

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÖRT AKSLI BİR AĞIR HİZMET ARACINA AİT
FREN SİSTEMİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ
TASARIM VE ANALİZİ**

Yiğit VATANSEVER

Temmuz, 2019

İZMİR

DÖRT AKSLI BİR AĞIR HİZMET ARACINA AİT FREN SİSTEMİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM VE ANALİZİ

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon – İmalat Programı

Yiğit VATANSEVER

Temmuz, 2019

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

YİĞİT VATANSEVER, tarafından PROF. DR. NUSRET SEFA KURALAY yönetiminde hazırlanan “DÖRT AKSLI BİR AĞIR HİZMET ARACINA AİT FREN SİSTEMİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM VE ANALİZİ” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

N. 8

Prof. Dr. Nusret Sefa KURALAY

Yönetici

Jüri Üyesi

Jüri Üyesi

Prof. Dr. Kadriye ERTEKİN

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Bu çalışma sürecinde benden yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Sn. Prof. Dr. N. Sefa KURALAY' a teşekkür ederim.

Çalışma ile ilgili her konuda bilgi ve tecrübelerini paylaşan Sn. Arş. Gör. Dr. Mustafa Umut Karaoğlu ve bu projede çalışmam için gerekli tüm olanakları sağlayan proje ortağı Volkan İtfaiye Araçları San. Ve Tic. A.Ş. firmasına, başta Ar-Ge Direktörü İbrahim GÖKSEL ve çalışma arkadaşlarım Sn. Zeki Can KAYNAK, Sn. Mustafa MAVİŞ olmak üzere teşekkür ederim.

Ayrıca her zaman yanımda olan ve bu hayattaki yol arkadaşım Seçil YİĞİT' e ve de her koşulda desteğini eksik etmeyen aileme teşekkür ederim.

Yiğit VATANSEVER

DÖRT AKSLI BİR AĞIR HİZMET ARACINA AİT FREN SİSTEMİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE ANALİZİ

ÖZ

Günümüzde Dünya nüfusunun artması, teknolojik gelişmelerin hızla ilerlemesi ve insanların hızlı seyahat etme talebinin artması nedeniyle havaalanlarının kullanımı ve gelişimi büyük bir hızla artmıştır.

Bu gelişim ve büyüme neticesinde aynı oranda emniyet tedbirlerinin de arttırılması zorunlu hale gelmiştir. Uluslararası Sivil Havacılık Örgütü (ICAO) iniş ve kalkış yapabilen uçak tiplerine göre havaalanlarını çeşitli kategorilere ayırmış, bu kategoriler ışığında ise havaalanının bulundurması gereken yangın söndürme ve kurtarma donanımı veya taşıtının miktarını ve kapasitesini belirlemiştir.

Belirtilen görevde çalışan taşıtlar ARFF (Aircraft Rescue and Fire Fighting) olarak isimlendirilmiştir.

Bu çalışmada, dört akslı ve tüm akslarından tahrikli bir ARFF taşıtına ait fren sisteminin ilgili standartlar uyarınca gereklilikleri sağlayabilmesi için gereken tasarım ve boyutlandırma çalışması yapılmıştır.

Taşıtın tekerleklerine teçhiz edilecek olan fren donanımının yanı sıra, motor freni ve sürekli yavaşlatıcı yapı elemanları için de hesaplama ve seçim yapılmıştır.

Tüm bu seçimler ve hesaplamalar neticesinde taşıt üzerine konumlandırılan donanım standarttaki yönergeler uyarınca test edilmiştir. Test edilen donanımın tüm gereksinimleri her koşulda fazlasıyla sağladığı onaylanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Ağır hizmet taşıtı, havalı fren sistemleri, dört akslı taşıt, disk fren

COMPUTER AIDED DESIGN AND ANALYSIS OF A FOUR-AXLE HEAVY DUTY VEHICLE BRAKE SYSTEM

ABSTRACT

Today, the usage and development of airports has increased rapidly due to the increase in the world population, the rapid development of technological developments and the increasing demand of people to travel fast.

As a result of this development and growth, it has become compulsory to increase safety measures at the same rate. The International Civil Aviation Organization (ICAO) divided airports into various categories according to the types of aircraft capable of landing and take-off, and in the light of these categories, determined the amount and capacity of the fire fighting and rescue equipment or vehicle required by the airport.

The vehicles working in this task are called ARFF (Aircraft Rescue and Fire Fighting).

In this study, the design and dimensioning of the braking system of a four - axle and all - axle driven ARFF vehicle has been carried out in order to meet the requirements in accordance with the relevant standards.

In addition to the brake equipment to be fitted to the wheels of the vehicle, calculation and selection was made for the engine brake and retarder components.

As a result of all these selections and calculations, the equipment positioned on the vehicle was tested in accordance with the standard directives. The tested equipment is certified to meet all requirements in all circumstances.

Keywords: Heavy duty vehicle, pneumatic brakes, four axle vehicle, disc brake

İÇİNDEKİLER

Sayfa

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU.....	ii
TEŞEKKÜR	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
TABLOLAR LİSTESİ.....	x

BÖLÜM BİR – GİRİŞ 1

1.1 Motorlu Taşıt Frenleri Tarihçesi	1
1.2 Motorlu Taşıt Fren Sistemleri Üzerine Literatür Taraması	2

BÖLÜM İKİ – MOTORLU TAŞITLARDA FRENLEME..... 3

2.1 Frenleme Eylemine Fiziksel Bakış	3
2.2 Motorlu Taşıt Fren Sistemleri Standartları	4
2.2.1 NFPA 414 Ulusal Yangından Korunma Derneği	5
2.3 Motorlu Taşıt Sınıflandırılması	6
2.4 Frenleme Eyleminin Süreci.....	7
2.5 Dinamik Tekerlek Yarıçapı.....	9
2.6 Yol-Tekerlek Arası Sürtünme Katsayısı.....	10
2.7 Fren donanımı tipleri	11
2.7.1 Tambur Frenler	12
2.7.2 Disk Frenler	14
2.7.3 Sürekli Yavaşlatıcılar	16
2.7.4 Motor/Egzoz Freni	17
2.8 Çift Devreli Fren Sistemi	17
2.9 Anti-Blokaj Sistemi	19
2.10 Basıncılı Havalı Fren Sistemi.....	20
2.10.1 Hava Kompresörü	21
2.10.2 Hava İşleme Ünitesi	23

