İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞIR TİCARİ TAŞITLARDA DİREKSİYON SİSTEMİNİN TAŞIT DİNAMİĞİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

İbrahim Engin ERBİL
503101709

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Öğr. Gör. Dr. Orhan ATABAY

MAYIS 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101709 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **İbrahim Engin ERBİL**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"AĞIR TİCARİ TAŞITLARDA DİREKSİYON SİSTEMİNİN TAŞIT DİNAMİĞİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı :	**Öğr. Gör. Dr. Orhan ATABAY** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
Jüri Üyeleri :	**Prof. Dr. İsmail Murat EREKE** İstanbul Teknik Üniversitesi	.....
	Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI Yıldız Teknik Üniversitesi	.....

Teslim Tarihi : **02 Mayıs 2014**
Savunma Tarihi : **26 Mayıs 2014**

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının hazırlanmasında ve tamamlanmasında bilgi ve tecrübesi ile beni yönlendiren, teşvik ve desteğini bir an olsun eksik etmeyen tez danışmanın Öğr. Gör. Dr. Orhan ATABAY' a, bu süreçte bana yardımcı olan mesai arkadaşlarım Gediz KULAÇ ve Berktuğ AYDIN' a ve son olarak hayatım boyunca başarılı olabilmem için hiç bir zaman desteklerini esirgemeyen, sonsuz güvenlerini hep hissettiğim annem Meral ERBİL, babam Bayram ERBİL ve abim Yük. Mak. Müh Ahmet Egemen ERBİL' e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2014

İbrahim Engin ERBİL
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **v**
İÇİNDEKİLER ..... **vii**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **ix**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xi**
ÖZET ..... **xv**
SUMMARY ..... **xvii**
1. GİRİŞ **1**
2. AĞIR TİCARİ TAŞITLARDA DİREKSİYON SİSTEMİ **5**
2.1 Ağır Ticari Taşıt Tipleri 5
2.2 Ağır Ticari Taşıtlarda Direksiyon Sistemi, Parçaları ve Fonksiyonları 7
2.2.1 Direksiyon simidi 8
2.2.2 Direksiyon mili 8
2.2.3 Direksiyon dişli kutusu 9
2.2.4 Direksiyon pompası 14
2.2.4.1 Sabit hacimli direksiyon pompası 14
2.2.4.2 Değişken hacimli direksiyon pompası 15
2.2.5 Direksiyon yağ tankı 16
2.2.6 Direksiyon hidrolik boruları 17
2.2.7 Direksiyon sistemi mekanik bağlantı parçaları 17
2.2.7.1 Pitman kolu 18
2.2.7.2 Kısa rod 18
2.2.7.3 Deve boynu 19
2.2.7.4 Çolak kolu 19
2.2.7.5 Uzun rod 19
2.2.8 Direksiyon sistemi yardımcı silindiri 19
2.2.9 Direksiyon sistemi acil durum pompası 20
2.2.10 Direksiyon sistemi acil durum valfi 21
2.3 Literatür Araştırması 21
3. ADAMS/CAR YAZILIMI İLE DİREKSİYON SİSTEMİNİN TAŞIT DİNAMİĞİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ **33**
3.1 Çalışmanın Amacı 33
3.2 İncelenen Taşıt Dinamiği Parametreleri ve Uygulanan Simülasyonlar 34
3.2.1 Bump steer etkisi 34
3.2.2 Roll steer etkisi 36
3.2.3 Ackerman geometrisi 39
3.3 İncelenen Direksiyon Sistemi Bağlantı Noktaları ve Analiz Sonuçları 41
3.3.1 Pitman Kolu – Kısa Rod Bağlantısı 42
3.3.2 Kısa Rod – Deve Boynu Bağlantısı 46
3.3.3 Çolak Kolu – Uzun Rod bağlantısı 50

4. TAŞIT YOL TESTLERİ İLE DİREKSİYON SİSTEMİ DEĞİŞKENLERİNİN TAŞIT DİNAMİĞİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ 57
4.1 Çalışmanın Amacı 57
4.2 Uygulanan Testler ve Prosedürleri 57
4.2.1 Statik halde moment ölçümü 58
4.2.2 Hareketli halde moment ölçümü 58
4.2.3 Düşük yanal ivme etkisi altında testler 58
4.2.4 Yüksek yanal ivme etkisi altında testler 58
4.3 Testler Sırasında Değerlendirilen Direksiyon ve Taşıt Dinamiği Parametreleri 59
4.3.1 Direksiyon eforu 59
4.3.2 Geri toplama (Returnability) 60
4.3.3 Manevra kabiliyeti 60
4.3.4 Lineerlik 61
4.3.5 Direksiyon hareketlerine karşı taşıtın tepkisi (Response) 61
4.3.6 Düz gidiş yeteneği ve merkezi hissiyat (Window, Center Feel, Torque dead-band) 61
4.3.7 Moment geri tepkisi ve artış eğilimi (torque feed-back, torque build-up) 62
4.4 Farklı Uzunluğa Sahip Deve Boynu Parçalarının Taşıt Dinamiğine Etkileri .. 62
4.5 Farklı Valf Eğrisi Karakterlerine Sahip Direksiyon Kutularının Taşıt Dinamiğine Etkileri 68
5. AĞIR TİCARİ TAŞITLARDA İLERİ TEKNOLOJİ DİREKSİYON SİSTEMLERİNİN TAŞIT DİNAMİĞİNE ETKİLERİ 77
5.1 Elektrik Motoru Destekli Hidrolik Direksiyon Sistemi 77
5.1.1 Hıza bağlı direksiyon efor değişimi 78
5.1.2 Bozuk yolların neden olduğu direksiyon titreşimlerinin sönümlenmesi .. 80
5.1.3 Yanal rüzgar etkisinin azaltılması 81
5.1.4 Direksiyonun aktif geri toplaması 82
5.1.5 Şerit takip ve koruma desteği verilmesi 83
5.2 Kremayer Tipi Direksiyon Sisteminin Ağır Ticari Taşıtlarda Kullanımı 84
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 87
ÖZGEÇMİŞ 93

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Ağır ticari taşıtların sınıflandırılması**.....7**
Çizelge 2.2 : Ticari taşıtlar için direksiyon eforları regülasyon tablosu**.....20**
Çizelge 3.1 : Bump-Roll Steer ve Ackerman hatası etkileri**.....53**
Çizelge 4.1 : Uzun-kısa deve boyunlu direksiyon sistemi etkileri**.....68**
Çizelge 4.2 : Farklı valf karakteristikli direksiyon kutularının etkileri**.....74**

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Karayolu kazalarının genel nedenleri [2].....2
Şekil 1.2 : Kazaların yol tipine göre sınıflandırılması [2]. 3
Şekil 1.3 : Sürüş dinamiği, konforu ve güvenliğini etkileyen parametreler [3].....4

Şekil 2.1 : Ticari taşıt sınıflandırması ve örnekler [4].....5
Şekil 2.2 : Ağır ticari taşıtların genel sınıflandırılması. 6
Şekil 2.3 : Ağır ticari taşıtlarda tek aks ve çift aks döndürülebilir direksiyon sistemi. [5] 8
Şekil 2.4 : Ağır ticari bir taşıt direksiyon kolonu ve alt elemanları[6].....9
Şekil 2.5 : Döner bilyali direksiyon dişli kutusu [5]. 10
Şekil 2.6 : Taşıt düz giderken direksiyon sistemindeki yağ dolaşımı [5].....10
Şekil 2.7 : Direksiyon kutusunda sabit ve değişken çevrim oranı sağlayan diş yapıları. 12
Şekil 2.8 : Taşıt sola döndürüldüğü zaman direksiyon sistemindeki yağ dolaşımı [5]. 13
Şekil 2.9 : Hidrolik destekli direksiyon sisteminin şeması [7]. 13
Şekil 2.10 : Sabit hacimli direksiyon pompası [5]. 15
Şekil 2.11 : Değişken hacimli direksiyon pompası [5]. 16
Şekil 2.12 : Direksiyon yağ tankı çeşitleri [5]. 17
Şekil 2.13 : Çift aks döndürülebilir direksiyon sistemi mekanik bağlantı parçaları ..18
Şekil 2.14 : Çift aks döndürülebilir taşıtlarda kullanılan yardımcı silindir parçası [5]. 20
Şekil 2.15 : Direksiyon eforları regülasyonlarını sağlamak için tasarlanan acil durum valf parçası. 21
Şekil 2.16 : Tüm aksları döndürülebilir bir taşıt [9].....23
Şekil 2.17 : Tek aks ve çok aks döndürülebilir taşıtların manevralarının karşılaştırılması [10]. 24
Şekil 2.18 : Çekici – treyler bir taşıtta 'Jack-knife' olayı [12]. 25
Şekil 2.19 : Çekici – treyler bir taşıtın devrilme simülasyonu [12]. 26
Şekil 2.20 : Çekici – treyler bir taşıtta ATS sistem modeli [12].....26
Şekil 2.21 : Direksiyon giriş-çıkış açısal hızındaki dalgalanma miktarı [6].....28
Şekil 2.22 : Taşıtın direksiyon eforlarının dalgalanması ve lineeritesi [6].....28
Şekil 2.23 : Direksiyon kolonu faz ve kırılma açıları [13]. 29
Şekil 2.24 : Farklı faz açılarına sahip direksiyon kolonlarında, direksiyon açısına bağlı direksiyon efor değişimi [6]. 29
Şekil 2.25 : K&C testleri için hazırlanmış ağır ticari [14].....30
Şekil 2.26 : Adams/Car yazılımında oluşturulan ağır ticari taşıt modeli [14]. 30
Şekil 2.27 : Direksiyon milinden elektrik motoru ile tahrikli sistemin şeması [16]. .32

Şekil 3.1 : Adams/Car yazılımında oluşturulan direksiyon ve süspansiyon sistemleri modeli. 33

Şekil 3.2 : İdeal bir direksiyon sisteminin süspansiyon sistemine bağımlı hareketi [18]. 35
Şekil 3.3 : Modelin bump steer etkisinin simülasyon analizi 36
Şekil 3.4 : Dönüş sırasında aksın roll steer etkisi [18]. 37
Şekil 3.5 : İdeal olmayan direksiyon sistemi geometrisi [18] 38
Şekil 3.6 : Modelin roll steer etkisinin sümülasyon analizi 38
Şekil 3.7 : 4x2 çekici tipi bir ağır ticari taşıtın ideal ackerman geometrisi 39
Şekil 3.8 : Tekerlek dönüşü sırasında oluşan ackerman hatası 40
Şekil 3.9 : Modelin ackerman hatası için simülasyon analizi 41
Şekil 3.10 : Çekici bir ağır ticarinin direksiyon sistemi taslağı ve incelenen bağlantı noktaları 42
Şekil 3.11 : A noktasının z ekseni boyunca değişiminin bump – roll steer etkileri .. 43
Şekil 3.12 : A noktasının x ekseni boyunca değişiminin bump – roll steer etkileri .. 44
Şekil 3.13 : A noktasının y ekseni boyunca değişiminin bump – roll steer etkileri .. 45
Şekil 3.14 : B noktasının y ekseni boyunca değişiminin bump – roll steer etkileri .. 47
Şekil 3.15 : B noktasının z ekseni boyunca değişiminin bump – roll steer etkileri... 48
Şekil 3.16 : B noktasının x ekseni boyunca değişiminin bump – roll steer etkileri .. 49
Şekil 3.17 : C noktasının z ekseni boyunca değişiminin ackerman hatası etkileri 50
Şekil 3.18 : C noktasının y ekseni boyunca değişiminin ackerman hatası etkileri 51
Şekil 3.19 : C noktasının x ekseni boyunca değişiminin ackerman hatası etkileri 52
Şekil 3.20 : Taşıt wheelbase değişiminin ackerman hatası etkileri 52

Şekil 4.1 : Ağır ticari bir taşıtın yüksek yanal ivme ve devrilme yol testleri [19]..... 59
Şekil 4.2 : Direksiyon miline yerleştirilen moment ölçüm ekipmanı 60
Şekil 4.3 : Direksiyon sistemi ölü alan (window) ve ölü tork alanı (torque dead-band) kavramları 62
Şekil 4.4 : Uzun ve kısa deve boynu kullanımını gösteren direksiyon sistemi taslağı 63
Şekil 4.5 : Uzun-kısa deve boyunlu direksiyon sisteminin statik park eforlarına etkilerinin karşılaştırılması 64
Şekil 4.6 : Uzun-kısa deve boyunlu direksiyon sisteminin viraj sonrası geri toplama kabiliyetine etkilerinin karşılaştırılması 65
Şekil 4.7 : Uzun-kısa deve boyunlu direksiyon sisteminin tork artışına etkilerinin karşılaştırılması 66
Şekil 4.8 : Uzun-kısa deve boyunlu direksiyon sisteminin taşıt düz gidiş kabiliyetine etkilerinin karşılaştırılması 67
Şekil 4.9 : Direksiyon kutusu döner valf sürgüsünün yapısı 69
Şekil 4.10 : Test edilen direksiyon kutularının valf karakteristikleri (basınç – moment eğrileri) 70
Şekil 4.11 : Direksiyon kutusu valf eğrisi eldesi için kurulan test düzeneği 70
Şekil 4.12 : Farklı valf karakteristiğine sahip direksiyon kutularının statik park eforlarına etkilerinin karşılaştırılması 71
Şekil 4.13 : Farklı valf karakteristiğine sahip direksiyon kutularının artan yanal ivme altında taşıt dinamiğine etkilerinin karşılaştırılması 72
Şekil 4.14 : Farklı valf karakteristiğine sahip direksiyon kutularının artan yanal ivme altında direksiyon mili moment değerlerine etkisinin karşılaştırılması . 73

Şekil 5.1 : Elektro-hidrolik direksiyon sistemi çalışma şeması 78
Şekil 5.2 : Hıza bağımlı değişen direksiyon kutusu valf eğrileri (basınç – moment grafiği) 79

Şekil 5.3 : Elektro-hidrolik direksiyon sisteminin bozuk yollardaki davranışı [20]..80
Şekil 5.4 : Elektro-hidrolik direksiyon sisteminin yanal rüzgar altında davranışı [21] 81
Şekil 5.5 : Elektro-hidrolik direksiyon sisteminin viraj sonrası direksiyon geri toplamaya etkisi.....82
Şekil 5.6 : Elektro-hidrolik direksiyon sisteminin şerit takip ve koruma fonksiyonu83
Şekil 5.7 : Ağır ticari bir taşıtta kremayer tipi direksiyon kutusunun kullanımı [22]. 85

AĞIR TİCARİ TAŞITLARDA DİREKSİYON SİSTEMİNİN TAŞIT DİNAMİĞİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Bu tez çalışmasının temel amacı, ağir ticari taşıtlarda direksiyon sistemi hakkında detaylı bilgi vermek ve direksiyon sisteminin alt parçalarının tasarımının taşıtın genel taşıt dinamiğine etkilerini inceleyerek çekici tipi ağır ticari bir taşıtta optimizasyon çalışmaları yapmaktır. Optimizasyon çalışmaları için, ADAMs yazılımında oluşturulan model analizleri ve taşıtlar üzerinde yapılan testlerden elde edilen objektif veriler kullanılmıştır. Analiz çalışmaları kapsamında taşıtın taşıt dinamiği parametreleri arasından en fazla, taşıt çukur veya tümseklerden geçtiği zaman ya da virajlara girerken süspansiyon-direksiyon sistemlerinin birbirleriyle uyumu ve etkileşimi, sürücüye kadar gelen etkileri, ideal dönüş ve minumum lastik aşınması için gerekli olan ackerman kuralı üzerinde durulmuştur. Bu parametreler doğrudan direksiyon sistemi parçalarının bağlantı noktaları, şekilleri ve tasarımları ile ilgilidirler. Ayrıca taşıt testleri sırasında, değişik tahvil oranlı ve valf karakteristiğine sahip direksiyon kutularının taşıt dinamiğine etkileri de objektif verileri ile incelenmiştir.

İlk kısımda, ağır ticari taşıt tiplerinden kısaca bahsedilmiştir. Takiben yine aynı bölümde, ağır ticari taşıtlardaki direksiyon sistemi ve alt parçaları hakkında detaylı bilgilendirmeler yapılmıştır. Döndürülebilir aks sayısına göre direksiyon sistemi, tek aks veya çift aks döndürülebilir olarak ayrılmaktadır. Özellikle çift aks döndürülebilir taşıt tiplerindeki direksiyon sistemi parçaları fazla ve karmaşık bir yapıya sahiptirler. Bu tip taşıtlarda, sistemi destekleyen bir silindir ve bazı regülatif gereklilikleri sağlayan acil durum parçaları kullanılmaktadır. Ayrıca bu kısımda, direksiyon sistemi – taşıt dinamiği konularının beraber ele alındağı çalışmalar için literatür araştırması da yapılmıştır. Literatür araştırması kapsamında bulunan yayınlar incilenerek özet bilgi verilmiştir.

Diğer bölümde, çekici bir taşıtın direksiyon sistemi ve ön aks süspansiyon sisteminin Adams/Car yazılımında oluşturulmuş modeli üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Bu kısımdaki amaç; tek aks kontrol edilebilir direksiyon sisteminin mekanik ana parçaları olan pitman kolu – kısa rod, kısa rod – deve boynu ve çolak kolları – uzun rod parçalarının birbirine bağlandığı koordinatlar x, y ve z eksenleri boyunca değiştirilerek paralel, zıt hareket süspansiyon simülasyonları uygulanmıştır. Bu tip simülasyonlar sonucunda, taşıt dinamiği parametrelerinden bump ve roll steer değişimlerinin direksiyon sisteminden ne derece etkilendiği hakkında yorumlar yapılmıştır. Ek olarak, modele direksiyon simülasyon programı uygulanarak direksiyon sisteminin dönmesi sağlanır. Bu simülasyon sayesinde de, aks aralık bilgisi girilen taşıtın ackerman hatasındaki değişimin direksiyon sistemi bağlantı noktalarının koordinatlarından ne derece etkilendiği hakkında bilgi edilinebilir. Elde edilen ve incelenen tüm bu veriler sayesinde optimum seviyede bump – roll steer ve

ackerman hatası eldesi için bağlantı noktaları belirlenerek mekanik parçaların tasarımına başlamak için sınırlar belirlenebilmektedir.

Bilgisayar destekli yazılım programlarında taşıta etki eden dış etmenlerin hepsi yansıtılamamaktadır. Ayrıca, iyi bir taşıt dinamiği için taşıt üzerinde yapılacak manevraların hepsi uygulanarak taşıt tepkisi subjektif ve alınan ölçümlerle objektif verilerle değerlendirilmelidir. Toplanan bu ölçümler karşılaştırmalı olarak kıyaslanarak tasarım seçimi ve çalışmalarına yön verilmektedir. Bu tez kapsamında, değişik tasarımlara sahip direksiyon sistemi alt parçalarının, çekici tipi bir taşıtta taşıt dinamiği testleri yapılmıştır. Denenen birden fazla çeşitliliğe sahip testlerin sonuçları alınarak tek bir grafikte karşılaştırılmıştır. Testler kapsamında taşıt statik halde, düşük hızlı park manevrası sırasında, düşük ve yüksek yanal ivmeli manevralar yapılmıştır. Bu manevralar sırasında direksiyon simidi moment ve tur açısı değerleri ile taşıta etki eden yanal ivme miktarları ölçülmüştür. Karşılaştırılan direksiyon sistemleri olarak, birbirinden farklı boylara sahip deve boynu parçaları denenmiş, ayrıca farklı valf karakteristiğine sahip direksiyon kutularının taşıt dinamiği etkileri karşılaştırılmıştır. Test edilen bu parametreler, değişik manevralara göre kendi içlerinde değerlendirilerek yorumlanmıştır.

Tez çalışmasının son kısmında ise günümüz ağır ticari taşıtlarında henüz kullanılmayan fakat yapılan yoğun çalışmalar ile kısa bir zamanda ağır ticari taşıtlara da entegresi sağlanacak ileri teknoloji direksiyon sistemlerinden bahsedilmiştir. Bu sistemlerin getireceği faydalar ve bu faydalı özelliklerin taşıtın taşıt dinamiğini nasıl etkileyeceği anlatılmıştır. Tezin sonuç kısmında da, yapılan çalışmalar özetlenerek, direksiyon sisteminin doğru şekilde optimizasyonu yapılması ile iyi taşıt dinamiği özelliklerinin elde edilebileceği yorumu yapılmıştır.

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF THE STEERING SYSTEM ON VEHICLE DYNAMIC IN HEAVY COMMERCIAL VEHICLES

SUMMARY

The aim of this thesis is to explain the steering system used on heavy commercial trucks and highligth the effects of steering system subcomponents to the total dynamic characteristic of heavy truck. During this study, to evaluate the effect of steering system, one of the computer aided simulation programme named Adams/Car was used, and with this programme special suspension and steering simulations were run to see the vehicle bump and roll steer characteristic and also ackerman errors. Before this analyses, all these vehicle dynamic parameters were explained in detail and talked about in which drive conditions, bump and roll steer occured. Also, the ackerman strategy on vehicle were determined and its impact on tire wear were importantly pointed out. In parallel, vehicle tests performed by changing the steering components in some variances to see the effects on vehicle dynamic characteristic change in terms of steering, ride and handling. During this vehicle tests, both subjective and objective evaluation have been done to correct the driver feelings that really sensitive to steering system. At the last section of the thesis, some examples were given about new technology steering systems which is really close to implement to the heavy commercial vehicles in coming years. In fact that not just talked about new technologies, but also commented on their vehicle dynamic effects.

In the last two decades, road transportation technology has been extremely expanded. With an increment vehicle volume on the road, the car accidents were increased day by day. Especially heavy truck involved accidents conclude more mortal due to its high impacts. To avoid road accidents, vehicle safety engineering studies are getting more important by all truck producers around the world. In general, safety parameter investigates in two catagories; Active and passive safety. Active safety parameter mostly researchs all the systems and designs which can prevent accidents such as anti-lock brake systems, collosion avoidance system, electronic stability control etc. Otherwise passive safety is interested deeply to protect people alive inside the vehicle after an accidents. For example, safety belts, airbags, emergency call system are some items for passive safety. In this thesis, steering system and vehicle dynamics which is really critic items for active safety were studied in detail.

In the first step, classification of the heavy commercial vehicle types and usages were mentioned. After this, the steering system being used on heavy trucks were determined in general, and talked about its working principle. All the subcomponents of steering system from steering wheel through the tires were determined and explained in detail. In general, steering system on heavy commercial trucks are devided two types; first one is named as single steer system in which system only first axle tires can be steerable by driver, and the other one is called as command steer system on that both first and second axle tires can be steered by driver. Single steer system were generally prefered on short wheelbase trucks such as tractors, and city trucks. Command steer systems mostly used on long wheelbase trucks like over

5000 mm wheelbase in order to rotate the vehicle with minimum turning radius and less tire wear. Because of creating a mechanical connection between first and second axle, there are many connection rods used if it is compared with single steer vehicle. Also, regulations obligate that the steering system must be controlled some how if any failure occured. Because of this regulations, command steering system on trucks additionally were designed with an emergency sytem that support driver to steer the vehicle up to 50 kgf and pull over the truck in safety during any failure on hydraulic steering system. That causes for command steer system to have many steering pipes and hoses to provide perfect hydraulic connection between steering pump, gear, tank and emergency system. In this section, all this components were introduced, but the Adams/Car analyses and vehicle tests were performed on a tractor which is equipped with single steer system. At the end of this section, technical database about heavy commercial trucks steering system and its dynamic effects to the vehicle were deeply scanned. Around 35-40 technical papers, thesis, articles etc. were read and noticed in this study about most important ones.

At the second section, analyses and studies were done with a steering and first axle suspension system model of a tractor that is created by using Adams/Car software. The target on this analyses to see the effects of changing single steer critical hardpoints which is pitman arm to drag link, drag link to upper steering arm, and lower steering arm to tie rod to the vehicle dynamic parameters as bump-roll steer and ackerman error. To complete the analyses, all the steering hardpoints as mentioned were moved between -30 mm and 30 mm through x, y, and z axis, and for bump steer results ‘parallel travel’, for roll steer results ‘opposite travel’, and at last for ackerman error ‘steering’ simulations were performed. While the ‘parallel travel’ simulation performed, the first axle moved up and down in parallel like the vehicle is drove over a bump or hole and during this motion, the tire angle change is measured as bump steer. While the ‘opposite travel’ simulation performed, when the left tire goes down, same time the right tire goes up like the vehicle is turned on a corner and during this motion, the tire angle change is measured as roll steer. At last during the ‘steering’ simulation performed, the steering wheel is turned up to lock means maximum steering whell turn like the vehicle is being parked, and the ackerman error measured. After each simulation, results were compared with the referance design. In conclusion of this section, the positive and negative effects of hardpoint changes were mentioned with a table and commented about the changes.

On computer aided simulation programmes, all the external factors that affects the dynamic characteristic of a vehicle can not be simulated at all. Also, to optimise and evaluate a vehicle as a dynamic terms, the test driver should apply all the manoeuvres to feel the vehicle reactions subjectively, and collect some datas and measurements to make a comment objectively. On this thesis, vehicle dynamic tests were performed by compare the effects of different steering system design and characteristic matters. During this evaluations, static and rolling parking, low and high g drives were done. First of all, two different upper steering arm were tested one by one during this drive conditions, and were judged in terms of ride,steering and handling parameters. Then, 3 different steering gear which are belonged different valve curve characteristic were implemented to the same tractor, and also evaluated one by one in terms of vehicle dynamic characteristic. End of the each study, the steering system changes were rated as positive or negative for each vehicle dynamic parameter.

On the last section of thesis, the new technologies on heavy commercial steering system that will be implemented not so many years later with a excessive development studies, but not used currently were explained. The possitive effects of this in coming steering system technologies to the vehicle dynamics also were told. With this new technologies, heavy commercial steering system will be more stable, tunable on required way, reliable, and less disturbances felt by driver. Controlling and driving a big truck will be as comfortable as driving a passanger anymore.

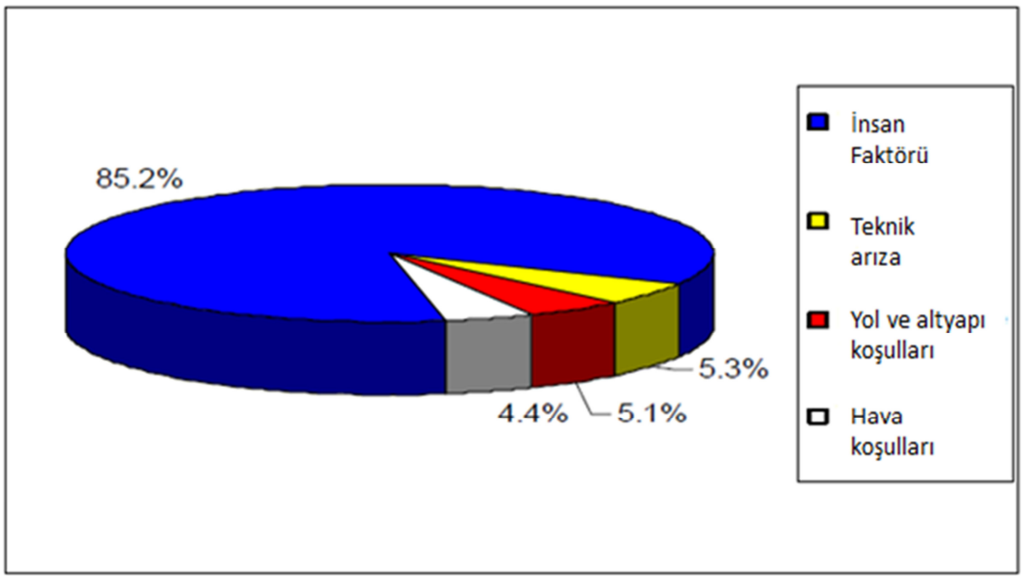
In conclusion, all the studies done in this thesis summurized and advices given to improve the vehicle dynamic attribute by optimizing steering system with a correct way. During a new steering system design studies on heavy truck, all these analyses and vehicle tests should be done by engineers and producers. This thesis study will guide engineers to develop a good steering system in terms of vehicle dynamic characteristic.

1. GİRİŞ

Dünyamız, motorlu taşıt teknolojisi ile tanıştığından beri, insan hayatı her ne kadar önemli derecede kolay hale gelse de, meydana gelen trafik kazaları nedeniyle bir çok kişi hayatını kaybetmiştir. Gelişen teknoloji ile karayolu taşıtlarının hızları ve kullanımı ile beraber meydana gelen taşıt kazalarının sayısı da artmıştır. Bu nedenle, kazaları önlemek amacıyla, taşıt güvenliği en önemli çalışma maddelerinden biri haline gelmiştir. Taşıt güvenliği, aktif ve pasif olmak üzere iki farklı başlık altında incelenmektedir. Aktif güvenlik, taşıtın kaza yapmasını engellemek adına yapılan çalışmalar ve alınan önlemlerdir. Pasif güvenlik ise, taşıt kazalarında ölüm oranlarını azaltmak amacıyla kaza sonrası önlemler adına yapılan çalışmalardır. Direksiyon sistemi ve taşıt dinamiği de her ne kadar daha çok sürüş konforu açısından önemli olsa da, aktif güvenlik başlığı altında yerini alan önemli parametrelerdendir.

Ağır ticari taşıtların üretim sayısı ve kara yollarında kullanımı gün ve gün artış göstermektedir. Ülkeler arası ticaret ve sanayi arttığı sürece, bu tip yük ve malzeme taşımacılığında kullanılan taşıtların sayısı artış gösterecektir. Ağır ticari taşıtların uzunlukları, yükseklikleri ve genişlikleri normal binek taşıtlara göre daha fazla olduğundan, bu tip taşıtların kontrol edilebilirliği de bir o kadar zordur. Bu taşıtlar hacimsel olarak geniş ve kütlesel olarak büyük oldukları için, olası bir kazada, neden oldukları hasar ve diğer taşıtlara etki gücü yüksek olacaktır. Amerika' da FMSCA (Federal Motor Carrier Safety Administration) kurumunun yaptığı araştırmadan alınan bilgiye göre [1], son 20 yılda kamyonların neden olduğu kaza sayısında %20 oranında bir artış söz konusudur. Bu kazaların neden olduğu ölümler ve yaralanmalar düşünüldüğü zaman, bu alanda gerekli çalışmaların yapılma zorunluluğu ortaya çıkmaktadır. International Road Transport Union tarafından yapılan diğer bir çalışmada [2], Avrupa' da kamyonların karıştığı trafik kazalarının nedenleri araştırılmıştır. Şekil 1.1' de kamyonların karıştığı 624 adet trafik kazasından toplanan verilere göre kazaların %85.2 sinin insan hatası (kamyon sürücüsü, karşı taşıt sürücüsü, yayalar vb.) olduğu belirtilmiştir. Bu sayının %25 lik kısmında da kamyon sürücüsünün bizzat hatalı olduğu saptanmıştır. Ayrıca kazaların %80' nin

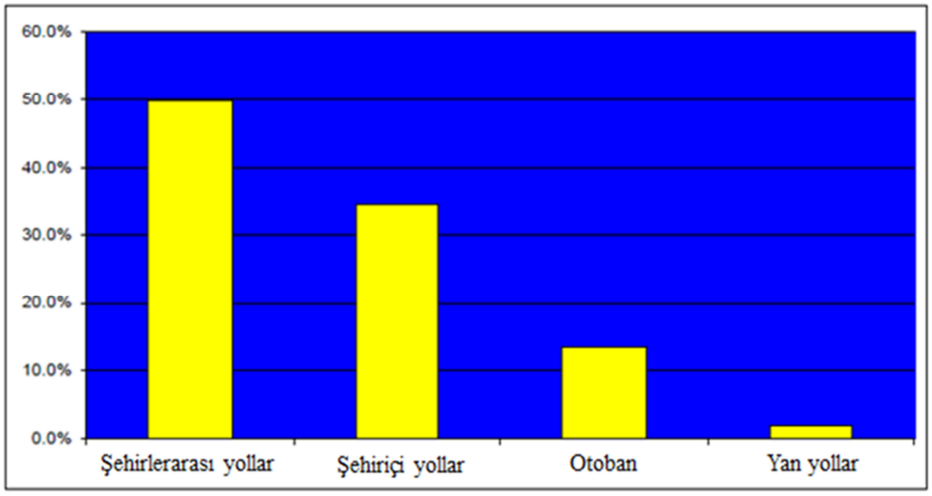
meydana geldiği lokasyon ve manevralar olarak kavşaklarda dönüşler sırasında oluşan kazalar, düz yolda meydana gelen zincirleme kazalar, şerit değişimi ve sollama sırasında yapılan kazalar, acele yapılan manevralar olarak belirtilmiştir.



Şekil 1.1 : Karayolu kazalarının genel nedenleri [2].

Aynı makaleden [2] alınan bir başka bilgiye göre, şekil 1.2' de gösterildiği gibi, kazaların yaklaşık %65' i taşıtların yüksek hız ile seyir ettikleri otoban ve şehirlerarası otoyollarında meydana geldiği belirlenmiştir. Kazaların yaklaşık %35' lik kısmının da sürücünün düşük hız ile seyrettiği fakat direksiyon sistemi ile taşıta daha çok manevra uyguladığı şehiriçi kullanımlarda meydana geldiği tespit edilmiştir. Tüm bu veriler dikkate alındığında, ağır ticari taşıtların karıştığı kazaların oluşma nedeni olarak, yüksek hızlarda sürücünün taşıtı tam olarak kontrol edememesi nedeniyle yapmış olduğu hatalar olarak yorumlanabilir. Bu anlamda, sürücünün taşıtı hangi sebeplerle kontrol edemediği soruları akla gelmektedir. Sürücü hataları ve dikkatsizliklerinin de neden olabileceği bu durumlarda, ayrıca taşıt tasarımı kaynaklanan ve taşıtın dinamiğini etkileyen etmenler de direkt olarak etki etmese de dolaylı yoldan sebebiyet verebileceği düşünülmelidir. Eğer taşıt üreticileri, sürücünün sürüş konforunu olumsuz şekilde etkileceyecek sistem tasarımlarıyla donatılmış bir taşıt üretmiş ise, özellikle uzun süreli kullanım koşulları sonrası, sürücü taşıtı kontrol edebilmek için gereğinden fazla efor sarfederek kendini yoracaktır. Bu da, dikkat kaybına ve hata oranını arttırarak kaza yapma ihtimali

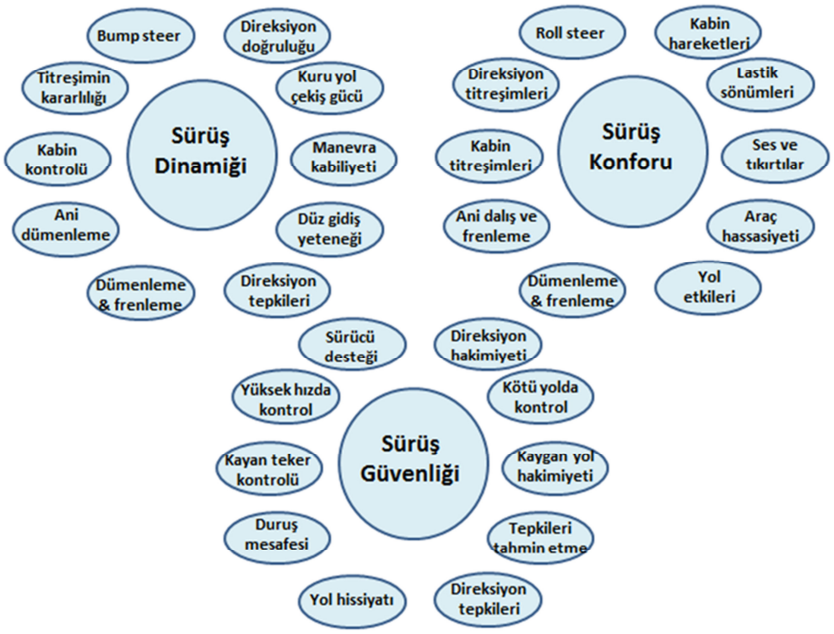
doğacaktır. Bu sebeple, genel anlamda taşıt dinamiğini etkileyen parametrelerin tasarımlarına detaylı çalışmalar ve testler sonrasında karar verilmelidir.



Şekil 1.2 : Kazaların yol tipine göre sınıflandırılması [2].

