuda yönlenmektedir. Direksiyon şaftı kaynaklı aracın yolda gezinmesi ve devamlı olarak düzeltme torku verilmesine gerek kalmamaktadır. Bu durum, sürücü açısından daha konforlu ve daha güvenli bir sürüş yapmasına olanak sağlamaktadır.



Şekil 2. 7 Freze dişli direksiyon şaftı [7]

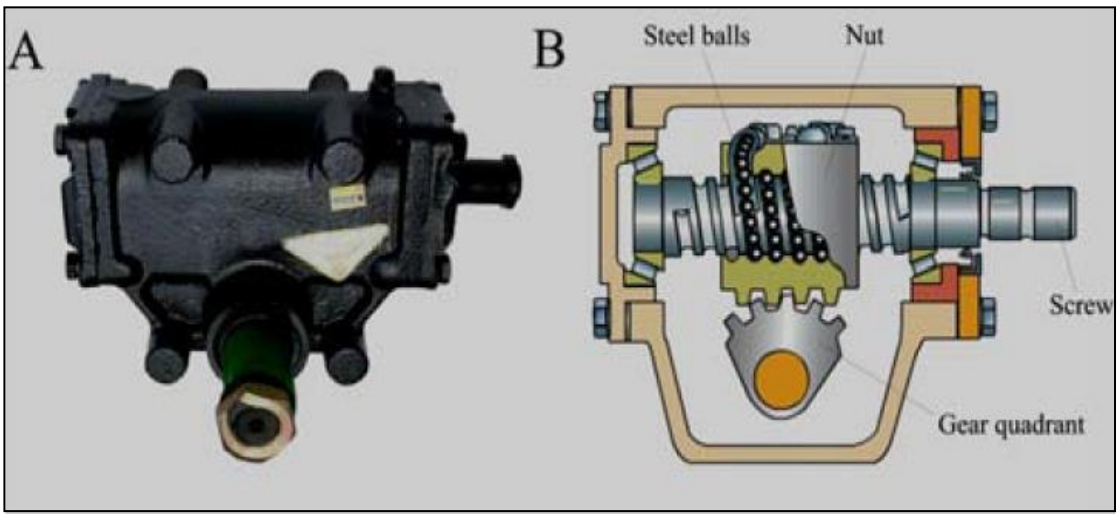
2.4 Hidrolik Direksiyon Dişli Kutusu

Taşıtlarda kullanılan birçok farklı tip direksiyon kutusu bulunmaktadır. Bu tezde Şekil 2.8'de görülen döner bilyalı direksiyon kutusundan bahsedilecektir.

Hidrolik direksiyon dişli kutusu direksiyon sisteminin en önemli parçalarından biridir.

Direksiyon kutusu, direksiyon simidinden verilen giriş torkunu dişli oranları vasıtasıyla yükseltir ve ayrıca yönünü değiştirir. Taşıtı dümenlemek için gereken yüksek tork değerleri dişli kutusundaki çevrim oranları ile azaltılarak sürücün sisteme vermesi gereken tork değerleri azalmış olur. Bu sayede, sürücü direksiyonu döndürürken yüksek eforlara maruz kalmaz.

Direksiyon kutusunun içerisinde bulunan ve bir yüzeyinde dişler olan piston, direksiyon pompasından gelen yüksek basınçlı hidrolik yağ sayesinde doğrusal hareket etmektedir. Üzerindeki dişler ile momenti direksiyon kutusu çıkış miline, oradan pitman koluna aktarır. Bu sayede doğrusal hareket salınım hareketine dönüştürülmüş olur. Mekanik bağlantılar ile aktarılan kuvvet tekerleklerin dönmesini sağlamaktadır.

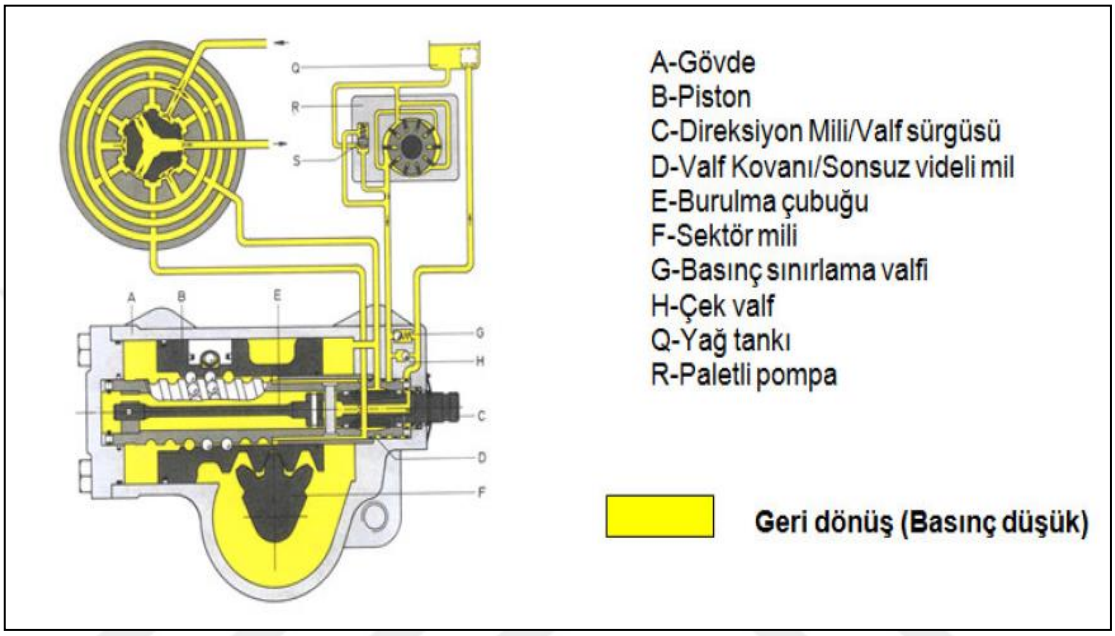


Şekil 2. 8 Döner bilyalı direksiyon kutusu. A, fiziksel parça. B, Şematik gösterim [11]

Döner bilyalı direksiyon kutusu, dış döküm gövde içerisine yerleştirilmiş valf sürgülü sonsuz vidalı mil, bu mil üzerinde bilyalar vasıtasıyla hareket eden piston, piston üzerinde bulunan dişliler ile temas halinde bulunan dişli sektör milinden oluşmaktadır. Ek olarak, valf sürgüsü ile birleştirilmiş burulma mili direksiyon kutusunun en kritik parçasıdır.

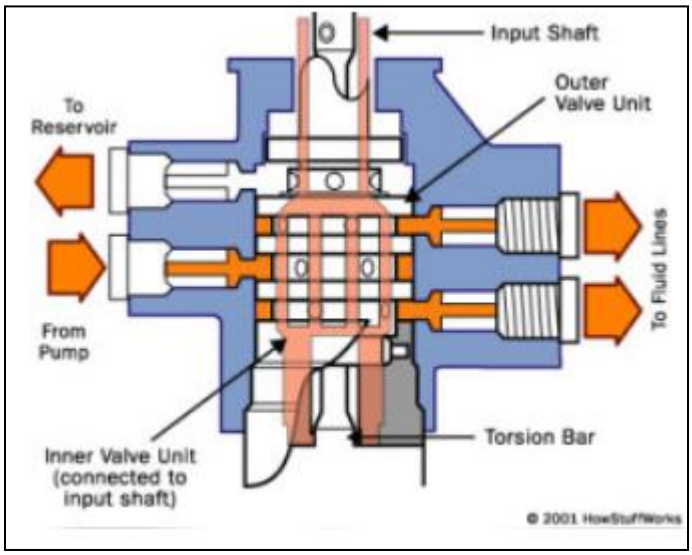
Direksiyon pompası tarafından basınçlı yağ direksiyon kutusuna gönderilmektedir. Direksiyon pompası dişli bir sitem ile içten yanmalı motor ile etkileşim halinde olup, motor devri ile tahrik edilmektedir. Direksiyon kutusu gövdesi (A) içerisinde piston (B)hareket etmektedir. Direksiyon giriş miline (C) verilen tork, sonsuz vidalı milin (D) kendi ekseni etrafında dönmesi ile bilyalar vasıtasıyla pistona aktarılır. Pistona aktarılan hareket üzerinde bulunan dişler vasıtası ile sektör miline (F) aktarılır. Sonsuz vidalı mil ile piston, boşluk olmayacak şekilde aralarında bulunan bilyalar sayesinde çok hassas temas halindedirler. Bilyaların seçimi, piston iç çapının bilya çapına uygun olması ve sonsuz vida milinin bilya yuvalarına göre tasarlanması direksiyon kutusunun hatasız çalışması için çok önemlidir.

Giriş mili tarafından sonsuz vidalı mil döndürüldükçe üstünde bulunan bilyalar, piston içerisinde bulunan delikten geçer. Bu sayede piston sonsuz mil üzerinde ilerler. Piston üzerinde ve sektör mili üzerinde bulunan dişler sayesinde, pistonun doğrusal hareketi sektör milinde dönme momentinin oluşmasına neden olur. Bu moment, sektör miline bağlı olan pitmana aktarılır.



Şekil 2.9 Taşıt düz giderken, kontrol valfi nötr konumda sistemdeki yağ dolaşımı [7]

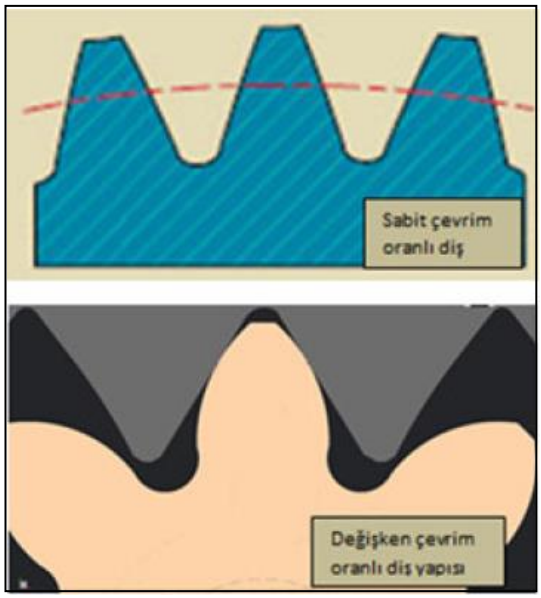
Şekil 2.10'da gösterilen döner valf sürgüsü üzerinde hidrolik akışkanın dağıtılmasını sağlayan kanallar bulunmaktadır. Üst tarafından direksiyon giriş miline, alt tarafından sonsuz vidalı mile perçinlenmiş olan burulma mili (E) direksiyon kutusu için en kritik parçadır. Direksiyon simidinin sağa veya sola çevrilmesi ile burulan mil içte bulunan valfinin konumunun değişmesini sağlar. Şekil 2.9'da gösterildiği gibi, sürgülü valften geçen hidrolik içteki valfin kanalları vasıtasıyla yönlendirilerek pistonun ön veya arka yüzeyine basınçlı hidroliğin iletilmesini sağlar. Burulma milinin çapı veya sertliğinin değişmesi direksiyon simidinin moment değerlerinin değişmesine neden olmaktadır. Bu sebeple burulma çubuğunun tasarımı direksiyon sistemi ve araç dinamiği açısından en optimum şartlara göre tasarlanmalıdır.



Şekil 2. 10 Hidrolik direksiyon kontrol valfi [12]

Hidrolik giriş kanalına entegre edilmiş yüksek basınç sınırlama valfi (G) kutu gövdesinin üst kısmında bulunmaktadır. Bu valf, direksiyon kutusunu çalışması istenilen basınca sınırlamaktadır.

Çevrim oranları değişken olan direksiyon kutularında sektör milinin dişleri değişken formda işlenmiştir. Direksiyonun merkezine yakın bölgelerde çevrim oranı daha düşük, son konumlarda ise daha yüksek olacak şekilde dişler tasarlanmıştır. Şekil 2.11'de değişken ve sabit diş yapılarına sahip direksiyon kutuları bulunmaktadır.

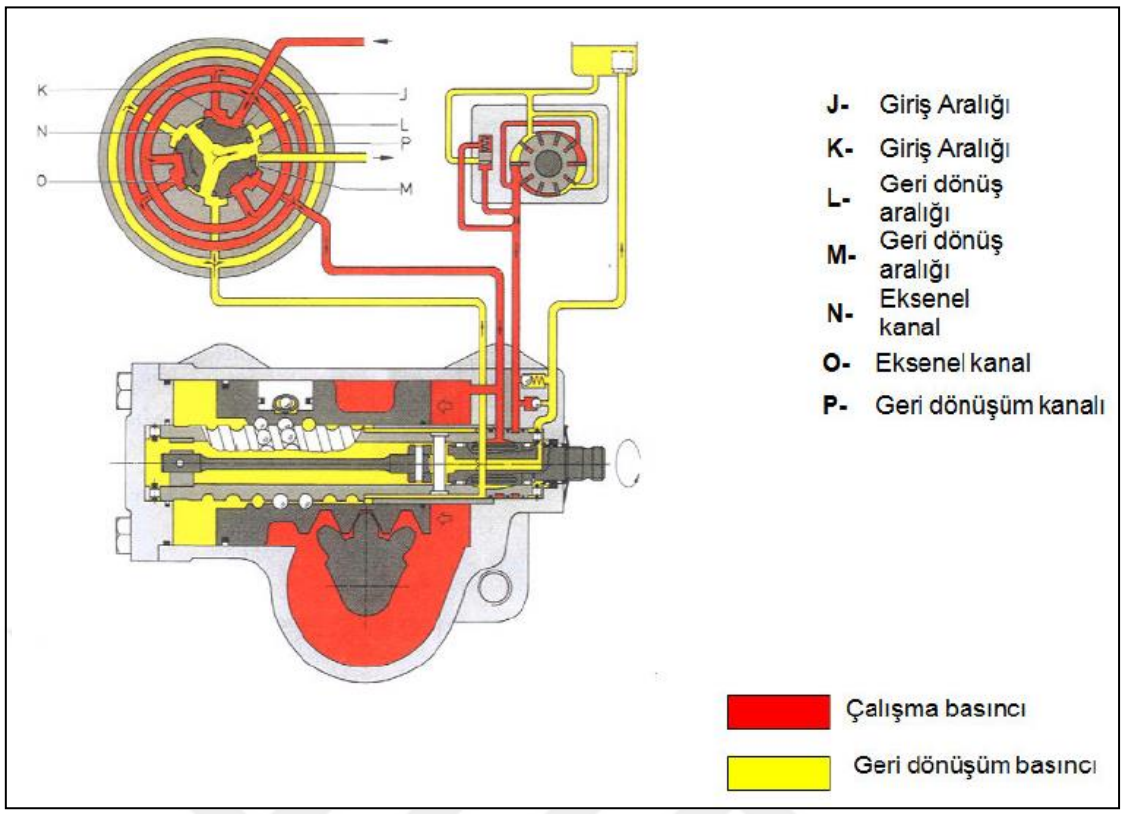


Şekil 2.11 Sabit ve değişken çevrim oranı sağlayan diş yapıları [13]

Değişken dişli oranındaki amaç, direksiyon merkez konuma yakın iken sürücünün döndürme momentini ile aracın daha fazla yönlendirmesini sağlamaktır. Ayrıca, merkezde direksiyon kutusu çıkış momenti daha az olacak şekilde tasarlanarak, hızın yüksek olduğu seyir durumlarında sürücüye gelen tepkilerin fazla olması sağlanır. Bu sayede, yüksek hızlarda direksiyona verilen düşük döndürme momentlerinin aracı ani bir şekilde yönlendirmesinin önüne geçilmektedir. Bu durum sürüş konforunu ve güvenliğini arttırmaktadır.

Şekil 2.12'de sürücünün direksiyonu sola döndürmesi ile direksiyon kutusunda bulunan mekanik parçaların hidroliği yönlendirmek için yaptığı hareketler anlatılmaktadır.

Sürücünün direksiyon simidine uygulamış olduğu döndürme momenti ile direksiyon mili üzerinden direksiyon kutusuna moment aktarılır. Aktarılan bu moment sayesinde giriş miline bağlı olan burulma mili kendi ekseni etrafında elastik deformasyona uğrayarak burulur. Burulma mili sonsuz vidalı mile e bağlı olduğu için, burulma çubuğu üzerinde bulunan sürgülü valf ile yine sonsuz vidalı mile bağlı olan valf kovanı arasında bağıl hareket oluşmaktadır. Valf kovanından geçen hidrolik, burulma çubuğu elastik deformasyon yaşamadan önce sürgülü valfin üzerinde bulunan delikler vasıtasıyla hidroliği dönüş hattına yönlendirmektedir.



Şekil 2.12 Taşıt sola döndüğünde sistemdeki yağ dolaşımı [7]

Direksiyonun sola yönlendirilmesi ile burulan mil sürgülü valfin konumunu değiştirmekte ve valf kovanından iletilen hidrolik, sürgülü valfte bulunan kanallar vasıtasıyla yönlendirilerek pistonun bir yüzeyine iletilmektedir. Pistonun hareket etmesi ile aktarılan moment tekerleklerin döndürülmesini sağlamaktadır. Direksiyon simidi serbest bırakıldığında burulma çubuğu üzerindeki elastik deformasyon kalkacak ve çubuk ilk konumuna gelerek sürgülü valf ile valf kovanı hidroliği geri dönüş portu (P) ile tanka yönlendirecek şekilde konumlanacaktır.

Yukarıda Şekil 2.12'de görüleceği üzere, yüksek basınçlı hidrolik K kanalını takip ederek M ve O kanalları ile piston yüzeyine yönlenir. Aynı zamanda pistonun diğer yüzeyinde bulunan düşük basınçlı hidrolik yağ ise N kanalı ile P hattı üzerinde tanka yönlendirilir. Bu işlemler gerçekleşirken yüksek basınç hattının tank ile bağlantısı kesmek amacı ile J kanalı kapatılır, bu sayede basınç düşümü engellenmiş olup sisteme istenilen basınç gönderilmiş olur.

Aynı işlem direksiyon aksi yönde döndürüldüğünde de meydana gelmektedir. Yüksek basınçlı hidrolik yağ K kanalını takip ederek N kanalı ve diğer yüksek basınç hattı

üzerinden piston yüzeyine iletilmektedir. Düşük basınçlı hidrolik ise M ve O kanalları ile tanka yönlendirilmektedir.

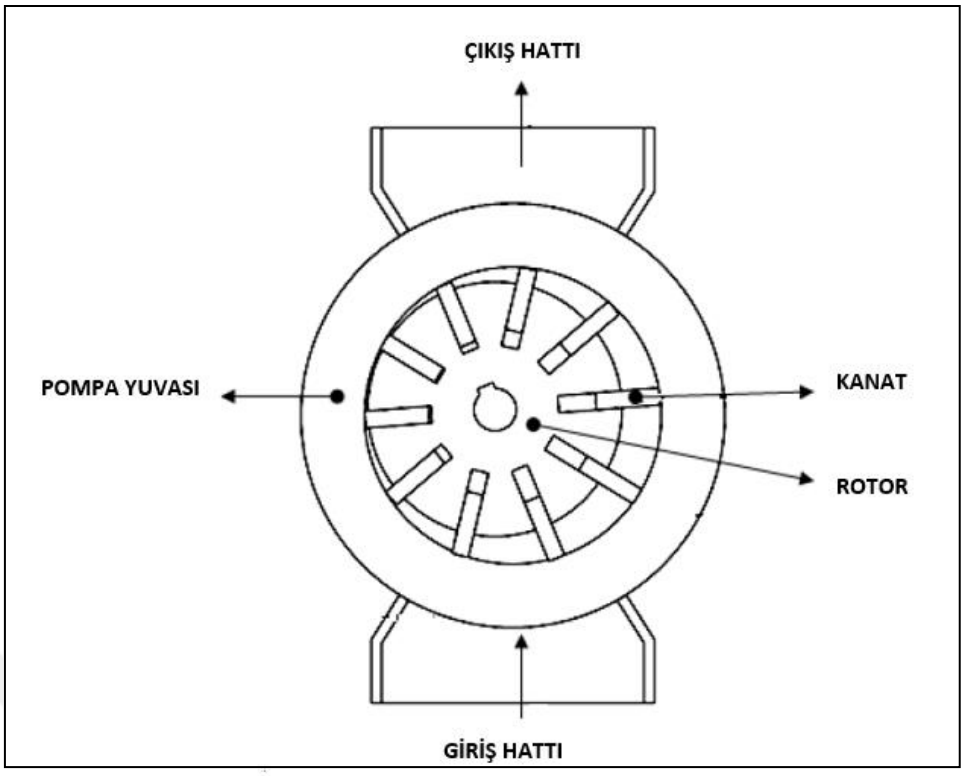
2.5 Direksiyon Pompası

Direksiyon pompası, yüksek basınçlı hidrolik yağın oluşmasını sağlayan direksiyon sisteminin kalbi görevindeki önemli parçadır. Ağır ticari araçlarda içten yanmalı motordan tahrik alan direksiyon pompası, değişken basınçlardaki hidroliği direksiyon kutusuna göndererek sistemin çalışmasını sağlamaktadır. Direksiyon pompası üzerinde giriş ve çıkış olmak üzere 2 port bulunmaktadır. Sisteme maksimum çalışma basıncını ayarlayan basınç sınırlama valfi de entegre edilebilir. Ağır ticari araçlarda genellikli kanatlı tip direksiyon pompası kullanılmaktadır. Kanatlı tip direksiyon pompası 2 farklı modelden oluşmaktadır.