2.10.3 Dört Devreli Koruma Valfi.....	25
2.10.4 Basınç Regülatörü.....	26
2.10.5 Hava Tankları	26
2.10.6 İki Devreli Fren Sinyal Vericisi.....	27
2.10.7 El Fren Valfi	29
2.10.8 Röle valfi	30
2.10.9 Treyler Kontrol Valfi	31
2.10.10 Yüke bağlı fren kuvveti düzenleyicisi.....	33
2.10.11 Fren Körüğü (Körüklü Fren Silindiri).....	34
2.10.12 Aks Modülatörleri	39
2.10.13 ABS Manyetik Valfi.....	40
BÖLÜM ÜÇ – MATEMATİKSEL MODELLER.....	41
3.1 Modelleme Tanımı	41
3.2 Taşıt Matematiksel Modeli	41
3.2.1 Boyuna Taşıt Modeli.....	42
3.2.3 Dinamik Aks Yükleri	46
3.2.4 Fren Kuvveti Dağılımı	48
BÖLÜM DÖRT – FREN SİSTEMİ HESAPLAMALARI VE TESTLERİ.....	51
4.1 Fren Kuvveti Hesaplamaları	51
4.2 Fren Donanımı Boyutlandırması.....	52
4.3 İkincil Fren Donanımı Hesaplaması.....	57
4.4 Fren Test Ölçümleri.....	59
BÖLÜM BEŞ - SONUÇ.....	67
KAYNAKLAR.....	68

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 Dinamik tekerlek yarıçapı gösterimi	9
Şekil 2.2 Fren kayması gösterimi	11
Şekil 2.3 Tambur Fren (Solda) ve Disk Fren (Sağda)	12
Şekil 2.4 Sürtünme katsayısına bağlı iç fren faktörü değişimi.....	13
Şekil 2.5 Kuru asfaltta lastik kayması – tutunma katsayısı grafiği.....	20
Şekil 2.6 Dört akslı ağır hizmet taşıtı fren sistemi genel gösterim.....	21
Şekil 2.7 Dört akslı ağır hizmet taşıtı aks modülatörü gösterimi	21
Şekil 2.8 İki pistonlu hava kompresör karakteristik eğrileri	22
Şekil 2.9 İki pistonlu hava kompresör genel gösterimi.....	23
Şekil 2.10 Hava işleme ünitesi	24
Şekil 2.11 Dört devreli koruma valfi gösterimi.....	25
Şekil 2.12 Pnömatik basınç regülatörü genel gösterimi.....	26
Şekil 2.13 Giriş çıkış ve tahliye açıklıkları bulunan hava tankı	27
Şekil 2.14 İki devreli fren sinyali vericisi	28
Şekil 2.15 Pedal açısına göre basınç değerleri ve elektrik sinyali grafikleri	28
Şekil 2.16 Mekanik kilitlemeli el fren valfi	29
Şekil 2.17 Röle valfi ön ve yan görünüşü	31
Şekil 2.18 Elektronik kontrollü treyler kontrol valfi gösterimi.....	32
Şekil 2.19 Park ve servis frenleri için treyler kontrol kaplinleri	33
Şekil 2.20 Diyaframlı fren körüğü gösterimi	34
Şekil 2.21 Diyaframlı fren körüğü, strok-kuvvet grafiği	35
Şekil 2.22 El freni olan diyaframlı fren körüğü	37
Şekil 2.23 El frenli fren körüğü patlatılmış gösterim	37
Şekil 2.24 El frenli fren körüğü, strok-kuvvet grafiği	38
Şekil 2.25 Arka aks modülatörü gösterimi.....	39
Şekil 2.26 Ön aks modülatörü gösterimi.....	40
Şekil 2.27 ABS Manyetik valfi gösterimi	40
Şekil 3.1 Matematiksel modelleme akış şeması	41

Şekil 3.2 Taşıta ait geometrik ölçülerin gösterimi.....	42
Şekil 3.3 Taşıt tekerleklerine etkiyen kuvvetlerin gösterimi.....	43
Şekil 3.4 Etkin aks açıklığı ifadesinin geometrik gösterimi.....	45
Şekil 3.5 Etkin aks açıklığının frenleme ivmesine bağlı değişimi	46
Şekil 3.6 İdeal fren kuvveti dağılımı	49
Şekil 3.7 Taşıtın savrulma hareketinin gösterimi	50
Şekil 4.1 Frenleme oranı eğrileri	53
Şekil 4.2: Fren diski çapı sınırı ve sürtünme yarıçapı gösterimi	54
Şekil 4.3 İki pistonlu fren semeri örnek gösterimi	57
Şekil 4.4 Motor devrine bağlı olarak motor freni ile üretilen fren gücü grafiği.....	58
Şekil 4.5 33 km/h – 0 km/h frenleme testi	61
Şekil 4.6 64 km/h – 0 km/h frenleme testi	61
Şekil 4.7 64 km/h – 0 km/h acil durum frenleme testi.....	62
Şekil 4.8 33 km/h – 0 km/h frenleme testi (Değişiklik sonrası)	63
Şekil 4.9 64 km/h – 0 km/h frenleme testi (Değişiklik sonrası)	64
Şekil 4.10 33 km/h – 0 km/h frenleme testi (Motor freni ve retarder ile).....	65
Şekil 4.11 64 km/h – 0 km/h frenleme testi (Motor freni ve retarder ile).....	66

TABLÖLAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 2.1 NFPA 414 Standardında belirtilen fren sistemi performans parametreleri.	6
Tablo 4.1 Fren donanımına ait tasarım ölçütü bilgileri.....	56
Tablo 4.2 Gerekli fren kuvveti ve oluşturulan fren kuvveti kıyaslaması.....	57



BÖLÜM BİR

GİRİŞ

1.1 Motorlu Taşıt Frenleri Tarihçesi

Motorlu veya motorsuz kara taşıtları hareket etmelerinin yanı sıra durabilmeleri ve durur halde kalabilmeleri için fren donanımına ihtiyaç duyar. İcat edildikleri günden itibaren tüm taşıtlar çeşitli prensiplerde çalışan fren sistemleri içermektedir.

19. Yüzyıl başlarında tasarlanan taşıtlar bir zincir ucuna iliştirilmiş kama veya frenleme balatası kullanılarak durdurulmuş ve yüksek güçlü içten yanmalı motorlar geliştirilene kadar fren sistemleri taşıt üzerindeki küçük bir yapı elemanı olarak görülmüştür.

Wilhelm Maybach ve Gottlieb Daimler tarafından 1885 yılında üretilen yürüyen taşıt, saatte 12 km hıza ulaşabilen ancak yürüyen aksamındaki yüksek sürtünmeler nedeni ile fren sistemine ihtiyaç duymadan durabilen ilk motorlu taşıt örneklerinden biridir. Hatta yönlendirilen aks üzerine fren donanımı koyma fikri, karmaşık yapısal tasarım gerektirmesi nedeniyle uzun bir dönem kullanılmamıştır.

Fren sistemleri bu tarihten itibaren taşıtların motor güçlerinin ve ulaşabilecekleri hızların artması sonucunda vazgeçilmez yapı elemanlarına dönüşmüşlerdir. Fren sistemleri günümüzde taşıtın yavaşlatılmasının yanı sıra sabit hızda seyretmesini, düz ya da eğimli bir yol zemininde park halinde iken hareketsiz kalabilmesini de temin etmektedir.

