

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ELEKTRO - HİDROLİK KONTROLLÜ
YÖNLENDİRİLEBİLİR İLAVE DİNGİL
SİSTEMİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ
TASARIMI VE ANALİZİ**

Mehmet GÜNAL

Ağustos, 2016

İZMİR

ELEKTRO - HİDROLİK KONTROLLÜ YÖNLENDİRİLEBİLİR İLAVE DİNGİL SİSTEMİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE ANALİZİ

**Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Bölümü,
Konstrüksiyon – İmalat Anabilim Dalı**

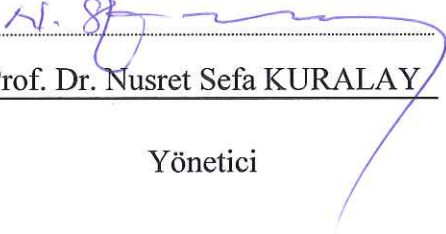
Mehmet GÜNAL

Ağustos, 2016

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

Mehmet GÜNAL, tarafından PROF.DR. NUSRET SEFA KURALAY yönetiminde hazırlanan “ELEKTRO - HİDROLİK KONTROLLÜ YÖNLENDİRİLEBİLİR İLAVE DİNGİL SİSTEMİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE ANALİZİ” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.


Prof. Dr. Nusret Sefa KURALAY

Yönetici


Prof. Dr. Balant YARDIMOĞLU

Jüri Üyesi


Yrd. Doç. Dr. Melih BELEVİ

Jüri Üyesi


Prof. Dr. Ayşe OKUR

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans tezimin hazırlanmasında yardımlarını esirgemeyen hocalarım Sayın Prof. Dr. N. Sefa KURALAY' a ve Sayın Araştırma görevlisi Mustafa Umut KARAOĞLAN' a içten teşekkürlerimi sunarım.

Tezin yürütülmesinde ve sonuçlandırılmasında desteklerini esirgemeyen Ege Endüstri ve Ticaret A.Ş çalışanlarına ve Sayın Atilla YENİCE' ye teşekkürü borç bilirim.

Ayrıca tezimi hazırlamamda desteklerini eksik etmeyen aileme teşekkür ederim.

Mehmet GÜNAL

ELEKTRO – HİDROLİK KONTROLLÜ YÖNLENDİRİLEBİLİR İLAVE DİNGİL SİSTEMİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE ANALİZİ

ÖZ

Bu çalışmada, ilave dingil kullanan ağır ticari taşıtların viraj yarıçaplarını ve taşıtın dönüşü esnasında oluşan lastik aşıntısını azaltmak için dışarıdan kuvvet uygulanarak araç ön tekerlerinin dönüş açısına göre *Ackerman* prensibine uygun olarak yönlendirilebilen bir ilave dingilin yapısal tasarımı üzerinde durulmuş ve çalışma prensibine yer verilmiştir.

Tezin birinci bölümünde kullanım şekillerine göre ilave dingil çeşitlerine yer verilmiştir.

İkinci ve üçüncü bölümde araç dönme hareketi ve karakteristiğine, maksimum yönlenme açısına göre araç dönüş yarıçapındaki iyileşme ve yuvarlanma direnci kuvveti kazancına, elektro-hidrolik yönlendirme ve kontrol sistemine yer verilmiştir.

Dördüncü ve diğer bölümlerde yönlendirilebilen ilave dingilin taşıma kapasitesi dikkate alınarak bilgisayar destekli tasarımı gerçekleştirilmiştir. Gerekli hesaplamaların ve sonlu elemanlar analizlerinin yapılması ANSYS Workbench paket programı ile tamamlanmıştır. Tasarım yapılır iken üretimin kolaylığına, yapının güvenli olmasına, montaj ve bakımın kolay yapılmasına dikkat edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Ackerman prensibi, lastik aşıntısı, viraj dönüş yarıçapı, sonlu elemanlar analizi, yorulma analizi.

DESIGN AND SYSTEM ANALYSIS OF ELECTRO – HYDRAULIC CONTROLLED STEERABLE TAG AXLE

ABSTRACT

This study is about design of a steerable tag axle that steers the tag axle wheels by applying external force according to front axle angle with respect to Ackerman principle for improving the turning radius and also prevent the tyre wear during cornering and manouvering of heavy commercial vehicles. The study also covers working principle of the system.

At first section was given an information about the varieties of tag axles depending on their usage.

At second and third section was given an information about the vehicle cornering movement and characteristics, reduction in the turning radius of the vehicle and rolling resistance force, electro-hydraulic steering and control system.

At fourth and other sections design of steerable tag axle was carried out considering the axle load capacity. The necessary calculations and FEA studies have been made and completed with ANSYS Workbench finite element analysis program. During the design of the systems, simplicity of production, safety of structure, ease of assembly and maintenance were of main concern.

Keywords: Ackerman principle, tire wear, turning radius, finite element analysis, fatigue analysis.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
TABLolar LİSTESİ.....	xi
BÖLÜM BİR-GİRİŞ	1
1.1 Sabit İlave Dingil	2
1.2 Kendinden Yönlenebilir İlave Dingil.....	2
1.3 Yönlendirilebilir İlave Dingil.....	3
BÖLÜM İKİ-DÖNME HAREKETİ VE KARAKTERİSTİĞİ.....	6
2.1 Ackerman Geometrisi	7
2.2 Trapez Mekanizması	9
2.3 Ön Aks Parametreleri	10
2.3.1 Kamber Açısı	10
2.3.2 Öniz (Toe-in) Açısı	11
2.3.3 Dingil Pimi (King-pin) Açısı ve Mesafesi	12
2.3.4 Kaster Açısı.....	12
2.4 İki Akstan Yönlendirme	13
2.5 Yönlenen Tekerlekte Oluşan Momentler ve Hareketler	15
2.5.1 Saptırılabilen Bir Ön Tekerlekte Hareketler ve Yükler	15
2.5.2 Yönlenen Tekerlekte Oluşan Momentler	16
2.6 Trapez Yön Verme Sistemi Tasarımı.....	20
2.6.1 Dönüş Yarıçapı.....	22
2.6.2 Tekerlek Döndürme Momenti.....	23

2.6.3 İlave Dingilin Yönlendirilmesi Sonucu Elde Edilen Yuvarlanma Direnç Kuvveti Kazancı.....	27
--	----

BÖLÜM ÜÇ-ELEKTRO - HİDROLİK YÖNLENDİRME VE KONTROL SİSTEMİ..... 30

3.1 Elektro-Hidrolik Yönlendirme ve Kontrol Sisteminin Çalışma Prensibi	31
3.2 Elektro-Hidrolik Yönlendirme ve Kontrol Sistemi Ekipmanları	33
3.2.1 Hidrolik Silindir	33
3.2.2 Direksiyon Açık Sensörü	34
3.2.3 Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU)	35

BÖLÜM DÖRT-MEKANİK TASARIM VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİ 37

4.1 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması ve Analizi	41
4.2 Yorulma Sınırının Belirlenmesi	46

BÖLÜM BEŞ-DÜŞEY YORULMA VE ARAÇ SİMÜLASYON TESTLERİ... 50

5.1 Prototip İlave Dingil Yorulma Testleri	50
5.1.1 Düşey Yorulma Testi	50
5.2 Araç Simülasyon Testleri.....	52

BÖLÜM ALTI-SONUÇLAR..... 55

KAYNAKLAR 57

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Çift teker ilave dingilli bir 6x2 kamyon.....	1
Şekil 1.2 Sabit ilave dingil	2
Şekil 1.3 Kendinden yönlenebilir ilave dingil.....	3
Şekil 1.4 Kendinden yönlenebilir ilave dingil.....	3
Şekil 1.5 Yönlendirilebilir ilave dingil.....	4
Şekil 1.6 6x2 İlave dingilli çöp kamyonu	4
Şekil 1.7 6x2 Ağır ticari araç görseli	5
Şekil 2.1 Ağır ticari araç yönlendirme sistemi.....	6
Şekil 2.2 6x2 Ağır ticari araç ön dingil sistemi.....	7
Şekil 2.3 Langensperger yönlendirme sistemi	8
Şekil 2.4 Arka dingilin yönlendirilmesi sonucu oluşan Ackerman geometrisi.....	8
Şekil 2.5 Trapez mekanizması modeli	9
Şekil 2.6 Trapez mekanizması (iz kolu (r), iz kolu açısı (λ), rot kolu uzunluğu (u))..	9
Şekil 2.7 Ön aks geometrisi	10
Şekil 2.8 Kamber açısı	11
Şekil 2.9 Öniz (Toe-in) açısı	11
Şekil 2.10 Dingil pimi (King-pin) açısı	12
Şekil 2.11 Kaster açısı.....	13
Şekil 2.12 İlk ve son aksının tekerlekleri yönlendirilmiş 6x6 araç modeli.....	14
Şekil 2.13 İlk ve son aksının tekerlekleri yönlendirilmiş bir aracın ackerman geometrisine uygun dönüşü.....	14
Şekil 2.14 Tekerlek momentini belirleyen parametreler.....	15
Şekil 2.15 Arka dingilin yönlendirilmesi sonucu oluşan Ackerman geometrisi.....	18
Şekil 2.16 Ön iç tekerlek açısına göre diğer tekerlek açılarının değişimi.....	19
Şekil 2.17 Trapez yön verme sistemi (β : iz kolu açısı, w: dingil pimleri arası mesafe)	20
Şekil 2.18 Dönüş hatası grafiği	22
Şekil 2.19 Yönlendirme sistemi boyutsal gösterimi	22
Şekil 2.20 Dönüş yarıçapı değişimi	23

Şekil 2.21 Tekerleğin yüzeyle temas alanının daire alanına dönüştürülmesi	24
Şekil 2.22 315 / 80 R22,5 lastiğine ait çökme grafiği.....	24
Şekil 2.23 Tekerlek ana ölçüleri.....	25
Şekil 2.24 Arka dingilin maksimum yönlenmesi sonucu oluşan geometri yönverme sisteminin şematik gösterimi.....	26
Şekil 2.25 Tekerlek üzerine etkiyen yan kuvvet ve diyagonal hareket açısı	28
Şekil 2.26 Yönlenme açısına göre ilave yuvarlanma direnci kuvveti değişimi grafiği	29
Şekil 3.1 Elektro-hidrolik sistem şeması.....	30
Şekil 3.2 Araç hızı ile yönlendirme yüzdesi grafiği.....	32
Şekil 3.3 Ön dingil ile ilave dingil tekerlekleri arasındaki yönlendirme ilişkisi ve ölü bölge grafiği.....	33
Şekil 3.4 Hidrolik silindir görüntüsü.....	33
Şekil 3.5 Hidrolik silindir iç yapısı	34
Şekil 3.6 Hidrolik silindir geri dönüş hareketi görüntüsü ($V < 45$ km/h).....	34
Şekil 3.7 Direksiyon açısı sensörü.....	35
Şekil 3.8 Direksiyon açısı sensörü patlatılmış görüntü	35
Şekil 3.9 Elektronik kontrol ünitesi (ECU).....	36
Şekil 4.1 Nihai tasarımın izometrik görünüşü.....	37
Şekil 4.2 Nihai tasarımın izometrik görünüşü.....	38
Şekil 4.3 Nihai tasarımın arkadan görünüşü	38
Şekil 4.4 Şasi montaj izometrik görünüşü.....	39
Şekil 4.5 Şasi montaj izometrik görünüşü.....	39
Şekil 4.6 Şasi montaj üstten görünüşü	40
Şekil 4.7 Yönlendirilebilir ilave dingil sonlu elemanlar modeli sınır şartı	41
Şekil 4.8 Yönlendirilebilir ilave dingil sonlu elemanlar modeli	42
Şekil 4.9 Yönlendirilebilir ilave dingil üzerinde meydana gelen eşdeğer gerilmeler	42
Şekil 4.10 Boru gövde üzerinde meydana gelen eşdeğer gerilmeler	43
Şekil 4.11 Yönlendirilebilir ilave dingil toplam deformasyon.....	43
Şekil 4.12 Akson üzerinde meydana gelen eşdeğer gerilmeler.....	44
Şekil 4.13 Akson üzerinde meydana gelen eşdeğer gerilmeler.....	44
Şekil 4.14 Dingil kafası üzerinde meydana gelen eşdeğer gerilmeler	45

Şekil 4.15 Dingil kafası üzerinde meydana gelen eşdeğer gerilmeler	45
Şekil 4.16 Dingil kafası boru gövde arası kaynak bölgesinde meydana gelen eşdeğer gerilmeler	46
Şekil 4.17 Goodman yorulma teorisi	46
Şekil 4.18 Goodman yorulma teorisi sınır şartları	47
Şekil 4.19 Boru gövde ömür değeri	48
Şekil 4.20 Boru gövde emniyet katsayısı dağılımı.....	48
Şekil 4.21 Boru gövde kritik emniyet katsayısı lokasyonu.....	49
Şekil 4.22 Saç diferansiyel kovanı düşey yorulma testi şematik gösterimi	50
Şekil 4.23 Düşey yorulma testine bağlanmış yönlendirilebilir ilave dingil	51
Şekil 4.24 Düşey yorulma testine bağlanmış yönlendirilebilir ilave dingil	51
Şekil 4.25 Araç üzerinde yönlendirilebilir ilave dingil sistemi.....	52
Şekil 4.26 Araç üzerinde yönlendirilebilir ilave dingilin maksimum açılı durumu	53
Şekil 4.27 Araç simülasyon testi izometrik görünümü	54

TABLÖLAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 2.1 Uygulama yapılacak aracın temel özellikleri tablosu.....	19
Tablo 2.2 Maksimum ön iç tekerlek açısına göre diğer tekerleklerin açıları.....	20
Tablo 2.3 İz kolu uzunluğu ve iz kolu açısı değerleri tablosu.....	21

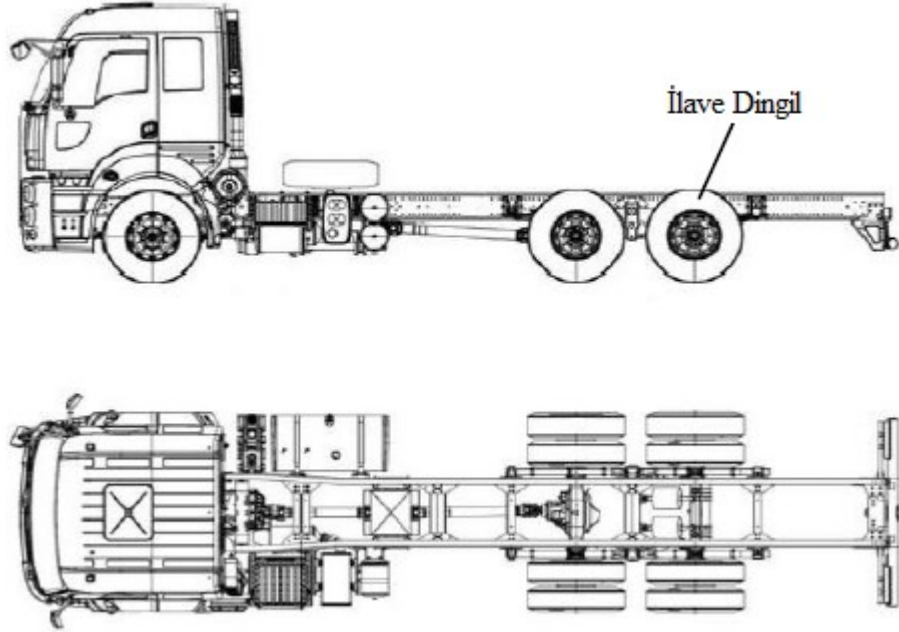


BÖLÜM BİR

GİRİŞ

İlave dingiller ticari araçlarda (Şekil 1.1) yük taşıma kapasitesini arttırmak amacı ile kullanılan sistemlerdir. Araç üzerinde canlı dingilin önünde veya arkasında kullanılırlar. Kullanıldığı aracın toplam ağırlığında bir miktar artışa sebep olmasına rağmen sağlamış olduğu büyük ölçüdeki taşıma kapasitesi artışı sebebi ile ticari araçlarda sıklıkla kullanılmaktadırlar.

İlave dingiller yönlendirilebilme kabiliyetlerine göre sabit ilave dingil, kendinden yönlenebilir ilave dingil ve yönlendirilebilir ilave dingil olmak üzere üç ana gruba ayrılmaktadırlar.



Şekil 1.1 Çift teker ilave dingilli bir 6x2 kamyon

1.1 Sabit İlave Dingil

Ülkemizde çoğunlukla 6x2 ticari araçlarda taşıma kapasitesi artışı sağlamak amacı ile kullanılan sistemlerdir. Tekerleklerin sabit konumda olması sebebi ile ticari aracın dönüşü sırasında ilave dingil (Şekil 1.2) tekerleklerinin sürüklenme hareketi yapmasından dolayı lastik aşınmasına ve aynı zamanda viraj dönüş yarıçapının artmasına neden olurlar.

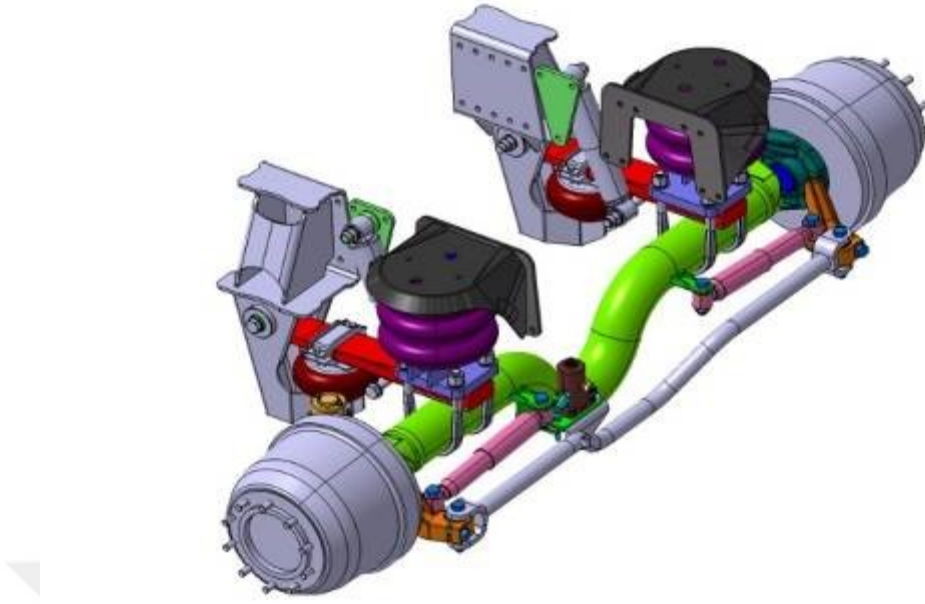


Şekil 1.2 Sabit ilave dingil

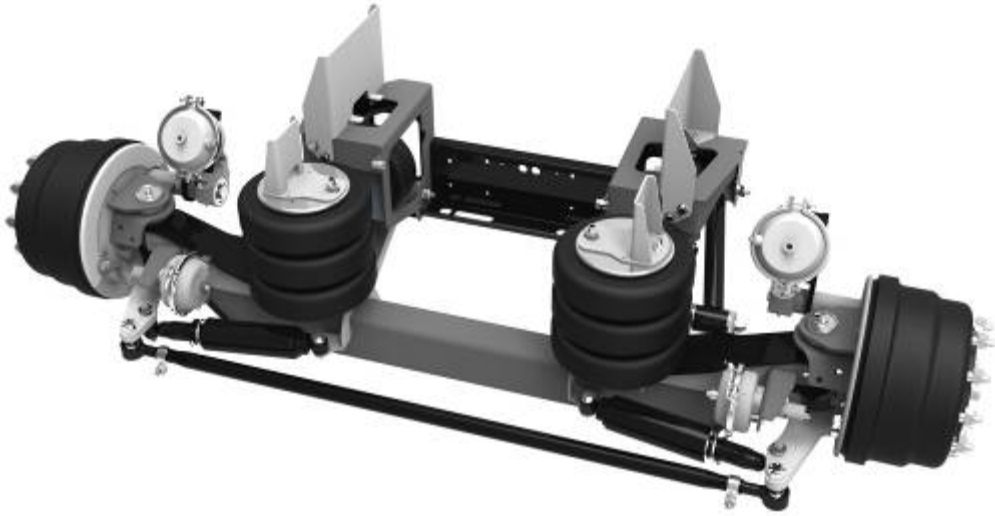
1.2 Kendinden Yönlenebilir İlave Dingil

Sabit ilave dingilin viraj hareketi esnasında neden olduğu kayıpları azaltmak amacı ile yönlenebilir hareketi, tekerlek eksenine göre dingil pimi (kingpin) eksenini eğilerek pozitif kaster açısı veya tekerlek eksenine göre dingil pimi (kingpin) eksenini eğilerek pozitif kaster açısı veya tekerlek eksenine göre bir moment oluşturması ve bu sayede de ilave dingilin kendinden yönlenebilir hareketi yapması sağlanır.