1. Sabit hacimli kanatlı direksiyon pompası
2. Değişken hacimli kanatlı direksiyon pompası

2.5.1 Sabit Hacimli Kanatlı Direksiyon Pompası

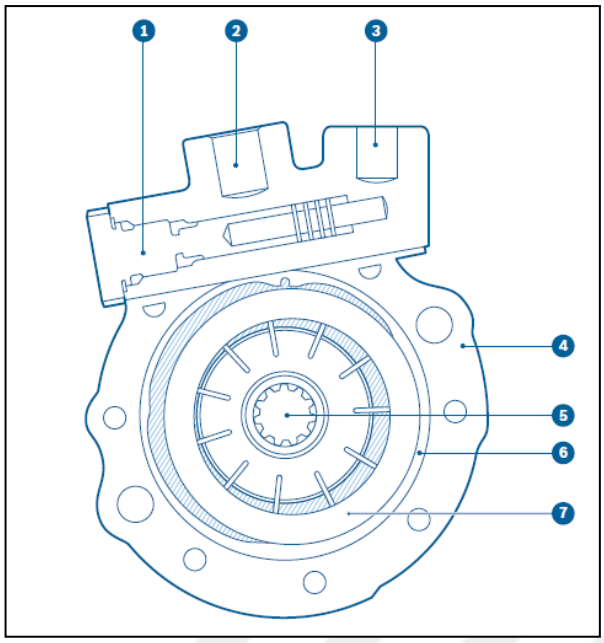
Şekil 2.13'de gösterilen sabit hacimli direksiyon pompası ana gövde, motordan tahrik olan bir şaft, şafta konumlanan rotor, rotorun üzerine konumlandırılan kanatlardan oluşmaktadır. Rotor, pompa şaftına boşluksuz olarak sabitlenmekte ve pompa şaftı rulman ile gövdeye konumlandırılmaktadır. Rotor üzerine konumlandırılan kanatçıklar, motor tahriği ile dönen rotorun oluşturduğu yanal ivme ile kanatlar, kanal boyunca hareket ederler. Giriş hattında kanatçıkların hareketi ile vakumlanarak içeriye alınan hidrolik yağ geniş bir hacimden dar bir hacme doğru kanatçıklar vasıtasıyla itilerek sıkıştırılır. Bu sayede elde edilen yükse basınçlı hidrolik yağ çıkış hattından sisteme gönderilir.



Şekil 2.13 Sabit hacimli kanatlı direksiyon pompası [14]

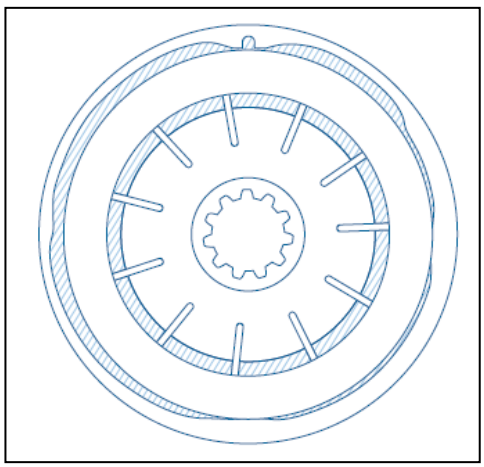
2.5.2 Değişken Hacimli Kanatlı Direksiyon Pompası

Değişken hacimli kanalı direksiyon pompasının kullanım amacı motordan çekilen gücü düşürerek yakıt ekonomisi sağlamaktır. Şekil 2.14'de gösterilen değişken hacimli pompa, ana gövde (4), ana gövdeye entegre kontrol valfi (1), emiş (2) ve basınç (3) hatları, tahrik mili (5), dış halka (6) ve pompa yuvasından (7) oluşmaktadır.



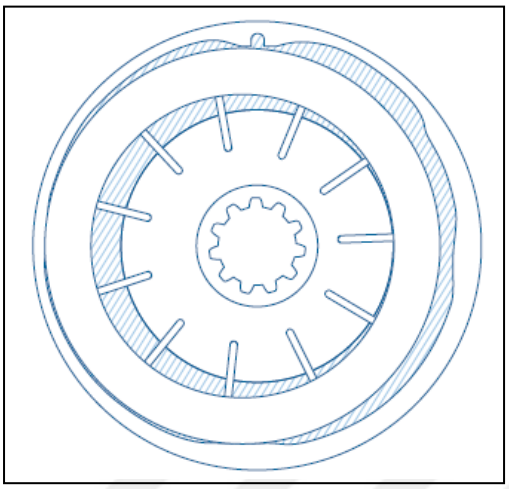
Şekil 2.14 Değişken hacimli kanatlı direksiyon pompası [15]

Pompa yuvası sistemin basınç ihtiyacına göre hazne içerisinde hareket edebilmektedir. Yüksek basınç ihtiyacının olmadığı durumlarda pompa kontrollü debiye ulaşmış olacak ve pompa yuvası Şekil 2.15'de görüldüğü üzere merkeze gelecek şekilde yönlendirilecektir. Merkeze gelen pompa yuvası sayesinde rotor ile arasındaki eksantriklik kaybolmuş olacaktır. Sistemdeki debi sabitlendiği için motordan daz az güç çekilecek olup, yakıt tüketimi sağlanmış olacaktır.



Şekil 2.15 Pompa yuvası merkezde

Sistemde yüksek basınç ve debi istenildiği durumda, Şekil 2.16'da görüleceği üzere pompa yuvası hazne içerisinde sol tarafa doğru kayarak sabit hacimli kanatlı pompa gibi davranır.

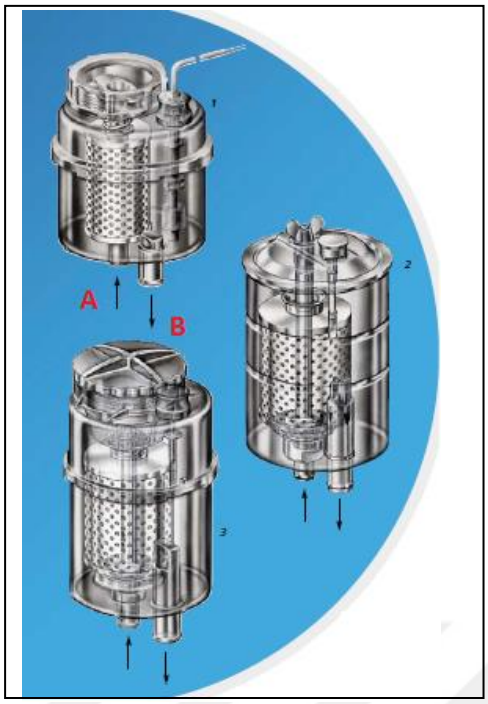


Şekil 2.16 Pompa yuvası ile rotor eksantrik yapıda

2.6 Direksiyon Hidrolik Yağ Rezervuarı

Direksiyon hidrolik yağ rezervuarı, hidrolik direksiyon sistemlerinde yağın depolandığı ve filtre edildiği haznedir. Metal ve plastik olarak çeşitleri olmakla birlikte günümüz taşıtlarında ağırlık olumsuz bir etken olduğu için plastik malzemeli yağ tankları kullanılmaktadır.

Şekil 2.17'de görüleceği üzere, direksiyon yağ tankı üzerinde genellikle iki port bulunmaktadır. Bunlardan biri, (B) pompayı besleyen, pompanın filtrelenmiş hidroliği emiş yaparak çektiği porttur. Hidrolik rezervuar ile pompa birbirine yakın olmalıdır. Diğeri (A) ise sistemde direksiyon kutusundan düşük basınç ile çıkan hidrolik yağın girdiği porttur. Dönüş hattında bulunan bu port hidrolik yağı filtre içerisine yönlendirerek burada sistem içerisinde bulunan çapak, kir ve toz gibi yabancı maddelerden arındırılması sağlanır.



Şekil 2.17 Direksiyon hidrolik yağ rezervuarı ve çeşitleri [7]

2.7 Hidrolik Direksiyon Borusu

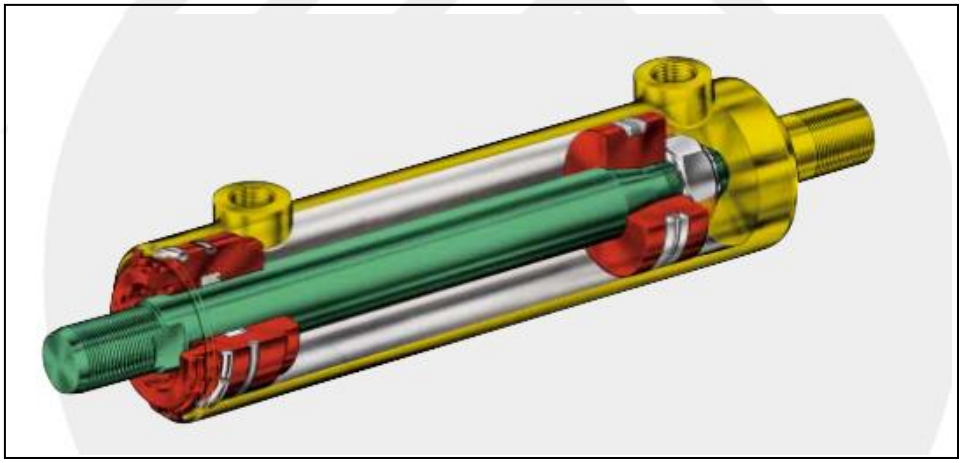
Direksiyon sisteminde hidrolik yağın bir noktadan diğerine taşınmasını sağlayan parçalardır. Rezervuardan emilen yağın pompaya, pompanın basmış olduğu yüksek basınçlı yağın hidrolik kutuya, düşük basınçlı yağın tekrardan rezervuara iletilmesini sağlayan parçalardır. Araç tiplerine göre hidrolik yağı taşıdığı parçalarda değişmektedir.

Hidrolik direksiyon boruları, yüksek basınçlarda kullanılmak için genellikle çelik malzemelerden üretilmektedir. Motor veya farklı bir parçanın hareketinden kaynaklı yer değiştirmelere ayak uydurmak için kauçuk borular çelik borulara entegre edilmektedir. Çelik boru ve kauçuk hortumun birleştirilmesinde veya direksiyon hortumlarının parçalara monte edilmesi sırasında en önemli problem yağ kaçağıdır. Yağ kaçağının fazla miktarda olması, istenilen basıncının sağlanamamasına neden olur. Bu da, direksiyon eforlarının artmasına sebep olmaktadır. Yağ sızdırmazlığını sağlamak için O-ring denilen parçalar kullanılmaktadır.

2.8 Yardımcı Hidrolik Silindir

Ağır ticari araçlarda yüksek tonaj gereken durumlarda çift akstan dümenlenen araçlar kullanılmaktadır. Direksiyon kutusunun sağladığı döndürme momentinin bu tonajdaki araçlar için yeterli olmadığı için sisteme, hidrolik direksiyon kutusunu destekleyici yardımcı hidrolik silindir eklenmektedir. Şekil 2.18'de görülen hidrolik silindir içerisinde bir adet piston bulunmaktadır. Ayrıca sistemde yağ kaçağını önlem için piston üzerinde ve silindir kapağının üzerinde yağ keçeleri ve yine silindir kapağının üzerinde toz keçesi bulunmaktadır.

Direksiyon kutusundan çıkan basınçlı hidrolik yağ hidrolik silidir üzerine bulunan portlara iletilmektedir. Piston yüzeyine gelen basınçlı yağ pistonu strok boyunca iter. Oluşan kuvvet, sistem basıncı ve piston yüzey alanı ile doğru orantılıdır. Taşıtın arka tarafında bulunan pitman koluna bağlı olan hidrolik silindir itme kuvveti ile moment oluşturarak tekerleklerin dönmesini sağlamaktadır.



Şekil 2.18 Yardımcı hidrolik silindir [7]

2.9 Acil Durum Pompası

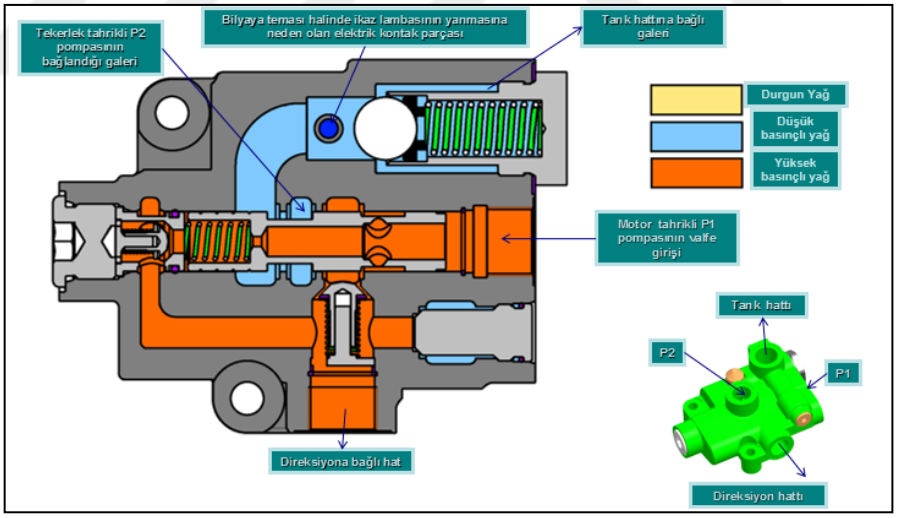
Çift ön aks dümenlenebilir ağır ticari araçlarda acil durum pompası kullanılmaktadır. Motordan tahrik alan birinci pompanın bozulması durumunda, şanzımandan tahrik alan ikinci pompa devreye girerek taşıtın güvenli bir şekilde yönlenmesini sağlayacak hidrolik basıncı sisteme gönderir. Çizelge 2.1'de belirtildiği üzere N3 tip ağır ticari taşıtlarda birinci pompa veya motor arızalanması durumunda sürücünün taşıtı belirli bir

sürede ve belirli bir bir çapta döndürmesi için uygulaması gereken kuvvet belirtilmiştir. Belirtilen bu kuvvetleri sağlamak için acil durum valfinin desteği çok önemlidir.

2.10 Acil Durum Valfi

Acil durum pompası gibi acil durum valfi de çift ön akstan dümenlenen araçlarda kullanılmaktadır. Acil durum valfi, birinci pompanın veya motorun arızalanması durumunda şanzımandan tahrikli acil durum pompasını devreye sokar ve yüksek basınçlı hidrolik yağ hidrolik direksiyon kutuna yönlendirilir.

Şekil 2.19'da iç yapısı görülen emniyet valfinde, arıza durumunda sürücüyü uyarmaya yarayan elektrik kontak parçası bulunmaktadır. Birinci pompadan gelen P1 hattında basınç düştüğünde veya hiç gelmediği durumda, sürgü arkasında bulunan yağ serbest kalır ve bilya ile tank hattını tıkanır. Aynı zamanda bilya kontak parçası ile temas ettiği için sürücüye ikaz gönderilmektedir. Şanzımandan tahrik alan pompanın P2 hattı direksiyon hattına yönlendirilerek hidrolik desteğin devam etmesi sağlanır.

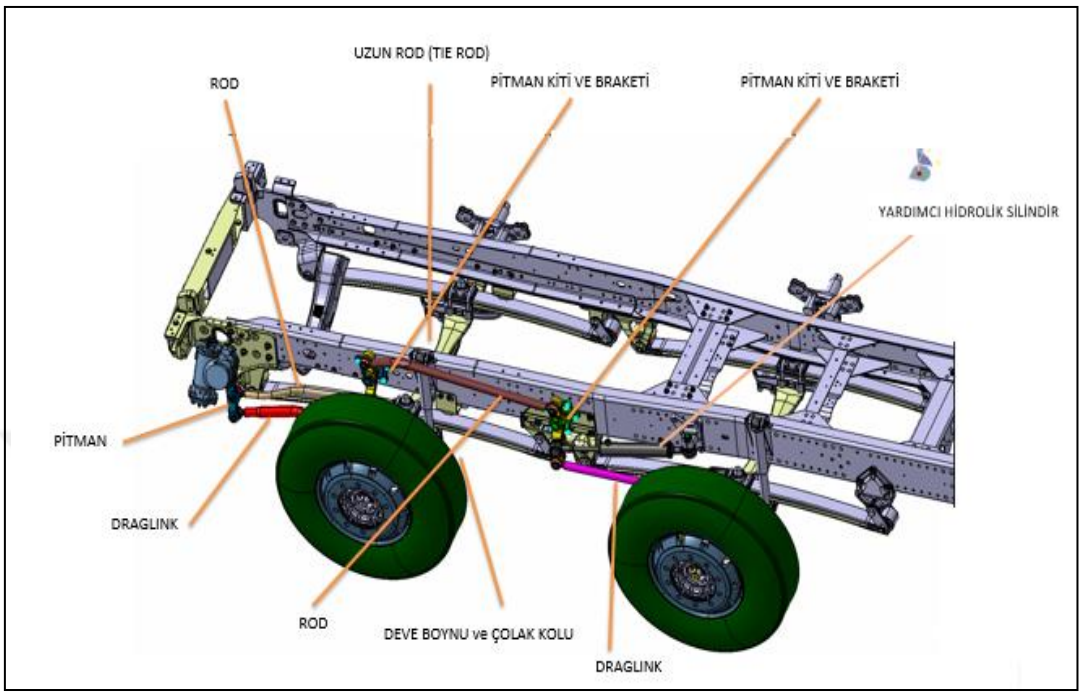


Şekil 2.19 Acil durum valfi

2.11 Direksiyon Sisteminde Bulunan Mekanik Bağlantı Parçaları

Ağır ticari araçlarda direksiyon kutusu ile tekerlekler arasında mekanik bağlantıyı sağlayan yüksek dayanıma sahip parçalardır. Bu parçalar yüksek dayanıma sahip olmaları için imal usullerinden dövme ve döküm yöntemleri kullanılarak üretilmektedir.

Şekil 2.20’de çift akstan dümenlenen bir taşıta ait mekanik bağlantı parçaları görülmektedir.



Şekil 2.20 Çift akstan dümenlenebilen direksiyon sistemi ve mekanik bağlantı parçaları

2.11.1 Pitman Kolu

Pitman kolu, direksiyon sistemindeki mekanik bağlantı parçalarından olup, direksiyon kutusunun oluşturduğu dairesel hareketi doğrusal harekete çevirerek draglinke aktaran parçadır. Şekil 2.21’de gösterilen pitman kolu üzerinde konik ve freze dişli iki delik bulunmaktadır. Freze dişli olan delik ile direksiyon kutusunda bulunan sektör miline konumlanmaktadır. Konik delik ise draglink üzerinde bulunan küresel mafsala konumlandırılmaktadır. Pitman kolu ile draglinkte bulunan küresel mafsalın bağlantı noktasının belirlenmesi, direksiyon sistemi ve süspansiyon kinematiği açısından çok önemlidir.