Endüstrinin gelişimi ile taşıtların sahip olduğu güç sistemlerinin üretebildiği güç artmış, ilk örneklerine kıyasla daha yüksek hızlar daha kısa sürede ulaşılabilir hale gelmiştir. Bu nedenle fren sistemlerinden beklenti de paralel olarak artmıştır.

Günümüzde sürücünün direkt el veya ayak gücü ile çalışan frenler yerini hidrolik veya basınçlı hava kontrollü daha karmaşık ve teknoloji içeren bileşenlerle donatılmış fren sistemlerine bırakmıştır.

1.2 Motorlu Taşıt Fren Sistemleri Üzerine Literatür Taraması

Motorlu taşıt kullanımının yaygınlaşmasından itibaren her endüstri ürününe olduğu gibi fren sistemleri de daha yüksek güvenlik, daha güvenilir üretim yöntemleri, daha verimli ürün geliştirme gibi amaçlarla çeşitli bilimsel çalışmalara konu olur hale gelmiştir.

Bu bağlamda yapılan çalışmalar bir literatür taraması ile incelenip listelenmek lazım geldiğinde şu şekilde incelenebilir;

Bir çalışmada; Disk frenlerde, disk – balata temas bölgesinin önünde ve arkasında teorik hesaplamadan farklı basınç değerlerinin oluşmasına neden olacak bölgeler olduğu varsayımından hareketle deneyler içeren bir çalışma gerçekleştirilmiştir. (Sarıyerli Domaç, 2006).

Bir başka çalışmada; Binek bir otomobilin fren sisteminin olduğu bileşenler, bileşenlerin özellikleri ve bu fren sisteminin çeşitli pedal kuvvetleri için oluşturduğu fren kuvveti ve emniyet katsayısı gibi bilgiler incelenirken ABS gibi elektronik kontrollü sistemler ve yeni teknolojik gelişmeler incelenmiştir. (Yavuzaslan, 2006)

Ağır ticari taşıtlar göz önüne alındığında yapılan bir çalışmada ise; Bir ağır ticari taşıtın taşıma kapasitesini arttırmak için kullanılan ilave dingil eklentisi sonrası taşıtın fren sisteminin yasal yönetmeliklere uygunluğu teorik olarak kontrol edilmiş ve deneysel olarak teyit edilmiştir. (Avunç, 2007).

Ağır ticari taşıt fren sistemlerini elektronik kontrolü hakkında iyileştirme ön gören bir çalışma ise bir çekici üzerinde çeşitli deneyler yaparak birtakım sonuçlar elde etmiş ve elektronik sinyallerin gürültüden arındırılması-düzenlenmesi yönünde bulgular elde edilmiştir. (Moody, 2009)

BÖLÜM İKİ

MOTORLU TAŞITLARDA FRENLEME

2.1 Frenleme Eylemine Fiziksel Bakış

Fren yapma eylemi, fiziksel bakışla, taşıtın sahip olduğu enerjinin frenleme işine ve ısıya dönüşmesidir. Enerjinin korunumu yasası nedeniyle bu iş; taşıtın toplam kütlesine ve hızına bağlıdır.

$$W_B = \frac{1}{2} m_F v_0^2 \quad (2.1)$$

Frenleme işi V_0 hızı V_1 hızından küçük ise aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$W_B = \frac{1}{2} m_F (v_0^2 - v_1^2) \quad (2.2)$$

Bu durumda gerekli olan ivme tekerleğin yuvarlanma dairesi çevresindeki frenleme kuvvetini belirler.

$$B_F = m_F \cdot a \quad (2.3)$$

Anlık gerekli fren gücü, frenleme kuvveti sabiti olan, taşıt hızına bağlı bir fonksiyondur.

$$P_B = B_F \cdot v \quad (2.4)$$

Tekerleğe etki eden frenleme kuvvetinin, tekerleğe etki eden yerçekimi kuvvetine oranı, DIN ISO 611'e göre frenleme oranı olarak ifade edilir. Frenleme oranının matematiksel ifadesi ise aşağıdaki gibidir;

$$z = \frac{B_F}{G} = \frac{m_F \cdot a}{m_F \cdot g} = \frac{a}{g} \quad (2.5)$$

Taşıtın, talep edilen frenleme ivmesine ulaşması birden çok parametreye bağlıdır. Bu parametreler ise; fren sisteminin performansı, yol ile tekerlek arasındaki sürtünme katsayısı ve ideal fren kuvveti dağılımıdır. En yüksek frenleme ivmesine ancak tüm tekerleklerin aynı anda tutunma sınırına kadar frenlenmesi ile ulaşılabilir. Yol-tekerlek arası tutunma sınırları, tutunma katsayısı ile ifade edilir. En yüksek frenleme oranı, tekerleğe ait en yüksek aktarılabilen tutunma kuvvetinin, tekerleğe etki eden yerçekimi kuvvetine oranıdır. Bu şartlar altında, ulaşılacak en yüksek frenleme oranının tutunma sınırı değeri ile aynı olduğu görülür.

$$z_{max} = \frac{B_{F,max}}{G} = \frac{\mu_H G}{G} = \mu_H \quad (2.6)$$

2.2 Motorlu Taşıt Fren Sistemleri Standartları

Taşıtın, karayolu trafiğine çıkması için gerekli birtakım sertifikalara sahip olması gerekmektedir. Gereken tüm sertifikaların testlerini karşılayıp sertifikalandırılmış taşıt, karayolunda kullanılmak üzere “Tip Onayı” isimli onayı elde edebilmektedir.

Taşıtı oluşturan hemen her alt sistemin uymak durumunda olduğu standartlar mevcuttur. Yaya, sürücü, yolcu ve trafikteki diğer taşıtların güvenliği için; Fren sistemlerinde de her endüstri ürününün olduğu gibi bileşenlerin ve taşıta uygulanan fren donanımının ilgili standart ve yönetmeliklerin gerekliliklerini karşılaması gerekmektedir.

Bu standartlar Avrupa Birliği’nin belirlediği bir standart, ülkeye özgü yerel bir standart ve taşıtın uygulama alanı için özelleştirilmiş bir standart olabilir. Bu çalışmadaki taşıtın tabi olduğu standartlar;

- Avrupa topluluğu tarafından oluşturulmuş olan ECE R13,
- Türkiye’de uygulanan 71/320/AT
- Taşıtın kullanım alanı olan havaalanı itfaiye birimleri için özelleştirilmiş uçak kurtarma ve yangınla mücadele standardı NFPA-414’ün “Temel Performans Parametreleri” kısmıdır.

2.2.1 NFPA 414 Ulusal Yangından Korunma Derneği

Bu standardın ismini aldığı dernek, Amerika Birleşik Devletleri'nde yangın ile mücadele konusunda onlarca farklı standardın sahibi olan yaklaşık 40 yıl önce kurulmuş bir kuruluştur.