B. Heissing ve M. Ersoy tarafından yayınlanan kitapta [3] bahsedildiğine göre, motorlu taşıtların dinamiği Şekil 1.3' te verildiği üzere üç ana başlık altında incelenmektedir. Bunlar; sürüş dinamiği, sürüş konforu ve sürüş güvenliğidir. Bu üç ana parametrenin hangi taşıt özelliklerinden etkilendiği aşağıdaki şekilde etraflarında gösterilmiştir. Buradan da görüleceği üzere, taşıt dümenleme kontrolü ve direksiyon sistemi, taşıtın dinamik karakteristiğine en çok etkisi olan parametrelerdendir. Eğer taşıtın hareketleri sonucunda maruz kaldığı kuvvetler incelenirse, yine üç ana başlık çıkarılabilir. Bu etkilerden ilki, taşıt ekseni boyunca etki eden doğrusal kuvvetlerdir. Doğrusal kuvvetler, genel olarak taşıtın frenlenmesi ve ivmelenmesi sonucu oluşarak taşıt üzerinde etkili olmaktadır. Bu başlıkta, taşıtın doğrusal dinamiğinin incelenmesindeki ana nedenler; taşıtın istenilen şekilde hareketlenebilmesi için yenmesi gereken dirençler ve gereken çekiş kuvveti, diğer taraftan da birbirinden farklı zemin ve sürüş koşullarında, taşıtın ihtiyacı olan frenleme yetenekleridir. İkinci etki olarak da, doğrusal eksen üzerinde oluşan moment etkisinin incelendiği taşıtın yanal dinamik etkisidir. Taşıta etkiyen bu yanal hareketler, taşıtın kararlılığını, viraj alma karakteristiğini ve yol tutuşunu belirlemektedir. Özellikle bu etkinin istenilen seviyeye getirilebilmesi için taşıtın direksiyon ve süspansiyon sistemleri üzerinde optimizasyon çalışmaları yapılmalıdır. Taşıt dinamiği etkilerinden en sonuncusu ise, taşıtın dik ekseni boyunca oluşan hareketlerdir. Daha çok yalpa hareketleri olarak tanımlanan bu etki, daha çok taşıtta bulunan yayların ve sönümleyicilerin karakterleri

ile ilgilenmektedir. Bu konu kapsamında yapılan çalışmalarda genel amaç, taşıtın kabinindeki yalpa ivmelerini minimum seviyelerde tutmaktır. Bu durum kabin içerisindeki sürücü ve yolcuların konforunu ve sürüş kabiliyetini iyileştirmesine ek olarak, taşıt dinamiğindeki ani değişikliklerin kabine yansımasını engelleyerek aktif güvenlik açısından da fayda sağlamaktadır.



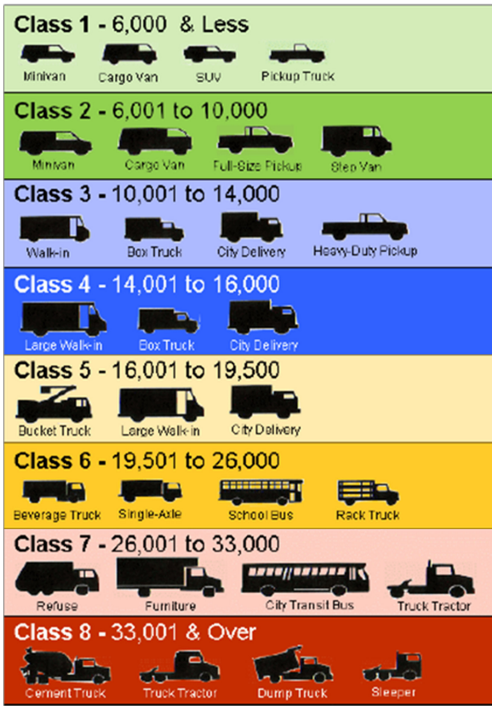
Şekil 1.3 : Sürüş dinamiği, konforu ve güvenliğini etkileyen parametreler [3].

Yukarıdaki kısımlarda bahsedilen taşıtlarla ilgili tüm güvenlik, sürüş ve dinamik ile ilgili bilgiler dikkate alınması gereken konulardır. Bu sebeple, özellikle güçlü motorlara, yüksek ve uzun yapılara sahip ağır ticari taşıtların kinematik, dinamik ve sürüş özellikleri hakkında çok detaylı çalışmalar yapılmalıdır. Taşıt dinamiğini etkileyen ve karakterini belirleyen önemli sistemlerden biri de direksiyon sistemidir. İşte bu tez çalışmasında da ağır ticari bir taşıtta direksiyon sistemi ve sistemi oluşturan parçaların yapıları ve görevleri detaylı bir şekilde tanımlanmış, direksiyon sisteminin taşıt dinamiğine etkilerinin literatür araştırmaları ile etüd edilmiştir. Ayrıca, direksiyon sisteminde elde edilebilecek değişik konfigürasyonların taşıt dinamiğine olan etkileri Adams/Car yazılımı kullanılarak gözlemlenmiş ve verilere göre optimizasyon çalışmalarının nasıl yapılması gerektiği hakkında yorumlar yapılmıştır. Ek olarak, yazılım programlarında yapılamayan manevraların uygulandığı taşıt dinamiği yol testleri ile farklı tasarıma sahip direksiyon sistemi parçaları karşılaştırmalı olarak yol testleri yapılarak objektif veriler incelenmiştir.

2. AĞIR TİCARİ TAŞITLARDA DİREKSİYON SİSTEMİ

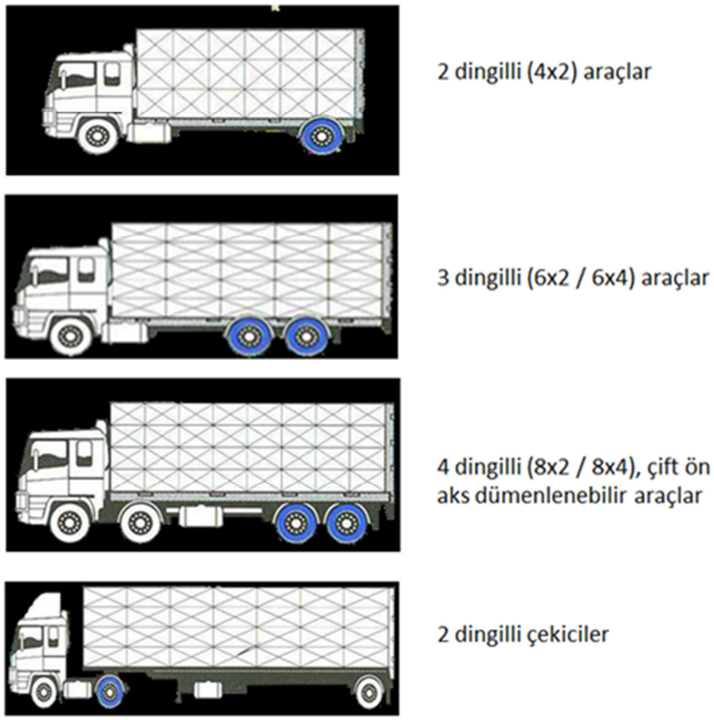
2.1 Ağır Ticari Taşıt Tipleri

Ticari taşıtlar, karayolunda eşya ya da yolcu taşımacılığı yapabilen motorlu taşıt tiplerinden biridir. Bu taşıtların tasarımı, belirli sayıda yolcuyu veya belirli miktarda yükü taşıyabilecek şekilde yapılmaktadır. Sanayinin gün geçtikçe gelişmesiyle ticari araç kullanımı da artmaktadır. Ulaşım kapsamında daha çok toplu yolcu taşımacılığını kolaylaştıran ticari taşıtlar, sanayi kapsamında da yük taşımacılığını sağlayan ticari taşıtlar yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Şekil 2.1' de toplam yük taşıma kapasitelerine göre sınıflara ayrılmış ticari taşıt tipleri görülmektedir. Bu tablo kapsamında hafif ticari taşıtlar 1-2-3 sınıflarında, orta ticari taşıtlar 4-5-6 sınıflarında ve ağır ticari taşıtlar ise 7-8 nolu sınıflarında detaylı olarak incelenmektedir. Tabloda verilen kütle değerleri pound cinsindendir, bu değerleri kilograma çevirmek için 2.2 sabit oranına bölmek gerekir.



Şekil 2.1 : Ticari taşıt sınıflandırması ve örnekler [4].

Avrupa Birliğinin yapmış olduğu sınıflandırmaya göre N3 ve O3 sınıfına giren ağır ticari taşıtlar, yüksek tonajlarda yük taşımıcalığı amacıyla kullanılmaktadır. Şekil 2.2' de gösterildiği gibi, genel itibariyle ağır ticari taşıtlar kendi içlerinde 3 ana sınıfta incelenmektedir; yol kamyonları, inşaat kamyonları ve çekiciler. Yol kamyonları, şasiye sabitlenmiş üst yapı ile karayollarında kullanılan kamyonlardır. İnşaat kamyonları, daha çok taş, kum, çakıl gibi harfiyatları taşımak amacıyla kullanılmaktadır. Şehirlerarası veya uluslararası uzun yollarda yük taşıma amacıyla da çekici taşıtlar tercih edilmektedir. Ayrıca, ağır ticari taşıtlar aks sayılarına ve tahrik edilen tekerlek sayılarına göre de adlandırılmaktadırlar. Çizelge 2.1' de günümüzde genel olarak üretilen ağır ticari taşıtların toplam aks, tekerlek sayılarının tahrik durumlarına göre çeşitliliği belirtilmiştir.



Şekil 2.2 : Ağır ticari taşıtların genel sınıflandırılması.

Çizelge 2.1 : Ağır ticari taşıtların sınıflandırılması

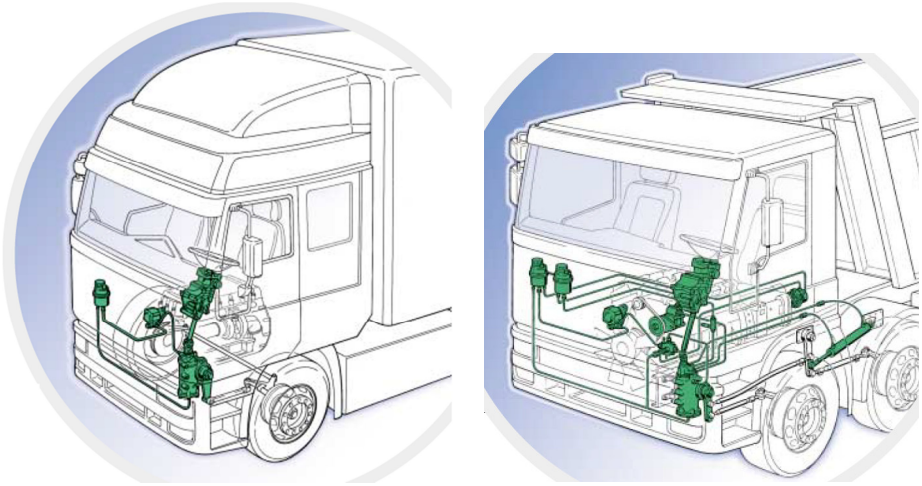
Ağır ticari taşıt tipleri	Toplam tekerlek sayısı*	Tahrik edilen tekerlek sayısı*	Toplam aks sayısı	Tahrik edilen aks sayısı
4x2	4	2	2	1
6x2	6	2	3	1
6x4	6	4	3	2
8x2	8	2	4	1
8x4	8	4	4	2

* Arka çift tekerlekler tek tekerlek olarak düşünülmüştür.

2.2 Ağır Ticari Taşıtlarda Direksiyon Sistemi, Parçaları ve Fonksiyonları

Direksiyon sistemi, tüm taşıtlarda olduğu gibi ağır ticari taşıtlarda da sürücünün sürekli etkileşim halinde olduğu önemli bir sistemdir. Özellikle, ağır yükler taşıyan veya çeken kamyonlarda direksiyon sisteminin kararlılığı ve hassasiyeti çok önemli unsurlardır. Ayrıca, aks başına gelen yük miktarı fazla olacağından dolayı, taşıtı yönlendirmek için gereken döndürme momenti de fazla olacaktır. Özellikle düşük hızlarda ve yüksek manevralar gerektiren (park sırasında, şehir içi kullanımlarda vb.) kullanım koşullarında, direksiyon kutusunun çıkış moment değeri 7000-8000 Nm değerlerine çıkabilmektedir. Bu momenti üretebilmek için gerekli olan hidrolik basıncın gecikmesiz sağlanması, ani manevralar için gerekli olan önemli bir husustur.

Şekil 2.3' te görüleceği üzere, ağır ticari taşıtlarda direksiyon sistemi genel anlamda 'tek aks' ve 'çift aks döndürülebilir' başlıkları altında sınıflandırılmaktadır. İlerleyen bölümlerde, direksiyon sisteminde kullanılan parçaların isimleri, özellikleri ve görevleri belirtilmiştir.



Şekil 2.3 : Ağır ticari taşıtlarda tek aks ve çift aks döndürülebilir direksiyon sistemi. [5]

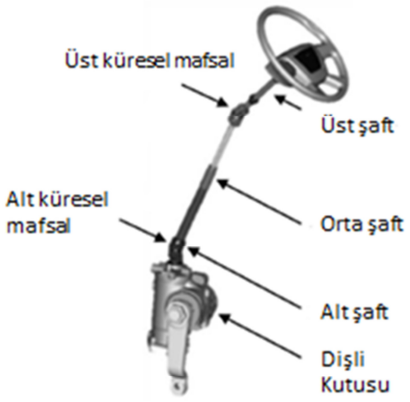
2.2.1 Direksiyon simidi

Direksiyon simidi; sürücünün direksiyon sistemini kontrol edebilmesi için kullanılan dairesel bir parçadır. Günümüze kadar çok fazla değişikliğe maruz kalmayan bu parçanın çapı direkt olarak direksiyon eforlarını etkilemektedir. Ergonomi ve kullanım bakımından direksiyon simidi çapının çok büyük olmaması gereklidir. Diğer taraftan da, özellikle ağır ticari taşıtlar gibi yük taşıyan taşıtlarda eforların fazla olması istenmediği için direksiyon simitleri binek taşıtlara göre daha geniş çapta tasarlanmaktadır. Bir ağır ticari taşıtta direksiyon simidi çapı 450-500 mm civarındadır.

2.2.2 Direksiyon mili

Direksiyon sisteminin önemli parçalarından biri olan direksiyon milinin görevi; direksiyon simidi ile direksiyon kutusu arasındaki güç iletimini sağlayarak sürücünün direksiyon sistemiyle bağlantısını kurmaktır. Şekil 2.4' te, ağır ticari bir taşıtta kullanılan direksiyon kolonu ve alt parçalarının isimleri görülebilir. Direksiyon kolonu üst kısmında, direksiyon kolonunu kabine sabitlenmesi için tasarlananan adaptör braketi kullanılmaktadır. Bu braket tasarımının rijitliği ve sağlamlığı oluşan titreşimlerin sürücüye iletilmemesi bakımından önemli bir tasarım kıstasıdır. Ayrıca adaptör braketi tasarlanırken, sürücünün rahat bir sürüş için değişik açılarda kullanım koşulları elde etmesini ve kabine giriş-çıkış kolaylığını sağlayan bir ayar

mekanizmasına yer verilmektedir. Ayar mekanizması ile direksiyon kolonu +/- 10^o veya 15^o eksenel ayarlanabilirlik ve +/- 30 mm şaft ekseninde kaydırabilirlik elde edilebilir. Çoğu durumda, taşıttaki diğer parçalar ile temas ve girişimi engellemek ve ayrıca ağır ticari taşıtlarda 60^o leri bulan kabin kaldırma hareketlerini sağlayabilmek amacıyla, şaft kısmı 2 veya daha fazla parçadan oluşabilmektedir. Bu parçalar arasındaki bağ, kardan mafsalları kullanılarak sağlanmaktadır.



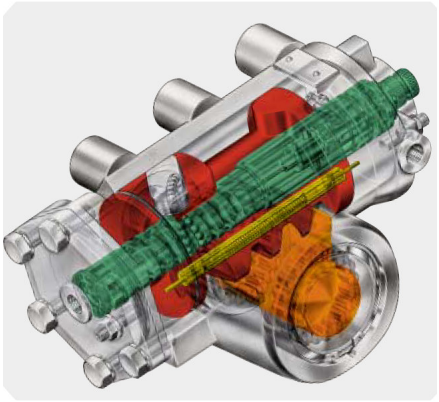
Şekil 2.4 : Ağır ticari bir taşıt direksiyon kolonu ve alt elemanları[6].

2.2.3 Direksiyon dişli kutusu

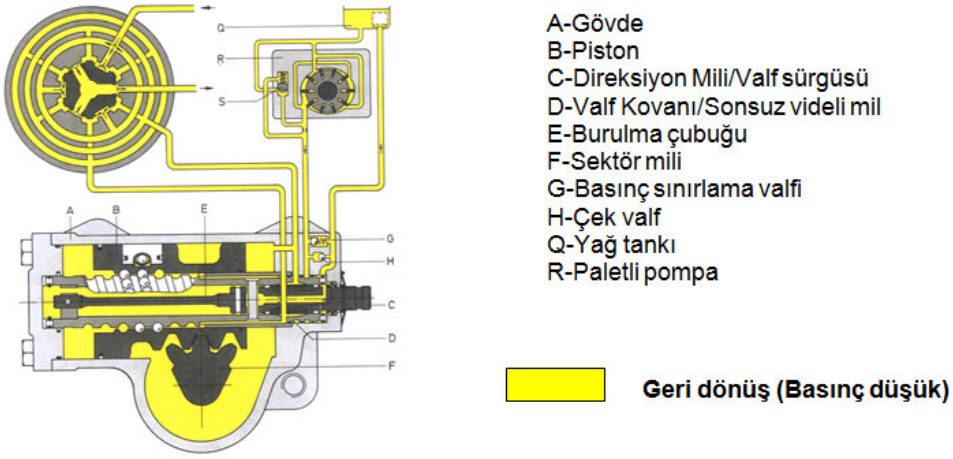
Direksiyon dişli kutusu, direksiyon sisteminin en önemli parçalarından biridir. Hidrolik destekli direksiyon sistemlerinin, hidrolik ve mekanik fonksiyonların bir araya geldiği kritik bir parçasıdır. Taşıtı döndürmek için gereken yüksek momentleri, dişli kutusunun içine yerleştirilmiş dişler sayesinde belirli çevrim oranı kadar düşürerek, sürücünün sistemi daha rahat yönlendirmesini sağlamaktadır. Ayrıca, iç tasarımında bulunan piston yapısı ile direksiyon pompasından pompalanan basınçlı yağın oluşturduğu yüksek kuvvetler, yine sistem içerisinde yüksek momentlere çevrilerek çıkış miline, oradan da pitman kolu ve mekanik bağlantılar ile iletilerek tekerleklerin dönmesi sağlanır.

Ağır ticari taşıtlarda kullanılan direksiyon kutusu parçasına ‘döner bilyalı direksiyon kutusu’ adı verilmektedir. Şekil 2.5 ve 2.6’ da alt parçalarının görüleceği gibi, genel itibariyle bu parça; dış döküm gövde içerisinde yerleştirilmiş, valf sürgüsü entegreli sonsuz vidali mil, bu mil üzerinde hareket eden silindir, ve silindir ile dişli bağlantısı

olan çıkış milinden oluşmaktadır. Ayrıca kumanda valf sürgüsü ile birleştirilmiş burulma mili de direksiyon dişli kutusunun çalışması için kritik bir parçadır.



Şekil 2.5 : Döner bilyali direksiyon dişli kutusu [5].

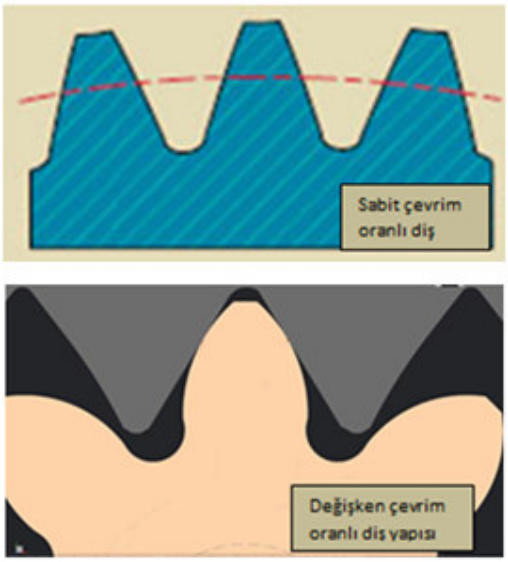


Şekil 2.6 : Taşıt düz giderken direksiyon sistemindeki yağ dolaşımı [5].

Direksiyon kutusuna gönderilen basınçlı yağ, içten yanmalı motor ile tahrik edilen direksiyon pompası tarafından sağlanmaktadır. Direksiyon kutusunun dönüş hattından çıkan yağ ise düşük basınçlı olarak yağ tankına gönderilmektedir. Piston parçası (B), gövde (A) içerisinde hareket etmektedir. Direksiyon giriş milinin (C) ve sonsuz vidali milinin (D) kendi ekseni etrafındaki hareketi, piston tarafından sektör miline (F) aktarılmaktadır. Piston ile sonsuz vidali mil birbirlerine boşluk olmayacak şekilde aradaki bilyalar sayesinde çok hassas bir temas içerisindedirler. Bu hassasiyet iki yolla sağlanmalıdır; birinci seçenek, mikron merteblerede sınıflandırılan bilyalardan uygun olanının seçilmeli ya da ikinci yol olarak, piston iç çapı bilya çapına uygun olacak toleranslarda hassas şekilde işlenmelidir. Sonsuz vidalı mil döndükçe, en üstteki bilyalar, piston içerisindeki dairesel delikten geçerek tam bir

döngü sağlanmış olur. Piston ve sektör mili üzerine işlenen karşılıklı büyük dişler sayesinde, pistonun boyuna eksendeki hareketi sektör milinde dönme momenti oluşumuna ve bu momentin de pitman koluna iletimi sağlanmaktadır.

Direksiyon miline bağlı olan döner valf sürgüsü (C) üzerinde hidroliğin dağıtımını sağlayan, 6 adet kanal bulunmaktadır. Döner valf sürgüsü ile sonsuz vidalı mil arasında, sürtünmeyi azaltmak ve kaymayı sağlamak için, iğneli rulmanlar yerleştirilmiştir. Ayrıca bu bölmedeki kanallarda kauçuk sızdırmazlık elemanları da kullanılmaktadır. Baş tarafında direksiyon giriş miline sabitlenmiş ve diğer ucunda da sonsuz vidalı mile pinlenmiş olan burulma mili (E), direksiyon kutusu ve sistemi için çok kritik bir parçadır. Bu mil, direksiyon merkezden sola veya sağa doğru döndürülürken burularak, hidroliğin kanalların yönlerinin değişmesini ve hidroliğin pistonun alt veya üst kısmına nufüz etmesini sağlamaktadır. Burulma milinin çap değeri değiştirilmesi direksiyon simidi moment değerlerinin değişmesine neden olmaktadır. Bundan dolayı bu parça, direksiyon sistemi ve araç dinamiği için bir optimizasyon parametresi olarak kullanılır. Kutu gövdesinin üst kısmında bulunan ve hidrolik giriş kanalına entegre edilmiş yüksek basınç sınırlama valfi (G) yer almaktadır. Bu valf sayesinde, direksiyon sisteminin çalışması istenilen maksimum basınç değeri sınırlanmaktadır. Bu tip direksiyon kutuları bünyesinde bulundurduğu diş yapısına göre Şekil 2.7' de görüldüğü gibi değişken ve sabit çevrim oranlı olabilmektedir. Değişken çevrim oranlı direksiyon kutularında, çıkış milinin dişleri değişken formda işlenmiştir. Merkeze yakın bölgelerde çevrim oranı daha düşük, son konumlara doğru ise daha yüksek olacak şekilde diş yapısı tasarlanmıştır. Bunun amacı, sürücünün direksiyon merkez konumuna yakın iken uyguladığı direksiyon dönme hareketi ile taşıtın tekerleklerini daha fazla döndürmektir. Bu sayede, düz giderken direksiyon simidine verilecek küçük manevralar ile taşıt daha fazla döndürülebilir. Ayrıca, direksiyon kutusu çıkış momenti merkezde daha düşük olacak şekilde tasarlanarak, yüksek hızlı sürüşlerde sürücüye gelen tepkilerin fazla olması sağlanır. Direksiyon son konumlarına doğru tekerlekleri döndürmek için daha fazla direksiyon manevrası yapılması sağlanarak, direksiyon kutusunun sağladığı moment artmaktadır.

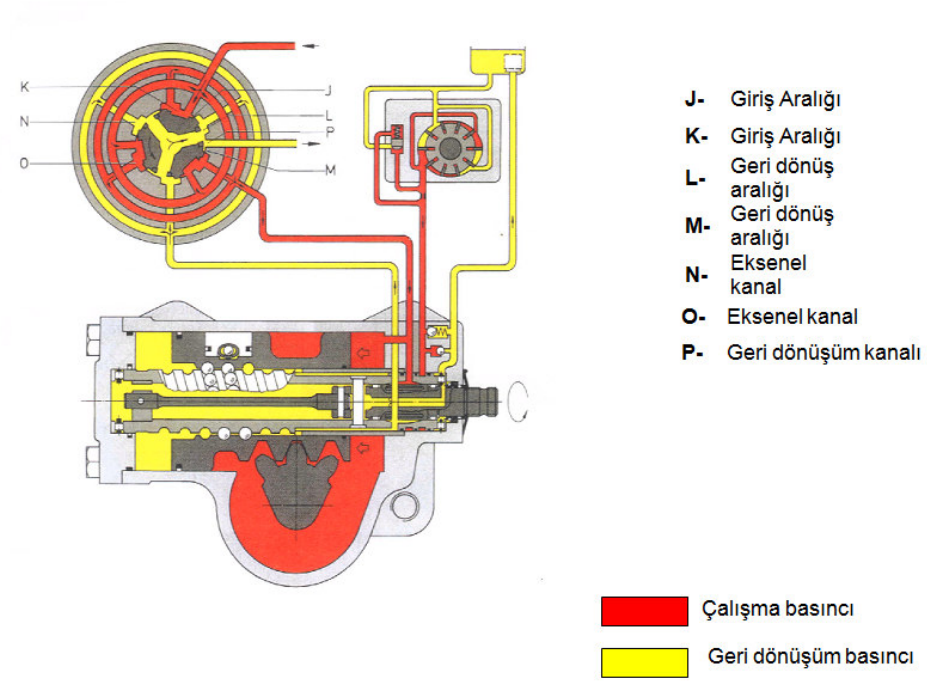


Şekil 2.7 : Direksiyon kutusunda sabit ve değişken çevrim oranı sağlayan diş yapıları.

Şekil 2.8' de kısaca direksiyon kutusuna sağa veya sola dönüş için sürücü tarafından bir girdi verildiği zaman, direksiyon kutusu içerisinde bulunan yukarıda bahsedilen mekanik elemanların davranışı anlatılmaktadır. Sürücü, direksiyon simidi ile direksiyon kutusu giriş miline sağ veya sol olacak şekilde bir yönlendirme yaptığı zaman, burulma mili kendi ekseni boyunca elastik deformasyona başlayarak burulur. Bu burulma, kontrol valfi ile sonsuz vidali mil arasında bağıl eksenel harekete sebep olarak kontrol valfi üzerindeki yarıklar yer değiştirerek yağın kanallar taşıtılığıyla giriş milinin dönüş yönüne göre, pistonun sağ veya soluna yönlendirilir. Direksiyon simidi serbest bırakılıp döndürülme işlemi durdurulduğunda ise, burulma mili, kontrol valfini orta konumuna getirecektir. Kontrol valfi orta konumda iken, hidrolik yağ gövde üzerindeki kanallardan pistonun her iki tarafına akacaktır. Ayrıca valf üzerindeki geri dönüş portu (P) ile de hidrolik, yağ tankına gönderilecektir.

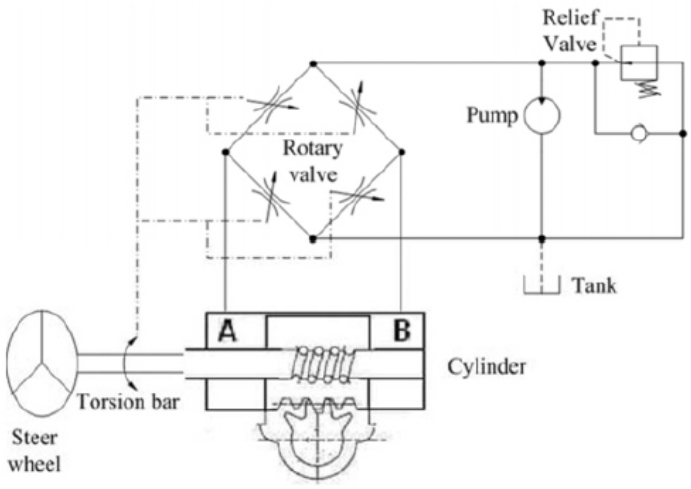
Örneğin; yere paralel şekilde yerleştirilmiş bir direksiyon kutusuna sahip taşıtta, direksiyon simidi saat yönünde döndürülüp taşıt sağ tarafa yönlendirilmek istendiği zaman, valf üzerindeki slotlar kayarak yağ akışı pistonun sol tarafına yönlendirilir. Aşağıdaki şekilde gösterilen K ve N slotları açılır ve yağ sonsuz vidalı mil üzerindeki kanallara yönlendirilerek, pistonun sol kısmına yağın nüfuz etmesi sağlanır. Bu arada yağın geri dönüşünü engellemek amacı ile J slotu kapanır ve bu sayede yağın pistonu hareket ettirmesi için gereken basınca ulaşılır. Pistonun sağ tarafındaki yağ, giriş

milinin döndürülmesi ile açılan M slotu ile P ile belirtilen ana geri dönüş hattına bağlanır ve buradaki yağ, ana yağ tankına geri gönderilir.



Şekil 2.8 : Taşıt sola döndürüldüğü zaman direksiyon sistemindeki yağ dolaşımı [5].

Bu sistemin taşıt üzerindeki çalışma prensiblerinin yanında, bilgisayar ortamında da modellemesi yapılarak analiz edilebilir. Bir araştırmada [7], Modelica adlı bilgisayar destekli analiz programı kullanılarak, Şekil 2.9' da belirtildiği gibi, ağır ticari taşıtın hidrolik destekli direksiyon sisteminin şemasının aşağıdaki gibi modellemesi ve simülasyonu yapılmıştır.



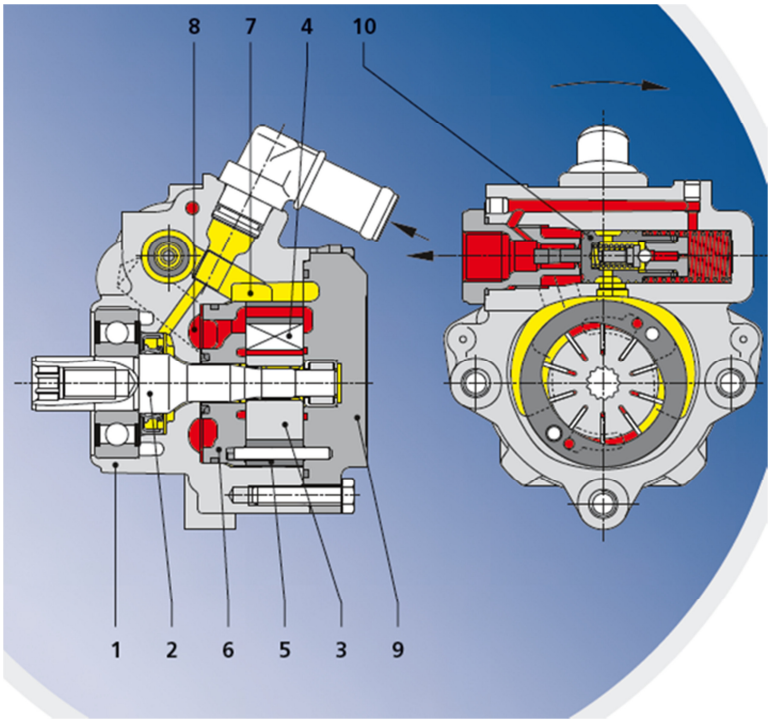
Şekil 2.9 : Hidrolik destekli direksiyon sisteminin şeması [7].

2.2.4 Direksiyon pompası

Direksiyon pompası, direksiyon sisteminin kalbi görevini üstlenmiştir. Ağır ticari taşıtlarda, 8 tonları bulan döndülebilir aks yüklerinden dolayı elektrik motorundan tahrikli teknoloji henüz kullanılamamaktadır. Bundan dolayı ağır yük taşıyan ya da çeken taşıtlarda, içten yanmalı motordan tahrik alan direksiyon pompası, direksiyon kutusunun ihtiyacı olan hidroliği, değişken basınçlarda pompalayarak sistemin çalışmasını sağlamaktadır. Bazı durumlarda, ortak şaft üzerinden direksiyon pompası ile beraber kompresör, yakıt pompası gibi parçalar da tahrik alabilirler. Direksiyon pompası üzerinde bir giriş, bir çıkış olmak üzere 2 adet port bulunmaktadır. Ayrıca, maksimum çalışma basıncını ayarlayan basınç sınırlama valfi de mekanizma içerisine entegre edilebilir. Günümüzde ağır ticari taşıtlarda genellikle kanatlı tip direksiyon pompası kullanılmakta ve bu pompalar sabit veya değişken hacimli olmak üzere 2 ana başlığa ayrılmaktadır.

2.2.4.1 Sabit hacimli direksiyon pompası

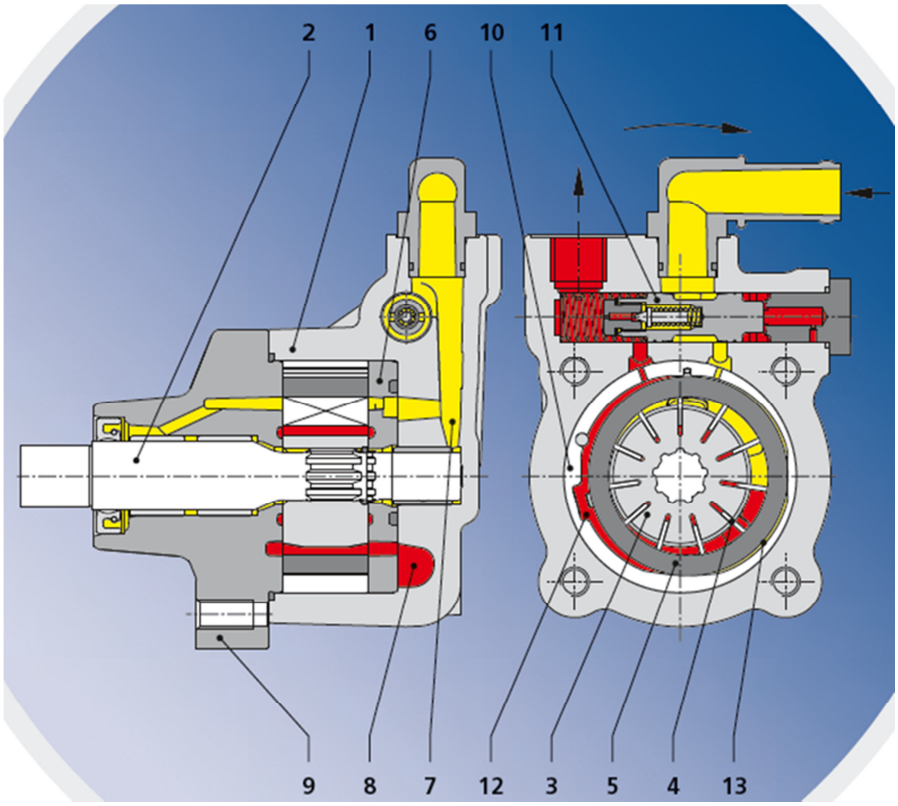
Şekil 2.10' da gösterilen sabit hacimli direksiyon pompalarının ana gövdesi (1) genellikle hafif alaşım dökümden üretilmektedir ve ek olarak orta kısımda, motordan tahrik olan bir şaft (2), şafta geçen bir rotor (3), rotorun içine giren 10 adet kanatçık (4), pompa yuvasını sabitleyen pinler (5) ve basınç plakası (6) yer almaktadır. Pompa şaftı, bilyalı rulman ile yataklanmaktadır ve rotora boşluksuz olarak oturtulur. Rotor üzerindeki yarıklara yerleştirilmiş kanatçıklar, motor tahriği ile beraber dönen rotorun oluşturduğu yanal ivme ile yer değiştirerek, pinler ile sabitlenmiş pompa yuvası içerisinde hareket etmeye başlar. Basınç odasında (8) basınçlanan hidrolik yağ elips şeklindeki gövde içerisine aktarılarak, döner kanatçıkların iç yüzeyine çarpması ile pompa çıkış hattından direksiyon kutusuna doğru gönderilir. Rotor etrafındaki pompa yuvasının elips şeklindeki yapısı nedeniyle, bu hacimde iki adet emiş bölümü, iki adet de çıkış bölümü oluşturulmuştur.