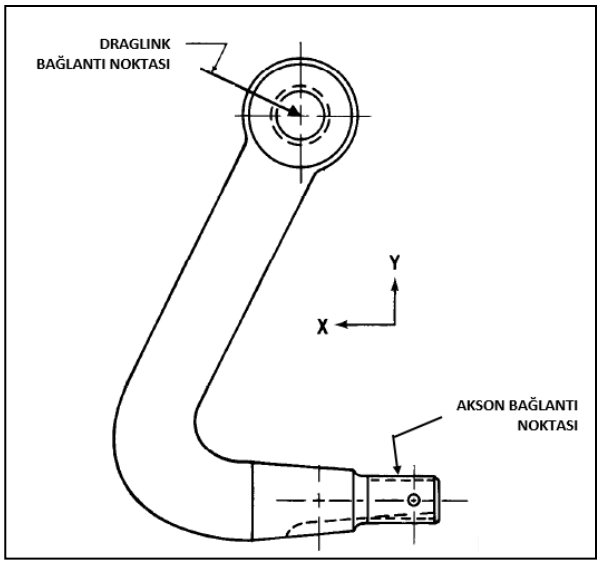
Şekil 2.21 Pitman Kolu

2.11.2 Draglink

Pitman kolu ile deve boynu arasında konumlanmakta olup, pitman kolundan gelen itme ve çekme kuvvetlerini deve boynuna ileterek tekerleklerin dönmesini sağlar. Draglink, metal bir boru olup iki ucunda küresel mafsallar bulunmaktadır. Genellikle bükülme yüklerine maruz kalmaktadır. Teker dönüş acıları ile temas yaşanmaması için genellikle bükümlü olarak tasarlanmaktadır. Büküm sayıları arttıkça parçanın dayanımı düşeceği için çap ve cidar kalınlığı arttırılarak parçanın dayanımı arttırılır.

2.11.3 Deve Boynu

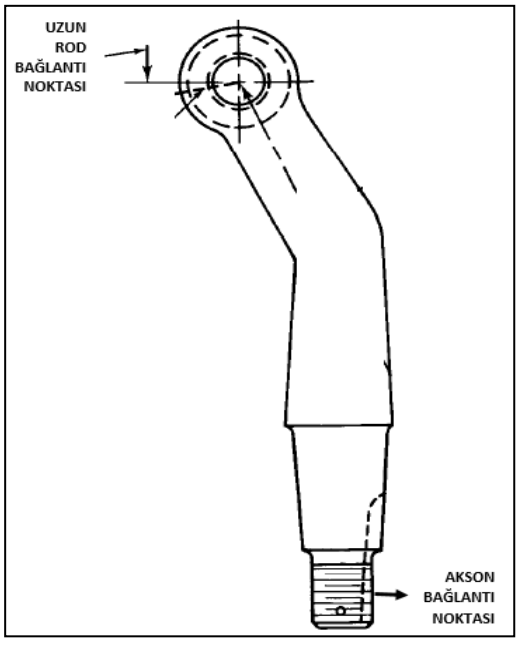
Draglink ve aksona bağlı olan deve boynu, draglinkten aldığı kuvveti Şekil 2.22'de gösterilen yapısı gereği momente çevirerek tekerleklerin dönmesini sağlamaktadır. Mekanik bağlantı parçaları arasında büyük öneme sahip olup, yoldan veya direksiyon sisteminden gelen ani yüklere dayanıklı olacak şekilde tasarlanmaktadır. Genellikle imal usullerinden dövme metodu kullanılarak üretilmektedir. Ağır ticari araçlarda dümenlenen aks başına 1 adet bulunmaktadır.



Şekil 2.22 Deve boynu [1]

2.11.4 Çolak Kolu

Deve boynu ile aynı bölgede olup aksona uzun roda bağlanmaktadır. Taşıtlarda dümenlenen aks başına 2 adet çolak kolu bulunmaktadır. Şekil 2.23'de gösterilen çolak kolonun görevi, deve boynunun sol tekerleği döndürmesi ile oluşan hareketi uzun rod üzerinden sağ tekerleğe aktarmaktır. Sağ ve sol aksonda bulunan çolak kolları uzun rodun bağlandığı parçalardır. Deve boynu ile aynı üterim yöntemleri kullanılmaktadır.



Şekil 2.23 Çolak Kolu [1]

2.11.5 Uzun Rod

Sağ ve sol teker arasında bulunan çolak koluna konumlandırılan, sol tekerdeki hareketin sağ tekerlere iletilmesini sağlayan metal bir borudur. İki ucunda küresel mafsallar bulunmaktadır. Taşıtın ön düzen ayarı sırasında toe- in veya toe-out ayarları uzun rod ile ayarlanmaktadır.

BÖLÜM 3

DİREKSİYON EFORUNA ETKİ EDEN FAKTÖRLER: MATERYAL VE YÖNTEM

Direksiyon eforlarına etki eden birçok faktör bulunmaktadır. Bu bölümde çift akstan dümenlenen 8x4 araçlarda direksiyon eforlarına en çok etki eden faktörler incelenmektedir.

3.1 Direksiyon Kutusu Emniyet Valfi

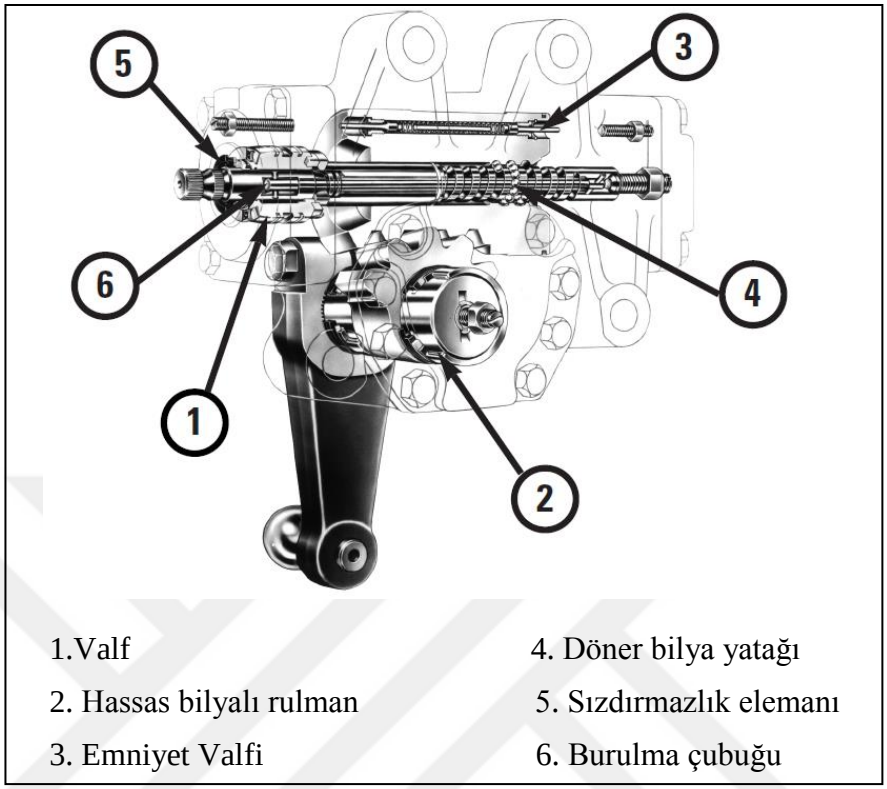
Hidrolik destekli direksiyon kutularında güvenlik parçası olan, birbirinden önemli valfler bulunmaktadır. Emniyet ayar valfi de kritik öneme sahip olan bir parça olarak direksiyon kutusunda görev alır.

HPAS sistemlerinde, motor devri ile orantılı olarak debi ve basınç üreten bir pompa bulunmaktadır. Pompanın sağlamış olduğu maksimum basınçta, aşırı basınç artışından kaynaklı hidrolik direksiyon kutusunda oluşabilecek sorunları önlemek için emniyet ayar valfi bulunmaktadır.

Pompa maksimum basınca, direksiyon simidinin tam sağ ve tam sol tur dönmesi sonucunda ulaşmaktadır. Oluşan basınç artışı, sistemde herhangi bir soruna yer açmaması için emniyet valfi devreye girer.

Direksiyon kolon şaftı, direksiyon kutusuna üniversal bir mafsal ile bağlamaktadır. Direksiyon simidine uygulanan tork ile Şekil 3.1'de gösterilen direksiyon kutusu içerisinde bulunan akış kontrol yön valfi sayesinde, hidrolik akışkan pistonun bir yüzeyine yönlendirilmektedir. Akışkanın yönlendirildiği bölgede oluşan yüksek basınç pistonu diğer yöne doğru itmektedir. Pistonun sağa sola doğru yapmış olduğu doğrusal

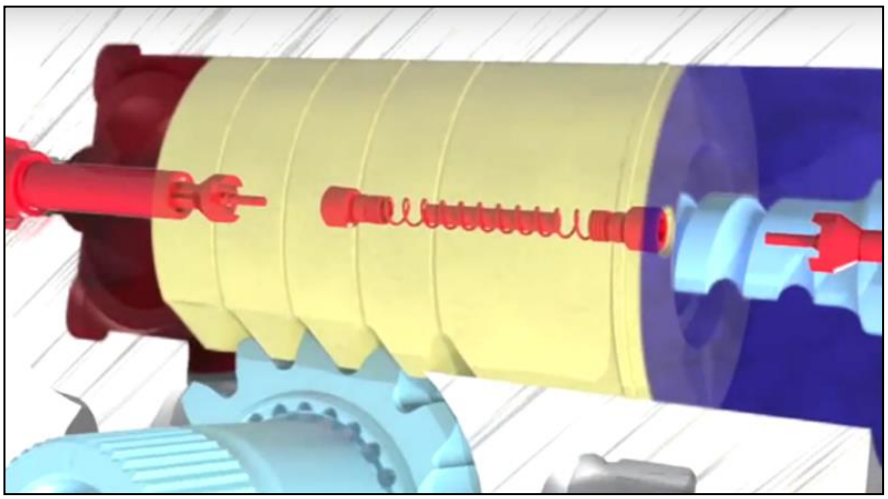
hareket, sektör dişlisi ile radyal harekete çevrilmekte ve tekerlekleri yönlendirmektedir.



1.Valf
2. Hassas bilyalı rulman
3. Emniyet Valfi
4. Döner bilya yatağı
5. Sızdırmazlık elemanı
6. Burulma çubuğu

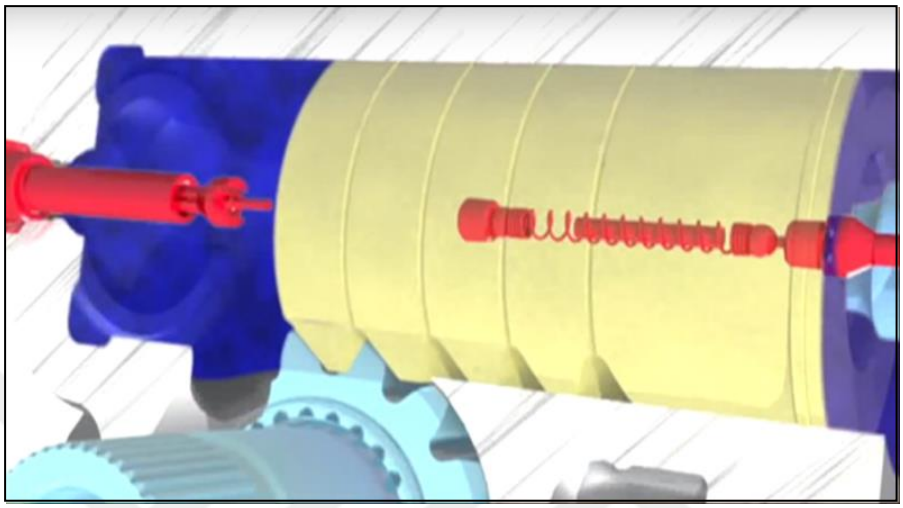
Şekil 3. 1 Hidrolik direksiyon kutusu şematik gösterimi [16]

Direksiyon simidi tam sağa veya tam sola çevrildiğinde oluşan maksimum basınç aşağıda Şekil 3.2 ve Şekil 3.3'de görüleceği üzere emniyet valfi vasıtasıyla sınırlanmış olur.



Şekil 3. 2 Hidrolik direksiyon kutusu emniyet valfi [17]

Piston içerisinde bulunan bir çekvalf sayesinde pistonun sağa veya sola hareketi ile bilya pime dayanarak yuvasından ötelenmekte ve yüksek basıncın olduğu bölge dönüş hattına yönlendirilerek basınç sınırlandırılmaktadır. Bu sayede basınç limit değerin üzerine çıkamamaktadır.



Şekil 3. 3 Hidrolik direksiyon kutusu emniyet valfi [17]

Emniyet ayar valfini belirlenen limit değerlere sınırlamak yalnızca hidrolik direksiyon kutusunda oluşacak sorunları önlemek için değildir. Tam sağa ve tam sola dönüşlerde mekanik durdurma elemanı olan ve poyra üzerine konumlandırılan tahdit civatası ile aksın temasından önce devreye girerek, direksiyon tur sayılarını da belirlemektedir.



Şekil 3. 4 Tahdit civatası

Emniyet ayar valfinin yanlış değere sabitlenmesi, direksiyon simidinin fazla sayıda tur atmasına ve Şekil 3.4'de görüldüğü üzere tahdit civatası ile aksın temas etmesine

neden olmaktadır. Bu durum, direksiyon alt ve üst kollarında ve rodlarda mekanik zorlanmalara neden olmaktadır.

Direksiyon tur sayısı ayarı yapılırken, direksiyonun tam sağ ve tam sol turunda tahdit civatası ile aks arasında 3 veya 4 mm boşluk bırakılarak, direksiyon kutusu hidrolik basınç değerine limitlenir.

Farklı emniyet basınç değerine sabitlenmiş olan hidrolik direksiyon kutularının teknik spekleri incelenerek, direksiyon eforlarında meydana getirdikleri farklılıklar tespit edilmiştir.

3.2 Direksiyon Simidi Çap Değişimi

Ağır tonajlı ticari araçlardaki direksiyon simidi çap değişiklikleri direksiyon eforuna doğrudan etki etmektedir.

Direksiyon simid çapının ölçüsünün büyük olması, direksiyon eforlarını azaltmaktadır. Buna karşılık, direksiyon simidinin çapının çok büyük olduğu durumlarda sürücüler direksiyon simidinin ergonomisinden şikayet etmektedir.

Direksiyon simidi müşteri beklentileri ve dizayn gereklilikleri düşünülüp optimize edilerek tasarlanmalıdır.

Direksiyon simidi çap değişiminin direksiyon eforlarına olan etkisini incelemek için öncelikle, Catia programı kullanılarak data üzerindeki parçaların çapı ölçülür ve araç üzerinde ölçülen değerler ile karşılaştırılarak doğrulanır. Daha sonra direksiyon simidine uygulanan kuvvetler tespit edilerek, sistemde oluşan moment değeri belirlenir.

Tüm elde edilen bu değerler sonucunda, direksiyon eforunda yaşanan değişiklikler Bölüm 4 ‘te ele alınmıştır.

3.3 Direksiyon Mekanik Bağlantıları Dizayn Çeşitliliği

Ağır ticari araçlarda aks yükü hesaplamaları önemli bir yer teşkil etmektedir. Bu hesaplamanın amacı şasi ve üst yapının konumlandırılacağı yerin optimum şartlarda belirlenmesidir.

Teknik ve yasal gereklilikler göz önünde bulundurularak, maksimum taşıma yükünü, izin verilen aks ağırlığı aşılmadan taşınması gerekmektedir.

Maksimum taşıma yükünü, maksimum izin verilen aks ve boji ağırlığını aşmadan,

yasal gereklilikleri ve teknik sınırlamaları göz önünde bulundurarak taşıyabilmek

çok önemlidir.

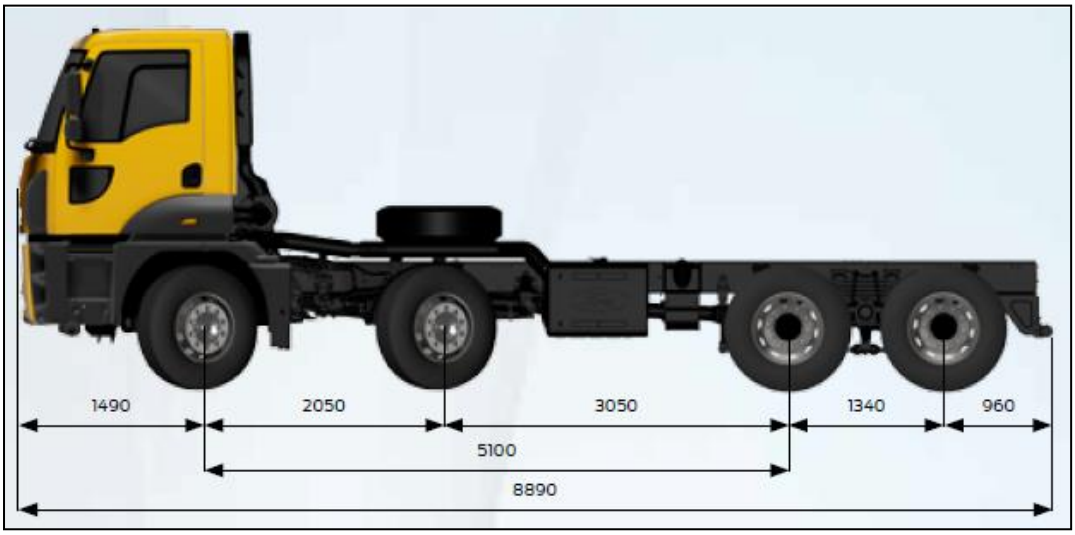
Aynı aksta bulunan sağ ve sol tekerleklere düşen yük farkı, aks yükünün %3 'ün den fazla olmamalıdır. Tekerleklere düşen yüklerin belirtilen durumdan fazla olması, aracın yükün fazla olan tarafa doğru eğilmesine neden olmaktadır.

Araç direksiyon eforlarının ve araç sürüş kontrolünün istenilen düzeyde olmasını sağlamak için araç ağırlığının yaklaşık olarak %20' si dümenlenen aksların üzerinde olması gerekmektedir. Ülkelerin uyguladıkları kurallara göre yük dağılımında farklılıklar olabilmektedir.

Değişen aks arasındaki mesafeler direksiyon sisteminde bulunan mekanik bağlantıların tasarımında önemli bir rol oynamaktadır. Aracın dönüş mesafeleri, manevra kabiliyetleri ve yük dağılımları nedeniyle mafsallı bağlantıların tasarımları şekillenmektedir.

Şekil 3.5'te 8x4 çift akstan dümenlenen bir araç gösterilmektedir. İnceleyeceğimiz araçlarda iki farklı aks mesafesi bulunmaktadır.

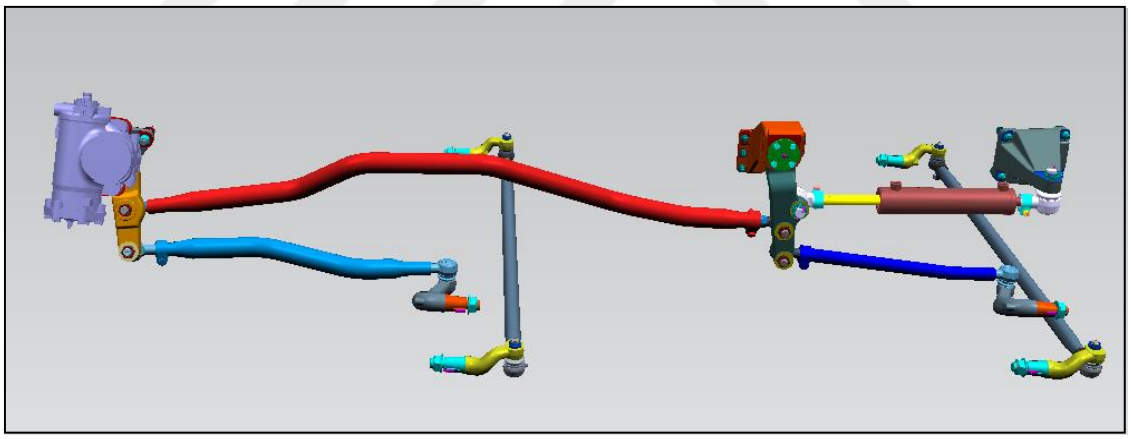
- İlk araç, birinci ve ikinci aks arasındaki mesafe : 1800 mm
- İkinci araç, birinci ve ikinci aks arasındaki mesafe : 2050 mm 'dir



Şekil 3. 5 Çift akstan dümenlenen bir araç

Bölüm 2'de yer alan bilgiler göz önüne alındığında, Şekil 3.6'da gösterilen ilk aracın mafsallı mekanik bağlantılarında;

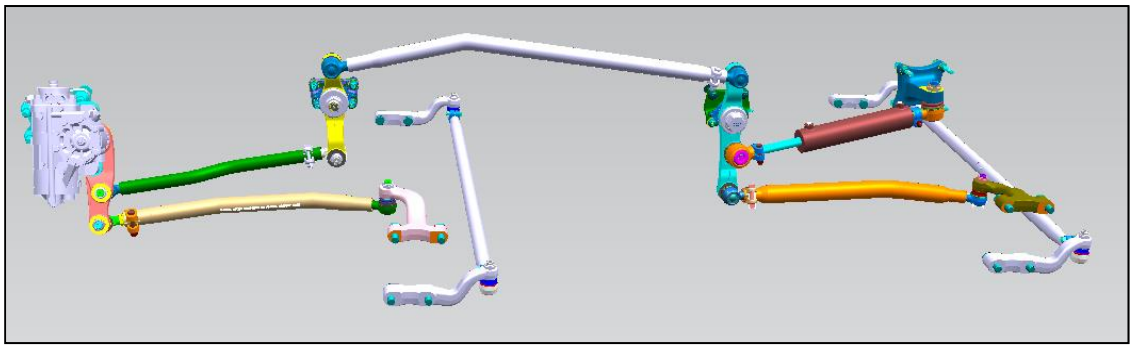
- 3 adet draglink
- 2 adet pitman kolu bulunmaktadır.