Kendinden yönlenebilir ilave dingil (Şekil 1.3) sistemi ile aracın viraj dönme yarıçapı küçülür ve aynı zamanda viraj hareketi sırasında aracın maruz kaldığı yan kuvvetler sonucu oluşan lastik aşınmaları önemli ölçüde azalır.



Şekil 1.3 Kendinden yönlenebilir ilave dingil

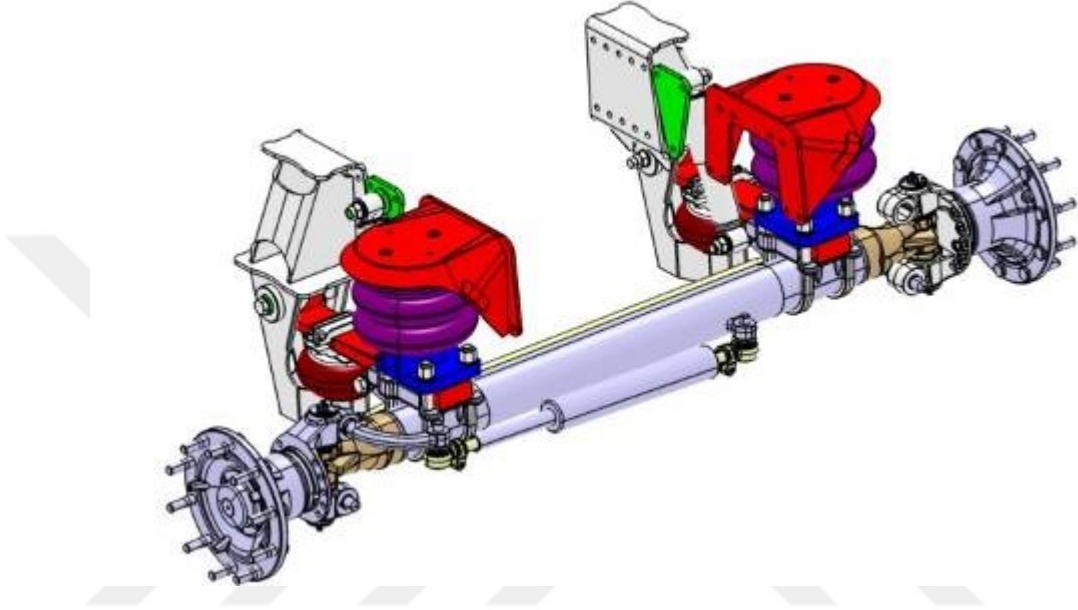


Şekil 1.4 Kendinden yönlenebilir ilave dingil (Linkmfg, b.t)

1.3 Yönlendirilebilir İlave Dingil

Yönlendirilebilir ilave dingil (Şekil 1.5) yönlendirme işlemi, çoğu zaman iz kollarına uygulanan bir hidrolik silindir kuvvetiyle ön tekerleklerin açısına bağlı olarak yapılmaktadır. İlave dingil tekerleklerinin de yönlendirilebilmesi sayesinde aracın dönüş yarıçapı azalır, dönüş esnasında ilave dingil tekerlekleri kayma

yapmadan yuvarlanabildikleri için lastik aşınması da azaltılmış olur. Dönüş yarıçapının azalması özellikle şehir içinde dar sokaklarda sıkça manevra yapması gereken çöp kamyonu (Şekil 1.6) gibi araçlar için oldukça önemlidir. Bununla birlikte dönüş hareketi sırasında tekerleklerde yan kuvvet oluşmayacağı için dingil yapı elemanları ve şasi daha az zorlanır.



Şekil 1.5 Yönlendirilebilir ilave dingil



Şekil 1.6 6x2 İlave dingilli çöp kamyonu

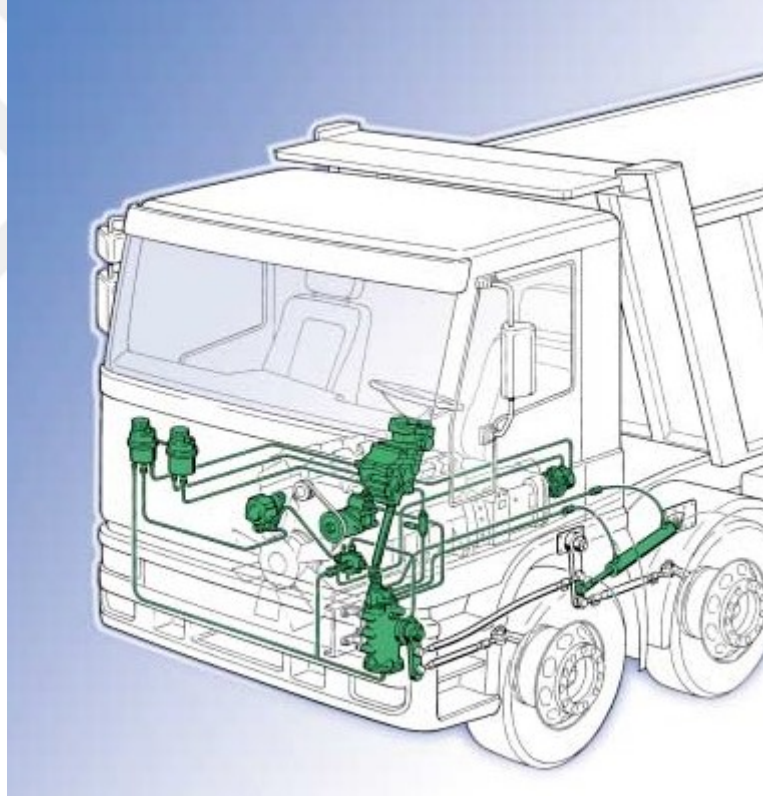


Şekil 1.7 6x2 Ağır ticari araç görseli

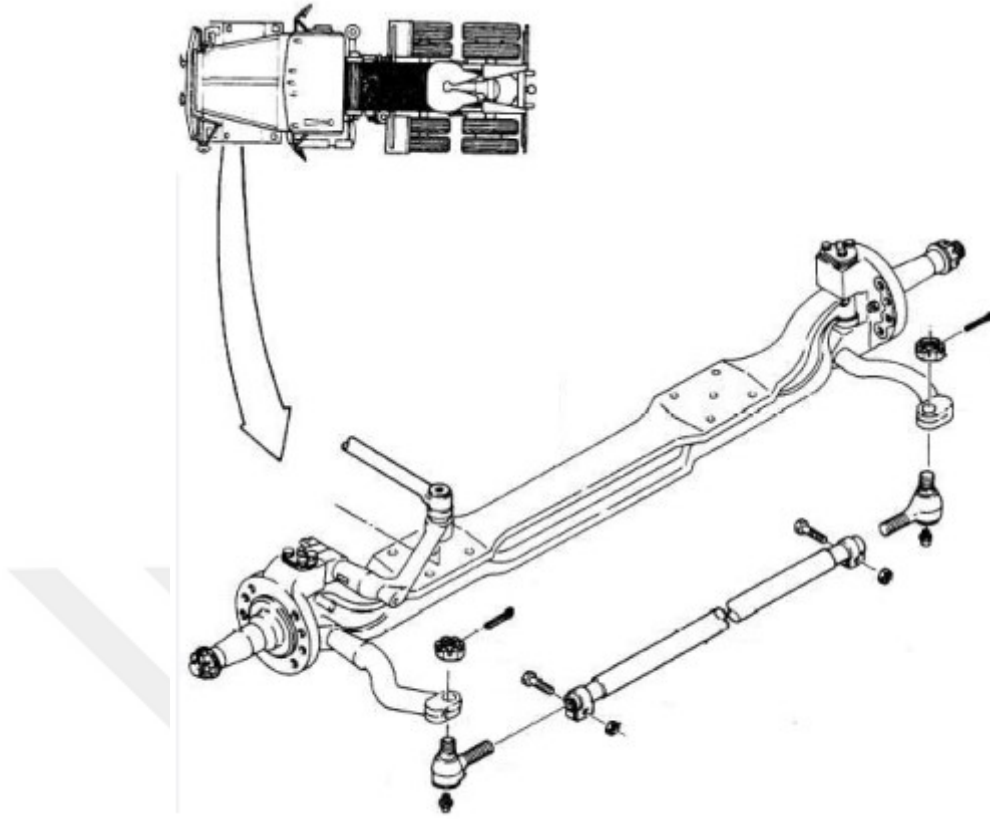
BÖLÜM İKİ

DÖNME HAREKETİ VE KARAKTERİSTİĞİ

Sürücü tarafından direksiyon simidine verilen dönme hareketinin direksiyon sistemi (Şekil 2.1) üzerinden iletilerek tekerlekleri uygun açılarla saptırmasıyla taşıtın dönme hareketi meydana gelir. Dönme hareketi incelendiğinde, tekerleklerdeki gerçek dönme açılarının teorikten farklı olduğu görülür. Bu farklılık tekerlek askı sistemi (süspansiyonun) geometrisine, direksiyon sisteminin çeşidi ve yapısına, aracın önden veya arkadan saptırılmasına ve hatta taşıtın tahrik yöntemine bağlıdır.



Şekil 2.1 Ağır ticari araç yönlendirme sistemi (ZF Steering System, b.t)



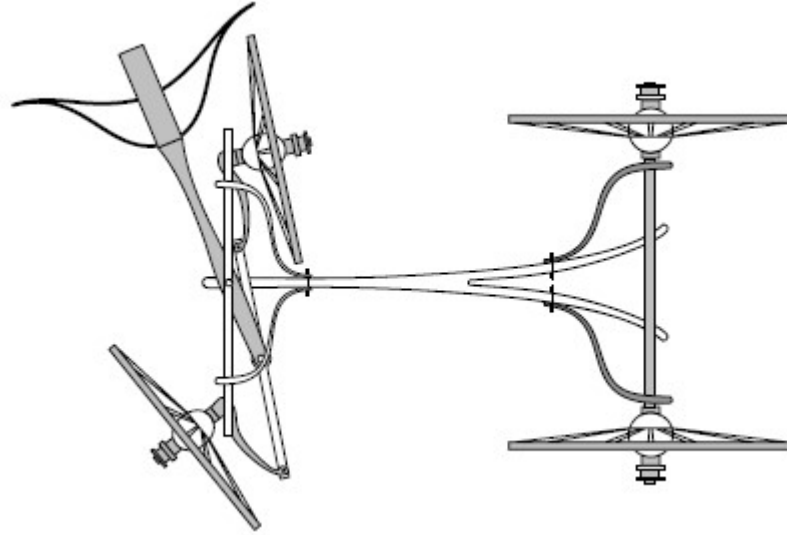
Şekil 2.2 6x2 Ağır ticari araç ön dingil sistemi (Tpub, b.t)

Direksiyon sistemi, tasarımı itibarı ile aracın dinamik karakterini etkileyen ana unsurlardan birisidir. Aracın dönme hareketinin kusursuz bir biçimde gerçekleştirilebilmesi için tasarımın *Ackerman* geometrisi prensibine göre yapılması gerekmektedir. *Ackerman* geometrisinden dolayı oluşabilecek hatalar, aracın dönme hareketi esnasında tekerleklerde kaymaya ve bu sebepten dolayı da lastik aşınmaları, dönme yarıçapının beklenen düzeyden sapması, direksiyon sistemi elemanlarının aşırı kuvvet ve momentlerle zorlanması şeklinde özetlenebilir. Bu sebeplerden dolayı direksiyon sistemi tasarımında, sistemin ideal *Ackerman* geometrisine sahip olması amaçlanmalıdır.

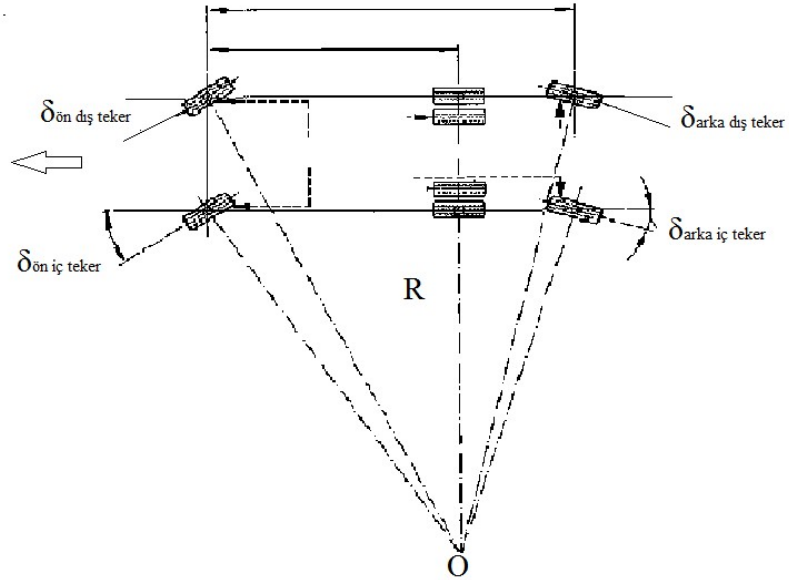
2.1 Ackerman Geometrisi

Dönüş esnasında taşıt kararlılığını korumak ve minimum tekerlek aşınması sağlamak için tekerleklerin kaymadan yuvarlanmasını sağlamak gerekir. Bu da tekerleklerin taradıkları yayların merkezinin yani ani dönme merkezlerinin çakışık

olması koşulundan geçer. Başka bir tarifile ani dönme merkezinden tekerleklerin izdüşümlerine uzatılan ışınlar, tekerlek izdüşümüne dik olmalıdır. Bu duruma ideal dönüş geometrisi veya *Ackerman* geometrisi (Şekil 2.4) adı verilir.



Şekil 2.3 Langensperger yönlendirme sistemi (Steering theory, b.t)



Şekil 2.4 Arka dingilin yönlendirilmesi sonucu oluşan Ackerman geometrisi

Çok akslı taşıtlar için *Ackerman* geometrisini yakalayabilmenin koşulu tüm akslardaki tekerlekleri uygun açılarda döndürmektir. Tüm aksların tekerleklerinin

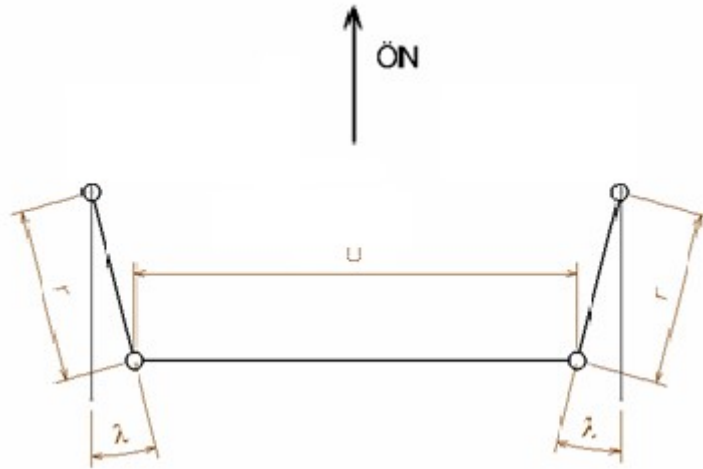
saptırılmaması durumunda *Ackerman* geometrisini sağlayabilmek adına ancak bir tane aksın tekerlekleri sabit kullanılmalıdır.

2.2 Trapez Mekanizması

Taşıtlarda yön verilen tekerleklerin eğrisel bir yörünge üzerinde kaymadan yuvarlanabilmesi için tekerlek eksenlerinin bir noktada kesişme şartı, (Ackerman Prensibi) ancak tekerleklerin birbirinden farklı δ_i ve δ_o yönlenme açılarına sahip olmalarıyla sağlanabilir. Bunu sağlayabilmek için çoğunlukla trapez yön verme sistemi (Şekil 2.5) kullanılır.

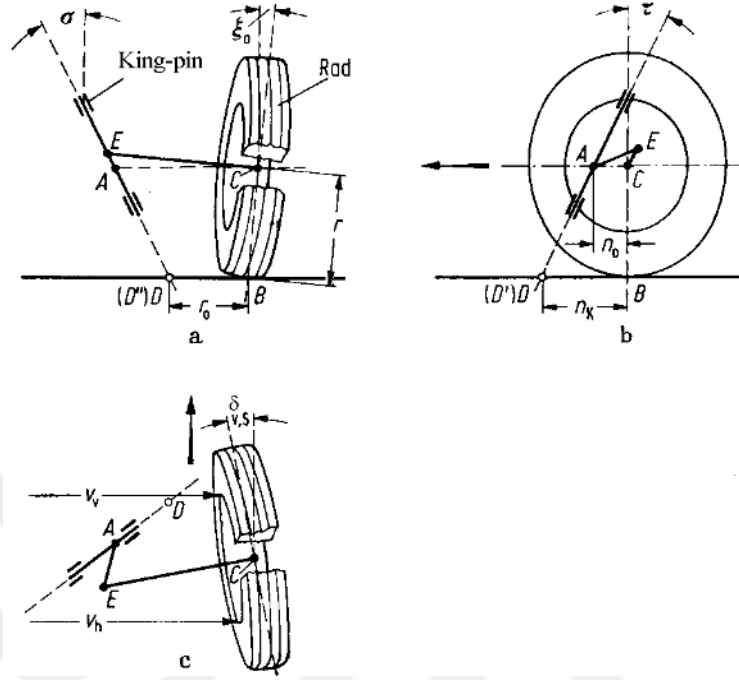


Şekil 2.5 Trapez mekanizması modeli



Şekil 2.6 Trapez mekanizması (iz kolu (r), iz kolu açısı (λ), rot kolu uzunluğu (u))

2.3 Ön Aks Parametreleri



Şekil 2.7 Ön aks geometrisi

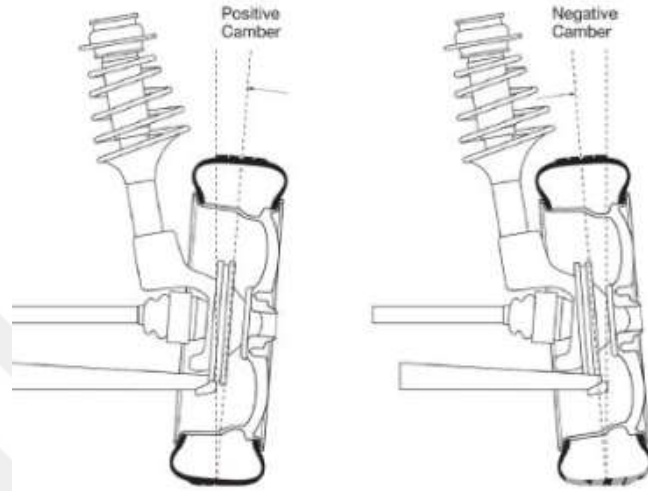
Ön aks geometrisi'ni (Şekil 2.7) oluşturan bileşenler aşağıdaki gibidir.

- a) Kamber açısı ξ
- b) Öniz (Toe-in) açısı $\delta_{O,s}$
- c) Dingil pimi (Kingpin) açısı σ
- d) Kaster açısı τ
- e) Yapısal kaster mesafesi n_k
- f) Kaster aralığı n_o
- g) Sapma dairesi yarıçapı r_o

2.3.1 Kamber Açısı

Bir araca önden bakıldığında, tekerlek ekseni ile düşey eksen arasında kalan açıya kamber açısı denir. Tekerlek ekseni, düşey eksene göre aracın dışına doğru ise iki eksen arasındaki açıya pozitif (+) kamber açısı, aracın içine doğru ise iki eksen

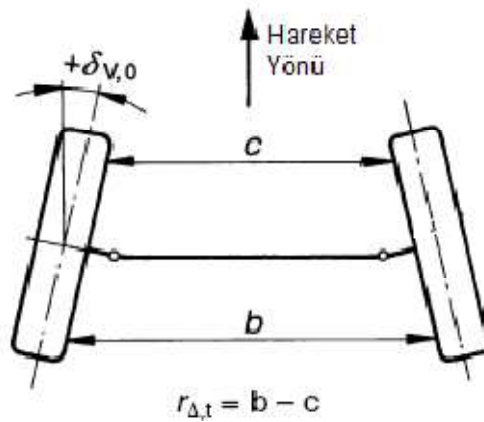
arasındaki açıya negatif (-) kamber açısı adı verilir. Bu açı önceleri özellikle yavaş seyreden araçlarda tekerlek, yatak ve aks mili yataklarında, yataklardaki boşlukları almak için öngörülen açı olarak belirtilmekte ve değeri 2°-3° arasındadır (Kuralay, 2008a).



