

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

AĞIR TİCARİ ÇEKİCİ ARAÇLARIN VİRAJ DENGE
ÇUBUĞUNUN TASARIM İYİLEMESİ VE YAPISAL TESTLERİ

HÜSEYİN AKSUNGUR

KOCAELİ 2019

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

AĞIR TİCARİ ÇEKİCİ ARAÇLARIN VİRAJ DENGE
ÇUBUĞUNUN TASARIM İYİLEMESİ VE YAPISAL
TESTLERİ

HÜSEYİN AKSUNGUR

Doç.Dr. Abdulkadir CENGİZ
Danışman, Kocaeli Üniversitesi
Prof.Dr. Mehmet UÇAR
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniversitesi
Doç.Dr. H. Kürşat ÇELİK
Jüri Üyesi, Akdeniz Üniversitesi



Tezin Savunulduğu Tarih: 03.07.2019

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Viraj Denge Çubuğu sistemlerinin tasarımı hakkında yetkinlik kazandığım bu çalışmada bana rehberlik eden ve desteğini esirgemeyen Doç.Dr. Abdulkadir CENGİZ ve tavsiyeleriyle farklı bakış açıları kazanmamı sağlayan Ford Otosan Ürün Geliştirme yöneticilerine, yaptıkları yorumlar, paylaştıkları fikirler ve tüm katkıları için Ford Otosan Ar&Ge ekibi çalışanları Ahmet Paşaoğlu ve Ford Otosan Mesleki Eğitim Akademi Ekip Lideri Hüseyin Yakup TEMUR'a teşekkürü borç bilirim.

Beni bugünlere getiren ve hayatım boyunca yanımda olan aileme, sevgisini, sabrını ve hoşgörüsünü benden esirgemeyen değerli eşim Mevlüde AKSUNGUR'a çalışmalarım nedeniyle kendisine yeteri kadar vakit ayıramadığım halde bunu yaşından beklenmeyen bir olgunlukla karşılayan kızım Hüma'ya sonsuz minnet duygularımı sunarım.

Haziran – 2019

Hüseyin AKSUNGUR

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	iii
ŞEKİLLER DİZİNİ	iv
TABLolar DİZİNİ	vii
SİMGELER DİZİNİ VE KISALTMALAR	vii
ÖZET	viii
ABSTRACT	ix
GİRİŞ	1
1. GENEL BİLGİLER	4
1.1. Süspansiyon Sistemi.....	4
1.1.1. Süspansiyon sisteminin görevleri.....	4
1.2. Viraj Denge Çubuğu.....	7
1.2.1. Viraj denge çubuğunun araç performansına etkisi.....	7
1.2.2. Denge çubuğu geometrisi.....	10
1.2.3. Denge çubuğunun enine kesiti	10
1.2.4. Viraj denge çubuğunun bağlantıları	11
1.2.5. Viraj denge çubuklarında kullanılan yay çeliklerinden beklenen özellikler	12
1.2.6. Viraj denge çubuğunun rijitliği	13
1.2.7. Yorulma teorisi.....	13
1.2.8. Taşıtlarda hızlandırılmış ömür test yöntemleri	15
1.2.9. Viraj denge çubuğu tasarımı	15
1.2.10. Viraj denge çubuğu bağlantı elemanları tipleri.....	17
1.2.11. Viraj denge çubuğunun fiziksel testleri.....	18
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	19
3. MATERYAL VE METOT	25
3.1. Materyal	25
3.1.1. MTS hidrolik pistonlar	25
3.1.2. MTS SilentFlo™ 515 hidrolik güç ünitesi	34
3.1.3. Aktüatör.....	35
3.1.4. Liner değişkenli difransiyel dönüştürücü (LVDT).....	35
3.1.5. Yük hücresi (Loadcell).....	36
3.1.6. Servo-valf	37
3.1.7. Deplasman sensörü.....	38
3.1.8. Deneyleerde kullanılan viraj denge çubuğu ve bağlantı parçaları	39
3.2. Metot	40
3.2.1. Yol Testi.....	40
3.2.2. Karşılaştırma (Benchmark) testi	42
3.2.3. Çukur, kaldırım ve paket testleri	43
3.2.4. K ve U (Kinematik ve Uygunluk) testi	43
3.2.5. Buck testi.....	44
3.2.6. Statik viraj denge çubuğu bileşen yuvarlanma rijitlik testi (Rig Testi).....	45
4. ARAŞTIRMA BULGULARI	50

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	58
KAYNAKLAR	60
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER	62
ÖZGEÇMİŞ	63



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1.	Ağır ticari çekici araçların ön süspansiyon sistemi	5
Şekil 1.2.	Viraj denge çubuğunun şematik gösterimi	6
Şekil 1.3.	Ağır ticari araçlarda kullanılan viraj denge çubuğu.....	7
Şekil 1.4.	Yalpa hareketi yapan ağır ticari araç	8
Şekil 1.5.	Taşıt gövdesi ve yalpa modeli	9
Şekil 1.6.	Viraj denge çubuğu geometri örnekleri	10
Şekil 1.7.	Ağır ticari sınıf çekici kamyonun katı yuvarlak viraj denge çubuğu kesiti	11
Şekil 1.8.	Viraj denge çubuğu montaj bileşenleri	12
Şekil 1.9.	Wöhler eğrisi	14
Şekil 1.10.	Viraj denge çubuğu	16
Şekil 1.11.	Viraj denge çubuğu bağlantı tipleri	18
Şekil 3.1.	MTS hidrolik piston test düzeneği.....	25
Şekil 3.2.	Test prosedürün işlem basamakları	27
Şekil 3.3.	Deplasman birimi seçimi ekranı	28
Şekil 3.4.	Kuvvet birimi ve bağlantı elamanları ekranı	29
Şekil 3.5.	İstanyon kurulum ekranı	30
Şekil 3.6.	Deplasman ve kuvvet sensörlerinin kalibrasyon ekranı	31
Şekil 3.7.	Multipurpose testware seçim ekranı	32
Şekil 3.8.	Station controls seçim ekranı	32
Şekil 3.9.	Scope ve meters seçim ekranı	33
Şekil 3.10.	Hidrolik sisteme güç veren pompa	34
Şekil 3.11.	244 Serisi Aktüatör	35
Şekil 3.12.	LVDT şematik resmi	36
Şekil 3.13.	MTS yük hücresi.....	37
Şekil 3.14.	Servo-valf (MTS 252).....	37
Şekil 3.15.	Deplasman sensörü	38
Şekil 3.16.	Aracın eksenleri ve yük hücresi.....	40
Şekil 3.17.	Ağır ticari sınıf çekici kamyon test parkuru	41
Şekil 3.18.	Ağır ticari sınıf çekici kamyon aracının yol testi.....	42
Şekil 3.19.	Farklı marka araçlarda kullanılan viraj denge çubukları	42
Şekil 3.20.	Kaldırım ve çukur testleri	43
Şekil 3.21.	Ağır ticari sınıf çekici kamyonun Kinematik ve Uygunluk testi	44
Şekil 3.22.	Buck testi düzeneği.....	45
Şekil 3.23.	Faktöriyel Tasarım Tabanlı Deney Tasarımı (Rig test)	46
Şekil 3.24.	Viraj denge çubuğu testi, kuvvet – zaman ve pozisyon – zaman grafikleri.	48
Şekil 3.25.	Viraj denge çubuğu boyut tasarım parametreleri.....	48
Şekil 4.1.	Ağır hizmet çekici kamyon viraj denge çubuğu ve bağlantı şekli.....	50
Şekil 4.2.	Ağır hizmet çekici kamyon üst kabinin savrulma açısı	51
Şekil 4.3.	43,5 mm kesitindeki viraj denge çubuğu kırılma resmi.....	54
Şekil 4.4.	Viraj denge çubuğu yer değiştirme mesafesi	55
Şekil 4.5.	Viraj denge çubuğu çukur ve kaldırma test uygulaması.....	56

Şekil 4.6. Viraj denge çubuğu ve bileşenlerinin birbirine olan mesafesi..... 57



TABLULAR DİZİNİ

Tablo 3.1. MTS’de kullanılan pistonlar ve kalibrasyon	26
Tablo 3.2. MTS’de kullanılan pistonlar	26
Tablo 3.3. MTS SilentFlo™ 515 hidrolik güç ünitesi değerleri	34
Tablo 3.4. Deplasman sensörünün teknik özellikleri	38
Tablo 3.5. Testlerde kullanılan viraj denge çubuğunun teknik özellikleri.....	39
Tablo 3.6. Bağımlı değişkenler	45
Tablo 4.1. Farklı tip araçların rijitlik dayanımları	52
Tablo 4.2. K ve U (Kinematik ve Uygunluk) testi sonuçları	53
Tablo 4.3. Viraj denge çubuğunun rijitliğinin hesaplanması	53
Tablo 4.4. Viraj denge çubuğu (42 mm) ömür çevrimleri ve kırılma lokasyonları	55
Tablo 4.5. Viraj denge çubuğu yorulma testi verileri	56

SİMGELER DİZİNİ VE KISALTMALAR

N	: Yük tekrar sayısı
σ_m	: Ortalama gerilme (N/m ²)
σ_g	: Gerilme genliği (N/mm ²)
σ_D	: Tam değişken yorulma sınırı
%	: Yüzde
kN	: Kilo Newton
°C	: Celsius
kg	: Kilo gram
mm	: Mili metre
km/h	: Kilometre saat
Hz	: Hertz
Nm/deg	: Newtonmetre derece
N	: Newton
R_i	: Eğrilik yarı çapı
f_A	: Çubuk uç noktasındaki çökme (mm)
P	: Çubuğun uç noktasındaki kuvvet (N)
E	: Elastisite modülü (MPa)
I	: Atalet momenti (mm ⁴)
k_R	: Çubuk burulma direnci (Nmm/rad)
D	: Çubuk dış çapı (mm)
d	: Çubuk iç çapı (mm)
c	: İki mesnet arası boyun yarısı (mm)
b	: Mesnet ve büküm noktası arası (mm)
a	: Büküm ile göz arası yanal mesafe (mm)
l_1	: Gerçek kol boyu (mm)
l_2	: Dik kol boyu (mm)
L	: İki göz arası mesafe (mm)
θ	: Derece

Kısaltmalar

SAE	: Society of Automotive Engineers (Otomotiv Mühendisleri Birliği)
LPM	: Lines Per Minute (litre/dakika)
MTS	: MTS Systems Corporation (Hidrolik Sistem Üreticisi)
PID	: Proportional Integral Derivative (Oransal, İntegral, Türev Kontrol)
LVTD	: Linear Variable Differential Transformer (Lineer Değişken Diferansiyel Transformatör)

AĞIR TİCARİ ÇEKİCİ ARAÇLARIN VİRAJ DENGE ÇUBUĞUNUN TASARIM İYİLEMESİ VE YAPISAL TESTLERİ

ÖZET

Araç viraj denge çubuğu, gövde rulmanı açısını sınırlayan otomobil süspansiyon sisteminin bir parçasıdır. U-şekilli metal çubuk, karşıt tekerlekleri z rotla birbirine bağlar ve orta kısmından lastik yastıklar vasıtasıyla aracın gövdesine ve şasiye bağlanır. Görevi, virajlarda ve düz olmayan yolda seyahat ederken sarsıntıları en aza indirmektir. Bu parça sürüş esnasında güvenliği ve konforu artırır. Viraj denge çubuğu tasarım değişiklikleri, araç üretiminin çeşitli aşamalarında oldukça yaygındır.

Bu çalışmada, incelenmiş olan ağır ticari sınıf çekici kamyonun sürüş konforunu ve rijitliğini geliştirmek için ön süspansiyon elemanlarından birisi olan viraj denge çubuğunun (antiroll bar) tasarımı değiştirilmiştir. Bunu gerçekleştirebilmek için aracın ön süspansiyon sistemi parçalarından birisi olan viraj denge çubuğuna çalışma koşulları sırasında gelen dikey yüklerin belirlenmesi amacıyla veri toplama çalışmaları yapılmıştır. Taşıtın ömrüne karşılık gelen hızlandırılmış yol testi sonucunda toplanan veriler viraj denge çubuğu'nun rijitlik dayanımına etkisi incelenmiştir. Toplanan bu veriler laboratuvar ortamındaki test düzeneğinde simüle edilmiştir. Yapılan bu testler sonucunda viraj denge çubuğunun çapının % 7 oranında artırılmasına karar verilmiştir.

Tüm bu çalışmalar sonucunda tasarımı değiştirilen ağır ticari araçların ön süspansiyon sisteminde kullanılan viraj denge çubuğunun kontrolleri ve doğrulama evreleri onaylanıp seri imalata geçilmesine karar verilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Sertlik, Tasarım Parametreleri, Viraj Denge Çubuğu, Yol Testi.

DESIGN IMPROVEMENT AND STRUCTURAL TESTS OF THE ANTI-ROLL BAR FOR HEAVY DUTY VEHICLES

ABSTRACT

The anti-roll bar (stabilizer) is a part of the vehicle suspension systems that limits the body tilting angle. U-shaped metallic rod connected the opposing wheels with the z rot's and the center is connected to the body and the chassis of the vehicle via rubber pads. It's function; to minimize the jolting while driving on curves and uneven surfaced roads, It also improves the safety and comfort. The design changes of the Anti-Roll bar (stabilizer) are quite common at various stages of vehicle production.

In this study, design of the anti-roll bar (stabilizer) which is one of the front suspension elements will be changed in order to improve the driving comfort and stiffness of the heavy commercial vehicle (tow truck). Data acquisition studies were carried out to determine the vertical loads generated during the anti-Roll bar operating conditions. The effect of the data gathered as a result of the accelerated road test which corresponds to the hardness resistance vehicle life. The recorded data were simulated in a laboratory. As a result of the test data, it was decided to increase the outer diameter of Anti-Roll Bar.

As a result of these studies, it was decided that the control and verification phases of the anti-roll bar usage in the front suspension system of the heavy commercial vehicles which design was changed were approved for serial production.

Keywords: Hardness, Design Parameters, Anti Roll Bar, Road Test.

GİRİŞ

Teknolojinin hızla geliştiği ve müşteri beklentilerinin hızla arttığı günümüz koşullarında her geçen gün taşıt tasarım ve doğrulama çalışmalarındaki rekabeti arttırmakta, maliyet ve zaman kazançları daha da önem kazanmaktadır. Müşteri beklentilerine cevap vererek pazar payını geliştirmek ve sektörde varlığını sürdürüebilmek için bütün üretici firmaların dayanım, konfor ve ömür dengesini en iyi şekilde yapması gerekmektedir. Tasarımın tüm bu dengeleri sağlaması ve hızlı olabilmesi için hem tasarım adımlarının hem de doğrulama yöntemlerinin hızlı olması rekabet avantajı sağlamaktadır. Tasarım aşamasında gün geçtikçe gelişen yöntemler ve bilgisayar destekli analizler, tasarım optimizasyonu, hareket simülasyonları programlarının algoritmaları ve parametreleri iyileştirilerek geliştirilmektedir. Tasarım doğrulama ekipleri tarafından, tüm tasarım programlarının doğru şekilde kullanılabilmesi için kullanım adımları belirlenmiş ve standartlaşma yoluna gitmiştir. Böylece yapılan tüm deneyler ve testler gerçeğe yakın sonuçların elde edilmesini daha olanaklı hale getirmiştir.

Otomotiv sektöründe kullanılan her bir parçanın, sistemin ve aracın tasarlandıktan sonra piyasaya çıkmadan önce doğrulama amaçlı bir çok laboratuvar ve fiziksel testlerden geçmesi gerekmektedir. Bu durumun aksi düşünöldüğünde gerçek hayatta kazalar, müşteri şikayetleri, garanti maliyetleri, maddi hasarlar, manevi kayıplar, yaralanmalar ve marka itibar kaybı gibi bir çok olumsuz durum meydana gelmektedir. Dolayısıyla bu olumsuz durumlar firmanın piyasadaki sürdürülebilirliğini ve pazar payının artmasını engellemektedir.

Tasarlanan her bir aracın müşteri koşullarında test edilmesi en doğru sonuçları vermektedir. Bununla birlikte; günümüzde ağır ticari araçların hedeflenen ömürlerinin ortalama 1.000.000 km olduğunu göz önünde bulundurulursa, her bir araç modelinin test edilmesi uzun bir zaman alacak ve yüksek maliyetlere sebep olacaktır. Müşteri profilinin farklı olmasından kaynaklanan durumlarında göz önünde bulundurursak, gerçekleştirilen testler bir sonuca ulaşamayabilir. Ayrıca karşılaşılabilecek her türlü

problem karşısında testin yeniden başlatılması öngörülürse, taşıtın karayollarında test edilmesi basit olmasına nazaran oldukça pahalı ve tekrarlanabilirliği imkansız bir süreç olacaktır. Bu nedenle, günümüzde çok kullanılan diğer bir test yöntemi ise belirlenmiş yol tiplerinden meydana gelmiş özel pistlerde taşıtın test edilmesidir. Bu test pistleri araç tipine göre farklı parkurlar, yükler ve belli kilometrelerde testleri gerçekleştirip taşıt ömrüne karşılık gelen test ortamını sağlamaktadırlar. Bu test ortamı araç üreticilerine değişkenliği azaltıcı test yapma imkanı sunmakla birlikte trafikten uzak ve yol koşullarında sürekli aynı olan test zamanlarının tekrarlanabilirliği imkanı sunmaktadır. Bunla birlikte; test parkuru kullanımının artmasına rağmen, bu yöntemin maliyetleri düşünüldüğünde her zaman uygun olduğu söylenemez. Örneğin yol testi için, aracın sevkiyatı, parkurların imalatı ve kullanımı maliyetleri oldukça artıracaktır. Bu nedenle, testlerin yapılmasında gerçek yol verisi kullanmak suretiyle laboratuvar ortamı testlerinin yapılması daha cazip olmaktadır. Bu yöntem de, yol datası toplanması ilk adımı oluşturur. Toplanan bu veriler bilgisayar destekli analiz programı için girdi olarak kullanılır ve test edilen malzemenin dayanım sonuçları hesaplanmaktadır.

Stabilizatör veya sallanan çubuk olarak da adlandırılan viraj denge çubuğu; viraj sırasında ortaya çıkan aracın salınımına veya sallanmasına direnmek için sağ ve sol süspansiyon elemanlarını birbirine bağlayan genellikle çelikten yapılmış bir çubuk veya borudur [1]. Viraj denge çubuğu, otomobil süspansiyon sisteminin önemli bir parçasıdır. Ön ve arka tekerleklerdeki denge çubukları, savrulmaları önler ve şerit takibini artırır. Düzgün seçilmiş, viraj denge çubukları, sarsıntıyı azaltacağı için daha iyi yol tutuşu gerçekleştirerek, sürüş kalitesini oldukça artıracaktır. Ayrıca viraj denge çubukları yön kontrolü ve araçlardaki stabiliteyi geliştirmekte de önemli bir etkidir.

Viraj denge çubuğu tasarımı; aracın çeşidine göre şasi bileşenlerinin etrafında dolaşarak düzensiz şekillere sahip olabildiği gibi araca göre çok daha basit de olabilir. Özellikle ağır ticari araçlarda viraj denge çubukları, yapı itibari ile çok daha karmaşık bir şekle sahip olabilmektedirler. Bu durum ağır ticari araçlarda sürüş konforunu olumsuz etkilemektedir. Bu olumsuzluğu ortadan kaldırmak için bu alanda yeni mühendislik yaklaşımları gerçekleştirilmektedir.

Ağır hizmet tipi çekici kamyonlarla yapılan yol testlerinde, aracın girdiği viraj yönünde savrulması nedeniyle sürüş konforu ve aracın stabilitesinin zayıflamasından

dolayı viraj denge çubuğunun çapının değiştirilmesine karar verilmiştir. Farklı ağır hizmet tipi çekici kamyonlar incelendiğinde viraj denge çubuklarının yaprak yayların dışından geçerek bağlantı elemanları ile şasiye bağlandığı görülmektedir. Bu çalışmada kullanılan ağır hizmet tipi çekici kamyonlarda ise bu durumun aksine viraj denge çubukları yaprak yayların içinde kalarak bağlantı elemanları ile şasiye bağlanmaktadır.

Ağır hizmet tipi çekici kamyonun paketleme sorunu, viraj denge çubuğu kolu ve bağlantı noktalarının değiştirilmesi, viraj denge çubuğu omuz yarıçapının düşürülememektedir. Viraj denge çubuğu kolunun yaprak yaylarının içinde olması nedeniyle ve ayrıca viraj denge çubuğu tasarımında herhangi bir değişikliğe gidilmesi durumunda aracın ön süspansiyon sisteminde ve direksiyon sisteminde çok büyük değişikliklere sebep olmaktadır. Bu durumdan dolayı maliyetleri artıracığından, yalnızca viraj denge çubuğunun çapının artırılması ile araç sürüş konforu ve yol tutuşunun iyileştirilmesi hedeflenmektedir. Bu çalışmada ağır hizmet tipi çekici kamyon ile yapılan yol testlerinde, üst kabinin savrulma miktarının kabul edilebilir sınırları aştığı tespit edilmiştir. Ford Otosan yol test standartlarına göre bu savrulmanın 5 ile 7 dereceyi aşmaması gerekmektedir. Testler sırasında, yanal ve dikey kuvvetlerin süspansiyon sistemi tarafından yeterince sönmelenemediği, araç üzerine bağlı sensörler ile tespit edilmiştir.

Ağır ticari araçlardaki sürüş konforunu iyileştirmek için süspansiyon sistemi ve bağlantı parçalarıyla alakalı birçok araştırma mevcut olup bu çalışmada, incelenecek olan ağır ticari sınıf çekici kamyonun sürüş konforunu ve rijitliğini geliştirmek amacıyla ön süspansiyon elemanlarından birisi olan viraj denge çubuğunun (antiroll bar) tasarımı iyileştirilmiştir.