Yangın donanımları, itfaiyeci özellikleri, yangın ile mücadele için özelleşmiş donanımlar vb. gibi birçok farklı standardı oluşturmuştur. Bu çalışmaya konu olan taşıtın bağlı olduğu ise bunların içerisinde NFPA 414 isimli standarttır. Bu standart havaalanlarında kullanılan ve uçak söndürme – yangın ile mücadele amaçlı özelleştirilmiş ağır hizmet taşıtlarının performans parametrelerini, karşılaması gereken yeterlilikleri ve tabii tutulması gereken test uygulamalarını kapsar.

İtfaiye araçları yangına müdahale görevini çok büyük çoğunlukla su ve organik bir köpük karışımı ile yapmaktadır. Sözü edilen standart taşıtları su-köpük söndürme ajanı kapasitesine göre sınıflandırmaktadır. Bu doküman Amerika Birleşik Devletleri'nde ortaya çıkmış olsa da tüm Avrupa'da ve diğer dünya ülkelerinde de kabul görmektedir. Doküman bazı hususlarda sınır değerler belirler iken bazı hususlarda da yerel karayolu yönetmeliklerine uygunluğu kabul eder.

Tüm taşıt sistemleri ile ilgili belirli koşulları bulunan standardın taşıtın fren sistemi için de sınır değerleri bulunmaktadır. Bu sınır değerleri statik ve dinamik koşullar için ayrı ayrı belirtilmiştir.

Dinamik olarak; İki adet belirli bir hızdan yavaşlayarak durma, bir adet yalnızca acil durum frenlerini kullanmak suretiyle yavaşlayarak durma ile ilgili sınırları vardır. Statik olarak ise, tam yüklü durumda %20 eğimli bir zeminde servis frenleri ile hareketsiz kalabilme ve yine benzer şekilde tam yüklü durumda %20 eğimde park frenleri ile hareketsiz kalabilmenin sağlanmasını şart koşar.

Standartta belirtilen performans parametreleri Tablo 2.1'de sırasıyla ifade edilmiştir. Taşıta uygulanan fren sisteminin bu değerlere uygunluğunun test ile kontrolü gereklidir.

Tablo 2.1 NFPA 414 Standardında belirtilen fren sistemi performans parametreleri (NFPA-414 2017)

Performans Parametreleri	Taşıtın Su Tankı Kapasitesi: >6000 L
Son hız (km/h)	≥ 113
Servis freni ile durma mesafesi (m);	
33 km/h'dan 0 km/h'a	≤ 12
64 km/h'dan 0 km/h'a	≤ 49
Tam yüklü iken durabileceği eğim;	
Yokuş yukarı:	$\leq \%50$
Yokuş aşağı:	$\leq \%50$
64 km/h hızdan imdat freni ile durma mesafesi (m)	≤ 88
Park frenleri ile durabileceği eğim;	
Yokuş yukarı:	$\leq \%20$
Yokuş aşağı:	$\leq \%20$

2.3 Motorlu Taşıt Sınıflandırılması

Karayolu taşıtları, yolcu ya da yük taşıma olmak üzere temelde iki sınıfa ayrılır. Bu iki sınıf da azami taşıma kapasitelerine göre kendi içinde alt kısımlara ayrılır. Taşıt sınıfları karayolu yönetmeliğine göre dört sınıfa ayrılmıştır. Bu sınıflar aşağıdaki gibidir;

- L Sınıfı: Dörtten az tekerlekli motorlu taşıtların ait olduğu sınıftır.
- M Sınıfı: En az dört tekerlekli, yolcu taşıma maksatlı motorlu taşıtların ait olduğu sınıftır.
- N Sınıfı: En az dört tekerlekli, yük taşıma maksatlı motorlu taşıtların ait olduğu sınıftır.
- O Sınıfı: Römorklar ve yarı römorkların ait olduğu sınıftır.

Bu genel sınıflandırmanın detayında ise;

- L Sınıfı, L₁, L₂, L₃, L₄, L₅ alt sınıflarına
- M Sınıfı, M₁, M₂, M₃ alt sınıflarına
- N Sınıfı, N₁, N₂, N₃ alt sınıflarına

- O Sınıfı, O₁, O₂, O₃, O₄ alt sınıflarına ayrılır.

Çalışmaya konu taşıtın da ait olduğu ağır ticari taşıt sınıfları bunların içinden; M₂, M₃, N₂, N₃ olanlardır. Bu sınıfların da genel özellikleri;

- M₂: Sürücü dışında sekizden fazla oturma yeri olan ve azami kütlesi beş tonu aşmayan yolcu taşımaya yönelik motorlu taşıtlar bu sınıfa dâhildir.
- M₃: Sürücü dışında sekizden fazla oturma yeri olan ve azami kütlesi beş tonu aşan yolcu taşımaya yönelik motorlu taşıtlar bu sınıfa dâhildir.
- N₂: Azami kütlesi 3,5 tonu aşan ancak 12 tonu aşmayan, yük taşıma maksatlı motorlu taşıtlar bu sınıfa dâhildir.
- N₃: Azami kütlesi 12 tonu aşan, yük taşıma maksatlı motorlu taşıtlar bu sınıfa dâhildir.

Taşıtların fren sistemiyle ilgili 71/320/AT ve ECE R13 standartları yukarıdaki sınıflandırma uyarınca gereklilikleri sınıflandırmıştır.

2.4 Frenleme Eyleminin Süreci

Taşıtın herhangi bir doğrultuda stabilitesini yitirmeden, mümkün olan en kısa sürede, en az frenleme mesafesi ile durmasıdır. Burada sözü edilen her koşulun elde edilebilmesi için taşıtın ve sürücüsünün yerine getirmesi gereken gereklilikler söz konusudur.

Taşıtın seyir stabilitesini yitirmemesi için, dinamik olarak değişen aks yükleri karşısında dengeli bir fren kuvveti oluşturabilecek bir fren donanımına sahip olması temel gerekliliklerden biridir. Bu fren donanımı gerekli frenleme kuvvetini sağlamanın yanı sıra dengeli bir frenleme için taşıt geometrisi ile bağlantılı olarak yürüten aksam üzerine uygulanması gerekmektedir.

En kısa sürede durma eylemini sağlayabilmek için, toplam frenleme süresi üç ayrı kademedede değerlendirilir. Bunlar aşağıdaki gibi listelenebilir;

- Sürücüden kaynaklı zaman kayıpları
- Etki gecikme süresi
- En yüksek frenleme süresi

Sürücüden kaynaklı zaman kayıpları: tehlikenin farkına varma ve fren pedalına basarak servis frenlerini devreye alma aralığında geçen süreyi ifade eder. Bu aralık: korkma süresi ve tepki süresi olmak üzere iki ayrı kısımda incelenmektedir.

Korkma süresi, doğrudan sürücü ve sürücünün olay anındaki tutumuna bağlı olarak değişir.

Tepki süresi ise, korkma süresi sonrası sürücünün fren yapma eylemi için harekete geçme süresidir. Sürücü korkma kısmını geçtikten sonra frenleri devreye almak için fren pedalına basma anına kadar geçen süre olarak kabul edilir.