Şekil 2.8 Kamber açısı (Superstreetonline, b.t)

2.3.2 Öniz (Toe-in) Açısı

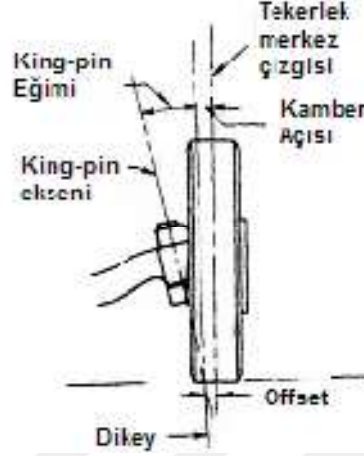
Taşıtın ön tekerleklerine üstten bakıldığında tekerleklerin ön kısmının arka kısmına göre bir miktar kapalı olma durumu öniz (toe-in) olarak adlandırılır.



Şekil 2.9 Öniz (Toe-in) açısı

2.3.3 Dingil Pimi (King-pin) Açısı ve Mesafesi

ISO 8855 standardına göre tekerleğin dönüş eksenini ile yol zeminine dik çizilen eksen arasındaki açıya dingil pimi (king-pin) açısı (σ) (Şekil 2.10) denir.

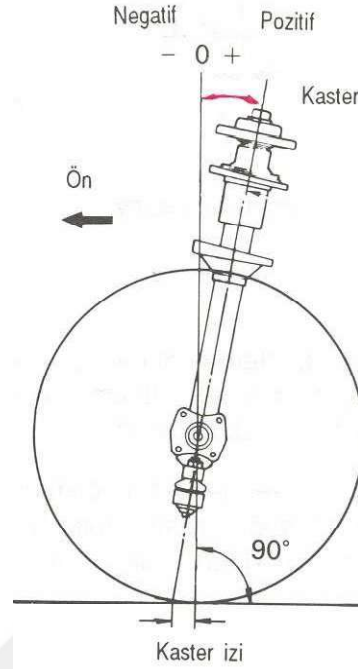


Şekil 2.10 Dingil pimi (King-pin) açısı

2.3.4 Kaster Açısı

Normal pozisyonundaki tekere aracın yan tarafından doğru bakıldığında dönüş eksenini ile yere dik çizilen eksen arasındaki açıya kaster açısı (Şekil 2.11) adı verilir. Kaster açısının pozitif olması durumunda taşıt virajda devrilme eğilimi gösterir. Negatif kaster durumunda ise aracın dönüşünü attırmak ekstra efor isterken, dönüşünü azaltmak kolaydır, düz yolda hareket kabiliyeti daha stabildir. Bu nedenlerle taşıtlarla negatif kaster açısı uygulanır. Bu değer genellikle 4° - 6° aralığında seçilir.

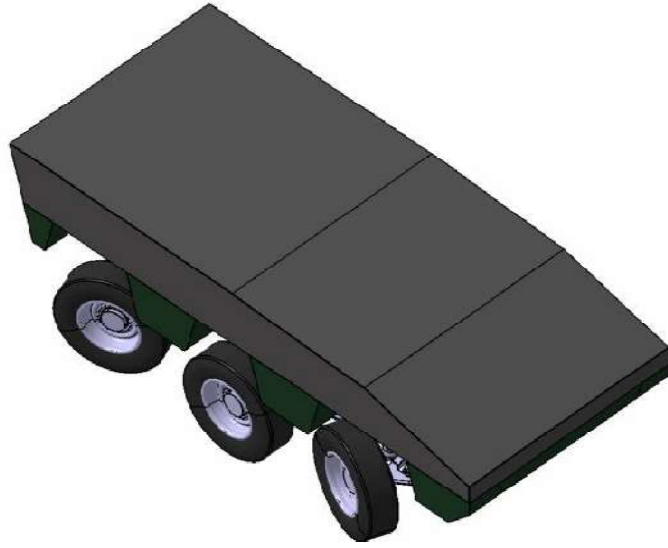
Kaster açısı bozuk yollarda tekerleklerin sağa ve sola yönlenmesinde geri toplayıcı görevi üstlenerek direksiyonun düz konumda kalmasını ve direksiyon hareketi sonrasında tekerleklerin tekrar düzelmesini sağlar. Virajlarda kamber açısını değiştirerek, viraj sınır hızını arttırır ve viraj emniyetine pozitif katkı sağlar (Jazar, 2008).



Şekil 2.11 Kaster açısı (Çınar, 2013)

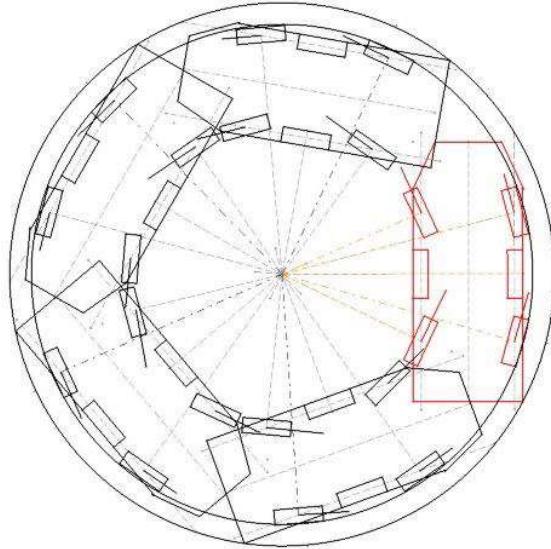
2.4 İki Akstan Yönlendirme

Günümüz teknolojisinde taşıt dönüş yarıçapını küçültmek amacı ile taşıtı seyir mekaniği açısından kararsız hale getirmeyecek, yalnızca düşük hızlarda aktif olacak sistemler kullanılarak taşıtın arka tekerlekleri yönlendirilmektedir (Şekil 2.12). Ön tekerlekleri direksiyon simidine bağlı bir taşıtta dönüş esnasında direksiyon serbest bırakıldığında tekerlekler yapısal ve pnömatik kasterler etkisinde doğrusal yörüngeye geri döner. Aynı durum arka tekerlekleri saptırılmış bir taşıtta gerçekleştirildiğinde taşıtın giderek küçülen eğrisel bir yörünge izlediği (Şekil 2.13) görülür. Çok akslı taşıtlar için birden fazla aksın tekerleklerinin saptırılması ise tekerleklerin kaymasını engellemek ve aşınmaları minimuma indirmek için uygulanır. Böylece lastik ömrü artar, direksiyon mekanizmasını oluşturan elemanlar daha az zorlanır.



Şekil 2.12 İlk ve son aksının tekerlekleri yönlendirilmiş 6x6 araç modeli

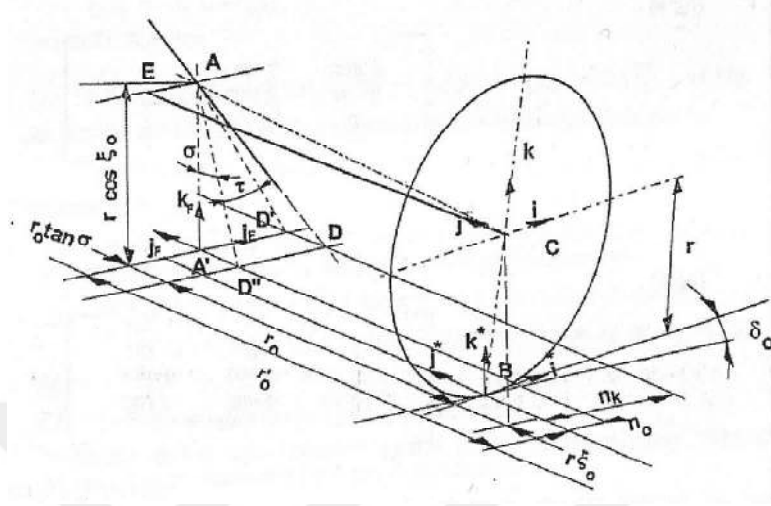
Bu uygulamada ön ve arka tekerleklerin merkezinden tekerleğe dik çıkan ışınlar, sabit olan orta aksın tekerleklerinin merkezinden uzanan ışını tek bir noktada kestiğinde Ackerman geometrisine uygun dönüş sağlanabilir. Ön ve arka aksın iç ve dış tekerleklerin dönüş açıları kendi içlerinde orta aksa olan mesafeleriyle ters orantılıdır.



Şekil 2.13 İlk ve son aksının tekerlekleri yönlendirilmiş bir aracın ackerman geometrisine uygun dönüşü

2.5 Yönlünen Tekerlekte Momentler ve Hareketler

2.5.1 Saptırılabilen Bir Ön Tekerlekte Hareketler ve Yükler



Şekil 2.14 Tekerlek momentini belirleyen parametreler

Bu hareketleri (Şekil 2.14) incelemek için üç adet koordinat sistemi kullanılacaktır.

a - i_F, j_F, k_F koordinat sistemi:

Orijin zeminde olmak üzere i_F ileri doğru ve taşıtın uzunlamasına eksenine paralel, j_F taşıt uzunlamasına eksenine dik ve taşıt içine dönük, k_F yukarı doğru ve zemine dik,

b - i, j, k koordinat sistemi:

Orijin tekerlek merkezinde olmak üzere i yatay ve ileri doğru, j tekerlek düzlemine dik ve taşıt içine dönük, k yukarı doğru,

c - i^*, j^*, k^* koordinat sistemi:

Orijin tekerleğin zeminle temas noktası olmak üzere i^* zemin ve tekerleğin kesişme doğrusu üzerinde ve ileri doğru, j^* zeminde ve tekerlek düzlemine dik olmak üzere k^* zemine dik ve yukarı olmak üzere,

Tekerleğin düzleminin taşıt gövdesine göre konumu 2.1 ve 2.2 denklemlerindeki gibi yazılır.

$$\vec{\delta} = \delta \cdot \vec{k}^* \quad (2.1)$$

$$\vec{\varepsilon} = \delta \cdot \vec{k}^* \quad (2.2)$$

i_F, j_F, k_F ve i^*, j^*, k^* koordinat sistemleri arasındaki geçiş $[T_b]$ matrisi ile yapılabilir:

$$\{i^*, j^*, k^*\} = [T_b] \{i_F, j_F, k_F\} \quad (2.3)$$

Burada $[T_b]$ matrisi denklem 2.4' deki gibi ifade edilir.

$$\begin{bmatrix} \cos\delta & \sin\delta & 0 \\ -\sin\delta & \cos\delta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

i^*, j^*, k^* ve i, j, k koordinat sistemleri arasındaki geçiş ise $[T_x]$ matrisi ile yapılabilir.

Burada $[T_x]$ matrisi denklem 2.5' deki gösterildiği gibi yazılır.

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\xi & \sin\xi \\ 0 & -\sin\xi & \cos\xi \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

Buna göre i_F, j_F, k_F ve i, j, k koordinat sistemleri arasındaki geçiş 2.6' daki denklem ile ifade edilmiştir.

$$\{i, j, k\} = [T_b][T_x]\{i_F, j_F, k_F\} \quad (2.6)$$

Tekerlek zeminine etkiyen kuvvetler bu transformasyon sayesinde dönüş açısına bağlı olarak yazılır. $\{i, j, k\}$ koordinatlarında gösterilen kuvvet bileşenlerinin $[T_b]$ ve $[T_x]$ matrislerinin inversi alınarak yapılan işlemle $\{i_F, j_F, k_F\}$ koordinatlarında yazılması sağlanır. Yeni kuvvet bileşenleri 2.8' deki denklemdeki gibi gösterilmiştir.

$$\begin{bmatrix} \cos\delta & -\sin\delta & 0 \\ \sin\delta & \cos\delta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\xi & -\sin\xi \\ 0 & \sin\xi & \cos\xi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\delta & -\sin\delta \cdot \cos\xi & \sin\delta \cdot \sin\xi \\ \sin\delta & \cos\delta \cdot \cos\xi & -\cos\delta \cdot \sin\xi \\ 0 & \sin\xi & \cos\xi \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

$$\begin{bmatrix} \cos\delta & -\sin\delta \cdot \cos\xi & \sin\delta \cdot \sin\xi \\ \sin\delta & \cos\delta \cdot \cos\xi & -\cos\delta \cdot \sin\xi \\ 0 & \sin\xi & \cos\xi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \\ Z \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

2.5.2 Yönlenen Tekerlekte Oluşan Momentler

Tekerlek yönlenmesinin dingil pimi eksenini etrafında döndüğü düşünülürse bu ekseninde oluşan momenti bulmak için öncelikle dingil pimi üzerindeki $\vec{e}$ birim vektörünün hesaplanması gereklidir. Bu vektör üç boyutlu tekerlek modeli yardımıyla i_F, j_F, k_F koordinat sistemi için hesaplanır. Bu birim vektör yukarıdaki şekilden AA'D'D''D piramidi dikkate alınarak hesaplanır.

Bu yapıldığında $\vec{e}$ birim vektörü denklem 2.9' da gösterildiği gibi bulunur.

$$\vec{e} = \frac{\tan\tau}{\sqrt{1 + \tan^2\tau + \tan^2\sigma}} \vec{i}_F + \frac{\tan\sigma}{\sqrt{1 + \tan^2\tau + \tan^2\sigma}} \vec{j}_F + \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2\tau + \tan^2\sigma}} \vec{k}_F \quad (2.9)$$

Basitlik için K' yı denklem 2.10' daki gibi ifade eder isek;

$$K = \sqrt{1 + \tan^2\tau + \tan^2\sigma} \quad (2.10)$$

Tekerleğin merkezinin yerinin değişmesi ise $\vec{r}_{AC}$ vektörü ile belirlenir. Eğer $\vec{r}_{AC0}$ tekerleğin merkezinin sapmadan önceki yerini belirten vektör ise, küçük sapmalar için denklem 2.11' de gösterildiği gibi yazılabilir.

$$\vec{r}_{AC} = \vec{r}_{AC0} + \delta_A \wedge \vec{r}_{AC0} \quad (2.11)$$

$$\delta = \delta_{\ddot{\theta}} + \delta_{\ddot{\theta},s} \quad (2.12)$$

olmak koşuluyla $\vec{r}_{AC}$ vektörü denklem 2.13' deki gibi yazılır.

$$\vec{r}_{AC} = (-n_0 + \delta_{\ddot{\theta}} \cdot K \cdot r'_0) \vec{i}_F + (-r'_0 - n_0 \cdot \delta_{\ddot{\theta}} \cdot K) \vec{j}_F \quad (2.13)$$

Burada r'_0 denklem 2.14' de gösterildiği gibi olup genişletilmiş sapma dairesi yarıçapı olarak adlandırılır.

$$r'_0 = r \cdot \tan \sigma + r \cdot \tan \xi + r_0 \quad (2.14)$$

Tekerleğin zeminine etkiyen kuvvetler ile tekerlek merkezinin yer değiştirmesine bağlı olarak $\vec{r}_{AC}$ vektörü ile vektörel olarak çarpılarak i_F, j_F, k_F koordinat sistemi için tekerlek merkezine etkiyen kuvvetlerin dingil pimi eksenini etrafında oluşturduğu moment vektörel olarak bulunur. Bulunan bu moment değerinin dingil pimi üzerindeki birim vektör ($\vec{e}$) ile skaler çarpımından ise tekerlek dönüşü nedeniyle dingil pimi eksenini etrafında oluşan moment değeri tekerlek dönüş açısına bağlı olarak bulunur.

$$\vec{M} = \vec{F}_x \vec{r}_{AC} \quad (2.15)$$

$$M = \vec{e} \cdot \vec{M} \quad (2.16)$$

Viraj içerisindeki teker momenti denklem 2.17' de gösterildiği gibi bulunur.

$$\begin{aligned} M = & (Y \cdot \sin \xi + Z \cdot \cos \xi) \cdot (r'_0 + n_0 \cdot \delta_{\ddot{\theta}} \cdot K) \cdot \frac{\tan \tau}{K} \\ & + (Y \cdot \sin \xi + Z \cdot \cos \xi) \cdot (-n_0 + \delta_{\ddot{\theta}} \cdot K \cdot r'_0) \cdot \frac{\tan \sigma}{K} \\ & + ((X \cdot \cos \delta - Y \cdot \sin \delta \cdot \cos \xi + Z \cdot \sin \delta \cdot \sin \xi) \cdot (-r'_0 - n_0 \cdot \delta_{\ddot{\theta}} \cdot K) \\ & + (X \cdot \sin \delta - Y \cdot \cos \delta \cdot \cos \xi - Z \cdot \cos \delta \cdot \sin \xi) \cdot (n_0 - \delta_{\ddot{\theta}} \cdot K \cdot r'_0)) \cdot \frac{1}{K} \end{aligned} \quad (2.17)$$

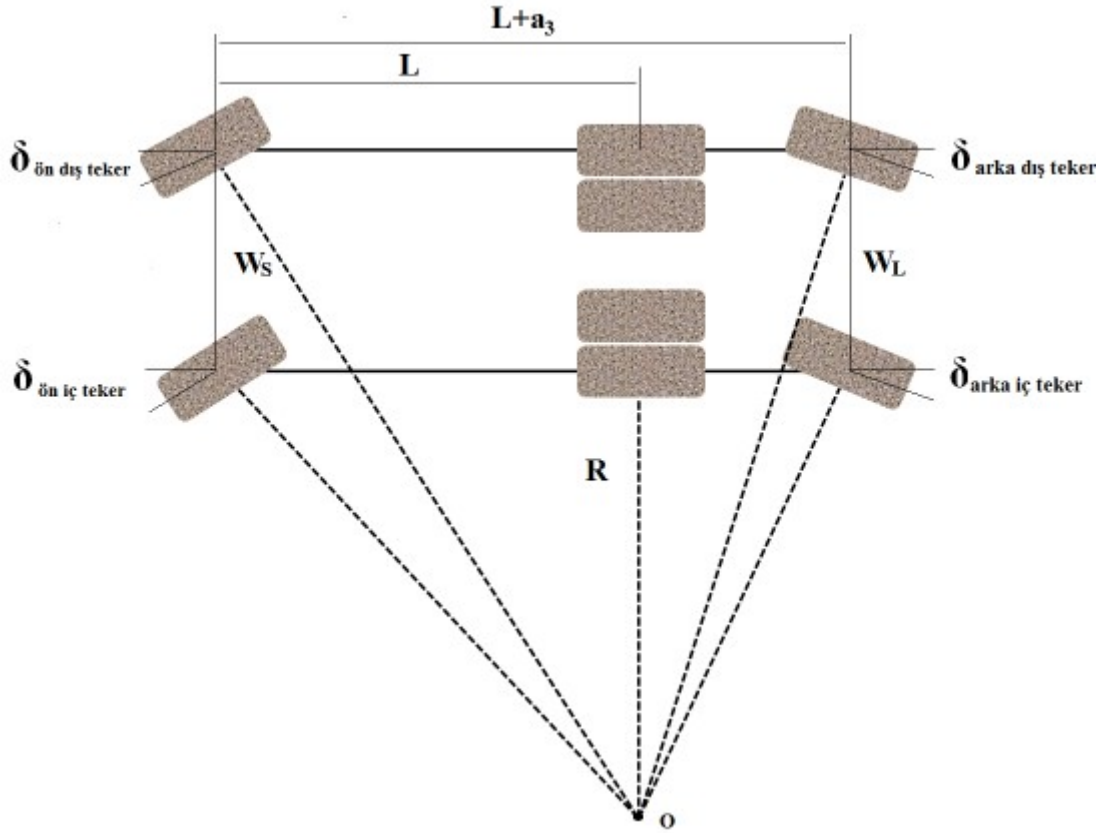
Viraj dışındaki teker momenti de denklem 2.18' de gösterildiği gibi bulunur.

$$\begin{aligned} M = & (-Y \cdot \sin \xi + Z \cdot \cos \xi) \cdot (r'_0 + n_0 \cdot \delta_{\ddot{\theta}} \cdot K) \cdot \frac{\tan \tau}{K} \\ & + (-Y \cdot \sin \xi + Z \cdot \cos \xi) \cdot (-n_0 + \delta_{\ddot{\theta}} \cdot K \cdot r'_0) \cdot \frac{\tan \sigma}{K} \\ & + ((X \cdot \cos \delta - Y \cdot \sin \delta \cdot \cos \xi - Z \cdot \sin \delta \cdot \sin \xi) \cdot (-r'_0 - n_0 \cdot \delta_{\ddot{\theta}} \cdot K) \\ & + (X \cdot \sin \delta + Y \cdot \cos \delta \cdot \cos \xi + Z \cdot \cos \delta \cdot \sin \xi) \cdot (n_0 - \delta_{\ddot{\theta}} \cdot K \cdot r'_0)) \cdot \frac{1}{K} \end{aligned} \quad (2.18)$$

Tekerlekli taşıtlarda en sık görülen dümenleme metodu ön aksın tekerleklerini döndürmektir. Bu yöntemin dışında özel maksatlı araçlarda sadece arka aksın tekerleklerinin döndürüldüğü, hem ön hem de arka aksın tekerleklerinin birbirine göre ters yöne döndürüldüğü veya taşıt ikiden çok akslıysa birden fazla aksın tekerleklerinin döndürüldüğü konfigürasyonlar az da olsa bulunmaktadır.