1. GENEL BİLGİLER

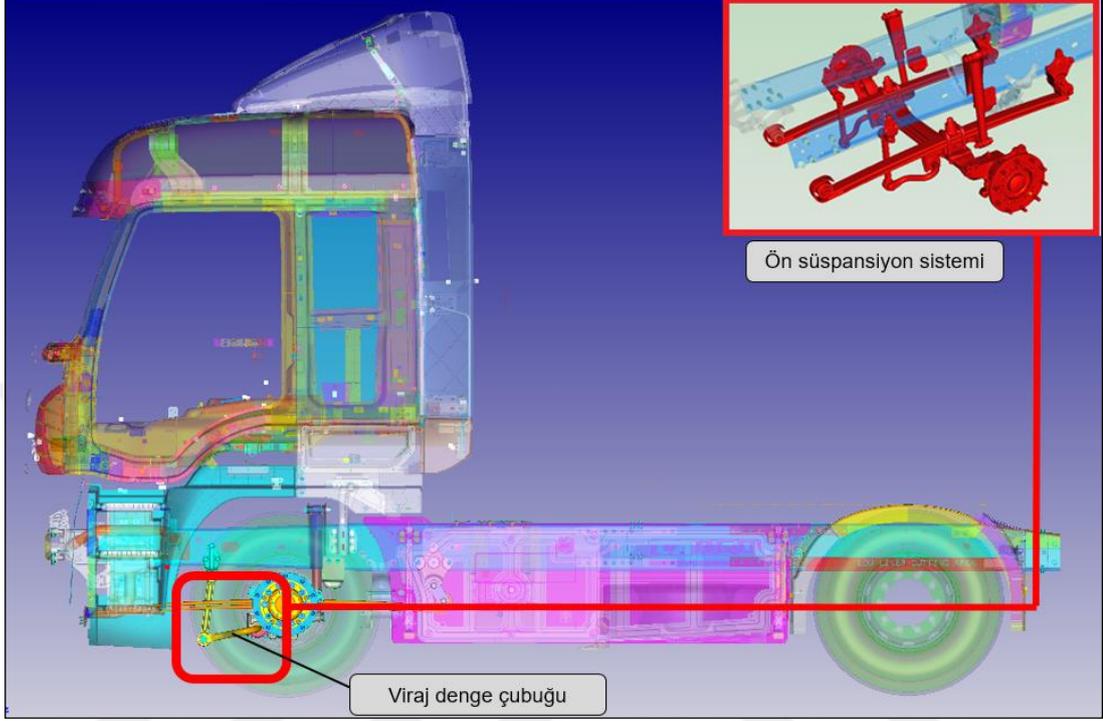
Süspansiyon sistemleri, yoldan gelen darbeleri titreşime dönüştürerek sönümler, araç manevrası sırasında savrulmayı engelleyerek ve uygun geometrik ilişkiyi koruyarak, aracın istenen sürüş pozisyonunda durmasını sağlar. Ön süspansiyon sisteminin parçası olan viraj denge çubukları genel olarak araçlarda karmaşık yapılara sahip olabilmektedirler. Ağır hizmet tipi çekici kamyonlarda ise viraj denge çubukları çok daha karmaşık yapıya sahiptirler. Bu anlamda viraj denge çubuklarının bağlantı şekilleride değişmektedir. Bu bölümde ön süspansiyon sisteminin parçalarından birisi olan viraj denge çubuğunun fonksiyonları, genel yapısı, bağlantı şekilleri, malzemesi, araç üzerindeki yeri ve performans hakkında bilgilendirme yapılmaktadır.

1.1. Süspansiyon Sistemi

1.1.1. Süspansiyon sisteminin görevleri

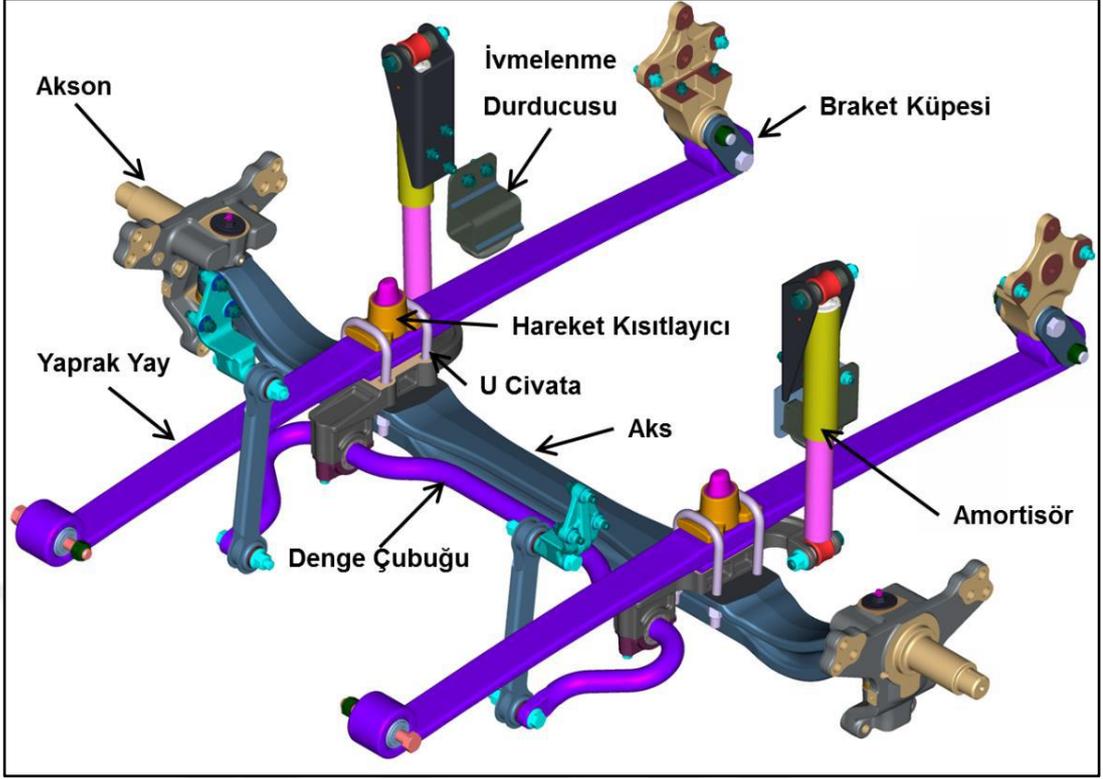
Aracın gövdesi ile tekerlekleri arasında yerleştirilen süspansiyon sistemlerinin temel görevi, sürüş emniyetini ve sürüş konforunu sağlamaktır. Süspansiyon sistemlerinin çalışma prensibi yoldan gelen darbeleri sönümleyerek aracın kararlılığını korumaktır. Süspansiyon yoldan gelen darbeleri ve düzgünsüzlükleri sönümleyerek, pürüzlü yollarda ve virajlı yollarda lastiklerin yola tutunarak aracın güvenle yol almasını sağlar [1]. Süspansiyon sistemleri, yoldan gelen darbeleri titreşime dönüştürerek sönümler, araç manevrası sırasında savrulmayı engeller, lastiklerde bulunan sürtünme oranını arttırarak aracın yol tutuş kapasitesini artırır. Yolcuyu, taşınan yükü, şasiyi ve kaportayı çevresel etkilerden korumuş olur. Aks üzerindeki gövde ile tekerlek arasındaki uygun geometrik ilişkiyi koruyarak, aracın istenen sürüş pozisyonunda durmasını sağlar. Yol ile tekerlek arasındaki temasın kaybolmadan güvenli sürüş yapmayı sağlar. Tekerlek sürtünmesine bağlı olarak ortaya çıkan sürüş ve fren kuvvetlerini gövdeye aktarır. Lastiklerin düzgün aşınmasını sağlar. Süspansiyon sistemi parçalarından yaylar, yük taşıyıcı ve lastikten gelen ani yükü içinde depolayarak yoldan gelen darbelerin doğrudan şasiye aktarılmasını engeller. Amortisörler, titreşim

hareketini sönümlenmektedir. Viraj denge çubukları ise araçta yalpa hareketini dengeleyerek iki lastiğin de yere basmasını sağlar [2]. Şekil 1.1'de ağır ticari çekici araçların ön süspansiyon sistemi gösterilmektedir.



Şekil 1.1. Ağır ticari çekici araçların ön süspansiyon sistemi

Araç gövdesi sarsıntıya maruz kaldığında, bir tekerlek tümsek üzerinden geçtiğinde veya araç viraja girdiğinde süspansiyon yayı sertleşir. Bu nedenle; denge çubuğu, araç ileriye doğru hareket ettiğinde yumuşak süspansiyon yayının kullanılmasına izin verir. Çünkü bu yay yoldaki küçük sarsıntılara sert yaydan çok daha iyi tepki vermektedir. Böylelikle yolcuların sürüş konforu artırılmış olur. Viraj denge çubuğu araç çok fazla sarsıntıya maruz kaldığında süspansiyona uygulanan toplam dikey yükün %30-40'ını alacak şekilde tasarlanmıştır [3]. Şekil 1.2'de kurulum durumunda viraj denge çubuğunun resmi görülmektedir.



Şekil 1.2. Viraj denge çubuğunun şematik gösterimi

Sürüş konforu, araç kararlılığı ve yol tutuşu, bir araç süspansiyon sisteminin sağlaması gereken üç önemli parametredir. Sürüş konforu, aracı ve yolcularını yol yüzeyinin neden olduğu titreşim ve şoklardan arındırmaktır. Viraj denge çubuğu, viraj almada stabiliteyi artırarak aracın kullanımını iyileştirir. Keskin virajlarda aracın emniyetli bir şekilde dönüşünü sağlayarak sürücünün direksiyon başında rahat kalmasını sağlar. Lastikler iyi yol tutuşu için, uygun çekiş ve frenleme özelliklerine sahip olmalıdır. Ayrıca yön kontrolü ve stabiliteyi sağlamak için lastikler yol yüzeyi ile temas halinde tutulmalıdır. Bir süspansiyon bileşeni olan viraj denge çubuğu, bu üç açıdan araç performansını iyileştirmek için kullanılır. Viraj denge çubuğu, sağ ve sol süspansiyon elemanlarını bağlayan bir çubuktur[1]. Ağır ticari araçlarda kullanılan tipik bir viraj denge çubuğu Şekil 1.3’de gösterilmektedir.



Şekil 1.3. Ağır ticari araçlarda kullanılan viraj denge çubuğu

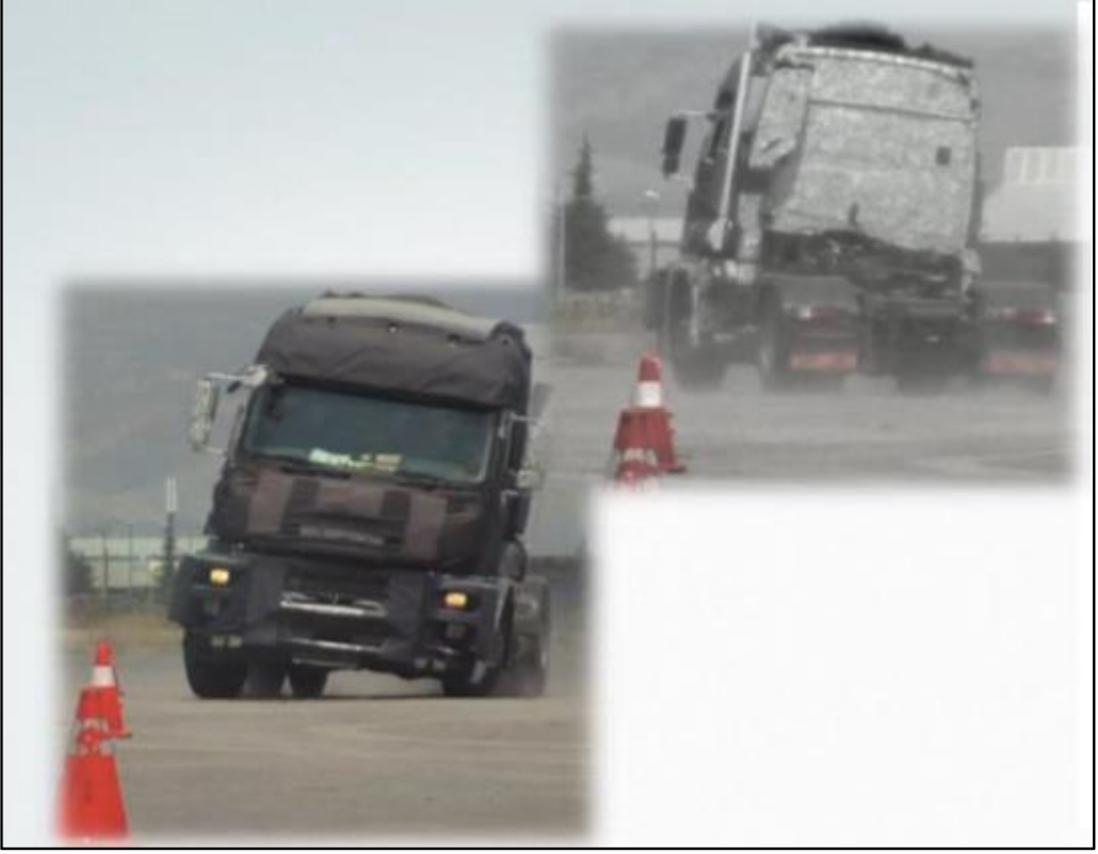
1.2. Viraj Denge Çubuğu

1.2.1. Viraj denge çubuğunun araç performansına etkisi

Süspansiyon sisteminin sağlaması gereken en önemli hususlar, sürüş konforu ve yol tutuşudur. İyi bir sürüş konforu için süspansiyon sisteminin yoldan gelebilecek titreşim ve ani darbeleri sönmülmesi sağlamalıdır. Yol tutuşunun sağlanması için, aracın güvenli manevra yapabiliyor olması, lastiklerin yeterli çekiş ve frenleme yeteneğine sahip olması gerekmektedir. Viraj denge çubuğu; yukarıda ifade edilen hususları iyileştirmek için kullanılan, süspansiyon sisteminin sağ tarafını ile sol tarafını elastik olarak birleştiren süspansiyon sistemi parçasıdır. Viraj denge çubuğu, ön süspansiyon, arka süspansiyon veya her iki süspansiyonda da kullanılabilir.

Viraj denge çubuğu kullanılmasının asıl amacı, aracın yapacağı yalpa hareketini azaltmaktır. Araç takip ettiği kendi çizgi ekseninden saptığında yalpa hareketi yapmaktadır. Aracın ağırlık merkezi yalpa ekseninden daha yukarıdadır, bu nedenle araç virajı alırken, merkezkaç kuvveti yalpa eksenini etrafında moment oluşturur. Oluşan moment virajın iç tarafındaki süspansiyonu açmaya, dış tarafındaki süspansiyonu da sıkıştırmaya neden olur. Yalpa aynı zamanda aracın tek tekerleğinin tümsekten veya çukurdan geçtiği durumlarda da oluşur. Şekil 1.4'de görüldüğü üzere yalpa hareketi esnasında aracın tek tarafındaki süspansiyonu basma yönünde

olmaktadır. Bu durumda diğerk taraftaki tekerleğın yere basma miktarı azalacak ve hatta aracın tekerleğının yerle temasının kesilmesi söz konusu olabilmektedir.



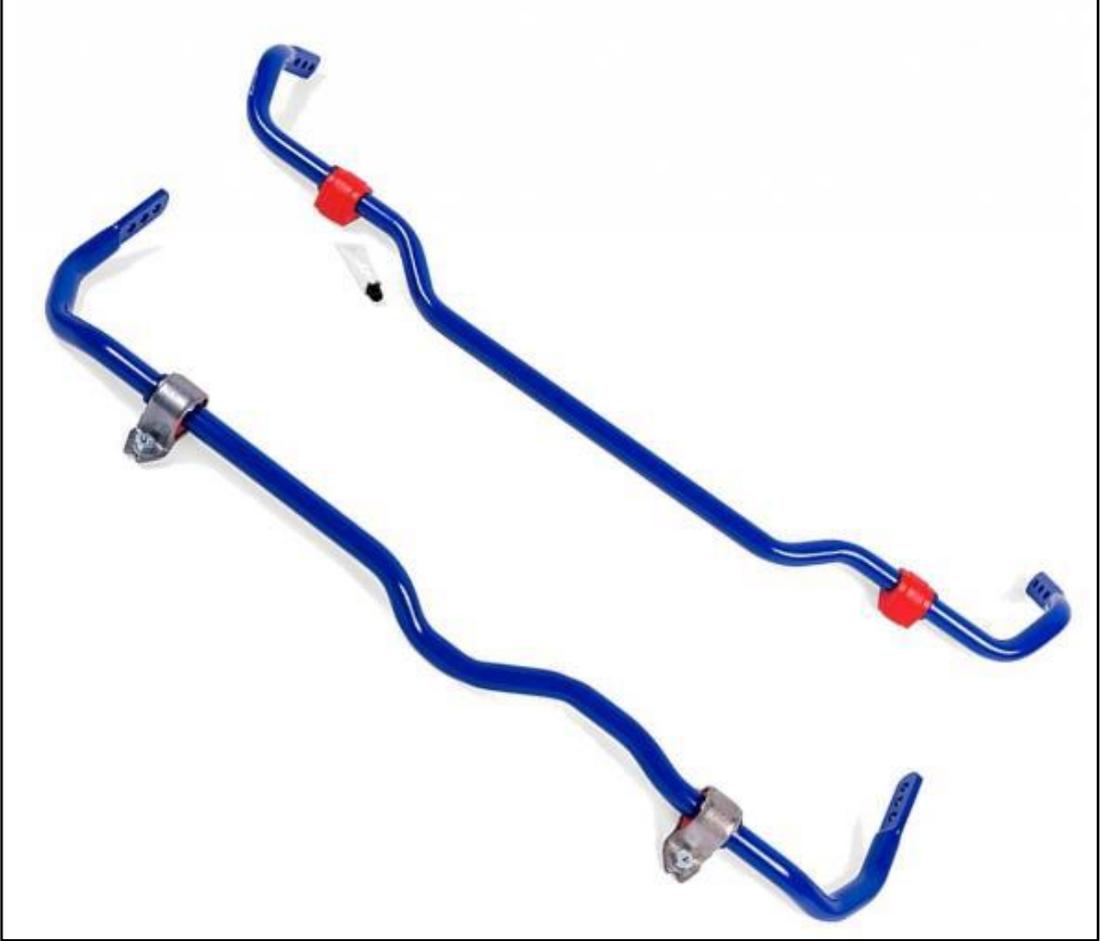
Şekil 1.4. Yalpa hareketi yapan ağır ticari araç

Viraj denge çubuğunun oluşturduğu reaksiyon kuvvet, süspansiyonun diğerk tarafında da basma kuvveti oluşturarak yalpa esnasında her iki tekerleğın de yere basarak aracın yol tutuşunun ve seyir güvenliğinin artmasını sağlamaktadır. Yalpa hareketi sürücüyeye güvenli dönüş esnasında bile takla atacakmış hissi verir, sürücünün sürüş esnasında emniyetsiz hissetmesine neden olur. Yalpa hareketinin ikinci olumsuz etkisi ise, lastik eksenini ile dikey eksen arasındaki eğimin açısı olan kamber açısını değıştirmesidir. Kamber açısının amacı, direksiyon eksenini ile tekerlek eksenini, tekerleğın yola temas noktasında birleştirmektedir. Kamber açısının doğru olması, lastiklerin dengeli aşınmasını, burç ve rotillerin uzun ömürlü olmasını ve direksiyonun kolay dönmesini sağlar. Yalpa esnasında kamber açısının değışmesi, lastiklerin lineer olmayan tepki vermesine neden olarak araç çekişine olumsuz etkilemektedir.

Bu nedenle, yalpa hareketinden mümkün olduğunca kaçınılmalıdır. Yalpa merkezi yukarı doğru yeni aracın ağırlık merkezine yaklaştırılarak yalpa momenti azaltılabilir.

1.2.2. Denge çubuğu geometrisi

Viraj denge çubukları, karmaşık ve düzensiz şekillere sahip olabildikleri gibi araca göre çok daha basit olabilirler. Viraj denge çubuğunun iki örnek geometrisi Şekil 1.6' da gösterilmiştir. Soldaki viraj denge çubuğu karmaşık bir yapıya sahip iken, sağdaki viraj denge çubuğu daha düzgün bir geometridir.

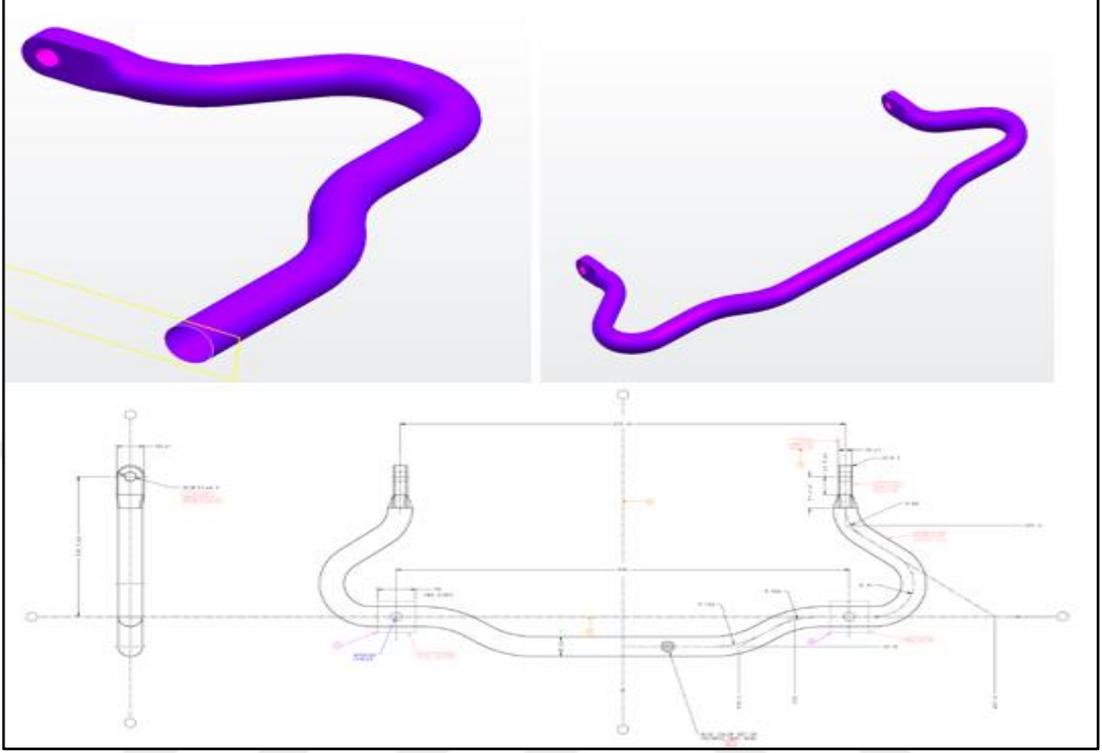


Şekil 1.6. Viraj denge çubuğu geometri örnekleri

1.2.3. Denge çubuğunun enine kesiti

Viraj denge çubukları temel olarak üç farklı kesit tiptedir; katı yuvarlak, içi boş dairesel ve katı konik. Bunlar arasında katı konik çubuklar en pahalı olanıdır ve bu nedenle kullanımı yaygın değildir. Katı içi dolu yuvarlak çubuklar, en eski denge çubuğudur. Bu çubukların kullanımı günümüzde de devam etmektedir. İçi boş çubuğun kütle sinin, katı çubuktan daha düşük olması nedeniyle son yıllarda bu çubuk

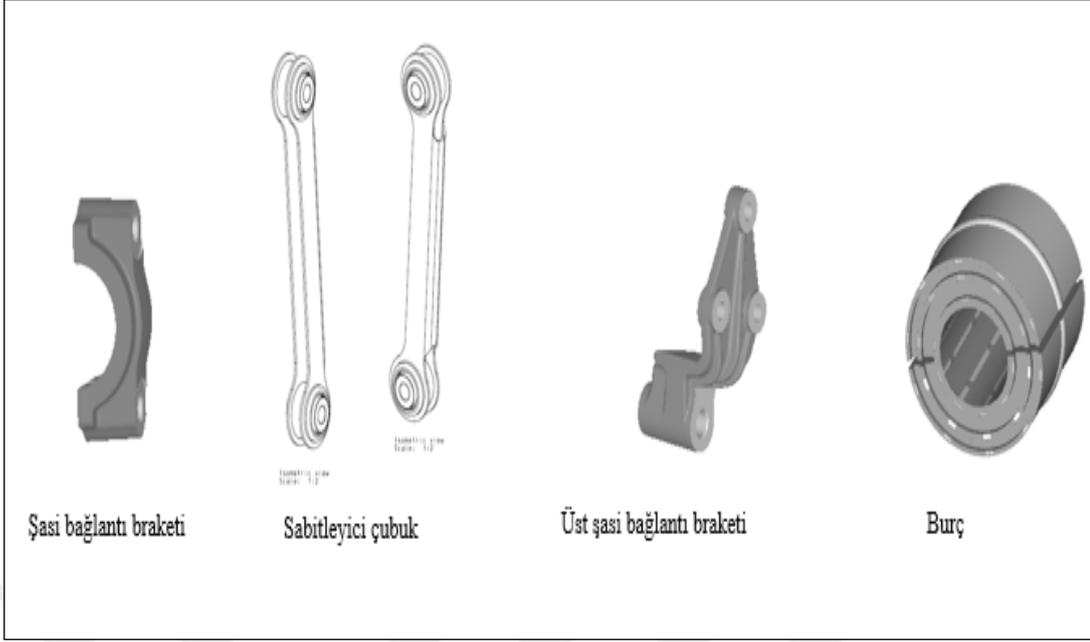
türünün kullanımı daha yaygın hale gelmiştir [5]. Şekil 1.7’de ağır ticari sınıf araçlarda yaygın olarak kullanılan katı yuvarlak bir viraj denge çubuğu kesiti görülmektedir.