Etki gecikme süresi; Tepki süresi sonrasında sürücü fren pedalına bastıktan sonra, pabuçların disk ya da kampanaya tutunmaya başlamasını kapsar. Etkinin başladığı andan ulaşılabilen en yüksek frenleme kuvvetine ulaşma anına kadar geçen süre tam etkiye ulaşma süresi olarak isimlendirilir. Bu süre doğrudan fren donanımının yapısal özellikleri ile alakalıdır.

En yüksek frenleme süresi: Ulaşılan tam frenleme kuvveti ile frenleme bitene kadarki süreçte geçen zamanı ifade eder.

Toplam frenleme süresine etki eden birçok faktör bulunmaktadır. Bunların bir kısmı doğrudan sürücü ile alakalı olduğu gibi belirli bir kısmı da çevresel faktörlerdir. Sürücüye bağlı faktörler;

- Reflekslerin yeterliliği,
- Sürücülük yeteneği,
- Fiziksel ve zihinsel sağlık,
- İlgi dağınıklığı,
- Alkol ya da uyuşturucu-uyarıcı madde kullanımı,

Çevresel faktörler ise;

- Görüş mesafesi
- Kör noktalar
- Ergonomik olmayan fren pedalı

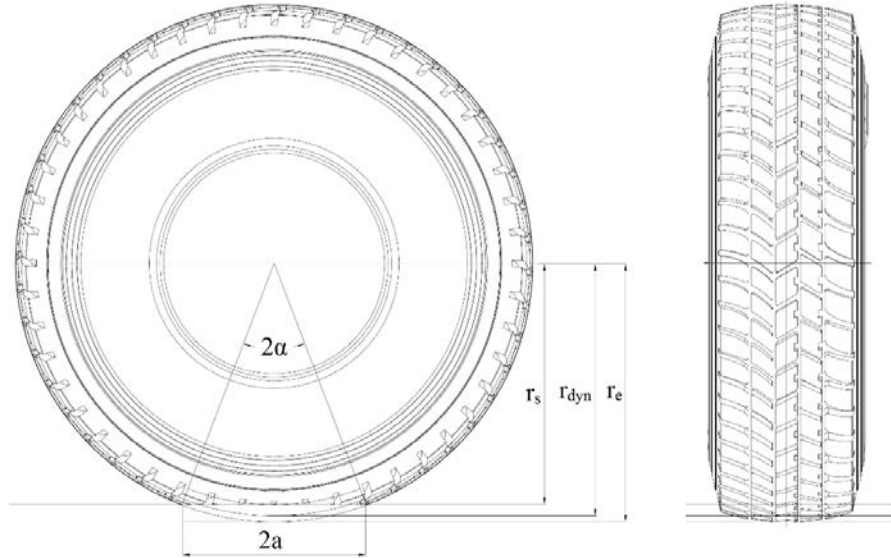
Taşıtın frenlenme eylemi temelde sürücünün fren pedalı ile devreye aldığı servis frenleri ile gerçekleşir. Taşıt frenlenmesi ile tekerleklerdeki sürtünmeli fren donanımı bağlı olduğu tambur ya da disk etrafında bir fren momenti oluşturur. Taşıt tekerlekleri frenleme donanımı üzerine sabitlendiği için, hareket sırasında taşıtın dinamik tekerlek yarıçapı ile ilişkili olarak tekerlek temas noktasında bir fren kuvveti oluşur.

2.5 Dinamik Tekerlek Yarıçapı

Dinamik tekerlek yarıçapı, lastik tekerleğin yol ile temas halinde ve hareketli iken elastik yapıda olması ve bir açısal hıza sahip olması nedeniyle yüklü halinin yüksekliği ile yüksüz tekerlek yarıçapı arasında kalan bir ifadedir. Bu ifade teorik olarak yaklaşım ile hesaplanmaktadır ve tüm taşıt tekniği hesaplarında yüksüz ya da yüklü tekerlek yarıçapı değil, dinamik tekerlek yarıçapı ifadesi kullanılır.

Dinamik tekerlek yarıçapı, lastiğin radyal ve diyagonal oluşuna göre farklılık göstermektedir. Bu nedenle radyal tekerleklerin dinamik tekerlek yarıçapı yüksüz yarıçaplarına daha yakın bir değer alır.

Bu dinamik tekerlek yarıçapı ifadesi, lastiğin yay katsayısına, yük koşullarına, lastik basıncına ve tekerleğin açısal hızına bağlı olarak değişiklik gösterebilmektedir.



Şekil 2.1 Dinamik tekerlek yarıçapı gösterimi

2.6 Yol-Tekerlek Arası Sürtünme Katsayısı

Temel olarak frenleme işleminin ana unsuru yol-tekerlek arası tutunma katsayısıdır. Bu katsayı lastik hammaddesine, yol yüzeyine, lastikteki dış tasarımına, dış derinliğine ve yol durumuna bağlıdır.

Bu ifadenin ortaya çıkışı ise, elastik yapıda bir maddeden imal edilen lastiğin üzerine tahrik ya da frenleme kuvvetleri gelmesi neticesinde lastiğin yol ile teması sırasında elastik olarak şekil değiştirmesi kaynaklıdır.

Lastiğin üzerine uygulanan tahrik ya da fren momenti neticesinde tekerlek temas noktasında oluşan kuvvet, temas noktasının ön kısımlarını sıkıştırmaya çalışırken, noktanın arkasında kalan kısımlar ise serbest kaldığı için genişlemeye çalışır.

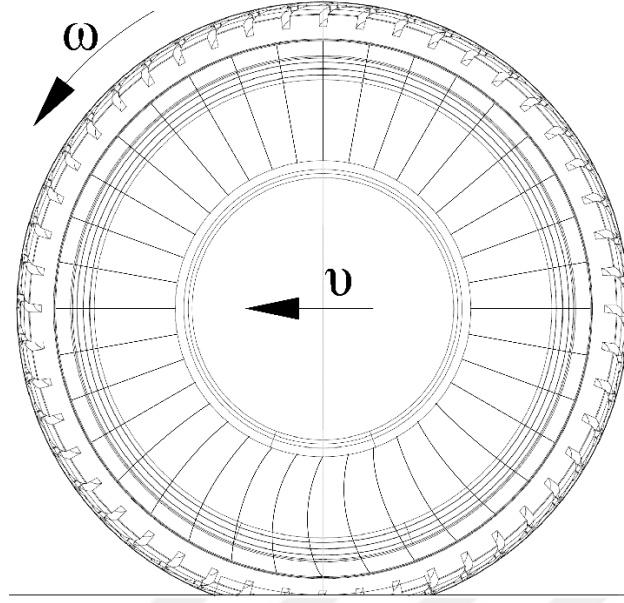
Özetle lastik belirli bir kayma miktarı ile zemin üzerinde dönerek hareket eder.

Temas ettiği zeminin sürtünme katsayısındaki farklar nedeniyle de ıslak yol ya da buz üzerinde farklı yol-tekerlek arası sürtünme katsayıları oluşmaktadır.