Ackerman prensibine göre tekerlekleri yan kuvvet almayan (düşük hızlarda hareket eden) bir taşıtın bir virajı hatasız olarak (lastikler sadece yuvarlanma hareketi yaparak) dönebilmesi için tekerleklerin merkezinden çizilen dikmelerin viraj merkezinde birleşmelidir. İlave dingil tekerleklerinin yönlendirilmesi sadece düşük hızlarda yapılabilir. Çünkü arka tekerlekleri saptırılan bir taşıt yüksek hızlarda sürüş açısından kararsız hale gelir.

Çok akslı taşıtlar için Ackerman geometrisini (Şekil 2.15) yakalayabilmenin koşulu en fazla bir dingili sabit tutmaktır.



Şekil 2.15 Arka dingilin yönlendirilmesi sonucu oluşan Ackerman geometrisi

Ackerman geometrisi, dingil mesafesinin, iz genişliğinin ve tekerlek dönüş açılarının bir fonksiyonudur. Bu durumda uygulama yapılacak aracın ilgili değerlerinin bilinmesi gerekmektedir.

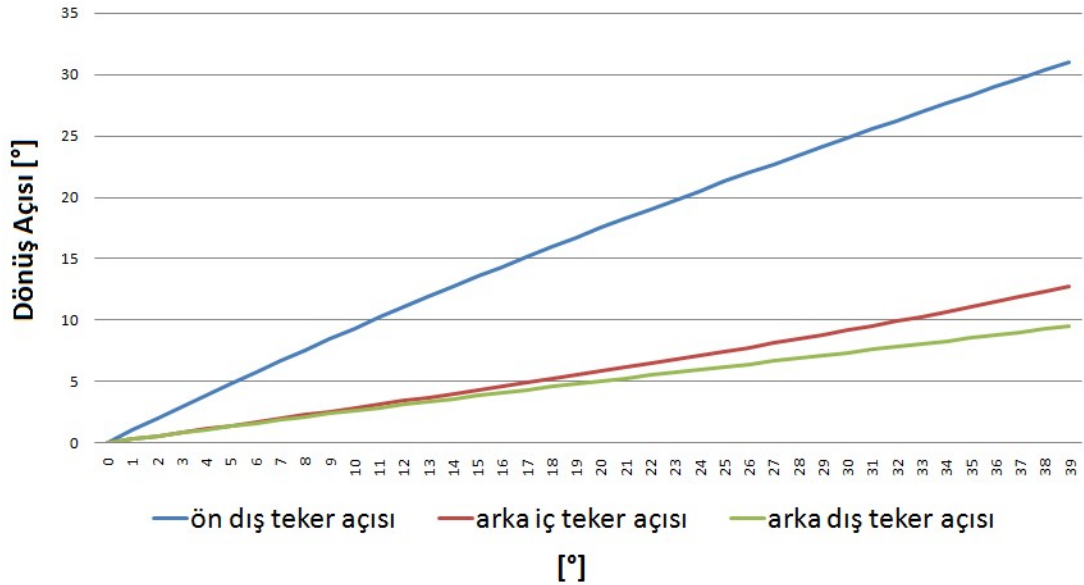
Tablo 2.1 Uygulama yapılacak aracın temel özellikleri tablosu

Sembol	Tanım	Ölçü [mm.]
L	Dingil mesafesi	4750
a ₃	Arka dingiller arası mesafe	1330
w _L	Arka iz genişliği	2055
w _S	Ön iz genişliği	2055

Ön iç teker dönüş açısına göre diğer tekerleklerin dönüş açıları tablo 2.1' deki veriler kullanılarak aşağıda belirtilen denklem 2.19' daki gibi hesaplanır.

$$\cot\delta_0 = \cot\delta_i - \frac{w}{L} \quad (2.19)$$

İlgili formüllere göre yapılan hesaplamalarda ön iç tekerin düz pozisyonundan maksimum dönüş açısı olan 39°' ye kadar dönüşü sırasında diğer tekerleklerin dönüş açıları aşağıdaki grafikte (Şekil 2.16) gösterilmiştir.



Şekil 2.16 Ön iç tekerlek açısına göre diğer tekerlek açılarının değişimi

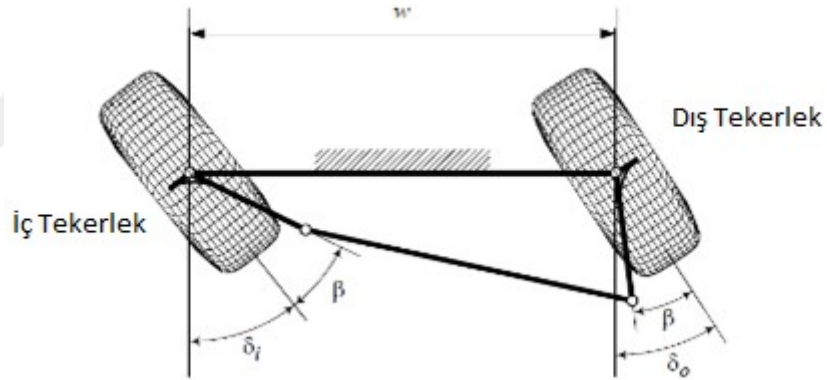
Maksimum ön iç tekerlek dönüş açısı olan 39° ' de diğer tekerleklerin açıları aşağıda gösterilen tablo 2.2' deki gibidir.

Tablo 2.2 Maksimum ön iç tekerlek açısına göre diğer tekerleklerin açıları

Ön dış tekerlek	$30,95^\circ$
Arka iç tekerlek	$12,77^\circ$
Arka dış tekerlek	$9,53^\circ$

2.6 Trapez Yön Verme Sistemi Tasarımı

Günümüz koşullarında trapez sistemleri teorik olarak hesaplanmış Ackerman şartını tam olarak sağlayamamaktadır. Fakat uygulandığı itibarı ile diğer sistemlere göre basit ve ucuz olması, özellikle ağır ticari taşıtlarda sabit akslarda kullanılmasına neden olmaktadır.



Şekil 2.17 Trapez yön verme sistemi (β : iz kolu açısı, w : dingil pimleri arası mesafe)

Trapez yön verme sistemi (Şekil 2.17) mekanizmasından beklenen teorik olarak hesaplanmış δ_o açısı ile tasarlanan trapez yön verme sistemi ile gerçekleşen δ_i açısı arasındaki farkın $\delta_o \leq 30^\circ$ için $(\delta_o - \delta_i) \leq 0,5^\circ$ şartı sağlaması gerektiğidir. Trapez yön verme sisteminin iki temel ölçüsü olan r (iz kolu uzunluğu) ve β (iz kolu açısı) aşağıda belirtilen denklem 2.20' den iterasyon yöntemiyle bulunabilir. Pratik olarak mekanizmalarda r/w oranı 0,1 ile 0,15 arasında alınır.

$$\frac{r}{w} = \frac{\sin(\lambda - \beta_o) + \sin(\lambda - \beta_i) - 2 \cdot \sin\lambda}{\cos 2\lambda - \cos[(\lambda - \beta_o) + (\lambda - \beta_i)]} \quad (2.20)$$

Yapılan hesaplamalarla iz kolu uzunluğu ve iz kolu açısı değerleri aşağıdaki tablo 2.3' de belirtildiği gibi bulunmuştur.

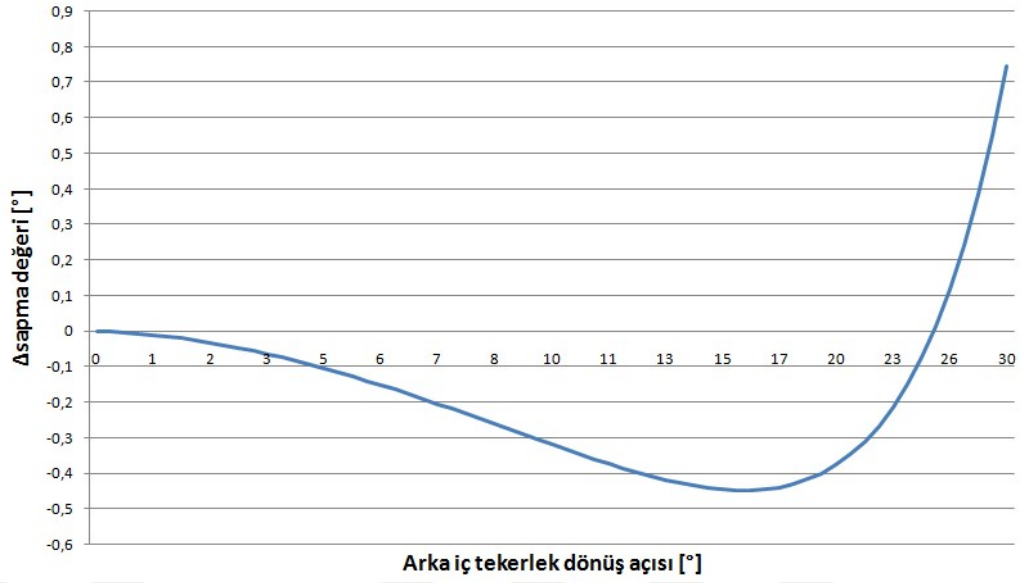
Tablo 2.3 İz kolu uzunluğu ve iz kolu açısı değerleri tablosu

w	1816,762 mm.
r	272 mm.
β	44°
$\frac{r}{w}$	0,1497

İz kolu uzunluğu r ve iz kolu açısı β açısı belirlenen trapez yön verme sisteminin yukarıda belirtilen "30 derece dönüş açısına kadar en fazla $\pm 0,5$ derece hata" şartını sağlayıp sağlayamadığının kontrolü yapılmalıdır.

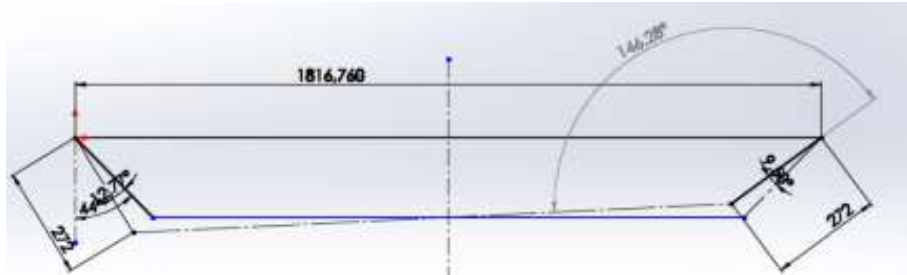
Taşıtlarda *Ackerman* geometrisinden bulunan yönlenme açılarıyla tasarlanan yön verme geometrisi arasında bir direksiyon hatası meydana gelir. Belirli bir iz kolu uzunluğu ve açısına göre sapma açısının optimum olması sağlanmalıdır.

Şekil 2.18' deki grafikte görüldüğü üzere sapma miktarı yaklaşık 28°' den sonra $\pm 0,5$ değerini geçmektedir. Bunun pratikte bir önemi yoktur çünkü ilave dingil tekerleklerinin, verilen araç ölçülerine göre hesaplanmış maksimum dönüş açısı 12,77°' dir. Sonuç olarak çalışma aralığında hata miktarı $\pm 0,5$ değerini geçmediği için mekanizma doğru olarak boyutlandırılmıştır.



Şekil 2.18 Dönüş hatası grafiği

Yön verme geometrisinde iz kolu uzunluğu ve uzun rot kolu uzunluğu bulunduğundan sonra yukarıda yapılan r/w oranının kontrolünden ayrı olarak trapez mekanizmasında (Şekil 2.19) direksiyonun toparlanabilmesi için maksimum dönüş açısı durumunda uzun rot ile iz kolu arasındaki açının 165° 'yi geçip geçmediğine bakılmalıdır. Tasarlanan trapez yön verme sisteminde bu değer $146,28^\circ < 165^\circ$ dir, sonuç uygundur.

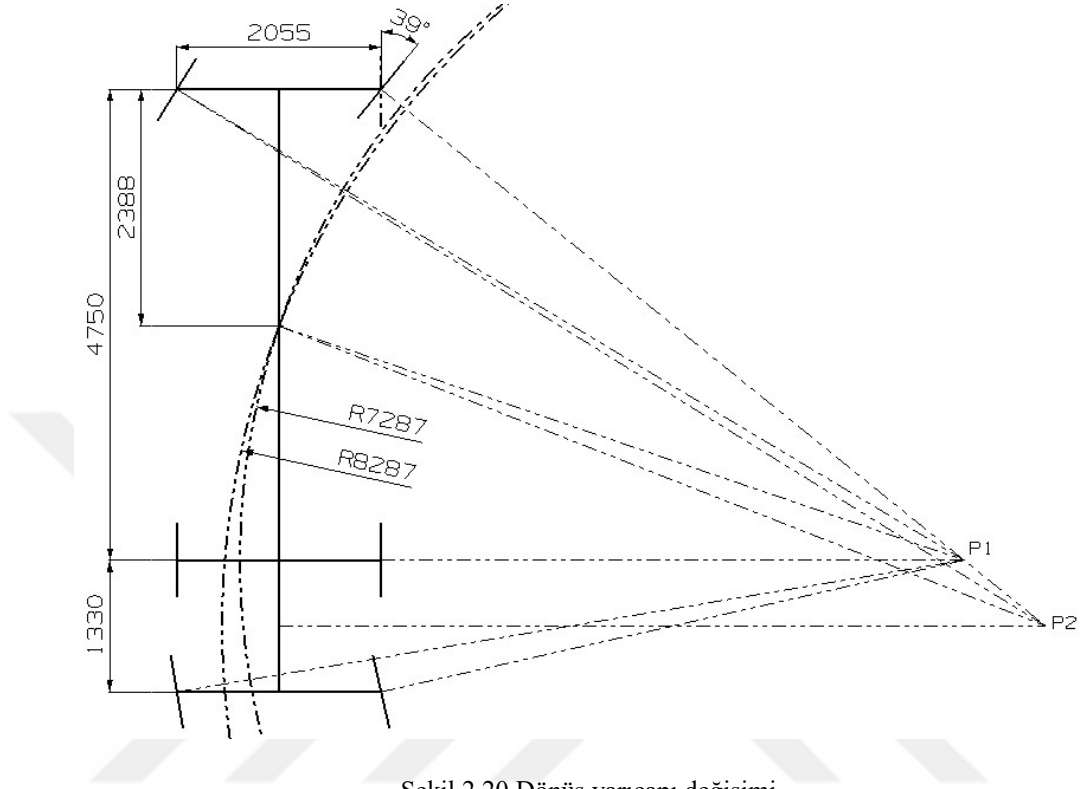


Şekil 2.19 Yönlendirme sistemi boyutsal gösterimi

2.6.1 Dönüş Yarıçapı

İlave dingil tekerleklerinin yönlendirilebilir olmasının en büyük avantajlarından biri de aracın dönüş yarıçapının küçülmesidir. Bu sayede daha dar alanda manevra yapılabilir. Şekil 2.20' de görüldüğü üzere sabit ilave dingil kullanan aracın ağırlık

merkezinin dönüş yarıçapı 8,28 metre iken, yönlendirilebilir ilave dingil ile bu değer 1 m azalarak 7,28 metreye düşmüştür.



Şekil 2.20 Dönüş yarıçapı değişimi

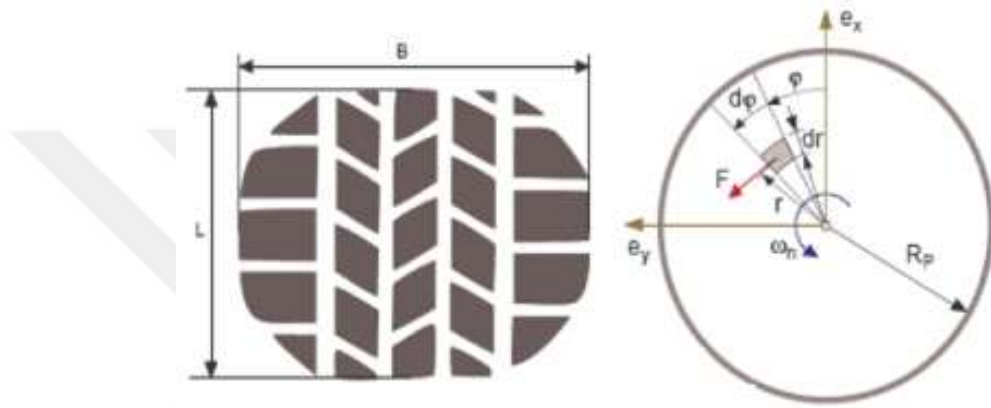
2.6.2 Tekerlek Yönlendirme Momenti

İlave dingilin tekerleklerinin yönlendirilebilmesi için gerekli momentin bulunmasında aracın statik durumuna göre hesap yapılır. Çünkü tekerlekler hareketsiz iken yani lastiklerin yere sürtünerek yönlendirilmesi en yüksek moment gereksiniminin olduğu durumdur.

Yapılan hesaplamada dingil pimi, kaster, kamber gibi açılar ihmal edilecek, tekerleğin yere tam düz biçimde bastığı ve yönverme yarıçapının (scrub radius un) 0 olduğu kabul edilecektir. Bu hesaplardan bulunan moment değerine göre silindir seçimi yapılacaktır.

Tekerlekleri yönlendirmek için gerekli moment hesaplanır iken düşey tekerlek yükü, yol – tekerlek arası sürtünme katsayısı ve tekerleğin yola bastığı alan bilgisine

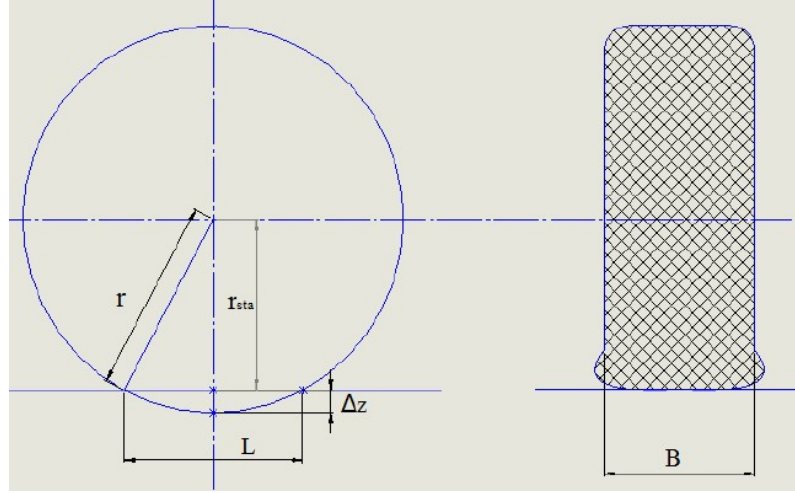
ihtiyaç vardır. Tekerleğin yola bastığı alan (Şekil 2.21) aşağıdaki şekilde de görüldüğü gibi lastiğin elastik özelliğinden dolayı tam bir daire değildir. Fakat bu alan gerekli ölçüler belirlenerek daireye yaklaştırılıp çözüm yapılır. Bu durumda süpürme yüzeyi daire olarak seçilip gerekli ölçüler de hesaplanarak çift katlı bir integral ile sonsuz küçüklükte seçilen bir daire parçasının açısall ve çap boyunca entegralinin alınması ile birimden bütün alanın süpürülmesi için gerekli yönlendirme momenti bulunabilir.