Şekil 1.7. Ağır ticari sınıf çekici kamyonun katı yuvarlak viraj denge çubuğu kesiti

1.2.4. Viraj denge çubuğunun bağlantıları

Viraj denge çubukları, bağlantı elemanlarına dört parça ile bağlanır. Şekil 1.8’de görüldüğü gibi; bunlardan ikisi denge çubuğunun ana çerçeveye tutturulduğu kauçuk burçlar, diğer iki ek parça ise ya kısa bağlantıların kullanılmasıyla ya da direkt olarak süspansiyon elemanları ile denge çubuğu uçları arasındaki bağlantı elemanlarıdır. Viraj denge çubuğu, gövdeye bağlandığı noktalardan çubuğun burulmasına engel olmamalıdır. Bağlantı noktalarındaki süspansiyon hareket alanına bakılarak parçaların birbirine teması olmayacak şekilde sistemin geometrik tasarımı yapılmalıdır. Bağlantı elemanı olarak kullanılan burç malzemeleri; genellikle doğal kauçuk, poliüretan, naylon ve metal burçlardır. Burçların sertliğinin artırılması aynı zamanda viraj denge çubuğunun yalpa sertliğini artırmaktadır.



Şekil 1.8. Viraj denge çubuğu montaj bileşenleri

1.2.5. Viraj denge çubuklarında kullanılan yay çeliklerinden beklenen özellikler

Süspansiyon sisteminin önemli elemanlarından olan denge çubuklarının, emniyet parçası olarak kullanılmalarından dolayı mekanik özelliklerinin çok iyi olması gerekmektedir. Denge çubuğu üretiminde kullanılan yay çeliğinden beklenen özellikler şu şekilde sıralanabilir;

- Yüksek dayanım,
- Yeterli süneklik,
- Yüksek korozyon direnci,
- Yüksek elastiklik modülü,
- Uygun kimyasal bileşim,
- Yüksek yorulma dayanımı,
- Uygun yüzey özellikleri,
- Mikroyapı temizliği,

Viraj denge çubukları çalışma koşullarında burulma gerilmesine maruz kalırlar. Düzgün olmayan yollar, ani frenlemeler, keskin dönüşlerde aracın savrulmaması ve şerit dışına çıkmaması için denge çubuğunun yüksek dayanım değerlerine sahip olması gerekmektedir.

Viraj denge çubukları, yük etkisinde aşağı yukarı hareket halinde çalışırlar. Bu hareket esnasında etki eden yük, çubukta kalıcı şekil değişikliğe yol açmamalıdır. Viraj denge çubuğu çalışma aralığının elastik bölgede kalabilmesi için elastiklik modülü yüksek olmalıdır.

1.2.6. Viraj denge çubuğunun rijitliği

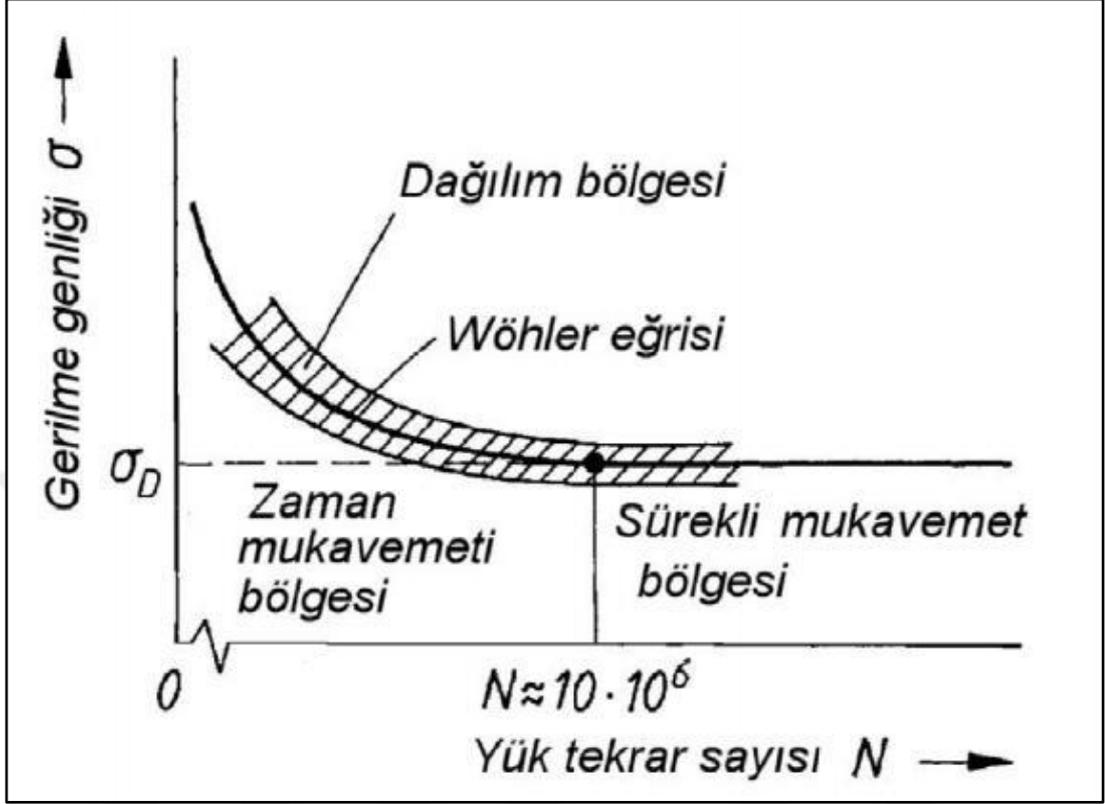
Viraj denge çubuğunun, devrilmeye karşı gösterdiği direnç aracın yol tutuş karakteristiklerinin iyileşmesi için çok önemlidir. Viraj denge çubuğunun devrilmeye karşı gösterdiği direnç ön süspansiyondaki yanal hareketlerin artmasını sağlar ve böylece yön değiştirirken manevra kabiliyetini iyileştirir. Ayrıca arka süspansiyon için viraj denge çubuğunun geniş dönebilme kabiliyetini artırır.

1.2.7. Yorulma teorisi

Yorulma teorisi 1800'lü yıllarda August Wöhler'in yaptığı çalışma ile şekillenmiştir. O yıllarda August Wöhler yaptığı bu çalışma ile, tekrarlı yüklemelerin hasarlanma üzerinde etkili olduğunu, malzemedeki oluşan gerilmenin akma gerilmesinin altında olmasına rağmen kırıldığını farkederek yorulma teorisinin ilk temellerini atmıştır. Şekil 1.9'dan da anlaşılacağı üzere, çalışma ile tasarım konseptleri iki farklı şekilde yorumlanabilir. Bunlar statik yükleme ve tekrarlı yükleme konseptidir. Statik yükleme konseptinde; malzeme yavaşça artan yükler altında denenir, belirli bir sınır gerilmede dayanımın sonlanarak kopması beklenir. İkinci yaklaşım ise; tekrarlı yükleme konseptidir. Bu yaklaşımın temelinde yorulma teorisi vardır. Yorulma, değişken yüklere maruz kalan malzemenin akma sınırının bile altında aldığı deformasyonların toplam etkisi sonrası kalıcı hasar bölgesine girip kırılması ya da hasarlanmasıdır. Yorulma kopması üç kademe meydana gelir. Birinci kademe iç bünyede çok küçük çatlak oluşur. İkinci kademe, değişken zorlanmaların etkisi altında çatlak gittikçe büyür ve yayılır ve üçüncü kademe kalan kesit yükü kaldıramayacak duruma gelir ve malzeme birdenbire kırılma şeklinde kopar.

Yükün veya gerilmenin bir periyodik değişimi bir yük tekrarı olup, bir eleman yoruluncaya kadar ne kadar periyodik tekrar sayısına dayanabilirse ömrü o yük tekrar sayısı (N) kadar olmaktadır. Wöhler deneylerinin esası, sabit bir σ_m ortalama gerilme

için değişik genlik (σ_g) değerlerinde elemanın kopuncaya kadar yüklenmesi ve bir seri (σ_g, N) değerlerinin bir diyagrama taşınmasıdır [6].



Şekil 1.9. Wöhler eğrisi [6]

Belirli bir noktadan sonra Şekil 1.9'da gösterilen σ_D değeri aşılmadığı sürece malzemenin pratik olarak sonsuz ömre sahip olduğu söylenir ve bu gerilme değeri yorulma sınırı olarak adlandırılır. Bu ifadelerin Wöhler eğrilerinin çıkarıldığı deney numuneleri için geçerli olduğu kabul edilmektedir.

Otomotiv endüstrisinde araca ve parçalarına gelen yükler zamana bağlı olarak yoldan ve yükten kaynaklı olmaktadır. Bu sebeple yorulma yaklaşımında bulunurken araca gelen yükler yoldan ve yüklemeden kaynaklı olarak yoldan tekerleklere, tekerlekten süspansiyon sistemine, süspansiyon sisteminden gövdeye oradan da araca ve bağlandığı parçalarını etkilemektedir. Araca gelen yüklerin, süspansiyon sistemi tarafından sönmülenererek diğer parçalara ulaşması engellendiği için süspansiyon sistemi olmadığı düşünüldüğünde tüm bu yüklerin direkt olarak parçalara etkimesi durumunda araçtaki diğer parçaların yorulma ömrü daha düşük olmaktadır. Bu sebeple süspansiyon sistemlerinin tasarımı ve ömrü, aracın toplam ömrü açısından da kritik bir hal almaktadır. Toplanan yol verileri zamana bağlı yük fonksiyonlarına çevrilerek

nicel kavramlara dönüştürülür. Taşıt sistemlerine gelen yükler kullanım alanı ve amacı nedeniyle genellikle iki farklı tipten oluşmaktadır. Bunlardan ilki aracın statik halinden kaynaklanan statik yüklerdir ve birincil yükler olarak anlandırılırlar. Statik yük aracın kullanım durumuna göre sabit veya değişken olabilmekte, ancak yüklemenin tamamlanmasının ardından sabit kalmaktadır. İkincil yükler ise dinamik yüklerdir. Bu yükler yoldan, süspansiyondan, geometrik unsurlardan, aracın hızından ve yükün hareketli olmasından dolayı değişkenlik gösterebilir. Bu yükleme tiplerine göre aracın yük taşıyan parçaları etkilenmektedir.

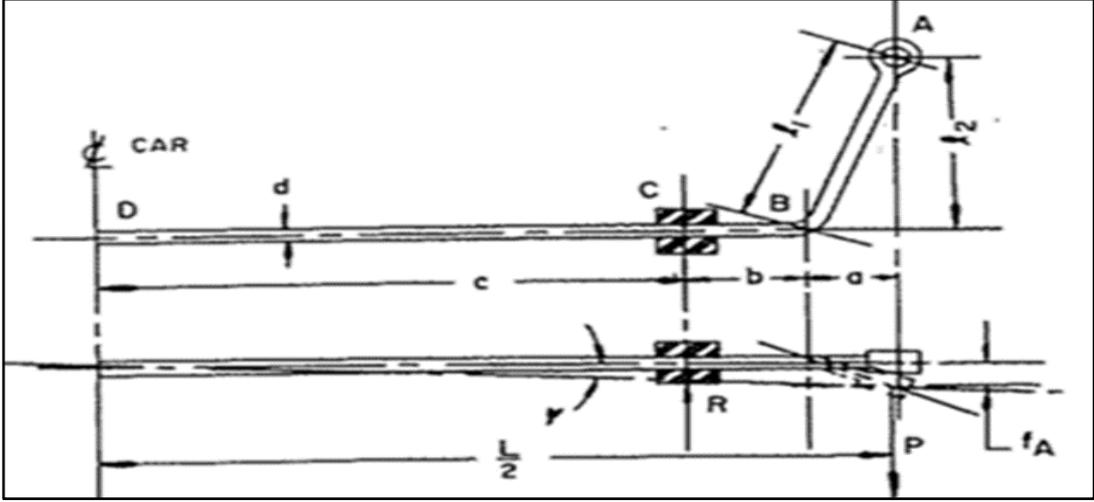
1.2.8. Taşıtlarda hızlandırılmış ömür test yöntemleri

Otomotiv sanayisinde hızla değişen piyasa koşulları ve müşteri beklentilerine karşılık verebilmek için tasarlanan ürünü en kısa sürede piyasaya sunmak, rekabet edebilmek açısından son derece önemlidir. Her bir parça ve araç modelinin test edilmeden piyasaya sürülmesi imkansız olduğundan, taşıtın karayollarında test edilmesi basit olmasına nazaran oldukça zaman alıcı ve pahalı olması nedeniyle hızlandırılmış ömür test yöntemleri geliştirilmiştir. Bu sebeple araçlara ve parçalara ayrı ayrı hazırlanmış test düzeneğinde testler yapılarak doğrulamaları yapılmaktadır. Uluslararası test merkezlerinde ve özel olarak hazırlanmış pistlerde yapılan testler sonucunda aracın ömür saptaması yapılmaktadır. Araca monte edilecek her bir parçanın maruz kalacağı yükler göz önüne alınarak laboratuvar deneyleri ve özel hazırlanmış pistlerdeki araç testleri parçaların daha önceden yapılan hesaplamalar ve bilgisayar analizleri ile karşılaştırılarak bağıntılar yapılmaktadır. Burada kullanılan analiz yöntemleri, laboratuvar deneyleri, özel yollar ve koşullar müşteri kullanımlarından toplanan yol verileri işlenerek elde edilmektedir. Bu sebeple toplanan verilerin doğru işlenmesi doğrulama süreçleri açısından oldukça kritiktir [2,7].

1.2.9. Viraj denge çubuğu tasarımı

Günümüzde gelişen malzeme ve üretim teknolojilerine ek olarak tasarımı kolaylaştıran ve doğrulamayı hızlandıran birçok yöntem bulunmaktadır. Bu yöntemlerde amaç; viraj denge çubuğu malzemesinin mekanik sınırlamaları aşmadan, aracın sürüş ve taşıma performansı için gerekli olan burulma sertliğini tespit etmektir.

Otomotiv Mühendisleri Birliği (SAE) [8], burulma çubukları ve imalat süreçleri ile ilgili genel bilgiler sunar. Viraj denge çubuğu (Anti-roll bar) alt grubu olarak ele alınır. Çubuğun uç noktasından uygulanan belirli bir yük altında, çubuğun burulma direncinin ve eğilmesinin hesaplanması ile ilgili bazı yararlı formüller sunulmaktadır. Şekil 1.10'dan yola çıkılarak hazırlanan formülasyonlar basit U şeklindeki çubuk için verilse de mesnet noktaları düşünülerek değişik formdaki çubuklara da uyarlanabilir.



Şekil 1.10. Viraj denge çubuğu [2,8]

Viraj denge çubuğu uç noktasındaki çökme hesaplaması, f_A değeri denklem (1.1) ile ifade edilmektedir. Viraj denge çubuğundaki burulma direnci, k_R değeri denklem (1.2) ile hesaplanmaktadır. İçi dolu boru çubuk (viraj denge çubuğu atalet momenti), I (1.3) de bulunmaktadır.

$$f_A = \frac{P}{3EI} (l_1^2 - a^3 + \frac{L}{2}(a+b)^2 + 4l_2^2(b+c)) \quad (1.1)$$

$$k_R = \frac{PL^2}{2f_A} \quad (1.2)$$

$$I = \frac{(\pi d^4)}{64} \quad (1.3)$$

Çubuk uç noktasındaki çökme: f_A (mm)

Çubuğun uç noktasındaki kuvvet: P (N)

Elastisite modülü: E (MPa)

Atalet momenti: I (mm⁴)

Çubuk burulma direnci: k_R (Nmm/rad)

Çubuk dış çapı: D (mm)

Çubuk iç çapı: d (mm)
İki mesnet arası boyun yarısı: c (mm)
Mesnet ve büküm noktası arası: b (mm)
Büküm ile göz arası yanal mesafe: a (mm)
Gerçek kol boyu: l_1 (mm)
Dik kol boyu: l_2 (mm)
İki göz arası mesafe: L (mm)
B noktsındaki eğrilik yarıçapı: R_i

Çubuğun uç noktasındaki dik kol boyu momenti (PL_2) kayma gerilmesi (1.4) formülünde 700 Mpa değerinden küçük ise çubuğun emniyetli olduğunu göstermektedir. Viraj denge çubuğu omuz bölgesindeki eğrilik yarıçapı, R_i değeri (1.5) denklemi ile hesaplanabilmektedir.

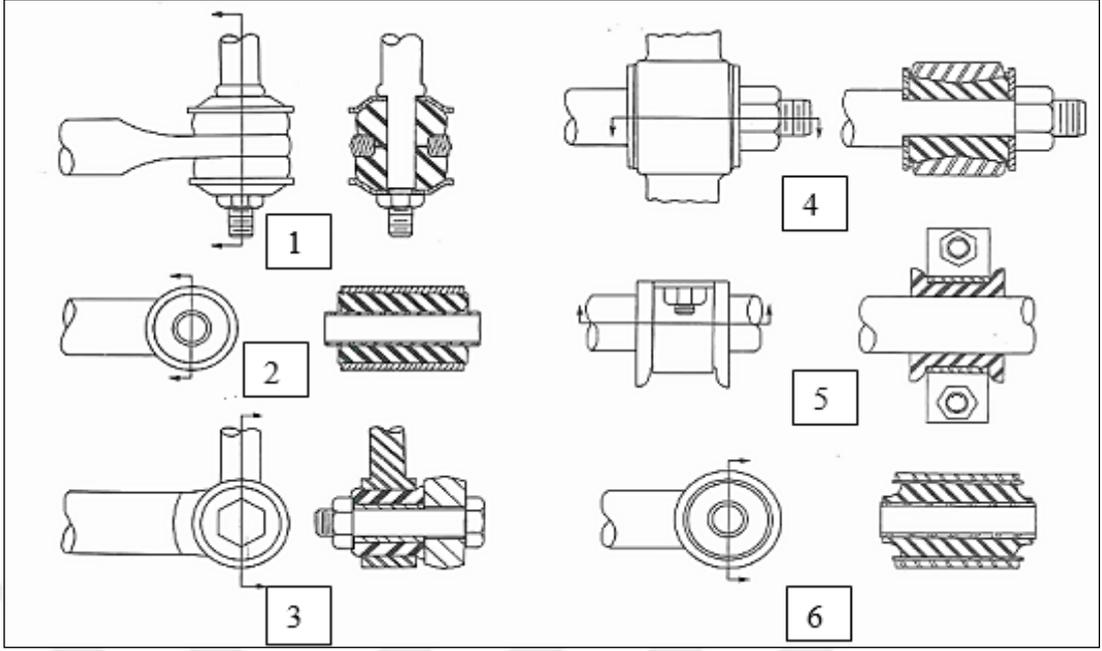
$$\text{Kayma Gerilmesi} \leq \frac{16PL_2}{\pi d^3} \leq 700 \text{ MPa} \quad (1.4)$$

$$R_i = \frac{D-d}{2} \quad (1.5)$$

1.2.10. Viraj denge çubuğu bağlantı elemanları tipleri

Denge çubuğunun en önemli özelliklerinden biri de şasi ve süspansiyon parçaları ile bağlantı şeklidir. Genellikle kauçuk burçlarla diğer komponentlere bağlanırlar. Bağlantıda dikkat edilmesi gereken en nemli unsur hareket esnasında süspansiyon paket alanında herhangi bir girişime neden olmamasıdır. Şekil 1.11'e göre;

- (1) Bayonet tipi bağlantı
- (2) Kauçuk sıkı geçme yapılmış göz, daha iyi dayanım ömrü sağlar
- (3) Link bağlantılı göz
- (4) Burç ve pulla montaj yapılmış göz, dikey ve yanal dayanım gösterir.
- (5) Kauçuk burç bloğu bağlantısı
- (6) Kauçuk burç sıkı geçme yapılmış göz, daha iyi dayanım sağlar



Şekil 1.11. Viraj denge çubuğu bağlantı tipleri [8]

1.2.11. Viraj denge çubuğunun fiziksel testleri

Viraj denge çubukları çalışma koşullarında değişken yüklerine ve hava koşulları etkisine maruz kalmaktadır. Araç emniyetinin sağlanmasında çok önemli bir parçası olması ve zorlu çalışma koşullarından dolayı; viraj denge çubuğu tasarımı, kullanılan malzemenin seçimi, üretim metodu ve kontrol amaçlı yapılan testler (ömür testi, tasarım doğrulama testi, yol testi, kinematik uygunluk testi, çukur ve kaldırım testi) çok dikkatli bir şekilde gerçekleştirilmelidir. Viraj denge çubuklarının mekanik özellikleri; kullanılan malzemelere, üretim ve ısıl işlem koşullarına bağlıdır. Viraj denge çubuklarının değişken çalışma şartlarına dayanabilmesi ve kararlılığını koruyabilmesi için, yapılarında kullanılan hammaddeler gerekli kimyasal ve mekanik özelliklere sahip olmalıdır. Isıl işlem sürecince rijitlik ve yorulma dayanımı gibi önemli mekanik özellikler kazandırılır. Kontrollü ve belirlenen koşullarda tavlama, sertleştirme operasyonları yapılmalıdır. Viraj denge çubuklarının yorulma dayanımları ve korozyon dirençlerinin yüksek olması gereklidir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Araçlarda kullanılan viraj denge çubukları ile ilgili literatür incelendiğinde bu alanda yapılmış bir çok çalışma olduğu görülmektedir. Aşağıda bu çalışmalardan bazıları kısaca özetlenmiştir.