Şekil 2.10 : Sabit hacimli direksiyon pompası [5].

2.2.4.2 Değişken hacimli direksiyon pompası

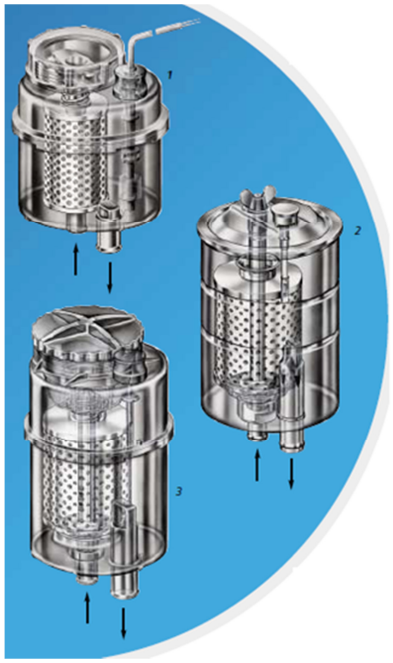
Bu tip yeni nesil direksiyon pompalarının temel amacı motordan çekilen moment değerini düşürerek taşıtın yakıt tüketimini azaltacak yönde katkı sağlamaktır. Sabit hacimli pompaya kıyasla, Şekil 2.11' de görüleceği üzere, bu tip pompalarda, pompa yuvası (5) pimler ile ana gövdeye sabitlenmemiştir. Pompa yuvası etrafını saran kısım sağ (13) ve sol (12) bölme olarak ayrılmaktadır. Pompa yuvası sistemin basınç ihtiyacına göre bu bölmeler arasında hareket edebilmektedir. Özellikle taşıtın yüksek devirde ve düz gidişi sırasında, pompa kontrollü debi seviyesine ulaşmış olacaktır ve sistemin basınç ihtiyacı en düşük seviyede olacağından dolayı, pompa yuvası basınçları birbirine eşit hale gelerek pompa yuvasını merkeze gelecek şekilde yönlendirecektir. Merkeze gelen pompa yuvası sayesinde, rotor çevresindeki eksantrik yapı kaybolarak kanatçıklar yuva içerinde rahatça dönebileceklerdir. Bu sayede pompanın motordan çektiği moment azalacaktır ve bu da daha az yakıt tüketimi sağlayacaktır.



Şekil 2.11 : Değişken hacimli direksiyon pompası [5].

2.2.5 Direksiyon yağ tankı

Hidrolik destekli direksiyon sistemlerinde, yağın depolandığı parçadır. Metal ve plastik olarak 2 tip yağ tankı bulunmaktadır fakat günümüz taşıtlarında ağırlık önemli bir parametre olduğundan dolayı plastik malzemeli yağ tankı yaygın olarak kullanılmaktadır. Şekil 2.12' de çeşitleri gösterilen yağ tankının ana görevi, direksiyon pompasını sürekli olarak beslemektir. Bu fonksiyonun verimli bir şekilde gerçekleşmesi için direksiyon yağ tankı ile direksiyon pompası arasındaki hattın mümkün olduğunca kısa olması sağlanmalıdır. Yani direksiyon yağ tankı, direksiyon pompasına yakın bir lokasyonda sabitlenmelidir. Ayrıca, direksiyon kutusundan çıkan yağ, geri dönüş hattı üzerinden yağ tankına ulaşmaktadır. Direksiyon sistemini çapak, kir, toz gibi yabancı maddelerden korumak amacıyla, yağ tankı giriş portuna filtre yerleştirilmiştir.



Şekil 2.12 : Direksiyon yağ tankı çeşitleri [5].

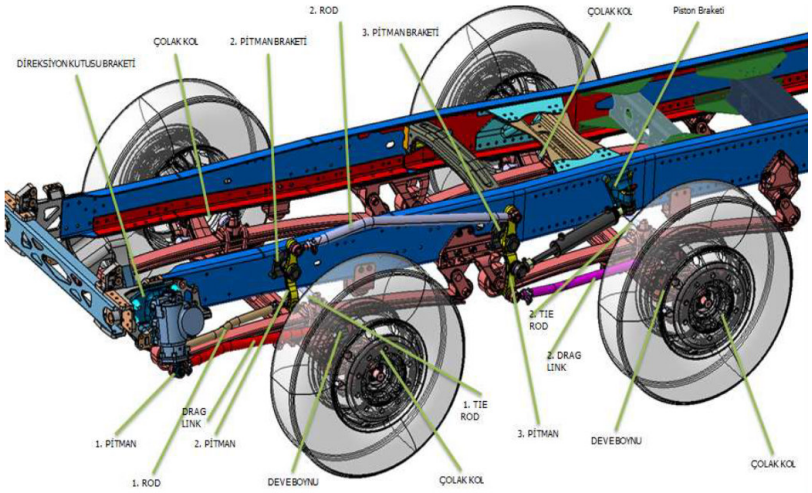
2.2.6 Direksiyon hidrolik boruları

Direksiyon sisteminin damarları olarak görev alan bu borular, pompa, direksiyon dişli kutusu ve yağ tankı arasındaki hidrolik akışını sağlamaktadırlar. Malzeme olarak metal boruların kullanıldığı sistemde, motordan kaynaklı titreşimleri sönümlemek ve hidrolik akışını düzgünleştirmek amacıyla ara ara kauçuk malzemeden yapılan hortumlar kullanılmaktadır. Hidrolik boruların montajlanabilirliği ve servis edilebilirliği açısından direksiyon boruları parçalar halinde tasarlanmalıdır. Bu parçalar birbirine bağlamak için tasarlanan ara bağlantılarda, sızdırmazlığı sağlamak amacıyla 'o-ring' adı verilen parçalar kullanılmaktadır. Direksiyon sisteminde her zaman hidrolik desteği sağlayabilmek için parçalar sızıntıyı engelleyecek şekilde tasarlanması çok önemlidir.

2.2.7 Direksiyon sistemi mekanik bağlantı parçaları

Ağır ticari taşıtlarda, direksiyon sistemi ile tekerlekler arasındaki mekanik bağlantıyı sağlayabilmek için dayanımı yüksek parçalar kullanılmaktadır. Bu parçaların dayanımlarını arttırmak için dövme imalat yöntemi tercih edilmektedir. Ayrıca, bu parçaları şasiye sabitlemek amacıyla, döküm ve dövme yöntemi ile imal edilmiş braketler kullanılır. Bu braketler, şasi sacına M14, M16 boyutlarında, civata-somun bağlantı elemanları kullanılarak sabitlenir. Özellikle Şekil 2.13' te gösterilen çift aks

dümenlenebilir sistemlerde mekanik parçaların sayısı artmaktadır. Aşağıda kısaca bu bağlantı elemanlarından önemli olanlarının açıklamaları yapılmıştır.



Şekil 2.13 : Çift aks döndürülebilir direksiyon sistemi mekanik bağlantı parçaları

2.2.7.1 Pitman kolu

Kuvvet kolu prensibi ile çalışan bir parçadır. Direksiyon kutusuna boşluksuz bağlanarak, kutunun ürettiği momenti itme-çekme kuvvetlerine çevirerek, kısa rodlar ile tekerleğe bağlı dövme kontrol kollarına iletir. Sistemin ürettiği maksimum moment değeri 10 kNm civarında olduğundan dolayı, pitman kolunu anlık kuvvet iletimine karşı dayanıklı olması gereklidir. Bundan dolayı parça dövme imalat yöntemi ile üretilmektedir ve malzeme olarak genelde 41Cr4, 42Cr4Mo4 alternatifleri kullanılmaktadır. Tek ön aks döndürülebilir taşıtlarda tek olan pitman kolu, çift ön aks döndürülebilir taşıtlarda ise, iki aks arasındaki mesafe, taşıtın tekerlek açıları ve çevresel parçalara göre bu sayı iki veya üçe çıkabilmektedir.

2.2.7.2 Kısa rod

Pitman kolundan aldığı itme-çekme kuvvetini, diğer ucundan bağlandığı deve boynu ve ikinci pitman koluna ileterek kuvvet akışını sağlar. Metal bir boru olan bu parça, genellikle burkulma yüklerine maruz kalmaktadır. Ayrıca, dönüş hareketleri sırasında lastik ile teması engellemek için parça bükümlü şekilde tasarlanmak zorunda kalabilir. Büküm sayısı arttıkça parçanın dayanımı azalacaktır. İstenilen dayanıma getirmek amacıyla parçanın çapı ve cidar kalınlıklarında değişiklik

yapılabilir. Parça üretimi için, dayanım ihtiyacına göre St37, St52 veya P460 malzemeleri kullanılmaktadır.

2.2.7.3 Deve boynu

Aksona bağlanan bu parça, kısa roddan aldığı kuvveti, momente çevirerek tekerleğin dönmesini sağlamaktadır. Yoldan veya direksiyon sisteminden gelen ani yüklere karşı dayanıklı olacak şekilde tasarlanan parçanın malzemesi ve imal şekli pitman kolu ile aynıdır. Ağır ticari taşıtlarda, döndürülebilen aks başına 1 adet bulunmaktadır. Literatürde direksiyon üst kontrol kolu olarak da geçmektedir.

2.2.7.4 Çolak kolu

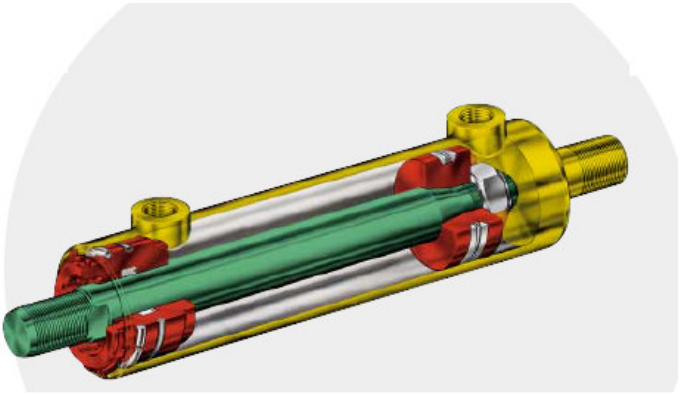
Bu parça da deve boynu gibi aksona bağlanmaktadır. Görevi; deve boynunun sol tekerleğe ilettiği momenti taşıtın sağ tarafındaki tekerleğe iletmektir. Bu parça da yüksek yüklere maruz kaldığı için dövme imal yöntemi ile üretilmektedir. Döndürülebilen aks başına 2 adet çolak kolu bulunmaktadır. Ayrıca, bu parça kendinden dönebilen akslarda da kullanılmaktadır. Literatürde direksiyon alt kontrol kolu olarak da geçmektedir.

2.2.7.5 Uzun rod

Sağ ve sol tekerlek arasındaki bağı sağlayan metal borudur. Kısa rod ile benzer malzeme çeşitliliğine ve boyutlara sahiptir.

2.2.8 Direksiyon sistemi yardımcı silindiri

Çift ön aks döndürülebilir taşıtlarda, sadece direksiyon kutusundan elde edilen moment ile 2.akstaki tekerleri döndürebilmek için yüksek eforlar gerekli olmaktadır. Bundan dolayı Şekil 2.14' teki gibi bir piston-silindir mekanizması, direksiyon kutusunu destekleyici olarak sistemde kullanılmaktadır. Silindir içerisinde bir adet piston bulunmaktadır ve pistonun sağ ve sol bölmelerine direksiyon kutusundan gönderilen basınçlı yağ gönderilmektedir. Basınçlı yağın piston duvarında oluşturduğu itme kuvveti ile piston taşıtın döndürülme yönüne göre en arkadaki pitman koluna itme-çekme kuvveti uygulayarak direksiyon sisteminin çalışmasına destek vermektedir.



Şekil 2.14 : Çift aks döndürülebilir taşıtlarda kullanılan yardımcı silindir parçası [5].

2.2.9 Direksiyon sistemi acil durum pompası

Çift ön aks dümenlenebilir ağır ticari taşıtlarda, motordan tahrik alan birincil pompanın arızalanması durumunda, taşıtın güvenli bir şekilde ve belli bir süre zarfında dümenlenebilmesi için şanzımandan tahrik alan pompaya acil durum pompası denmektedir. Çizelge 2.2' de belirtilen tabloda da görüleceği üzere, N3 tipi taşıtların regülasyon gereklilikleri kapsamında, eğer motor veya birincil pompa arızalanırsa, sürücünün taşıtını belli bir sürede, belli bir çaptaki virajda döndürebilmesi durumunda uygulaması gereken maksimum kuvvetler belirlenmiştir. Belirlenen bu kuvvetler içerisinde kalabilmek için acil durum valfi tarafından sağlanan destek çok önemlidir.

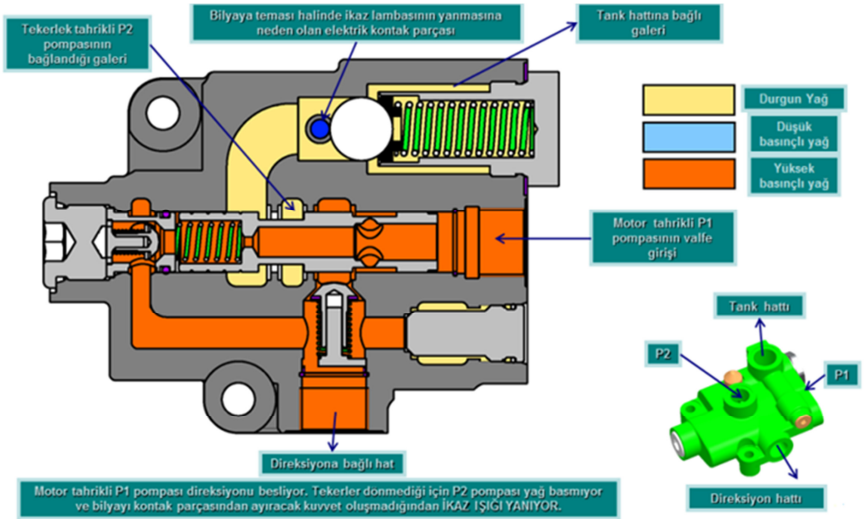
Çizelge 2.2 : Ticari taşıtlar için direksiyon eforları regülasyon tablosu

Taşıt Katagorisi	Normal çalışma (Arıza yok)			Arıza durumunda		
	Maksimum efor (daN)	Süre (s)	Dönüş Yarıçapı (m)	Maksimum efor (daN)	Süre (s)	Dönüş Yarıçapı (m)
M_1	15	4	12	30	4	20
M_2	15	4	12	30	4	20
M_3	20	4	12	45	6	20
N_1	20	4	12	30	4	20
N_2	25	4	12	40	4	20
*N_3	20	4	12	45	6	20

*Ağır ticari taşıtlar N3 taşıt katagorisinde değerlendirilmektedir.

2.2.10 Direksiyon sistemi acil durum valfi

Çift ön aks dümenlenebilir ağır ticari taşıtların direksiyon sisteminde kullanılan bir parçadır. Literatürde dağıtıcı valf olarak da bilinmektedir. Parçanın görevi; motordan tahrik alan birincil direksiyon pompasının zarar görmesi veya o hatta bir yağ kaçağı olması durumunda, şanzımandan tahrik alan ikincil pompa destekli hattı direkt olarak direksiyon kutusuna yönlendirilmesini sağlamaktır. Ayrıca, parça bünyesinde bulunan elektrik sistemi sayesinde arıza durumunda sürücü uyarılmaktadır. Şekil 2.15' te iç yapısı gözüken acil durum valfinin çalışma prensibi; P1 hattından gelen yağ debisi 9 lt/dk altına düştüğü zaman sürgü kapanarak P2 hattı, tank hattından ana direksiyon hattına yönlendirerek taşıt hareket halindeyken hidrolik desteğin devam etmesi sağlanır. P1 hattından gelen yağ ile itilen bilya da düşük debiden dolayı itelemeyecektir ve bilya, kontak parçası ile temas ederek elektrik şeması tamamlanarak uyarı ışığının yanması sağlanacaktır.



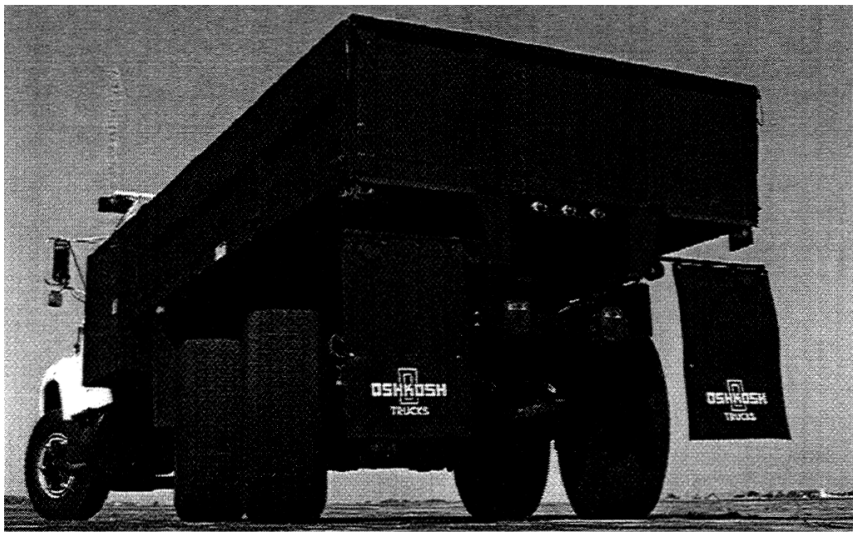
Şekil 2.15 : Direksiyon eforları regülasyonlarını sağlamak için tasarlanan acil durum valf parçası.

2.3 Literatür Araştırması

Taşıt dinamiği, direksiyon sisteminin tasarımına bağımlı önemli bir konu alanıdır. Özellikle ağır ticari taşıtlar gibi uzun ve yüksek taşıtların, yüksek hızlarda kararlı bir şekilde düz gitmesi, virajlarda taşıta etki eden yanal kuvvetlere karşı tepkileri, güvenlik ve konfor açısından dikkat edilmesi gereken durumlardır. Ağır ticari taşıtların direksiyon sistemleri ve taşıt dinamiği etkileri hakkında bu bölümde bilgi verilmektedir.

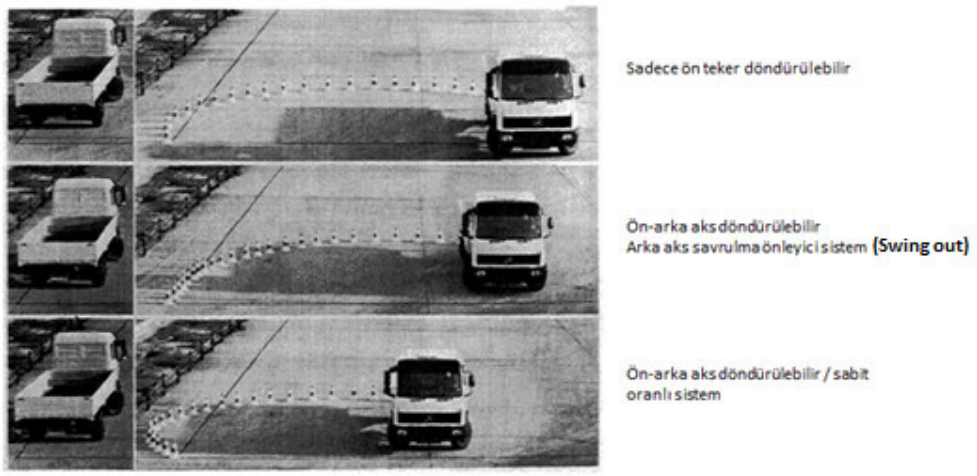
Ağır ticari taşıtlarda direksiyon sistemi hakkında en eski çalışmalardan birisi 1973 yılında John W. Durstine tarafından yazılan kitapta [8], ağır ticari taşıtlarda direksiyon simidinden tekerlere kadar yer alan tüm direksiyon sisteminin parçaları detaylı bir şekilde incelenmiştir. Çalışmanın ilerleyen kısımlarında, anlatılan parçaların taşıtın sürüşüne, dinamiğine, direksiyon sistemi karakteristiğine ve güç destekli direksiyon sistemine etkilerinden bahsedilmiştir. Güç desteksiz ve güç destekli direksiyon sistemlerinden ve karakteristikleri hakkında detaylı açıklamalar yapılan çalışmada, düzgün çalışır bir taşıt direksiyon sistemi oluşturulması için elde edilmek istenen taşıt özellikleri ve dikkat edilmesi gereken tasarım kuralları hakkında bilgi verilerek, geleceğe önemli bir bilgi mirası bırakılmıştır. Çalışmanın son kısmında ise; direksiyon sistemi parçaları, tasarım kurallarına uygun olacak şekilde, numune bir taşıta monte edilmiştir. Bu taşıt ile sürüş denemeleri yapılmış, direksiyon sistemi sıcaklık, basınç, efor değerleri ölçülerek kontroller yapılmıştır.

1995 yılında Duane R. Pillar ve Eric E. Braun tarafından yazılan makalede [9], taşıt dinamiğinin önemli parametrelerinden biri olan taşıtın düşük hızlarda manevra kabiliyetinin arttırılması için ağır ticari taşıtlarda tüm aksların döndürülmesi ile ilgili çalışmalardan bahsedilmiştir. Taşıtın tipine ve aks sayısına göre bilgisayar destekli programlamalar kullanılarak düz gidiş modu, yengeç tipi modu ve koordineli mod şeklinde kullanım koşulları oluşturulmuştur. Bu modların taşıtın hızına veya o an yapılmak istenen manevraya göre, taşıt içerisinden seçilebilir ve yönetilebilir hale getirilebileceğinden bahsedilmiştir. Tabii bu seçeneklerin çalıştırılabilmesi için taşıta, hız sensörü, ön ve arka aks açılarını veren ve direkt olarak king-pin parçasına monte edilen açı sensörleri yerleştirilmesi gerektiği vurgu yapılmaktadır. Ayrıca taşıta, hidrolik sisteminin yönetilmesi için dağıtıcı valf ve arka aksların döndürülmesini sağlamak amacıyla pistonlar yerleştirilmiştir. Çalışmanın sonuç kısmında, Şekil 2.16' da gösterildiği gibi, tüm aksların döndürülebilir sistemi ile taşıtın manevra kabiliyetinde %30 iyileştirme sağlandığı ve ayrıca yengeç tipi mod ile de şehir içinde kullanılan itfaiye, çöp kamyonları, tarımsal alanda kullanılan kamyonların park yeteneklerinin de arttırılabileceği belirtilmiştir.



Şekil 2.16 : Tüm aksları döndürülebilir bir taşıt [9].

Arka aksların döndürülebilirliği hakkında bir diğer çalışma da 1996 yılında H. Pflug, E.C. von Glasner ve R. Povel tarafından yayınlanmıştır [10]. Bu çalışmada da elektronik olarak kontrol edilen ve hidrolik olarak desteklenen sistemin ticari taşıtlara kazandırdığı avantajlardan bahsedilmiştir. Bir önceki makalede de bahsedildiği gibi ve Şekil 2.17' de belirtilen, tüm aksları döndürülebilen sistemin en önemli avantajı olarak; düşük hızlarda taşıtın manevra ve park kabiliyetinin arttırıldığı belirtilmiş, bunun yanında da tüm lastiklerde, dönüşler sırasında meydana gelen sürüklenme kaynaklı aşınmaların azalması, şasi ve süspansiyon parçalarındaki mekanik gerilmelerin azalacağı ve azalan yanal kuvvetler ile karayol asfaltına verilen zarar ve oluşan aşınmaların azalacağı gibi avantajları sıralanmıştır. Ek olarak tüm aksların döndürülebilirliğinin taşıtın dinamiğine katkıları ile ilgili olarak, değişik sürtünme katsayılarına sahip yüzeyler üzerinde frenleme sırasında, tekerlerin dönebilir olması nedeniyle sürücünün, taşıtı kontrolü ve düz konumda yol tutuşu kolaylaşmaktadır.

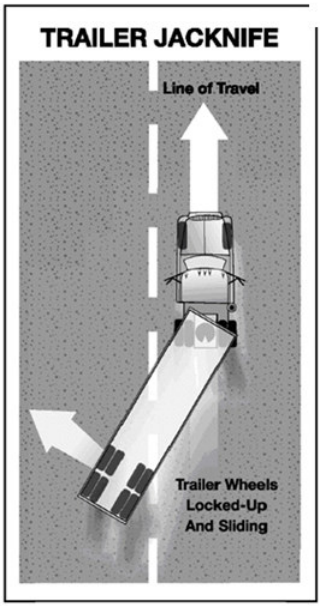


Şekil 2.17 : Tek aks ve çok aks döndürülebilir taşıtların manevralarının karşılaştırılması [10].

Günümüze kadar ağır ticari taşıtların dinamiği hakkında da önemli çalışmalar yayınlanmıştır. Bunlardan bir tanesi 2005 yılında K. Hussain, W. Stein ve A. J. Day tarafından yapılan ve ağır ticari bir taşıtın bilgisayar ortamında modellenerek yol tutuş, direksiyon hakimiyeti ve yalpa kontrolü açısından incelemelerini içeren bir çalışmadır [11]. Modellenen taşıt toplamda 10 tekerlekli 6x4 çekicinin ve 8 tekerlekli treylerin, data ve bilgileri ticari taşıt üretici bir firmadan sağlanmıştır. Model yapısı, yaprak yaylı süspansiyon sistemi, yalpa önleyici stabilizatör çubuğu, tam direksiyon sistemi modeli ve lineer olmayan lastik modeli kullanılmıştır. Taşıt modeline, taşıtın küçük direksiyon simidi hareketleri sırasındaki tepkisini ölçmek amacıyla ISO 3888' e göre şerit değiştirme testi, taşıtın kritik sürüş durumunu ve lastiklerin yer ile temasının kesildiği anı tanımlamak amacıyla yalpa testleri tanımlanmıştır. Ayrıca bu test uygulamaları sırasında taşıtın virajlarda dönme karakteristiği (understeer-oversteer) de incelenmiştir. Çalışmanın sonucunda elde edilen veriler değerlendirildiğinde, ağır ticari taşıtın hangi yanal ivmelerde yalpa ve devrilme sınırlarına geldiği, hangi hızlara ulaşıldığında ve hangi manevralerda yol tutuş ve sürüş kontrolünü kaybettiği hakkında bilgilerin, modele uygulanan testler ile belirlenebildiği gösterilmiştir. Bu sayede, bu model kullanılarak tasarım optimizasyonu yapılabileceği ve ağır ticari taşıtların yüksek hızlarda kaza yapma riskinin azaltılabileceği belirtilmiştir.

Bir taşıtın dinamiği açısından limitlerinin bilincinde olmak, meydana gelen kazaların bir çoğunu engellemek anlamına gelir. Manjurul Islam tarafından 2010 yılında

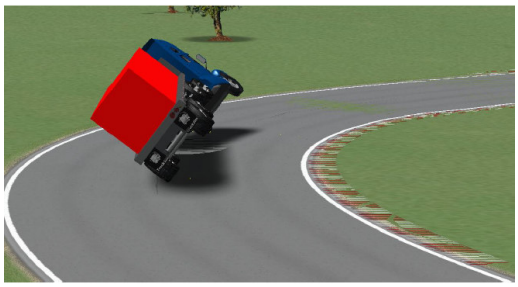
yapılan tez çalışmasında [12], işte bu ana fikirden yola çıkarak, treyler çeken bir uzun yol kamyonunun dinamik karakteristiği incelenmiştir. Bir çekici ve ona bağlı treyler taşıt modelinin incelendiği çalışmada, bu tip bir taşıtın düşük hızlarda yer değiştirme ve manevra kabiliyetinin çok az olmasına ve yüksek hızlarda yanal kuvvetlere karşı çok hassas olmasına dikkat çekilmiştir. Tez çalışmasında belirtilen rakamlara göre de, karayollarında yaşanan kazaların %10' u, çekici taşıtların yüksek hızlardaki kararsız davranışları nedeniyle gerçekleşmektedir. Çekici-treyler tipi taşıtlarda, kararsız davranışlar genel olarak 3 farklı tipte tanımlanabilir; Bunlardan ilki, Şekil 2.18' de görülen, ingilizce literatürde 'jack-knifing' olarak tabir edilen çekici ve treylerin ters biçimde katlanma olayıdır. Çekici ile treyler arasında bağı sağlayan döner mafsalın belli bir açıyı geçmesi sonucunda oluşan bu olay, trafik kazalarının meydana gelmesinde büyük rolü vardır.



Şekil 2.18 : Çekici – treyler bir taşıtta 'Jack-knife' olayı [12].

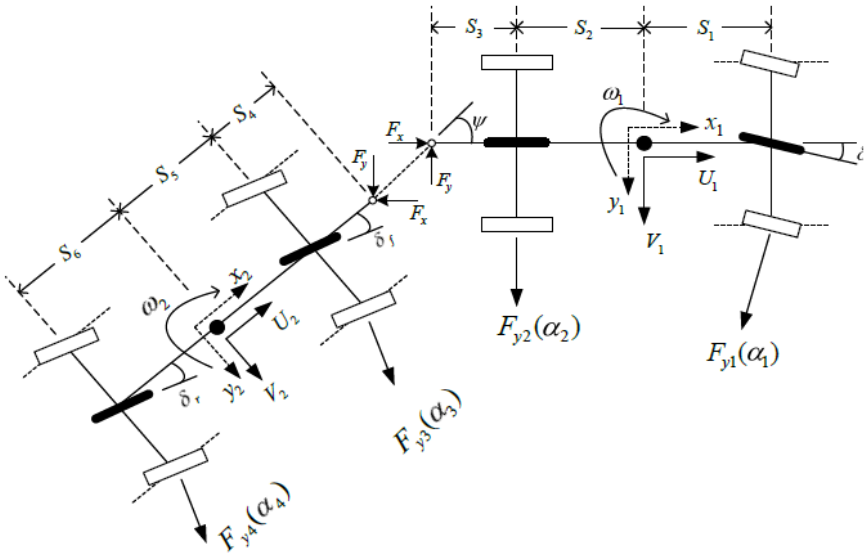
İkinci tip kararsız davranış olarak treylerin, rüzgar ve kararsız direksiyon simidi hareketleri gibi olaylardan dolayı oluşan yanal kuvvetler nedeniyle salınım hareketi yapmasıdır. Bunun sonucunda treylerde oluşan yalpa nedeniyle, çekiciyi de etkileyerek sürücünün kontrolünü kaybetmesine neden olabilir. Taşıtın kontrolünü kaybeden sürücünün kaza yapma ihtimali çok yüksektir. En son olarak da Şekil 2.19' da görülen, taşıtın yüksek hızlarda viraja girmesi nedeniyle, en çok meydana gelme ihtimali olan taşıtın devrilmesi olayıdır. Ağır ticari taşıtların iz genişliği, binek taşıtlara nazaran daha büyük olsa da, ağırlık merkezinin yerden yüksekliğinin fazla

olmasın kaynaklı, taşıtın devrilme eğilimi daha fazla olabilmektedir. İşte bu tarz sürüş tehlikesi yaratan durumları engellemek amacıyla, tez çalışmasında aktif treyler direksiyon (ATS) sistemi hakkında incelemeler yapılmıştır.



Şekil 2.19 : Çekici – treyler bir taşıtın devrilme simülasyonu [12].

ATS sistemi, daha önceden de bahsedildiği gibi, tüm tekerleklerin döndürülmesi ile kamyonlarda sağlanan dinamik avantajları, çekici-treyler taşıtlara da sağlayacak bir sistem olarak düşünülebilir. Şekil 2.20' de modeli görülen bu sistemde, sürücünün taşıtı döndürmek amacıyla direksiyon sistemine vermiş olduğu etki sonucunda, taşıtın hızına, direksiyon çevrim miktarına, yanal ivme miktarı gibi verilere bağlı olarak, treyler aksları döndürülebilmektedir. Bu sayede de, çalışmanın sonuç kısmında da belirtildiği üzere, ATS sistemi yüksek hızlarda yanal etkilerden daha az etkilenerek sürüş kararlılığını ve düşük hızlardaki manevralarda da daha az sürüklenen arka tekerlekler ile ideal bir dönüş eldesi sağlanmaktadır.



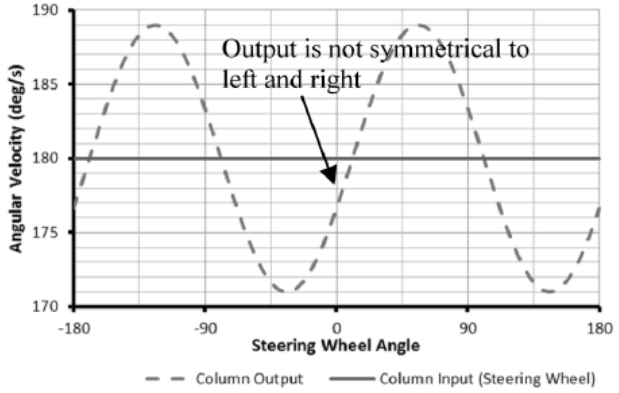
Şekil 2.20 : Çekici – treyler bir taşıtta ATS sistem modeli [12].

Taşıtın yol tutuş ve düz gidilebilirliğini etkileyen bir diğer önemli parametre de, sürücünün direksiyon simidini döndürürken harcadığı eforların lineer ve kararlı bir yapıda olmasıdır. Bu durum direkt olarak taşıtın sürüş kalitesini etkiler. Bu konu hakkında 2012 yılında Guohui Yan' ın yapmış olduğu çalışmada [13], amaç olarak, direksiyon kolonu bağlantı noktalarının ve faz açısının optimize edilerek, sürücünün taşıtı yönlendirmek için harcadığı eforlardaki dalgalanmayı minimum seviyeye indirmek olduğu belirtilmiştir. Bu sayede, taşıtın yol tutuşu ve direksiyon hakimiyeti parametrelerinin iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Direksiyon üst şaftı, direksiyon mili, üst braket, alt braket ve orta şaft gibi elemanlardan oluşan direksiyon kolonu, direksiyon sistemi ve taşıt dinamiği açısından çok önemli bir aktarım mekanizmasıdır. Günümüzde, geometrik ve paket darlığı nedeniyle, bir çok taşıt tipinde artık 2 ya da 3 mafsallı direksiyon kolonu tasarlanmak durumunda kalınmaktadır. Bunun sonucunda da açısal hız ve moment varyasyonunun oluşabilmektedir. İşte bu dalgalanmaları yönetebilmek için bu çalışmada, kullanılan ampirik formüller Matlab programı sayesinde grafiğe dönüştürülerek, değişik faz ve kırılma açılarında incelemeler yapılmıştır.

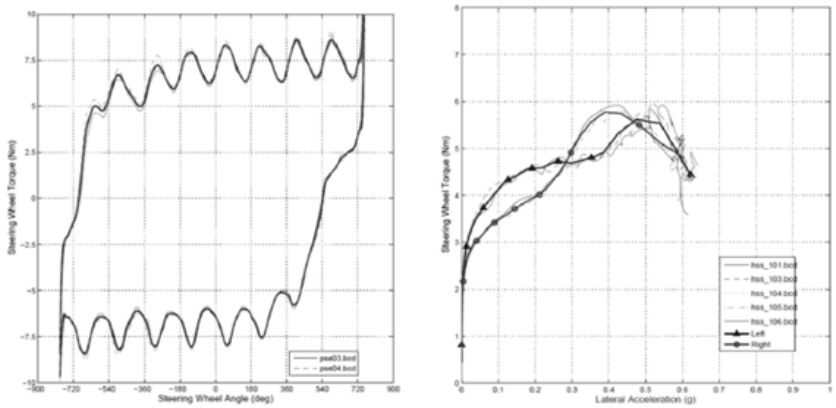
Yine direksiyon kolonunun tasarımı ile ilgili yapılan optimize çalışmalarının taşıtın dinamiğine, sürücü direksiyon hissiyatına ve konforuna, direksiyon hakimiyetine ne kadar etkilediğinin önemini gösteren çalışmalar yapılmıştır. Bunlardan bir tanesi, Gediz Kulaç, Berzah Ozan ve Yahya Öz tarafından 2013 yılında yayınlanan bir makalede [6], direksiyon sisteminin, taşıt dinamiğini etkileyen önemli parametrelerden biri olduğu ve bu sistem içerisindeki parçalarda yapılan tasarımsal değişiklik ve optimizasyon ile daha iyi dinamik karakteristiğe sahip taşıtlar üretilebileceği belirtilmiştir. Optimizasyon çalışmaları kapsamında CAE analizleri, taşıt verifikasyon testleri ve subjektif değerlendirmeleri içermektedir. Direksiyon kolonu, sürücü tarafından gelen etkileri direksiyon kutusuna aktaran direksiyon sisteminin önemli alt parçalarından bir tanesidir. Bu alt parçanın ideal tasarımında aranan özellik; taşıtın sağa ve sola döndürülmesi sırasında, simit açısı, açısal hız ve ele gelen momentin aynı karakterlere sahip olmasıdır. Fakat bazı geometrik kısıtlamalar nedeniyle bu ideal durum yakalanamamaktadır ve bu durumda da dairesel dönüşlerde moment ve açısal değerlerde dalgalanmalar oluşabilmektedir. Çalışmanın amacı da, tasarımsal kısıtlamalar da göz önüne alınarak bu

dalgalanmaları, taşıtın sürüş konforunu etkilemeyecek düzeye getirilmesini sağlamaktır.