Şekil 2.21 Tekerleğin yüzeyle temas alanının daire alanına dönüştürülmesi



Şekil 2.22 315 / 80 R22,5 lastiğine ait çökme grafiği



Şekil 2.23 Tekerlek ana ölçüleri

Tek bir tekerlek için gerekli döndürme momenti, daire alanının iki katlı bir entegral ile elde edilip bu alanın tekerlek yükü ve sürtünme katsayısıyla çarpılmasıyla hesaplanabilir. Entegral alındığında 2 tekerlek için gerekli toplam moment denklem 2.21' deki gibi hesaplanır.

$$\sum M_B = \frac{2(R_P \times \mu \times P)}{3 \times 1000} [\text{Nm}] \quad (2.21)$$

$$R_P = \frac{(L + B)}{4}, L = 2\sqrt{r^2 - r_{sta}^2} \quad (2.22)$$

B: Lastik genişliği

r: Lastik dinamik yarıçapı

r_{sta} : Lastik statik yarıçapı

F_Z : Tekerlek yükü

μ : Lastik yol arası sürtünme katsayısı

$B = 315 \text{ mm.}$, $r = 535,75 \text{ mm.}$, $r_{sta} = 497,75 \text{ mm.}$, $F_Z = 40000 \text{ N}$, $\mu = 0,8$ değerleri alınıp hesaplama yapıldığında ilave dingil tekerleklerinin yönlendirilebilmesi için gerekli toplam moment $M_B = 3850,87 \text{ Nm.}$ olarak bulunur.

$$d = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 17,28}{\pi}} = 4,69 \text{ cm.} \quad (2.26)$$

Direksiyonun yönlenmesi için öngörülen zaman 10 saniye olarak ele alınırsa gerekli debi denklem 2.27' de belirtildiği gibi hesaplanır.

$$Q = A \times \frac{S_{maks.}}{t} = 17,28 \times 10^{-3} \times \frac{0,0301}{10} = 5,203 \times 10^{-6} \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (2.27)$$

$$Q = 0,312 \frac{\text{litre}}{\text{dakika}} \quad (2.28)$$

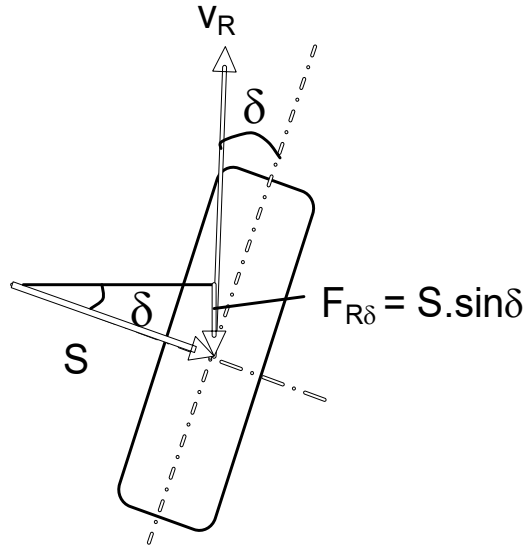
2.6.3 İlave Dingilin Yönlendirilmesi Sonucu Elde Edilen Yuvarlanma Direnç Kuvveti Kazancı

Yuvarlanma direnci, doğrusal hareket eden bir aracın tekerleğine etkiyen dirençlerin en büyüğüdür. Yuvarlanma direnci tekerleğin yuvarlanma sırasında yol ve lastiklerdeki şekil değişiminden kaynaklanır. F_R ile gösterilen yuvarlanma direnci denklem 2.29' da gösterildiği gibi ifade edilir.

$$F_R = f_R \cdot G \quad (2.29)$$

Burada G taşıtı ağırlığı, f_R ise yuvarlanma direnç katsayısıdır. Yuvarlanma direnç katsayısı f_R taşıt ve yol cinsine bağlı olarak 0,015 ile 0,02 arasında değişir.

İlave dingil yönlendirilmediği takdirde, dönüş esnasında ilave dingilin yönlenme açısı kadar diyagonal hareket açısı (Şekil 2.25) etkisiyle tekerleklerde yan kuvvet (S) oluşur. Tekerleğe göre kayma açısı-yan kuvvet grafiğinden belirlenen bu değer in tekerlek doğrultusundaki bileşeni ilave yuvarlanma direnci olarak etkir.



Şekil 2.25 Tekerlek üzerine etkiyen yan kuvvet ve diyagonal hareket açısı

Bu durumda yuvarlanma direnci denklem 2.30' daki gibi ifade edilir.

$$F_R = f_R \cdot G + F \quad (2.30)$$

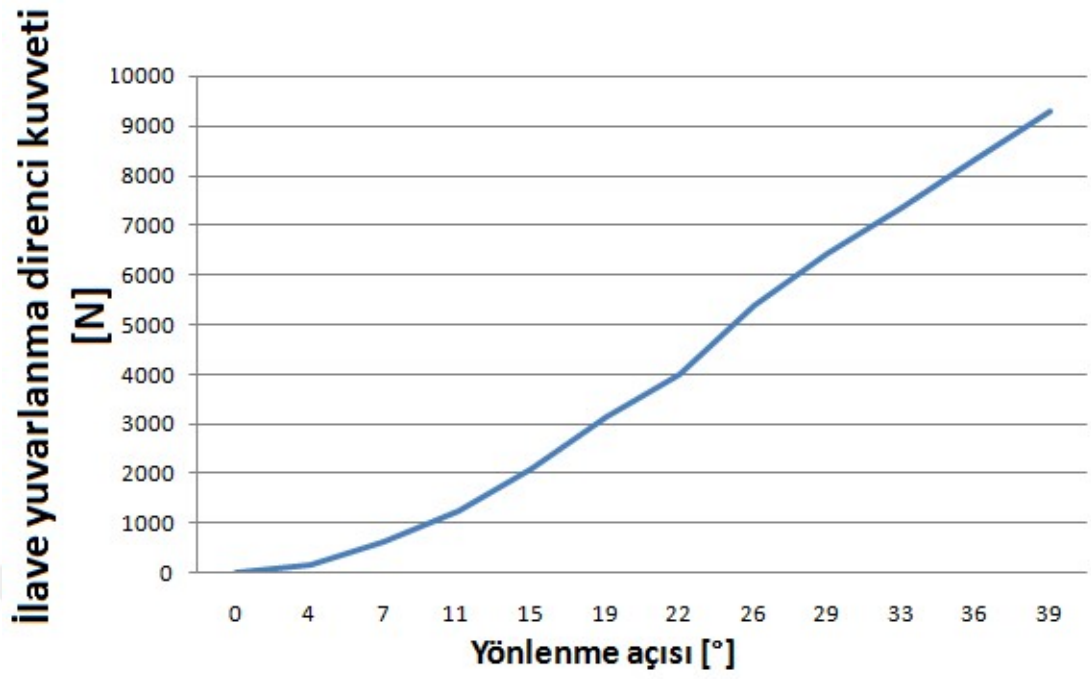
Maksimum yönlenmede ilave dingilin yönlenme açılarının ortalaması kadar değerini iki tekerlekte de diyagonal hareket açısı (δ) olarak etkidiği düşünülürse diyagonal hareket açısı denklem 2.31' deki gibi hesaplanır.

$$\delta = \frac{9,53 + 12,77}{2} = 11,150 \quad (2.31)$$

Şekil 2.24' deki grafikten tek teker yükü 40 kN için belirlenen yan kuvvet değeri S ile maksimum yönlenmede yuvarlanma direnci denklem 2.32' de gösterildiği gibidir.

$$F = 2 \times S \times \sin(\delta) = 2 \times 24000 \times \sin(11,15) = 9282,15 \text{ N} \quad (2.32)$$

İlave arka dingilin yönlendirilmesi sonucunda bu ek direnç bertaraf edilmiş olacaktır. 0 ile 390 açılar arasındaki ön dingil yönlenmesinde bu ilave yuvarlanma direnci kuvvetleri 0'dan 9282,15 N'a aşağıdaki gibi (Şekil 2.26) bir değişim gösterecektir.

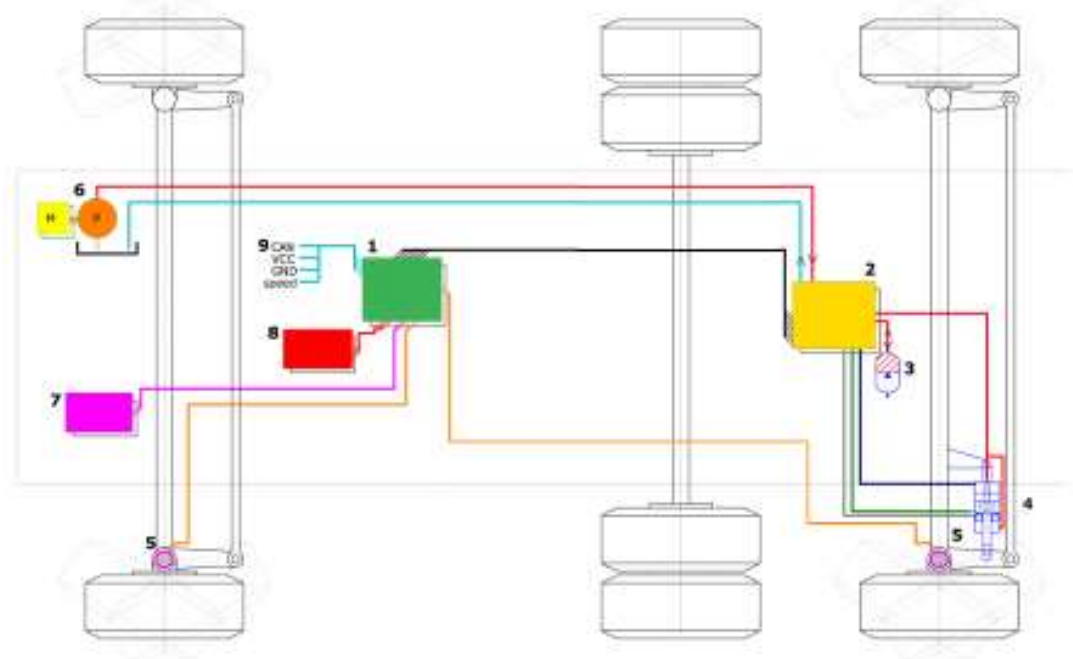


Şekil 2.26 Yönlenme açısına göre ilave yuvarlanma direnci kuvveti değişimi grafiği

BÖLÜM ÜÇ

ELEKTRO - HİDROLİK YÖNLENDİRME VE KONTROL SİSTEMİ

İlave dingilin yönlendirme işlemi hidrolik silindir kuvvetiyle yapılmaktadır. Sistemin (Şekil 3.1) bütün işleyişi bir elektronik kontrol ünitesi (ECU) tarafından yönetilir. Bu kontrol ünitesi ön dingilden gelen dönüş açısı verisine göre arka dingilin dönüş açısını, araç hızı bilgisini de göz önünde bulundurarak, hesaplayıp hidrolik silindirin hareketi için gerekli valf gruplarının açılıp kapanmasını ve sistemin diğer fonksiyonlarının yerine getirilmesini sağlar. Bu sayede ilave dingile bağlı olan yönlendirme silindire basınçlandırılmış hidrolik akışı sağlanır ve yönlendirme işlemi gerçekleştirilmiş olur.



Şekil 3.1 Elektro-hidrolik sistem şeması

Elektro-hidrolik sistem elemanları;

1. Elektronik kontrol ünitesi (ECU)
2. Yönlendirme valf grubu
3. Hidrolik akümülatör

4. Kilitlemeli hidrolik silindir
5. Açı sensörleri (ön dingil ve ilave dingilde)
6. Hidrolik pompa grubu
7. Sürücü için sesli ve ışıklı uyarı
8. Kontrol ve bilgi ekranı
9. Araç verileri bağlantısı

3.1 Elektro-Hidrolik Yönlendirme ve Kontrol Sisteminin Çalışma Prensibi

İlave dingil tekerleklerinin yönlendirme işlemi için sürücünün direksiyonu çevirmesiyle ön tekerleklerin dönüş açısı aksona entegre edilmiş bir açı sensörü tarafından okunarak elektronik kontrol ünitesi ECU' ya iletilir. Elektronik kontrol ünitesi, araca göre oluşturulmuş dahili programı ile o anki ön dingil dönüş açısı için ilave dingil tekerleklerin olması gereken dönüş açısını hesaplar ve hidrolik silindiri hareket ettirmek için valf bloğundaki uygun servo valflerin açılıp kapanmasını sağlar.

Hidrolik silindir tarafından hareket ettirilen ilave dingilin dönüş açısı kontrolü ilave dingil aksonuna entegre edilmiş bir açı sensörü ile gerçekleştirilir. Bu sensör tarafından okunan bilgi de elektronik kontrol ünitesi ECU' ya gönderilir. Olması gereken açı ile sensörden gelen bilgi karşılaştırılır ve bu iki değer birbirine eşitlendiğinde yönlendirme işlemi de tamamlanmış olur. Sistem kapalı bir döngüde çalışarak ilave dingilin ön dingile göre yönelme hareketini sürekli olarak kontrol edip gerekli düzeltmeleri yapar.

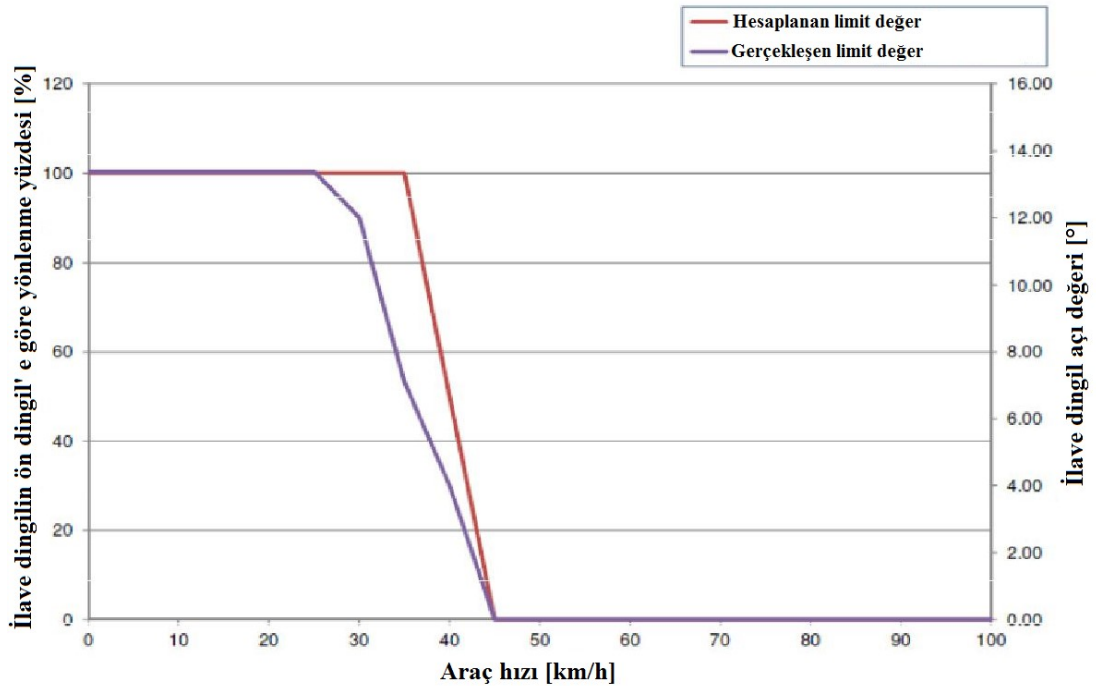
İlave dingilin yönlendirilmesi işlemi araç hızı, ön dingil dönüş açısı ve dönüş hızıyla bağlantılıdır. Sürücünün direksiyonu çevirme hızı arttıkça elektronik kontrol ünitesi tarafından sistemin ihtiyacı valflerin uygun oranda açılması ve hidrolik silindire daha fazla basınç verilmesi ile gerçekleşir.

Araç hızı bilgisi CAN üzerinden elektronik kontrol ünitesi ECU' ya iletilir. 25 km/h hıza kadar ön dingil ile ilave dingil dönüş açıları arasında teorik olarak

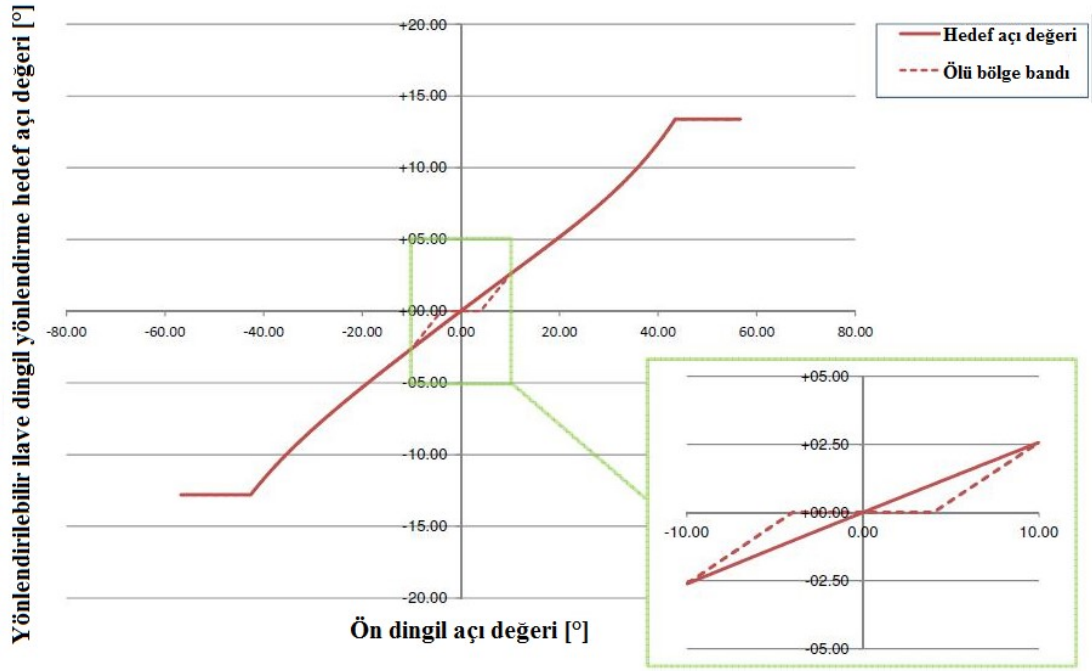
hesaplanmış sabit bir ilişki (Şekil 3.2) vardır. Fakat aracın stabilitesinin korunabilmesi için 25 ile 45 km/h hız aralığında ise bu ilişki sınırlanmıştır.

Örneğin hesaplanan değer 39° ön tekerlek dönüş açısında 13° lik ilave dingil dönüş açısı olmasına rağmen, araç hızı 30 km/h olduğunda sistem en fazla 7° lik dönüşe izin verir. Araç hızı 45 km/h' e ulaştığında ise ilave dingil otomatik olarak merkez konuma gelir, kilitlenir ve sabit dingil gibi işlev görür.

Ek olarak seyir halinde aracın viraj dönüşü esnasında ön tekerlekler genellikle düşük açılarda döndürüldüğünden aracın stabilitesini bozmamak adına ön dingil tekerleklerinin orta konumundan $\pm 4^\circ$ lik dönüşü sırasında ilave dingil yönlendirmesi (Şekil 3.3) aktif değildir. Fakat silindir orta konumdan geçerken bu söz konusu değildir. Örneğin tam sol konumdan tam sağ konuma dönüş esnasında ön tekerlek dönüş açısı $\pm 4^\circ$ lik bölgeden geçtiğinde dahi ilave dingil önceden hesaplanmış oranı takip eder. Bu durum aynı zamanda bakım ve kalibrasyon kolaylığı da sağlar.