Bayrakçeken ve ark. [3], yaptıkları çalışmalarında bir otomobilin viraj denge çubuğunun kırılma analizini yapmışlardır. Malzemenin mekanik özelliklerini (gerilme direnci, maksimum uzama, rijitlik, akma dayanımı ve elastik modülü) tespit ettikten sonra, viraj denge çubuğunun mikro yapı ve kimyasal bileşimlerini belirleyerek, malzemenin yorulma ve kırılma koşullarını değerlendirmişlerdir. Çubuk üzerinde yüksek gerilimli bölgelerin tespiti için ise sonlu elemanlar metodu ile bir gerilme analizi yapmışlardır. Yapılan bu çalışmaların sonucunda; çatlak başlangıcının çubuğun gerilme yığılmalarının olduğu yerlerde görmüşlerdir. Ayrıca kırılmanın sünek bir davranış gösterdiğini tespit etmişler, bunların sebebinin ise üretim süreci ile bağlantılı olduğunu ifade etmişlerdir.

Spartan [9], şasi etüdü ve malzemeleri üzerinde çalışmalar gerçekleştirmiştir. Deneylede kullanılan viraj denge çubukları genellikle Otomotiv Mühendisleri Birliği (SAE) 550 ve 700 Ç sınıfı çeliklerinden imal edilmiştir. Bu sınıfa dahil olan çelikler, sırasıyla G5160, G6150, G1065 ve G1090 SAE kodlarına sahiptir. Sıcak şekillendirilmiş katı stabilizatör çubukları için SAE 1090 ve 5160, soğuk şekillendirilmiş çubuklar için SAE 1541 ve içi boş denge çubukları için SAE 4130 kullanılır. Bu malzemedan üretilen çubuklar için nominal çalışma ve gerilmeleri 700 MPa'yı geçmelidir. Çubuklar ısıtılır, şekillendirilir (sıcak dövme kalıpları) ile şekillendirilmiştir. Su verme işlemi ile iç gerilmeler giderilmek için malzeme temperlenir. Çubuğun yorulma ömrünü iyileştirmek için kaplanmalıdır.

Çalışkan ve ark. [10], yaptıkları çalışmalarında otomobil denge çubuğu tasarımı için analiz programı geliştirmişlerdir. Hazırlanan yazılım vasıtasıyla, denge çubuğu tasarım parametrelerinin denge çubuğu özellikleri üzerindeki etkileri değerlendirmişlerdir. Geliştirilen otomatik denge çubuğu tasarım analizi yazılımıyla denge çubuğunun tasarım analiz süresi ciddi anlamda düşürülmüştür. Bu süre

bilgisayarın performansına bağılı olmakla beraber veri girme işlemi de dahil 5 ila 10 dakika arasındadır. Hazırlanan program sonlu elemanlar analizi konusunda deneyimi olmayan mühendisler tarafından da rahatlıkla kullanılabilir niteliktedir. Analizi sıklıkla tekrarlanan diğere ürünler için de bu çalışmadakine benzer otomatik analiz programları geliştirilerek önemli yararlar sağlanabilir.

Yavuz ve ark. [11], yaptıkları çalışmalarında ticari araçların arka aksında kullanılan viraj denge çubuğunun tasarımı ve yorulma analizini incelemişlerdir. Konsept tasarım sürecinden itibaren bir viraj denge çubuğunun tasarımı için kısıtlar (malzeme seçimi, tasarım için araç üzerinde paket alanı, viraj denge çubuğu ağırlığı) belirlenip, tasarım esasları ortaya konulmuş, tasarlanan yapı, sonlu elemanlar yöntemiyle yapısal dayanım analizi ile sanal doğrulaması sağlanmış, yorulma analizi ile yapının araç üzerindeki ömrü belirlenmiş ve testlerle doğrulaması yapılmıştır.

Taşatar [12], viraj denge çubuğunun yorulma testini yapmış ve daha sonra sonlu elemanlar metodunu kullanarak Ansys programı aracılığı ile sayısal çözümlemesini gerçekleştirmiştir. Bu çalışma kapsamında 4 adet denge çubuğu test yapılmış ve geniş bir band aralığında ömür değerleri ile karşılaştırılmıştır. (242.000, 202.000, 181.000, 144.000 çevrim) Kırılma bölgeleri denge çubuklarının büküm noktalarında veya denge çubuğunun geometrisinin değiştiği bölgelerde meydana gelmiştir. Yapılan mikroyapı analizlerinden; parça yorulma ömrüne, parçaya şekil verme ve ısıl işlem prosesinde meydana gelen mikroyapı düzensizliklerinin veya malzeme yüzeyi süreksizliklerinin (çentik) etki ettiği tespit edilmiştir. Ansys programı ile yapılan sayısal çözümlemede ise gerilme yığılmalarının kol büküm bölgeleri ve parça şekil değişimi olan bölgelerde olduğu belirlenmiştir.

Ger [13], yaptığı çalışmasında M3 (sürücü dışında sekizden fazla oturma yeri olan, yolcu taşımaya yönelik ve azami kütlesi 5 ton'u aşan motorlu araç) sınıfı bir taşıtta arka süspansiyon tasarımı için gerekli çalışmaları gerçekleştirmiştir. M3 sınıfı taşıt için seçilen panhard (Burulma yayı, helisel yay veya hava yaylarının kullanılması durumunda boyuna yöndeki tekerlek kuvvetleri çekme kolları, enine yöndeki kuvvetler panhard kolu tarafından taşınırlar) çubuklu sabit süspansiyon sisteminin geliştirme süreci tasarlanmıştır. Tasarımı etkileyen parametreler sanal ortamda oluşturulan modeller üzerinden yapılan analiz ile tespit edilmiştir. Yapılan çalışmalar

sonucunda sanal ortamda yapılan analizlerde belirlenen kritik sonuçlar, somut ortamda yapılan bench testlerinde de gözlemlenmiştir.

Cronje ve ark. [14], yaptıkları çalışmalarında sürüş konforundan ödün vermeksizin bir arazi aracının kullanımını iyileştirme amacıyla aktif viraj denge çubuğunun kullanımını analiz etmişlerdir. Viraj denge çubuğu sistemini ADAMS'da modellemişlerdir. ADAMS modelini, yüksek korelasyon katsayısı sağlanana kadar gerçekleştirmişlerdir. Dinamik yol tutuşu (çift şerit değiştirme) test sonuçlarından, 70 km/s'lik bir araç hızında, test araçlarının yarı aktif süspansiyon sisteminin ayarlarına bağlı olarak gövde yuvarlanma açısında %40 ile %74 arasında bir gelişmeyi gösterdiğini belirlemişlerdir. Viraj denge çubuğu sisteminin, sürüş konforundan ödün vermeden arazi aracı taşımacılığını önemli ölçüde artırabileceği sonucuna varmışlardır.

Kurhe ve ark. [15], yaptıkları çalışmalarında ANSYS (bilgisayar destekli çizim programı) 16 programı kullanılarak viraj denge çubuğunda statik ve modal (titreşim) analizler yapmışlardır. Sonlu elemanlar modelinden elde edilen sonuçlar ile matematiksel modelden elde edilen sonuçları karşılaştırmışlardır. Modal analiz ile, viraj denge çubuğunun geometrisinde ve kütlelerinde herhangi bir değişiklik yapmadan, farklı lif açısı yönlendirmesiyle değişebilen sistemin doğal frekansının değişimini göstermişlerdir. Geniş frekans aralığının, sistem rezonansından sakınmada yararı olduğunu ve taşıtın dengesini geliştirmede son derece önemli olduğunu tespit etmişlerdir. Gelecekte hibrid kompozit viraj denge çubuğunun, sistem maliyetini azaltmada yararlı olabileceğini ifade etmişlerdir.

Mohamed E. ve ark. [16], yaptıkları çalışmada otomotiv ön düzen sisteminin gerçek şartlar altındaki çalışma yüklerinin belirlenmesi için çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Çalışma yükleri, test pistinde yapılan veri toplama işlemleri ile elde etmişlerdir. İvmeölçer, tekerlek kuvvet sensörü ve strain-gage gibi sensörlerden elde edilen bilgileri veri toplama sistemleri ile kaydedilerek, McPherson süspansiyon sistemine etki eden yük, titreşim, gerilme ve gürültü gibi unsurlar çalışma şartlarında kaydetmiştir. Elde edilen verileri yorulma/dayanım test sisteminde ve hasar analizlerinde kullanılmak üzere düzenlemişlerdir.

Şener A. [17], çalışmasında yaprak yaya etki eden, Türkiye genel yol spektrumunun tespit edilmesine odaklanmış, parçanın yorulma analizleri ve öngörülen ömür hesapları; sonlu elemanlar analizlerini kullanılarak hesaplanmıştır. Bu kapsamda hafif ticari bir aracın Türkiye'deki ortalama müşteri araç kullanımının tespiti yüz yüze Türk müşterilerine bir anket yapılarak belirlenmiştir. Türkiye yollarının yorulma karakteristikleri 50 adet yol verisinin incelenmesiyle saptamıştır. Bu yollarda yapılan veri toplama işlemlerinde üç adet tek eksenli strain-gage ile yaprak yay üzerindeki asal gerilmeler ve sağ ön tekerleğe gelen yatay kuvvetler; bir adet üç eksenli strain-gage ile aksa etkileyen burulma; dört adet ivmeölçer ile yol pürüzlülüğünden meydana gelen ivmeleri ölçmüştür. Ham veriler ilk işlem olarak spike analizi, filtreleme, aritmetik toplama çıkarma ve bölme işlemlerinden geçirilerek temizlemesini yapmıştır. Yapılan frekans analizlerinde 100Hz üzerindeki sinyaller yorulma analizleri için önemli olmadığı düşünüldüğünden low-pass filtreleme yöntemiyle orijinal verilerden çıkartılarak ihmal edilmilmiştir. Birim uzama sinyallerinin istatistiksel sayımında diğer metotlara göre hassas olduğundan ve ortalama gerilmeyi de hesaba kattığından gerilmeye maruz parçalarda (yaprak yay, aks ve rot kolu) rainflow metodu kullanılmıştır.

Zhao L. ve ark. [18], arka süspansiyon burulma çubuğunun hasar analizini, araç çalışma yüklerini belirleyerek gerçekleştirmişlerdir. Çalışma yük verileri bir test pistinde, test aracına yerleştirilen tekerlek kuvvet sensörü ve strain-gageler ile ölçmüştür. Çalışma yüklerini pürüzlü yollarda ve farklı sürüş manevraları altında ölçerek, kritik yükleme verilerini oluşturmuşlardır. Arka sağ ve sol tekerleğe, tekerlek kuvvet sensörleri yerleştirilerek tekerleğe etki eden kuvvet ve momenti ölçmüştür. Ayrıca farklı bölgelere çok sayıda strain-gage yerleştirilerek hasar bölgelerinde oluşan gerilmeler tespit edilmiştir. Ölçülen verilere filtreleme uygulayarak düzenlemişlerdir. Elde edilen yorulma verileri onaylanmış yol simülatöründe karşılaştırılarak doğrulamışlardır. Çalışmanın sonucunda arka süspansiyon burulma çubuğunda yorulmaya neden olan kritik noktalar belirlemişlerdir.

Tsai M. ve ark. [19], veri toplama, doğrulama ve sensörler ile ilgili bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Yol verisi toplama işlemlerini, bir test pistinde farklı sensörler ile ölçülmesi ve kaydedilmesi olarak tanımlanmıştır. Tekerlek kuvvet ölçüm sensörü, ivmeölçer, lineer pozisyon sensörü, kuvvet sensörü, tork sensörü, sıcaklık sensörü ve

özel sensörler ile veri toplama çalışmalarının yapıldığı belirtilmiştir. Veri toplama işleminin beş ana adımda gerçekleştiği; birinci adımın prototip üzerinde ölçüm noktalarının belirlenmesi, ikinci adımın ölçüm yapılacak parçaların ve sensörlerin hazırlanması, üçüncü adımın özel sensörlerin tasarım ve üretimi, dördüncü adımın veri toplama işleminin başlaması ve doğrulama çalışmaları; son adımını ise toplanan verilerin düzenlenmesi ve analiz edilmesi olduğunu belirtmişlerdir.

Koyuncu A [20], yaptığı çalışmasında bir traktörün ön dingil mesnedinin tasarım doğrulamasını yapabilmek için özel bir test pisti üzerinde traktörün test edilmesini ve bilgisayar destekli yazılımlar ile doğrulanmasını gerçekleştirmiştir. Traktör bir test sahası ve arazi üzerinde çalışırken, parça üzerindeki gerilmeleri ölçmüş ve gerilmeleri hesaplayarak tasarım güvenilirliğini malzemenin gerilme mukavemetini ele alarak belirlemiştir. Strain-gage algılayıcılarının uygulanacağı noktaları, sonlu elemanlar yazılımı kullanarak parçada maksimum gerilmelerin meydana geldiği bölgeye göre belirlemiştir.

Yuan L. ve ark. [21], gerçek yol verilerini ve dinamik analiz kullanarak bir kamyonun yorulma analizini incelemişlerdir. İlk olarak dinamik model için gerekli olan girdilerin elde edilmesi amacıyla yol verileri toplanmıştır. Şasiye gelen ivmelenmeleri ölçmek için; ön, orta ve arka akslara strain-gage, ölçüm, ivmeölçer, lineer pozisyon sensörü, kuvvet sensörü, tork sensörü simetrik olarak bağlamışlardır. Ayrıca dikey yöndeki ivmelenmeyi ölçmek için yine ivmeölçerler monte edilmiştir. Bunun yanında yorulma analizi ve dinamik modelin doğrulanması için sağ ve sol amortisöre strain-gageler yerleştirmiştir. Veri toplama işlemleri Çin'de bulunan bir test pistinde, Çin standartlarına ve test pisti standartlarına göre yapmışlardır. Testler; araç boş iken, yüklüken ve aşırı yüklüken üçer tekrar yaparak farklı şartlarda tamamlanmıştır. Elde edilen veriler dinamik modele aktarılarak yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalar ile literatürdeki bu boşluğu kısmen de olsa doldurmak ve bu alanda ilerleyen yıllarda yapılacak olan çalışmalara ışık tutabilmek hedeflenmiştir.

J. E. Shigley ve ark. [22], yaptıkları çalışmalarında anlık sebeplerle iç süspansiyonun uzamasına ve dış süspansiyonun sıkışmasına, dolayısıyla sarsıntı ve savrulmalara neden olduğunu açıklamışlardır. Tekerleklerin simetri merkezi düzlemi ile temasın merkezindeki dikey düzlem arasındaki açı olan lastiklerin kamber açısı üzerindeki etkisi savrulmalara yol açar. Kamber açısının amacı, tekerlek yükünü lastiğin temas

yüzeyiyle temas yüzeyine hizalamaktır. Sarsılmalar sebebiyle bu hizalama kaybolur ve lastik temas yaması küçülür. Lastiğin temas yüzeyi ne kadar küçük olursa, yol yüzeyine karşı daha az çekiş vardır. Daha az çekişle birlikte sürücü dönüşlerde karşılaştırmışlardır



3. MATERYAL VE METOT

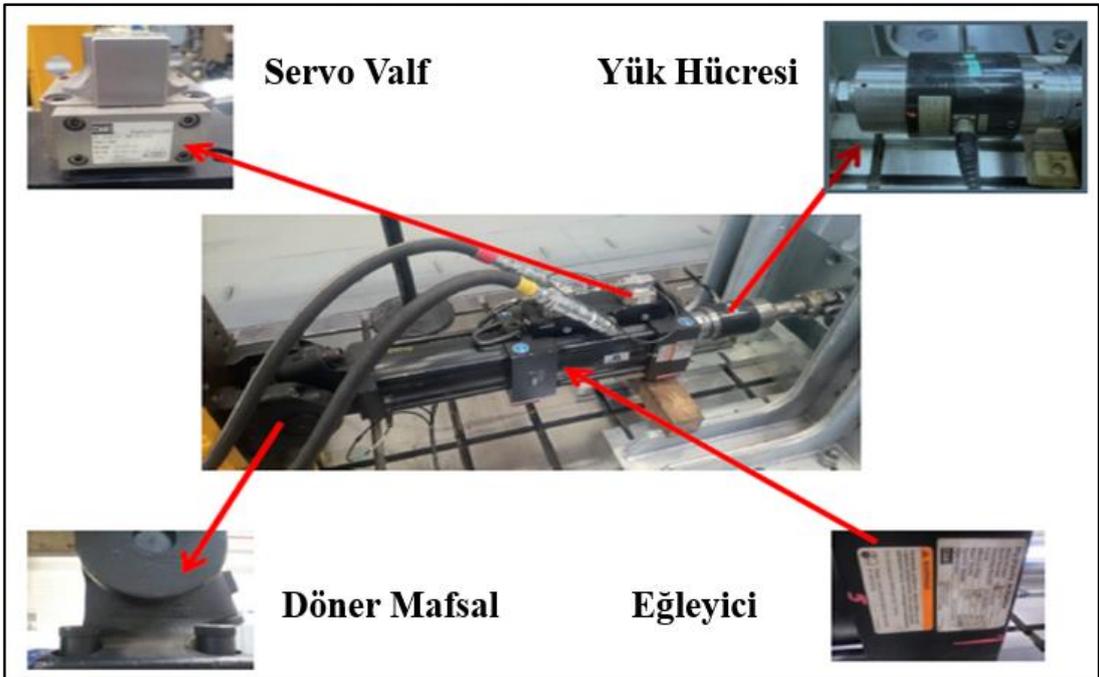
Bu bölümde; yüksek lisans tez çalışmasının deneysel kısmında kullanılan ekipmanlar tanıtılmakta ve deneylerin hangi metotla gerçekleştirildiği açıklanmaktadır. Öncelikle taşıtın dinamik yük verilerinin ihtiyaç olduğu veriler toplanmıştır. Test düzeneği malzeme ve ekipmanlarının kontrolleri yapılarak test prosedürü uygulanmaktadır.

3.1. Materyal

Deneysel çalışmada kullanılan teknik malzeme özellikleri bu bölümde verilmektedir.

3.1.1. MTS hidrolik pistonlar

Toplanan tüm veriler deney düzeneği kurulduktan sonra ve kalibrasyonları kontrol edilip viraj denge çubuğunun uygun şekilde bağlanıp ömür testlerinin yapıldığı test düzeneği Şekil 3.1’de görülmektedir.



Şekil 3.1. MTS hidrolik piston test düzeneği

Test düzeneği, 200 ve 400 LPM (litre/dakika) debi sağlayabilen iki adet hidrolik pompa, hidrolik servo manifoldları, 8 adet pistonu aynı anda kontrol edebilen kontrolcü ve bir bilgisayardan oluşmaktadır. Deneylerde MTS 2 pistonu kullanılmıştır. MTS 2 pistonunun kalibrasyonları, test sonuçlarının doğru olması için MTS firması tarafından gerçekleştirilmiştir. Tablo 0.1’de kullanılacak pistonlar ve kalibrasyonları MTS firması tarafından belirtilmiştir.

Tablo 3.1. MTS’de kullanılan pistonlar ve kalibrasyon

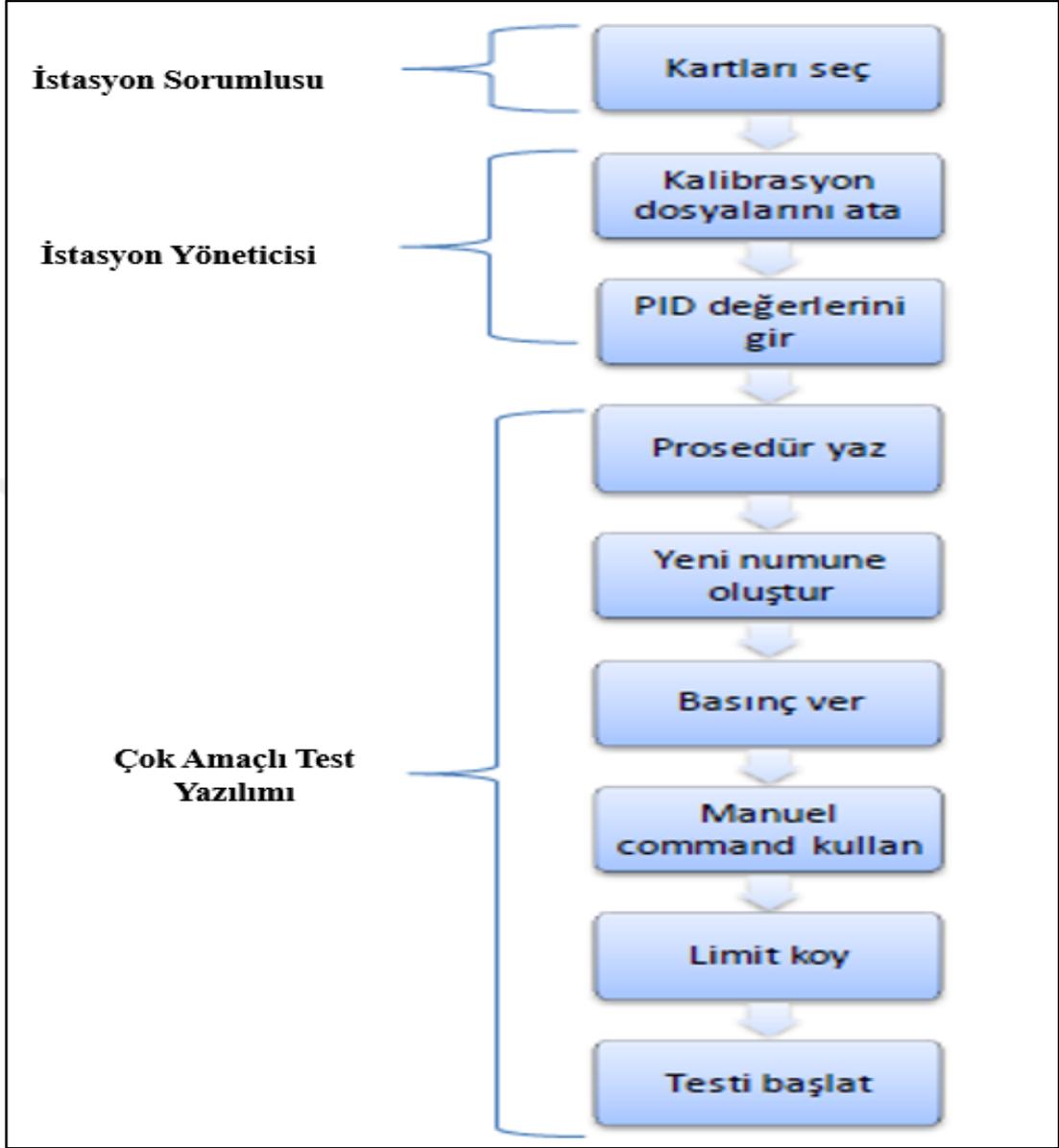
No	Kapasite(KN)	Piston	Anakartlar	Kalibrasyon tarihi
1	50 kN	MTS1	494.16 2SVD S2-51B (3-4)	31.12.2019
2	50 kN	MTS2	494.16 2SVD S2-51B (4-4)	31.12.2019
3	50 kN	MTS3	494.16 2SVD S3-51B (5-4)	31.12.2019
4	50 kN	MTS4	494.16 2SVD S3-53B (6-4)	31.12.2019
5	250 kN	MTS5	494.16 2SVD S4-51B (7-4)	31.12.2019

Test edilecek numune bağlandıktan sonra test prosedürne uygun bir şekilde teste başlanmıştır. Yazılımı yüklü olan bilgisayardan statin builder ikonu tıklanarak, istasyon kurulumu seçilir. Bu programın konfigürasyon seviyesinde kullanımını gerektirdiğinden, şifre girilmesi zorunludur. Şifre işlemi gerçekleştirildikten sonra açılan pencerede, sağ-üst köşedeki listeden çıktı kaynak tablosu’dan (Output resource) bağlantı elamanı (hardware) seçilir, bu kullanılacak pistonla bağlıdır. Tablo 0.2’den MTS 2 pistonu seçilecekse bilgisayardan 494.16 2SVD S2-51B (4-4) anakartı seçilir. Test esnasında seçilen MTS 2 pistonunda Tablo 3.2’de belirtilen yer değiştirme sütunundaki (4-1) dosyasında tanımlanan uzunluk sensörünün kalibrasyon adımları değerleri gözlemlenir. Aynı şekilde kuvvet sütunu içinde (4-2) dosyasında belirtilen kuvvet sensörünün kalibrasyon adımları değerleri gözlemlenmiştir.