Bu kaymanın matematiksel ifadesi ise dinamik tekerlek yarıçapına, lastiğin çizgisel hızına, açısal hızına ve uygulanan kuvvetin yönüne (fren veya tahrik) bağlı olarak değişir. Sırasıyla Denklem 2.7 tahrik, Denklem 2.8 fren kaymasını ifade eder.

$$s_A = \frac{r_{dyn} \cdot \omega - v}{r_{dyn} \cdot \omega} \quad (2.7)$$

$$s_B = \frac{v - r_{dyn} \cdot \omega}{r_{dyn} \cdot \omega} \quad (2.8)$$



Şekil 2.2 Fren kayması gösterimi

2.7 Fren donanımı tipleri

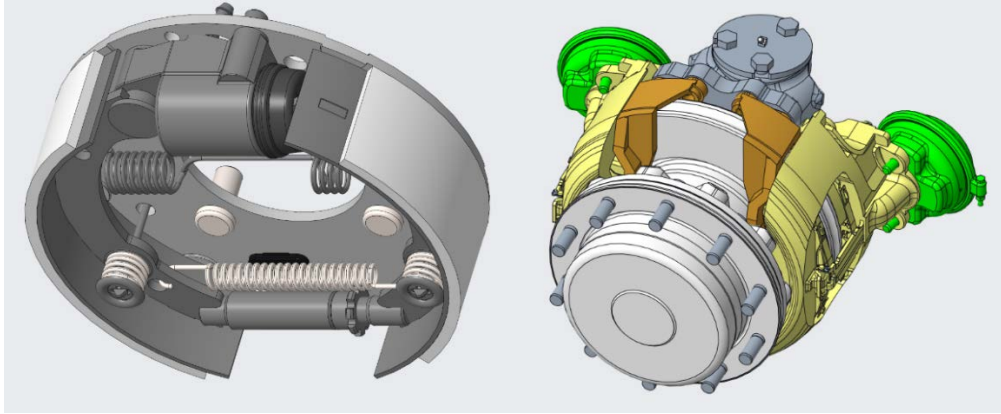
Taşıtın ihtiyacı olan frenleme etkisi, ilk olarak tekerlek taşıyıcı üzerine konumlandırılmış sürtünmeli fren donanımıyla, ikinci olarak güç aktarım sistemi üzerine konumlandırılmış; hidrodinamik veya elektromanyetik sürekli yavaşlatıcı ile üçüncü olarak da içten yanmalı motorun sıkıştırma etkisi ve egzoz sistemi kullanılarak kontrol edilen motor freni ile temin edilir.

Ağır hizmet taşıtlarında bulunan fren sistemleri tahrik edilme tipine göre, hidrolik kontrollü, basınçlı hava kontrollü veya hidrolik-basınçlı hava kombine kontrollü olarak sınıflandırılabilir. Sürtünmeli frenler prensip olarak taşıtın kinetik enerjisini ısı enerjisine dönüştürerek yavaşlama sağlarlar.

Fren sistemleri taşıt tekerleğine bağlı bir tambur ya da diski, aks üzerine tespit edilmiş bir teçhizat kullanarak sürtünme ile durdurur. Sıcaklık arttıkça disk veya tambur ile temasta olan balata malzemesine ait sürtünme katsayısı doğrusal olmayan şekilde azalır. İki yüzeyin sürtünerek hareket enerjisini ısı enerjisine çevirdiği bir sistemde, sıcaklığa bağlı sürtünme katsayısının azalması aynı şekilde frenleme etkisinin de azalarak yitirilmesi anlamına gelmektedir. Sıcaklık yükseldikçe sürtünme

katsayısı azalmasından dolayı frenleme etkisinin azalmaması için yüksek sıcaklık dayanımlı hammaddeden üretilmiş olmaları ve aynı zamanda geniş, iyi havalandırılan yüzeyleri olmalıdır.

Yapı elemanı tipine göre sınıflandırma ise; tambur ya da disk fren tipi olmak üzere ikiye ayrılır. Tambur ve disk frenler yapı tarzı olarak birbirlerinden tamamen farklıdır. Tambur frende bir tamburun iç yüzeyine yaklaşık iki yarım daire formunda üzerine sürtünme malzemesi yapıştırılmış pabuç sürtünerek tamburu yavaşlatmaya çalışır. Disk frende ise dönen bir diski bir ucu sabit bir ucu ileri geri hareket edebilen bir semere takılmış iki fren balatası sıkıştırarak yavaşlatır. İki yapı tarzında da oluşturulan sıkıştırma kuvveti ve meydana gelen çevre kuvveti tamamen farklıdır. Bu nedenle çevresel kuvvetin sıkma kuvvetine oranı olarak ifade edilen iç fren faktörü değeri birbirinden çok farklı şekilde hesaplanır.



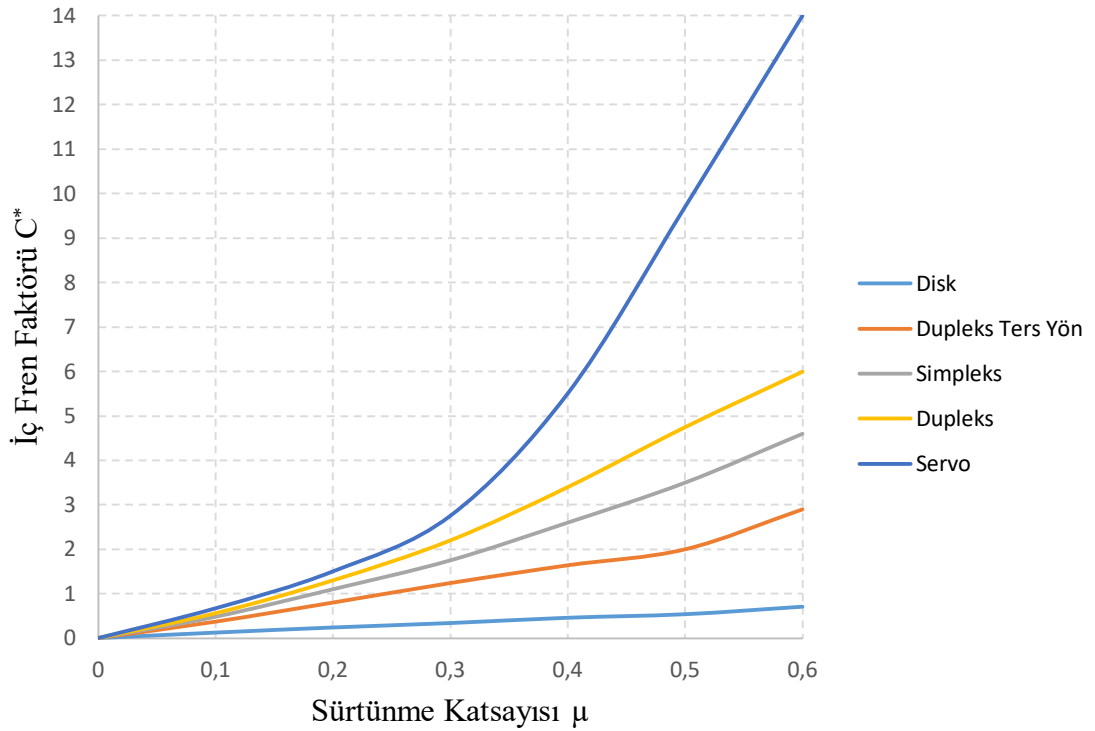
Şekil 2.3 Tambur Fren (Solda) ve Disk Fren (Sağda)