Şekil 3.2 Araç hızı ile yönlendirme yüzdesi grafiği



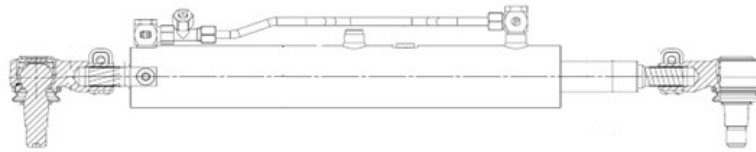
Şekil 3.3 Ön dingil ile ilave dingil tekerlekleri arasındaki yönlendirme ilişkisi ve ölü bölge grafiği

3.2 Elektro-Hidrolik Yönlendirme ve Kontrol Sistemi Ekipmanları

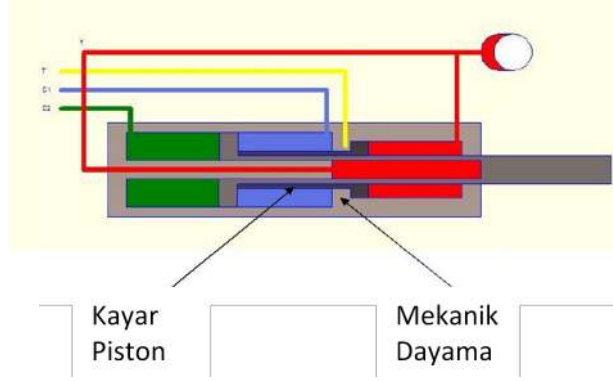
3.2.1 Hidrolik Silindir

Arka dingili yönlendirilebilen ticari araç, yüksek hızlarda stabil değildir. Bunun yanında yönlendirme sisteminde hidrolik veya elektronik bir arıza olduğunda ilave dingil tekerleklerinin düz konuma gelip kilitlenmesi gerekmektedir. Merkezleme fonksiyonu olmayan ilave dingil, yapıda kaster açısı veya kaster mesafesi olmadığından kararsız davranacaktır.

Araç hızı 45 km/h' i geçtiğinde veya bir arıza durumunda ilave dingilin orta konuma getirilip merkezlenmesi, yönlendirme silindiri (Şekil 3.4) ve valfler üzerinden hidrolik olarak yapılmaktadır.

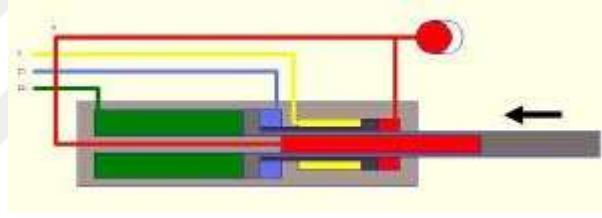


Şekil 3.4 Hidrolik silindir görüntüsü



Şekil 3.5 Hidrolik silindir iç yapısı

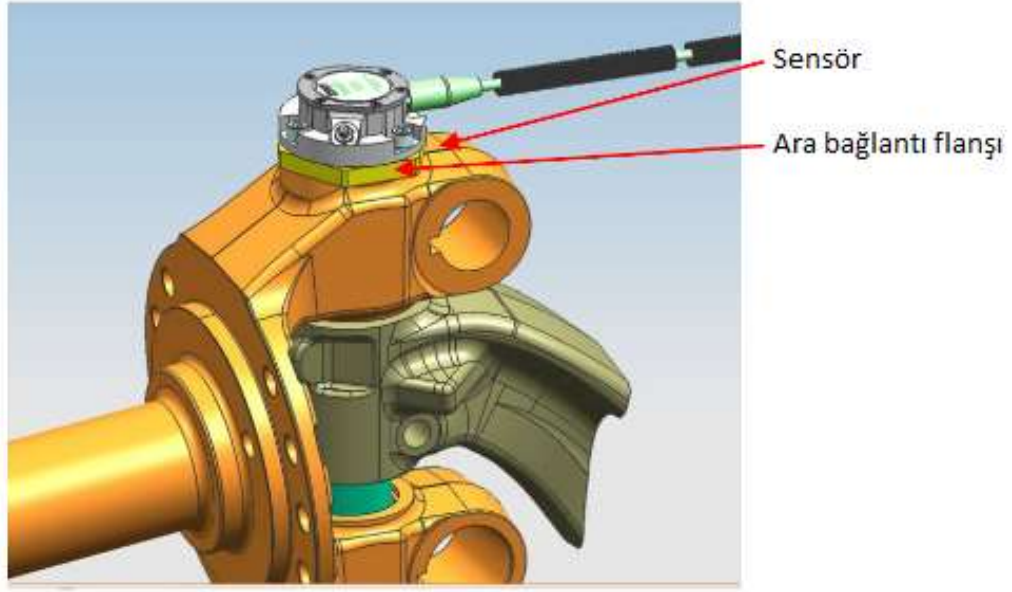
Silindir içindeki (Şekil 3.5) kayar piston mekanik dayamaya temas ettiğinde silindir tam olarak orta konumdadır. Araç hızı 45 km/h' i geçtiğinde veya bir arıza durumunda merkezleme devresindeki bir tek yönlü valf ECU tarafından kapatılarak devredeki yağ akışı engellenir ve silindir merkez konumda kilitlenmiş olur.



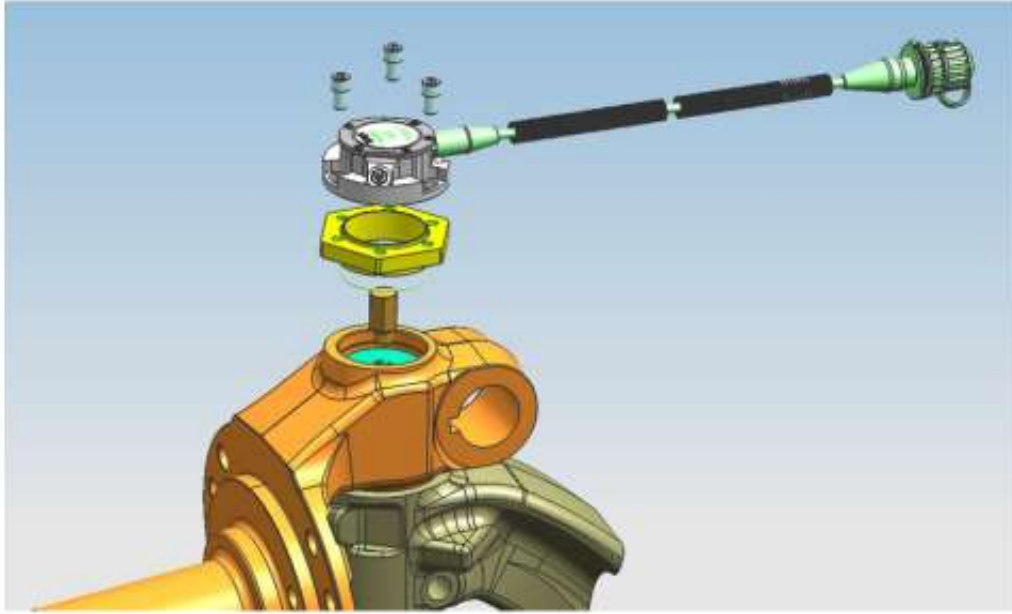
Şekil 3.6 Hidrolik silindir geri dönüş hareketi görüntüsü (V<45 km/h)

3.2.2 Direksiyon Açı Sensörü

Hidrolik silindir tarafından hareket ettirilen ilave dingilin dönüş açısı kontrolü ilave dingil aksonuna entegre edilmiş bir açı sensörü (Şekil 3.7) ile gerçekleştirilir. Bu sensör tarafından okunan bilgi de elektronik kontrol ünitesi ECU' ya gönderilir. Olması gereken açı ile sensörden gelen bilgi karşılaştırılır ve bu iki değer birbirine eşitlendiğinde yönlendirme işlemi de tamamlanmış olur.



Şekil 3.7 Direksiyon açısı sensörü

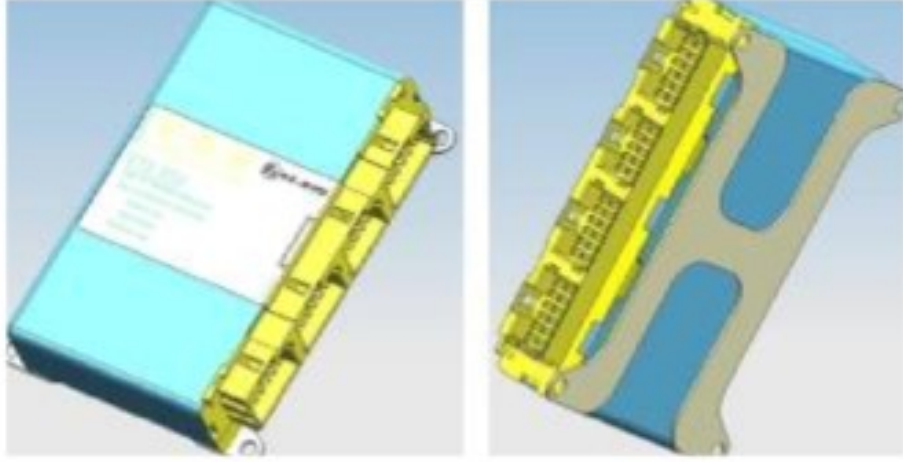


Şekil 3.8 Direksiyon açısı sensörü patlatılmış görüntü

3.2.3 Elektronik Kontrol Ünitesi (ECU)

İlave dingil tekerleklerinin yönlendirme işlemi için sürücünün direksiyonu çevirmesiyle ön tekerleklerin dönüş açısı aksona entegre edilmiş bir açı sensörü tarafından okunarak elektronik kontrol ünitesi ECU' ya (Şekil 3.9) iletilir. Elektronik

kontrol ünitesi, araca göre oluşturulmuş dahili programı ile o anki ön dingil dönüş açısı için ilave dingil tekerleklerin olması gereken dönüş açısını hesaplar ve hidrolik silindiri hareket ettirmek için valf bloğundaki uygun servo valflerin açılıp kapanmasını sağlar.



Şekil 3.9 Elektronik kontrol ünitesi (ECU)

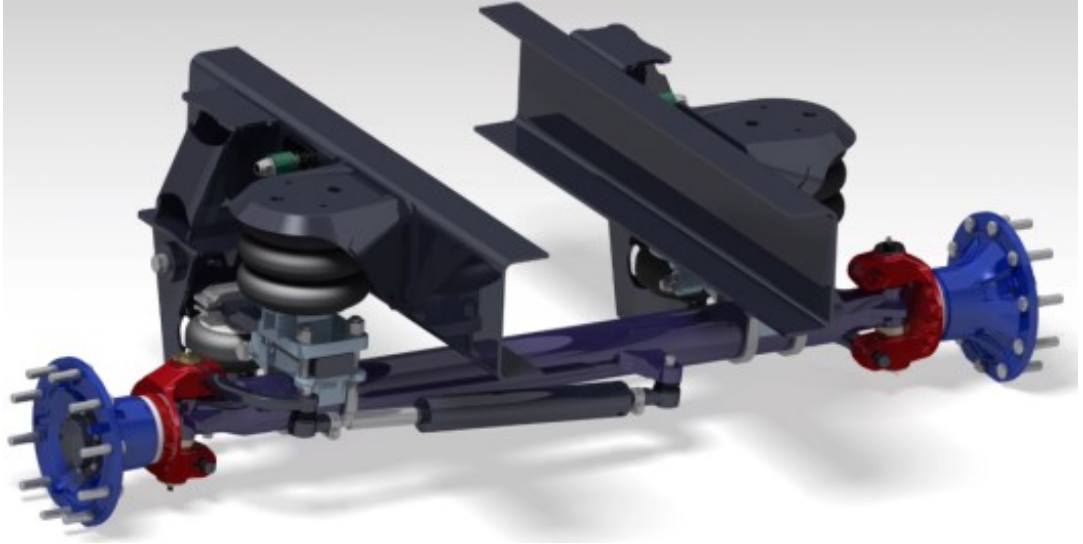
BÖLÜM DÖRT

MEKANİK TASARIM VE SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

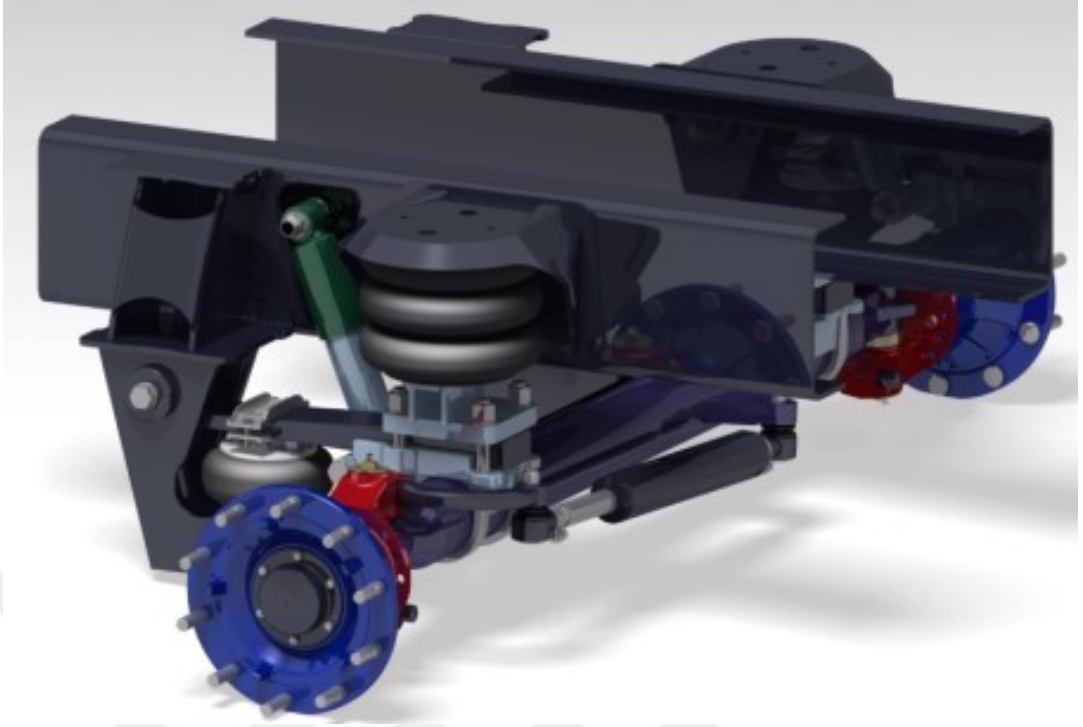
Elektro hidrolik yönlendirilebilir ilave dingil sistemi tasarımında katı modelleme yapılmadan önce araç kinematik olarak tasarlanmıştır. İz genişliği, kamber açısı, direksiyon kolu konumu gibi aracın sürüş davranışına ekti edecek önemli pol noktaları belirlenmiştir.

Tasarım CAD ortamında tamamlanmış ve sonlu elemanlar modeli “Ansys Mechanical yazılımıyla oluşturulmuş, gerilme ve yorulma analizleri yapılmış, malzemeler tanımlanmış, yüklemeler ve sınır şartları tanımlanmış ve tekrar tekrar revize analizlerle çalışmalar tamamlanmıştır. Yapılan analizlerde gerilme değeri için akma değeri altında ve yorulma analizi için sonsuz ömür yaklaşımı dikkate alınarak tasarımlar düzenlenmiştir.

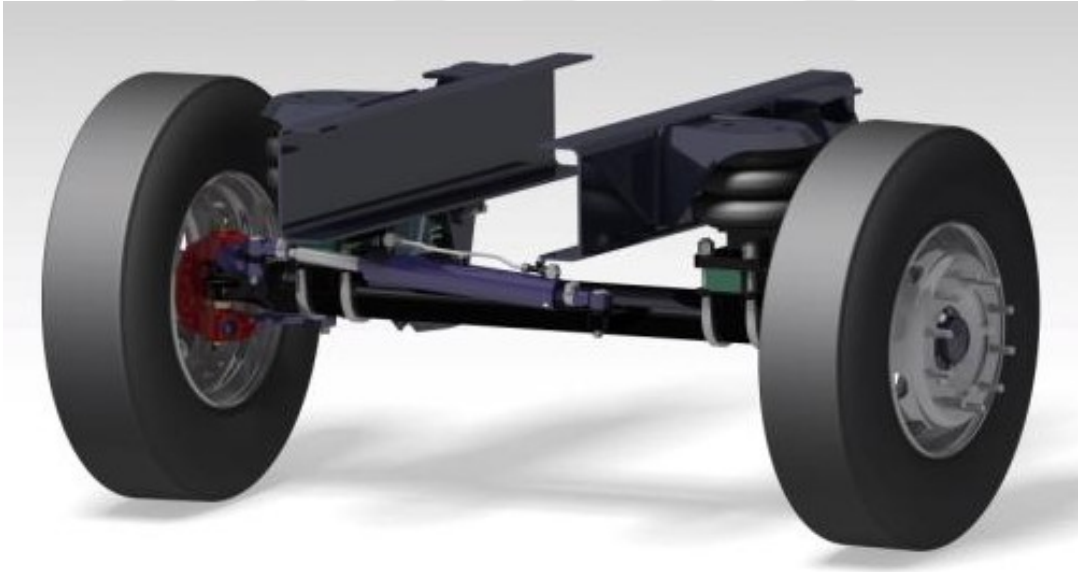
Yapılan tasarımın son hali Şekil 4.1, Şekil 4.2 ve Şekil 4.3' de gösterildiği gibidir.



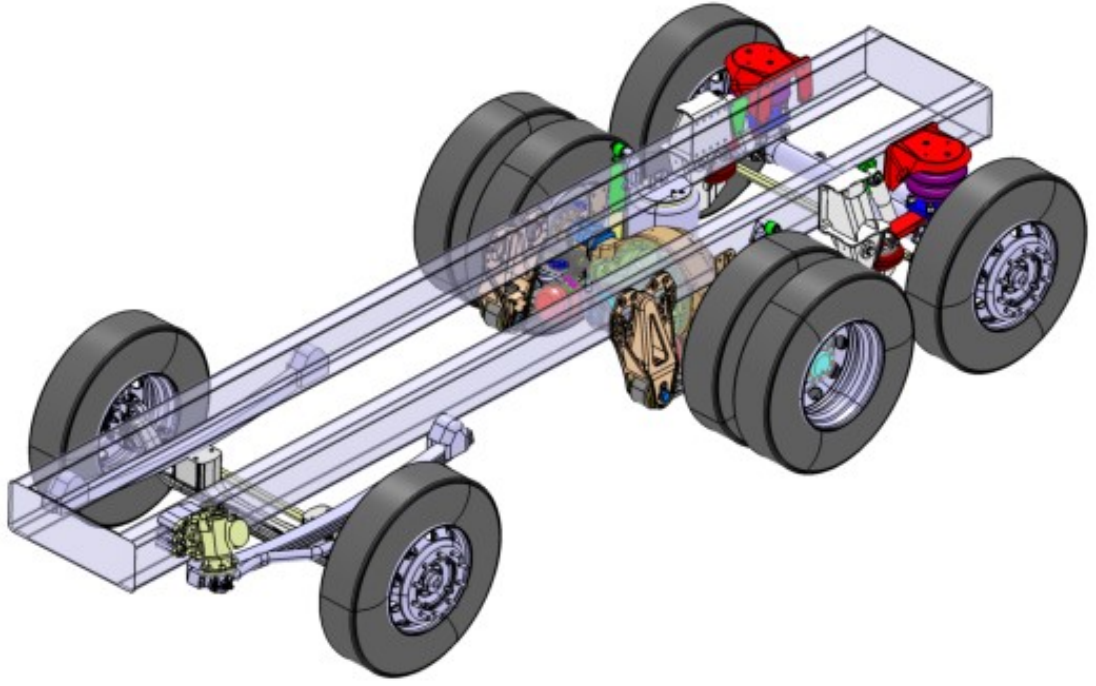
Şekil 4.1 Nihai tasarımın izometrik görünüşü



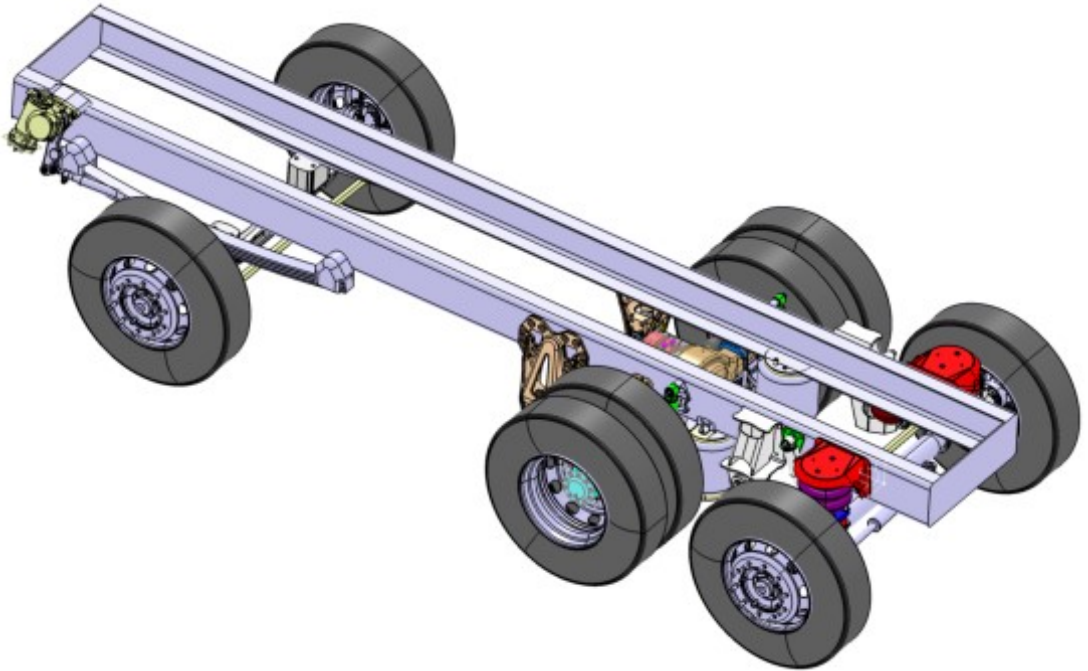
Şekil 4.2 Nihai tasarımın izometrik görünüşü