Tablo 3.2. MTS’de kullanılan pistonlar

No	Kapasite(KN)	Piston	Uzama ölçüm kalibrasyon dosya kodu(mm)	Kuvvet ölçüm kalibrasyon dosya kodu(N)
1	50 kN	Mts1	(3-1)	(3-2)
2	50 kN	Mts2	(4-1)	(4-2)
3	50 kN	Mts3	(5-1)	(5-2)
4	50 kN	Mts4	(6-1)	(6-2)
5	250 kN	Mts5	(7-1)	(7-2)

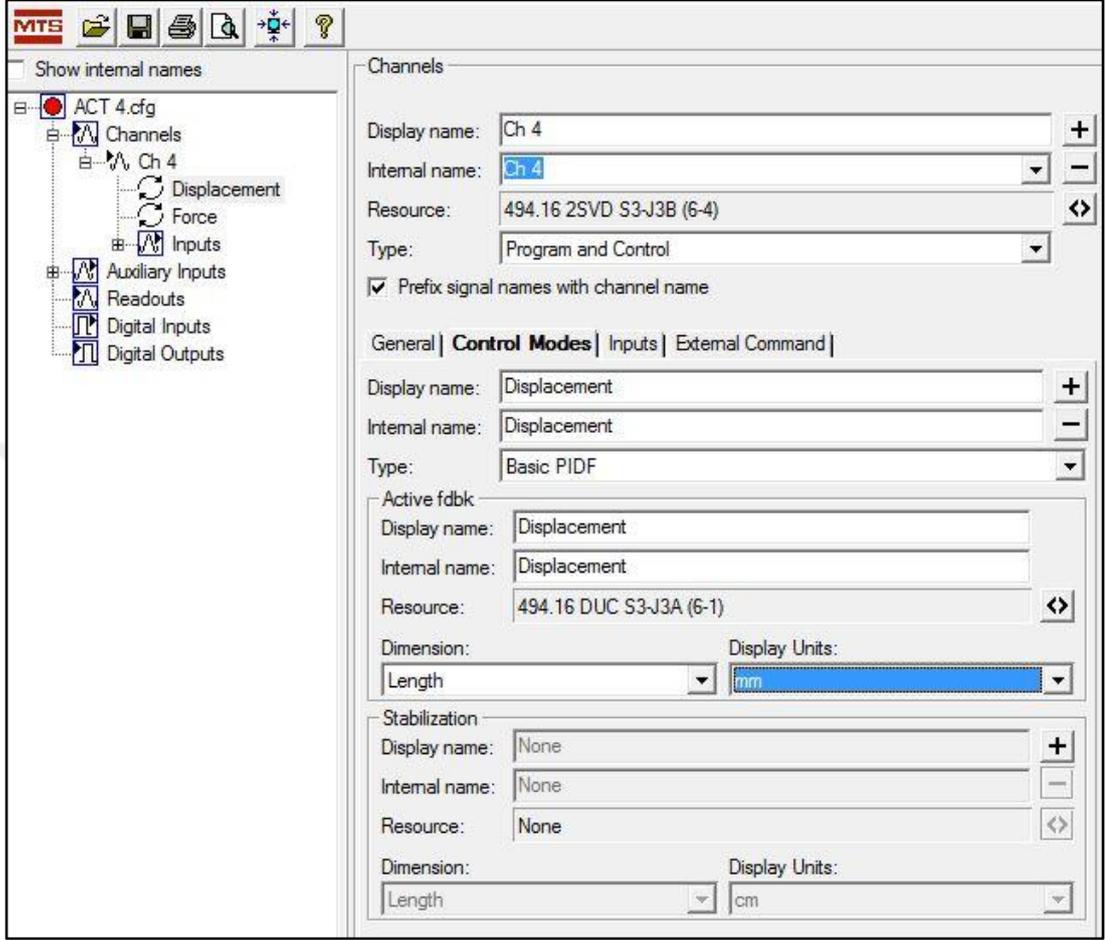
Aşağıda deneyler sırasında izlenmesi gereken test prosedürü görülmektedir.



Şekil 3.2. Test prosedürün işlem basamakları

Kontrol edilecek parametrelerden birisi olan deplasman için, istasyon sorumlusu kartları seçer. İstasyon yöneticisi sağ alt köşeden kalibrasyon dosyalarını atar ve PID değerlerini sisteme ekler. Bu işlemler gerçekleştirildikten sonra çok amaçlı test yazılım ikonları sırasıyla aktif hale getirilir.

Deplasman birimi olarak mm seçilir. Şekil 3.3’de deplasman birimi seçimi ekranı görülmektedir.

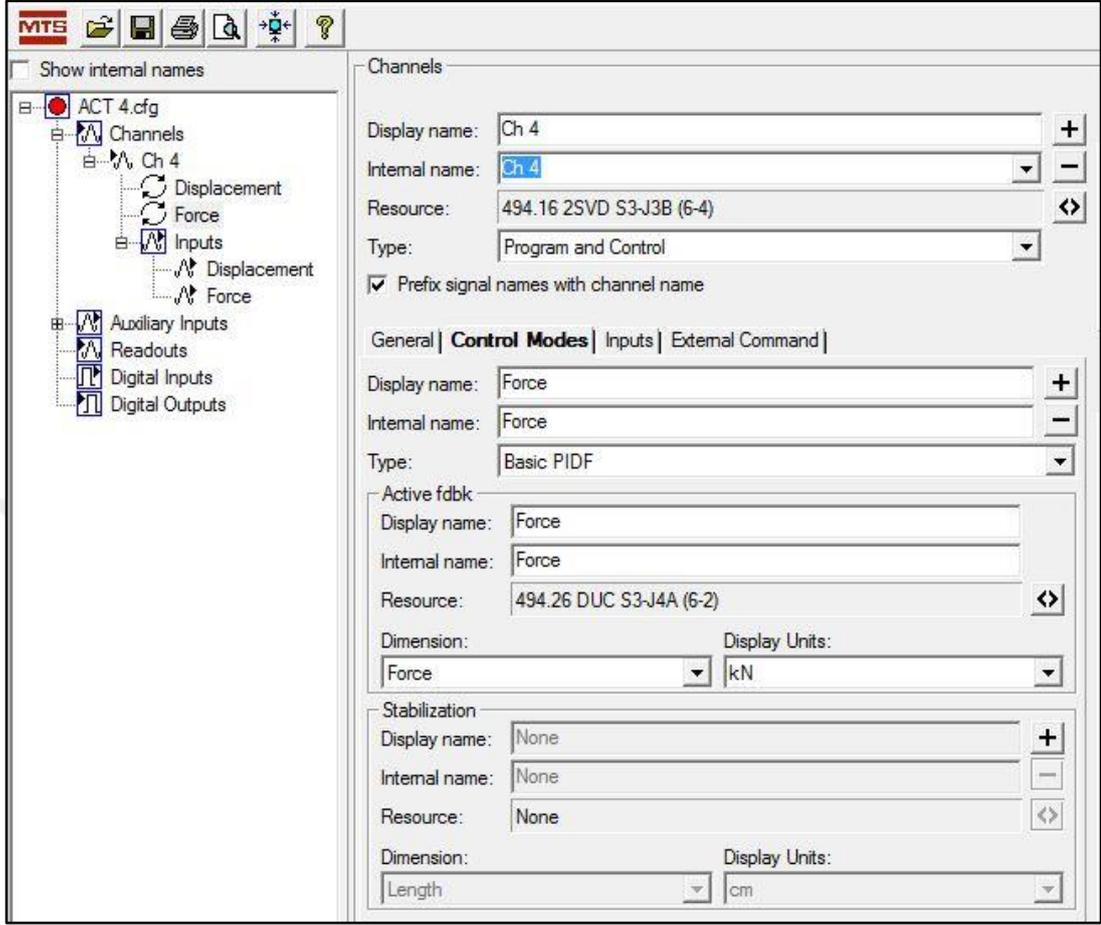


Şekil 3.3. Deplasman birimi seçimi ekranı

Kontrol edilecek parametrelerden bir diğeri olan kuvvet için, sağ alt köşeden “Input Resource”lardan “hardware”i seçilir. Kuvvet birimi olarak kN seçilir.

Deplasman birimi olarak kN seçildikten sonra teste kullanılacak olan pistonun kodu olan kanal 4 seçilir. Pistonun kodu seçildikten sonra kontrol model ikonundan deplasman ve PID kodu seçilir. Tüm bu seçilen adımlar sonrasında diğeri ekrandan kuvvet birimi ve bağlantı elamanları seçimine geçiş yapılır.

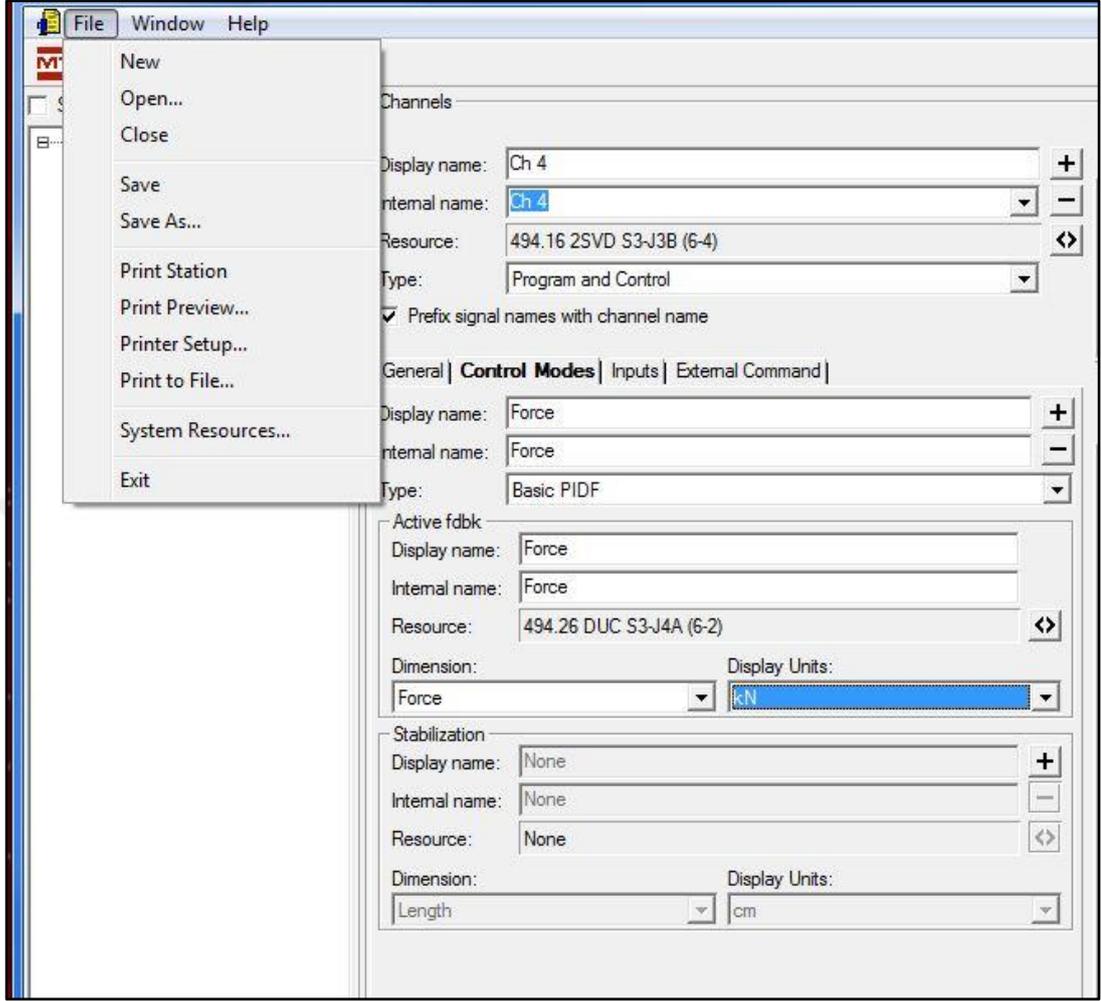
Şekil 3.4’de kuvvet birimi ve bağlantı elamanları seçim ekranı görülmektedir.



Şekil 3.4. Kuvvet birimi ve bağlantı elamanları ekranı

Bu seçimlerden sonra, istasyon dosyası olarak kaydedilir. “Station manager” açılır. Station manager ekranı ile seçilecek olan kontrol model ikonu, yerdeğiştirme pistonu ile birlikte, kartın (494.26. DUCS3-J4A (6-2) seçimi tamamlanmış olur. Bu işlem sonrasında istasyon kurulum ekranına geçiş yapılır. Yer değiştirme pistonuna etki eden kuvvet kN olarak belirlenir.

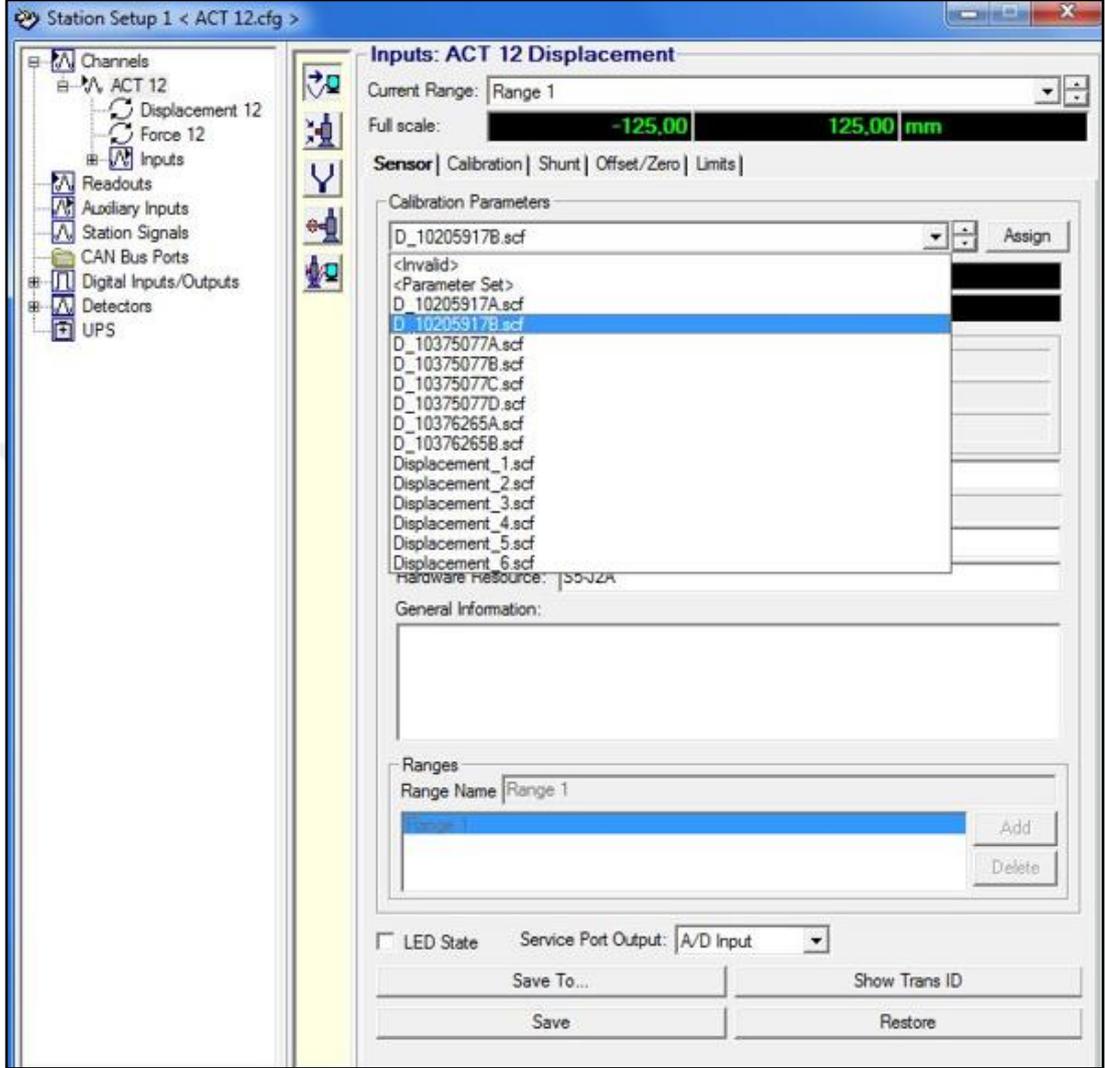
Şekil 3.5’de istasyon kurulum ekranı görülmektedir.



Şekil 3.5. İstasyon kurulum ekranı

“Station Setup” ikonu tıklanır. Burada aşağıdaki resimlerde görüldüğü gibi, “Sensor” sekmesinden deplasman (LVDT) ve kuvvet sensörlerine, yük hücresi (Loadcell) kalibrasyon dosyaları “Assign” tuşuna basılarak atanır. Bunlar scf uzantılı dosyalardır. Ardından, sensörleri kontrol eden kontrolcülerin Proportional, Integral and Derivative (Oransal control, integral-tümlev control ve türev control), (PID) değerlerinin girişi yapılır. İstasyon kurulum ekranındaki tüm değerler seçildikten sonra pistonun çalışabilmesi için yük hücresi ve kuvvet sensörlerinin kalibrasyonun yapılması gerekir.

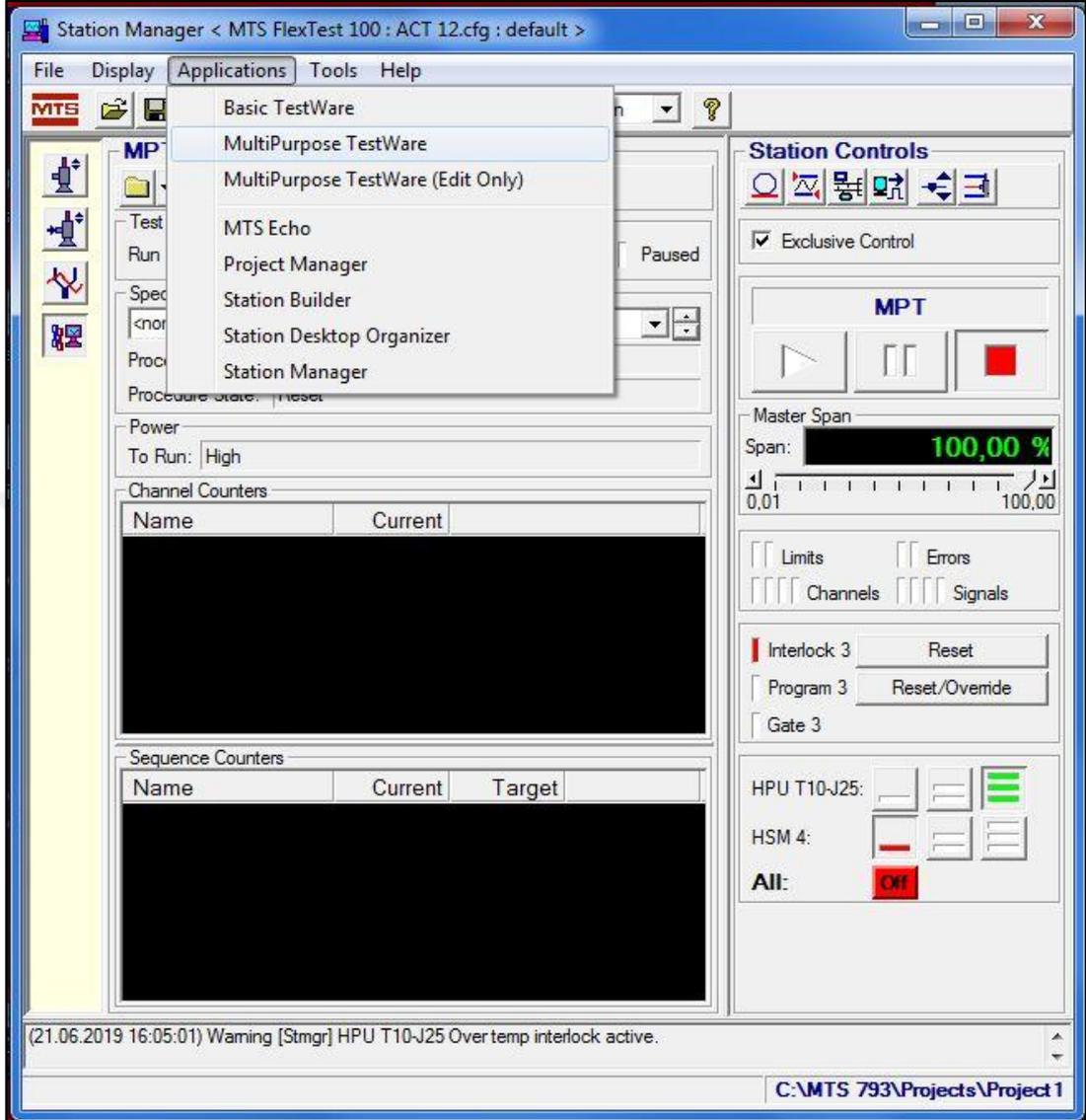
Şekil 3.6’da deplasman ve kuvvet sensörlerinin kalibrasyon tanımlama ekranı görülmektedir.