Şekil 3. 6 Direksiyon kolları ve rodlar

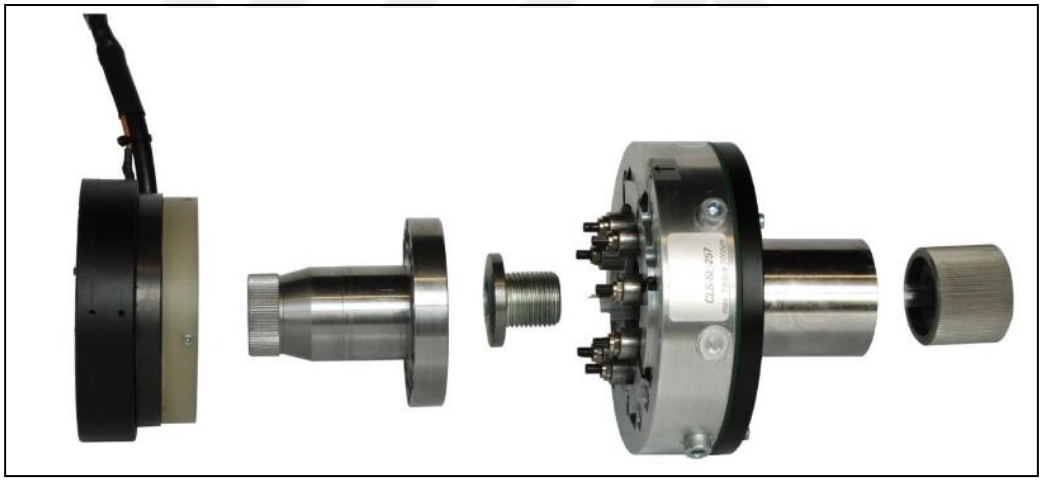
Şekil 3.7'deki ikinci aracın mafsallı mekanik bağlantılarında;

- 4 adet draglink
- 3 adet pitman kolu bulunmaktadır.



Şekil 3. 7 Direksiyon kolları ve rodlar

Birinci yöntemde, iki araçta bulunan farklı mekanik bağlantı tasarımlarının direksiyon eforuna etkisi incelenmektedir. Direksiyon eforunu analiz etmek için direksiyon simidine tork-açı sensörü konumlandırılmaktadır. Şekil 3.8'de tork açı sensörünün detay parçaları gösterilmiştir.



Şekil 3. 8 Soldan Sağa doğru : Açı ölçer, Direksiyon simidi adaptörü, Cıvata, Tork Sensörü, Direksiyon kolonu adaptörü [18]

Alınacak ölçümlerin olumsuz etkilememesi adına, lastik ve yol arasındaki sürtünmeleri ortadan kaldırmak için araç askıya alınmıştır. Ölçümler alınırken motor çalışmamaktadır ve hidrolik destek bulunmamaktadır.

İkinci yöntemde, Birinci alternatif Sonsuz Vida Döner Bilyalı Hidrolik Direksiyon Kutusu, mekanik bağlantı tasarımları farklı olan (Birinci Araç, İkinci Araç) iki araca monte edilmiştir. Yukarıda belirtilen ölçüm şartlarından farklı olarak araç, 70 tona

yüklenmiştir. Bu testte, aşırı yüklenmiş ve iki farklı mekanik bağlantı tasarımı olan araçlara aynı direksiyon hidrolik kutusu (Birinci Alternatif) takılarak direksiyon simidinde meydana gelen efor değişiklikleri incelenmiştir. Bu yöntemdeki amaç, farklı mekanik bağlantıya sahip araçların aynı hidrolik direksiyon kutusu ile yüksek tonaj altındaki direksiyon eforlarında yaşanan farklılıkları tespit etmektir.

Direksiyon eforuna etki eden faktörlerden biri olan hidrolik direksiyon kutusunun, iki farklı markaya ait parçalarının teknik özellikleri Çizelge 3.1'de verilmiştir. Aşağıdaki tabloda belirtilen özellikler hidrolik direksiyon kutularının teknik speklerinden elde edilmiştir.

Çizelge 3.1 Farklı marka hidrolik direksiyon kutusu karşılaştırma tablosu

Sonsuz Vida Döner Bilyalı Hidrolik Direksiyon Kutusu	**Birinci Alternatif**	**İkinci Alternatif**
Maksimum Kontaminasyon Değeri	160 mg	30 mg
Çıkış Torku (170 bar)	7622 Nm	7921 Nm
İç Kaçak	2.5 lt/dk	1.25 lt/dk
Ağırlık	42 kg	39 kg
Maksimum Sürtünme Değeri (Yağsız)	2.2 Nm	1 Nm

Üçüncü yöntemde, farklı markalara ait direksiyon kutularının, direksiyon eforlarına olan etkilerini tespit etmek için, yukarıda mekanik bağlantı elemanları belirtilen ikinci araca monte edilerek incelenmiştir.

İzlenecek yöntem itibari ile, aşırı yüklü olan araç (70 ton) rölanti konumundayken direksiyon simidi tam sağ ve tam sola çevrilerek tork-açı değerleri toplanmış ve bu değerler karşılaştırılmıştır.

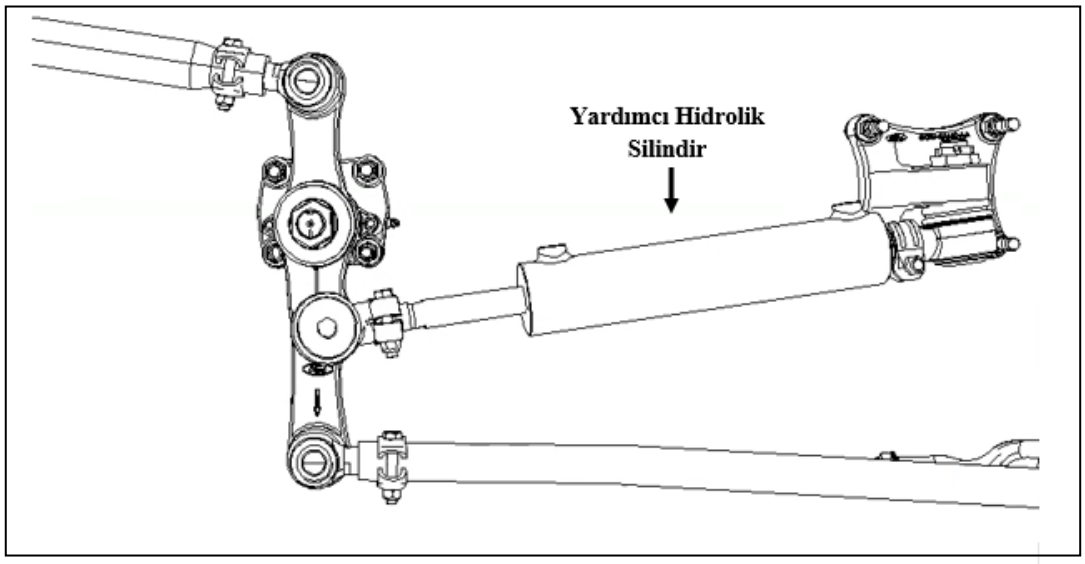
Dördüncü yöntemde, direksiyon eforunu daha çok iyileştiren hidrolik direksiyon kutusu ikinci araca takılıp, farklı motor dönüş hızlarında direksiyon eforlarında yaşanan değişkenlikler tork-açı verileri elde edilerek değerlendirilmiştir.

3.4 Yardımcı Hidrolik Silindir Etkisi

Çift akstan dümenlenen ağır ticari araçlarda yük taşıma kapasiteleri diğer ağır ticari araçlara göre daha fazla olmaktadır. Bu durum sayesinde çift akstan dümenlenen araçlar üst yapıcılar, inşaat ve maden gibi zorlu durumlarda ve şartlarda kullanılmak için tercih edilmektedir.

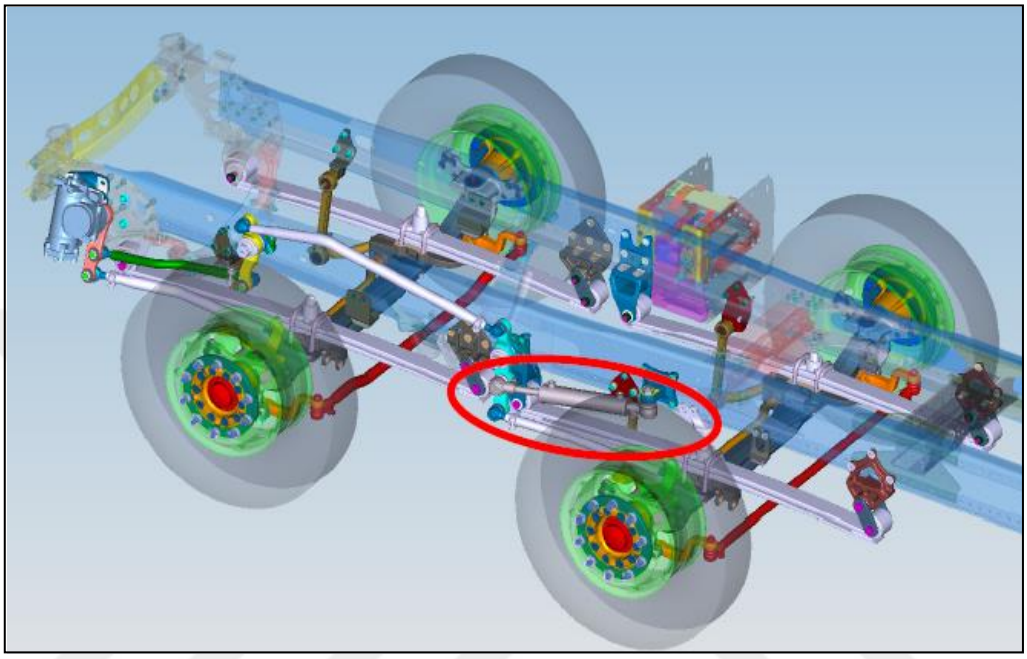
Ağır ticari araçların belirlenen yük kapasitesi ile direksiyon eforları arasında doğru orantılı olarak bir etkileşim vardır. Yükleme miktarının artması ile akslara düşen ağırlık oranları da artmaktadır. Bilindiği üzere ön aksa düşen ağırlığın artması sonucu direksiyon eforlarında ciddi miktarda artış gözlemlenmektedir.

Çift akstan dümenlenen araçlarda kullanılan hidrolik pompanın ürettiği maksimum basınç ve bunun sonucunda hidrolik direksiyon kutusunda oluşan maksimum tork miktarı belirli değerlerin üzerine çıkamamaktadır. Genellikle hidrolik pompada kullanılan maksimum basınç 170 bar olup, hidrolik kutunun üretmiş olduğu tork değeri yaklaşık olarak 8 kN.m ‘dir.



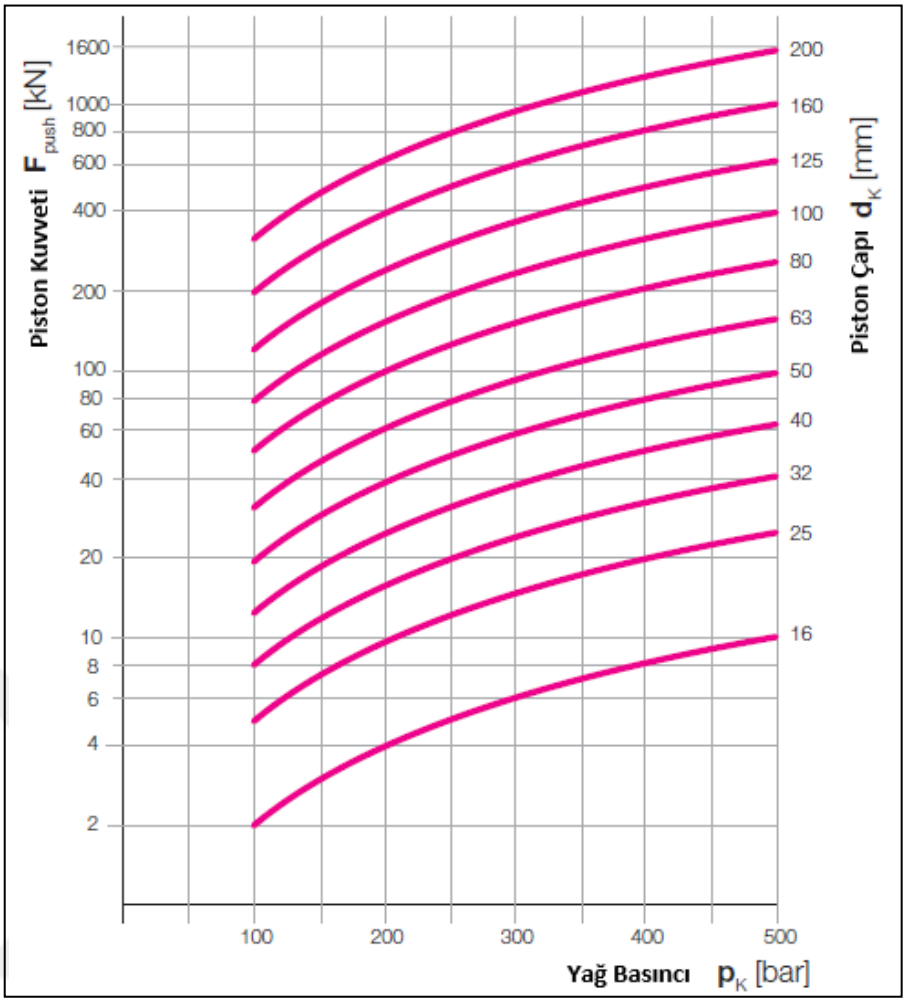
Şekil 3. 9 Hidrolik silindir şematik gösterim

Hidrolik direksiyon kutusunda alınan bu tork değeri ile çift akstan dümenlenen araçların yüklenmesi sonucu direksiyon sisteminde yüksek oranda efor artışı meydana gelmektedir. Bu tür araçlarda direksiyon eforlarının istenilen değere getirilmesi için Şekil 3.9 ve Şekil 3.10'da görülen yardımcı hidrolik silindirler sisteme entegre edilmektedir.



Şekil 3. 10 Hidrolik silindirin araç üstü görünümü

Hidrolik silindirler, araçların yük kapasiteleri, direksiyon eforları, hidrolik direksiyon kutusu tork çıkış değerleri, pompa basıncı, araç üzerindeki paket alanları…vb. gerekliliklere göre boyutlandırılır ve tasarlanırlar.



Şekil 3. 11 Hidrolik silindir piston çapı,yağ basıncı, piston kuvveti grafiği [19]

Ağır ticari araçlarda çift etkili hidrolik silindirler kullanılmaktadır. Yardımcı hidrolik silindirlerin tasarımı sırasında belirlenmesi gereken en önemli değer, hidrolik silindirin itki kuvvetidir. Bu değer saptandıktan sonra Şekil 3.11'deki grafik kullanılarak hidrolik silindirin piston çapı hesaplanır. Bu grafiğe ek olarak, aşağıdaki denklemde, sistem basıcı ve piston itki kuvvetini belirledikten sonra, değerler denklemde yerlerine yazılarak piston çapı hesaplanabilir.

F[kN] = Piston itki kuvveti

P [bar] = Sistem basıncı

$$d\ piston_{min}\ (cm) = \sqrt{\left(\frac{F[kN]*400}{\pi * p\ [bar]}\right)} \quad (3.1)$$

Piston çapı hesaplandıktan sonra mil çapıda hesaplanarak hidrolik silindirin temel kriterleri belirlenmiş olur.

Kaynaklardan edinilen bilgiye göre,

$$F_{itki} * 1{,}6 \cong F_{çekme} \text{ [19]} \tag{3.2}$$

Eşitliği kullanılarak F çekme kuvveti hesaplanır. Daha sonra aşağıdaki denklemde değerler yerine yazılarak mil çapı hesaplanır.

$$d_{mil_{min}} (cm) = \sqrt{\left(\frac{F_{çekme}[kN] * 400}{\pi * p\ [bar]}\right)} \tag{3.3}$$

Hidrolik silindir seçiminde gerekli olan tüm değerleri hesapladıktan sonra katalogtan ilgili piston seçilebilir.

3.4.1 Hidrolik Silindir Seçiminde Dikkat Edilmesi Gereken Unsurlar

Hidrolik silindir seçiminde dikkat edilmesi gereken unsurlar bu bölümde anlatılacaktır.

Hidrolik silindirin kalitesine etki eden faktörler; iç kaçak, eş merkezlilik, ömür testi ve patlatma testidir.

3.4.2 İç Kaçak

Hidrolik silindirde iki tip yağ kaçağı gözlemlenmektedir. Bunlardan ilki, kapalı sistem içerisinden atmosfere yağ kaçağının olması, bir diğeri, hidrolik silindir içerisinde bulunan pistonun ayırmış olduğu odacıklar arasında yaşanan yağ geçişleridir. Kapalı sistem içerisinde odacıklar arasında yaşanan bu yağ geçişine iç kaçak denilmektedir.

Hidrolik silindir içerisindeki sızdırmazlık elemanlarında, silindir borusunda ya da piston mil bağlantısında oluşabilecek hasarlar iç kaçağa sebep olur.

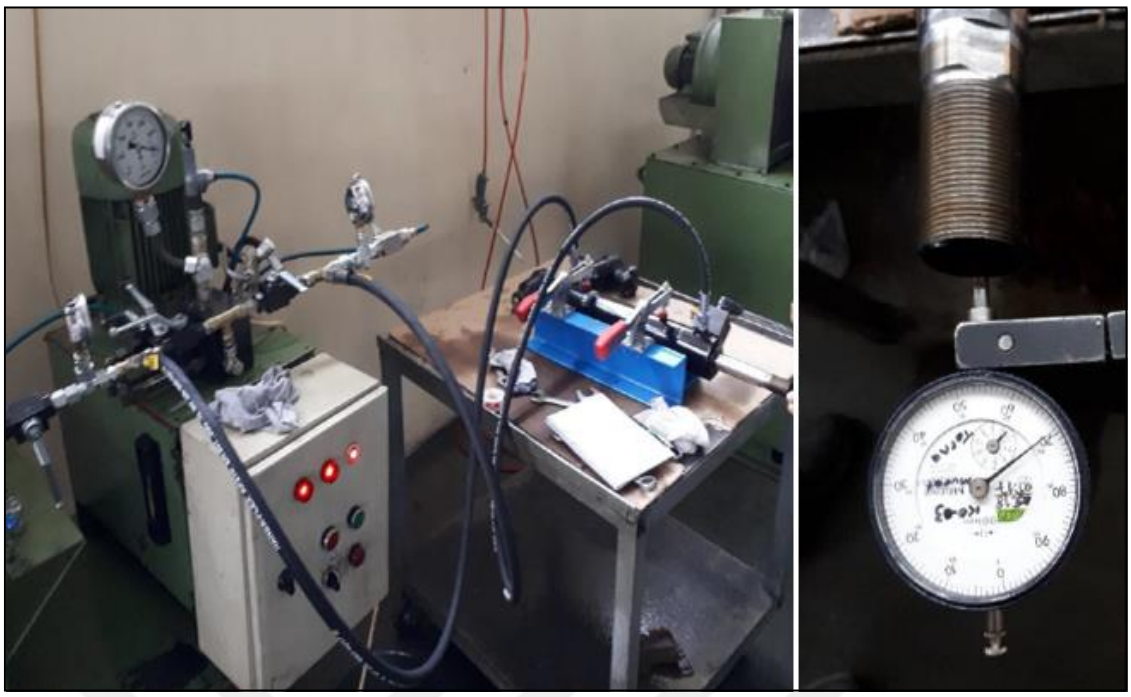
Sistem içerisinde iç kaçağın olması halinde, hidrolik silindirin ilerleme hızında düşüşler meydana gelecektir. İç kaçağın belli bir seviyeyi aşması halinde sistem yeterli basınca

çıkamayarak hareketlerin yavaşlamasına ve hatta sistemin çalışamaz hale gelmesine neden olacaktır.