Direksiyon kolunu üzerinde kardan mafsalları ve ara miller bulunmaktadır. Direksiyon kolonu üzerinde mesnetlenen kardan mafsallarının birbirlerine göre konumu ve şaftların kırılım açıları, belli bir açısal hız ile direksiyon simidine verilen hareketlerin, değişken ve harmonik tepkiler oluşmasına sebep olabilir. Ayrıca, bu harmonik dalgalanma, her zaman tam olarak sıfır konumunda oluşmamaktadır. Bunun sonucunda da, taşıtın dönüşler sırasındaki tepkisi ve ele gelen tepki momentunun miktarı sağ ve sol dönüşler için farklı olabilmektedir. Aşağıda Şekil 2.21' de, Adams yazılımından elde edilmiştir. Şekil 2.22' de belirtilen veriler ise taşıttan alınan ölçümleri göstermektedir.



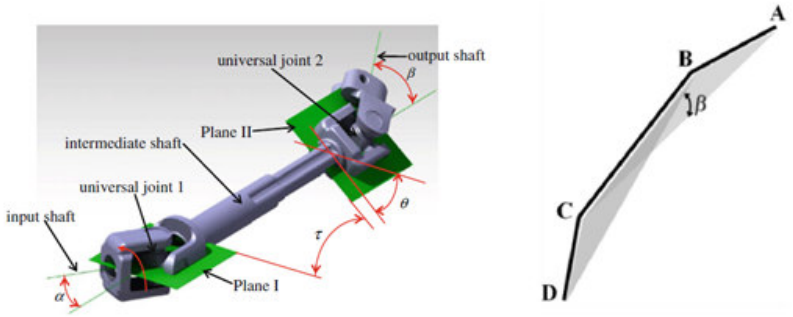
Şekil 2.21 : Direksiyon giriş-çıkış açısal hızındaki dalgalanma miktarı [6].



Şekil 2.22 : Taşıtın direksiyon eforlarının dalgalanması ve lineeritesi [6].

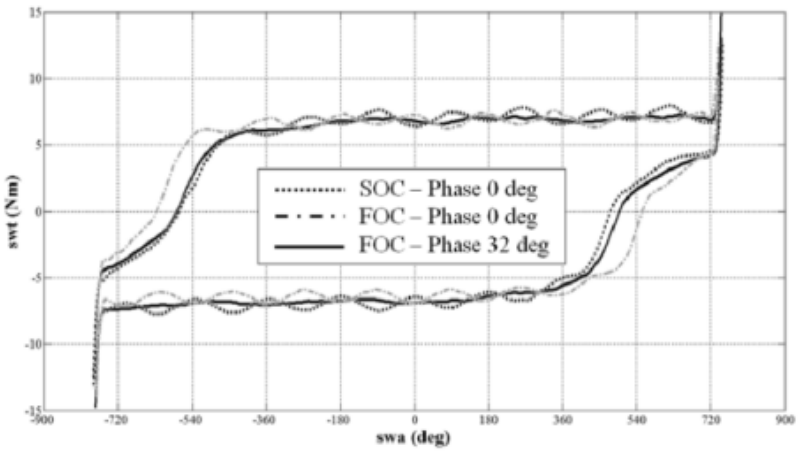
Direksiyon kolonu sisteminde iki önemli açı kavramı vardır; bunlardan ilki, üst mafsalın alt çatal ekseni ile, alt mafsalın üst çatal ekseni arasındaki faz açısı dır (Şekil 2.23). Diğeri önemli açı ise; üst, orta ve alt şaftların eksenleri arasındaki

kırılma açısı dır. Bu açıların değişimi ile çıktı verilerinin dalgalanmaları azaltılabilir ve merkez konuma getirilebilmektedir.



Şekil 2.23 : Direksiyon kolonu faz ve kırılma açıları [13].

Makalenin son kısmında yapılan çalışamada, taşıt üzerinde yapılan testlerden bahsedilmiştir. Bu testler kapsamında; taşıt statik halde iken park eforları, yüksek yanal ivme durumunda direksiyon açısal hızı ve ele gelen moment değerleri ölçülüp Şekil 2.24' deki grafik çizilmiştir. Grafiklerden de görüldüğü üzere, faz açısı 32^{o} olan direksiyon kolonunun moment değerlerindeki dalgalanma minimum seviyede olduğu söylenebilir.

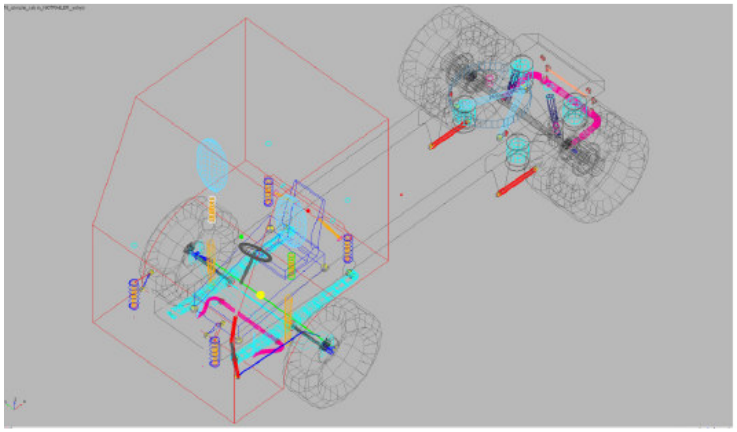


Şekil 2.24 : Farklı faz açılarına sahip direksiyon kolonlarında, direksiyon açısına bağlı direksiyon efor değişimi [6].

2012 yılında, Yahya Oz, Berzah Ozan ve Eren Uyanık tarafından yapılan bir diğer çalışmada ise [14]; Şekil 2.25' te gösterildiği gibi, ağır ticari bir taşıt laboratuvar ortamında K&C (Kinematic and Compliance) testleri uygulanarak direksiyon ve süspansiyon sistemlerinden veriler toplanmıştır. Diğer taraftan laboratuvarda test edilen bu taşıtın, bilgisayar ortamında optimizasyon çalışmalarının yapılabilmesi amacıyla Adams/Car yazılımında bir modeli oluşturulmuştur (Şekil 2.26).



Şekil 2.25 : K&C testleri için hazırlanmış ağır ticari [14].



Şekil 2.26 : Adams/Car yazılımında oluşturulan ağır ticari taşıt modeli [14].

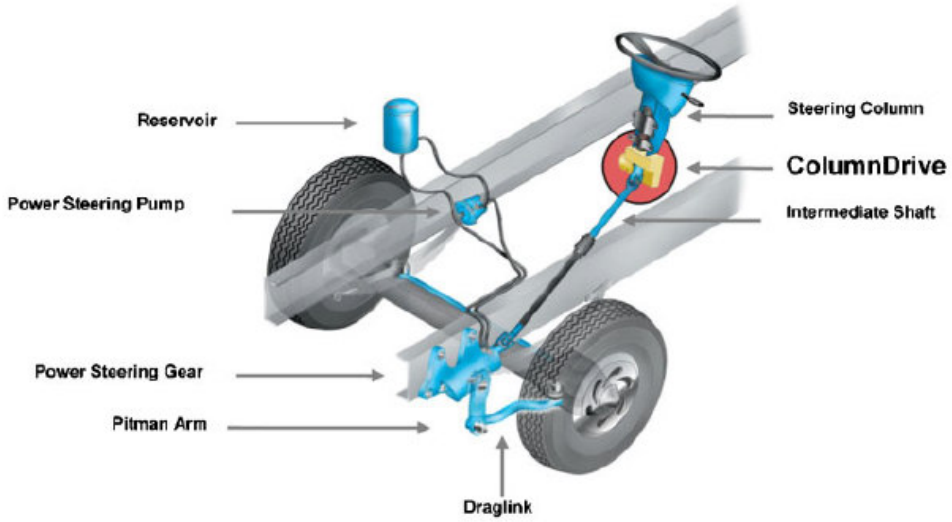
K&C çalışmaları kapsamında taşıtın direksiyon ve süspansiyon sistemlerine etki edecek şekilde laboratuvarda zıplatma, devrilme, direksiyon çevrim oranı, değişken yanal kuvvet altında aksın paralel ve zıt hareket testleri uygulanarak veriler toplanmıştır. Aynı testler, Adams modeli üzerinde de simüle edilerek sonuçlar karşılaştırılmıştır. Amaç olarak, analiz programında elde edilen sonuçlar, taşıt laboratuvar testlerinde elde edilen sonuçlar ile uyumlu olacak şekilde modeli kalibre etmektir. Bu sayede, gerçek taşıt ile uyumlu hale gelen bilgisayar modeli diğer analiz ve simülasyon için taşıttan bağımsız olarak yapılma imkanı sağlanmıştır. Gerçek taşıta tamamen uyumlu hale getirilen model üzerinde, taşıt dinamiğini etkileyen

bump steer, roll steer, ackerman doğruluğu ve maksimum dönüş açısı parametrelerinin inceleme, geliştirme ve optimizasyon çalışmaları yapılmıştır.

Bu çalışmayı yapan ekipten Berzah Ozan, 2013 yılında tamamladığı tez çalışmasında [15], ağır ticari bir çekici taşıtının düz gidilebilirliğini iyileştirmek amacıyla K&C analizlerinden nasıl faydalanıldığından bahsetmiştir. Taşıtta iyi bir düz gidilebilirlik özelliği için, direksiyon ve süspansiyon sisteminin uygun şekilde optimize edilmiş olması gereklidir. Bu yayında, optimizasyon çalışmaları ADAMs/Car yazılımı kullanılarak oluşturulan dinamik model ile yapılmıştır. Ayrıca, elde edilen optimizasyon verileri ile taşıt üzerinde objektif ve subjektif değerlendirmelerle de doğrulanmıştır. Çalışma kapsamında ilk olarak, optimize edilecek referans taşıtların düz gidiş kabiliyeti subjektif ve objektif olarak değerlendirilmiş ve taşıtın düz sürüşü esnasında yapılan toplam direksiyon simidi düzeltmesi belirlenerek, bunun saniye başına değeri saptanmıştır. Daha sonra, ADAMs yazılımında kurulan, direksiyon ve süspansiyon sistemlerinin detayını içeren modelde, çeşitli varyasyonlar denenerek optimizasyon çalışmalarına başlanmıştır. Yazılımda elde edilen modelin, gerçek hayatta bir taşıt üzerinde kullanılabilmesi için, taşıttan alınan veriler ile kontrolü yapılarak gerekli noktalardaki düzeltmelerle gerçek taşıta uyumu sağlanmıştır. Son olarak, gerçek taşıt ile optimize edilen sistem taşıta monte edilerek tekrar referans olarak seçilen taşıtlarla sürüşler yapılmış ve optimize edilen taşıtın düz gidilebilirliğinde ciddi olarak iyileştirme sağlandığı belirtilmiştir.

Ağır ticari taşıtlardaki direksiyon sistemi açısından, gelişen teknoloji ile yenilikçi fikirler ortaya çıkmaya başlamıştır. İşte bunlardan bir tanesi de direksiyon sistemi üreticilerinden olan TRW firmasından D. E. Williams tarafından 2009 yılında yayınlanan makalede [16], ticari bir taşıtın direksiyon kolonuna yerleştirilen bir elektrik motoru sistemi ile, sürücüye iletilen moment hissiyatının iyileştirilerek, taşıtın düz yoldaki kararlığını ve sürüş konforunun arttırılabileceği belirtilmiştir. Sürücünün düz gidişi veya geniş çaptaki virajları dönme sırasında, direksiyon simidini döndürdüğü zaman hissedeceği geri tepki her zaman sürücüye güvenli ve kararlılık hissiyatı verecektir. Fakat hidrolik destekli bir direksiyon sisteminde bu geri tepkiyi istenilen şekilde verebilmek için valf karakteristik eğrisinin başlangıç kısımlarını geniş olacak şekilde tasarlanması gereklidir. Diğer taraftan, bu şekilde geniş bir hidrolik destek karakteristiğine sahip sistemin park eforları da aşırı derecede yükseleceğinden dolayı tercih edilmemektedir. Bu sebeplerden dolayı,

direksiyon kolonu şaftına etki eden bir elektrik motor tasarımı ile istenilen moment tepkisinin iletilebileceği belirtilmiştir. Bu tip tasarımda, ticari taşıtların yüksek tonajları nedeniyle ve tekerlekleri döndürebilmek için, hidrolik destek sistemi taşıt üzerinde kalmalıdır. Şekil 2.27' de, şematik olarak elektrik motoru ile kolondan tahrik edilen direksiyon sistemi görülmektedir.



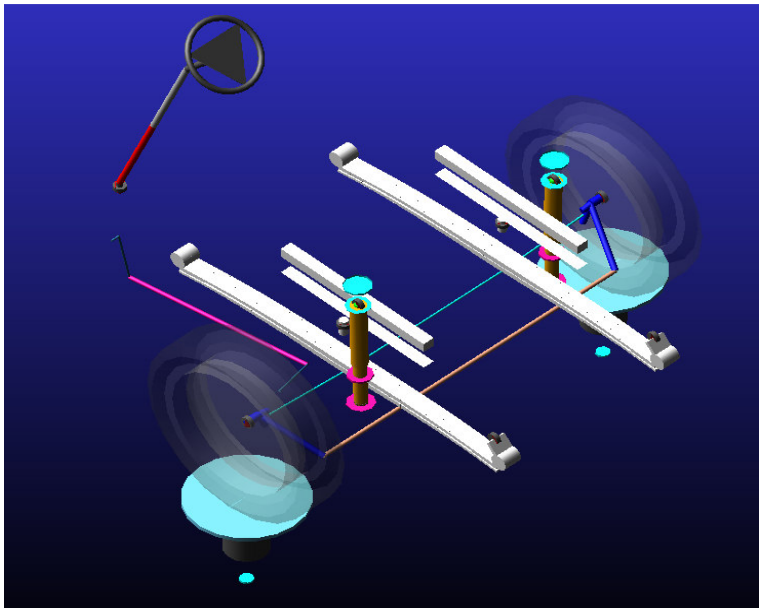
Şekil 2.27 : Direksiyon milinden elektrik motoru ile tahrikli sistemin şeması [16].

Yine TRW şirketinden D. Williams, A. Nhila ve V. Gupta' nın 2013 yılında yayınlanan çalışmalarında [17], direksiyon milinden elektrik motoru ile tahrikli sistemin geliştirilerek, ticari bir taşıtın şeritten ayrılmamasını ve sürekli şeritte kalmasını sağlayabileceğinden bahsedilmiştir. Bu sayede, uzun yol taşımacılığı yapan taşıtların sürücülerinin yorgunluk ve dikkatsizlik gibi nedenlerden dolayı şeritten çıkarak kaza yapma ihtimali azaltılabilir. Çalışmada, taşıtın ön tarafına yerleştirilen bir kamare sensörü ile şerit kontrol ve takibinin yapılması, ayrıca ek olarak taşıtın hız ve yanal ivme bilgilerinin, direksiyon sisteminde bulunan elektrik kontrol ünitesine iletilerek, direksiyon tepkisi ayarlanabilmektedir.

3. ADAMS/CAR YAZILIMI İLE DİREKSİYON SİSTEMİNİN TAŞIT DİNAMİĞİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

3.1 Çalışmanın Amacı

Bu bölümde, ağır ticari bir çekicinin direksiyon ve ön aks süspansiyon sistemi modeli oluşturularak, Adams/Car yazılımı ile dinamik incelenmesi yapılmıştır. Oluşturulan model süspansiyon ve direksiyon sistemi parçalarını ve bağlantı noktalarını içermektedir. Şekil 3.1' de görülen modelde, süspansiyon sistemi; çift katlı makas, her iki tarafa yerleştirilen amortisörler, aks ve anti-roll bar adı verilen stabilitazörden oluşturulmuştur. Modelin direksiyon sistemi ise; direksiyon simidi, 3 parçalı direksiyon mili, değişken çevrim oranlı direksiyon kutusu, pitman kolu, kısa rod, üst kontrol kolu (deve boynu), 2 adet alt kontrol kolları (çolak kolu) ve iki tekerleği birleştiren uzun roddan oluşmaktadır. Bir önceki bölümde, direksiyon sistemi parçaları hakkında detaylı bilgilendirme verilmiştir.



Şekil 3.1 : Adams/Car yazılımında oluşturulan direksiyon ve süspansiyon sistemleri modeli.

Direksiyon sisteminin, taşıt dinamiği karakteristiklerinden bump steer, roll steer, ackerman doğruluğu değişkenlerinin üzerindeki etkisi fazladır. Sistemin parçalarında yapılan küçük bir değişikliğin bile etkileri sürücü tarafından hissedilebilmektedir. Bu bölümde detaylıca incelenecek olan konu; direksiyon sistemi parça ve bağlantı noktalarının değişimlerinin, taşıt dinamiği karakteristiklerini ne şekilde değiştirdiğini, Adams/Car yazılımı kullanılarak etüt edilecektir. Kritik bağlantıların değiştirilmesi sonucunda elde edilen çeşitli grafiklerden yola çıkarak, direksiyon sistemi optimizasyon çalışmalarının nasıl yapıldığı, uygun bağlantı noktalarının belirlenirken nelere dikkat edildiği ve taşıt üzerindeki tasarımsal ve geometrik kısıtlardan bahsedilecektir.

3.2 İncelenen Taşıt Dinamiği Parametreleri ve Uygulanan Simülasyonlar

Adams/Car yazılımında oluşturulan direksiyon ve süspansiyon modeli kullanılarak taşıt dinamiğinin bazı parametreleri hakkında veriler toplanarak optimizasyon çalışmaları yapılabilmektedir. Bu kısımda, direksiyon sistemine bağımlı olarak değişen parametrelerden detaylıca bahsedilerek, bir sonraki kısımda da değişimin etkileri modele koşturulan simülasyonlar sayesinde görülmektedir. Tez kapsamında bilgisayar destekli programlarda incelenecek parametreler bump steer, roll steer ve ackerman hatasıdır.

3.2.1 Bump steer etkisi

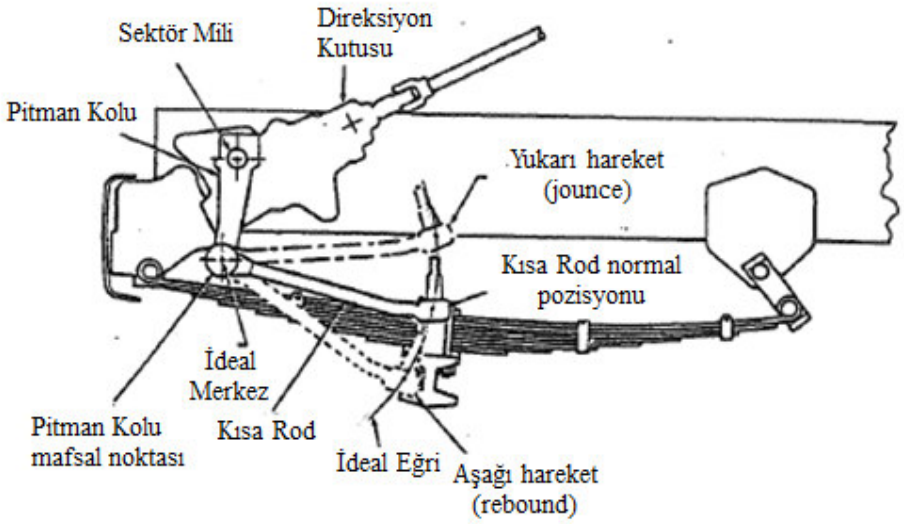
Bump steer etkisi; süspansiyon sisteminin yol koşulları nedeniyle aşağı ve yukarı yönlü hareketleri sonucunda direksiyon sisteminin sağa veya sola yönlenme eğilimidir. Ağır ticari taşıt direksiyon sistemlerinde, yaprak tipi makasların tümsek ve çukurlarda dikey eksende deforme olması nedeniyle, tekerlek merkezinin taşıtın boylamsal ekseni boyunca hareket etmesi sonucu oluşur. İdeal bir sistem eldesi için direksiyon küresel mafsal noktaları, taşıtın ön süspansiyon sistemi ile paralel hareket edecek şekilde konumlandırılmalıdır. Bu sayede süspansiyon sisteminin sıkışma ve gevşeme hareketleri sonucunda direksiyon sistemi ideal bir eğri oluşturarak tekerleklerde sapma gibi bir durum meydana gelmeyecektir. Şekil 3.2’ de örnek olarak veriken ideal bir sistemde, direksiyon mafsallarının ideal noktalara yerleştirilmesi ile elde edilen ideal eğri gösterilmiştir. Fakat bazı dizayn kısıtları nedeniyle sıfır bump steer eldesi çok zor olduğundan dolayı da minimum olacak

şekilde çalışmalar yapılmaktadır. Bump steer etkisini minimum seviyelere çekmek için uyulması gereken bazı dizayn kuralları bulunmaktadır. Bu koşullar;

- Ön aks ön taraftaki makas gözü ile pitman kolu-rod bağlantı noktası x-z koordinatlarında olabildiğince aynı koordinatlarda konumlandırılmalıdır. Bu sayede, süspansiyon sisteminin hareketi sonucu makasların oluşturduğu eğrinin merkezi ile direksiyon sisteminin oluşturduğu eğrinin merkezi aynı konumlarda olacaktır ve paralel bir hareket eğrisi elde edilecektir.

- Makas ön gözü ile makas merkezi arasındaki uzaklık mümkün olduğu kadar fazla olmalıdır. Bu tasarım ile, süspansiyon hareketinin düşey eksende yapacağı hareket sonucunda oluşacak eğrinin yarıçapı büyük olacağından dolayı aksın x eksenindeki yer değişimi daha az olacaktır.

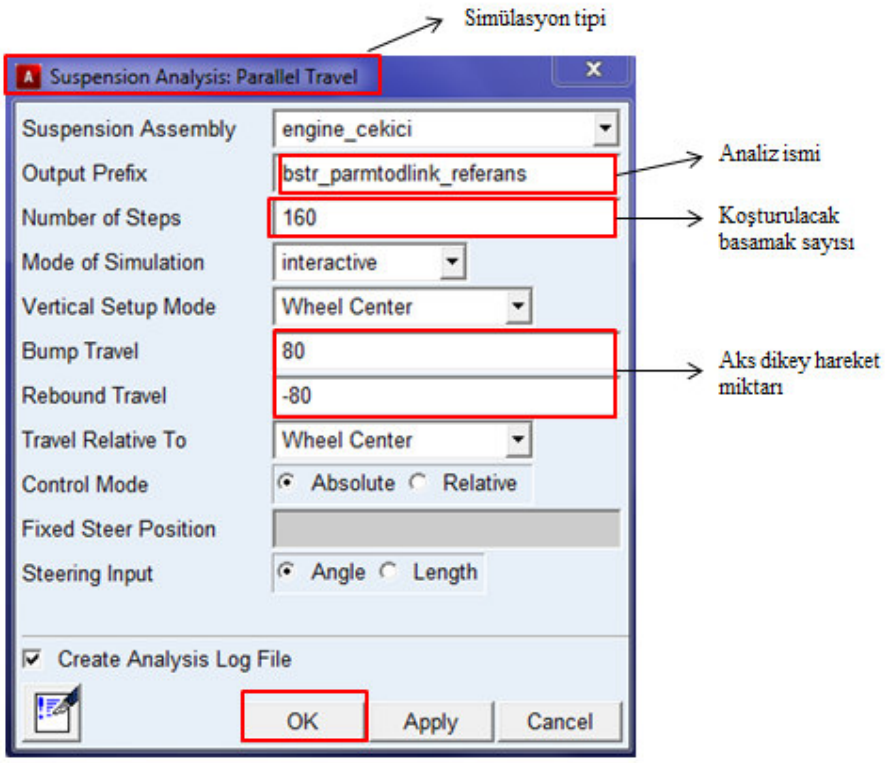
şeklinde sıralanmıştır.



Şekil 3.2 : İdeal bir direksiyon sisteminin süspansiyon sistemine bağımlı hareketi [18].

İdeal bir tasarımın elde edilemediği durumlarda ise taşıtın bump steer etkisi kaçınılmaz olacaktır. Bir taşıtta bump steer etkisinin olması, taşıtın çukurlar ve tümsekler üzerinde geçerken tekerleklerin sapması nedeniyle direksiyon simidinin de sürücüden bağımsız olarak dönmesi anlamına gelmektedir. Sürücünün kontrolünün dışında gerçekleşen bu durum hem sürüş güvenliğinin azalması hem de sürüş konforunda memnuniyetsizlik yaratması ihtimaldir. Bundan dolayı, yeni taşıt

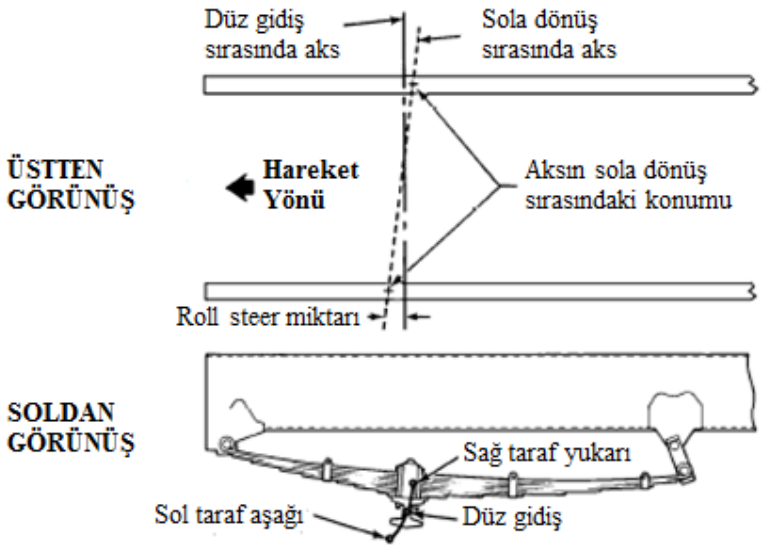
tasarımı aşamasında bu parametre üzerinde detaylı optimazasyon çalışmaları yapılmalıdır. Bu çalışma kapsamında taşıtın bump steer etkisi, Adams/Car yazılımında Şekil 3.3' te gösterildiği gibi 'parallel_travel' simülasyonu koşturularak, aksın belirlenen hareket aralığında, tekerleklerin beraber ve aynı anda aşağı-yukarı hareketi sonucunda, tekerlek açılarındaki değişim incelenmiştir.



Şekil 3.3 : Modelin bump steer etkisinin simülasyon analizi

3.2.2 Roll steer etkisi

Roll steer etkisi, yine aynı şekilde taşıt ön aks süspansiyon sisteminin düşey eksende yaptığı hareketin direksiyon sistemine olan etkisi ile oluşmaktadır. Fakat, bu parametrenin bump steer' den farkı, süspansiyon sisteminin sağ ve sol tarafta birbirine zıt yönde hareketi nedeniyle meydana gelmektedir. Bu durum genelde taşıtın viraj alırken oluşan yz yüzeyinde oluşan moment ile süspansiyon sisteminin bir tarafı genişlerken, diğer tarafının sıkışması sonucunda Şekil 3.4' te gösterildiği gibi aks x ekseni boyunca hareket etmektedir ve bu hareket de direksiyon sistemini etkileyebilmektedir.



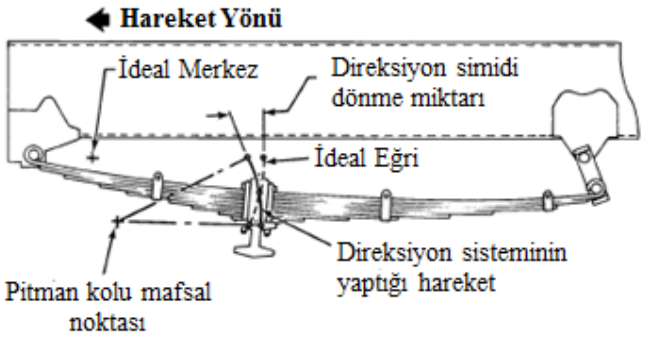
Şekil 3.4 : Dönüş sırasında aksın roll steer etkisi [18].

Bump steer parametresinde olduğu gibi, taşıtta istenilen seviyede roll steer etkisi elde edebilmek için aşağıda belirtilen dizayn kurallarına dikkat edilmelidir. Bu tasarım kuralları sayesinde direksiyon sistemi ile süspansiyon sistemi arasında paralel bir yapı kurulması hedeflendiği için bump steer ile aynı kurallar geçerli olabilir. Fakat yapılan analizler sırasında da görüleceği gibi, bazı durumlarda roll steer ve bump steer etkileri birbirine zıt şekilde değişkenlik gösterebilir. Bundan dolayı iki parametre beraber değerlendirilerek optimizasyon çalışmaları yapılmalıdır. Minimum seviyede bir roll steer etkisi için;

- Ön aks-makas bağlantı noktası ile makas ön gözü arasındaki mesafenin mümkün olduğunca arttırılması gereklidir. Bunu sağlayabilmek için uzun makas da kullanılabilir. Bu sayede, süspansiyon sisteminin z eksendeki hareketlerinin x eksenindeki aks hareketinin azalması sağlanır.
- Tekerlek merkezi ile makas ön gözünün z koordinatı birbirine yakın tutulmalıdır. Bu sayede mümkün olduğu kadar paralel bir yapı oluşturulabilir.
- Ön aks-makas bağlantı noktası ile deve boynu - kısa rod bağlantı noktası mümkün olduğunca aynı ve makasın orta konuma denk gelmelidir. Bunun sağlanması sonucunda da, iki sisteminde oluşturacağı dairesel hareketin başlangıç noktası aynı olacaktır.

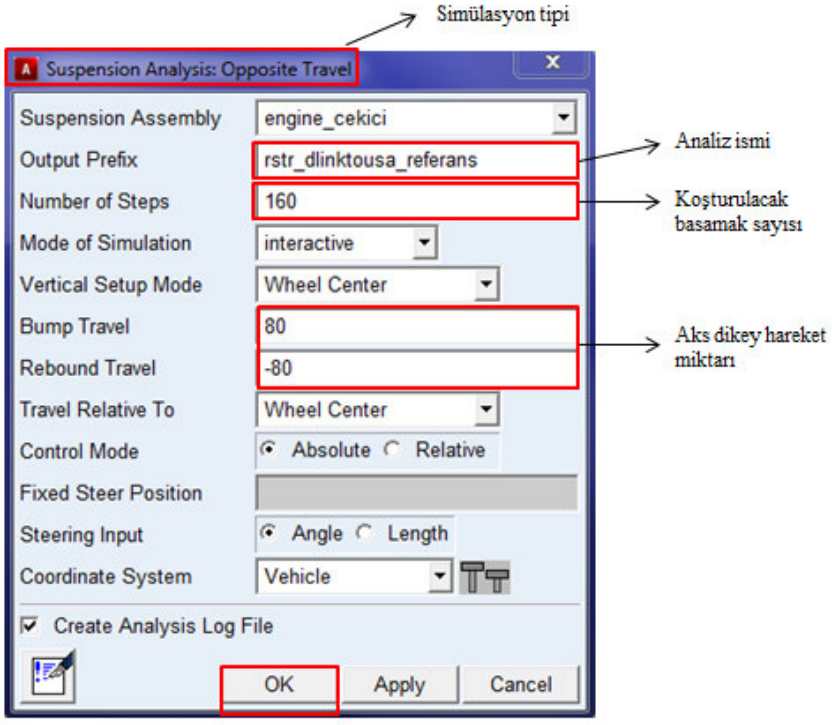
maddeleri mümkün olduğunca sağlanmalıdır.

Hem bump steer hem de roll steer için belirtilen tasarım koşullarının sağlanamaması durumunda, Şekil 3.5' te gösterildiği gibi sistemler birbiri ile uyuşmayan dairesel hareketler oluşturacaktır. Bu hareketler sonucunda da bahsedildiği gibi direksiyon simidi sürücüden bağımsız olarak dönme yapacaktır.



Şekil 3.5 : İdeal olmayan direksiyon sistemi geometrisi [18]

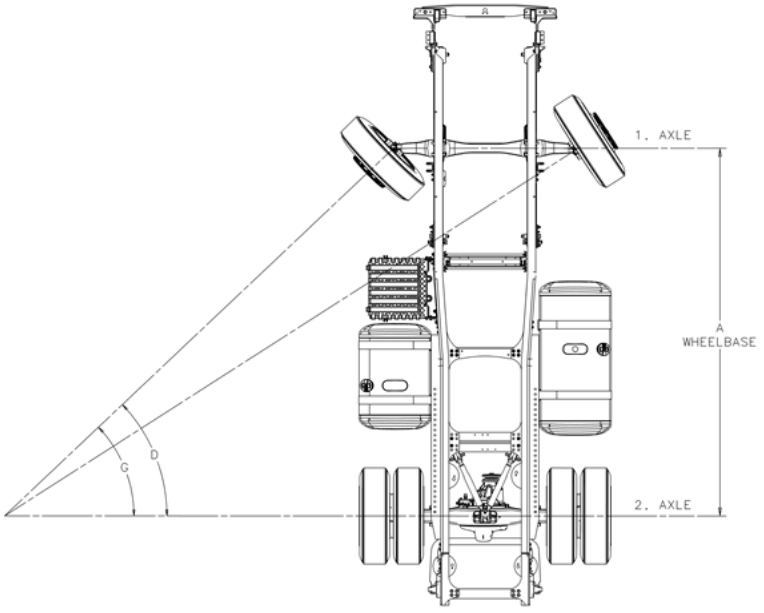
Taşıtın roll steer karekterini incelemek için ise, Adams/Car yazılımında kurulan model ile Şekil 3.6' da gösterildiği gibi 'opposite_travel' simülasyonu koşturularak, yine belirli hareket aralığında fakat bu sefer tekerleklerden biri yukarı diğeri aşağı hareketi sonucunda, tekerlek açılarındaki değişim incelenmiştir.



Şekil 3.6 : Modelin roll steer etkisinin sümülasyon analizi

3.2.3 Ackerman geometrisi

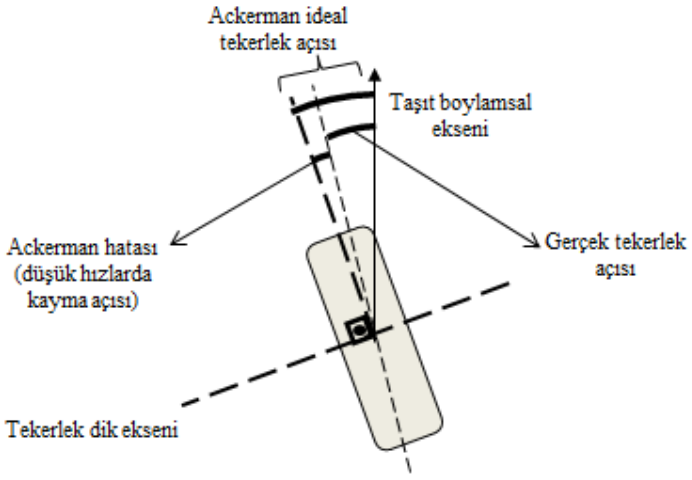
Direksiyon sistemi açısından önemli tasarım maddelerinden biri olan Ackerman geometrisi ile düşük hızlarda ideal bir dönüş ve minimum seviyede lastik aşınması sağlamak hedeflenir. Bir taşıtta ideal bir dönüşü sağlayabilmek için Şekil 3.7' de gösterildiği gibi, döndürülebilen tekerleklere dik olarak çizilen hayali çizgi ile canlı aks merkezinden çizilen hayali eksenlerin bir noktada kesişmesi gerekir. Kesişen bu noktaya ideal ackerman dönüş merkezi adı verilmektedir. Tasarımsal olarak bu kesişmeyi sağlayabilmek amacıyla, direksiyon sistemi alt parçalarından çolak kolu – uzun rod bağlantı noktasında koordinat değişimleri yapılmalıdır. Ağır ticari bir taşıtın ön iç tekerlek maksimum dönüş açıları 35^o ile 50^o arasında değişiklik göstermektedir. Ayrıca, bu tip taşıtlarda regülasyon gereği, min dönme yarıçapı 12,5 m nin altında olmak zorundadır. Alt parçalar tasarlanırken bunlara dikkat edilmelidir.