2.7.1 Tambur Frenler

Tambur frenler; tekerleğe bağlı bir tambur ile tekerleğin bağlı olduğu aksın iki ucuna yerleştirilen frenleme mekanizmasından oluşur. Tamburun frenlemesini sağlayan fren pabuçlarının yerleşim ve mesnet noktalarına göre tambur frenler sınıflara ayrılmıştır. Tambur fren tiplerinden ilki olan, simpleks tambur frenlerin pabuçları üstten hareketli alttan mesnetli olarak hareket ederler. Bu frenlerin temel dezavantajı ileri/geri frenleme arasında oluşan frenleme kuvveti farkıdır. Simpleks frene ek olarak pabuçların alt ve üst iki noktalarından hareket ettirildiği dupleks tambur fren tipi de mevcuttur. Duo-servo tambur frenlerde ise üst kısımdan hareket sağlanırken alt

kısımdan ayar yapmaya müsaade eden bir mesnet yapısı bulunmaktadır. Tambur frenler ağır hizmet taşıtlarında çok uzun yıllardır sıklıkla kullanılmaktadır. Kapalı bir gövdesi olması nedeniyle nem, toz ve kire karşı dirençlidir ancak sıcaklık ile azalan iç fren faktörü, bakım-ayar zorlukları ve frenleme etkisinin taşıtın gidiş yönüne göre farklılık göstermesi nedeniyle yerini disk frenlere bırakmaya başlamıştır. Şekil 2.4'te görülen grafikte tambur fren tiplerinin ve disk frenlerin sıcaklık yükselmesine bağlı sürtünme katsayısı değişimi bulunmaktadır. Duo-servo frenler sıcaklık yükseldiğinde hızla frenleme etkisini yitirirken, sıcaklık yükselmesinden en az ölçüde etkilenenin disk frenler olduğu görülmüştür. Disk frenlerin tambur frenler dış ortama kapalı bir hacimde bulunarak değil de doğrudan sürüş esnasında taşıtın çeşitli yüzeylerinden geçen hava ile temas etmesi nedeniyle daha kısa sürede soğuma etkisi sağlanmaktadır. Bu sayede sıcaklık yükselmesi ile sürtünme katsayısı azalması arasındaki değişim çok düşüktür.

$$C^* = \frac{F_U}{F_{Sp}} \quad (2.9)$$



Şekil 2.4 Sürtünme katsayısına bağlı iç fren faktörü değişimi

2.7.2 Disk Frenler

Disk frenlerin ağır hizmet taşıtlarında kullanımı, motor güçlerinin aşırı beslemeler sayesinde hızla artması, trafik yoğunluğunun gün geçtikçe yükselmesi gibi nedenlerle 1980'lerden itibaren yaygınlaşmaya başlamıştır. Disk fren temelde termal verimliliği ve tepki süresinin kısalığı nedenleri ile tercih edilmektedir. Hassasiyetinin yüksek olması sayesinde anti blokaj sistemi ile çalışması daha konforludur.

Disk frenler yapı tarzı itibari ile tambur frenlerden daha basittir. Sıcaklıktan daha az etkilenirler, işletme maliyetleri yönünden tambur frenlerden pek farkı yoktur ve servis hizmetleri açısından tambur frenlerden daha az karmaşıktır. Günümüzde binek taşıtların düşük sınıflarında ön akslarda disk arka akslarda tambur fren uygulaması sıklıkla görülmektedir. Bunun temel nedeni tambur fren kullanıldığında sağlanan park freni mekanizması avantajıdır. Arka aks üzerinde bulunan tambur fren mekanizması aynı anda park freni mekanizması olarak da kullanılabildiği için ilave bir tasarım iş yükü ve ilave bir donanım ihtiyacı duyulmadan taşıtın park freni gereksinimi temin edilebilmektedir. Ancak ağır ticari taşıtlarda park freni fonksiyonu acil durum fonksiyonlu yaylı fren körüğü ile sağlandığı için bu tarz bir gereksinim söz konusu değildir. Bu nedenle ağır ticari taşıtlarda uygulama disk fren ise taşıtın tüm aksları disk fren, tambur fren ise taşıtın tüm aksları tambur fren ile donatılmıştır. Acil durum fonksiyonlu fren körüklerinin çalışma prensibi olarak, yaylı bir mekanizma sayesinde körük pistonunu sabit konumda tutabilmesi sayesinde, arka aks üzerine yerleştirilen fren körükleri park freni fonksiyonunu temin eder. Yaylı mekanizma sayesinde ileri itilen piston, fren semerinde bulunan manivela koluna hareket vererek balata malzemesini itecek olan fren semeri pistonlarını hareket ettirir ve frenler sıkılmış olur. Bu sayede park freni sağlanır.

Tambur ve Disk Frenlerin Avantaj ve Dezavantajları;

Tambur frenler ağır hizmet uygulamalarında, ön ve arka tüm akslarda kullanabilmektedir ve uygulamada sıklıkla görülen bir fren yapı elemanı tipidir. Fren pabuçlarının içeriden dışarı doğru açılması prensibi ile çalışır. Fren pabuçlarının hareket ettirilme tarzına göre, simpleks, dupleks ve duo servo gibi yapı tarzları bulunur. Tambur frenin kullanılmasını sağlayan avantajları;

- Pabuçların açılması sırasında büyük bir çevresel kuvvet oluşur.
- Kullanılan yapı tarzına göre pabuçlar üzerinde döndürme momenti oluşturarak frenleme etkisinin artmasını sağlar.

Dezavantajları ise;

- Tamamen kapalı bir yapı olduğu için ısı transferi zayıftır.
- Isınma nedeniyle fren etkisi şiddetli bir düşüş gösterir.
- Karmaşık ayar mekanizması içerir.
- Boyutu jant ölçüleri ile sınırlıdır.

Günümüzde disk frenlerin ağır hizmet uygulamalarında kullanılması yaygınlaşmaya başlamıştır. Özellikle ağır hizmet taşıtlarında basınçlı hava ile tahrik edilen tipleri mevcuttur. Disk frenler tekerlek ile birlikte dönen bir disk, bir fren semeri ve fren semeri üzerine yataklanmış fren pabuçlarından oluşur. Smerin bağlantı tipine göre sabit ve hareketli semer olarak ikiye ayrılır.

Disk frenin avantajları;

- Disk bileşeni doğrudan hava ile temasta olduğu için ısınma düzeyi düşüktür.
- Isınma nedeniyle frenleme etkisinin azalması tambur frene kıyasla daha azdır.
- Aşınmaya bağlı ayar kendiliğinden uygulanmış olur.
- Tambur frenin aksine frenleme şiddeti hareket yönünden bağımsızdır.