Yardımcı hidrolik silindirlerin kullanıldığı çift akstan dümenlenen ağır ticari araçlarda, hidrolik direksiyon kutusuna gerekli desteği sağlayamayan yüksek miktarda iç kaçağa sahip hidrolik silindir, direksiyon eforlarına doğrudan etki edecektir.

Hidrolik silindirlerde iç kaçağı tespit etmenin farklı yöntemleri vardır. Bunlardan ilki, piston strok sonuna getirildikten sonra, pistonun dayadığı bölümdeki rakor yerinden çıkartılır ve bu port atmosfere açılır. Diğer taraftan basınç uygulanmaya devam edilir. Atmosfere açılan porttan yağ geliyorsa sistemde iç kaçak olduğu söylenir. Bu yöntem ile iç kaçağı tespit etmek çok sağlıklı olmamaktadır.

İkinci yöntem ise, silindirin iki portuna birden küresel vana bağlanır. Silindirin iki portundan basınç uygulanır ve iki küresel vana kapatılır. Piston ve rod bölgesine uygulanan basıç sonrası milinin hareket etmeden kilitli olarak bulunduğu konumda kalması gerekir. Eğer silindir bir tarafa doğru hareket ediyorsa bu silindirde iç kaçak olduğunu tespit edilmiş olur. Silindirin iç kaçağı, milin önüne konumlandırılacak olan bir kompretör vasıtası ile mm cinsinden ölçülebilir. Şekil 3.12’de örnek bir test düzeneği görülmektedir.



Şekil 3. 12 Hidrolik silindir test düzeniği

3.4.3 Eş Merkezlilik

Hidrolik silindir, honlanmış silindir boru, piston – rod bağlantısı, keçeler ve ön ve arka kapak gibi parçalardan oluşmaktadır.

İleri – geri doğrusal hareket eden bu sistemin parçalarının tek eksende çalışması gerekmektedir.

Eş merkezliliğin sağlanamadığı durumlarda;

- Piston-rod bağlantısının silindirin iç yüzeyine yaslanarak çalışmasına neden olur.

  Bu durum, sistem içerisinde bulunan keçelerin aşınmasına neden olur. Sistemde iç ve dış yağ kaçakları gözlemlenir.

- Sistem üzerine gelen yükler, eş merkezliliğin sağlanamaması nedeniyle silindirin parçalarına zarar verir ve parçaların ömürleri beklenenden önce tamamlanış olur.

- Silindirin bağlanmış olduğu braket ve bölge parçalarına da beklenmeyen titreşim ve yükler iletilir.

- Sistemdeki sürtünmenin fazla olması nedeniyle sıcaklık artar. Beklenmeyen sıcaklık artışı hidrolik akışkanın viskozitesinde ve hidrolik silindirde bulunan keçeler üzerinde olumsuz etki yaratır. [20]

Hidrolik silindirlerin eş merkezliliğini, pistonun ilk harekete geçme ve ilerleme testi ile değerlendirebiliriz. Test aşağıda belirtilen şartlarda yapılmaktadır.

- 0.1 bar gibi düşük basınçlar verilerek, pistonun ilk harekete geçtiği andaki kuvvet değeri ölçülür ve kaydedilir. Ölçülen değer, 250 N nun üzerinde olmamalıdır.
- Hareket başladıktan sonra pistonun hareketi gözlemlenir ve hareket esnasında oluşan kuvvetler kaydedilir. Ölçülen değer, 200 N nun üzerinde olmamalıdır.

Yukarıda belirtilen kabul kriteri kuvvet değerleri, tez yazımı için belirli bir oran ile çarpılarak varsayım yapılmıştır.

3.4.4 Ömür Testi ve Patlatma Testi

Hidrolik silindir seçiminde dikkat edilmesi gereken testlerden biridir. Bu testler, parçalar devreye alınmadan önce yapılması gereken testlerdir ve numune bazında yapılmaktadır.

Ömür testi parçanın kullanıldığı yere, bu bölgede sağlaması gereken kuvvete, ortam sıcaklığına, sistem basıncına göre belirlenmektedir. Parçanın kullanılacağı yerde, ömrü boyunca sorunsuz olarak çalışmasına karşılık gelecek test süreci planlanmalıdır. Bu testler hidrolik silindir üreticileri tarafından belirlenebilmekte veya hidrolik silindiri kullanacak müşteri tarafından tariflenmektedir.

Ömür testleri çok uzun süren ve parçayı zorlayan testlerdir. Bu testler ;

- Sistem basıncının 2 katında 10.000 çevrim,
- Sistem basıncının 1.5 katında 50.000 çevrim
- Sistem basıncında 150.000 çevrim

Gibi kriterler belirlenerek tamamlanmaktadır. Yukarıdaki kullanılan değerler varsayım yapılarak yazılmıştır.

Bu testler sonucundaki kabul kriteri, hidrolik silindirin fiziksel bir deformasyonu olmaması ve dizayn şartlarını yerine getirmesi olarak belirlenebilmektedir.

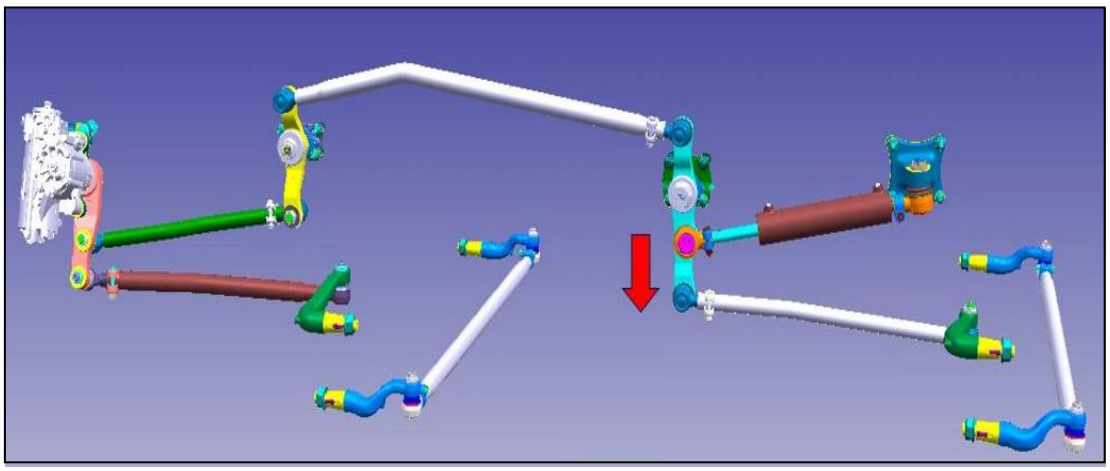
Hidrolik silindir için uygulanan patlatma testindeki amaç, sistem basıncında yaşanan ani artışlara karşı parçanın dayanım göstermesidir. Bu testlerde sistem basıncının yaklaşık 2.5 katı kullanılır ve hidrolik silindir bu basınca maruz bırakılarak test edilir. Test kabul kriteri, parçada herhangi bir deformasyon ve yağ kaçağının olmaması olarak belirlenir.

3.4.5 Yardımcı Hidrolik Silindir Araç Testi

Hidrolik silindirler araç üzerinde konumlandırılırken pitman kolu ve mekanik bağlantı kolları (Rodlar) ile de etkileşim halindedirler. Piston itme ve çekme kuvvetini pitman kolu vasıtasıyla rodlara iletir. Bu sayede rodlar ön aks ve ikinci aksın dümenlenmesini sağlar.

Şekil 3.13'te görülen hidrolik silindirin pitman kolu üzerindeki bağlantı noktası mesnet noktasından ne kadar uzak olur ise moment etkisi artacağından dolayı direksiyon sistemi eforları azalacaktır. Bu doğrultuda, pitman kolu üzerindeki hidrolik silindir bağlantı noktasının, mesnet noktasına olan mesafesini arttırmak için Catia programı kullanılmıştır. Sistemdeki moment etkisi arttırmak için pitman kolu yeniden tasarlanmıştır.

Eforları düşürmenin bir diğer yoluda daha büyük çaplı hidrolik silindir kullanmaktır. Bu yöntem ile eforları düşürmenin getirebileceği bazı olumsuz etkilerde olabilmektedir. Araç üzerinde sadece hidrolik silindirin değiştirilecek olması, mevcut alana daha büyük çaplı pistonun paketlenebilmesi , piston çapındaki artış nedeniyle direksiyon kollarının ve rodlarının artan yüke dayanabilmesi gibi soruları beraberinde getirmektedir.



Şekil 3. 13 Pitman kolu araç üstü görünümü

Yeni pitman tasarımı ile oluşacak kuvvet artışının, pitman kolu , direksiyon kolları ve rodlar üzerindeki etkisinin de CAE analiz yapılarak incelenmesi gerekmektedir. Aksi durumda araç testi sırasında, araca takılacak parçalara gelen yükler neticesinde parçalar deforme olabilmektedir. Böyle bir problem ile karşılaşmak araç testinin durmasına ayrıca zaman ve para kaybına neden olacaktır.

Bağlantı sistemlerinin CAE analiz değerlendirmeleri tamamlandıktan sonra pitman koluna bağlanacak olan pistonların seçimi yapılmaktadır. Araç testinde farklı iki markanın aynı çap ve strok değerine sahip hidrolik silindiri ile yine bu markalardan birine ait olan ve piston çapı 75 mm , piston mili çapı 28 mm ve strok uzunluğu 280 mm olan hidrolik silindir kullanılmıştır (Çizelge 3.2).

Çizelge 3.2 Hidrolik silindir karşılaştırma tablosu

	Dış Çap (mm)	**Piston Çapı (mm)**	**Piston Mil(Rod) Çapı (mm)**	**Rod Bölgesi Alan (mm^2)**	**Kuvvet Etkisi (Rod Bölgesi)**	**Kuvvet Etkisi (Piston Bölgesi)**	**Strok**
A Marka Hidrolik Silindir	80	70	32	1133.54	**X**	**X**	300
A Marka Hidrolik Silindir	88	75	28	1734.07	**1.53X**	**1.15X**	280
B Marka Hidrolik Silindir	85	70	32	1133.54	**X**	**X**	300

Böylelikle, araç testi sırasında 3 adet farklı piston ve 2 adet tasarımı farklı pitman kolu kullanılarak 6 farklı kombinasyon oluşturulmuş ve bu testler sonucunda direksiyon eforlarında oluşacak faklılıklar gözlemlenmiştir

Çizelge 3.3'de gösterilen araç test planı oluşturulduktan sonra parçaların temini gerçekleştirildi. Test planında belirtilen, araç kontrolleri, parça değişimleri, araç yüklenmesi gibi prosesler uygulandı.

Çizelge 3.3 Araç test planı

Direksiyon Efor Ölçümü- Zaman ve Test Planı		
1	-B Marka Hidrolik Piston -Mevcut Pitman	Araç Kontrolü
		Yakıt Dolumu
		70 Ton Araç Yükleme
		Data Toplama
		Araç Yük Boşaltma
2	-A Marka Hidrolik Piston (70 mm) -Mevcut Pitman	Piston Değişimi
		Araç Kontrolü
		70 Ton Araç Yükleme
		Data Toplama
		Araç Yük Boşaltma
3	-A Marka Hidrolik Piston (75 mm) -Mevcut Pitman	Piston Değişimi
		Araç Kontrolü
		70 Ton Araç Yükleme
		Data Toplama
		Araç Yük Boşaltma
4	-A Marka Hidrolik Piston (75 mm) -Yeni Tasarım Pitman	Pitman Değişimi
		Araç Kontrolü
		70 Ton Araç Yükleme
		Data Toplama
		Araç Yük Boşaltma
5	-A Marka Hidrolik Piston (70 mm) -Yeni Tasarım Pitman	Piston Değişimi
		Araç Kontrolü
		70 Ton Araç Yükleme
		Data Toplama
		Araç Yük Boşaltma
6	-B Marka Hidrolik Piston -Yeni Tasarım Pitman	Piston Değişimi
		Araç Kontrolü
		70 Ton Araç Yükleme
		Data Toplama
		Araç Yük Boşaltma

BÖLÜM 4

ANALİZ BULGULARI VE TARTIŞMALAR

4.1 Direksiyon Kutusu Emniyet Valfi - Test Sonuçları

Araç üzerindeki hidrolik direksiyon kutusunda yapılan incelemede Şekil 4.1 ve Şekil 4.2 de gösterilen emniyet ayar valfinin 160 bara sınırlandırıldığı tespit edilmiştir. Direksiyon eforlarında iyileştirme yapmak için direksiyon kutusu emniyet ayar valfi 160 bardan 170 bara yükseltilmiştir.

Çizelge 4.1 Birinci alternatif hidrolik direksiyon kutusu teknik özellikleri

Direksiyon Simidi Turu	3.1	0	3.1
Pitman Kolu Hareket Açıları	47°	0°	47°
Oran "i" Değişken	26.2 : 1	22.2 : 1	26.2 : 1
170 Bar Basınç ve %90 Verimde Hidrolik Moment	7173 Nm	6097 Nm	7173 Nm
160 $^{+10}$ bar' Lık Basınç Sınırlama Valfi Dıreksiyon Üzerinde			

Çizelge 4.2 İkinci alternatif hidrolik direksiyon kutusu teknik özellikleri

Direksiyon Simidi Turu	3.1	0	3.1
Pitman Kolu Hareket Açıları	47°	0°	47°
Oran "i" Değişken	26.2 : 1	22.2 : 1	26.2 : 1
170 Bar Basınç ve %90 Verimde Hidrolik Moment	7622 Nm	6479 Nm	7622 Nm
170 $^{+10}$ bar' Lık Basınç Sınırlama Valfi Dıreksiyon Üzerinde			

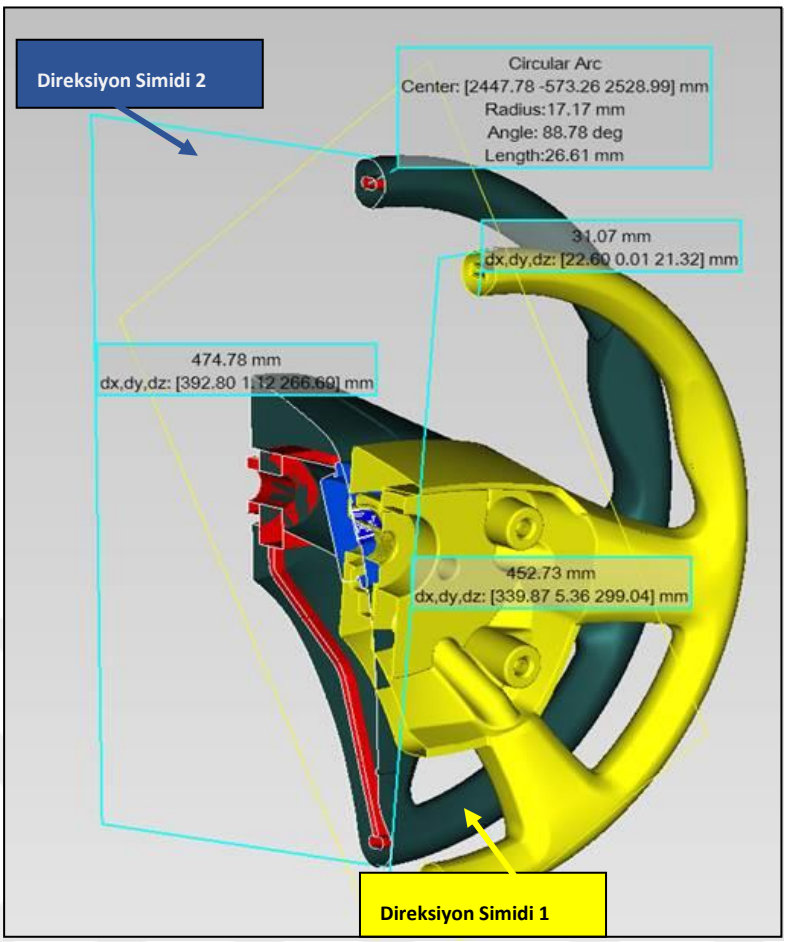
Hidrolik direksiyon kutusu emniyet valfi basınç değerinin 160 bardan 170 bara çıkartılarak bu değere sabitlenmesi, %6.25 moment artışına neden olmaktadır. Görüldüğü üzere, oluşan moment artışı, direksiyon eforunun azaltılmasında olumlu bir etki yaratmaktadır.

$$\frac{170}{160} = 1.0625 \cong \%6.25 \tag{4.1}$$

4.2 Direksiyon Simidi Çap Değişimi - Test Sonuçları

Şekil 4.1'de gösterilen 1 nolu direksiyon simidinin çapı 453 mm dir. 2 nolu direksiyon simidinin çapı ise 475 mm dir. Direksiyon simidini döndürmek için uygulanan kuvvetlerin aynı olduğu kabul edildiğinde, yaklaşık olarak %4.7 oranında döndürme momentinde azalma olacaktır. Bu durum, diğer bütün değişkenlerin sabit kaldığı düşünüldüğünde direksiyon eforunun artmasına sebep olmaktadır.

$$\frac{453}{475} = 0.953 \cong \%4.7 \tag{4.2}$$



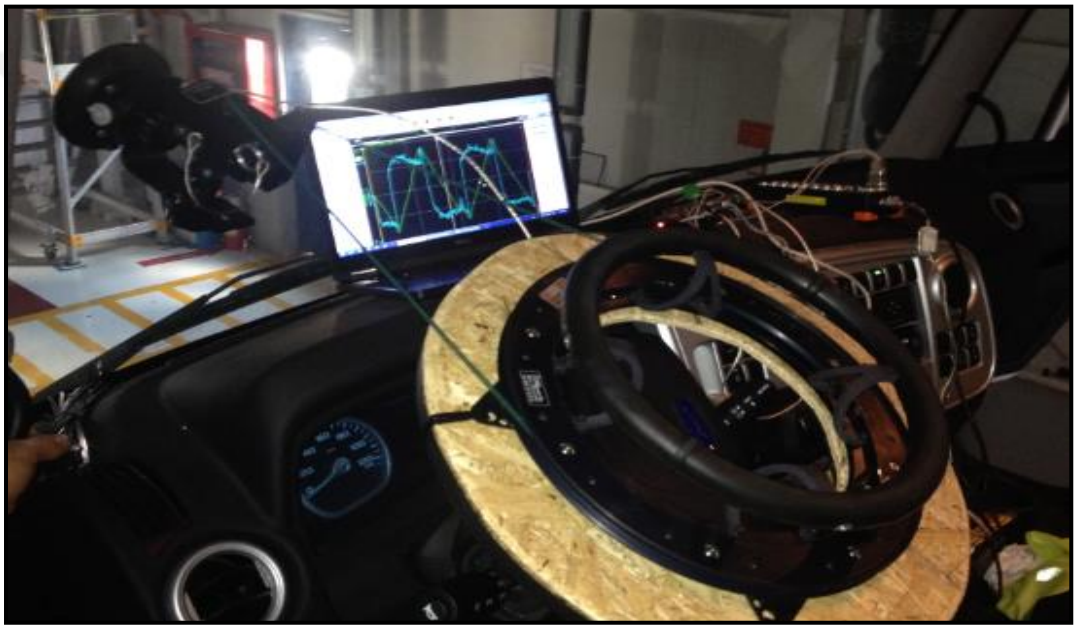
Şekil 4. 1 Direksiyon simid çapları

4.3 Direksiyon Mekanik Bağlantıları ve Direksiyon Kutusu – Test Sonuçları

Araçların mekanik bağlantılarının direksiyon eforlarına olan etkisi incelenmiştir. Lastik ve yol arasındaki sürtünmeleri ortadan kaldırmak için araç Şekil 4.2'de görüldüğü gibi askıya alınmıştır. Ayrıca motor çalıştırılmamış ve hidrolik destek bulunmamaktadır.