Şekil 3.7 : 4x2 çekici tipi bir ağır ticari taşıtın ideal ackerman geometrisi

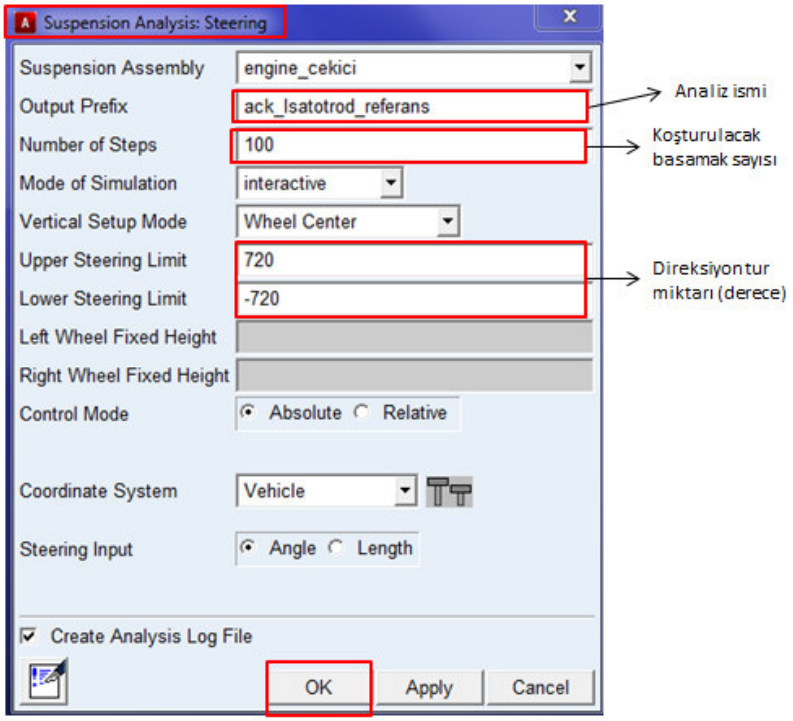
Direksiyon sistemi alt parçalarının, etrafındaki diğer sistemlerin parçaları ile temas etmeyecek şekilde tasarlanması gerekmektedir. Bundan dolayı da bu parçalar, hareketli ve hareketsiz durumlarda kontrol edilerek, belli mesafeler kalacak şekilde tasarlanırla. Bazı durumlarda, bu geometrik kısıtlar nedeniyle, ideal ackerman geometrisi oluşturulamayabilir. İdeal ackerman geometrisinin elde edilemediği durumlarda ise tekerlekler dönmesi gereken ideal tekerlek açılarında dönemeyeceklerdir. İşte bu ideal açı ile tekerleğin gerçek dönme açısı arasındaki

farka ‘Ackerman hatası’ adı verilmektedir. Şekil 3.8’ de ideal ackerman geometrisi sağlanamayan bir taşıtın dış tekerleğinde oluşan ackerman hatası gösterilmiştir. Ackerman hatası ne kadar fazla olursa lastikler o kadar aşınacak ve kullanım ömürleri azalacaktır.



Şekil 3.8 : Tekerlek dönüşü sırasında oluşan ackerman hatası

Adams/Car yazılımında Ackerman hatasını incelemek için Şekil 3.9’ da gösterildiği gibi ‘steering’ adlı simülasyonun koşturulması gereklidir. Süspansiyon simülasyonları arasında olan bu analiz ile, modeli oluşturulan direksiyon sisteminin belli değerlere kadar döndürülmesi sağlanarak taşıtın manevrası simüle edilmektedir. Bu sayede, maksimum açılarda Ackerman hatasının ne düzeyde olduğu ve optimizasyonu imkanı oluşmaktadır.

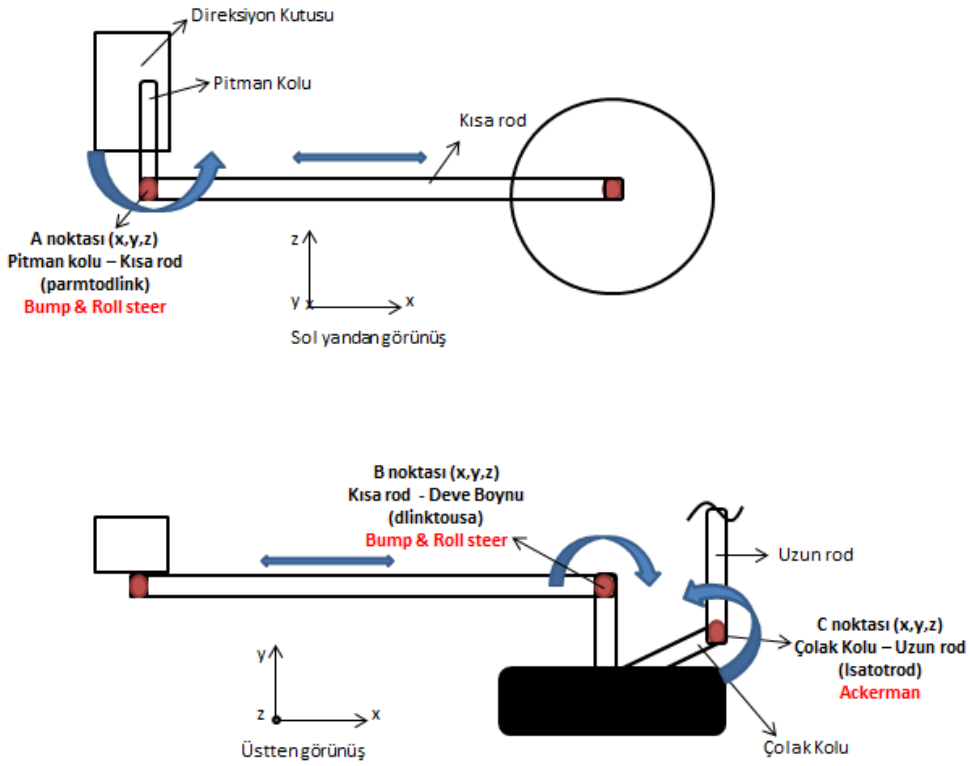


Şekil 3.9 : Modelin ackerman hatası için simülasyon analizi

3.3 İncelenen Direksiyon Sistemi Bağlantı Noktaları ve Analiz Sonuçları

Adams/Car yazılımı ile yapılan çalışmalarda, Şekil 3.10' da gösterildiği gibi, çekici taşıtta bulunan 3 önemli direksiyon bağlantı noktası incelenmiştir;

- Pitman Kolu – Kısa Rod bağlantısı (A noktası)
- Kısa Rod – Deve Boynu bağlantısı (B noktası)
- Çolak Kolu – Uzun Rod bağlantısı (C noktası)

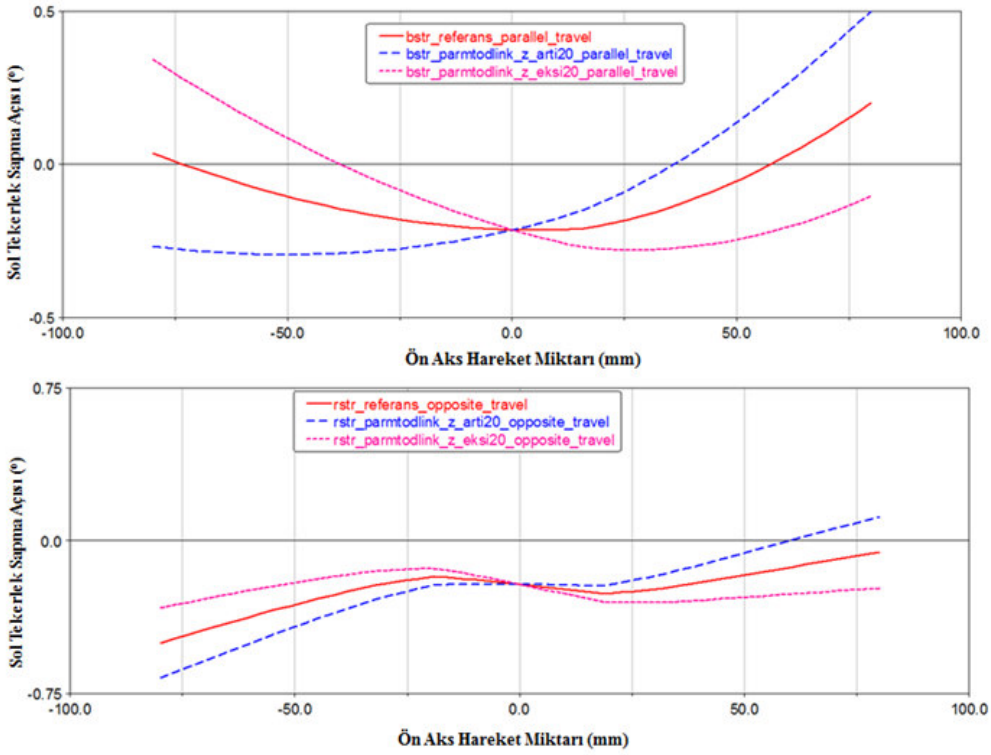


Şekil 3.10 : Çekici bir ağır ticarinin direksiyon sistemi taslağı ve incelenen bağlantı noktaları

3.3.1 Pitman Kolu – Kısa Rod Bağlantısı

Bu bağlantı noktalarından ilk olarak pitman kolu – kısa rod bağlantı noktası, bump steer ve roll steer etkileri bakımından incelenmiştir. İnceleme kapsamında, A noktası x, y ve z eksenleri boyunca, belirli mesafelerle değiştirilerek, model ile Adams/Car yazılımında bulunan süspansiyon analizleri koşturulmuş ve sonuç olarak bump steer ve roll steer etkileri gözlemlenmiştir. Modelin bump steer karakterinin incelenmesi için; iki tekerlek beraber ve belirli mesafelerde yukarı - aşağı hareket ettirilerek tekerlek açılarındaki değişim grafiklere yansıtılmıştır. Bu sayede, taşıt çukur ve tümseklere girdiğinde, aksın maruz kaldığı hareket sümülasyonu canlandırılmıştır. Roll steer karakterini incelemek için de, bir tekerlek aşağıya inerken, diğer tekerlek yukarı çıkarılmıştır. Bu sayede taşıtın dönüşler sırasında aksın maruz kaldığı hareket simüle edilmiştir. Tekerlek açılarındaki değişim, direksiyon mekanik parçaları nedeniyle direkt olarak direksiyon simidinin dönme hareketine sebep olmaktadır ve bu durum da sürücüyü rahatsız eden bir durumdur.

Çalışmada ilk olarak A noktasının z ekseni boyunca, belirlenen referans noktasına göre, 20 mm artı ve eksi yöne doğru kaydırılması sonucunda, modelin sol tekerlek açısının, aks hareketi ile ne kadar değiştiği Şekil 3.11' de gösterilmiştir.

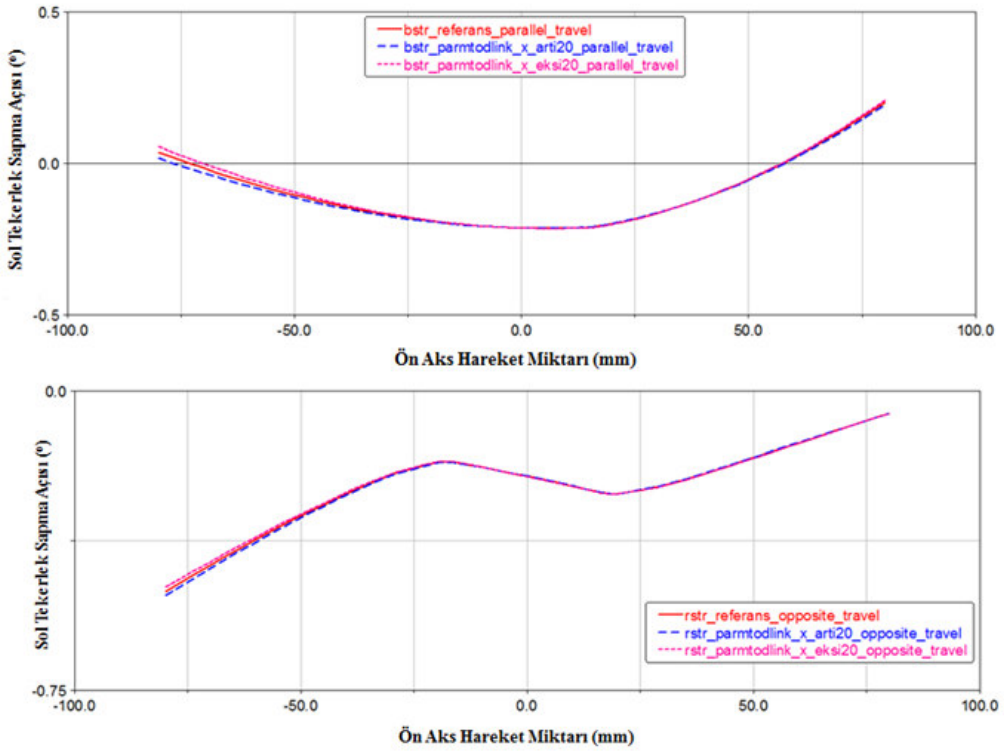


Şekil 3.11 : A noktasının z ekseni boyunca değişiminin bump – roll steer etkileri

Şekil 3.11' in üst kısmında, A noktası değişiminin bump steer etkisi, alt kısmında da roll steer etkisi gösterilmiştir. Ön aks merkez pozisyonda iken, grafikte de görüldüğü üzere tekerleklerin sahip olduğu bir ilk açı söz konusudur. Bunun nedeni de; ön düzen ayarı sırasında taşıta verilen toe in değeridir. Sıfır konumdaki bu ilk açı bundan sonra yapılacak tüm analiz sonuçlarında görülecektir. İlk olarak, A noktasının z eksenindeki değişiminin bump steer üzerindeki etkisinin fazla olduğu dikkat çekmektedir. Üst kısımdaki şekilden görüleceği gibi, A noktasını +z yönünde kaydırırak, yani pitman kolu parçası kısaltıldığında, ön aks dikey hareketi ile sol tekerleğin sapma açısı artış göstermektedir. Fakat, roll steer analizlerinde +z deki artışın tam tersi etkilediği görülmektedir. Tekerlek sapma açısı miktarı bump steer kadar olmasa da, z deki artış sol tekerlek sapma açısını azaltarak taşıtın roll steer karakteristiğinin iyileşmesini sağlamaktadır. Bu tarz ters etkili durumlarda, hem bump steer hem de roll steer değerlerinin minimum olabileceği optimize bir

koordinat belirlenmelidir. Daha önceki kısımlarda bahsedildiği gibi bu optimize koordinat için, pitman kolu – kısa rod bağlantısının, makas ön gözüne z ekseni koordinatlarında olabildiğince yakın olması hem bump steer hem de roll steer karakteristiklerinin minimum olması için dikkat edilmesi gereken bir etmendir.

A noktasını bir sonraki aşama olarak x ekseni boyunca kaydırarak, modelin bump steer ve roll steer karakteristikleri Şekil 3.12' de incelenmiştir. A referans noktası x ekseni boyunca artı ve eksi 20 mm yer değiştirilerek paralel ve ters hareket süspansiyon simülasyonları koşturulmuştur.

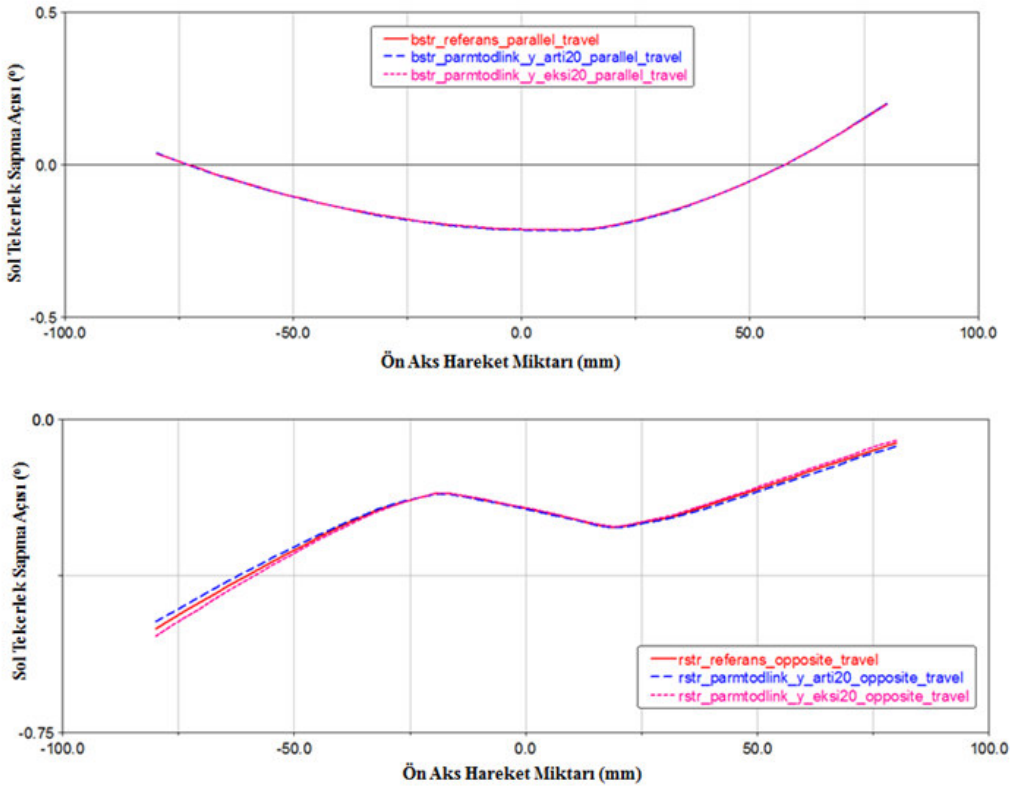


Şekil 3.12 : A noktasının x ekseni boyunca değişiminin bump – roll steer etkileri

Şekil 3.12' nin üst kısmında, A noktasının x ekseni boyunca değişiminin bump steer karakteristiğine olan etkisi, alt kısmında da roll steer karakteristiğine etkisi görülmektedir. Elde edilen karşılaştırmalı sonuçlardan da anlaşılacağı üzere, A noktasının x ekseni boyunca koordinat değişimi tekerlek açılarının değişimine etkisi çok azdır. Bu nedenle de taşıtın bump steer ve roll steer etkisinde bir değişiklik beklenilmemektedir.

A noktasının, y ekseni boyunca arti ve eksi 20 mm değiştirilmesi sonucunda, taşıtın bump steer ve roll steer etkileri Şekil 3.13' te gözlemlenmiştir. Analizler sonucunda

A noktasını y ekseni boyunca 20 mm değiştirmenin, süspansiyon hareketleri nedeniyle tekerlek açılarının değişmesine etkisinin çok az olduğu anlaşılabilmektedir. Belki daha büyük miktarlarda yer değişikliği gitgide artan bir tekerelek sapma açı değişimine neden olabilir fakat, ağır ticari taşıttaki A noktasının etrafındaki diğer parçalar nedeniyle 20 mm yer değişikliği ile sınırlı kalacağı bir gerçektir.



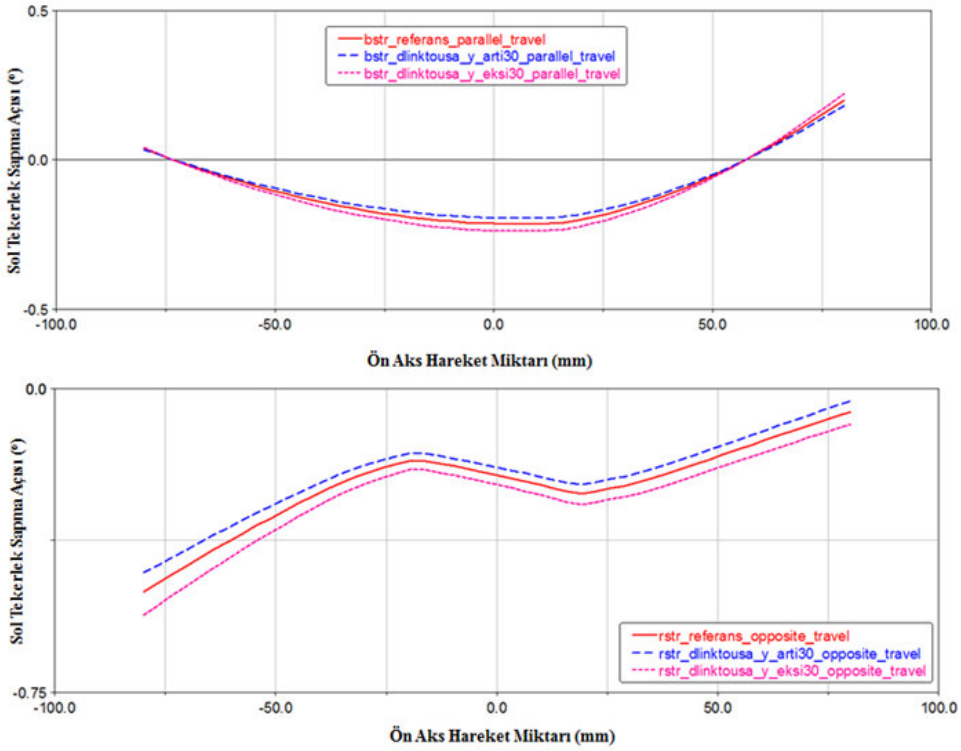
Şekil 3.13 : A noktasının y ekseni boyunca değişiminin bump – roll steer etkileri

A noktasının x ve y ekseni boyunca yer değiştirmesi, fakat bu değişikliğin bump steer ve roll steer etkilerinin çok az olmasının nedeni olarak, aksın hareketi ile yaprak makas ile direksiyon çekici rodunun taradığı hayali dairesel çizginin biribirine olan paralelliğinin değişmemesidir. Fakat, A noktasının z eksenindeki değişimi, direksiyon çekici rodunun taradığı hayali dairesel eksenin merkezini değiştireceğinden ötürü, süspansiyon hareketleri ile tekerlek sapma açıları değişiklik gösterecektir.

3.3.2 Kısa Rod – Deve Boynu Bağlantısı

Çalışmanın devam eden kısmında kısa rod – deve boynu (direksiyon üst kontrol kolu) bağlantı noktası detaylıca incelenecektir. Bundan sonraki kısımda kısa rod – deve boynu bağlantı noktasından B noktası olarak bahsedilecektir. Bu çalışma kapsamında da, A noktasında yapılan değişikliklerin aynısı bu noktaya da uygulanarak, B noktasının x, y ve z eksenleri boyunca koordinatlarının değiştirilmesi sonucunda taşıtın bump steer ve roll steer karakteristikleri incelenecektir. Bu sayede, hangi eksendeki tasarım değişikliklerinin, bump steer ve roll steer karakteristiklerine ne kadar etkilediğine dikkat çekilmeye çalışılarak, temel bir dizayn hakkında bilgi verilebilecektir.

İlk olarak B noktasının y ekseni boyunca, referans noktasına göre arti ve eksi 30 mm kaydırılması ile bump steer ve roll steer etkilerini Şekil 3.14' teki grafiklerde görülebilir. 30 mm yer değişikliğinin nedeni, o bölgedeki diğer parçaların birbirine yakın olmasıdır, daha fazla yer değişikliği uygun olmayacaktır. Ayrıca, deve boynu parçasının kısaltılması, tekerleği döndürecek moment kolunun küçülmesi anlamına geldiği için, direksiyon kutusundan gerekli moment değeri büyüyecek ve direksiyon sistemi basınçları kısa sürede artarak maksimum basınç seviyesine ulaşacaktır. Bu da sistemin içerisinde dolaşan hidroliğin sıcaklığını arttırarak, içerdeki sızdırmazlık elemanlarının zarar görmesine neden olabilir. Bundan dolayı, tek başına deve boynu parçasının gereğinden fazla şekilde kısaltılmaması gereklidir.

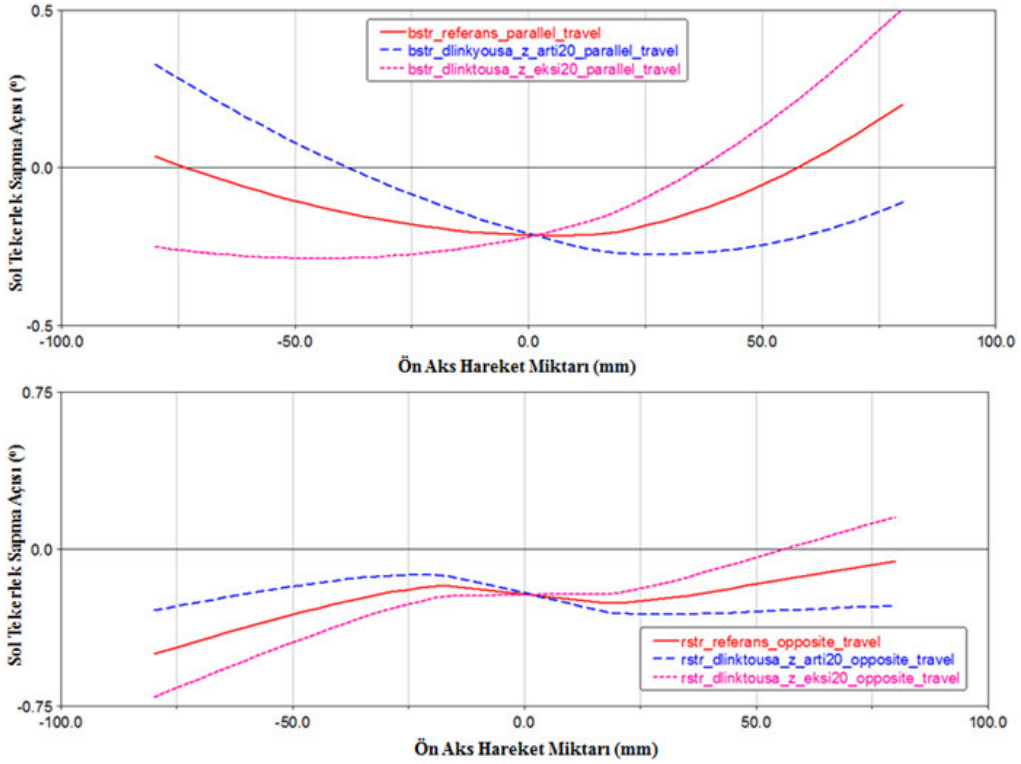


Şekil 3.14 : B noktasının y ekseni boyunca değişiminin bump – roll steer etkileri

Yukarıdaki Şekil 3.14' te görüleceği gibi, B noktasının y eksenindeki değişimi, süspansiyon hareketleri sonucunda oluşan tekerlek sapma açısının değişimine olan etkisi çok azdır. B noktasının y ekseni boyunca 30 mm kaydırılması, tekerlek sapma açısında yaklaşık 0.1^{o} lik bir değişime neden olmaktadır. Bu değişimin az olmasının nedeni olarak, aksın aşağı-yukarı hareketi ile makasların taradığı dairesel eksen ile direksiyon rodunun taradığı dairesel eksenin paralelliği, B noktasının 30 mm kaydırılmasıyla çok az değişmesidir. B noktası 30 mm yerine daha fazla yer değiştirilseydi, bu paralellik bozularak tekerlek sapma açısı artabilirdi, fakat ağır ticari taşıtın o bölgedeki çevre parçaların konumu düşünülerek, fazla yer değişikliği söz konusu edilememektedir. Elde edilen analiz sonuçlarına göre, +y yönünde yani deve boynunun uzatıldığı tasarım halinde, bu taşıtın bump steer ve roll steer karakteristikleri az da olsa iyileşmektedir.

A noktasında olduğu gibi, B noktasının da z ekseni boyunca değişimi sonucunda da taşıt tekerleklerinin sapma açıları, diğer koordinatlara nazaran, daha çok etkilenmektedir. Aşağıdaki Şekil 3.15' te belirtilen grafiklerden de görüleceği üzere,

B referans noktasının z ekseninde artı ve eksi 20 mm yer değişikliği sonucunda taşıtın bump steer ve roll steer karakteristiğine etkileri etüt edilmiştir.

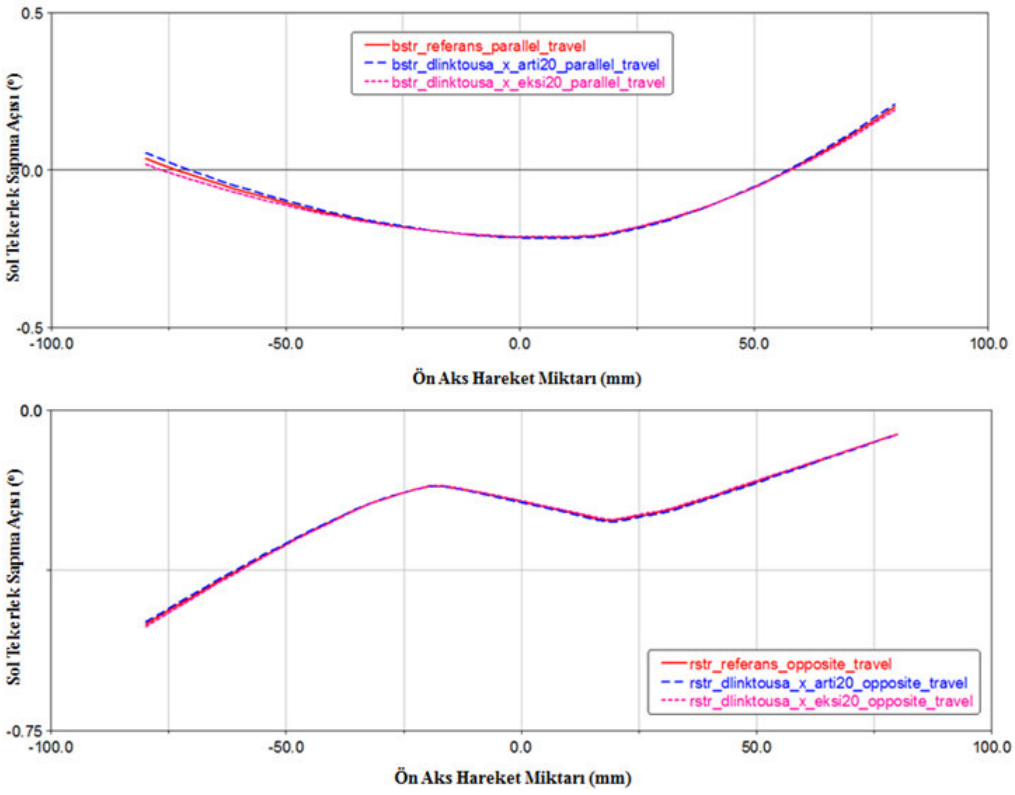


Şekil 3.15 : B noktasının z ekseni boyunca değişiminin bump – roll steer etkileri

Şekil 3.15 'e göre, deve boynu parçasının, B noktasının z ekseninde daha aşağıda olacak şekilde kıvrımlı bir yapı ile tasarlanması, aksın aşağı-yukarı hareketlerinde, direksiyon sistemi parçalarının süspansiyon sistemi ile uyumsuz hareketi oluşmakta ve bunun sonucunda da özellikle tekerleklerin ters yönde hareketleri sırasında tekerlek açısal değişimleri artmaktadır ve bu da roll steer karakteristiğini kötüleşmektedir. Diğer taraftan, B noktasının +z deki koordinat değişikliği taşıtın roll steer karakteristiğini iyileştirse de bump steer üzerinde olumsuz bir etkiye neden olmaktadır. Sonuç olarak, bu büyük değişimlerden dolayı temel tasarım aşamasında B noktası belirlenirken, z koordinatının optimizasyonu önem kazanmaktadır ve daha önceden belirtildiği gibi, aks ile makasın birleştiği koordinata yakın olmasına dikkat edilmelidir.

B noktasının son olarak incelenecek kriteri olan x eksenin değişimi ile taşıtın bump steer ve roll steer parametrelerinin ne kadar etkilendiğini Şekil 3.16' da gösterilmiştir. Referans noktasından, artı ve eksi 20 mm kaydırılarak elde edilen yeni

noktaların, süspansiyon analizleri sonucunda ön süspansiyon sisteminin paralel ve zıt hareketleri sonucunda tekerlek sapma değerleri değerlendirilmiştir. Grafiklerden de görüleceği üzere sonuç olarak, x ekseni boyunca değişimin, tekerlek sapma açılarını çok az değiştirdiği görülmüş ve bu sayede bump – roll steer etkilerinin minimum olduğu yorumu yapılabilir.



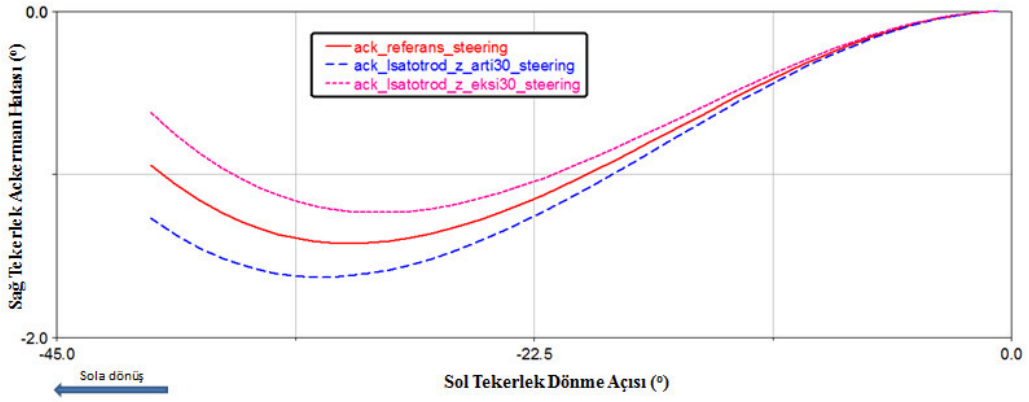
Şekil 3.16 : B noktasının x ekseni boyunca değişiminin bump – roll steer etkileri

Ağır ticari taşıtlarda B noktasının konumlandığı alanı düşünürsek, x eksenin boyunca değişimi 20 mm den daha fazla olabilirdi. Fakat B noktasının bir parçası olan kısa rod ekseni, makas eksenine olabildiğince paralel olduğu sürece x eksenindeki koordinat değişimi, aksın dikey hareketi sonucu süspansiyon ve direksiyon sistemi parçalarının oluşturduğu dairesel eksenin paralelliği çok fazla bozulmayacaktır. Bundan dolayı, B noktasının x koordinatı 20 mm yerine çevresel parçaların izin verdiği şekilde 70 mm kaydırılması durumunda, yine bump ve roll steer etkileri minimum seviyelerde olacaktır. Diğer taraftan, B noktasının 70 mm x ekseni boyunca kaydırılması, direksiyon simidi tur açıları arasındaki simetriği etkileyecektir.

3.3.3 Çolak Kolu – Uzun Rod bağlantısı

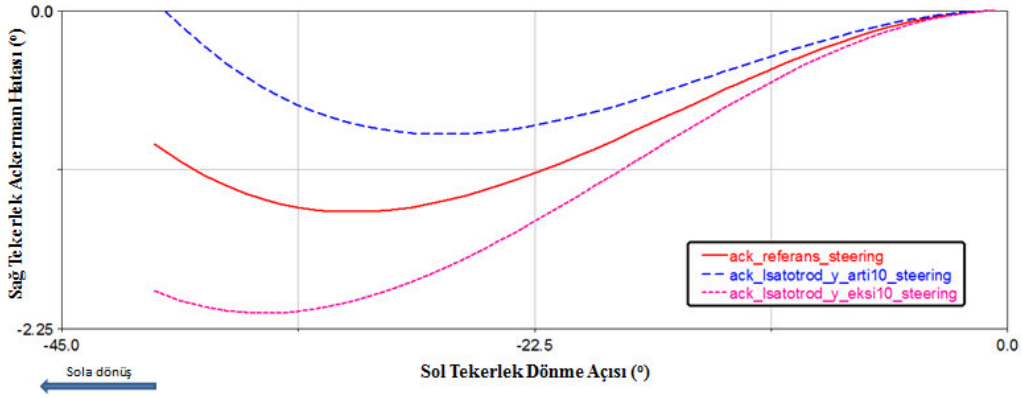
Bu bölümün son kısmında, taşıt dinamiği parametrelerinden biri olan Ackerman hata miktarını etkileyen direksiyon sistemi parça bağlantı noktaları incelenecektir. Ayrıca, Ackerman hatasını etkileyen bir diğer önemli parametre olan 1. aks ile canlı dingil arasındaki mesafe (wheelbase) de inceleme kriterleri arasındadır. İlk olarak, C noktası olarak tabir edilen çolak kolu (direksiyon alt kontrol kolu) – uzun rod bağlantı noktasının x, y ve z ekseni boyunca değişiminin ackerman hata değerini ne kadar değiştirdiği incelenmiştir. C noktasının değişiminin ackerman hatasını değiştirmesinin sebebi; sağ-sol tekerlekler arasındaki bağlantıyı sağlayan uzun rod ve çolak kol parçalarının bağlantı koordinatlarının değişmesiyle beraber, tekerleklerin birbirlerine göre dönme açıları değişmekte ve bu da Ackerman prensibini etkilemektedir.