Şekil 3.6. Deplasman ve kuvvet sensörlerinin kalibrasyon ekranı

Bu işlemlerden sonra “Multipurpose Test Ware Magnetic Particle Testing” (MPT) açılır. Burada artık Operator moduna geri dönülebilir. Tamamlanan kartlar ile loadcell ve mesafe ölçen (LVDT) lerin tanımlanması ilgili anakarta yapılır. Bu işlemden sonra “Multipurpose Test Ware Magnetic Particle Testing” seçim ekranına geçilir.

Şekil 3.7’de “Multipurpose Test War”e seçim ekranı görülmektedir.



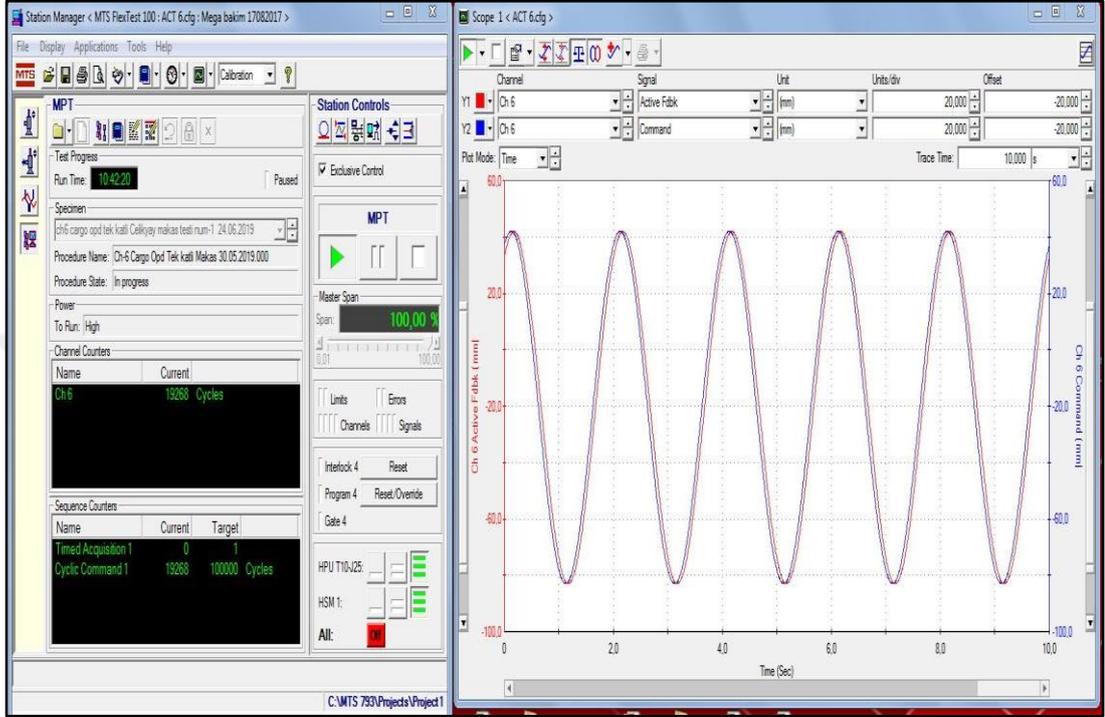
Şekil 3.7. Multipurpose testware seçim ekranı

Yukarıdaki station controls bar’ından, detectors ile deplasman ve kuvvet limitleri konularak piston güvenliği ve fikstür güvenliği sağlanabilir. “Manual Command” ile de piston test başlaması uygun pozisyona getirilebilir. Şekil 3.8’de station controls seçim ekranı görülmektedir.



Şekil 3.8. Station controls seçim ekranı

Piston’da meydana gelebilecek herhangi bir olumsuz durum olduğunda, kontrol masasındaki “Acil Durum Butonu” ile kapatılır, ancak bu durumda test yapılan yerdeki tüm piston ve sensörler devre dışı kalarak tüm testler durdurmaktadır. “Scope” ve “Meters” lar da eklendikten sonra, ekranın son hali şekil 3.9’da görülmektedir.



Şekil 3.9. Scope ve meters seçim ekranı

Scope ve meters seçim ekranı aktif hale geldikten sonra testin kuvvet sinyali ve zamana bağlı çalışma değerleri ekrandan okunmaya başlanır. Tüm bu süreç sonucunda ise test edilecek numune test prosedürüne uygun olacak şekilde çalışmaya başlar. Test edilecek numune bağlandıktan sonra uygulanacak test prosedürü Şekil 3.2’de görüldüğü gibi gerçekleştirilmiştir.

3.1.2. MTS SilentFlo™ 515 hidrolik güç ünitesi

Şekil 3.10 ‘da test işlemlerinde kullanılan MTS hidrolik silindirlere gerekli gücü temin eden “MTS SilentFlo™ 515” hidrolik güç ünitesi görülmektedir.



Şekil 3.10. Hidrolik sisteme güç veren pompa

“MTS SilentFlo™ 515” güç ünitesinin özellikleri Tablo 3.3’de verilmiştir.

Tablo 3.3. “MTS SilentFlo™ 515” hidrolik güç ünitesi değerleri

Akış oranı	227 Lpm (60 gpm)
Gürültü seviyesi	68dB (A)
Kapasite	1,211 L
Genişlik	103,4 cm
Yükseklik	199,4 cm
Uzunluk	287,0 cm
Maksimum yağlı ağırlığı	2835 kg
Motor gücü	45 kW (60 HP)

3.1.3. Aktüatör

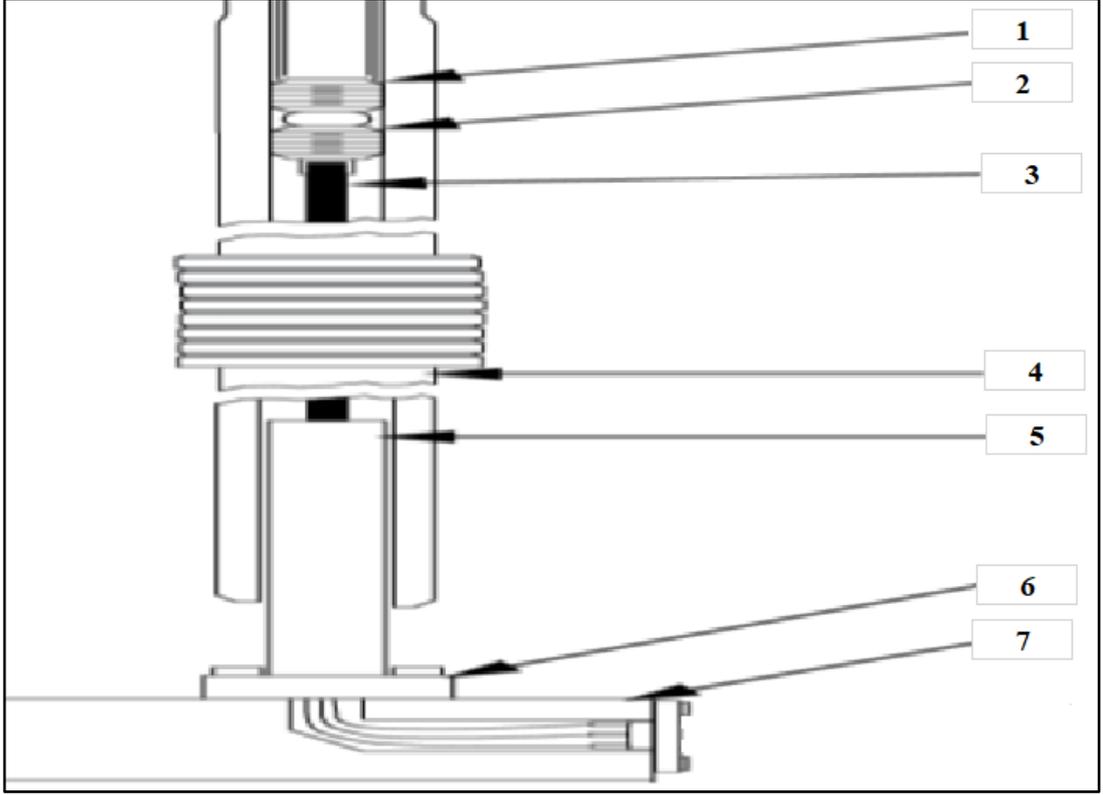
Test işlemlerinde “244 Serisi Aktüatör” kullanılmıştır. Bu aktüatör çift etkili, çift uçlu, ağır hizmet tipi bir aktüatördür. Aktüatör, aktüatörün yer değiştirmesini ölçen bir “LVDT” içerir.



Şekil 3.11. 244 serisi aktüatör

3.1.4. Liner değişkenli diferansiyel dönüştürücü (LVDT)

LVDT, hareketli bir çekirdek uzantısının yer değiştirmesi ile orantılı olan bir çıkış voltajı sağlayan bir elektromekanik cihazdır. Çekirdek uzatma, içi boş piston çubuğunun içine monte edilmiştir ve piston kolu hareket ettikçe hareket eder. LVDT bobini, ayak tabanına bir kilitleme bileziği ile sabitlenir. Piston çubuğu çalışma sırasında hareket ederken, LVDT'den gelen çıkış voltajı pistonun sıfır referans noktasından ne kadar uzakta olduğunu gösterir. Aşağıdaki Şekil 3.5’de LVDT’ nin şematik resmi görülmektedir.



Şekil 3.12. LVDT şematik resmi

- 1) Kilitleme Ayar Vidası
- 2) Çekirdek Takma Vidası
- 3) LVDT Çekirdek Uzatma
- 4) İçi Boş Piston Mili
- 5) LVDT Bobin
- 6) Kilitleme Yaka
- 7) Kaide Taban

3.1.5. Yük hücresi (Loadcell)

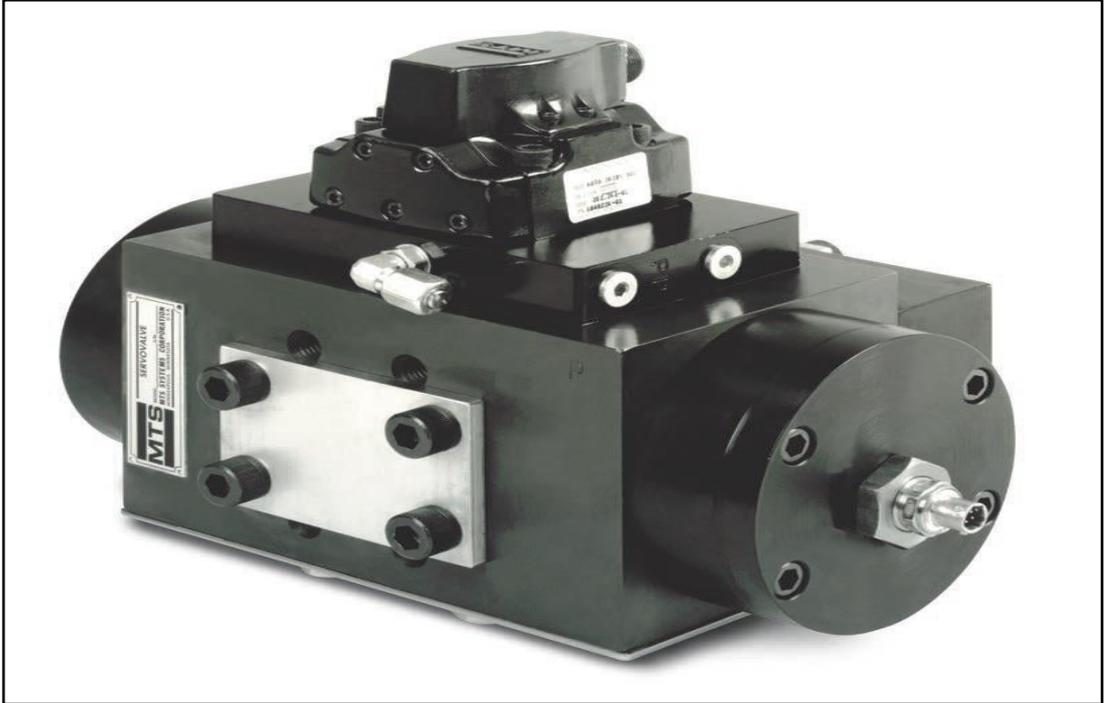
Deneylerde strain-gage tabanlı, tek eksenli ve 50 kN kapasiteli MTS tip yük hücresi kullanılmıştır. Aşağıdaki Şekil 3.13'de MTS yük hücresi görülmektedir.



Şekil 3.13. MTS yük hücresi

3.1.6. Servo-valf

Deneyleerde MTS 252 seri numaralı servo-valf kullanılmıştır. “Servo-valf” resmi Şekil 3.14’de görülmektedir.



Şekil 3.14. Servo-valf (MTS 252)

3.1.7. Deplasman sensörü

Aşağıdaki resimde, testlerde kullanılan ağır ticari kamyonun hareketli paçaları arasındaki mesafeyi ölçen deplasman sensörü görülmektedir. Aşağıdaki Tablo 3.15’de deplasman sensörünün teknik özellikleri görülmektedir.



Şekil 3.15. Deplasman sensörü

Tablo 3.4. Deplasman sensörünün teknik özellikleri

Model	LX – PA
Ağırlık [g]	85
Yapı	Termoplastik Gövde
Ölçüm Aralığı [mm]	50 ... 1250
Doğrusallık [% Tam Ölçek]	±1.0
Çalışma Sıcaklığı [°C]	-25 ... 75
Titreşim	15 g 0.1 ms maks.
Ömür [tam kurs döngüsü]	1.000.000 çevrim

3.1.8. Deneyleerde kullanılan viraj denge çubuğu ve bağlantı parçaları

Testlerde kullanılan viraj denge çubuğunun malzemesi olan 50CrV4 yay çeliği, ısıl işlem görmüş olup yüksek yorulma ve darbe dayanımına sahip, sert, darbelere dayanıklı, sığ sertleştirme krom vanadyum çeliğidir. Yüksek esneklik modülü gerektiren dişlilerde, pinlerde, yaylarda, millerde, akslarda, pimlerde, cıvatalarda yaygın olarak kullanılır. Diğer karbon ve alaşımlı çeliklerden farklı olarak yüksek rijitlik, temperlemeye karşı düşük kırılmalık, değişkenlik direnci ile karakterize edilir. Ağır yükler ve 300 °C ye kadar yüksek sıcaklıklarda çalışma kabiliyetine sahiptir. Aşağıdaki tabloda testlerde kullanılan viraj denge çubuğunun teknik özellikleri görölmektedir.

Tablo 3.5. Testlerde kullanılan viraj denge çubuğunun teknik özellikleri

Özellikler	Değerler
Viraj denge çubuğu göz uzunluğu	815 mm
Viraj denge çubuğu kol uzunluğu	317 mm
Viraj denge çubuğu omuz uzunluğu	830 mm
Malzeme	50CrV4 çelik
Viraj denge çubuğu Çapı	42 mm
Ağırlık	19.2 kg
Viraj denge çubuğu tipi	Inner
Link tipi	Wide
Link malzemesi	St 52
şasi bağlantı braketı malzemesi	En GJS 450
Viraj denge çubuğu klamp malzemesi	En GJS 450
Viraj denge çubuğu omuz burcu malzemesi	60 Shore Natural Rubber+St 37

3.2. Metot

3.2.1. Yol Testi

Seri imalata girecek olan aracın viraj denge çubuğunun testlerinin karayolunda yapılması hem zaman alan hem de pahalı bir yöntemdir. Buna istinaden tasarlanan viraj denge çubuğunun araç üzerinde müşteride ki kullanım ömrüne karşılık gelecek özel test pistlerinde (İnönü yol test parkuru) aracın kullanım ömrüne karşılık gelecek hızlandırılmış araç testleri yapılır. Bu testlerde araçtaki sensörler tarafından ilgili datalar toplanır. Bu datalar yol verisi olarak kaydedilir. Tasarımı yapılan (kesiti artırılan) viraj denge çubuğunun testi yapılacak olan araca (4 x 2 çekici kamyon) takılarak test başlamadan önce bilgisayar ortamında analizi yapılabilmesi için test pistinden yük, yer değiştirme ve gerilme gibi zaman bazlı yol verisi toplanır. Aşağıda Şekil 3.16’da aracın eksenleri ve yük hücresi görülmektedir.



Şekil 3.16. Aracın eksenleri ve yük hücresi

Yol verisi toplanması kısmında hazırlanan test aracının tekerlek merkezine gelen yük ve momentler 6 ekseninde de yük hücreleri sayesinde toplanır. Bu hücreler sayesinde araçtan zamana bağlı olarak kuvvet değerleri ölçülebilmektedir. Aracın teker merkezinden okunan değerler ile viraj denge çubuğu üzerine yerleştirilen strain gage eşleştirilerek istenen gerilme ve kuvvet değerleri elde edilir.

Bu toplanan veriler bilgisayar ortamında araca ve parçalara uygulanarak tasarımın kontrolü ve doğrulaması önceden tahmin edilmeye çalışılır. İnönü yol test parkuru toplamda 80 km uzunluğundadır ve burada yılda ortalama 1.000.000 km test yapılmaktadır. Şekil 3.17’ de İnönü yol test parkuru görülmektedir.



Şekil 3.17. Ağır ticari sınıf çekici kamyon test parkuru

Deneylerin ilk aşamasında araç 30 km/h hızla önce çapı 15 metre olan sol yönlü virajı dönmesiyle birlikte oluşan üst kabin atalet momentinden dolayı sürücünün sola savrulma hissiyatının oluşması, aynı şartlarda sağ virajı dönmesiyle sağa savrulma hissiyatının oluşması ölçülmüştür. Ağır ticari sınıf çekici kamyonun üst kabinin sağa ve sola savrulma miktarının 5 ila 7 dereceyi aşmaması gerekmektedir. Bununla birlikte ön süspansiyon sistemi elemanlarından olan viraj denge çubuğu üzerine gelen yanal ve dikey kuvvetler, ilgili sensörler tarafından kaydedilmiştir. Kayıt edilen yol verileri bir data haline getirilerek toplanmıştır. Şekil 3.18’de yol testi yapılan araç görülmektedir.



Şekil 3.18. Ağır ticari sınıf çekici kamyon aracının yol testi

3.2.2. Karşılaştırma (Benchmark) testi

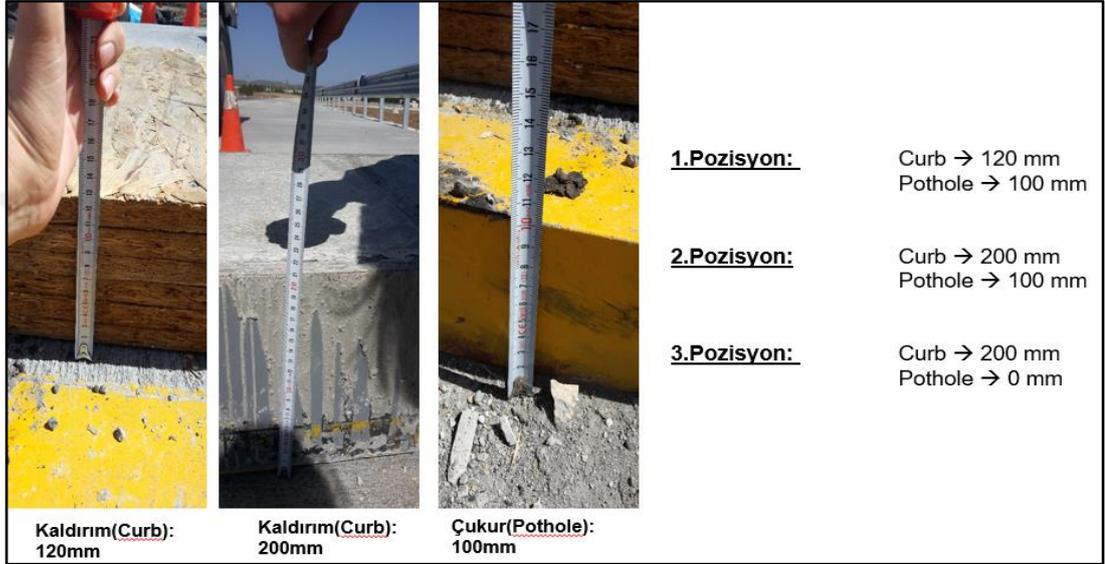
Bir nesnenin performansını değerlendirmek amacıyla, kendisine karşı bir dizi test veya deneme yapılacak olan hareketli veya sabit parçaların balantı şekillerinin farklılıklarını görmek adına yapılan çalışmalardır. Bu testte farklı marka ağır ticari araçların karşılaştırması yapılmıştır. Bu yöntemle incelenen farklı ağır ticari sınıf çekici kamyonların viraj denge çubukları, yaprak yayaların dışından viraj denge çubuğu kollarıyla üst şaseye bağlandığı anlaşılmıştır. Şekil 3.19’da karşılaştırma görülmektedir.



Şekil 3.19. Farklı marka araçlarda kullanılan viraj denge çubukları

3.2.3. Çukur, kaldırım ve paket testleri

Testin bu aşamasında, süspansiyon elemanlarının sağlamlık ve dayanaklıklarını ölçmek için kaldırım (curb) ve çukur (pothole) testleri de gerçekleştirilmiştir. Bu testlerde viraj denge çubuğu ve bileşenlerinin birbirine olan uzaklığı ve paket alanında herhangi bir girişim olup olmadığı kontrol edilmiştir. Şekil 3.20’de kaldırım ve çukur testleri görülmektedir.



Şekil 3.20. Kaldırım ve çukur testleri

3.2.4. K ve U (Kinematik ve Uygunluk) testi

Testin bu aşamasında K ve U (Kinematik ve Uygunluk) testi gerçekleştirilmiştir. Ağır ticari sınıf çekici kamyon, şasi kısmından yere sabitlendi. Burada aracın tekerlerine yarı statik (Tekerleklere basan pistonlardaki kuvvet/deplasmanları ölçülerek) yüklemelerle bazı önden tanımlanmış hareketler yapılmıştır. Tanımlanmış hareketler daha öncesinden yol testlerinden alınan ölçüm sonuçlarına göre laboratuvar ortamına simüle edilmiştir. Sonrasında kuvvetler ve açılar tespit edilmiştir. K ve U testi sayesinde, aracın viraj demir rijitliği ölçülmüştür. K ve U testi viraj denge çubuğunun ön süspansiyon sitemine bağlı olduğu durum ve viraj denge çubuğunun bağlı olmadığı durumlar için ölçüm alınmıştır. Bu iki değer arasındaki fark, viraj denge çubuğunun araç üzerindeki gerçek rijitlik katkısını ölçülmesini sağlar. K ve U testi viraj denge çubuğunun ön süspansiyon sitemine bağlı sanal test prototipleri bilgisayar ortamında

modellenir, gerçek hayattaki çalışma şartlarında test edilir. Şekil 3.21’de Ağır ticari sınıf çekici kamyonun K ve U (Kinematik ve Uygunluk) testi görülmektedir.