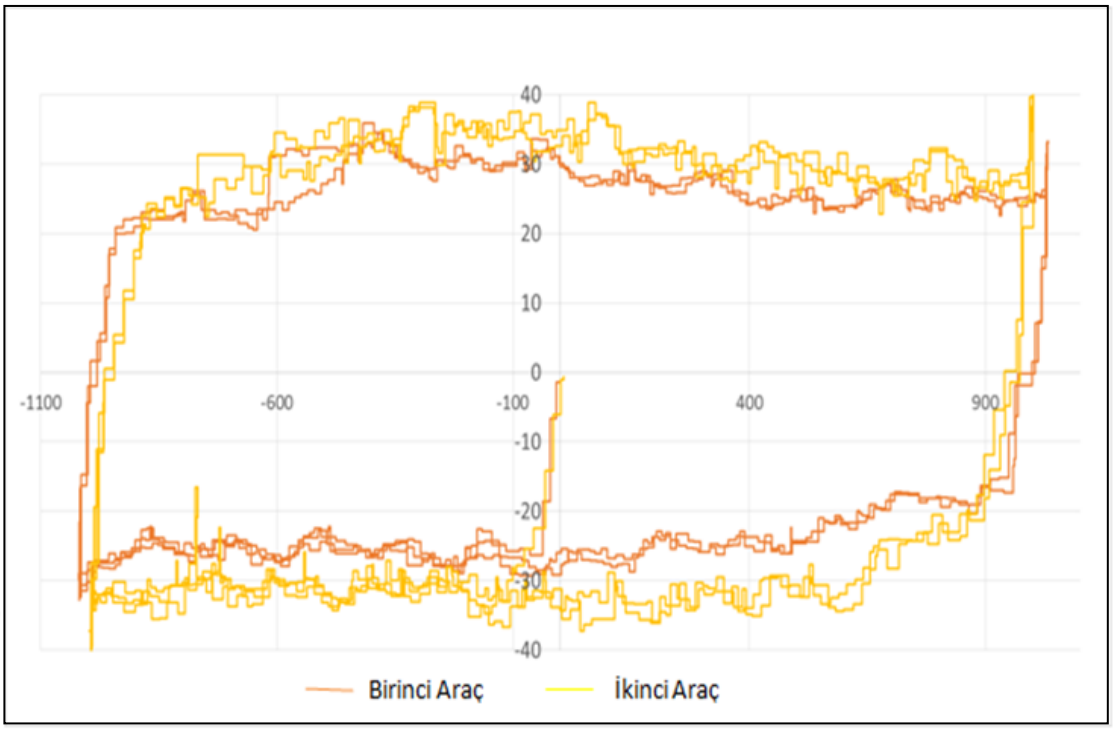
Şekil 4. 2 Askıya alınmış bir araç



Şekil 4. 3 Tork açı sensörü test düzeneği

Şekil 4.3'te da görüldüğü üzere direksiyon efor datalarını toplamak için direksiyon simidine tork-açı sensörü bağlanmıştır.

Tork-açı sensörü kullanılarak elde edilen datalar DEWEsoft programı kullanılarak incelenmiş ve Şekil 4.4'de gösterilen grafik oluşturulmuştur.



Şekil 4. 4 İki farklı mekanik bağlantı tasarımına sahip araçların direksiyon efor grafiği

Çizelge 4. 3 Direksiyon eforları karşılaştırma tablosu

Direksiyon Eforu	**Tork (Nm)**	**Kuvvet (N)**
Birinci Araç	26	54.8
İkinci Araç	31	68.6

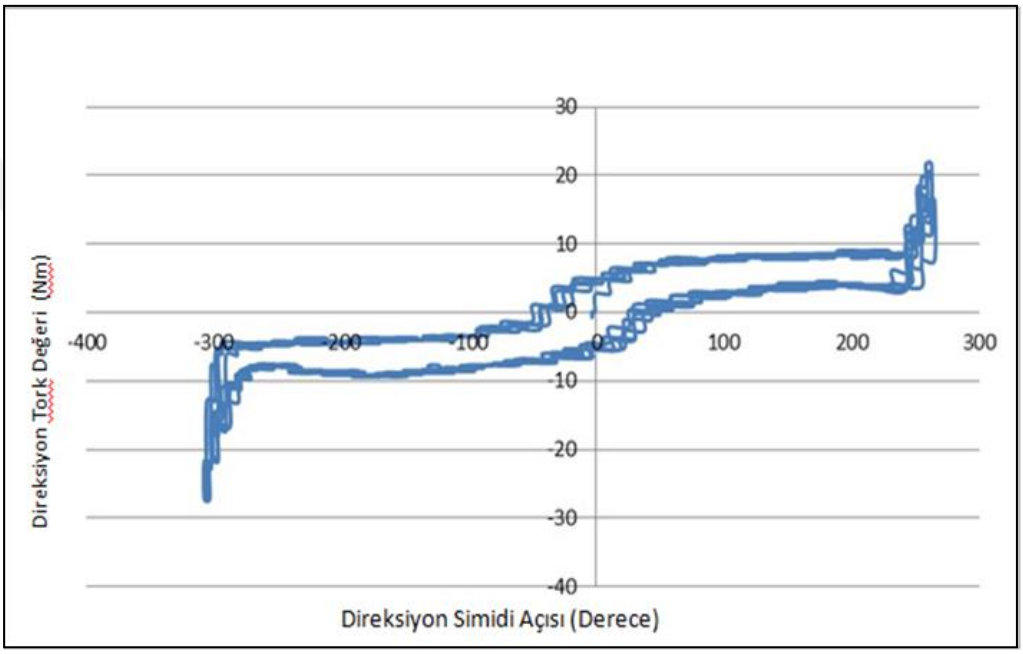
Çizelge 4.3'te, elde edilen direksiyon efor değerleri gösterilmektedir. Elde edilen değerlerden çıkarılan sonuç, mafsallı mekanik bağlantı elemanlarının sayısının atması direksiyon eforuna olumsuz manada etki etmektedir. Bağlantı elemanları arasında oluşan sürtünme kuvvetleri, pitman ve deve boynu gibi parçaların momente etki eden boylarının kısalması ve dizayn şartları gereği kuvvet aktarımındaki kayıplar efor artışına neden olmaktadır.

İkinci yöntemde, 70 tona yüklenmiş olan iki araca Birinci alternatif hidrolik direksiyon kutusu takılmış olup, test sonucunda Şekil 4.5' de gösterilen tork-açı grafiği elde edilmiştir.

Aracın belirlenen maksimum yük kapasitesinde yüklenmesi durumunda, direksiyon simidinin sağa tam tur ve sola tam tur dönüş açıları 1000 dereceden fazladır.

Aşağıdaki grafik, aşırı yüklenmiş olan iki aracın direksiyon açılarının 300 dereceden fazla dönmediğini ve iki araç arasında direksiyon eforlarında bir fark olmadığını göstermektedir.

Aşırı yükleme direksiyon sisteminde çok yüksek eforlara ve diğer mekanik bağlantılarda deformasyonlara neden olabilmektedir.



Şekil 4. 5 (Birinci Alternatif) Direksiyon simidi tork-açı değerleri karşılaştırması, 70 ton

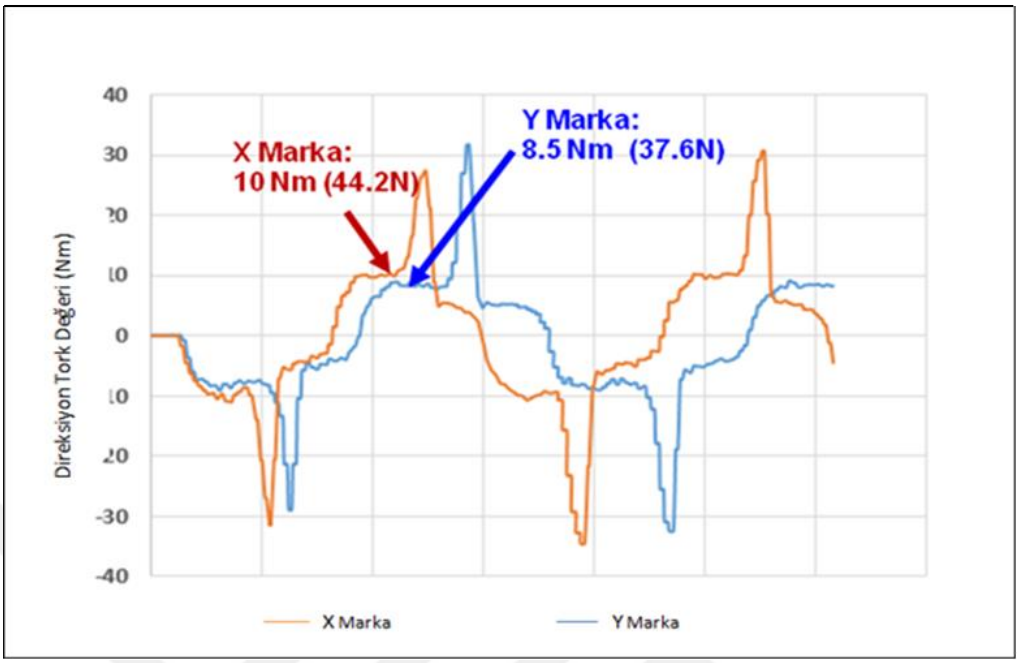
Üçüncü yöntemde, Bölüm 3'te mekanik bağlantı elemanları belirtilen ikinci araca, farklı markalara ait direksiyon kutuları takılmış olup, direksiyon eforlarına olan etkileri incelenmiştir.

Aşağıda Şekil 4.6'da görülen grafikte aşırı yüklü olan araç (70 ton) rölanti konumunda direksiyon simidi tam sağ ve tam sol çevrilerek tork açı değerleri karşılaştırılmıştır.

Grafikten görüleceği üzere İkinci alternatif direksiyon kutusunun, Birinci alternatif direksiyon kutusuna göre direksiyon eforlarını azalttığı görülmektedir.

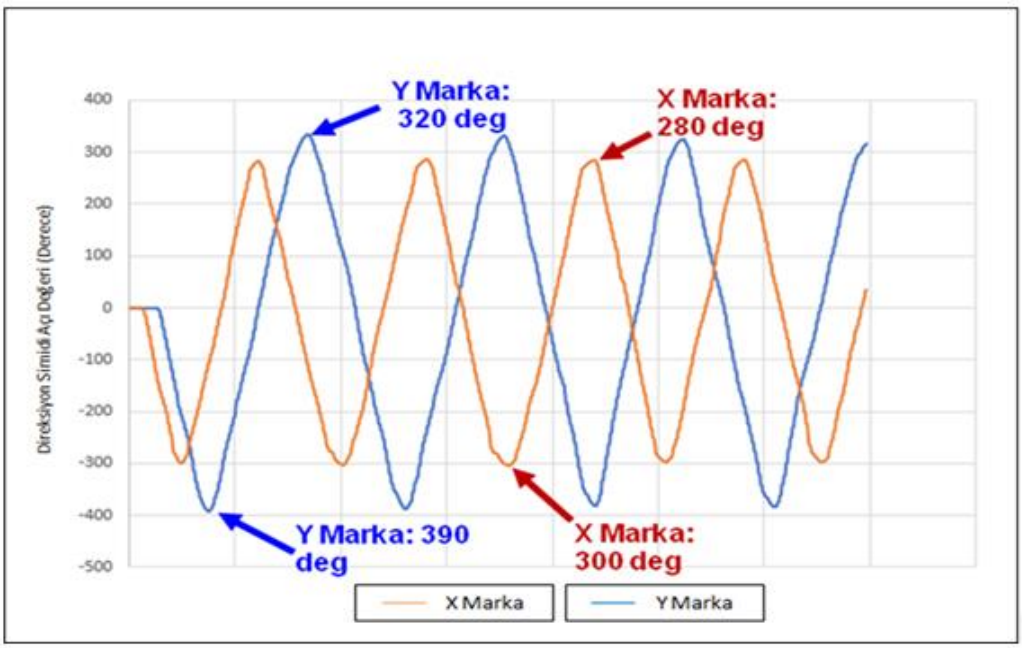
Yaklaşık olarak %17.6 oranında direksiyon eforunda iyileşme görülmektedir.

$$Direksiyon\ eforu = \frac{10\ Nm}{8.5\ Nm} = 1.176 \quad (4.3)$$



Şekil 4. 6 (Birinci ve İkinci Alternatif) Direksiyon tork değerleri karşılaştırması, 70 ton

Aynı araçtan aldığımız direksiyon simidi açı ölçümlerinde de, İkinci alternatif direksiyon kutusunun olumlu etkilerini Şekil 4.7'deki grafikten görülmektedir.



Şekil 4. 7 (Birinci ve İkinciAlternatif) Direksiyon simidi açı değerleri karşılaştırması, 70 ton

Çizelge 4.4'deki tabloda görüldüğü üzere, Birinci alternatif direksiyon kutusu monte edilmiş araçta, direksiyon simidi sola maksimum 280 derece, sağa ise 300 derece dönmektedir.

Araca, İkinci alternatif direksiyon kutusu takıldığında, direksiyon simidi sola 320 derece, sağa ise 390 derece dönmektedir.

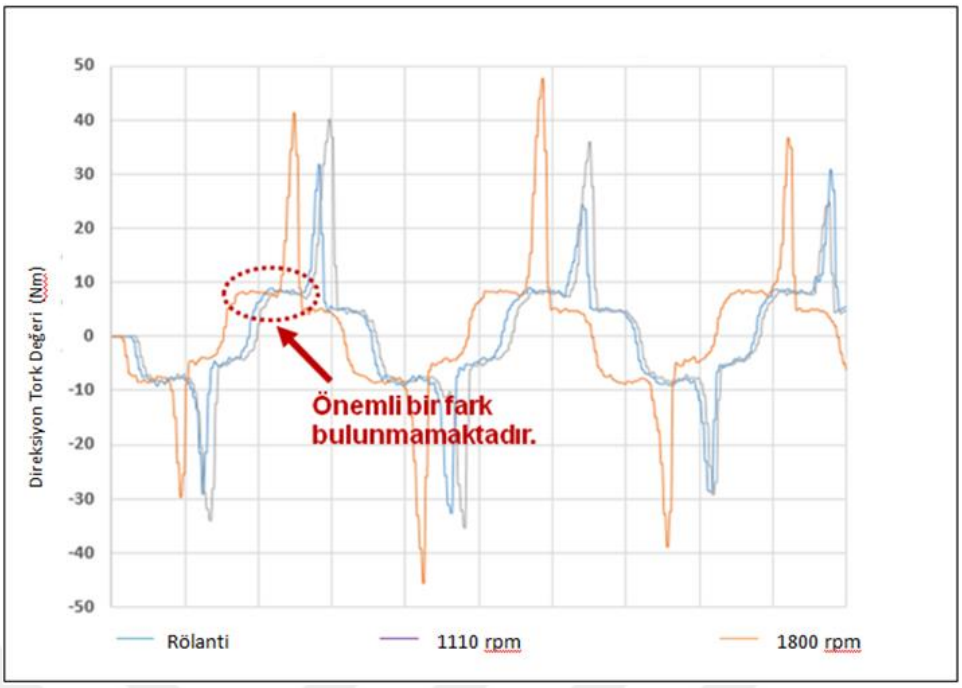
Çizelge 4.4 Markalara göre direksiyon dönüş açısı karşılaştırma tablosu

Direksiyon Dönüş Açısı	**Direksiyon Açısı (Derece)**	
	Sağ	**Sol**
Birinci Alternatif	300	280
İkinci Alternatif	390	320

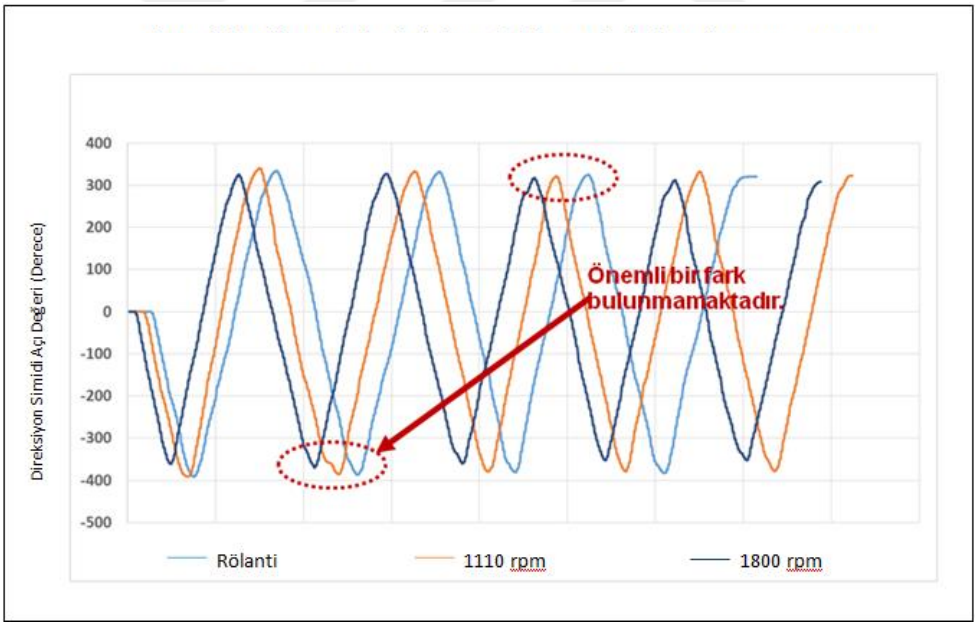
Aynı araçta değerlendirdiğimiz iki farklı direksiyon kutusundan İkinci alternatif direksiyon dönüş açılarını sağa dönüşte yaklaşık %30, sola dönüşte yaklaşık olarak %15 oranında iyileştirmiştir.

Direksiyon simidi açısında ve direksiyon eforlarında araç rölanti konumunda iken İkinci alternatif direksiyon kutusu ile gerçekleşen iyileştirmeler sonrasında, aynı direksiyon kutusu ile farklı motor dönüş hızlarında direksiyon simidi açı-tork dataları toplanmış olup, aşağıda Şekil 4.8 ve Şekil 4.9'da gösterilmiştir. Datalar, motor rölantide, 1100 ve 1800 devirdeyken elde edilmiştir.

Elde ettiğimiz sonuçlara göre farklı motor dönüş hızlarında direksiyon açısında ve direksiyon eforunda herhangi bir değişimin olmadığı sonucu ortaya çıkmıştır.



Şekil 4.8 (İkinci Alternatif) Farklı motor dönüş hızlarında direksiyon tork değerleri karşılaştırması, 70 ton



Şekil 4.9 (İkinci Alternatif) Farklı farklı motor dönüş hızlarında direksiyon simidi açı değerleri karşılaştırması, 70 ton

4.4 Yardımcı Hidrolik Silindir - Test Sonuçları

Direksiyon eforlarına hidrolik silindirlerin etkisini tespit etmek için araç testi yapıldı. Araç testinde kullanılan hidrolik silindirlere ait iç kaçak test sonuçları aşağıdaki gibidir.

Çizelge 4.5 Hidrolik silindir iç kaçak karşılaştırma tablosu

İç Kaçak	**25 bar 180 s**	**50 bar 180 s**	**100 bar 180 s**	**300 bar 180 s**
A Marka Hidrolik Silindir	0,06 mm	0.06 mm	0.1 mm	0.23 mm
B Marka Hidrolik Silindir	0.05 mm	0.06 mm	0.09 mm	0.22 mm

Çizelge 4.5'de görüleceği üzere iki faklı markanın üretmiş olduğu hidrolik silindirlerin iç kaçak sonuçları birbirine çok yakındır.

Testte kullanılacak olan hidrolik silindirlere ait ilk harekete geçme ve ilerleme test değerleri aşağıda Çizelge 4.6'da verilmiştir.

Çizelge 4.6 Hidrolik silindirlerin ilk hareket geçme ve ilerleme karşılaştırma tablosu

İlk Harekete Geçme ve İlerleme	**A Marka Hidrolik Silindir**		**B Marka Hidrolik Silindir**	
İlk Harekete Geçme	123 N	125 N	200 N	198 N
İlerleme	77 N	85 N	150 N	150 N

Yukarıdaki değerler belirli bir oran ile çarpılarak varsayım yapılmıştır.