Analiz çalışmasına C noktasının z ekseni boyunca değişimi sonucunda Ackerman hatasının ne kadar değiştiğini incelenerek başlanmıştır. Şekil 3.17' de görüleceği gibi, C referans noktasının z ekseninde arti ve eksi 30 mm değişimi sonucunda, üstteki grafikte modelin sola dönüşü sırasında ortaya çıkan Ackerman hatası değişimi ve alttaki grafikte de sağ-sol tekerlek açısı değişimleri görülmektedir. Sağ ve sol Ackerman hata değerleri simetriktir. 30 mm lik koordinat değişimi sonucunda Ackerman hatasında, referans değerinden %50 değerinde bir değişim gerçekleşmektedir. Ackerman hata değerindeki bu kadarlık bir değişime neden olan tekerlek açısı değişimi ise alttaki grafikte gösterildiği gibi %1 kadardır. Bu analiz sonucundan, sol-sağ tekerlek açı değişiminin Ackerman hatası üzerinde ne kadar büyük bir etkiye sahip olduğu anlaşılmaktadır.



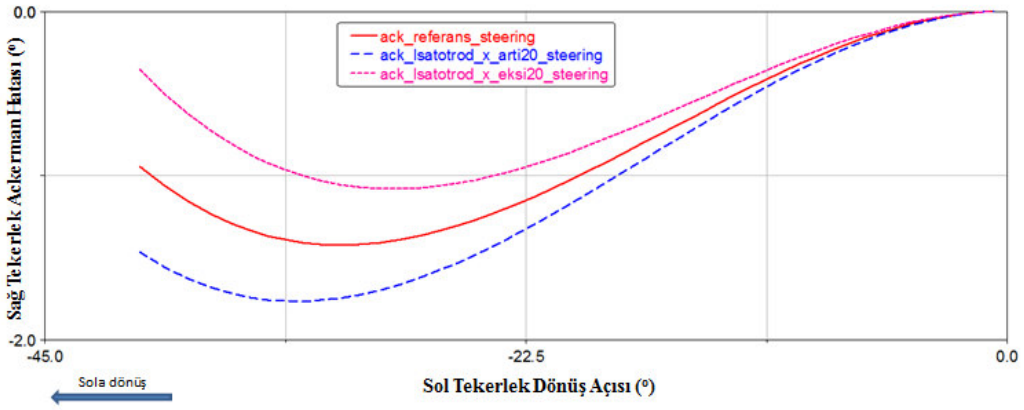
Şekil 3.17 : C noktasının z ekseni boyunca değişiminin ackerman hatası etkileri

İkinci işlem olarak C noktasını y ekseni boyunca yer değiştirerek, taşıtın ackerman değerine etkisi incelenmiştir. Yapılan denemeler sonucunda, C noktasının y ekseni boyunca değişiminin Ackerman hatasını büyük oranda etkilediği gözlemlenmiştir. Bundan dolayı, C noktasının yer değiştirme miktarı artı ve eksi yönde 10 mm olarak belirlenmiştir ve bu değişim ile Ackerman hata miktarı 0.6^{o}-0.7^{o} miktarında etkilenmektedir. Yine, yukarıda da bahsedildiği üzere, modele süspansiyon analizlerinden 'steering' analizi uygulanarak Şekil 3.18' deki grafik elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, C noktası artı y yönünde yani taşıtın merkezine doğru kaydırıldığında ackerman hatası azalacak şekilde eğilim göstermektedir. Fakat pratikte talep edilen, taşıtın maksimum açılarına doğru Ackerman hatasının olabildiğince sıfır değerine yakın olmasıdır. Bu sayede, düşük hızlarda yapılan yüksek manevralarda lastik aşınması minumum seviyede tutalabilmektedir. Sonuç olarak, C noktasının y ekseni üzerindeki değişimi sol ve sağ tekerlek dönüş açılarına etkisi büyük olduğu için, bu koordinat belirlenirken hassas bir optimizasyon çalışması yapılmalıdır.



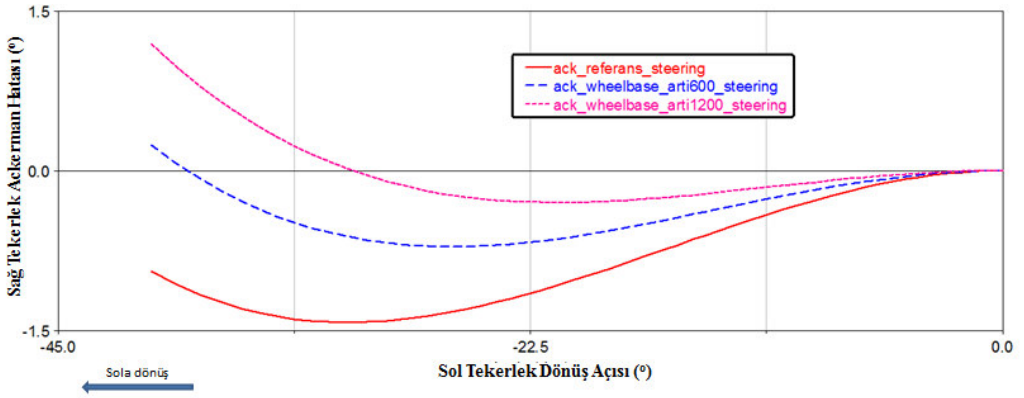
Şekil 3.18 : C noktasının y ekseni boyunca değişiminin ackerman hatası etkileri

Son olarak C noktasının x ekseninde kaydırılması ile Ackerman hatasına olan etkisi incelenmiştir. Bu denemede, x eksenindeki değişimin Ackerman hatasına olan etkisinin de küçümsenmeyecek kadar büyük olduğu, fakat y eksenindeki değişim kadar olmadığı yorumu yapılabilir. Bundan dolayı, C noktasını x ekseni boyunca artı ve eksi 20 mm yer değiştirerek analizler yapılmıştır. Sonuç olarak Şekil 3.19' da görüleceği gibi, C noktasının x eksenindeki 20 mm lik değişimi Ackerman hatasını yaklaşık 0.5^{o} etkilemektedir.



Şekil 3.19 : C noktasının x ekseni boyunca değişiminin ackerman hatası etkileri

C noktası ile yapılan çalışmalara ek olarak, Ackerman hata değeri için bir diğer önemli parametre de 'wheelbase' olarak adlandırılan taşıtın 1. Aksı ile tahrik alan aksı arasında mesafedir. Son çalışmada taşıtın wheelbase değerinin değişiminin Ackerman hata değerine ne kadarlık bir etki yaptığı Adams/Car ile incelenecektir. Burada referans modelin wheelbase değerine 600 ve 1200 mm ekleyerek, Ackerman hatasındaki değişim gözlemlenmiştir. Şekil 3.20' de görüleceği üzere, 3 farklı wheelbase değerinin Ackerman hata değerleri de birbirinden farklıdır. 600 mm lik bir wheelbase değişimi yaklaşık 1^{o} lik bir Ackerman hatası değişimine neden olmaktadır. Buradan çıkarılacak sonuç, bir çok wheelbase değerine sahip ağır ticari taşıtlarda C noktası belirlenirken, wheelbase değerinin Ackerman hatasına etkisi gözönüne alınarak C noktası çeşitliliğin azaltılması ve parçaların ona göre daha az sayıda ayrımlaştırılması sağlanabilir.



Şekil 3.20 : Taşıt wheelbase değişiminin ackerman hatası etkileri

Tüm analizlerin tamamlanması ile beraber, elde edilen sonuçların daha iyi anlaşılabilir hale getirilmesi amacıyla Çizelge 3.1 oluşturulmuştur. Bu çizelgenin

oluşturulmasının sebebi, yapılan bir çok analiz sonucunda, direksiyon sistemi bağlantı noktalarını temsil eden A-B-C noktalarının, x,y,z eksenleri boyunca koordinat değişimlerinin, taşıt dinamiği karakterlerinden bump steer, roll steer ve ackerman değerlerine ne kadar etki ettiğini özetlemektir. Eğer koordinat değişikliği sonucu karakterlerde bir değişim gözlenmemiş ise 'o', değişiklik incelenen karakteristiği kötüleştiriyor ise '-' ve değişiklik incelenen karakteristiği iyileştiriyor ise '+' terimleri ile notlandırma yapılmıştır.

Çizelge 3.1 : Bump-Roll Steer ve Ackerman hatası etkileri

		x			y			z		
A (parmtodlink) bump - roll steer	Değişim miktarı (mm)	-20	REFERANS	+20	-20	REFERANS	+20	-20	REFERANS	+20
	Bump steer etkisi	o		o	o		o	-		+
	Roll steer etkisi	o		o	o		o	+		-
B (dlinktousa) bump - roll steer	Değişim miktarı (mm)	-20		+20	-30		+30	-20		+20
	Bump steer etkisi	o		o	o		o	+		-
	Roll steer etkisi	o		o	o		o	-		+
C (lsatotrod) Ackerman	Değişim miktarı (mm)	-20		+20	-10		+10	-30		+30
	Ackerman Hatası	+		-	-		+	+		-

Ağır ticari bir taşıtta, bump steer ve roll steer etkilerini minimum seviyede tutmak için önemli olan dizayn parametrelerinden bir tanesi, direksiyon sistemi ile süspansiyon sistemi linkleri arasında paralel bir geometri oluşturmaktır. Bu paralel geometrik yapının oluşturulması ile aksın yapacağı dikey hareketler sonucunda, süspansiyon yaprak makasları ile direksiyon kısa rodunun oluşturduğu dairesel eksenler birbirlerine göre paralellikleri korunmaktadır. Bu sayede, iki sistem uyumlu bir hareket oluşturacaktır. Analizler sonucu elde edilen sonuçları da değerlendirildiği zaman, uyumlu bir hareket için, öncelikli olarak A noktasının, yaprak makas ön gözüne mümkün olduğunca yakın olması istenmektedir. Özellikle A noktasının z

ekseninindeki lokasyonu, bump steer ve roll steer değişiminde çok etkili olduğu söylenebilir. Yukarıdaki kısımlarda yapılan analizler arasında A noktasının z ekseninde değişiminin bump steer ve roll steer etkileri incelenmiştir ve dikkate değer bir sonuca ulaşılmıştır. Elde edilen bu dikkat çekici sonuca göre; A noktasının değişimi örneğin pitman kolu parçasının uzaması ile taşıtın bump steer etkisi kötüleşmekte, fakat roll steer etkisi de tam tersi iyileşme göstermektedir. İşte bu tarz durumlarda önemli olan, iki karakteristiğin de minimum ve kabul edilebilir seviyelere gelebilmesi için A noktasının z koordinatı bir optimizasyon çalışması ile belirlenmelidir. Z koordinatı optimize edilen A noktasının x ve y eksenindeki değişimi, taşıtın bump steer ve roll steer karakteristiklerine etkisi yok denecek azdır. Fakat, gerek direksiyon eforlarının simetrisi, gerekse pitman kolunun maksimum turlara ulaşırken yapmış olduğu yaklaşık 40^o-45^o lik açısal hareket nedeniyle diğer parçalara temas etmemesi ve belli bir uzaklıktan geçmesini gerektiren dizayn kurallarına da dikkat edilerek, x ve y koordinatları belirlenmelidir.

B noktasının x, y ve z eksenlerindeki değişiminin bump steer ve roll steer üzerine olan etkileri yapılan analiz sonuçlarına istinaden yorumlanacak olursa; x ekseni boyunca her iki karakterde de harhangi bir değişikliğin olmadığı görülmektedir. Bunun nedeni olarak şu yorum yapılabilir; B noktasının x eksenindeki değişimi sonucunda, direksiyon kısa rodunun, süspansiyon yaprak makasına olan paralelliği değişmemektedir. Bundan dolayı da x ekseni üzerindeki koordinat noktası değişikliğinin etkisi yok sayılabilir. Fakat, x koordinatının artı yönde artması sonucunda, ackermana uygun tekerlek dönüş açılarının sağlanması istenirse, pitman kolunun sağa ve sola dönüş sırasında yapmış olduğu açılar birbirine eşit olmayacaktır. Bu asimetriklik de direksiyon kutusunun çıkış momentinin farklı olmasına, pitman kolunun kısa rodu itme – çekme açılarının farklı olması nedeniyle sağa ve sola direksiyon eforlarının farklı olmasına sebep olacaktır. B noktasının y ekseni boyunca değişiminin analiz sonuçlarına göre yorumlanırsa; bu modeldeki deve boynunun kısalması, çok olmasa da taşıtın bump steer ve roll steer karakteristiklerine olumsuz yönde etki ettiği yorumu yapılabilir. Daha önceden de bahsedildiği gibi, deve boynu parçasını kısaltmak, tekerleğin döndürüleceği moment kolunu kısaltmak anlamına geldiği için, direksiyon kutusundan istenilen kuvvetlerin artmasına ve daha yüksek hidrolik basınçlara ihtiyaç duyulmasına neden olacaktır. Sistemin uzun süreler yüksek basınçlarda çalışması, hidrolik yağın sıcaklığının

artmasına ve dolayısıyla da sistemde kullanılan sızdırmazlık elemanlarının daha az ömürlü olmasına neden olacaktır. Bu olay, verimli bir direksiyon sistemi açısından çok önemli bir dizayn kuralıdır. Aksi taraftan, deve boynu parçasının uzatalması da etraftaki parçalara yakınlaşması nedeniyle pek mümkün değildir. Son olarak, B noktasının z eksenindeki değişiminin bump steer ve roll steer karakteristiklerine olan etkisi analiz sonuçlarına göre yorumlanırsa; A noktasında olduğu gibi, burada da z eksenindeki koordinat değişimi bump steer ve roll steer karakteristiklerine ters olarak etkimektedir. Bu modelde, deve boynu parçasının +z yönünde 20 mm lik koordinat değişimi ile makas merkezine daha yakın hale geldiği söylenebilir. Bu yakınlaşmanın, roll steer karakteristiğini iyileştirdiği önceki bölümlerde bahsedilmişti. Fakat, bu değişiklik bump steer karakteristiğini kötüleştirdiği için, bu nokta için de optimizasyon çalışması gereklidir. Ağır ticari bir taşıtta, deve boynu parçasının z ekseninde aşağıya doğru kıvrımlı tasarlanmasına engel olan bir diğer dizayn kuralı da, aks parçasına olan mesafenin korunması gerekliliğidir.

Bu model için, C noktası ile ilgili yapılan koordinat değişimlerinin analiz sonuçlarına olan etkisi özetlenecek olursa; çolak kolu parçasının kısalması ackerman hatasını azalttığı görülmektedir. Çolak kolunun kısalması ile sağ tekerleğin sol tekerleğe göre dönüş açısı azalarak, ackerman teorisine uygun değere yaklaştığı ve bu sayede de ackerman hatasının azaldığı yorumu yapılabilir. Çolak kolunun gereğinden fazla kısalmasına engel olan dizayn kıstası, dövme yoluyla üretilen bu parçanın çok kısa olması nedeniyle istenilen tasarımda üretilebilirliği mümkün olmayabilir. Uzun olması durumda ise, lastik parçasına olan mesafesi azalacak ve lastiğe teması ile patlamasına neden olma ihtimali vardır. C noktasının y eksenindeki koordinat değişiminin ackerman a etkisi yüksektir. Bu etkinin yüksek olmasının nedeni, ağır ticari taşıtlardaki king-pin açısından ötürü, y eksenindeki değişiklik sağ tekerlek dönüş açılarını değiştirmesidir. Bu model için, çolak kolu parçasının taşıtın merkezine doğru tasarlanması ackerman hatasını azaltmaktadır. Zaten, taşıtın dışına doğru tasarlanacak bir çolak kolu parçası, jant ve lastik parçalarına yakınlaşacağı için pek mümkün değildir. Son olarak, C noktasının z eksenindeki değişiminin ackerman hatasına olan etkisi x ve y deki etkilere göre daha azdır. Bu model için, çolak kolu parçasının yukarıya doğru kıvrımlı bir yapıda tasarlanması, ackerman hatasını arttıracak şekilde etki etmektedir.

4. TAŞIT YOL TESTLERİ İLE DİREKSİYON SİSTEMİ DEĞİŞKENLERİNİN TAŞIT DİNAMİĞİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

4.1 Çalışmanın Amacı

Bu bölümde, farklı direksiyon sistemi elemanları ve parametreleri ile taşıt dinamiğinin ne şekilde değiştiğini, taşıt üzerinde yapılan statik ve dinamik testler ile incelenmiştir. Bilgisayar destekli analiz çalışmalarında, bütün taşıt dinamiği parametrelerinin değerlendirmesi ve optimizasyonu yapılamamaktadır. Her ne kadar, taşıt K&C yardımıyla yazılıma uyumlu hale getirilse de taşıtta yapılması gereken manevralar vardır. Ayrıca yazılımda ihmal edilen dış etkenlerin yarattığı etkiler taşıtın dinamiğini değiştireceğinden dolayı, taşıt testleri önem kazanmaktadır. Tabi ki, harcanan zaman ve maliyetler düşünüldüğünde bilgisayar destekli program ve yazılımlar günümüz mühendisliğinde çok önemli bir noktadadır, fakat bazı test koşulları ve prosedürleri taşıt testleri ile doğrulama gerekliliği de bir gerçektir.

4.2 Uygulanan Testler ve Prosedürleri

Uygulanacak taşıt dinamiği testlerine başlamadan önce, öncelikli olarak sağlanması gereken koşullar kontrol edilir. Zemin olarak kuru asfalt zemin tercih edilmelidir. Zeminin ıslak olduğu zamanlarda, tekerlek ile zemin arasında kaymalar olabileceğinden, taşıt dinamiği testlerinin yapılması doğru ve uygun değildir. Direksiyon sistemi tamamen kontrol edilerek, herhangi bir bağlantıdan hidrolik kaçağın olmadığı doğrulanmalıdır. Lastik basınçlarının nominal seviyede olup olmadığı kontrol edilmelidir. Testler taşıt yüklü iken yapılacak ise, her bir aksın maksimum yükünün geçilmediğinden emin olunmalıdır. Direksiyon sistemindeki tüm mekanik parçaların birbirlerine ve şasiye boşluksuz montajlandığının kontrolü yapılmalıdır. Ayrıca, taşıtın ön düzen ayarı düzgün bir şekilde yapılmalıdır. Ön düzeni bozuk olan taşıtlar, taşıtın kontrolünü etkileyeceğinden dolayı taşıt dinamiği testlerinden düzgün veri alımını engeller. Tüm bu temel kontrolleri ve ölçüm ekipmanlarının montajı yapıldıktan sonra, testlere başlanabilir.

4.2.1 Statik halde moment ölçümü

Statik halde moment ölçüm testleri sırasında, taşıt hareketsiz iken tekerlekleri sonuna kadar döndürmek için direksiyon simidine uygulanması gereken moment değerinin ölçümü yapılmaktadır. Bu test sırasında, motor rolantide çalışmalı ve taşıtın hareket etmemesi için el freni kullanılmalıdır. Ayak freni, ön tekerlerin yuvarlanmasını engelleyeceğinden dolayı moment değerleri normalden fazla çıkacaktır, bundan dolayı sadece el freni kullanımı yeterlidir. Testi yapmak için, direksiyon simidi orta konumdan sırayla her iki tarafın son turlarına kadar döndürülmelidir ve bu hareket en az 3 defa tekrarlanmalıdır. Bu hareketler sırasında sürücünün uyguladığı moment değeri, direksiyon kolonuna yerleştirilen momentmetre ile ölçülüp kayıt edilmelidir.

4.2.2 Hareketli halde moment ölçümü

Hareketli halde moment ölçüm testlerinde ise, taşıt düşük bir hızda hareket ederken tekerlekleri maksimum dönme açısına kadar döndürerek, direksiyon simidine uygulanan moment değerlerinin ölçümü alınmaktadır. Test sırasında taşıtın hızı maksimum 10 km/h olmalıdır. Test sırasında direksiyon merkezden sırayla her iki tarafın son turlarına kadar döndürülmelidir.

4.2.3 Düşük yanal ivme etkisi altında testler

Düşük yanal ivme testleri sırasında, taşıtın otoban sürüşü sırasındaki manevraları simüle edilerek taşıtın dinamik kontrolleri yapılır. Burada taşıtın düz gidiş kabiliyeti ve şerit değişimi sırasında ortaya çıkan kuvvet ve momentler değerlendirilir. Testler değişik hızlarda ve taşıtı farklı yanal ivmelere maruz bırakacak manevralarda yapılmaktadır. Taşıtın sapmasını ölçmek için şaseye ve sürücünün hissettiği yanal ivme değerini ölçmek için de kabine ivme ölçerler yerleştirilir.

4.2.4 Yüksek yanal ivme etkisi altında testler

Yüksek yanal ivme altında yapılan testler ile taşıtın yüksek hızlardaki viraj alma kabiliyeti ve bu durumda taşıtın dinamik tepkileri incelenmektedir. Bu test koşullarında yüksek hızlara çıkılabilmekte ve daha çok taşıtın devrilme eğilimi ve karakteri tespit edilir. Bu testler sırasında direksiyon sistemi tepkileri de değerlendirilmesi gereken en önemli parametrelerden biridir. Bu testler daha çok trafiğe kapalı, geniş bir kuru asfalt zeminde yapılmalıdır. Ayrıca taşıtın devrilme

ihtimaline karşı ‘outrigger’ olarak tanımlanan ve Şekil 4.1’ de gösterilen, şasiye dik uzun kolların her iki ucuna takılmış tekerlekler güvenlik açısından kullanılabilir.



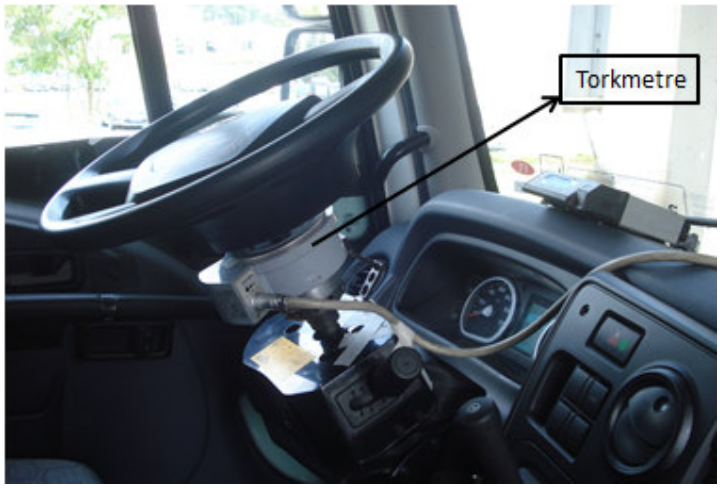
Şekil 4.1 : Ağır ticari bir taşıtın yüksek yanal ivme ve devrilme yol testleri [19]

4.3 Testler Sırasında Değerlendirilen Direksiyon ve Taşıt Dinamiği Parametreleri

Taşıt dinamiği testleri ve değerlendirmeleri sırasında direksiyon sistemi ile ilgili parametreler incelenirken özellikle bazı temel test metodları uygulanmalıdır. Bu metodlar sayesinde, direksiyon sisteminde değişen bir fonksiyonun karşılaştırmalı etkileri direkt olarak hissedilebilir. Yapılan testler sırasında, subjektif değerlendirmeye ek olarak taşıta ve direksiyon sistemine yerleştirilen ölçüm cihazları kullanılarak sayısal değerler de elde edilerek daha objektif yorumlar yapılabilir. Bu kısımda, direksiyon sisteminin taşıt dinamiği üzerine olan etkilerini yorumlayabilmek için uygulanması gereken test metodlarından kısaca bahsedilmiştir.

4.3.1 Direksiyon eforu

Taşıtlarda, sürücünün taşıtı yönlendirebilmek amacıyla direksiyon simidine uyguladığı moment değeri direksiyon eforu olarak adlandırılmaktadır. Ağır ticari taşıtlarda, taşıt yüklü durumda iken, statik ve park halinde direksiyon eforları 8-15 Nm civarında, taşıt hareketli iken ise 2-8 Nm arasında değişmektedir. Bu değerler, taşıt dinamiğinde elde edilmek istenen parametre ve özelliklere göre değişkenlik gösterebilmektedir. Şekil 4.2’ de, direksiyon kolonuna yerleştirilen bir momentmetre cihazı görülebilmektedir ve bu cihaz sayesinde değişik sürüş koşullarında direksiyon simidine uygulanan moment değerleri ölçülerek değerlendirmeler yapılabilmektedir.



Şekil 4.2 : Direksiyon miline yerleştirilen moment ölçüm ekipmanı

4.3.2 Geri toplama (Returnability)

Bir taşıtta geri toplama olayı, taşıtın viraj sonrasında direksiyon sisteminin sürücüden bağımsız olarak merkeze gelme kabiliyeti olarak tanımlanmaktadır. Bu parametreyi gözlemleyebilmek için, taşıt 10-20 km/h hız ile direksiyon tam tur döndürülür ve daha sonra direksiyon serbest bırakılarak, direksiyon ve süspansiyon geometrisi ile taşıtın ne kadar sürede düz konuma gelebildiği değerlendirilir. Geri toplama sırasında önemli olan bir parametre de lineerliktir. Yani, taşıt düz konuma gelirken direksiyon simidi lineer ve sabit değişkenlik ile merkez konuma gelmelidir.

4.3.3 Manevra kabiliyeti

Bir taşıtın manevra kabiliyeti, minimum dönebildiği yarıçapa göre belirlenmektedir. Özellikle şehir içi ve kullanımı dar olan alanlarda, taşıtın manevra kabiliyeti önem kazanmaktadır. Ağır ticari taşıtların aks mesafeleri ve toplam boyları fazla olduğu için, kullanım verimliliği açısından manevra kabiliyetlerinin de fazla olacak şekilde tasarlanması önemlidir. Gidilmek istenen doğrultuya minimum sayıda manevra ile gidebilmek, sürücü açısından kullanım kolaylığı değil aynı zamanda zaman ve yakıt tüketimi açısından da çok büyük verim elde edilmesi sağlanır. Günümüz ağır ticari taşıt kullanımlarında, tekerlek dönüş açıları 35^{o} – 50^{o} arasında değişmektedir. Burada, tekerleklerin maksimum açıda dönmesi için tekerlek çevresel alanının boş olması ve dönüşler sırasında etraftaki parçaları temas olmayacak şekilde yerleştirilmesi gereklidir. İlk bölümde de bahsedildiği gibi, bir taşıtın kullanım alanına ve tipine göre dönmesi gereken minimum dönme yarıçapı regülatif bir zorunluluk olarak tanımlanmıştır.

4.3.4 Lineerlik

Diğer sistemlerde olduğu gibi taşıt dinamiği testleri sırasında önemli olan kıstaslardan biri de, taşıt tepkilerinin lineer bir şekilde olmasıdır. Lineerlik hissiyatını bozan nedenlerden en önemlisi, sistemde sürtünmenin olmasıdır.

4.3.5 Direksiyon hareketlerine karşı taşıtın tepkisi (Response)

Özellikle taşıtın düz gidiş konumundan şerit değişikliği veya viraja girme gibi durumlara geçişler sırasında, direksiyonun döndürülmesi ile taşıtın yönlenmesi arasında geçen zamana taşıtın tepkisi (response) adı verilmektedir. Tepki süresinin çok fazla olması istenmeyen bir olaydır ve bu durum sürücüye direksiyon sisteminde boşluk olduğuna dair bir hissiyat ve güvensizlik verir. Direksiyon simidine verilen girdi ile taşıtın yönlenmeye başlaması ile direksiyon simidinde hissidilen momente ise 'moment tepkisi (torque feedback)' adı verilir. Bu olaya direksiyon sisteminin sürücüye vermiş olduğu reaksiyon olarak da tanımlanabilir. Bazı sistemler, taşıtın merkezden çıkmasıyla artan moment tepkisi, bazıları ise azalan moment tepkisi verirler.

4.3.6 Düz gidiş yeteneği ve merkezi hissiyat (Window, Center Feel, Torque dead-band)

Bu parametrenin kontrol ve değerlendirmesi de taşıtın düz gidişi sırasında yapılmaktadır. Normal bir şekilde her direksiyon sisteminin merkezde bir tepkisiz alanı vardır, buna 'window' adı verilir. Bu bölge içerisinde, direksiyon simidinin döndürülmesine rağmen tekerlekler ve taşıt yön değiştirmemektedir. Bir nevi direksiyon sistemi için ölü bölge olarak tanımlanabilir. Bu bölgenin çok geniş olması sürücünün düz giderken direksiyonu sürekli düzeltme ihtiyacı hissetmesine neden olur ve bu da istenen bir durum değildir. Genelde bu alan her iki yöne de 5-15^{o} direksiyon açısı arasındadır. Bir diğer parametre de 'ölü moment alanı (Torque deadband)' olarak tabir edilen ve sürücünün simidi merkezden çıkarırken, direksiyon sisteminin sürücüye verdiği ilk moment tepkisine kadar olan direksiyon açısıdır. Bu alanın Şekil 4.3' te gösterildiği gibi window un içerisinde olması istenir, aksi halde dışında olursa, direksiyon döndükçe taşıt yönlenmeye başlayacak fakat sürücü direksiyon sisteminden gelen herhangi bir moment tepkisi olmadığından dolayı taşıtın yönlendiğini sadece görsel olarak farkedebilecektir. Bu da sürüş açısından tehlikeli bir olaya veya kazaya neden olabilir. Genel olarak bu değerlendirme

parametrelerine, taşıtın düz gidiş yeteneği ve merkezi hissiyat olarak adlandırılmaktadır.



Şekil 4.3 : Direksiyon sistemi ölü alan (window) ve ölü tork alanı (torque dead-band) kavramları

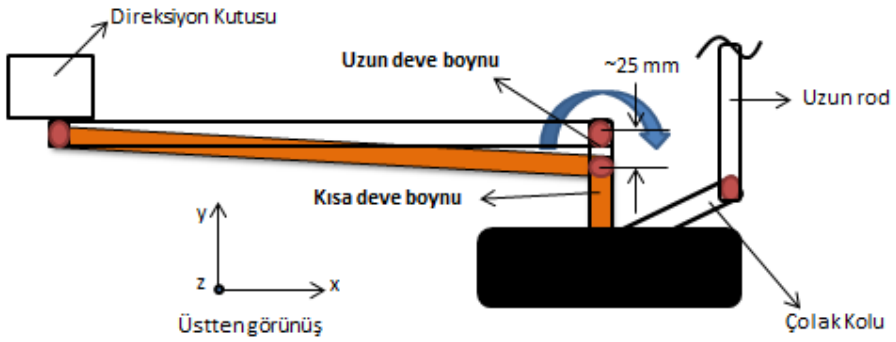
4.3.7 Moment geri tepkisi ve artış eğilimi (torque feed-back, torque build-up)

Bu parametreleri değerlendirebilmek için düşük ve yüksek yanal ivme testlerini uygulamak gereklidir. Değerlendirmeyi yaparken, taşıtın yönlenmeye başladığı yani ölü bölgenin bitişi ile beraber, sürücünün direksiyon sisteminden hissettiği ve tekerlekleri döndürmeye devam etmesi için uygulaması gerektiği moment moment değerinin, yanal ivme ile değişimi incelenmelidir. Taşıtın dönüşü sırasında sürücünün hissettiği tepki momenti, viraj alınırken güvenlik ve taşıta hakimiyet hissiyatı verdiğinden dolayı çok önemlidir. Manevranın devamında ise moment artış eğiliminin sürücüyü uzun kullanım koşullarında yormaması amacıyla aşırı derecede fazla olmaması ve artışa lineer bir şekilde devam etmesi istenen bir durumdur.

4.4 Farklı Uzunluğa Sahip Deve Boynu Parçalarının Taşıt Dinamiğine Etkileri

İlk olarak, farklı deve boynu uzunluğuna sahip parçaların aynı taşıtta yapılan testleri ile taşıt dinamiğine olan etkileri incelenecektir. Bir anlamda, Adams yazılımı kullanılarak farklı koordinatlardaki değişiminin bump steer ve roll steer etkileri

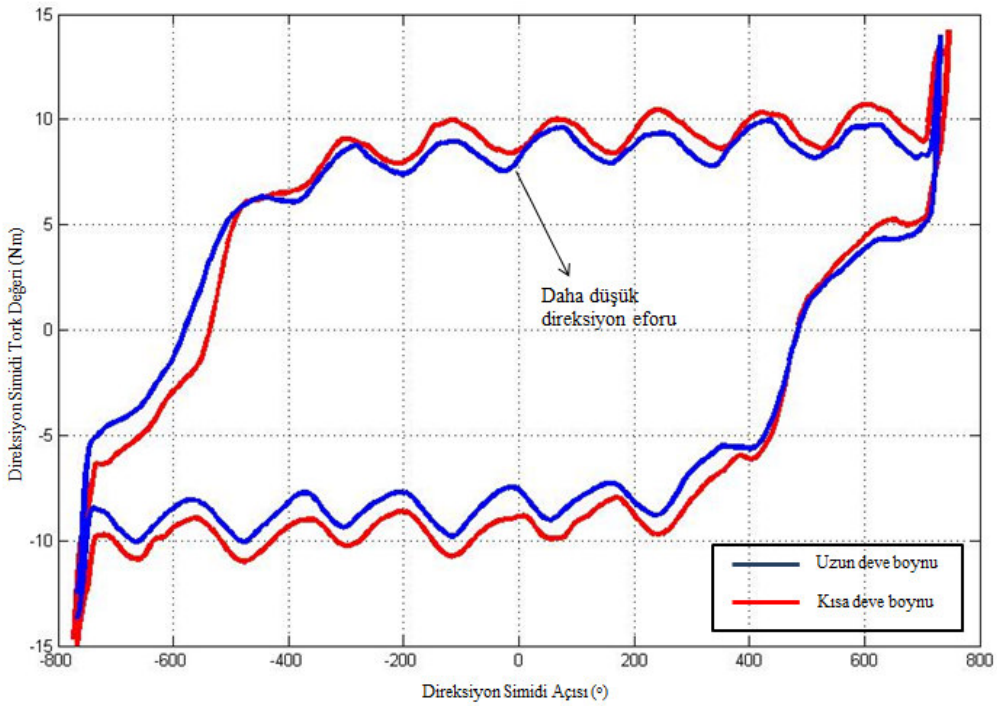
incelenen B noktasının, bu sefer sadece y eksenindeki değişiminin taşıt üzerinde taşıt dinamiğine olan diğer etkileri incelenmiştir.



Şekil 4.4 : Uzun ve kısa deve boynu kullanımını gösteren direksiyon sistemi taslağı

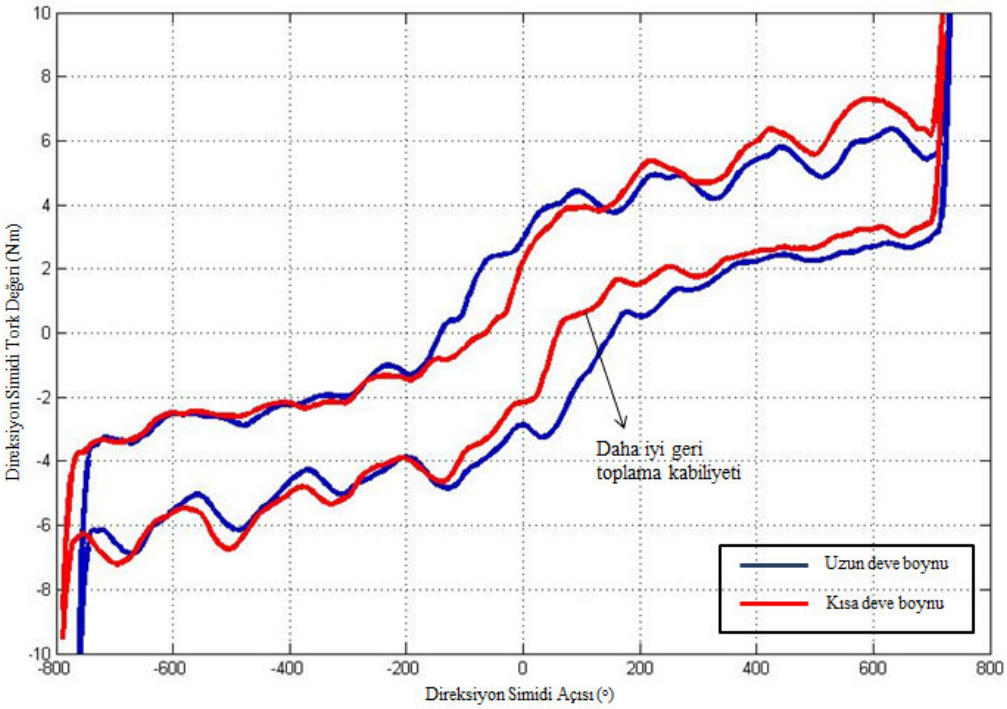
Şekil 4.4' te görüleceği gibi direksiyon sisteminde 2 farklı deve boynu tasarımının taşıtta, statik ve hareket halindeki eforları, düşük ve yüksek yanal ivmeli dönüşlerdeki tepkileri değerlendirilmiştir.