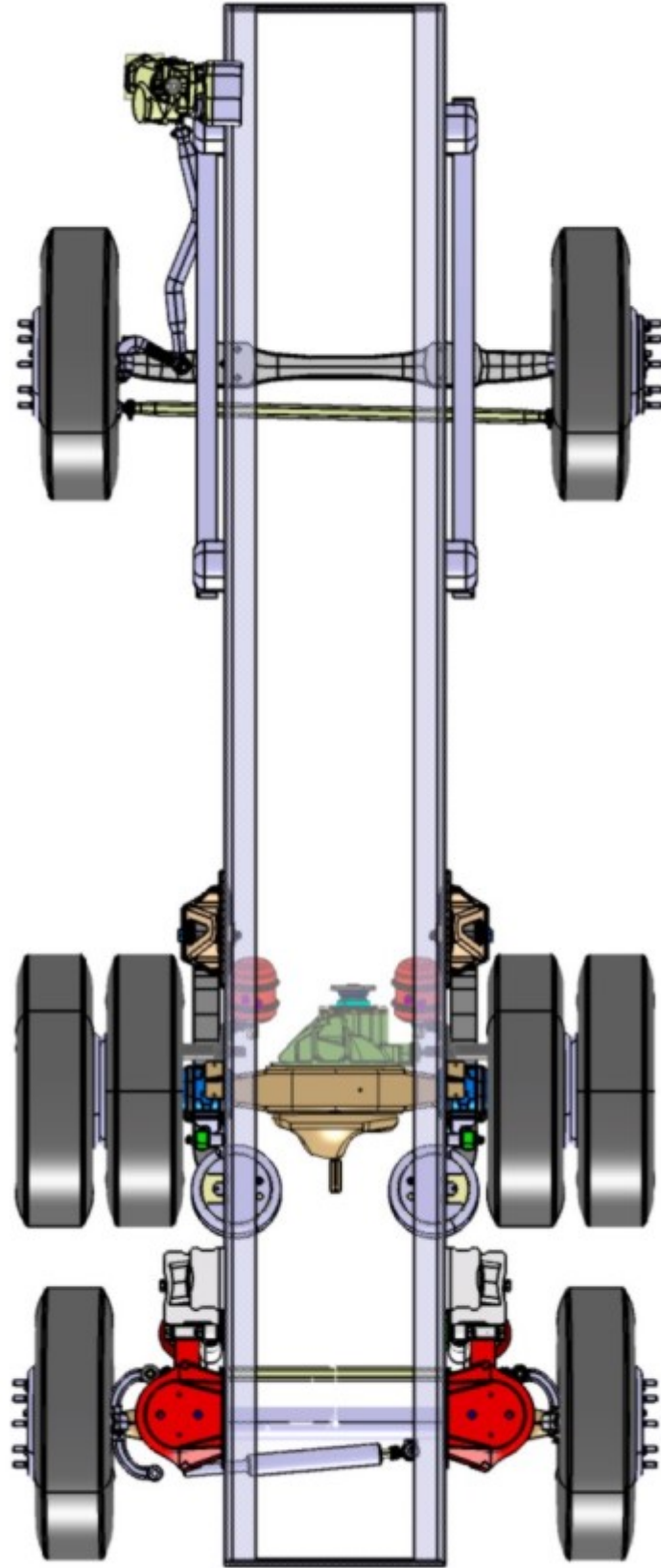
Şekil 4.3 Nihai tasarımın arkadan görünüşü



Şekil 4.4 Şasi montaj izometrik görünüşü



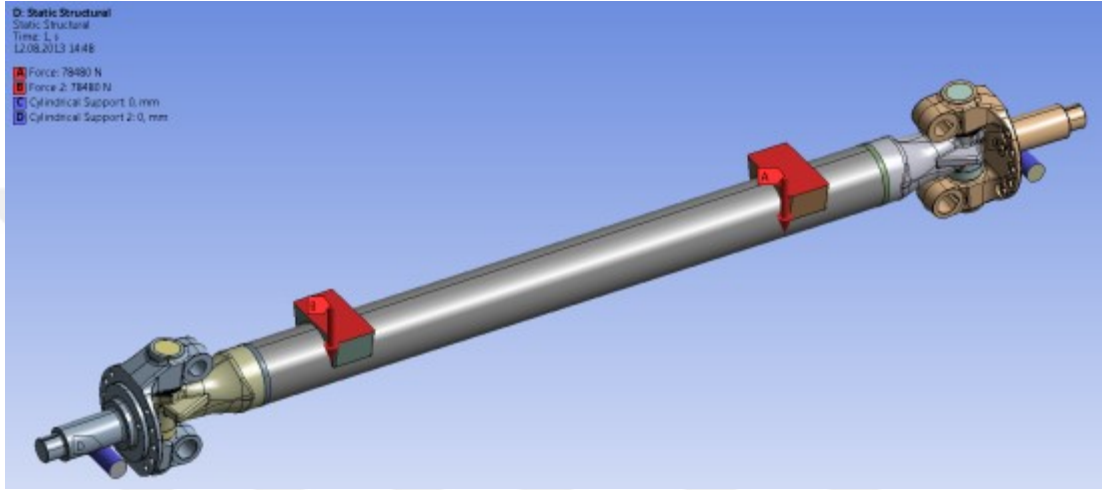
Şekil 4.5 Şasi montaj izometrik görünüşü



Şekil 4.6 Şasi montaj üstten görünüşü

4.1 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması ve Analizi

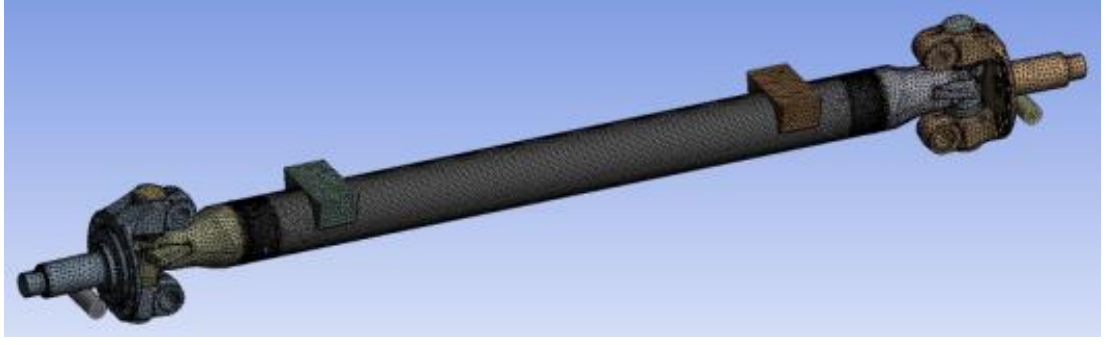
Yönlendirilebilir ilave dingil sonlu elemanlar modeli oluşturulur iken araç montaj sınır şartları dikkate alınmıştır. Düşey yükleme koşulunda ilave dingil, araç izgenişliğini temsil eden silindirik takozlar üzerinde mesnetlenmiş olup makas tablalarından kuvvet (Şekil 4.7) uygulanmıştır.



Şekil 4.7 Yönlendirilebilir ilave dingil sonlu elemanlar modeli sınır şartı

Mesnet noktaları silindirik olarak uygulanmış ve teğetsel olarak serbest bırakılmıştır. Şekilde görülen A ve B noktalarından makas tablası yüzeylerine 78480 N' luk kuvvetler uygulanmıştır. Bu kuvvetin karşılığı ilave dingil taşıma kapasitesinin iki katı değer olan 16 ton' dur.

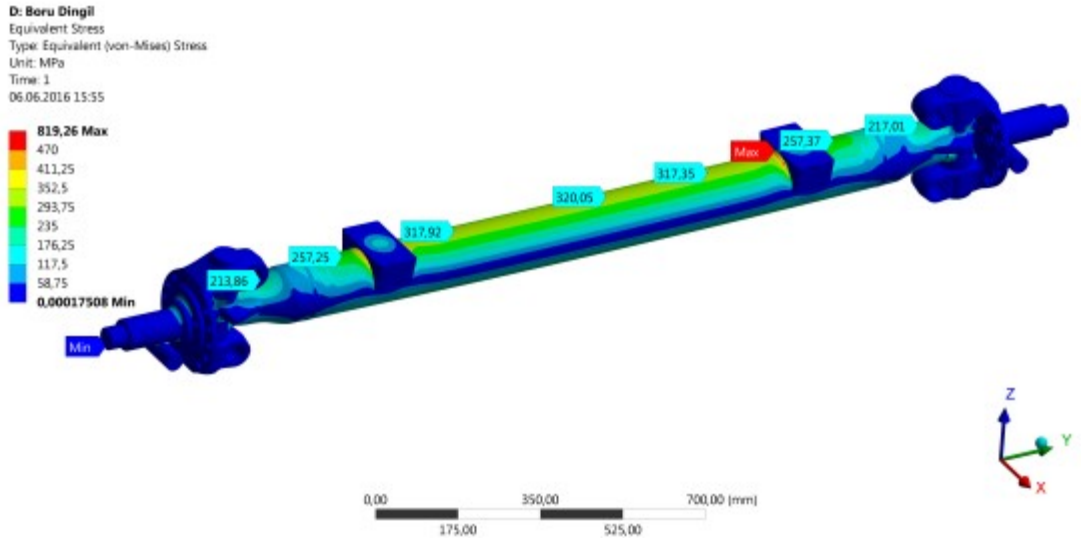
Elemanlara ayırma (mesh) işleminde boru gövde için eleman büyüklüğü gövde et kalınlığının yarısı 7,1 mm olarak belirlenmiştir. Dingil kafası ve aksonlarda 10 mm, kaynaklarda ise 3 mm eleman büyüklüğü kullanılmıştır. Kritik bölge olarak nitelendirilebilecek alanlarda eleman boyutları sıklaştırılmıştır. Yapılan tekrarlı yakınsama analiz çalışmaları sonucunda optimum koşulun 444305 eleman ve 732843 düğüm noktası (Şekil 4.8) kullanılarak gerçekleştirildiği görülmüştür.



Statistics	
☐ Nodes	732843
☐ Elements	444305
Mesh Metric	None

Şekil 4.8 Yönlendirilebilir ilave dingil sonlu elemanlar modeli

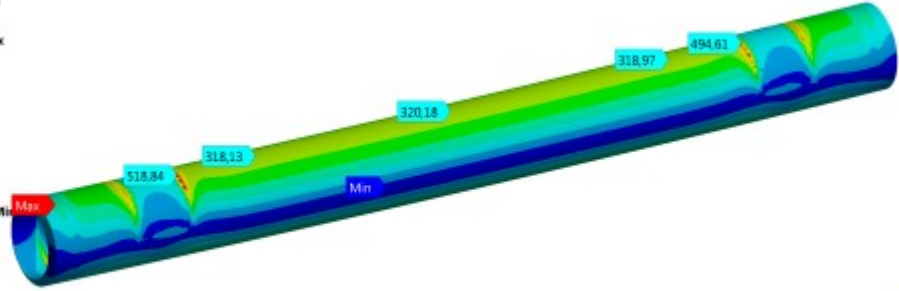
Yapılan analizler (Şekil 4.9) sonucunda ilave dingil parçalarında oluşan eşdeğer gerilmelerin malzemelerin akma mukavemetleri altında kaldığı görülmüştür. Dolayısıyla yapılan tasarım 2G düşey yük altında güvenlidir.



Şekil 4.9 Yönlendirilebilir ilave dingil üzerinde meydana gelen eşdeğer gerilmeler

D: Boru Dingil
 Equivalent (von-Mises) Stress - boru_govde
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 06.06.2016 15:57

621,37 Max
 470
 411,26
 352,51
 293,77
 235,02
 176,28
 117,54
 58,792
 0,047976 Min



0,00 125,00 250,00 375,00 500,00 (mm)

Şekil 4.10 Boru gövde üzerinde meydana gelen eşdeğer gerilmeler

D: Boru Dingil
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1
 06.06.2016 15:56

12,851 Max
 11,425
 9,9995
 8,5738
 7,148
 5,7223
 4,2966
 2,8709
 1,4451
 0,019409 Min

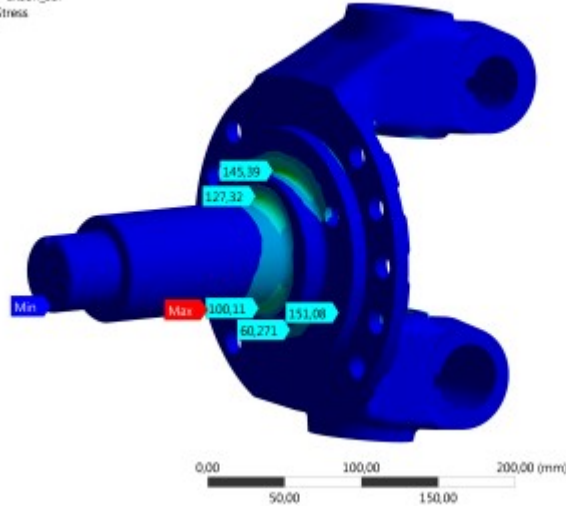


0,00 175,00 350,00 525,00 700,00 (mm)

Şekil 4.11 Yönlendirilebilir ilave dingil toplam deformasyon

D: Boru Dingli
 Equivalent (von-Mises) Stress - aksan_sol
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 06.06.2016 15:59

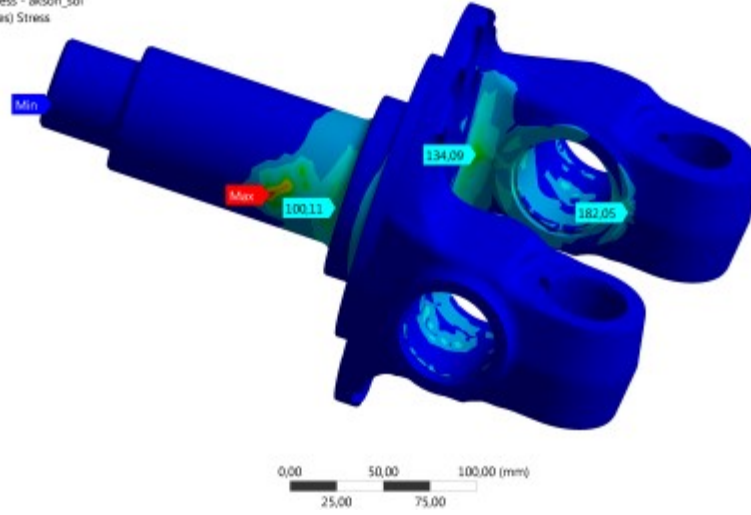
258,26 Max
 229,56
 200,87
 172,17
 143,48
 114,78
 86,086
 57,391
 28,695
 0,00017508 Min



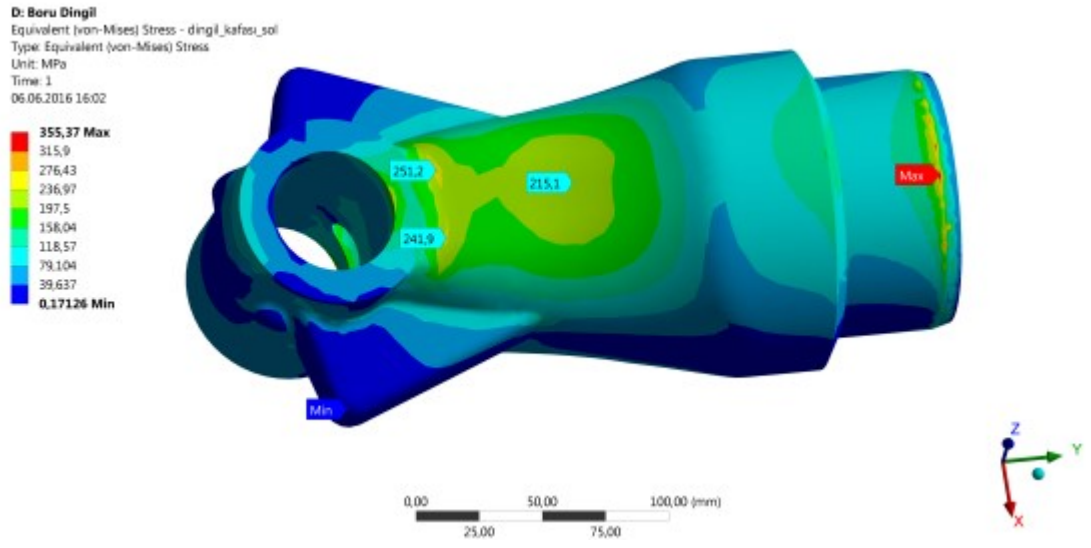
Şekil 4.12 Aksan üzerinde meydana gelen eşdeğer gerilmeler

D: Boru Dingli
 Equivalent (von-Mises) Stress - aksan_sol
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 06.06.2016 16:00

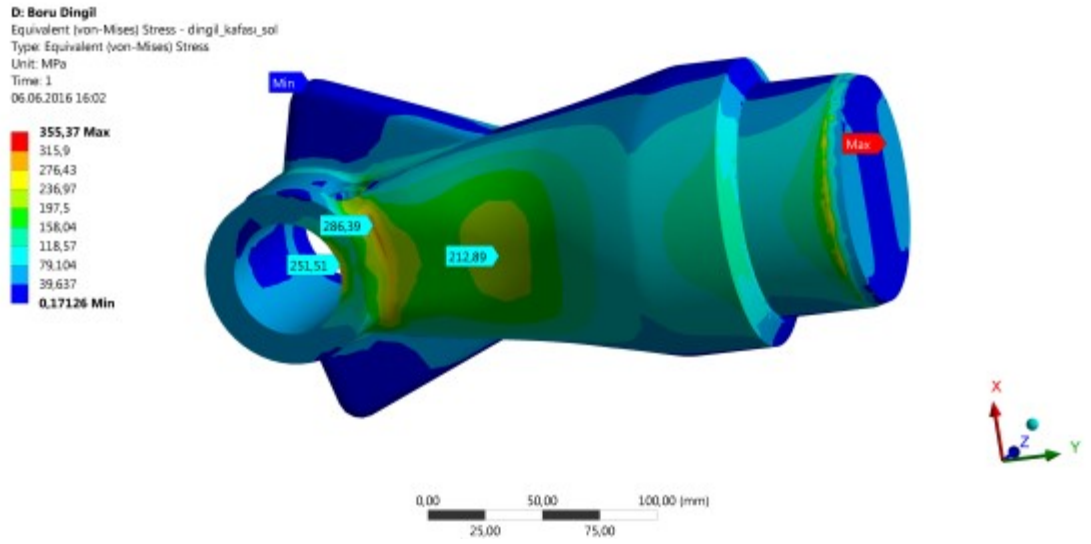
258,26 Max
 229,56
 200,87
 172,17
 143,48
 114,78
 86,086
 57,391
 28,695
 0,00017508 Min