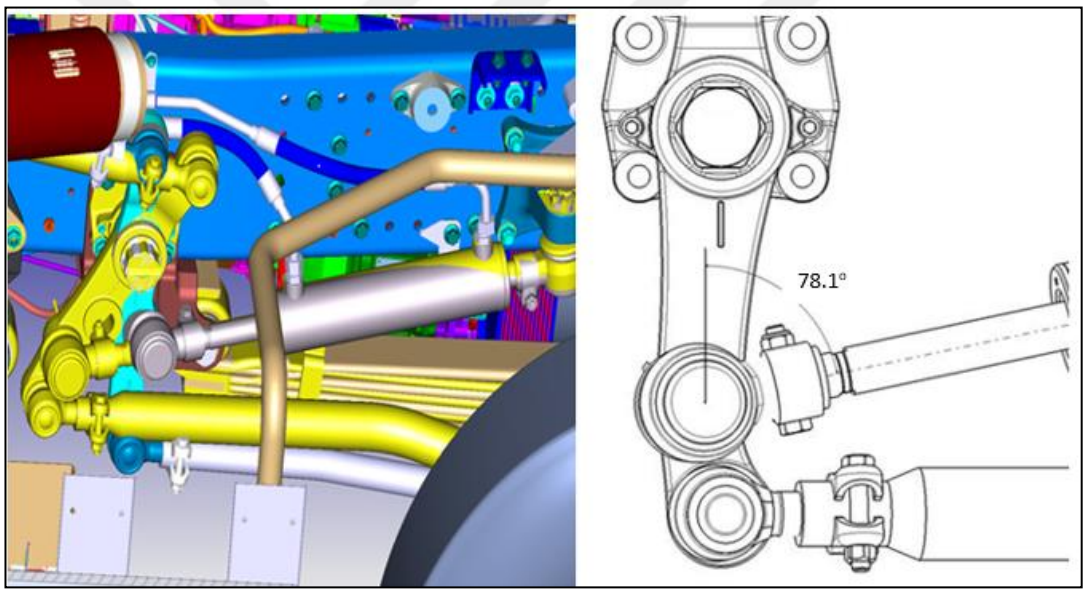
Değerlerden anlaşılacağı üzere A markasına ait hidrolik silindir B markasına göre daha az sürtünmeye maruz kalmaktadır. İlk harekete geçip ilerlemesi esnasında B Markalı

hidrolik silindirde takılarak (stick-slip) ilerleme gözlemlenirken, A markalı hidrolik silindirde hareket sabit olarak devam etmektedir. İlk hareket esnasında yaşanan bu takılmalar direksiyonu döndürürken yaşanan eforlara neden olabilmektedir.

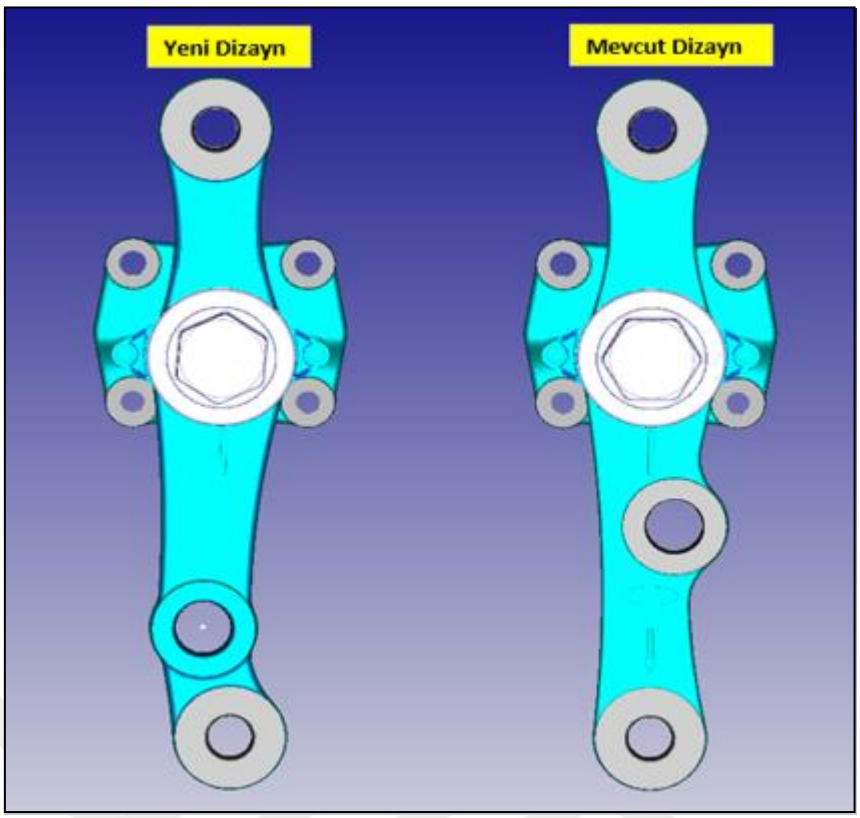
Araç testinde kullanılan hidrolik silindirler, ömür testi ve patlatma testi açısından değerlendirildiklerinde gerekli şartları sağlamaktadırlar.

Bir diğer önemli faktör olan pitman kolu için, üzerindeki hidrolik silindirin bağlantı noktasını, mesnet noktasından ne kadar uzaklaştırılabileceği Catia programı kullanılarak incelendi. Paket alanının izin verdiği ölçü 70 mm olarak belirlendi.

Pitman kolunun üzerindeki hidrolik silindir bağlantı noktası 70 mm aşağıya alındıktan sonra Şekil 4.10 da görülen hidrolik silindirin hareket datası incelendi.



Şekil 4.10 Pitman kolu paket kontrolü

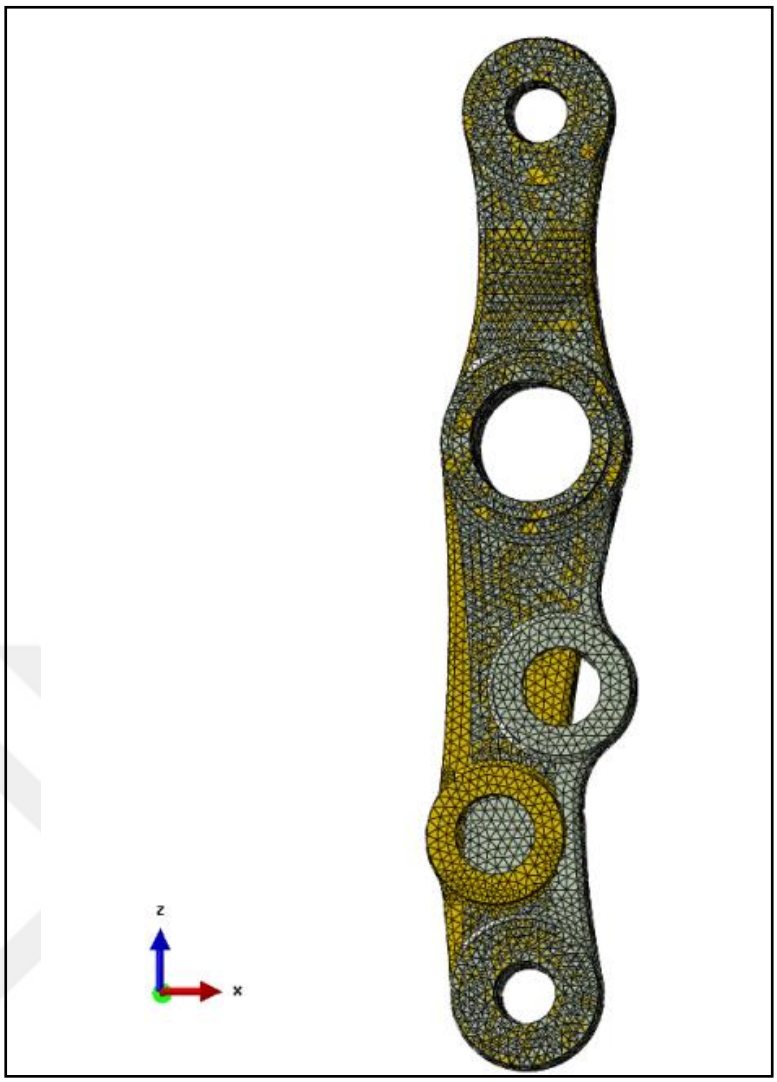


Şekil 4.11 Pitman kolu tasarımı

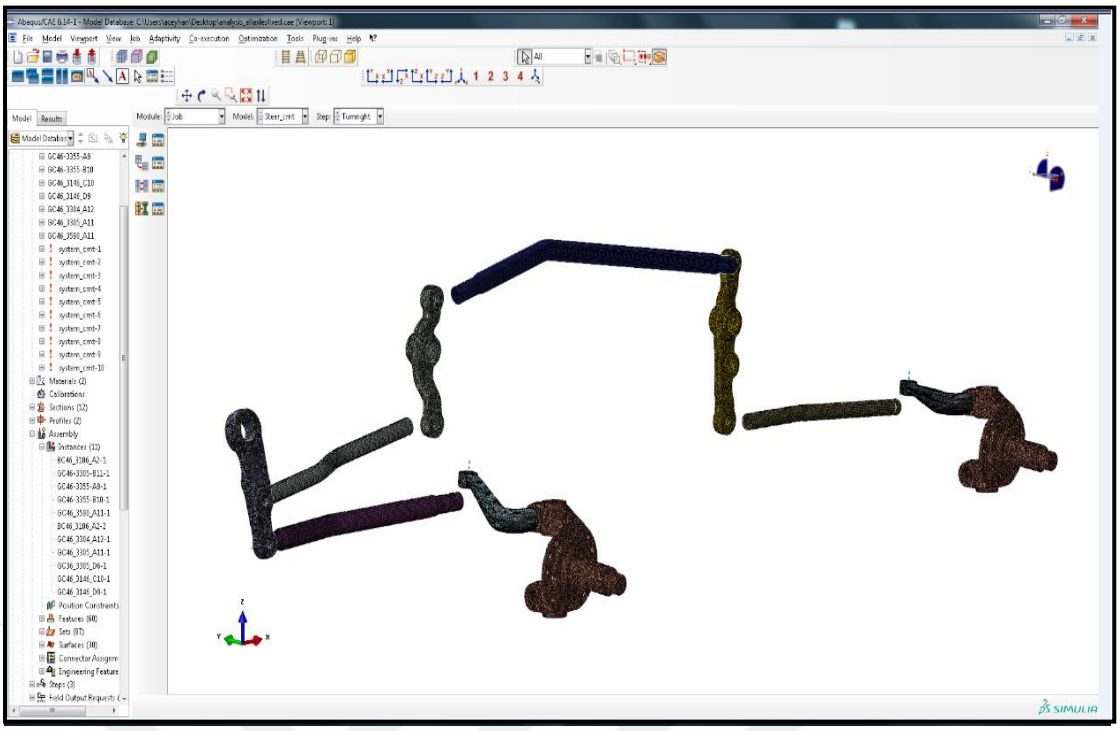
Yapılan tasarım çalışması sonunda Şekil 4.11'de görüleceği üzere yeni pitman kolu tasarımı tamamlandı. Bağlantı noktasının değişmesi ile pitman kolu ile piston mili arasındaki açı 83.6^{o} den 78.1^{o} olarak değişti. Yapılan kuvvet analizi sonucunda sistemde % 57 oranında kuvvet artışı olmaktadır.

$$\frac{Fx\ \sin(78.1)x185.6}{Fx\ \sin(83.6)x115.97} = 1.57 \qquad (4.4)$$

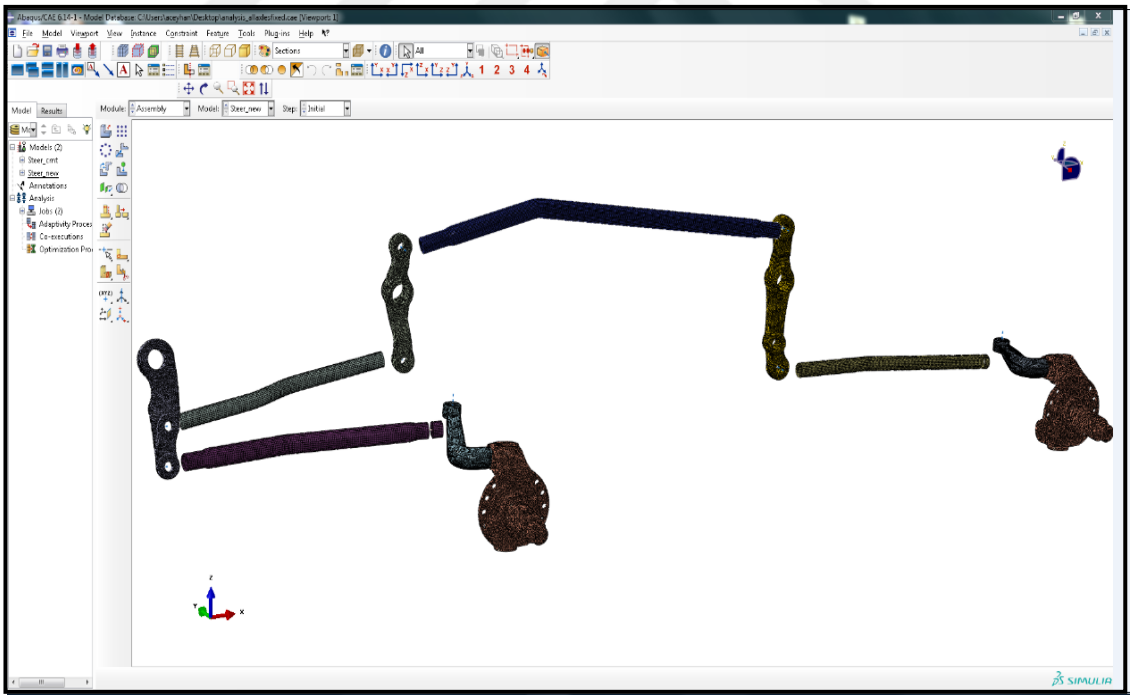
Yeni ve mevcut pitmanın ve ayrıca genel sistemin CAE analiz yapılmıştır.CAE analiz değerlendirmeleri Şekil 4.12, Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'de gösterilmektedir. 42CrMo4 malzemesinden üretilen pitmanın akma dayanımı 765 MPa olup, yapılan analizler sonucunda sistemde oluşan gerilmeler yaklaşık olarak 395 – 400 MPa mertebelerindedir. Akma dayanımının altında elde edilen değer sonucunda yapılan tasarımın emniyetli olduğu espit edilmiştir.



Şekil 4. 12 Mevcut ve yeni tasarım pitman kolu CAE analizi

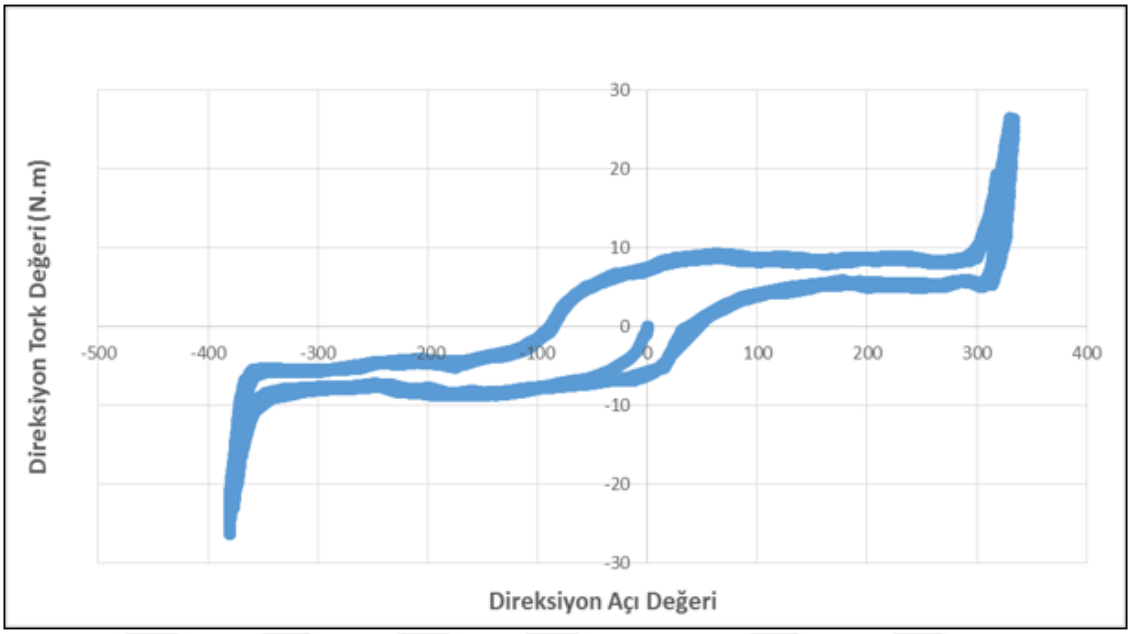


Şekil 4.13 Mevcut pitman kolu ile direksiyon sistemi CAE analizi

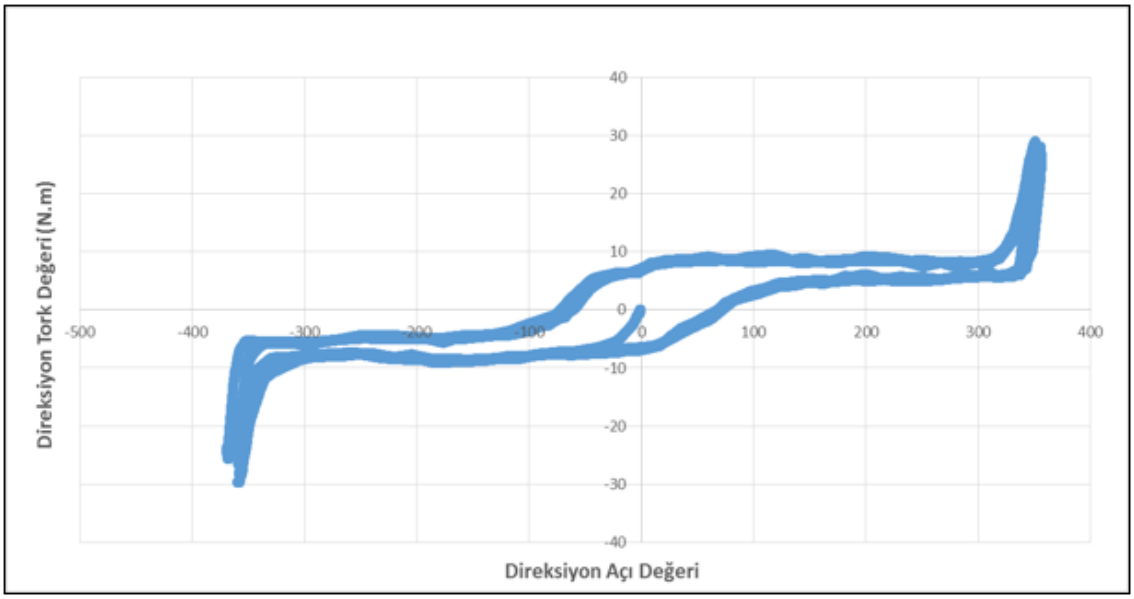


Şekil 4.14 Yeni pitman kolu ile direksiyon sistemi CAE analizi

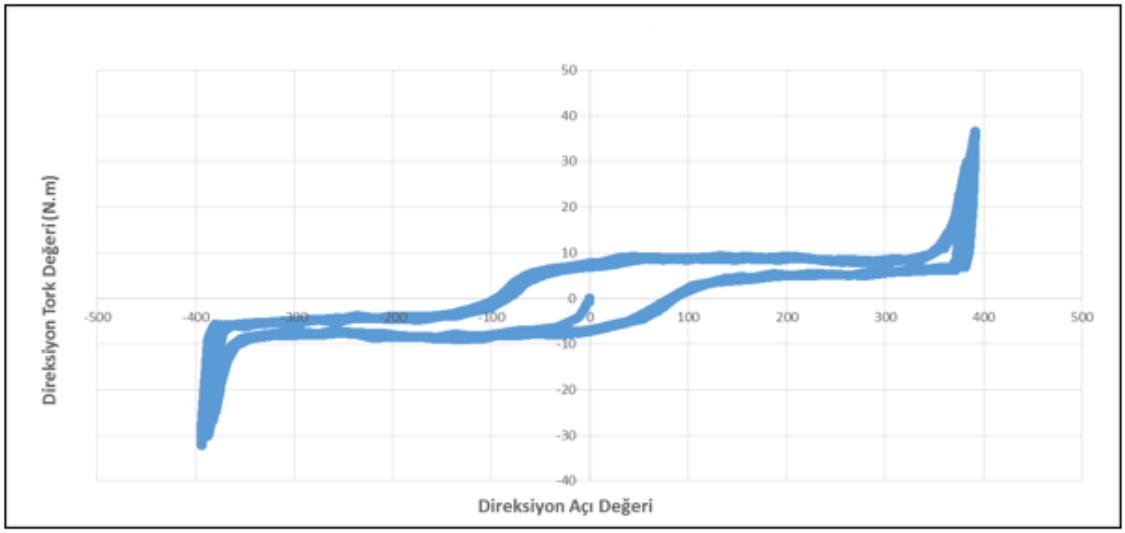
Hidrolik silindirlerin ve pitman kollarının montaj kombinasyonlarından oluşan 6 farklı durum için, direksiyon efor dataları toplanmış olup Şekil 4.15, Şekil 4.16, Şekil 4.17, Şekil 4.18 ve Şekil 4.19'de görülmektedir. Direksiyon tork- açı dataları, araçlar yüklendikten sonra motor rölanti konumunda iken direksiyon döndürülerek elde edilmiştir..