İlk olarak, taşıt statik halde iken direksiyon efor testleri yapılmıştır. Şekil 4.5' te görüldüğü gibi, uzun deve boynuna sahip olan taşıtın direksiyon simidi eforları kısa deve boynuna göre daha azdır. Bunun sebebi de, tekerleği döndürmek için gereken kuvvet kolunun daha uzun olmasıdır. Uzun deve boynu ile tekerlekleri döndürmek için gereken momenti daha düşük kevvet bir kuvvet sayesinde elde edildiğinden, sürücünün hissettiği direksiyor efor değeri de daha az olmaktadır. Bu sayede, sürücü taşıtı park ederken direksiyonu döndürmek için daha az güç harcayacaktır.



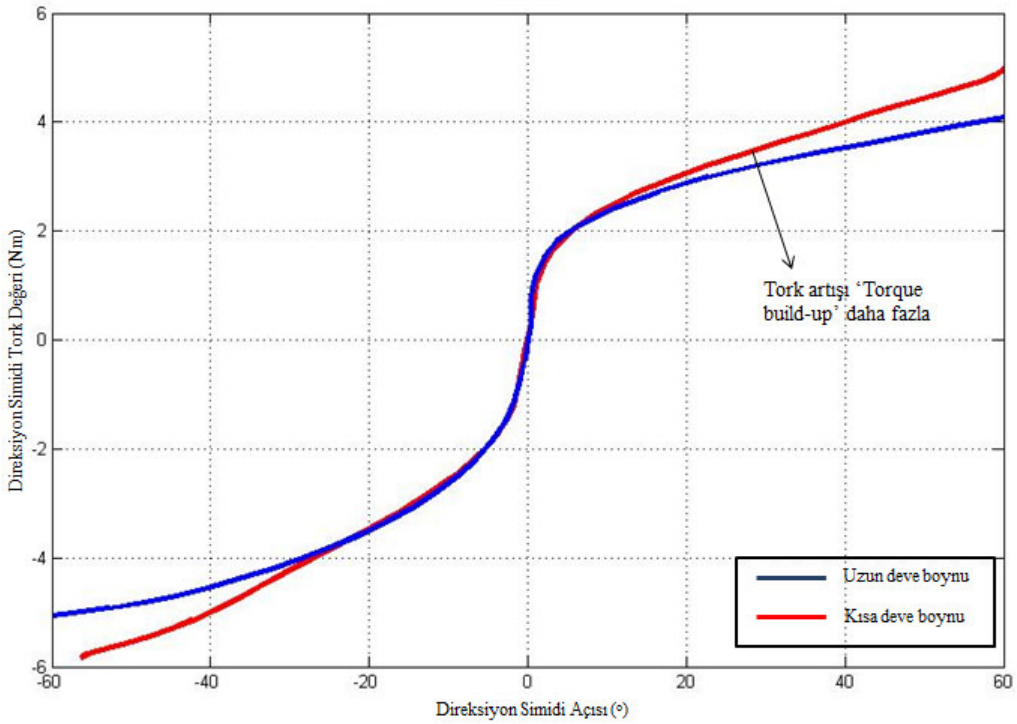
Şekil 4.5 : Uzun-kısa deve boyunlu direksiyon sisteminin statik park eforlarına etkilerinin karşılaştırılması

Taşıt hareketli iken yapılan direksiyon eforu ölçümleri Şekil 4.6' da incelenebilir. Taşıt hareketli iken karşılaştırmalı olarak yapılan denemelerde görülmüştür ki, kısa deve boynuna sahip olan taşıtın, viraj sonrası direksiyonu merkez konuma getirme kabiliyeti ve hızı daha iyidir. Bunun nedeni de; direksiyon ve süspansiyon geometrisi ile tekerleklere etki eden geri toplama momentu, kısa deve boynu sayesinde, direksiyon sistemine daha yüksek dönüş eforları ile etki ederek, direksiyon simidinin merkeze gelmesini uzun deve boyunlu taşıta göre, daha kolay ve kısa zamanda sağlamaktadır.



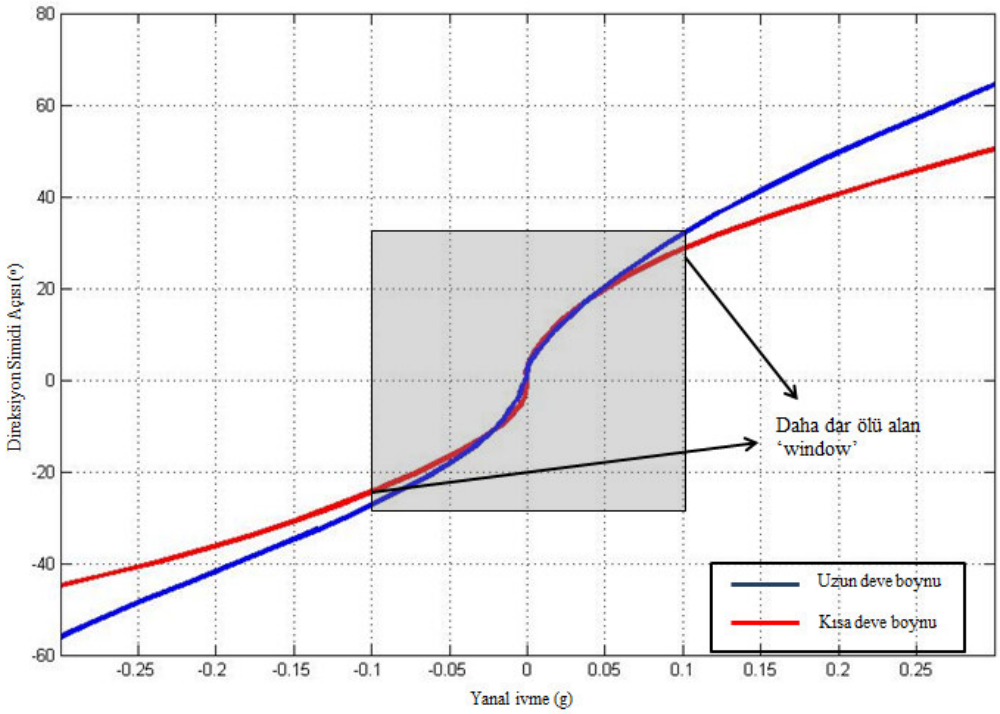
Şekil 4.6 : Uzun-kısa deve boyunlu direksiyon sisteminin viraj sonrası geri toplama kabiliyetine etkilerinin karşılaştırılması

Taşıtın düz gidiş karakteristiği ve merkezden çıkarken sürücü ile sistem arasındaki tepkileri inceleme için yapılan düşük yanal ivme altındaki testler sırasında Şekil 4.7' de görüleceği gibi, kısa deve boyuna sahip taşıtın direksiyon açısıyla beraber moment artışı, uzun deve boynuna sahip taşıta göre daha fazladır. Moment artışının daha fazla olması, taşıt dinamiği terimlerinden 'torque build-up' parametresinin daha iyi olduğu yorumu yapılabilir. Bu sayede, sürücü taşıtı düz gidiş konumundan çıkarırken, hissedeceği moment daha fazla olduğu için daha kararlı ve güvenli bir hissiyata sahip olacaktır ki bu da istenilen bir durumdur.



Şekil 4.7 : Uzun-kısa deve boyunlu direksiyon sisteminin tork artışına etkilerinin karşılaştırılması

Yine taşıt üzerinde düşük yanal ivme yaratan manevralar sırasında, taşıtın merkez bölgesindeki ölü alanın değişimi, test sırasında alınan veriler kullanılarak oluşturulan Şekil 4.8' de incelenebilir. Elde edilen verilere göre iki parametrenin de ölü alanının normalden biraz daha fazla olduğu, fakat kısa deve boynuna sahip olan taşıtın diğerine nazaran daha dar bir ölü alana sahip olduğu yorumu yapılabilir.



Şekil 4.8 : Uzun-kısa deve boyunlu direksiyon sisteminin taşıt düz gidiş kabiliyetine etkilerinin karşılaştırılması

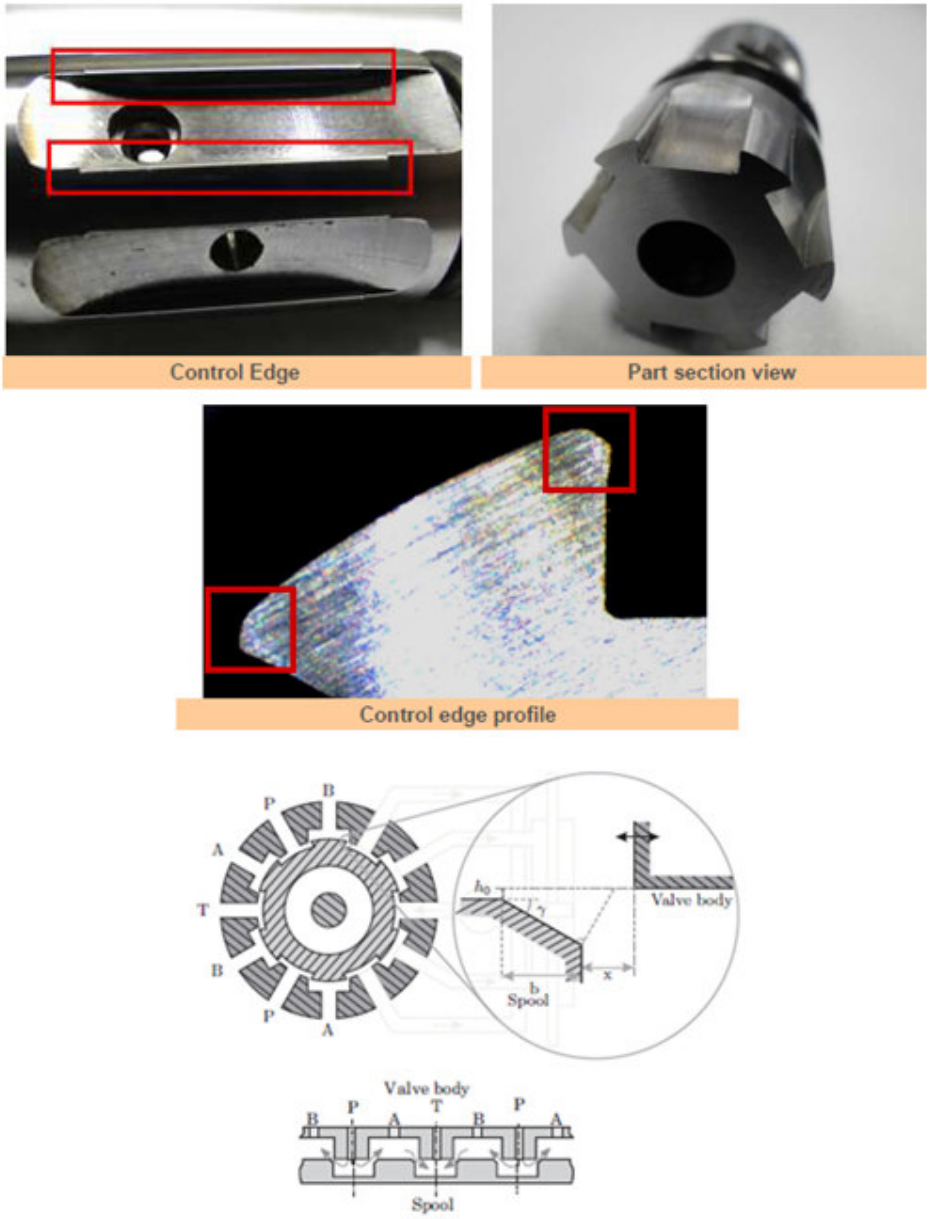
Yapılan testler sonrasında elde edilen sonuçlar çizelge 4.1' de olumlu(+) ve olumsuz(-) kriterlerle değerlendirilmiştir. Sonuç olarak, iki farklı deve boynu parçasından kısa olanı, taşıtın düşük ve yanal ivme testlerinde, dar ölü alanı ve yüksek moment geri tepkisi ile sürücünün virajlarda daha güvenli hissiyata sahip olmasını sağlamıştır. Özellikle düşük hızlarda yapılan manevralar sonrasında direksiyon sisteminin kendini merkeze doğru toparlaması kısa deve boynu ile daha hızlı gerçekleşmektedir. Fakat diğer taraftan da, statik ve düşük hızlı park manevrası testlerinde, direksiyon simidine uygulanan moment değerleri uzun deve boynuna göre daha fazladır. Ağır ticari taşıtların uzun yapıları ve treyler mekanizmaları nedeniyle, taşıtı düzgün bir şekilde park etme sırasında, sürekli direksiyon hareketleri verilir. Direksiyon moment değerleri yüksek olan taşıtların sürücüleri, daha çok efor sağlamaktadır ve bu istenmeyen bir durumdur. Ayrıca, kısa deve boynu kullanımı nedeniyle direksiyon hidrolik basınçları da bir miktar artış göstermektedir. Tüm bu sonuçlar değerlendirilerek, bazı parametrelerden ödün verilmek koşulu ile hangi tip parçanın kullanılacağına karar verilir.

Çizelge 4.1 : Uzun-kısa deve boyunlu direksiyon sistemi etkileri

	Kısa Rod - Deve Boynu Bağlantısı	
	Kısa Deve Boynu	Uzun Deve Boynu
Taşıtın Statik halde direksiyon mil momentleri	-	+
Düşük hızda direksiyon geri toplama kabiliyeti	+	-
Dönüşler sırasında direksiyon moment tepkileri	+	-
Düz gidiş yeteneği ve merkezi hissiyat	+	-

4.5 Farklı Valf Eğrisi Karakterlerine Sahip Direksiyon Kutularının Taşıt Dinamiğine Etkileri

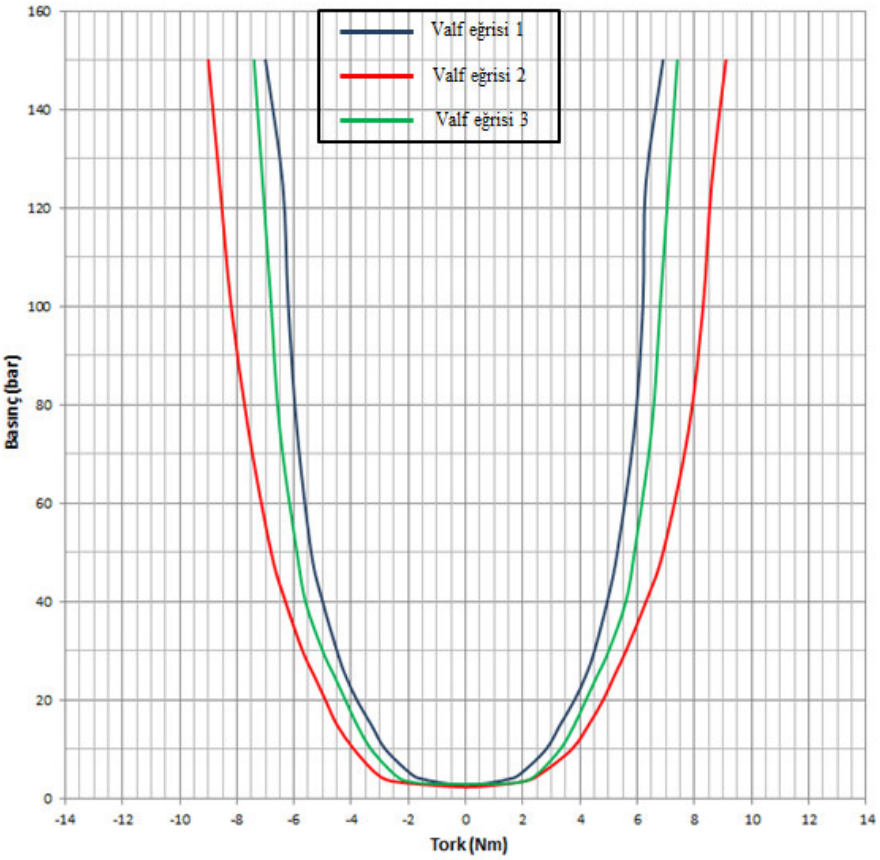
Bu kısımda, bir diğer direksiyon sistemi değişkeni olan ve direksiyon kutusu iç yapısına yerleştiren farklı valf komplelerinin taşıt dinamiğine etkileri incelenmiştir. Valf eğrisini değiştirmek için Şekil 4.9' da görüleceği gibi valf sürgüsü içerisinde birbiri üzerinde dönen kanalların radyusları değiştirilebilir. Bu sayede, hidroliğin kanallar içerisinde akış karakteristiği değiştirilerek, pistonun alt veya üst kısmına nufüz etme ve basınç yaratma hızları ayarlanabilmektedir. Ayrıca, valf sürgüsü içerisinde bulunan burulma milinin çapı da değiştirilerek sürgünün dönme hızı değiştirilebilir. Bu da özellikle taşıt düz giderken direksiyon sistemi merkezi hissiyatının değişmesine neden olmaktadır. Valf içerisindeki kanalların radyüsleri ne kadar az olursa direksiyon simidi moment değerleri o kadar fazla olacaktır. Aynı şekilde, burulma milinin çapı arttıkça da, direksiyon simidi moment değerleri de artış gösterecektir.



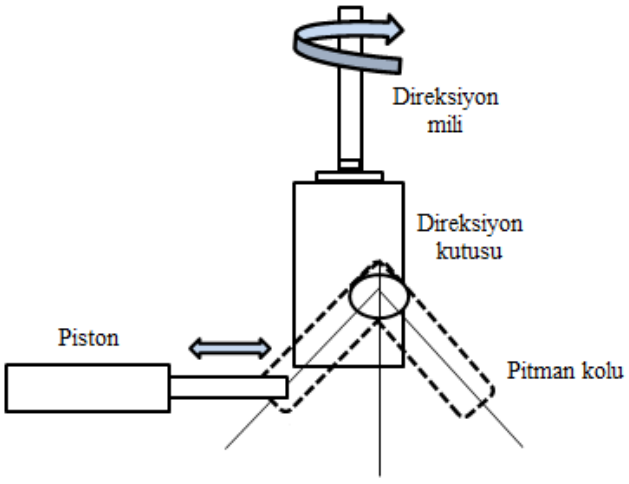
Şekil 4.9 : Direksiyon kutusu döner valf sürgüsünün yapısı

Taşıt testleri sırasında denenmesi amacıyla 3 adet farklı valf eğrisine sahip direksiyon kutusu özel olarak üretilmiştir. Şekil 4.10'da bu valf eğrilerinin karakterlerini temsil eden, farklı basınç değerlerinde direksiyon kutusu giriş milinden ne kadarlık bir moment uygulanması gerektiği karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. Direksiyon kutusunun giriş miline uygulanan moment değeri, aynı zamanda sürücünün direksiyon simidine uygulaması gereken moment değeri olarak da düşünülebilir. Bu ölçümler elde edilirken, direksiyon kutuları Şekil 4.11' de basit skeçi gösterilen test tezgahına bağlanarak, pitman koluna eşit olarak uygulanan karşı

bir kuvveti yenmek için gerekli olan moment değerine, kaç bar basınç değerinde ulaşıldığı saptanmaktadır.

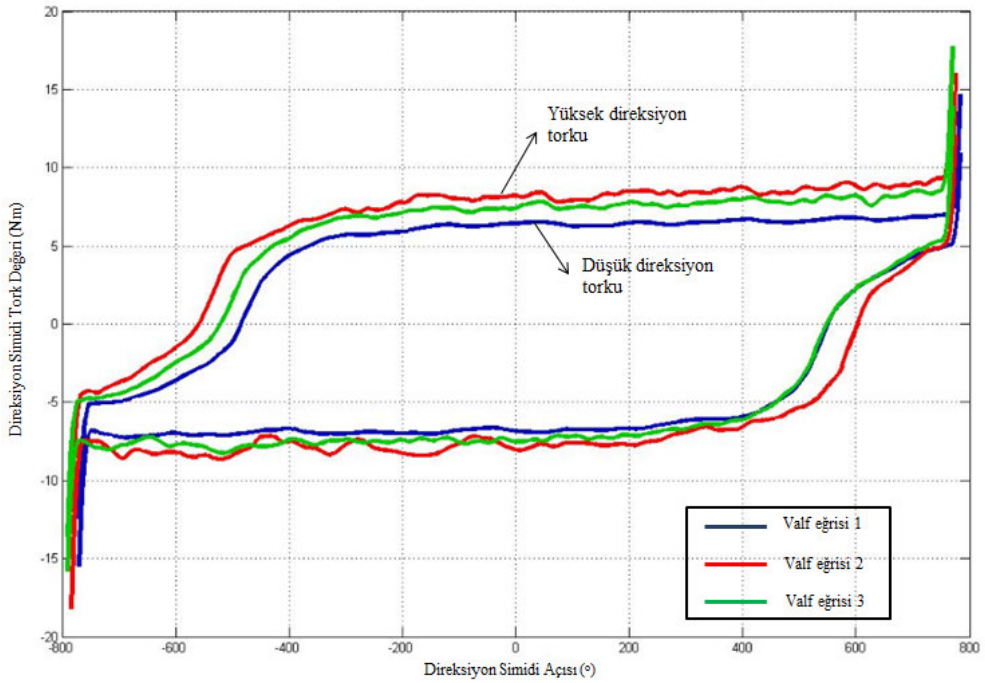


Şekil 4.10 : Test edilen direksiyon kutularının valf karakteristikleri (basınç – moment eğrileri)



Şekil 4.11 : Direksiyon kutusu valf eğrisi eldesi için kurulan test düzeneği

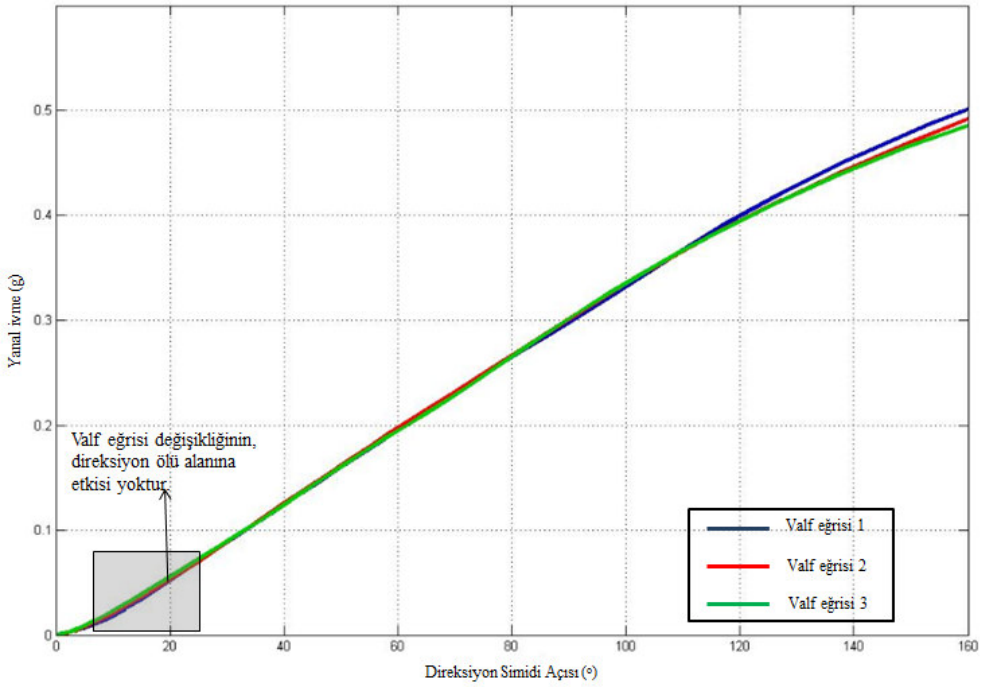
İlk olarak, statik park eforlarının karşılaştırmalı testleri tamamlanmıştır. Bu testler sırasında beklenen yukarıda Şekil 4.10' daki durumun taşıt testlerinde de elde edilmesidir. Yani, daha çabuk basınçlanarak, direksiyon simidini döndürmek için daha düşük moment gerektiren 1 nolu valf eğrisinin, taşıtta da en yumuşak hissiyatlı ve döndürülmesi en kolay olan direksiyon kutusu olması beklenir. Tam tersi olarak da 2 nolu valf eğrisinin döndürülmesi en zor direksiyon sistemi olacağı yorumlanabilir. Sonuç olarak, Şekil 4.12' de görüldüğü üzere 3 farklı eğriye sahip direksiyon kutularının, statik halde ölçülen direksiyon döndürme momentlerinin karşılaştırmalı sonucu etüd edilmiştir. Beklendiği gibi, 1 nolu valf eğrisi en düşük direksiyon momenti gerektiren direksiyon kutusu olmuştur.



Şekil 4.12 : Farklı valf karakteristiğine sahip direksiyon kutularının statik park eforlarına etkilerinin karşılaştırılması

Daha sonra taşıt, düşük ve yüksek yanal ivmelere maruz kalacak manevraler ile testlere devam edilmiştir. Buradaki amaç, valf eğrisi değişikliğinin, düz gidiş, şerit değişimi ve yüksek hızlarda viraja girdiği sırada taşıt dinamiğinin tepkileri, toplanan direksiyon moment ve açı verileri kullanılarak yorumlanmıştır. Bu testler sırasında elde edilen grafiklerden Şekil 4.13' de görüleceği gibi, direksiyon kutusunun valf eğrisi değişikliğinin, taşıtın direksiyon ölü alanı olarak tanımlanan parametresinde herhangi bir değişikliğe sebebiyet vermediği yorumu yapılabilir. Yani, kutu içerisindeki valf mekanizmasının kanal radyusları ve burulma mili kalınlıklarının

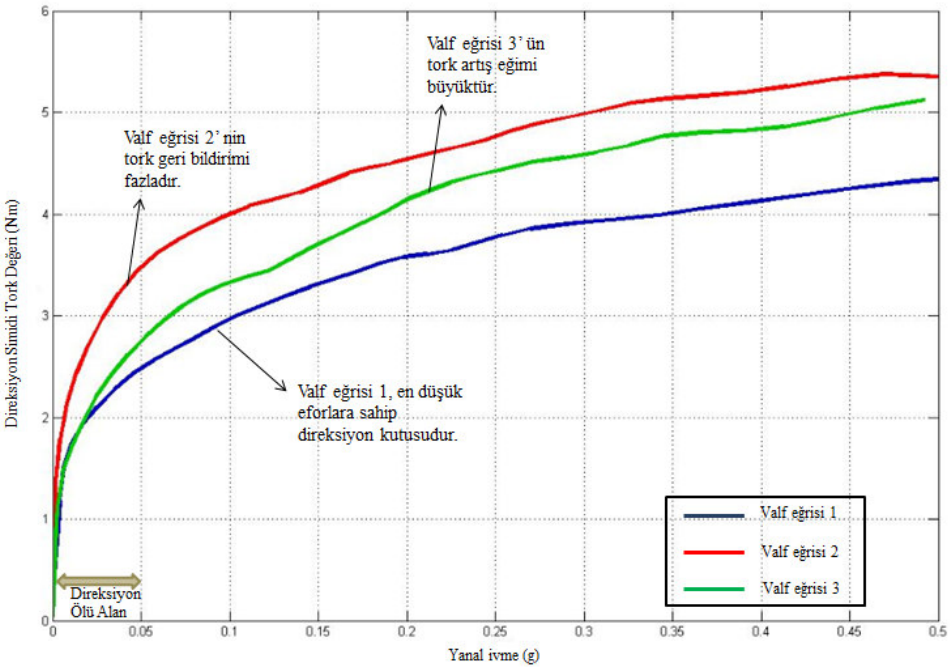
değişmesi, taşıtın yine aynı direksiyon simidi açısı ile yönlenmeye başladığı söylenebilir.



Şekil 4.13 : Farklı valf karakteristiğine sahip direksiyon kutularının artan yanal ivme altında taşıt dinamiğine etkilerinin karşılaştırılması

Fakat, ölü alanın aynı olması demek, bu ölü alan sonrasında sürücünün direksiyonda hissettiği ve döndürmek için uygulaması gereken moment değerlerinin aynı olacağı anlamına gelmemektedir. Bunu da Şekil 4.14' te, direksiyon simidi moment değerinin taşıtın yanal ivmesine göre değişimi, farklı valf eğrili direksiyon kutuları ile sürüşler yapılarak gösterilmiştir. Elde edilen ölçümler karşılaştırmalı grafik üzerinden yorumlanacak olursa, valf eğrisi 1 en düşük eforlara sahip kutu olduğunu bu testlerde de görülebilmektedir. Bu eğrinin, ölü moment alanı (torque deadband) diğer örneklere göre daha geniştir fakat direksiyon ölü alanı (window) içerisinde kaldığı için herhangi bir olumsuz durum söz konusu değildir. Aksine valf eğrisi 2' ye sahip direksiyon kutusunda, taşıt yönlenmeye başladığı anda sürücünün sistemden hissettiği moment geri bildirimi yüksek seviyelerdedir. Bunun nedeni olarak da, bu örneğin direksiyon moment değerlerinin yüksek olmasından kaynaklanmasıdır. Bu durum, taşıt viraja girerken veya şerit değiştirirken, direksiyon simidine uygulanacak momentun fazla olması nedeniyle, sürücüde daha güvenilir bir sürüş hissiyatı oluşmasına neden olmaktadır. Fakat, bu moment değerinin gereğinden fazla olması

da, sürücüyü uzun yolculuklarda fazla efor sarfederek yormasına neden olabilir. Son olarak, valf eğrisi 3' e sahip direksiyon kutusunun, direksiyon açısı ve yanal ivmenin artması ile beraber kazandığı moment değeri artış eğimi, diğer iki numuneye göre daha fazladır. 'Torque build-up' olarak tabir edilen bu parametre taşıtlarda olması tercih edilen bir durumdur.



Şekil 4.14 : Farklı valf karakteristiğine sahip direksiyon kutularının artan yanal ivme altında direksiyon mili moment değerlerine etkisinin karşılaştırılması

Birbirinden farklı valf karakteristiğine sahip direksiyon kutularının değerlendirme testleri tamamlandıktan sonra, genel tabloyu görmek amacıyla aşağıdaki Çizelge 4.2 oluşturulmuştur. Bu çizelge oluşturulurken, valf karakteri olarak arada kalan 'Valf Eğrisi 3' referans olarak alınmıştır ve diğer iki valf karakteri bu referansa göre değerlendirilmiştir. Değerlendirme kriteri olarak, tıpkı bir önceki bölümde olduğu gibi olumlu (+), olumsuz (-) ve etkisiz (o) değerlendirmeleri yapılmıştır. Bu genel tablodan çıkarılacak yorumlar; valf eğrisi değişikliğinin ise daha çok statik ve hareketli halde iken sürücünün uyguladığı ve sistemden hissettiği direksiyon simidi moment değerlerini etkilediği görülmüştür. Fakat test sonuçlarından da görüldüğü üzere bu etki statik ve hareketli halde birbirine zıt karakterdedir. Yani, park eforlarında düşük direksiyon momenti ile sürücünün daha az efor uygulamasını sağlayan valf karakteristiği, yüksek hızlarda ise düşük direksiyon momentleri

nedeniyle sürüş hissiyatında olumsuz not almaktadır. Bu nedenle bu hassas ikilem için araç üreticileri ve sistem tasarımcıları tarafından bir optimizasyon çalışması ile seçim yapılmalıdır. Bu karar verilirken, taşıtın satılacağı ve kullanılacağı bölgenin müşteri karakteri ve talepleri de göz ardı edilmemelidir. Fakat bir sonraki bölümde de bahsedildiği üzere, yeni teknoloji ile hıza bağımlı olarak moment değişimi gösteren, direksiyon kutusuna yerleştirilen elektrik motoru ile çalışan elektro-hidrolik sistemler ağır ticari taşıtlarda kullanılmak üzere çalışmalar yapılmaktadır. Bu yeni teknoloji sayesinde, yüksek hızlarda yüksek direksiyon momentleri, düşük hızlarda da elektrik motoru desteğiyle düşük momentler elde edilebilecek.

Çizelge 4.2 : Farklı valf karakteristikli direksiyon kutularının etkileri

	Valf Eğrisi Değişikliği		
	Valf Eğrisi 1	Valf Eğrisi 2	Valf Eğrisi 3
Taşıtın Statik halde direksiyon mil momentleri	+	-	REFERANS
Dönüşler sırasında direksiyon moment tepkileri	-	+	
Artan yanal ivme ile taşıt dinamiği etkileri	o	o	

Çalışma kapsamında uygulanan tüm bu testler ve elde edilen sonuçların değerlendirilmesi yapılmıştır. Taşıt yol testleri sırasında direksiyon sistemi için genel olarak hangi taşıt dinamiği parametrelerinin incelendiği ve hangi test prosedürleri takip edilerek testlerin yapıldığı hakkında bilgiler verilmiştir. En son olarak, çekici tipi bir ağır ticari taşıttan elde edilen test sonuçları grafiklere yansıtılarak taşıt dinamiği etkileri karşılaştırılmalı olarak yorumlanmıştır. Direksiyon sistemi değişkeni olarak, farklı boydaki deve boynu parçalarının ve farklı valf karakteriğine sahip direksiyon kutuları seçilmiştir. Elde edilen genel sonuçlara göre de, direksiyon geometrisini değişmesine neden olan deve boynu parçasının taşıtın dinamiğine her yönden etki ettiği gözlemlenmiştir. Yani, deve boynu parçasının değişimi ile direksiyon sistemi ile ilgili tüm taşıt dinamiği parametreleri değişiklik göstermektedir. Fakat, direksiyon kutusu alt parçası olan valf mekanizmasının değişimi sadece direksiyon simidi moment değerlerini değiştirmektedir. Moment değişikliği de çok önemli bir parametredir fakat taşıtın direksiyon düz gidiş

kalitesinin bağlı olduğu direksiyon ölü alanına etkisi yoktur. Sonuç olarak; sıfırdan tasarlanan bir direksiyon sistemi için bağlantı noktaları çok önemli bir optimizasyon parametresidir. Son tasarım belirlenmeden önce değişik tasarımlarda deve boynu parçaları yol testinde taşıt dinamiği açısından değerlendirilmelidir. Daha sonra, sürücünün birebir etkileşimde olduğu direksiyon simidi momentlerinin optimizasyonu için ise farklı valf karakterlerdeki direksiyon kutuları taşıt dinamiği açısından yol testleri ile değerlendirilebilir.

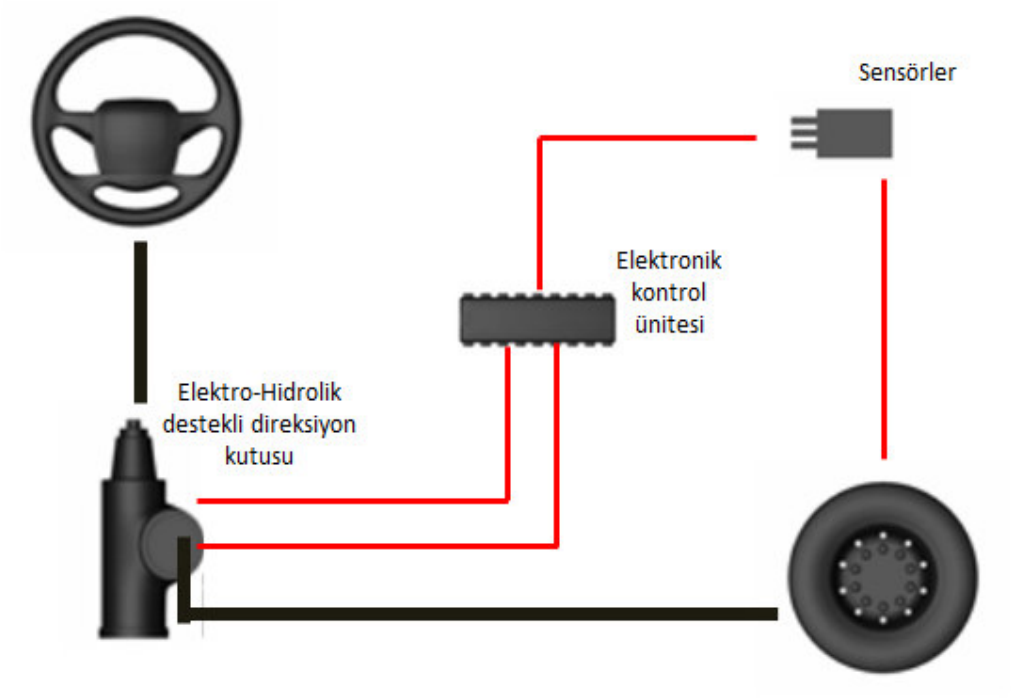
5. AĞIR TİCARİ TAŞITLARDA İLERİ TEKNOLOJİ DİREKSİYON SİSTEMLERİNİN TAŞIT DİNAMİĞİNE ETKİLERİ

Gün geçtikçe ilerleyen teknoloji ve mühendislik çalışmaları ile beraber otomotiv sektöründe de yeni buluşlar ortaya çıkmaktadır. Önceden bir taşıt alınırken, taşıtın fiyatı ve yakıt tüketimi özellikleri seçim için hep ön sıralarda gelirdi. Artık günümüzde yakıt tüketimi minimum seviyelere indirilmiş, ve bundan dolayı da taşıtın dinamiği ve sürüş konforu da istenen özellikler arasında yerini almıştır. Üstelik, müşteriler tarafından taşıt satın alınmadan önce sürüşler yapılarak taşıtın performansını ve taşıt dinamiği parametrelerini test etme talepleri artmaktadır. Taşıt dinamiği açısından bu talebi karşılayabilmek için taşıt tasarımı ve üretimi yapan firmalar, mühendislik çalışmalarını bu yönde geliştirmeye özen göstermektedirler. Yapılan Ar-Ge çalışmaları ile yeni teknolojiler geliştirilerek sürücü için sürüş konforunu sağlayacak tasarımlara hız verilmiştir. Direksiyon sistemi de taşıt dinamiği açısından önemli bir sistem olduğundan dolayı, yeni teknolojilerin ağır ticari taşıtlara entegresi gereklidir. Bu bölümde, ağır ticari taşıtlar için geliştirilmekte olan yeni teknoloji direksiyon sistemlerinden bahsedilmiş ve bu tasarımların taşıt dinamiğine olan etkileri hakkında bilgi verilmiştir.