Şekil 3.21. Ağır ticari sınıf çekici kamyonun kinematik ve uygunluk testi

Ağır ticari sınıf çekici kamyon aracının laboratuvar testi (ön süspansiyon sisteminin dinamik davranışlarını, kuvvetlerin ve yüklerin sistem içinde nasıl dağıldığını, ve viraj denge çubuğuna etkisi) sonucunda yol datası adams-car modeli oluşturulmuştur.

3.2.5. Buck testi

Buck testi, aracın bütün kısımlarının değil, belli bölümlerinin test için kullanıldığını göstermektedir. Denge çubuğunun yuvarlanma rijitlik etkilerini anlamak için şasi, yaprak yaylar, viraj denge çubuğu sistemi ve aracın aksı kullanılmıştır. Test viraj denge çubuklu ve viraj denge çubuksuz olmak üzere iki şekilde gerçekleştirilmiştir. Testler, + - 5 derece merdane açısına göre belirlenen yer değiştirme kontrolü altında yapılmıştır. Farklı rijitlik değerleri olan 2 farklı burç kullanılmıştır. Rijitlik değerleri 40 Shore ve 60 Shore, farklı rijitlikteki burçların yanısıra 2 tip viraj denge çubuğu bağlantısı test edilmiştir. Viraj denge çubuğu burçları farklı tür rijitlik gösterir. Burç sertliğinin, denge çubuğunun yuvarlanma sertliği üzerindeki etkileri bulunur. Ayrıca, test frekansının etkilerini bulmak için testler, 0.05 Hz ve 0.5 Hz olan iki farklı frekansta

gerçekleştirilmiştir. Her değişken için, testler 3 döngü için tekrarlanmıştır. Şekil 3.22’ de buck testi düzeneği görülmektedir.



Şekil 3.22. Buck testi düzeneği

Bu deneylerle ilişkili bağımlı değişkenlerin değerleri Tablo 3.6’ da verilmiştir.

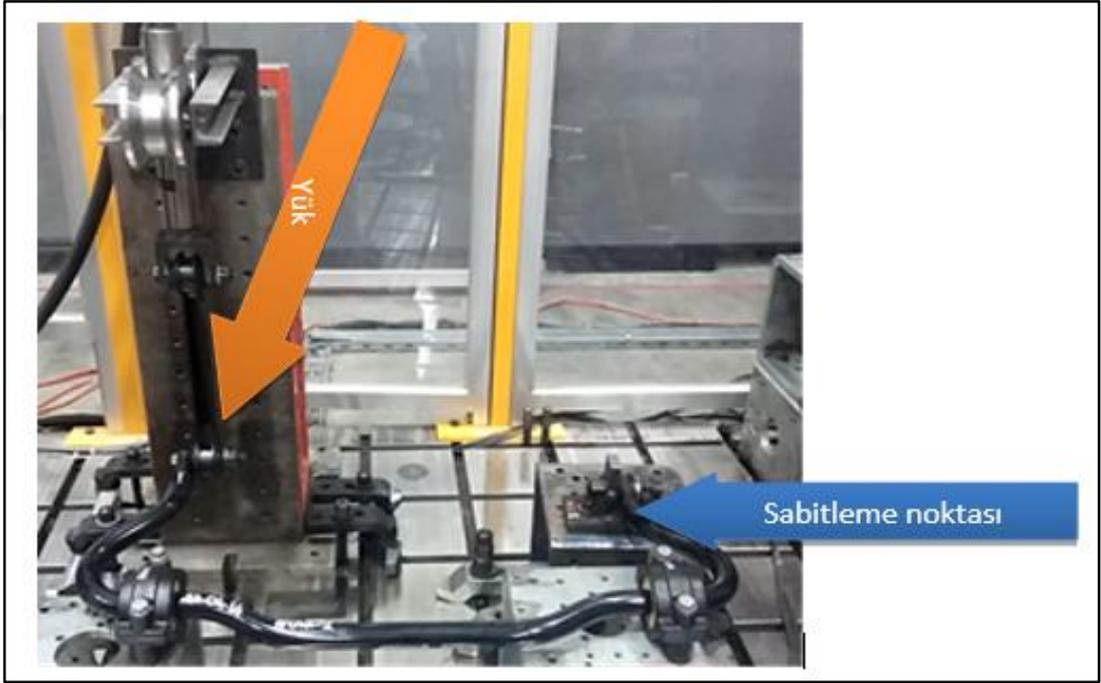
Tablo 3.6. Bağımlı değişkenler

Bağımsız değişkenler	Seviye 1	Seviye 2
Omuz burcu	40 shore	60 shore
Bağlantı tipi	Kauçuk burç bağlantısı	Metal burç bağlantısı
Frekans	0,05 hz	0,5 hz

3.2.6. Statik viraj denge çubuğu bileşen yuvarlanma rijitlik testi (Rig Testi)

Viraj denge çubuğu ve bağlantı elemanları için yuvarlanma rijitlik testi uygulanmıştır. Bu testlerin yapılmasının nedeni, K ve U testinin sonunda bulunan yuvarlanma rijitlik hesaplama sonuçları ile viraj denge çubuğu katkısı arasındaki farkın bulunmasıdır. Yuvarlanma sertliğinin hesaplanması burçların rijitlik değerlerini ve viraj denge çubuğu bağlantısını içermediğinden, bu eksikliğin hesaplamadaki etkileri, test sonuçlarına bakarak araştırılmaktadır.

Bu çalışma, denge çubuğu omuz burcu, bağlantı tipi ve rijitlik ölçüm testi sıklığı olmak üzere üç bağımsız değişkeni içermektedir. Bu bağımsız değişkenlerin her biri, değerlendirilen değişkenin minimum ve maksimum değeri olarak yorumlanabilecek iki seviyeye sahiptir. Viraj denge çubuklarının standart testleri bulunmaktadır. Viraj denge çubukları araçta yapacağı maksimum ve minimum noktaları arasında test edilmektedir. Seri şartlara göre üretilmiş, bilyalı dövme işlemi uygulanmış ve boyanmış parçalar deplasman kontrollü yorma testine bağlanırlar. Test kurulumu Şekil 3.23'te verilmiştir.



Şekil 3.23. Faktöriyel tasarım tabanlı deney tasarımı (Rig test)

Viraj denge çubuğu test düzeneğine rijit bağlanır. Rijit bağlantı bölgelerinde aşınmadan kaynaklı kayıpları elimine etmek amacıyla kestamid burç kullanılır. Kestamid burç ve kelepçe braketlerin iç çapı araçta kullanılacak olan seviye ile aynıdır. Viraj denge çubuğu göz bölgesinde burç deformasyon etkilerini elemek amacıyla kauçuk burç yerine metal burç kullanılır. Şekil 3.23'te görülen test düzeneğinde, viraj denge çubuğu göz bölgelerinden birinden ters yük uygulayacak olan piston bağlanmıştır. Diğer burç gözü fikstüre rijit bağlanmış olup, kestamid burçlarla yataklanmış kısım 5 serbestlik derecesinden sabitlenmiş, kendi ekseninde dönmesine müsaade edilmiştir. Viraj denge çubuğu omuz bölgesinde yataklamak amacıyla kullanılan kelepçe braketlerin iç çapı ve kestamid burçların iç ve dış çapları araçta

kullanılacak olan braket ve burçlar ile aynı ölçülere sahip olup rig testi için özel olarak üretilmiştir.

Viraj denge çubuğu burç gözü kısımlarında sabit ve hareketli olmak üzere her iki tarafta da metal burç kullanılmıştır. Böylelikle burç ısınması ve burç aşınmasına bağlı etkiler elimine edilmiştir. Viraj denge çubuğu hareketli kol tarafında bulunan piston, denge çubuğunun göz kısmına dikey yönde deplasman yaptıracak şekilde test düzeneğine monte edilmiştir. Hareketi verecek olan pistonun uçları mafsallı olarak monte edilmiş, böylelikle kasılma engellenmektedir.

Test kriterleri aşağıda detaylı şekilde belirtilmiştir.

Test parçası : Viraj denge çubuğu

Test deplasmanı: ± 35 mm

Test yükü: Min 4000 N/Sinüsoidal

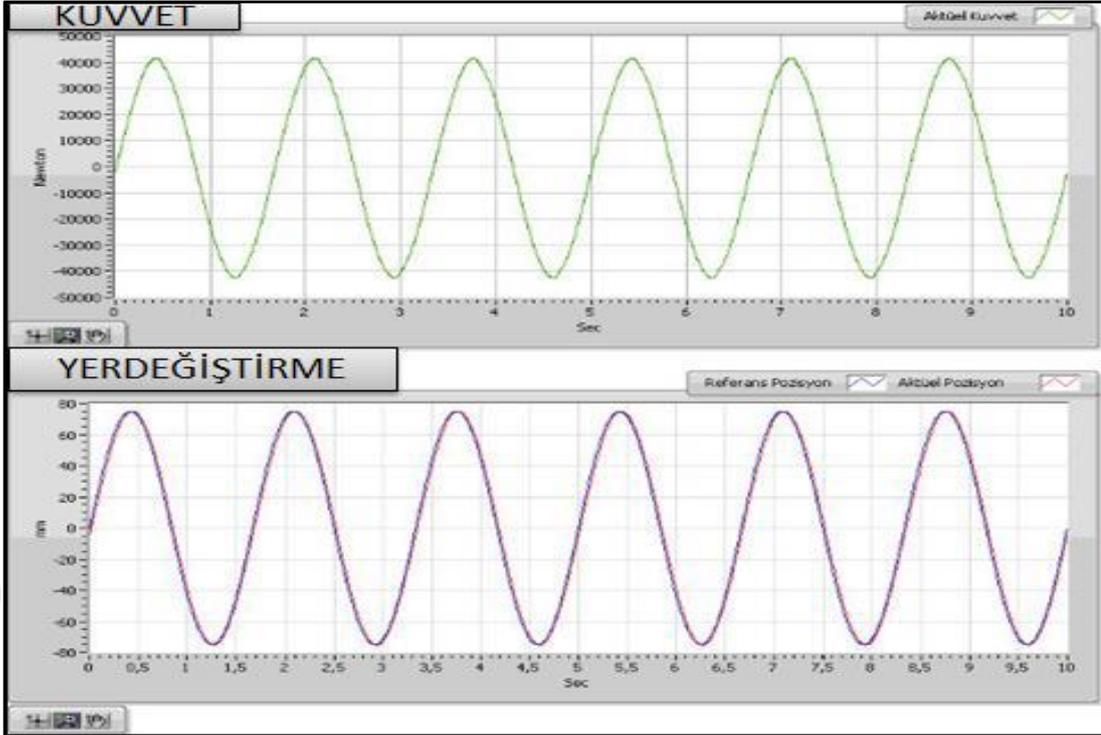
Test frekansı: 0,5 Hz

Civata sıkma torku: 800 Nm

Hedef Çevrim: Kırılma olana kadar devam edecek.

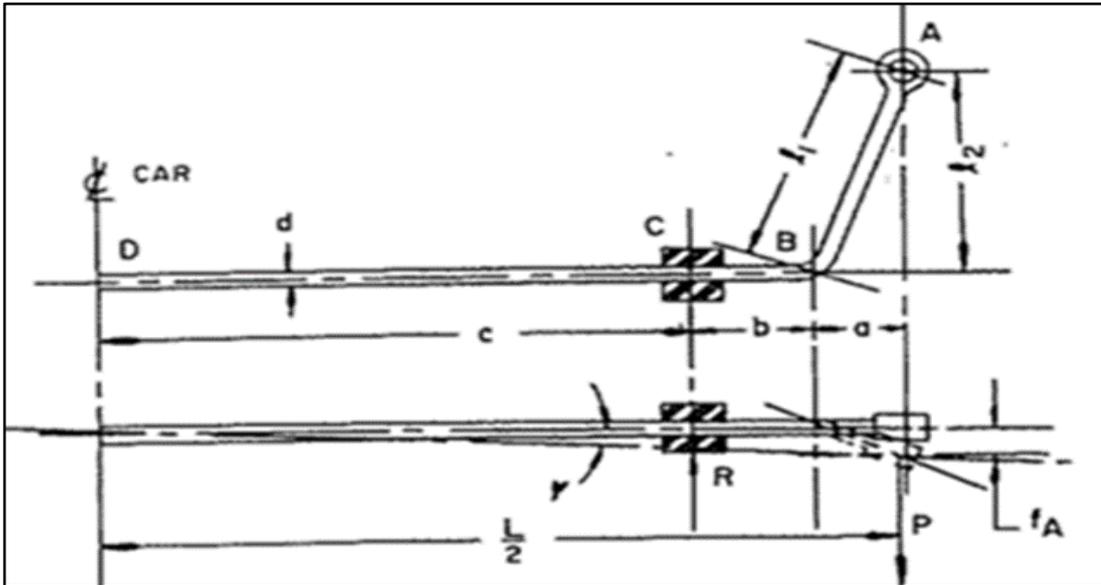
Hedeflenen parça testi adedi: 2 adet

Testte kullanılan deplasman denge çubuğunun araçta yapacağı maksimum yerdeğiştirmeye göre seçilmiş, test deplasman bazlı yapılmıştır. Test yükü piston kolunda bulunan yük hücreleri ile okunmuş ve kontrol amaçlı kullanılmıştır. Test düzeneğinde araçta kullanılan civata ve somunlar kullanılmış olup, tork değerleri araçtaki değerler ile aynı tutulmuştur. Test frekansı test spek'lerine uygun aralıkta seçilmiş olup genel süspansiyon frekansı ile uyumludur. Test süresi boyunca kuvvet-zaman ve yerdeğiştirme-zaman değerleri kaydedilmiş ve belli çevrimlerde grafikler Şekil 3.24'te görüldüğü gibi elde edilmiştir. Testte toplanan kuvvet-zaman ve deplasman-zaman değerleri kontrol amaçlı burulmaya karşı direncini hesaplamak için geri planda kullanılmıştır. Toplamda 2 adet çapı 45 mm viraj denge çubuğu ve 2 adet çapı 42 mm mevcut seviye viraj denge çubuğu dikey deplasmanla belirtilen şartlarda test edilmiş ve kırılma çevrim sayıları incelenmiştir.



Şekil 3.24. Viraj denge çubuğu testi, kuvvet – zaman ve pozisyon – zaman grafikleri.

Aşağıda viraj denge çubuğunun rijitlik dayanım değerlerinin hesaplamalarında kullanılan eşitlikler görülmektedir.



Şekil 3.25. Viraj denge çubuğu boyut tasarım parametreleri

Viraj denge çubuğu uç noktasındaki çökme hesaplaması, f_A değeri denklem (3.1) ile ifade edilmektedir. Viraj denge çubuğundaki burulma direnci, k_R değeri (3.2) ile hesaplanmaktadır. İçi dolu boru çubuk (viraj denge çubuğu atalet momenti), I (3.3) de bulunmaktadır.

$$f_A = \frac{P}{3EI} (l_1^2 - a^3 + \frac{L}{2} (a+b)^2 + 4l_2^2 (b+c)) \quad (3.1)$$

$$k_R = \frac{PL^2}{2f_A} \quad (3.2)$$

$$I = \frac{(\pi d^4)}{64} \quad (3.3)$$

Çubuk uç noktasındaki çökme: f_A (mm)

Çubuğun uç noktasındaki kuvvet: P (N)

Elastisite modülü: E (MPa)

Atalet momenti: I (mm⁴)

Çubuk burulma direnci: k_R (Nmm/rad)

Çubuk dış çapı: D (mm)

Çubuk iç çapı: d (mm)

İki mesnet arası boyun yarısı: c (mm)

Mesnet ve büküm noktası arası: b (mm)

Büküm ile göz arası yanal mesafe: a (mm)

Gerçek kol boyu: l_1 (mm)

Dik kol boyu: l_2 (mm)

İki göz arası mesafe: L (mm)

B noktasındaki eğrilik yarıçapı: R_i

Çubuğun uç noktasındaki dik kol boyu momenti (PL_2) kayma gerilmesi (3.4) formülünde 700 Mpa değerinden küçük ise çubuğun emniyetli olduğunu göstermektedir. Viraj denge çubuğu omuz bölgesindeki eğrilik yarıçapı, R_i değeri (3.5) formülü ile hesaplanabilmektedir.

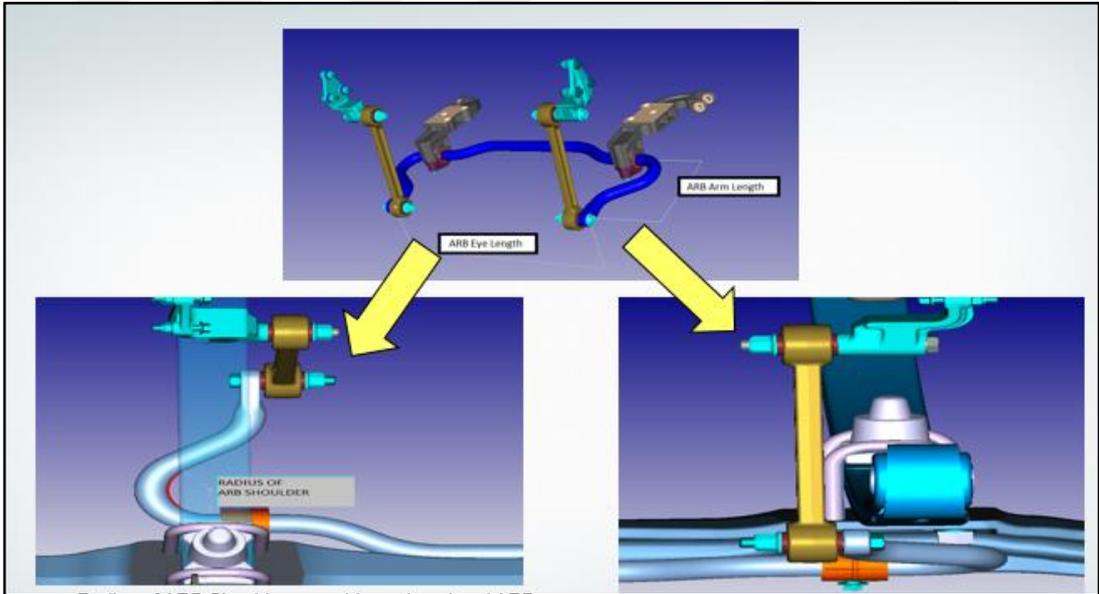
$$\text{Kayma Gerilmesi} \leq \frac{16PL_2}{\pi d^3} \leq 700 \text{ MPa} \quad (3.4)$$

$$R_i = \frac{D-d}{2} \quad (3.5)$$

4. ARAŞTIRMA BULGULARI

Yapılan tez çalışması kapsamında, araç süspansiyon ve yönlendirme sistemi parçalarında bulunan viraj denge çubuğu ve bağlantı parçalarının, araç sürüş konforu ve yol tutuşuna etkisi incelenmiştir.

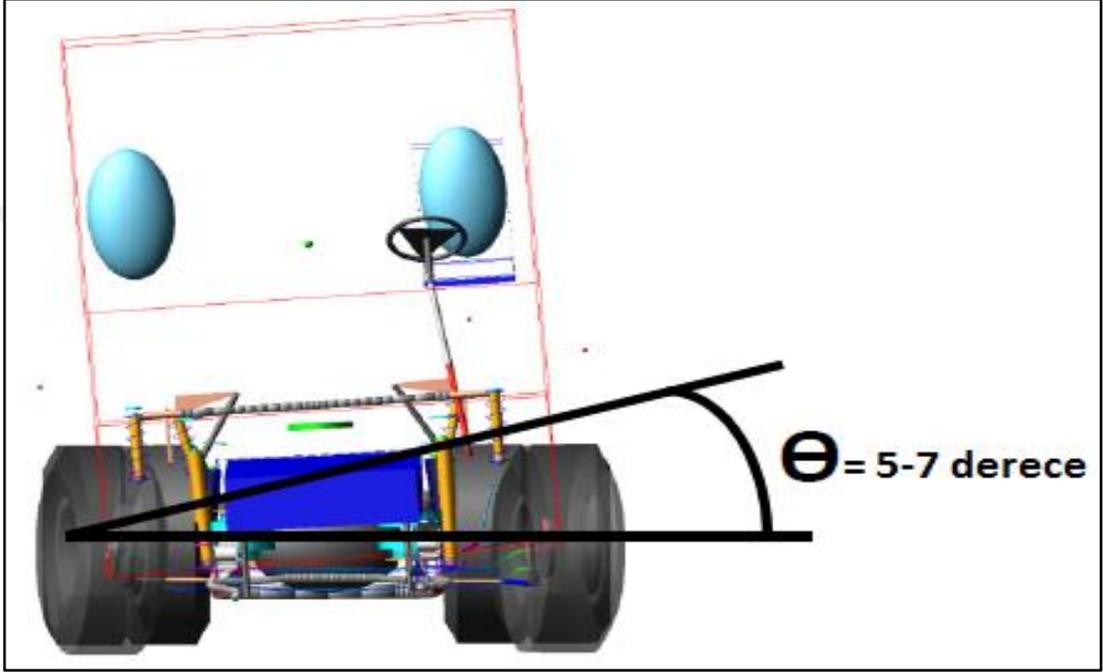
Ağır hizmet tipi çekici kamyonun paketleme sorunu, viraj denge çubuğu kolu ve bağlantı noktalarının değiştirilmesi, viraj denge çubuğu omuz yarıçapının düşürülemediği ve viraj denge çubuğu kolunun yaprak yaylarının içinde olması nedeniyle ve ayrıca viraj denge çubuğu tasarımında herhangi bir değişikliğe gidilmesi durumunda aracın ön süspansiyon sisteminde ve direksiyon sisteminde çok büyük değişikliklere sebep olması muhtemel olacağından ve bu da maliyetleri artıracığından dolayı yalnızca viraj denge çubuğunun çapının artırılması ile araç sürüş konforu ve yol tutuşunun iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Şekil 4.1’de ağır hizmet çekici kamyon viraj denge çubuğu ve bağlantı şekli görülmektedir.



Şekil 4.1. Ağır hizmet çekici kamyon viraj denge çubuğu ve bağlantı şekli

Ağır hizmet tipi çekici kamyon ile yapılan yol testlerinde, üst kabinin savrulma miktarının kabul edilebilir sınırları aştığı tespit edilmiştir. Ford Otosan yol test

standartlarına göre bu savrulmanın 5 ile 7 dereceyi aşmaması gerekmektedir. Testler sırasında, yanal ve dikey kuvvetlerin süspansiyon sistemi tarafından yeterince sönümlenemediği, araç üzerine bağlı sensörler ile tespit edilmiştir. Yapılan testler sonucunda alınan verilerin yorumlanması ile birlikte viraj denge çubuğu ve bağlantı elemanlarının iyileştirilmesi gerektiği anlaşılmıştır. Şekil 4.2’ de ağır hizmet çekici kamyon üst kabinin savrulma açısı görülmektedir.