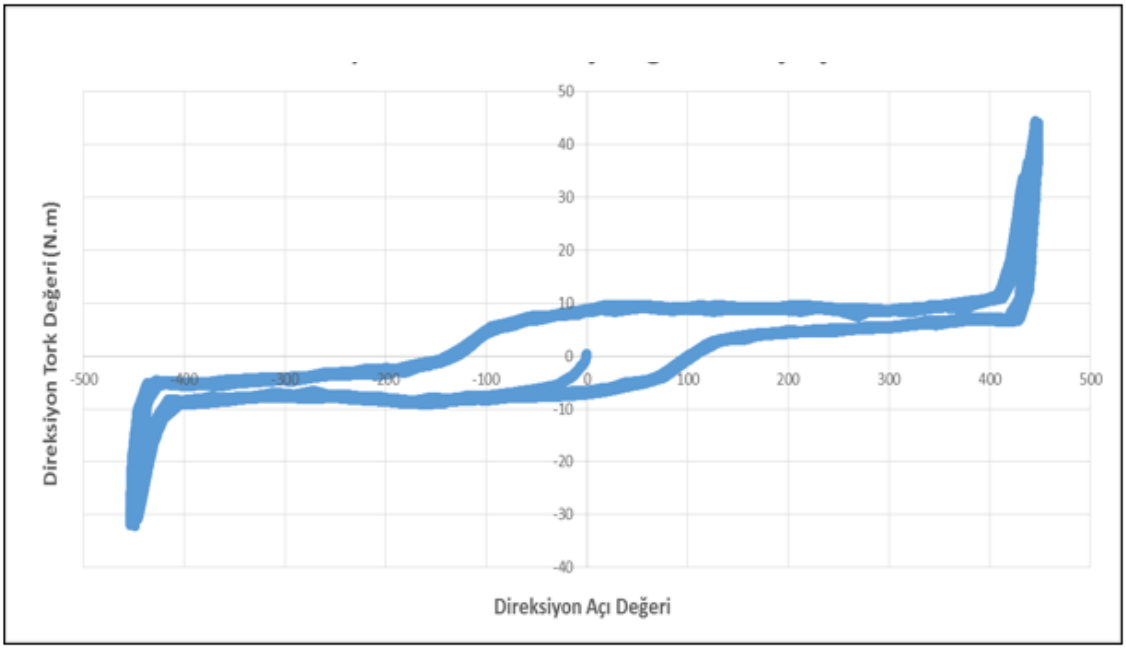
Şekil 4.15 1. Durum - Direksiyon simidi tork- açı değerleri, 70 ton



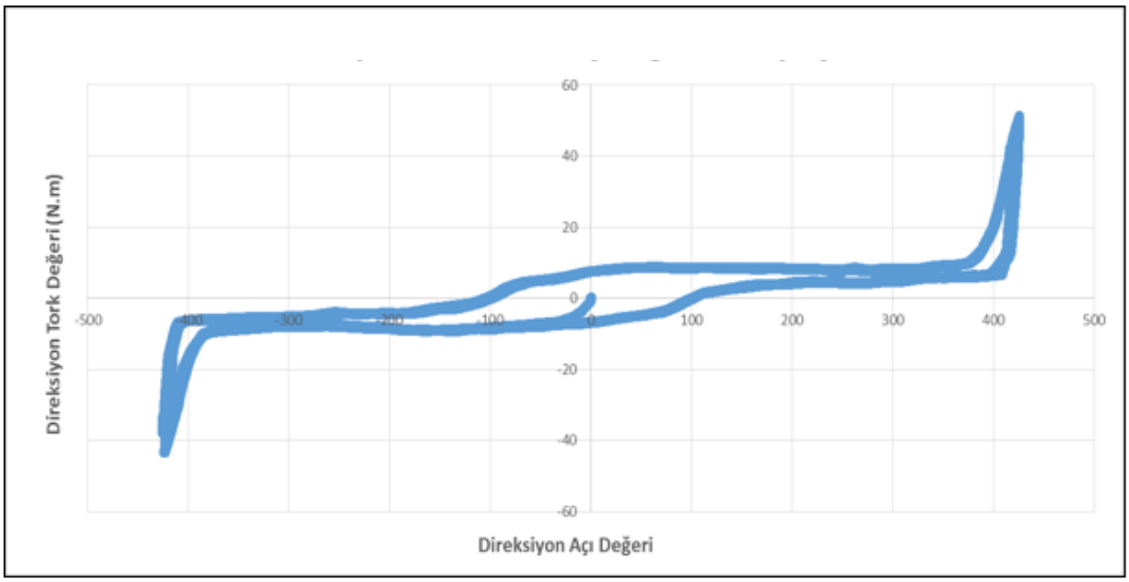
Şekil 4.16 2. Durum - Direksiyon simidi tork- açı değerleri, 70 ton



Şekil 4.17 3. Durum - Direksiyon simidi tork- açı değerleri, 70 ton



Şekil 4.18 4. Durum - Direksiyon simidi tork- açı değerleri, 70 ton



Şekil 4.19 5. Durum - Direksiyon simidi tork- açı değerleri, 70 ton

Çizelge 4.7 Direksiyon simidi tork- açı değerleri karşılaştırma tablosu

Araç Testi		**Direksiyon Tur Sayıları Tam Sağ -Tam Sol**
1	-B Marka Hidrolik Piston -Mevcut Pitman	1.85
2	-A Marka Hidrolik Piston (70 mm) -Mevcut Pitman	1.86
3	-A Marka Hidrolik Piston (75 mm) -Mevcut Pitman	1.93
4	-A Marka Hidrolik Piston (75 mm) -Yeni Tasarım Pitman	**2.24**
5	-A Marka Hidrolik Piston (70 mm) -Yeni Tasarım Pitman	2.08
6	-B Marka Hidrolik Piston -Yeni Tasarım Pitman	N/A

Çizelge 4.7'de görüleceği üzere, 4 numaralı durum ile 1. durum karşılaştırıldığında, direksiyon simidi tur açılarında %20 iyileşme görülmektedir. 4.durumda direksiyon dönüş açısı maksimum değerde olduğu için 6. durumdaki test yapılmamıştır.

4. durum incelendiğinde, kuvvet uygulanma noktasının mesnet noktasından 70 mm uzaklaştırılmış olan yeni pitman kolu ve piston çapı 75 mm olan hidrolik silindirin kullanıldığını görmekteyiz. 4. durumun, hidrolik silindirin çap artışı ile sisteme sağladığı kuvvet ve kuvvetin uygulandığı noktanın mesnet noktasından uzaklaştırılması ile hidrolik direksiyon kutusunun döndürme momentine daha fazla destek sağladığı görülmektedir. Bu durum, test edilen aracın izin verilen maksimum yük kapasitesi olan 40 ton (7.5 ton ön aks ve 32.5 ton arka aks) yüklü durumdaki 5.3 olan direksiyon tur sayısının çok altında kalmaktadır. Aracın aşırı yüklendiği durumda, ilk hareket esnasında direksiyon sistemi yüksek eforlara maruz kalacak, sistemdeki parçalara beklenmeyen yükler etki edecek, tur sayısı azaldığı için belirlenen dönüş çapında araç manevra yapamayacaktır.

Ek olarak, yukarıdaki bölümlerde yapmış olduğumuz, hidrolik silindirlerin iç kaçak, eş merkezlilik, ilk harekete geçme ve ilerleme özelliklerinin tur sayılarına direkt etkisinin olmadığı görülmektedir.

Bu özellikler, hidrolik silindirlerin çalışma süreleri arttıkça olumsuz etkiler gösterirler. Eş merkezlilik, iç kaçak, ilk hareket ve ilerleme özellikleri kötü olan hidrolik silindirlerde, çalışma süreleri arttıkça sistem içi deformasyonlar artarak direksiyon sisteminde eforların oluşmasına, direksiyon sisteminde boşlukların artmasına ve sürüş konforunun azalmasına neden olmaktadır.

BÖLÜM 5

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Gelişen teknoloji ile birlikte ağır ticari araçlarda yakıt tüketimi ve fiyat - performans dayanıklılık kriterlerinin yanı sıra, sürüş konforu, taşıta ait dinamik davranışlar, kontrol edilebilirlik, manevra kabiliyeti ve ergonomi gibi kriterler de önem kazanmıştır. Uzun yol sürücüleri ve zorlu saha şartlarında araç kullanan sürücüler için sürekli etkileşim halinde bulundukları direksiyon sisteminin tasarımı kritik öneme sahiptir. Ağır ticari araçlarda direksiyon eforlarının, kontrol edilebilirlik ve manevra kabiliyetinin kötü olması sürücülerin daha fazla yorulmasına, iş kayıplarına neden olduğu gibi ileri derecede direksiyon sisteminde meydana gelen kötüleşme kazalara da neden olabilmektedir.

Bu tez çalışmasında, ağır ticari taşıtların direksiyon sisteminde bulunan parçalar hakkında teknik bilgiler verilmiş olup, sürücünün güvenliği, konforu ve emniyeti için ne kadar kritik bir sistem olduğu belirtilmiştir. Taşıtın hidrolik sisteminde yaşanacak bir problemde, hangi parçaların devreye girdiği ve taşıtın sürücü tarafından nasıl güvenli bir şekilde dümenlendiği anlatılmıştır. Ayrıca, hidrolik destekli direksiyon sistemlerinde, hidrolik yağın veriminden maksimum ölçüde yararlanmak için sistemde bulunan bütün parçalarda sızdırmazlığın sağlanmasına ve sızdırmazlık elemanları tasarımının önemine vurgu yapılmaktadır.

Tez çalışmasında direksiyon eforuna etki eden faktörler incelenmiştir. Araç testleri için, yük kapasitesi diğer taşıtlara göre daha fazla olan 8x4 çift akstan dümenlenebilir bir araç seçilmiştir. Direksiyon eforuna etki eden faktörlerden biri olan hidrolik direksiyon

kutusu emniyet valfi ayar basıncında yapılan değişikliğin etkisi incelenmiştir. Yüksek hidrolik yağ basıncının sistemde kullanılması direksiyon eforlarını %6.25 oranında iyileştirdiği görülmüştür. İkinci faktör olarak, direksiyon simid çapındaki değişikliğin etkisi incelenmiştir. Direkt olarak sürücü ile etkileşim halinde olan bu parça ergonomik açıdan sürücüye sağladığı konforun yanı sıra, fiziki olarakta direksiyon eforuna olan etkisi saptanmıştır. Direksiyon simid çapının artması ile kuvvet daha geniş bir mesafede uygulanmakta ve oluşan döndürme momenti artmaktadır. Buna bağlı olarak direksiyon eforlarında iyileşme yaşandığı tespit edilmiştir. Üçüncü olarak, incelenen araçlarda mekanik bağlantı farklılığının ve farklı teknik özellikteki hidrolik direksiyon kutularının direksiyon eforu üzerindeki etkileri incelenmiştir. Yalnızca mekanik bağlantıların etkisini incelemek adına, hidrolik desteğin etkisini oradan kaldırmak için motor çalıştırılmamış ve araç lastikleri ile zemin arasındaki bağlantı kesilmiştir. Direksiyon simidine takılan tork-açı sensörü yardımı ile direksiyon efor dataları toplanmıştır. Toplanan datalara göre, mekanik bağlantı elemanlarının sayısındaki artış direksiyon eforlarını arttırmıştır. Bu efor artışının nedeni incelendiğinde, pitman kollarına bağlanan rodların dönme eksenine göre mesafelerinin az olması ve deveboynu parçasının rod bağlantı noktasının aksona yakın olması nedeniyle direksiyon eforunun arttığı belirlenmiştir. Ayrıca farklı teknik özelliklerdeki hidrolik direksiyon kutusu takılan araçlar incelendiğinde, çıkış torku ve iç kaçak değeri diğer hidrolik direksiyon kutusuna göre daha iyi olan parçanın direksiyon eforlarını iyileştirdiği tespit edilmiştir. Yapılan son çalışmada, iki adet tasarımı farklı pitman kolu ile farklı teknik özelliklerdeki üç adet hidrolik silindirin kombinasyonu sonucu direksiyon eforuna olan etkileri incelenmiştir. Pitman kolu üzerindeki piston bağlantı noktasının, mesnet noktasına göre olan mesafesinin artması sonucu sistemdeki yüklerde artmaktadır. Piston bağlantı noktası 70 mm aşağıya alınmış olan pitman kolu için CAE analiz yapılmıştır. Oluşan altı farklı durum datalar değerlendirilmiştir. Datalar incelendiğinde, pitman üzerideki hidrolik silindir bağlantı noktasının mesnet noktasına göre mesafesi daha uzun olan pitman kolu ile iç çap ölçüsü 75 mm olan hidrolik silindirin, direksiyon eforuna en fazla etki eden tasarım olduğu görülmüştür. Direksiyon eforunda yaklaşık %20 oranında iyileşme sağlamıştır. Ayrıca, hidrolik silindirlerde gözlenen iç kaçakların, parça çalışma süreleri artıkça direksiyon eforunu kötüleştireceği düşünülmektedir.

Bu yapılan çalışma ile, farklı tasarıma sahip pitman kollarının ve farklı teknik özelliklerdeki hidrolik silindirlerin oluşturduğu altı farklı durum incelenmiş olup direksiyon eforuna etkileri belirlenmiştir. Literatür taramasında bu tarz bir uygulamaya rastlanılmamış olup, sonuçları itibari ile literatüre yeni bir katkı sağlanmıştır.

Gelecek çalışmalarda, içerikte belirtilen direksiyon eforlarına etki eden parametreler ele alınarak bir optimizasyon çalışması yapılıp, direksiyon eforlarını minimuma indiren parçalar ve sistem belirlenebilir.

Direksiyon sistemindeki eforları iyileştirmek için kullanılması önerilen sistem elektro-hidrolik direksiyon sistemidir. Önceki kısımlarda belirtildiği üzere hidrolik direksiyon kutularında tek tip valf eğrisi bulunmakta ve faklı basınçlarda sürücünün uygulaması gereken belirli bir döndürme momenti bulunmaktadır. Bu valf karakteristiği, taşıtın ön aks yük miktarına, zemin özelliklerine, sistem basıncına göre faklılık göstermektedir. Bu değer taşıt hızından bağımsız olduğu için yüksek hızlarda giderken tekerlek sürtünmelerinin az olması nedeniyle, direksiyon kontrolü için düşük döndürme momenti gerekmektedir. Bu durumda yüksek hızlarda taşıtın düz gidiş kontrolünü sağlamak zorlaşmakta ve sürekli direksiyon simidine doğrultma hareketi verilmektedir. Elektro-hidrolik destekli direksiyon sistemi sayesinde, tekerleklerden ölçülen hız kontrol ünitesinde değerlendirilmekte ve elde edilen veri elektro-hidrolik direksiyon kutusuna gönderilmektedir. Böylelikle hıza bağlı olarak farklı valf karakteristikleri oluşmaktadır.

Böylece, direksiyon kutusu valf karakteristiği geniş bir yelpazeye yayılmaktadır. Taşıt yüksek hızlarda ilerlerken direksiyon eforları yükseltilip, taşıtın düz gidiş kontrolü daha kolay sağlanacaktır. Düşük hızlarda ise elektrik motoru sürücüye destek vererek daha az efor harcaması sağlanmaktadır. Böylece sürücü park manevralarını kolaylıkla yapabilmektedir. Bu durum, sürücünün sürüş konforunu ve manevra kabiliyetini oldukça arttırmaktadır.

KAYNAKLAR

[1] Durstine, J. W., (1973). The Truck Steering System From Hand Wheel to Road Wheel, SAE Technical Paper Series, 730039.

[2] Green, P., Gillespie, T., Reifeis, S., Wei-Hass, L. ve Ottens, P., (1984). Subjectıve Evaluation Of Steerıng Effort Levels, Teknik Rapor, The University of Michigan Transportation Research Institute, Michigan.

[3] Rajvardhan, P.P., Shankapal S.M. ve Vijaykumar, S.M., (2010). "Effect Of Wheel Geometry Parameters On Vehicle Steering", SASTech Journal, 9:11-18.

[4] Ersolmaz, Ş.S., Karamuk, M., Şentürk, F.F, Gençgil, M. ve Atabay, O., (2012). "Binek Ve Hafif Ticari Araç Direksiyon Ve Direksiyon Test Sistemlerine Genel Bakış", 6. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 04-05 Haziran 2012, Bursa.

[5] Chevatco, V. (2015).Exploration of Steering Feel, Araştırma Projesi, KTH Royal Institute of Technology.

[6] Deshpande, A., Gambhir, H., Raj, K. ve Kumar, S., (2015). "Optimization Study Of Higher Steering Effort In RH Turn For Commercial Truck", SAE Technical Paper, DOI:10.4271/2015-01-2734.

[7] Zf-lenksysteme, Steering Systems and Accessories for Commercial Vehicles, http://www.zf-lenksysteme.com/uploads/media/LENKSYSTEME_NKW_E.pdf, 2013.

[8] Bosch, Servoelectric electromechanical steering system for a dynamic driving exprience and highly automated functions, http://www.bosch.co.jp/tms2017/pdf/AS-Brochure-Servolectric-EN.pdf, 03 Nisan 2018.

[9] INA Schaeffler, (2000). Steering Column, Rolling bearings and component for passenger car chassis, Yayın No: 005-512-140/API 04, Germany.

[10] Ueda, H., (2005). "Technical Trends Regarding Intermediate Shaft In Steering Systems", Koyo English Journal, 16E:14-17.

[11] Zhuan, Y., Renhe, L., Qiongqiong,, L., (2015). "Motor Control Strategy of Recirculating-Ball EHPS System for Bus Under Multi Working Conditions", International Journal of Simulation-Systems, Science & Technology, 16:3.1-3.8.

[12] How Stuff Work, How Car Steering Work, https://auto.howstuffworks.com/steering4.htm , 03 Nisan 2018.

[13] Erbil, İ.E., (2014). Ağır Ticari Taşıtlarda Direksiyon Sisteminin taşıt Dinamiğine Etkilerinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[14] NPTEL, Hydraulic Pumps, http://nptel.ac.in/courses/112106175/Module%201/Lecture%208.pdf, 03 Nisan 2018.

[15] Bosch, Steering System, Vario Servo Power Steering Pump, https://www.bosch-mobility-solutions.com/media/global/products-and-services/commercial-vehicles/steering-systems/steering-systems/steering-pump-varioserv/product_data_sheet_power_steering_pump_varioserv.pdf, 03 Nisan 2018.

[16] TRW Automotive, HFB Steering Gear Service Manual, https://www.trwaftermarket.com/globalassets/na/trucksteering---literature/steeringgears-lit/steeringgears-sm/hfb-70/hfb70-intro.pdf, 15 Mart 2018.

[17] Youtube, Power Steering Recirculating Ball, https://www.youtube.com/watch?v=sYGNpQvvX6g, 15 Mart 2018.

[18] KMT - Kraus Messtechnik, KMT-CLS Steering Effort Sensor for Automobiles and Trucks, https://www.kmt-telemetry.com/fileadmin/media/Downloads/SteeringWheels/KMT-CLS-UM.pdf, 15 Mart 2018.

[19] Roemheld, Things Worth Knowing About Hydraulic Cylinders, https://www.roemheld-gruppe.de/fileadmin/user_upload/downloads/technische_informationen/Wissenswertes_Hydraulikzylinder_en_0212.pdf, 10 Mart 2018.

[20] Arslan, M., Serer, M., (2003). "Hidrolik Silindir Tasarım Ve İmalatında Kullanılan Toleranslar Ve Formüller", III. Ulusal Hidrolik Pnömatık Kongresi Ve Sergisi, 4-7 Aralık 2003, İzmir.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı	: Uğur ERDOĞMUŞ
Doğum Tarihi ve Yeri	: 17.08.1988 - İstanbul
Yabancı Dili	: İngilizce
E-posta	: ugurerdogmus1@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	**Alan**	**Okul/Üniversite**	**Mezuniyet Yılı**
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2011
Lise	Sayısal	Yenilevent Lisesi	2006

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	**Firma/Kurum**	**Görevi**
2014 – Halen	Ford Otosan	Ürün Geliştirme Mühendisi
2011-2014	Ford Otosan	Proses Mühendisi

Bildiri

1. Erdoğmuş, U., (2011). “Mekanik Olarak Çalışan Giyotin Makasın Yüksek Hızda Çalışan Hidrolik Giyotin Makasına Dönüştürülmesi”, 6.Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 12-15 Ekim 2011, İzmir

ÖDÜLLERİ

1. 6. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, Üniversiteler Arası Proje Yarışması, Üçüncülük Ödülü