5.1 Elektrik Motoru Destekli Hidrolik Direksiyon Sistemi

Ağır ticari taşıtların ön aks yüklerinin fazla olması nedeniyle, binek taşıtlarda olduğu gibi tamamen elektrik motoru destekli direksiyon sistemi günümüz teknolojisinde mümkün değildir. Bunu desteği sağlayabilmek amacıyla, fazla güç üretebilen ve çalıştırılabilmesi için yüksek voltaj gerektiren elektrik motorlarına ihtiyaç vardır. Fakat yüksek güç gerektiren elektrik motorlarının kapladığı hacimin fazla olması, taşıta yerleştirilmesinde zorluklara neden olacaktır. Bu tarz kısıtlara çözüm olarak, yine direksiyon sisteminin hidrolik desteğinden yararlanılarak ve buna ek olarak direksiyon kutusu giriş milini kontrol edebilecek küçük bir elektrik motoru ile direksiyon sistemini daha rahat kontrol edebilme imkanı sağlanmıştır. Şekil 5.1' de

basit şeması gösterilen bu yeni teknoloji sayesinde; sürücünun direksiyon simidine uyguladığı moment değerleri, hıza bağımlı olarak değiştirilebilemekte, yoldan gelen tepkiler sürücüye ulaşmadan sönümlenmekte, yanal rüzgar etkisiyle taşıtın dinamiğini bozabilecek dış etmenlerin sürücünün kontrolü kaybetmesine engel olabilmektedir. Ek olarak, elde edilebilecek faydalı özelliklerinden aşağıdaki kısımlarda detaylıca bahsedilmiştir.



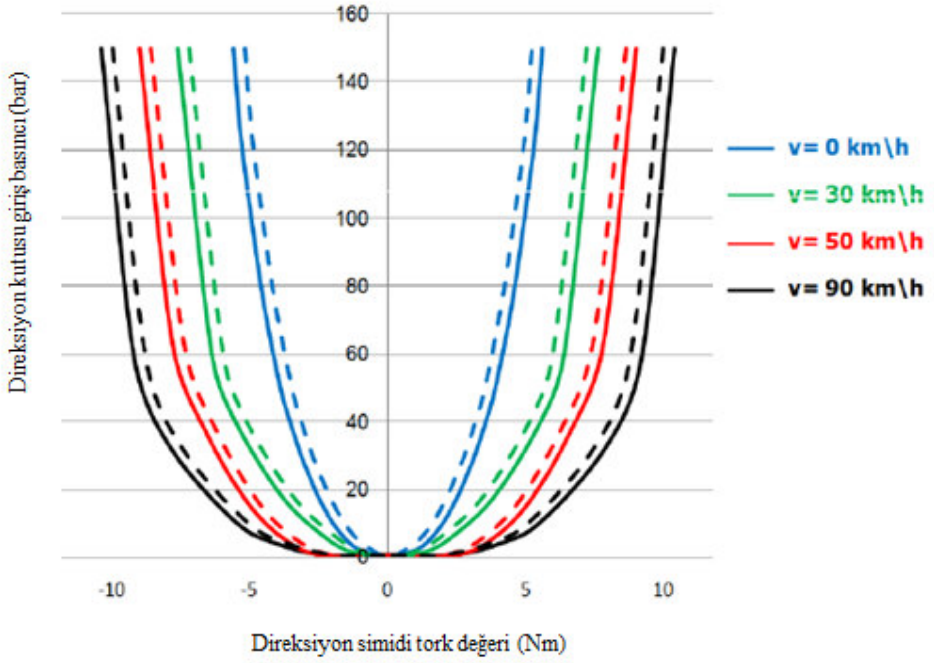
Şekil 5.1 : Elektro-hidrolik direksiyon sistemi çalışma şeması

Bu sistemin doğru bir şekilde çalıştırılabilmesi için taşıtın hızının, direksiyon simidi açısal hareketlerinin, taşıta etki eden yanal ivme değerlerinin sensörler sayesinde okunarak, elektronik kontrol ünitesinde değerlendirildikten sonra giriş miline elektrik motoru yerleştirilmiş direksiyon kutusuna hareket tanımlanmaktadır. Sensörlerden gelen bilgilerden sonra tanımlanan hareket, direksiyon simidi taşıtılığıyla sürücüye destek olacak şekilde tepki ortaya çıkmaktadır.

5.1.1 Hıza bağlı direksiyon efor değişimi

Günümüz ağır ticari taşıtlarında kullanılan direksiyon kutularında, önceki kısımlarda da bahsedildiği gibi tek tip valf eğrisi ile değişik basınçlarda sürücünün uygulaması gereken belli bir moment değeri bulunmaktadır. Valf mekanizmasının tasarımına göre tanımlana bu karakteristiğin moment değeri, taşıtın ön aks yük miktarına, zemin

özelliklerine, manevraya ve sistem basıncına bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Fakat bu değer, taşıtın hızından bağımsızdır. Yani, taşıt yüksek hızda hareket ederken direksiyon hareketlerinin ve tekerleklerdeki sürtünmelerin az olmasından dolayı, sürücünün uygulaması gereken ve direksiyon sisteminden hissettiği geri moment değeri çok düşük kalmaktadır. Bundan dolayı da bazı sürücüler, taşıtın düz gidiş kontrolünü sağlamakta zorluk çekmekte ve sürekli direksiyon simidini merkez konumuna getirme ihtiyacı duydukları için sıkıntı yaşamaktadırlar. Yeni teknoloji elektro-hidrolik destekli direksiyon sistemi sayesinde, tekerleklerden ölçülen taşıt hızının elektronik kontrol ünitesinde değerlendirildikten sonra akıllı direksiyon kutusuna iletilmesi ile valf karakteristiği Şekil 5.2' de gösterildiği gibi hıza bağımlı hale getirilebilmektedir.



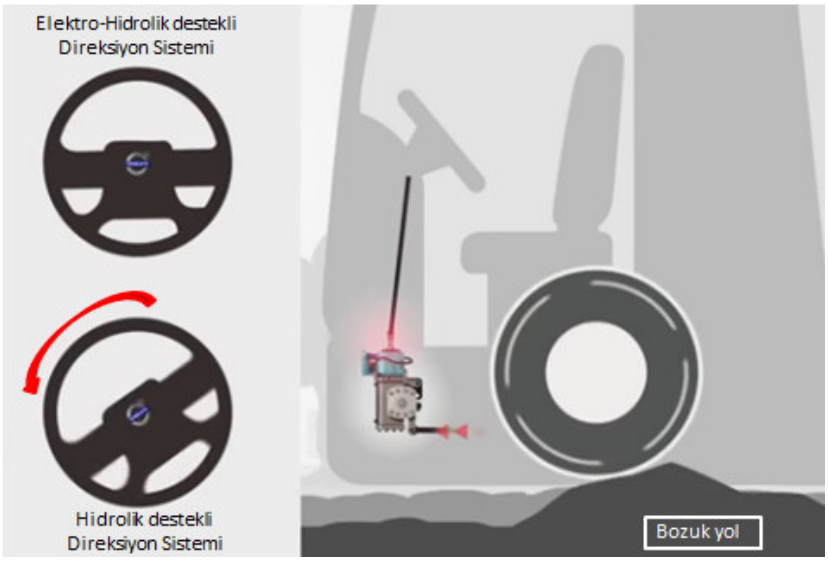
Şekil 5.2 : Hıza bağımlı değişen direksiyon kutusu valf eğrileri (basınç – moment grafiği)

Bu durumda, direksiyon kutusunun temel valf karaktersitiği siyah eğri gibi çok geniş olacak şekilde tasarlanır. Bu geniş eğri, taşıt yüksek hız ile sürülürken, taşıtın düz gidiş kontrol edilebilirliğini iyileştirmek amacıyla kullanılmaktadır. Bu sayede sürücüler, az seviyede direksiyon hareketlerde sistemden gelen moment seviyelerini daha rahat hissedebilecektir. Düşük hızlarda ise, elektrik motoru sürücüye direksiyonun döndürüldüğü yönde destek vererek, daha az efor harcamasını

sağlamaktadır. Elektrik motorunu direksiyon miline uyguladığı aynı yönlü döndürme momenti ile, sürücü park sırasında direksiyonu rahatlıkla döndürebilecektir. Hıza bağımlı olarak değişen bu destek, taşıtın dinamiğini ve sürücünün sürüş konforunu oldukça olumlu yönde etkilemektedir.

5.1.2 Bozuk yolların neden olduğu direksiyon titreşimlerinin sönümlenmesi

Ağır ticari taşıtlar karayollarında kullanıldıkları kadar, aynı zamanda çoğunlukla inşaat, kırsal, orman alanları gibi düzgün olmayan yollarda da kullanılmaktadır. Bu tarz yollarda tümsekler ve çukurlar nedeniyle süspansiyon sistemi sürükli aşağıya ve yukarıya doğru hareket halindedir. Bir önceki bölümde optimazasyon denemelerinin yapıldığı bump steer parametresinden de bilindiği üzere, Şekil 5.3' de gösterildiği gibi süspansiyon sisteminin düşey hareketleri, tekerleklerin ve dolayısıyla direksiyon simidinin sürücüden bağımsız olarak hareket etmesine neden olmaktadır. Bump steer etkisinin minimize edilemediği durumlarda, bu hareket daha fazla olacaktır ve sürücünün kontrolü kaybetmesine neden olabilir.



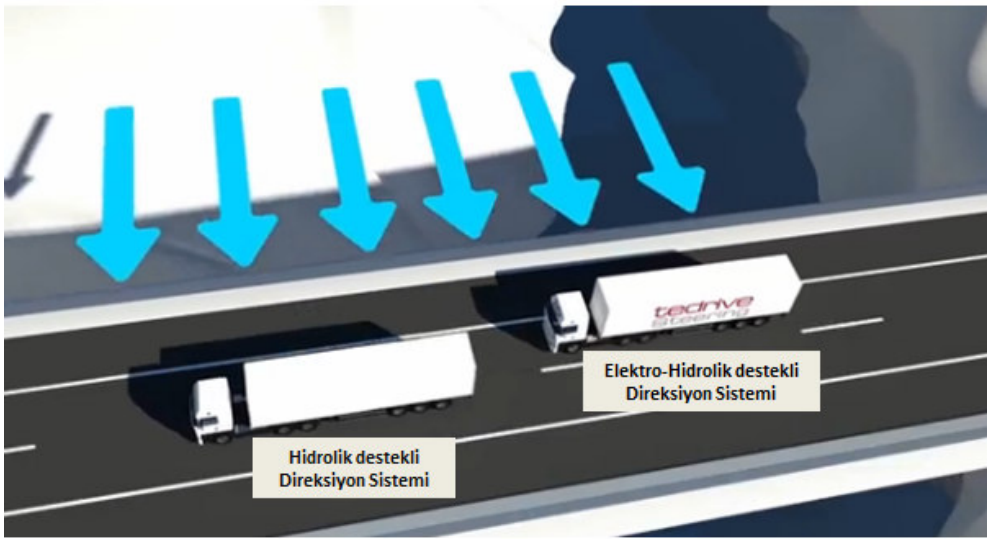
Şekil 5.3 : Elektro-hidrolik direksiyon sisteminin bozuk yollardaki davranışı [20]

Elektrik motoru destekli direksiyon sisteminde ise yoldan gelen rahatsız edici etkiler sönümlenerek direksiyon simidinin hareket etmesi engellenmektedir. Süspansiyon sisteminin düşey hareketlerinden etkilenerek hareket eden pitman kolu ve dolayısıyla çıkış mili hareketlerine karşı ters yönde döndürme hareketi uygulanarak, direksiyok

milinin dönmesine izin verilmez. Bu sayede, bozuk yollarda sürücünün her zaman kontrolü sağlamasına ve taşıtın dinamiğinin bozulmamasına yardımcı olmaktadır.

5.1.3 Yanal rüzgar etkisinin azaltılması

Özellikle çekici tipi taşıtlarda treylerin uzun ve yüksek olmasından dolayı, yan taraftan gelen rüzgarlardan taşıt dinamiği olumsuz etkilenmektedir. Şekil 5.4' te görüleceği gibi yüksek bir viyadükten geçen 2 çekici taşıttan bir tanesinde sadece hidrolik destekli direksiyon sistemi bulunmaktadır. Bu taşıtın sürücüsü, taşıtın sağ tarafına etki eden rüzgar kuvveti nedeniyle taşıtı düz tutmakta zorlanmaktadır. Bu değişken kuvvet ile mücedale etmek zorunda kalmaktadır. Bu durum, hem kamyonun kontrolünü kaybederek kaza yapmasına, hem de diğer şeritlerdeki taşıtlara da tehlike yaratmaktadır. Diğer çekici taşıtta ise, Elektrik motoru ve EKÜ ile desteklenen direksiyon sistemi bulunduğu için düz gidişin bozulmasına sistem izin vermemektedir. Bunu sağlamak için, taşıtın şasisi üzerine yerleştirilen dönme açı sensörü (yaw rate sensor) sayesinde taşıta etki eden yanal etkiler nedeniyle taşıtın sapma miktarı EKÜ tarafından değerlendirilir. Değerlendirme sonucu taşıta etkiyen yanal kuvvetin yönüne ve kuvvetine göre direksiyon sistemine ters bir tepki vererek taşıtın kontrolünün sağlanması için sürücüye destek verilir. Bu desteğin sonucunda, sürücü taşıtı rahatlıkla kontrol edebilir ve taşıtın dinamiği yanal rüzgardan etkilenmeksizin korunmaktadır.

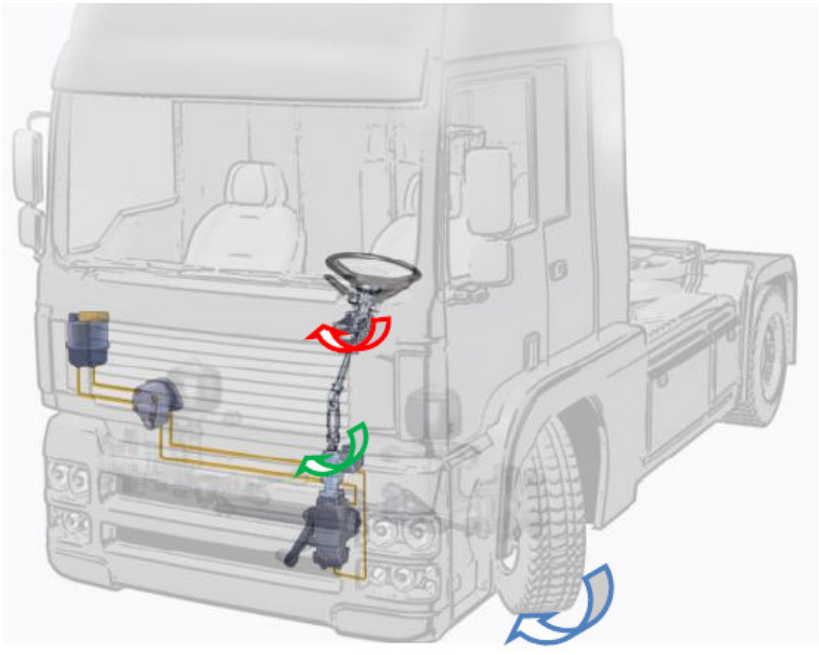


Şekil 5.4 : Elektro-hidrolik direksiyon sisteminin yanal rüzgar altında davranışı [21]

5.1.4 Direksiyonun aktif geri toplaması

Günümüz taşıtlarında süspansiyon ve direksiyon geometrisinden faydalınarak viraj sonrası tekerleklerin düz konuma gelmesini sağlayan ters yönde bir moment oluşturulmaktadır. Oluşan bu moment sayesinde tekerlekler sürücüden bağımsız olarak düz konuma gelmektedir. Fakat bazı parçalarda meydana gelen yüksek içi sürtünmeler veya yanlış geometri tasarımı sonucunda, direksiyon sistemi merkez konumuna gelmekte zorlanmaktadır. Bunun sonucunda da sürücünün beklentisi dışında bir hareket meydana gelmekte ve viraj sonrası taşıtın kendini düz konuma getirmesi gecikeceğinden dolayı da kazaya sebebiyet verebilecek durumlar ortaya çıkabilir.

Yeni teknoloji elektrik motoru destekli direksiyon kutuları sayesinde, sistemde sürtünme olması durumunda dahi viraj veya manevra sonrası, Şekil 5.5' te gösterildiği gibi elektrik motoru direksiyon miline lineer bir şekilde merkeze doğru döndürme kuvveti uygulayarak kusursuz bir geri toplama sağlanmaktadır. Bu teknoloji sayesinde özellikle treyler montajlı çekici taşıtların geri geri giderken yaptıkları manevralar sırasında direksiyon kendini merkezlemesi sürücüye kolaylık sağlanmaktadır.



Şekil 5.5 : Elektro-hidrolik direksiyon sisteminin viraj sonrası direksiyon geri toplamaya etkisi

5.1.5 Şerit takip ve koruma desteği verilmesi

Önümüzdeki yıllarda, Türkiye' de zorunlu hale gelecek olan şerit takip ve uyarı mekanizması ile sürücüler istem dışı ya da farkında olmadan yoldaki beyaz çizgilerle ayrılmış şeritlerin dışına çıktığı anda taşıtın görüntülü ve sesli uyarı vermesi sağlanacaktır. Bu sayede sürücülerin taşıt hareket halinde iken direksiyon başında uyuya kalmaları veya dikkatlerinin dagılması sonucunda oluşan kazaları minimum seviyeye indirilmesi hedeflenmektedir. Fakat bazı durum ve sürücüler için bu uyarı mekanizması dahi yeterli olmama ihtimali bulunmakta, uyarıyı alsa bile durumu farkedip taşıtı kontrol altına almakta gecikmeler olabilir. İşte bu düşüncelerle yapılan çalışmalarda, elektrik motoru destekli direksiyon sistemi ile şerit takip ve uyarma mekanizmasına ek olarak, elektrik motoru ile direksiyonun kendi kendini düzelterek taşıtı şeritte tutma imkanı sağlanabilmektedir. Bunu yapabilmek amacıyla taşıta yerleştirilen radar ve kamera sistemi ile iletişime geçen akıllı direksiyon sisteminin elektronik kontrol ünitesi, taşıtın şeridi terketme durumuna göre uygulanması gereken direksiyon moment değeri belirlenerek direksiyon miline müdahale etmesi sağlanır. Bu sayede direksiyon simidi kendi kendini döndürerek taşıt güvenli bir şekilde şerit içine alınabilmektedir. Bu özellik daha çok sürücü için aktif bir güvenlik sağlasa da, taşıtın dış etkilerden dolayı şeritten çıkmamasını sağlayarak taşıt dinamiği ve sürüş konforunu da iyi yönde etkilemektedir.



Şekil 5.6 : Elektro-hidrolik direksiyon sisteminin şerit takip ve koruma fonksiyonu

5.2 Kremayer Tipi Direksiyon Sisteminin Ağır Ticari Taşıtlarda Kullanımı

Gelecek yıllarda ağır ticari taşıtlarda kullanmak amacıyla çalışmaların devam ettiği bir diğer teknoloji de kremayer tipi dişli kutulu direksiyon sistemidir. Kremayer dişli kutusunun kullanıldığı direksiyon sistemi günümüzde yaygın olarak binek ve hafif-orta ticari taşıtlarda bulunmaktadır. Fakat son yıllarda, Şekil 5.7' de görüleceği gibi, ön aksa entegreli kremayer tipi direksiyon dişli kutularının ağır ticari taşıtlarda kullanımı için çalışmalar hız kazanmıştır. Döner bilyalı direksiyon kutusunun aksine şasi yerine direkt olarak süspansiyon sistemi parçalarından aksa monte edilen kremayer mekanizması ara mekanik bağlantılar olmadan tekerlekler ile bağlantı kurabilmektedir. Bağımlı veya bağımsız ön aks süspansiyon ile beraber kullanılabilen kremayer direksiyon sistemi sayesinde aşağıda maddelerle belirtilen avantajlar elde edilebilmektedir;

- Direksiyon kararlılığının geliştirilmesi: Direkt olarak tie rod ve oradan da tekerleğe bağlandığından dolayı, döner bilyalı direksiyon sistemi tasarımına göre bağlantı sayısı azalmaktadır. Bu da, daha kararlı ve boşluksuz bir direksiyon sistemi elde edilmesini sağlar.

- Aktif güvenlik: Kararlı bir direksiyon sistemi sayesinde mükemmele yakın taşıt kontrolü sağlanmaktadır.

- Sürüş konforu: Kısa mekanik yapısı sayesinde, tümsek ve çukurlarda direksiyon simidine gelen geri tepkilerin azaltılması sağlanır.

- Ağırlık azaltılması: Döner bilyalı direksiyon sisteminde kullanılan mekanik ara bağlantı elemanlarına (pitman kolu, kısa rod, deve boynu) ihtiyaç olmaması nedeniyle daha hafif bir sistem elde edilebilir. Bu da taşıtın toplam ağırlığının düşmesini sağlar.

- Daha kolay paketleme: Kısa yapısı sayesinde taşıt paketine daha kolay entegre olabilme.

- Daha az lastik aşınması: Bağlantı mafsallarının merkeze olan uzaklıklarının az olması nedeniyle daha uzun tie rod tasarımına izin verilmekteidr. Bu sayede daha az ackerman hatası elde edilebilir.



Şekil 5.7 : Ağır ticari bir taşıtta kremayer tipi direksiyon kutusunun kullanımı [22].

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Binek taşıtların geride kalan 20-30 yıllık teknoloji gelişim ivmesi, son yıllarda ağır ticari taşıtlarda da görülmeye başlanmıştır. Bunun nedeni olarak da, kamyon kullanıcılarının talebi ve beklentilerinin aşırı derecede artması olarak tahmin edilebilir. Yük taşımacılığında, harfiyat veya inşaat alanında çalışan bir kamyonun sürücüsü günün yarısını taşıtı kullanarak geçirebilmektedir. Bundan dolayı da o taşıt artık sürücünün evi gibi olmuştur ve bundan dolayı da taşıt kullanırken kendisini yormayacak ve rahatsız etmeyecek konfor beklentileri oluşmaktadır. Önceden bir sürücünün taşıt alırken dikkat ettiği parametreler taşıtın fiyatı, yakıt tüketimi, performans ve dayanıklılığı iken, artık bu özelliklerin yanı sıra taşıtın dinamik davranışları, sürüş konforu, kontrol edilebilirliği, frenleme performansı ve ergonomisi gibi parametreler de kontrol kriterleri arasına girmiştir. Bu sebeple taşıt üreticileri tüm bu parametrelerde beklentileri karşılamak amacıyla özenli çalışmalar yapmaktadırlar. Bu tez çalışmasında da ağır ticari taşıtın direksiyon sistemi parçaları hakkında bilgiler verilmiş, çekici tipi bir kamyonun mekanik bağlantı noktaları ve direksiyon kutusu karakter değişiminin taşıtın dinamiğine etkileri bilgisayar destekli yazılım programı Adams/Car ile analiz edilmiş, gerçek taşıt üzerinde yapılan testlerde elde edilen sayısal ölçümler ile incelenerek değerlendirmeler yapılmıştır.

Detaylı olarak incelenen direksiyon sistemi parçalarının sürücünün emniyeti, güvenliği ve konforu için ne kadar önemli parçalar olduğu vurgulanmaktadır. Taşıt hareket halinde iken sürücü ile sürekli temas halinde olan birkaç sistemden biri olan direksiyon sisteminin arızalanması veya parçalarının fonksiyonelliğini yitirmesi ciddi kazaların meydana gelmesine neden olabilmektedir. Bundan dolayı parçaların fonksiyonları ve maruz kaldığı dış kuvvetler çok iyi bilinmeli ve bu bilgilere göre tasarımlar yapılmalıdır. Ayrıca, hidrolik destekli çalışan sistemin hidrolik basınçtan yararlanabilmesi için sistem içerisindeki sızdırmazlık sağlanarak, iç ve dış kaçaklar engellenmelidir. Bu sebeple, sistemin çalıştığı tüm manevralar sonucunda yağın ulaştığı maksimum basınç ve sıcaklık değerlerine göre hidrolik yağın karakteristiği

gözönüne alınarak, ara bağlantılardaki sızdırmazlık için gerekli bağlantı elemanı tasarımları yapılmalıdır.

Çekici bir taşıtın sadece direksiyon sistemi ve ön aks süspansiyon sisteminin Adams/Car programı kullanılarak oluşturulan modelinde yapılan çalışmalar ile, direksiyon sisteminin mekanik parçalarının bağlantı noktaları değiştirilerek taşıt dinamiğinin önemli parametreleri olan bump – roll steer ve ackerman karakterlerinin değişimi incelenmiştir. Direksiyon sistemi kritik bağlantı noktaları olarak; pitman kolu – kısa rod bağlantısı (A noktası), kısa rod – deve boynu bağlantısı (B noktası) seçilerek bu noktalar bump – roll steer parametresi açısından simülasyonlar ile incelenmiştir. Diğer bir bağlantı olan çolak kolu – uzun rod bağlantısı (C noktası) da ackerman geometrisi ve hatası açısından analiz edilmiştir. A ve B bağlantı noktalarının x, y ve z koodinatlarında değişimlerinin sonuçlarına göre hazırlanan bölüm sonundaki çizelgeden de anlaşılacağı üzere, özellikle z eksenindeki değişimler taşıtın bump - roll steer karakterlerine etkisi fazladır. A ve B noktasının x ve y eksenlerindeki koordinat değişimlerinin bump – roll steer parametrelerine etkisi çok az görünse de, direksiyon sistemi performansı açısından önemli optimizasyon parametreleridir. Özellikle direksiyon turlarının sağ – sol simetrisi, direksiyon moment değerleri açısından A ve B noktalarının x,y koordinatları belirleyici tasarım kıstaslarıdır. C noktasının tüm eksenlerdeki değişimi de ackerman hatasına olumlu ve olumsuz yönde etkisi olmaktadır. Ackerman hatası özellikle C noktasının y eksenindeki koordinat değişimlerine karşı çok hassastır. Ayrıca, taşıtın aks mesafesinin (wheelbase) değişimi de ackerman hatasında büyük değişimlere neden olmaktadır. Bu çalışmalardan çıkarılacak sonuç; yeni tasarlanan ağır bir ticari taşıtta direksiyon sistemi parçaları tasarımı öncesinde taşıt dinamiği karakterlerinin optimizasyonu taşıt ile uyumlu hale getirilen bilgisayar destekli bir yazılım programında yapılarak bağlantı noktaları belirlenmelidir.

Bilgisayar destekli yazılım programlarında yapılan analiz çalışmalarına ek olarak taşıt dinamiği karakteri, çekici tipi bir taşıtta yapılan yol testleri ve manevralar ile incelenmektedir. Testler sırasında birbirinden farklı numuneler denenerek optimizasyon çalışmaları yapılmaktadır. Bilgisayar programlarında taşıt dinamiği ile ilgili statik, düşük hızda, yüksek hız düşük yanal ivme altında, yüksek yanal ivme altında taşıtın dinamik karakteristiği arzu edilen hassasiyette simüle edilemediğinden dolayı, taşıt tasarımı sırasında taşıtlarda yapılan yol testleri önem kazanmaktadır. Bu

tez çalışmasında ilk olarak farklı tasarımda iki deve boynu parçasının taşıt dinamiğine etkileri taşıt yol testleri ile incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre deve boynu parçalarından kısa olanı, taşıtın düşük ve yanal ivme testlerinde, dar ölü alanı ve yüksek moment geri tepkisi ile sürücünün virajlarda daha güvenli hissiyata sahip olmasını sağlamıştır. Özellikle düşük hızlarda yapılan manevralar sonrasında direksiyon sisteminin kendini merkeze doğru toparlaması kısa deve boynu ile daha hızlı gerçekleşmektedir. Fakat diğer taraftan da, statik ve düşük hızlı park manevrası testlerinde, direksiyon simidine uygulanan moment değerleri uzun deve boynuna göre daha fazladır. Ağır ticari taşıtların uzun yapıları ve treyler mekanizmaları nedeniyle, taşıtı düzgün bir şekilde park etme sırasında, sürekli direksiyon hareketleri verilir. Direksiyon moment değerleri yüksek olan taşıtların sürücüleri, daha çok efor sağlamaktadır ve bu istenmeyen bir durumdur. Ayrıca, kısa deve boynu kullanımı nedeniyle direksiyon hidrolik basınçları da bir miktar artış göstermektedir. Tüm bu sonuçlar değerlendirilerek, bazı parametrelerden ödün verilmek koşulu ile hangi tip parçanın kullanılacağına karar verilir.

Direksiyon sisteminin taşıt dinamiğine etkisinin incelendiği taşıt yol testlerinin ikinci kısmında ise sistemin en önemli parçalarından biri olan direksiyon kutusu içerisine yerleştirilen valf komplesinin farklı karakterleri test edilmiştir. Testler sırasında 3 farklı valf eğrisine sahip direksiyon kutuları çekici bir taşıta monte edilerek taşıt dinamiği yol testleri uygulanmıştır. Test sonuçları değerlendirilirse, valf eğrisi değişikliğinin daha çok statik ve hareketli halde iken sürücünün uyguladığı ve sistemden hissettiği direksiyon simidi moment değerlerini etkilediği görülmüştür. Fakat bu etki statik ve hareketli halde birbirine zıt karakterdedir. Yani, park eforlarında en düşük direksiyon moment sağlayarak sürücünün daha az efor uygulamasını sağlayan valf karakteristiği, yüksek hızlarda düşük direksiyon momentleri nedeniyle sürüş hissiyatında olumsuz not almaktadır. Bu nedenle bu hassas ikilem için araç üreticileri ve sistem tasarımcıları tarafından bir optimizasyon çalışması ile seçim yapılmalıdır. Sonuç olarak; sıfırdan tasarlanan bir direksiyon sistemi için bağlantı noktaları çok önemli bir optimizasyon parametresidir. Son tasarım belirlenmeden önce değişik tasarımlarda deve boynu parçaları yol testinde taşıt dinamiği açısından değerlendirilmelidir. Daha sonra, sürücünün birebir etkileşimde olduğu direksiyon simidi momentlerinin optimizasyonu için ise farklı

valf karakterlerdeki direksiyon kutuları taşıt dinamiği açısından yol testleri ile değerlendirilebilir.

Son olarak ilerleyen yıllarda direksiyon sistemi tasarımlarının ne yönde değişeceği hakkında bilgiler verilerek, bu değişikliklerin taşıt dinamiği etkileri hakkında yorumlar yapılmıştır. Yeni teknoloji direksiyon sistemleri sayesinde taşıt dinamiğinin ciddi oranda iyileşeceği sonucu çıkarılabilir. Kara yolu taşımacılığının yaygınlaşması ile ağır ticari taşıtlara karşı talebin ve müşteri memnuniyet beklentilerinin her geçen gün artması nedeniyle bu yeni teknolojilerin önümüzdeki yıllarda tüm kamyonlarda görülmesi yüksek ihtimaldir.

KAYNAKLAR

[1] **Url-1 <** *http://thetruckingaccidentlawyers.info/the-5-most-common-causes-of-trucking-accidents/*>, alındığı tarih: 17.04.2014

[2] **International Road Transport Union** (2007). A scientific study "ETAC" European Truck Accident Causation, Geneva, Switzerland.

[3] **Heissing, B., Ersoy, M.** (2011). Chassis Handbook, Deutsche Nationalbibliothek, Germany.

[4] **Davis, S. C., Diegel, S. W., Boundy, R. G., Moore, S.** (2013). Vehicle Technologies Market Report, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN, USA.

[5] **Url-2 <** *http://www.zf-lenksysteme.com/uploads/media/LENKSYSTEME_NKW_E.pdf*> , alındığı tarih: 10.11.2013

[6] **Kulaç, G., Ozan, B., Oz, Y.** (2013). Steering Dynamics and Kinematics Development of a Ford Heavy Commercial Truck, SAE International, 2013-01-2354.

[7] **Sun, Y., Chen, W., Zhang Y., Chen L.** (2010). Multi-domain Modeling and Simulation of Hydraulic Power Steering System Based on Modelica, SAE Technical Paper Series, 2010-01-0271.

[8] **Durstine, J. W.** (1973). The Truck Steering System from hand Wheel to Road Wheel, SAE Paper Technical Series, 730039.

[9] **Pillar, D. R., Braun E. E.,** (1995). All-Wheel Steering System for Heavy Truck Application, SAE Technical Paper Series, 952680.

[10] **Pflug, H. C., von Glasner, E. C., Povel R.** (1996). Commercial Vehicles with Intelligient Rear Axle Steering System, 962185.

[11] **Hussain, K., Stein, W., Day, A. J.** (2005). Modelling Commercial Vehicle Handling and Rolling Stability, Institution of Mechanical Engineers, 10.1243/146441905X48707.

[12] **Islam, M.** (2010). Design Synthesis of Articulated Heavy Vehicles with Active Trailer Steering System, M. Sc. Thesis, University of Ontorio Institute of Technology.

[13] **Yan, G.** (2012). Analyses and Optimization of Torque Variation in Steering Column Assembly, SAE China and FISITA, F2012-G01-016.

[14] **Oz, Y., Ozan, B., Uyanik, E.** (2012). Steering System Optimization of a Ford Heavy-Commercial Vehicle Using Kinematics & Compliance Analysis, SAE International, 2012-01-1937.

[15] **Ozan, B.** (2012). Steering System Optimization of a Heavy-Commercial Vehicle to ımprove Straight Ahead Controllability Using Kinematics & Compliance Analysis, M. Sc. Thesis, Istanbul Technical University

[16] **Williams, D. E.** (2009). Synthetic Torque Feedback to Improve Heavy Vehicle Drivability, Journal of Automobile Engineering, 10.1243

[17] **Williams, D. E., Nhila, A., Gupta, V.** (2013). Integration of Lane Keeping Assistance with Steering, SAE International, 10.4271

[18] **University of Michigan Transportation Research Institute,** (2007). Mechanics of Heavy-Duty Truck Systems, Cambridge University Engineering Department, Cambridge, UK.

[19] **Url-3 <** *http://www.macktrucks.com/default.aspx?pageid=5637*>, alındığı tarih: 10.04.2014

[20] **Url-4 <***http://www.youtube.com/watch?v=clv7emcs84Y*>, alındığı tarih: 30.03.2014

[21] **Url-5 <***http://www.youtube.com/watch?v=WaACEOrsxv8*>, alındığı tarih: 30.03.2014

[22] **Url-6 <***http://www.zf-lenksysteme.com/uploads/media/ZF_Servoline_en.pdf*>, alındığı tarih: 30.03.2014

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: İbrahim Engin ERBİL

Doğum Yeri ve Tarihi: BURDUR / 24.09.1986

Adres: Altıntepe Mah. Değirmenyolu Cad. No:57 D:18 MALTEPE / İSTANBUL

E-Posta: erbil_engin@yahoo.com

Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü

İş Deneyimleri: Ford Otosan A.Ş – Ürün Geliştirme Mühendisi (2010 - .....)