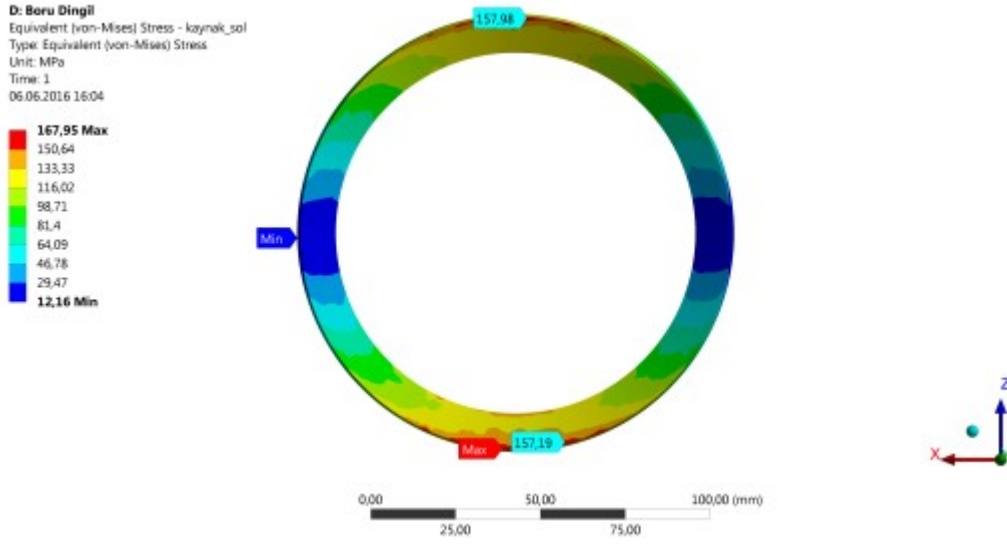
Şekil 4.13 Aksan üzerinde meydana gelen eşdeğer gerilmeler



Şekil 4.14 Dingil kafası üzerinde meydana gelen eşdeğer gerilmeler



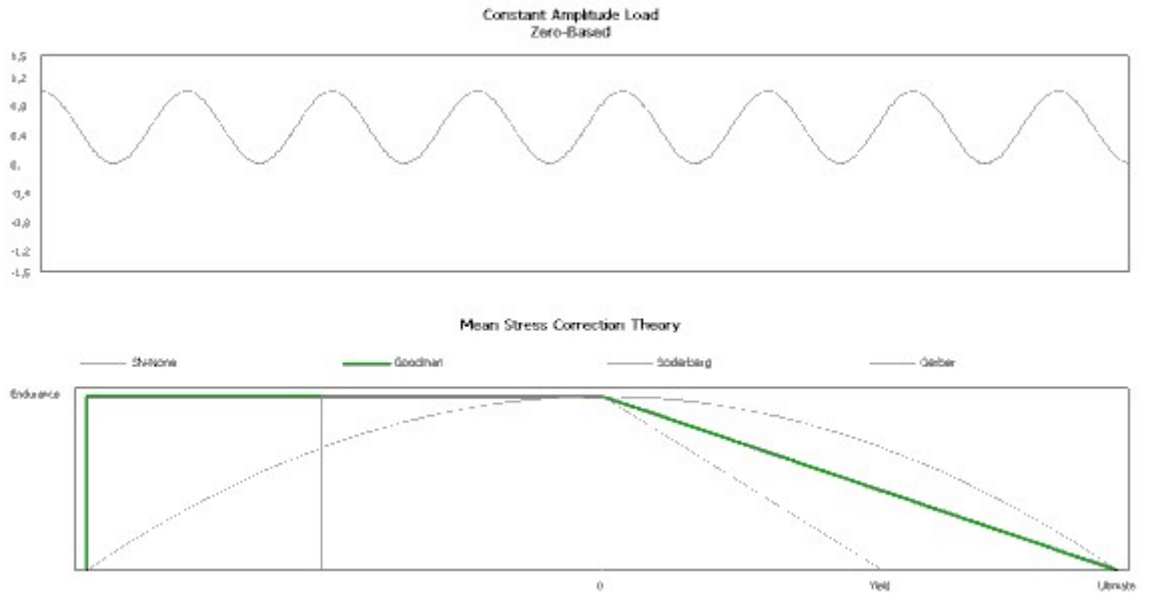
Şekil 4.15 Dingil kafası üzerinde meydana gelen eşdeğer gerilmeler



Şekil 4.16 Dingil kafası boru gövde arası kaynak bölgesinde meydana gelen eşdeğer gerilmeler

4.2 Yorulma Sınırının Belirlenmesi

Goodman Yorulma Teorisine (Şekil 4.17) göre 1.000.000 devir için yönlendirilebilir ilave dingil boru gövdesinde emniyet katsayısı araştırılmıştır.



Şekil 4.17 Goodman yorulma teorisi

Yorulma testi değişkenleri olarak aşağıdaki değişkenler belirlenmiştir.

Stress Life : Parçanın toplam ömrü ile ilgilenir. Çatlak başlangıcını ve ilerleyişini kapsamaz.

Zero Based : Gerilme tanımı olarak seçilen bu durumda yükün uygulanıp tekrar kaldırılması durumu mevcuttur.

Fmin : 0 N

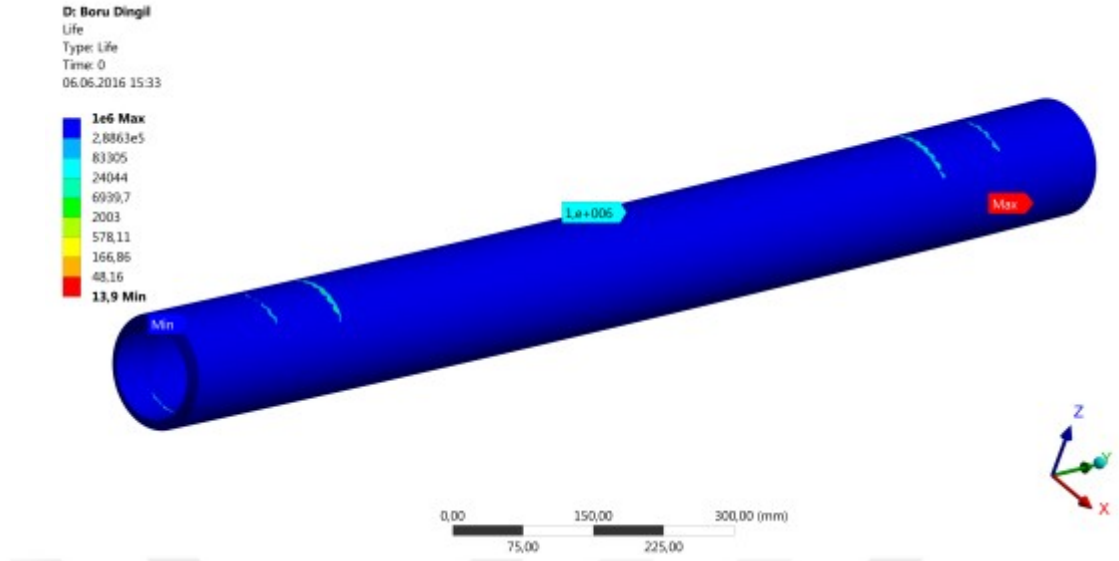
Fort : 80.000 N

Fmax : 160.000 N

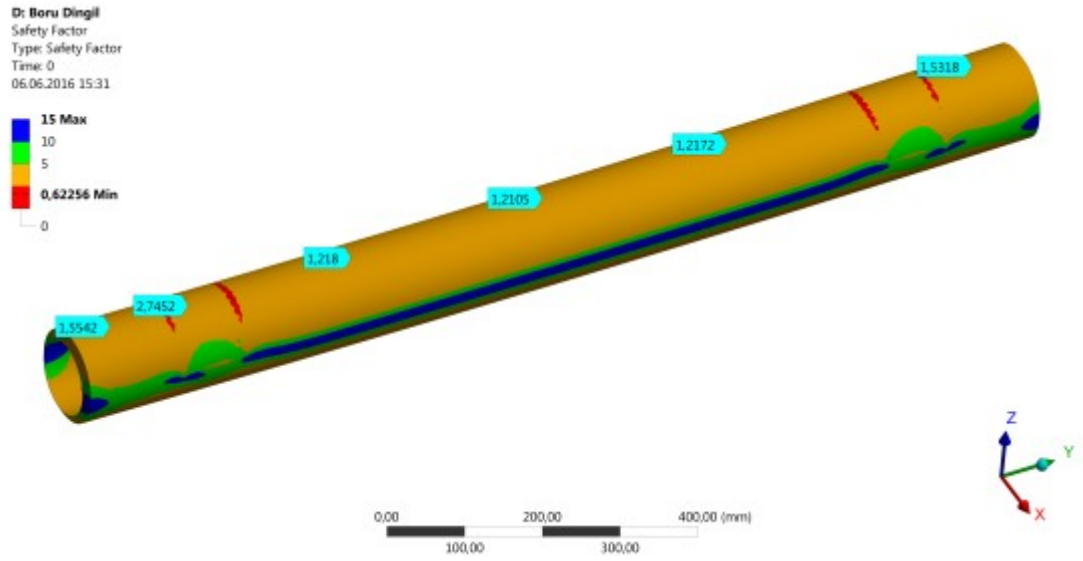
Goodman: Yüklerin tam değişkenden farklı olduğu durumlar için ortalama gerilmeler mevcuttur. Ortalama gerilmelerin hesaplanabilmesi ve gevrek malzemeler için Goodman teorisi iyi bir seçimdir (FİGES, 2009).

Details of "Fatigue Tool"		⌵
[-] Materials		
Fatigue Strength Factor (Kf)	0,8	
[-] Loading		
Type	Zero-Based	
Scale Factor	1,	
[-] Definition		
Display Time	End Time	
[-] Options		
Analysis Type	Stress Life	
Mean Stress Theory	Goodman	
Stress Component	Equivalent (Von Mises)	
[-] Life Units		
Units Name	cycles	
1 cycle is equal to	1, cycles	

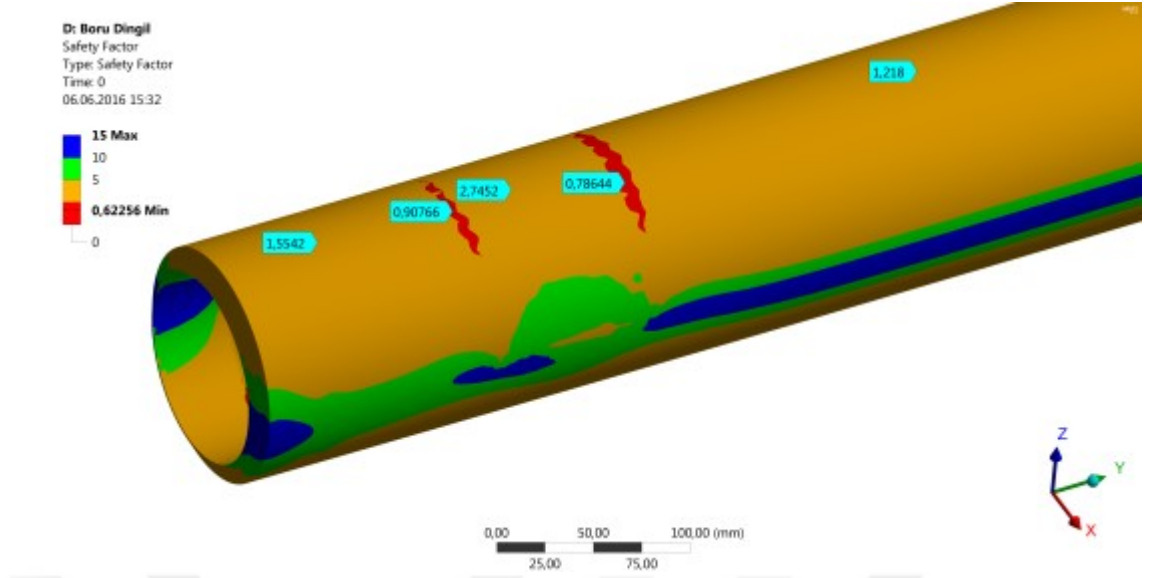
Şekil 4.18 Goodman yorulma teorisi sınır şartları



Şekil 4.19 Boru gövde ömür değeri



Şekil 4.20 Boru gövde emniyet katsayısı dağılımı



Şekil 4.21 Boru gövde kritik emniyet katsayısı lokasyonu

Şekil 4.20' de görüldüğü üzere yönlendirilebilir ilave dingil boru gövdesi üzerinde meydana gelen kritik emniyet katsayısı değeri makas tablası oturma alanı sınırlarında gözlemlenmiştir. Kritik emniyet katsayısı görülen alandaki düğüm noktaları incelendiğinde tekil nokta olarak nitelendirilen durum kaynaklı olduğu gözlemlenmiştir.

1.000.000 devir için yapılan analiz sonucunda yönlendirilebilir ilave dingil boru gövdesinde emniyetsiz bölge oluşmadığı gözlenmiştir.

BÖLÜM BEŞ

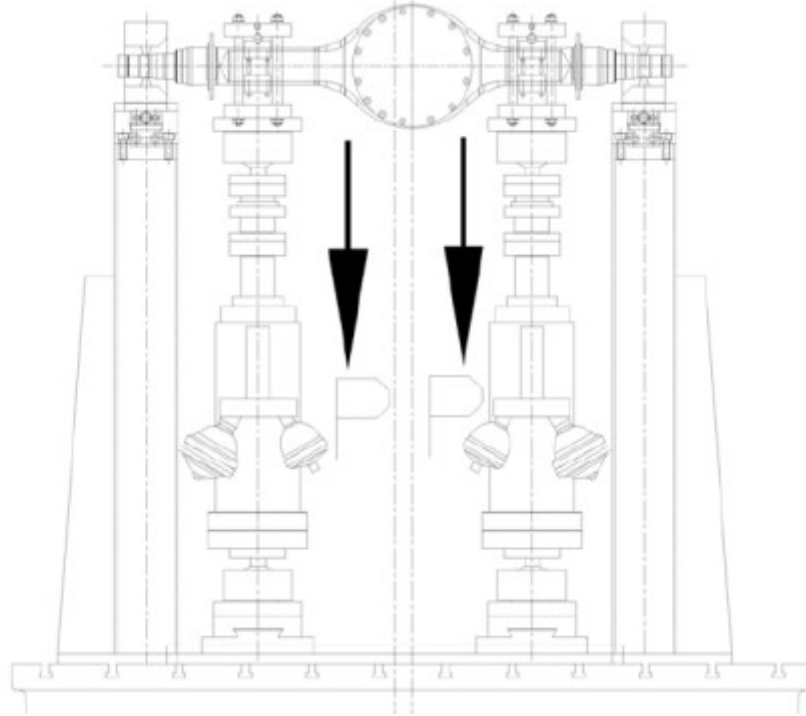
DÜŞEY YORULMA VE ARAÇ SİMÜLASYON TESTLERİ

5.1 Prototip İlave Dingil Yorulma Testleri

Sonlu elemanlar analizleri sonucunda emniyetli olduğuna karar verilen yönlendirilebilir ilave dingil düşey yorulma testlerinde aynı sınır şartlarında test edilmiştir.

5.1.1 Düşey Yorulma Testi

Yönlendirilebilir ilave dingil araç izgenişliği kadar bir açıklıkta düşey silindirler üzerine mesnetlenmiştir ve makas tablaları eksenlerinden düşey kuvvetler uygulanmıştır. (Şekil 4.22)



Şekil 4.22 Saç diferansiyel kovani düşey yorulma testi şematik gösterimi



Şekil 4.23 Düşey yorulma testine bağlanmış yönlendirilebilir ilave dingil



Şekil 4.24 Düşey yorulma testine bağlanmış yönlendirilebilir ilave dingil

Yapılan düşey yorulma testleri (Şekil 4.23) sonucunda elde edilen veriler analiz çalışmaları ile örtüşmektedir.

5.2 Araç Simülasyon Testleri

Mekanik olarak doğrulaması (verifikasyonu) sağlanmış olan yönlendirilebilir ilave dingilin sistem doğrulamasının yapılması amacı ile araç üzerinde çalışmasını temsil edecek sistem (Şekil 4.25) kurulumu gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.25 Araç üzerinde yönlendirilebilir ilave dingil sistemi



Şekil 4.26 Araç üzerinde yönlendirilebilir ilave dingilin maksimum açılı durumu



Şekil 4.27 Araç simülasyon testi izometrik görünümü

BÖLÜM ALTI

SONUÇLAR

Bu çalışma kapsamında sabit ilave dingil kullanan 6x2 ağır ticari araçlar için elektro-hidrolik kontrollü yönlendirilebilir ilave dingil sisteminin tasarımı yapılmıştır. Bu projede trapez yön verme sistemi tasarlanmış, örnek araç bağlantı noktaları ve sınır şartları dikkate alınarak uygun montaj koşullarını sağlayacak şekilde katı modellemeler yapılmış, ilave dingilin yönlendirilmesi sonucu ortaya çıkan moment, kuvvetler ve taşıma kapasitesine göre tasarım gerçekleştirilmiştir.

Yaylandırılmamış kütlenin azaltılması amacı ile elektro-hidrolik kontrollü yönlendirilebilir ilave dingil sistemi için şekil ve boyutsal optimizasyonlar kullanılmış, gerilme ve yorulma analizleri tamamlanmış ve düşey yorulma testleri ile doğrulaması yapılmıştır. Bileşenlerin (komponentlerin) akma mukavemeti sınırları dikkate alınarak kütleleri azaltılmış ve sonsuz ömür yaklaşımına göre parçalar geliştirilmiştir. Bu kapsamda yönlendirilebilir ilave dingil düşey yüklere göre test edilmiş ve 1.000.000 çevrim için emniyet katsayısı aranmıştır. Bu çalışmalar sonucunda yönlendirilebilir ilave dingil gövde malzemesi akma mukavemeti değerinin üzerinde eşdeğer gerilmelere rastlanmadığı görülmüştür.

Aracın virajı güvenli sınırlar içerisinde kat edebilmesi için yönlendirilebilir ilave dingilin direksiyon geometrisi *Ackerman* prensibine uygun olarak tasarlanmıştır. *Ackerman* prensibine göre sistemin hareket sınırları içerisinde izin verilen hata açı değeri $\pm 0,5^\circ$ dir. Şekil 2.18' deki dönüş hatası grafiği incelendiğinde yönlendirilebilir ilave dingilin maksimum dönüş açısının $12,7^\circ$ olduğu dikkate alındığında hata değerinin $\pm 0,5^\circ$ sınırları içerisinde kaldığı gözlemlenmektedir. Yön verme trapezi tasarımında dikkat edilecek ikinci husus da direksiyonun toparlanabilmesi için maksimum dönüş açısı durumunda uzun rot ile iz kolu arasındaki açının 165° yi geçmemesidir. Şekil 2.19' da görüldüğü üzere tasarımı yapılan trapez yön verme sisteminde bu değer $146,28^\circ$ dir ve sonuç uygundur.

İlave dingil tekerleklerinin yönlendirilebilir olmasının en büyük avantajlarından biri de aracın dönüş yarıçapının küçülmesidir. Bu sayede araç daha dar alanda manevra yapılabilir. Şekil 2.20' de görüldüğü üzere sabit ilave dingil kullanan aracın ağırlık merkezinin dönüş yarıçapı 8,28 metre iken, yönlendirilebilir ilave dingil ile bu değer 1 m azaltılarak 7,28 metreye düşürülmüştür.



KAYNAKLAR

- Çınar, U. (2013). *Ön düzen geometrisi*. 19 Mayıs 2015, <http://www.fordclubtr.com/forum/topic/244297-%C3%B6n-d%C3%BCzen-geometrisi/>
- Kuralay, N. S. (2008a). *Motorlu taşıtlar*. İzmir: TMMOB Makine Mühendisleri Odası.
- Kuralay, N. S. (2008b). *Motorlu taşıtlar*. İzmir: TMMOB Makine Mühendisleri Odası.
- Link, (b.t). *Kendinden yönlenebilir ilave dingil*. 12 Kasım 2015, <http://www.linkmfg.com/products/lift-axles/>
- Steering dynamics, (b.t). *Yönlendirme dinamiği*. 12 Kasım 2015, http://ckw.phys.ncku.edu.tw/public/pub/Notes/GeneralPhysics/Powerpoint/Extra/05/11_0_0_Steering_Theroy.pdf
- Superstreetonline, (b.t). *Kamber açısı gösterimi*. 15 Ocak 2016, <http://www.superstreetonline.com/how-to/wheels-tires/sstp-1004-camber-caster-toe-wheel-alignment/>
- Topaç, M. M., Günal, H. ve Kuralay, N. S (2009). Ağır ticari taşıt arka aks gövdesinin tekrarlı düşey yük altında yorulma ömrünün sonlu elemanlar analizi yardımıyla incelenmesi. *Mühendis ve Makine*, 51, (601), 10-20.
- Tpub, (b.t). *Ön dingil*. 15 Mart 2016, http://trucktractor6x4.tpub.com/TM-9-2320-283-20-3/css/TM-9-2320-283-20_3_131.htm

ZF lenksysteme, (b.t). *Yönlendirme sistemi*. 10 Eylül 2015,
http://www.bosch-automotive-steering.com/fileadmin/_migrated/content_uploads/LENKSYSTEME_NKW_E.pdf