Şekil 4.2. Ağır hizmet çekici kamyon üst kabinin savrulma açısı

Yol test verileri toplandıktan sonra, ilk aşamada aynı tip farklı marka ağır hizmet tipi çekici kamyonların viraj denge çubukları karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda, test edilen aracın viraj denge çubuğu rijitlik dayanımının diğer marka ağır hizmet tipi çekici kamyonlara göre düşük olduğu görülmüştür. Elde edilen bu veriler doğrultusunda test edilen aracın viraj denge çubuğunu iyileştirmek için diğer test aşamalarına geçilmesine karar verilmiştir.

Tablo 4.1. Farklı tip araçların rijitlik dayanımları

Rijitlik Dayanımı (Nm/deg)	Test edilen araç (Nm/deg)	A marka araç(Nm/deg)	B marka araç(Nm/deg)
Viraj denge çubuksuz rijitlik dayanımı	2479	2042	3420
Viraj denge çubuklu rijitlik Dayanımı	3846	4813	3976
Viraj denge çubuğu Katkısı	1367	2771	556

Aracın direksiyon ve sürüş karakteristiklerini iyileştirmek amacıyla, tespit edilen savrulma problemini çözebilmek için çapı 42 mm olan viraj denge çubuğunun önce çapı 43,5 mm daha sonra ise çapı 45 mm'ye çıkartılmıştır. Viraj denge çubuğu sertleştikçe sağ ve sol ön tekerleklerin birbirine göre hareket edebilmeleri için daha yüksek bir kuvvet gerekecektir. Bu ise gövdenin yalpalanması için daha fazla bir kuvvet gerekeceği anlamına gelir. Bu değer; yay, viraj denge çubuğu ve burçlarının rijitliklerinin bileşkesinden oluşmaktadır. Yalpalama hareketinin engellenerek virajlarda savrulma probleminin önlenmesi, viraj denge çubuğu vasıtasıyla gerçekleştirilir.

Yol testleri ile elde edilen veriler ışığında ağır hizmet tipi çekici kamyon viraj denge çubuğunun çapının değiştirilmesinin yol testinde karşılaşılan problemin çözümüne katkı sağlayacağı düşünülmüştür. Bu nedenle mevcut viraj denge çubuğunun 42 mm olan çapı 45 mm'ye yükseltilmesine karar verilmiştir. K ve U testi ile aşağıdaki veriler elde edilmiştir. Tablo 4.2'de K ve U (Kinematik ve Uygunluk) testi sonuçları görülmektedir.

Tablo 4.2. K ve U (kinematik ve uygunluk) testi sonuçları

K ve U TESTİ SONUÇLARI	Test edilen araç 220N/mm Yaprak yay+Ø 42 mm Viraj denge çubuğu	Test edilen araç 220N/mm Yaprak yay+Ø 45 mm Viraj denge çubuğu	A marka araç	B marka araç	C marka araç
Rijitlik dayanımı	3627 (Nm/deg)	5080 (Nm/deg)	5610 (Nm/deg)	4960 (Nm/deg)	5617 (Nm/deg)
Viraj denge çubuksuz rijitlik dayanımı	1357 (Nm/deg)	1632 (Nm/deg)	-	-	-
Viraj denge çubuklu rijitlik dayanımı	2270 (Nm/deg)	3448 (Nm/deg)	-	-	-

Sonuç olarak; yaprak yay oranı arttıkça rijitlik dayanımının arttığı görülmüştür. Viraj denge çubuklu ve viraj denge çubuksuz benchmark değerleri elde edilememiştir. Viraj denge çubuğu çapı 42 mm'den 45 mm' ye çıkarıldığında rijitlik dayanımının 3627 Nm/deg'den 5080 Nm/deg' ye çıktığı tespit edilmiştir. Yeni sistemde viraj denge çubuğunun sertliği oldukça artırılmış olup istenilen değerlere ulaşılmıştır.

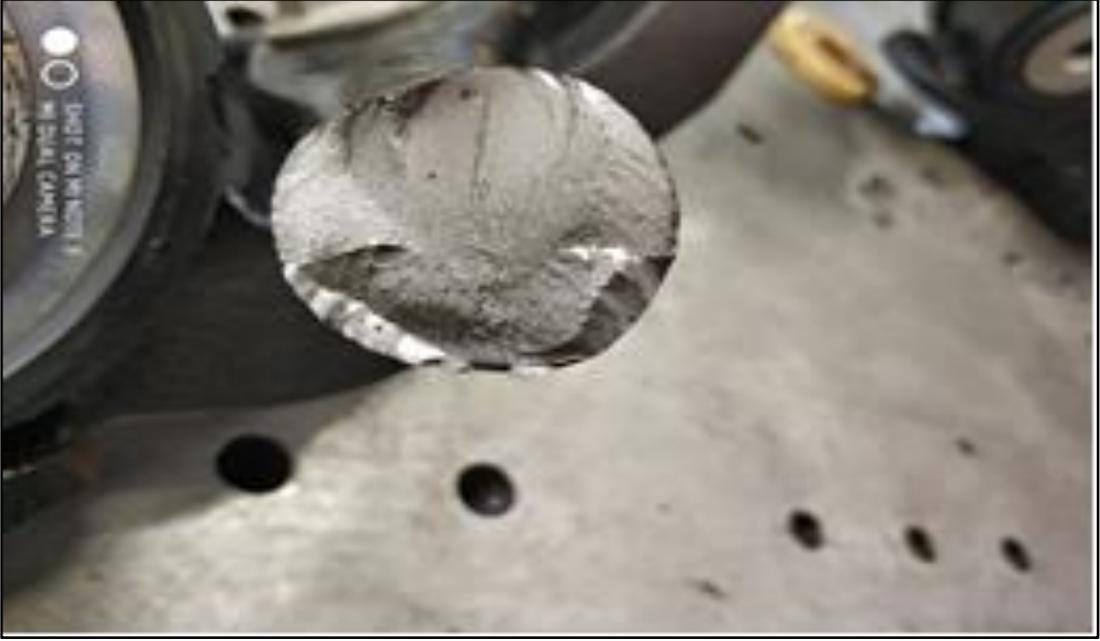
Aşağıdaki tabloda gösterildiği gibi, hesaplamalardaki (1 no'lu denklemlere göre) (viraj denge çubuğu) rijitlik değerleri analiz ve statik parça testlerinde 42 mm, 43,5 mm ve 45 mm çaplarında bulunmuştur. Tablo 4.3'de viraj denge çubuğunun rijitlik dayanım değerleri sunulmaktadır.

Tablo 4.3. Viraj denge çubuğunun rijitliğinin hesaplanması

Çap (mm)	Hesaplama sonuçları (Nm/deg)	Analiz sonuçları (Nm/deg)	Statik test sonuçları (Nm/deg)	Yuvarlanma oranı faktörü
42	2702	2619	2168	0,97
43,5	3109	3008	2495	0,97
45	3561	3439	2857	0,97

Viraj denge çubuğu, dikey yönlü kuvvet ile test edilmiştir. Uygulanan dikey kuvvet ile belirli bir çevrim yaptırılmış ve komponentler ile bunların bağlı olduğu braketler de yol testleri öncesinde incelenmiştir. Viraj denge çubuklarının ömür testinin tamamlanabilmesi için minimum 150000 çevrim yapması beklenilmektedir.

Mevcut 42 mm çapındaki viraj denge çubuğunun, yapılan analiz ve statik parça testlerinde dikey yükler uygulandığında öngörülen minimum 150000 çevrim değerinden önce 135000 çevrimde kırıldığı görülmüştür. İlk aşamada viraj denge çubuğunun çapı 42 mm'den, 43,5 mm'ye çıkarılmıştır. Çapı 43,5 mm'ye çıkarılmış viraj denge çubuğunda da dikey yükler uygulandığında öngörülen minimum 150000 çevrim değerinden önce 148000 çevrimde kırıldığı tespit edilmiştir. Şekil 4.3.' de 43,5 mm kesitindeki viraj denge çubuğu kırılma resmi görülmektedir.



Şekil 4.3. 43,5 mm kesitindeki viraj denge çubuğu kırılma resmi

Bunun üzerine viraj denge çubuğunun çapı 45 mm değerine yükseltilmiştir. 45 mm'ye yükseltilmiş viraj denge çubuğuna aynı testler uygulandığında viraj denge çubuğunun 230000 çevrimde kırıldığı gözlenmiştir. Bu sonuç öngörülen minimum 150000 çevrimin üzerinde olduğundan dolayı seçilen viraj denge çubuğu çapı ömür dayanım testini başarı ile geçmiştir.

Tablo 4.4 42 mm ve 45 mm çapındaki viraj denge çubuğunun ömür test sonuçları görülmektedir.

Tablo 4.4. Viraj denge çubuğu (42 mm) ömür çevrimleri ve kırılma lokasyonları

Viraj denge çubuğu Çapı (mm)	Ömür (Çevrim)	Kırılma Lokasyonu
42	135000	Omuz bölgeleri arası
43,5	148000	Omuz bölgeleri arası
45	230000	Omuz bölgeleri arası

Viraj denge çubuğunun yorulma test sistemine sadece viraj denge çubuğu bağlı olup, diğer kol stabil bırakılmış ve viraj denge çubuğu koluna ± 35 mm yer değiştirmeler uygulanmıştır. Şekil 4.4'te viraj denge çubuğu yer değiştirme mesafesi görülmektedir.



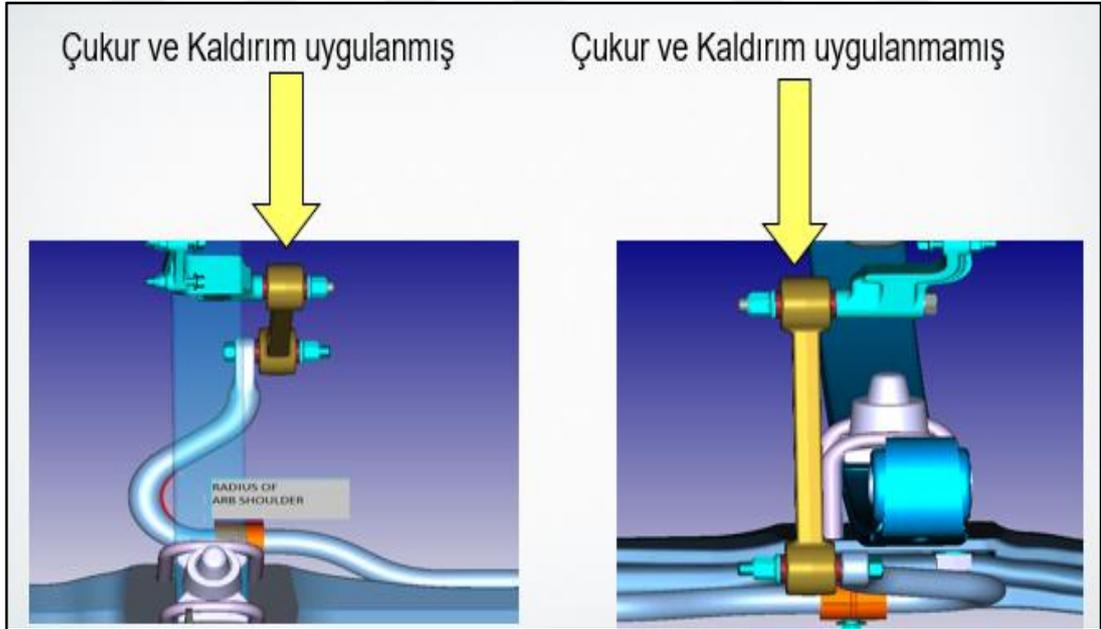
Şekil 4.4. Viraj denge çubuğu yer değiştirme mesafesi

Aşağıdaki verilere göre, 5 derece yuvarlanma açısında (70 mm) viraj denge çubuğu yuvarlanma sertliği 2168 Nm/derece olarak gerçekleşti. Tablo 4.5'de viraj denge çubuğu yorulma testi verileri görülmektedir.

Tablo 4.5. Viraj denge çubuğu yorulma testi verileri

Yer değiştirme (mm)	Kuvvet (kN)	Yuvarlanma Sertliği (Nm/deg)
40	7,2	2085
50	9,05	2097
60	11	2124
70	13,1	2168

Çapı 42 mm'den 45 mm'ye çıkarılmış olan viraj denge çubuğu, aracın ön süspansiyondaki yerine monte edildi. Daha sonra yeni viraj denge çubuğuna sahip ağır hizmet tipi çekici kamyon çukur ve kaldırım testlerine tabi tutuldu. Bu testlerde süspansiyon sistemindeki viraj denge çubuğunun rijitlik dayanımının kabul edilebilir seviyede olduğu ölçüldü. Şekil 4.5'te Viraj denge çubuğu çukur ve kaldırım test uygulaması ölçülmüştür.



Şekil 4.5. Viraj denge çubuğu çukur ve kaldırım test uygulaması

Ağır hizmet tipi çekici kamyon çukur ve kaldırım testlerinde viraj denge çubuğu ve bileşenlerinin birbirine olan uzaklığı ölçülmüştür.

Bu testlerde elde edilen sonuçların, olması gereken değerler olan 6-12 mm ölçülerini karşıladığı görölmüştür. Şekil 4.6' da viraj denge çubuğu ve bileşenlerinin birbirine olan mesafesi görölmektedir.



Şekil 4.6. Viraj denge çubuğu ve bileşenlerinin birbirine olan mesafesi

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Gerçekleştirilen bu tez çalışması ile ağır ticari sınıf çekici kamyonun sürüş konforunu ve rijitliğini geliştirmek için ön süspansiyon sisteminin elemanlarından birisi olan viraj denge çubuğunun (antiroll bar) tasarımı değiştirilmiştir. Ağır hizmet tipi çekici kamyonun paketlenme sorunu, viraj denge çubuğu kolu ve bağlantı noktalarının değiştirilememesi, viraj denge çubuğu omuz yarıçapının düşürülememesi ve viraj denge çubuğu kolunun yaprak yaylarının içinde olması nedeniyle viraj denge çubuğu tasarımında herhangi bir değişikliğe gidilememiştir. Bu durumdan kaynaklı aracın ön süspansiyon sisteminde ve direksiyon sisteminde çok büyük değişikliklere sebep olması muhtemel olduğundan maliyetleri artırmaktadır. Viraj denge çubuğunun çapının artırılması ile araç sürüş konforu ve yol tutuşunun iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Bu amaçla aracın ön süspansiyon sistemi parçalarından birisi olan viraj denge çubuğuna çalışma koşulları sırasında gelen dikey yüklerin belirlenmesi amacıyla veri toplama çalışmaları yapılmıştır.

Kinematik uygunluk testine göre viraj denge çubuğu çapının 42 mm'den 45 mm' ye çıkarıldığında rijitlik dayanımının 3627 Nm/deg'den 5080 Nm/deg' ye çıktığı tespit edilmiştir. Sonuçlar göstermektedir ki denge çubuğu çapı artırılarak aracın rijitlik dayanımının % 40 oranında artırılabilceği tespit edilmiştir.

Gerçekleştirilen ömür testleri sonucunda 42 mm ve 43,5 mm çaplarındaki viraj denge çubuklarının ön görülen 150000 çevrimi tamamlayamadan kırıldıkları gözlemlenmiştir. 45 mm çapındaki viraj denge çubuğunun ise öngörülen minimum çevrim süresinin üzerinde 230000 çevrimde kırılmıştır. Her üç viraj denge çubuğunun da omuz bölgelerinden kırıldığı görülmüştür. Elde edilen bu sonuçlara göre 45 mm çapındaki viraj denge çubuğunun ömrünün 42 mm'lik viraj denge çubuğundan % 70, 43,5 mm'lik denge çubundan ise % 64 daha fazladır.

Statik test sonuçlarına göre ise 42 mm, 43,5 mm ve 45 mm çapındaki viraj denge çubuklarının rijitlik dayanımlarının sırasıyla 2168 Nm/deg, 2495 Nm/deg, 2857

Nm/deg olduğu görülmüştür. 45 mm çapındaki viraj denge çubuğunun % 30 oranında 42 mm çapındaki mevcut viraj denge çubuğundan daha rijit olduğu tespit edilmiştir.

Ağır hizmet tipi çekici kamyonlarda sürüş konforu ve yol tutuşunda daha iyi sonuçların alınabilmesi için viraj denge çubuğunun çapının değiştirilmesi gerekmektedir. Bununla birlikte viraj denge çubuğu ve bağlantı elemanlarının tasarımlarının da değiştirilmesi gerekir. Ayrıca viraj denge çubuğunun yaprak yaylarının dışından viraj denge çubuğu linkiyle şaseye bağlanması, şaseye dışardan bağlanmasına engel olan direksiyon sisteminde değişiklik yapılması, topoğrafya ve şekil optimizasyonları ile viraj denge çubuğunun ve bağlantı elemalarının yeniden tasarlanması, viraj denge çubuğunun farklı bir malzeme ve proses ile üretilmesi gibi farklı yöntemler incelenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Pravin B., Kshitijit T., Amit P., Ganesh K., Design, Analysis and Optimization of Anti-Roll Bar, *Int. Journal of Engineering Research and Applications* 2014, **4**(4), 137-140.
- [2] Sayılğan N., Ağır Ticari Araçların Havalı Süspansiyon Sisteminde Kullanılan Boru Denge Çubuğu Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fenbilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2015, 421091.
- [3] Bayrakceken H., Tasgetiren S., Aslantas K., Fracture of an automobile anti-roll bar, *Engineering Failure Analysis*, 2006, **13**, 732–738.
- [4] Topaç M.M., Kuralay N.S., Yolcu Otobüsü Stabilizatörünün Bilgisayar Destekli Tasarımı, *Mühendis ve Makina Dergisi*, 2009, **50**(594), 14-24.
- [5] Çalışkan K., Otomobil Denge Çubuğunun Otomatik Tasarım Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Ortadoğu Teknik Üniversitesi, Fenbilimleri Enstitüsü, Ankara, 2003, 143324.
- [6] Temiz V., Makine Elemanlarının Sürekli Mukavemete Göre Hesabı, İstanbul Teknik Üniversitesi, <https://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Yorulma.pdf> (Ziyaret tarihi : 01.02.2019).
- [7] Ay H., Ağır Ticari Çekici Araçların Ön Süspansiyonunda Kullanılan Yaprak Yay Tasarımı, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fenbilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2018, 507186.
- [8] Society of Automotive Engineers, Spring Design Manual, 2nd Ed., SAE, Warrendale, PA, 1990.
- [9] Hubert K., Kumar A., Anti-Roll Stability Suspension Technology, SAE Technical Paper, DOI: <https://doi.org/10.4271/2005-01-3522>.
- [10] Çalışkan K., Ünlüsoy Y.S., Dağ S., Otomobil Denge Çubuğu İçin Otomatik Tasarım Analizi, *Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, Bursa, Türkiye, 21-23 Haziran 2004.
- [11] Yavuz G., Soğancı T., Ger K.O., Ticari Araçların Arka Aksında Kullanılan Viraj Denge Çubuğunun Tasarımı Ve Yorulma Analizi, *7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, Bursa, Türkiye, 26-27 Mayıs 2014.
- [12] Taşatar C., Viraj Denge Çubuğunun Yapısal Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, 2006, 181779.
- [13] Ger K.O., M3 Sınıfı Bir Taşıtta Arka Süspansiyon Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Trakya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Edirne, 2014, 379838.

- [14] Cronje P.H., Els P.S., Improving off-road vehicle handling using an active anti-roll bar, *Journal of Terramechanics*, 2010, **47**, 179–189.
- [15] Kurhe N. M., Daspute D.H., Dynamic Analysis of Anti Roll Bar, *Materials Today: Proceedings*, 2018, **5**, 12490–12498.
- [16] Mohamed E., Yusuff M. Wahab D., Application of rainflow cycle counting in the reliability prediction of automotive front corner module system, *16th International Conference on Industrial Engineering & Engineering Management*, Beijing, China, 21-23 Ekim 2019.
- [17] Şener A.Ş., Araç yorulma ömürlerinin sonlu elemanlar yöntemi ile belirlenmesi, *Taşıt Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 2010, 2(3), 13-28.
- [18] Zhao L., Zheng S., Feng J., Failure mode analysis of torsion beam rear suspension under service conditions, *Engineering Failure Analysis*, 2014, **36**, 39-48.
- [19] Tsai M., Lai T., Kinematic sensitivity analysis of linkage with joint clearance based on transmission quality, *Mechanism and Machine Theory*, 2004, **39**, 1189-1206.
- [20] Koyuncu A., Traktör İçin Arazi Verilerinin Toplanması, Yüksek Lisans Tezi, Ortadoğu Teknik Üniversitesi, Fenbilimleri Enstitüsü, Ankara, 2006, 180924.
- [21] Yuan L., Tian S., Wei S., Chao J., Zheng J., Fatigue analysis of heavy-truck based on actual road tests and rigid-flexible coupling multi-body model, *Fourth International Conference on Transportation Engineering*, Chengdu, China, 19-20 October 2013.
- [22] Shigley J.E., Mischke C.R., *Mechanical Engineering Design*, 5th Ed., McGraw-Hill, Boston, 282-289, 1989.

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

- [1] **Aksungur H., CENGİZ. A.**, Ağır Ticari Çekici Araçların Viraj Denge Çubuğunun Tasarım İyilemesi Ve Yapısal Testleri, *International Symposium on Academic Studies in Science, Engineering and Architecture Studies*, Ankara, Turkey, 13-15 June 2019.



ÖZGEÇMİŞ

Hüseyin AKSUNGUR, 1980 yılında Yozgat'ta dünyaya geldi. Gölcük Meslek Lisesi'ni bitirdikten sonra Sakarya Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makina Bölümü Otomotiv Öğretmenliği Ana Bilim Dalı'ndan 2010 yılında mezun oldu. 2010-2012 yılları arasında, Gölcük Anadolu Denizcilik Gemi Makinaları bölümünde öğretmen olarak çalıştı. 2012 Aralık'ta istifa ederek, Ford Otomotiv Sanayii A.Ş. Ürün Geliştirme Uzmanı olarak çalışmaya başladı, sonrasında ise FOMEA'da Mesleki ve Teknik Eğitim Uzmanı olarak çalışmaya başladı. Bu dönemde ise Problem Çözme, Yalın Üretim, Eğitimci Eğitimleri vb. eğitimler verdi. 2017 yılında Ford Otosan'ın Mesleki Eğitim Akademisi ve Gölcük Meslek Lisesi ile birlikte "Mesleki Eğitime Tam Destek" projesini yürütmektedir.