Dezavantajları ise;

- Frenleme yüzeyi tambur frenlere kıyasla daha küçüktür.
- Küçük fren yüzeyi nedeniyle fren kuvvetinin çok daha yüksek olması gerekmektedir.

2.7.3 Sürekli Fren Sistemleri

Sürekli yavaşlatıcılar, taşıtın servis frenlerinden bağımsız olarak güç tahrik sistemi üzerine yerleştirilerek, hidrodinamik veya elektromanyetik olarak tahrik sistemi üzerinden yavaşlama etkisi sağlayan yapı elemanlarıdır. Uygulamaya göre, vites kutusuna bağlı, tahrik şaftı üzerine montajlanmış veya diferansiyel girişine bağlanmaları edilmeleri mümkündür. Hidrodinamik tarzı sürekli yavaşlatıcılar; hidrolik kavrama çalışma prensibini frenlemek üzere kullanan bir tasarımdır. Tahrik üzerinde bulunan kanatlı çark, sabit duran çark üzerine hidrolik sıvıyı çarptırarak yavaşlama etkisi oluşmasını sağlar.

Elektromanyetik yavaşlatıcıda ise, bir manyetik alan oluşturularak tahrike ters yönde bir dönme etkisi elde edilir ve taşıtın yavaşlaması sağlanır. Sürekli yavaşlatıcılar; Servis frenlerinin uzun süre devrede kalması sonucunda frenleme etkisini yitirmesi ve artık taşıtın yavaşlamasını yahut durmasını sağlayamaması durumunda kalmaması için öngörölmüş yapı elemanlarıdır. Servis frenlerinin uzun süreli kullanımında sıcaklığın yükselerek frenleme kuvvetinin azalmasını önlemek için kullanılan sürekli yavaşlatıcılar da sıcaklığa karşı sonsuz dayanıklı değillerdir.

Türbin ve sabit çarklarda bulunan kanatlar arasından geçerek yavaşlama etkisi sağlayan hidrolik sıvı, sürekli döngüde tekrar tekrar kanatçıklara sürtündüğü için sıcaklığı yükselir. Sıcaklığın yükselmesine bağlı olarak birçok sentetik ya da mineral yağlarda olduğu gibi viskozite değeri düşer.

Viskozite değeri düşen yağın hareket ettiği yapı içerisinde sağladığı frenleme etkisi azalır. Aynı zamanda bu yağ taşıtın motorunun soğutulduğu soğutma sıvısı ile soğutulduğu için çok yoğun kullanımda motor için alarm sıcaklık sınırına kısa sürede ulaşılır ve taşıt durdurulmak zorunda kalır. Elektromanyetik sürekli yavaşlatıcılar herhangi bir sürtünme olmadığı için daha geç ısınır ve daha verimli çalışırlar.

Daha verimli ve daha uygun sıcaklıklarda uzun süre çalışabildikleri için ise kullanım ömürleri daha uzun olur. Elektromanyetik yavaşlatıcılar harici bir yapı elemanı olarak sıklıkla diferansiyel girişine ya da tahrik şaftı üzerinde bir noktaya konumlandırılmalı gerekir. Ancak hidrodinamik sürekli yavaşlatıcılar genellikle vites kutusu içerisinde entegre olarak konumlanmıştır. Birçok üretici de ilave maliyet ve

taşıt üzerinde ilave yer kaplaması nedeniyle elektromanyetik yavaşlatıcı yerine hidrodinamik yavaşlatıcıyı tercih etmektedir.

2.7.4 Motor/Egzoz Freni

İçten yanmalı motorlara sahip ağır hizmet taşıtlarında bir diğer yardımcı fren sistemi olarak da motor/egzoz freni bulunur. Bu fren, egzoz gazının, motor çevrimi sırasında sıkıştırılarak motorun bir kompresör gibi çalışmasına neden olarak frenleme etkisi sağlar. Frenleme etkisi bazı uygulamalarda egzoz tesisatı üzerine konumlandırılmış bir kelebek valfin açılıp kapanması ile sağlanırken, bazı uygulamalarda ise motorun sıkıştırma çevrimi sırasında egzoz supaplarını belirli bir süre açılıp, egzoz sistemindeki gazın silindir içerisinde geri basınç oluşturmalarını sağlayarak piston hızını yavaşlatması ile sağlanır. Motor fren sistemi, sürücü tarafından bir kol ile ya da doğrudan fren pedalından alınan bir sinyal ile kontrol edilebilmektedir ve birden fazla kademesi bulunabilmektedir. Egzoz tesisatı üzerine yerleştirilen kelebek valf, egzoz gazı çıkışını engelleyecek şekilde hattı kapattığında silindir kapağına bağlı egzoz manifoldu ile egzoz freni kelebeğine kadar olan hat sıkışmış egzoz gazı ile dolar. Bu sıkışan egzoz gazı, halen işletme durumunda olan motorun daha fazla egzoz gazı çıkarmasını engellemeye çabalayacağı için piston vasıtasıyla dört zamanlı motorun egzoz zamanında silindir içerisinden atılmak istenen egzoz gazının silindir içerisinde sıkışarak pistonu yavaşlatmasını sağlar. Egzoz kelebeği haricindeki bir uygulama ise, kam mili konumunun motorun yağlamasında kullanılan yağın basıncından faydalanarak değiştirilmesi ile sağlanır. Motor freni devreye alındığında kam mili kısıtlı bir süreliğine konum değiştirip, egzoz supaplarının açılmasını sağlayarak, egzoz hattındaki egzoz gazının silindir içerisine dolmasını böylelikle çevrim sırasındaki pistonun yavaşlamasını sağlar.

2.8 Çift Devreli Fren Sistemi

Ağırlığı 7,5 t'dan fazla otobüsler ve diğer ağır hizmet taşıtları, yüksek kütleleri ve nedeniyle daha yüksek sıkıştırma kuvvetine ihtiyacı vardır bu nedenle fren kuvvetlendiricisi ile donatılmak zorundadır.

Endüstride fren kuvvetlendirici olarak hidrolik yerine sıklıkla basınçlı hava kullanılır. Bu basınçlı hava motordan tahrik alan bir kompresör tarafından üretilir.

1 Ocak 1991 tarihindeki yasal düzenleme ile bu taşıtların çift devreli fren sistemi içermesi zorunlu hale gelmiştir. Bu sayede ana devrede bir sorun meydana gelse dahi ikinci devre etkilenmediği için taşıt güvenli bir biçimde yavaşlayıp durabilmektedir.

Benzer şekilde römork çeken taşıtların römork bağlantıları da çift devreli olarak tasarlanmıştır. Sistemin kuvvetlendirici olarak kullandığı kompresörün sağladığı basınçlı hava, kompresörün ardından bir basınç regülatörüne iletilir. Regülatör, basıncı uygun işletme basınç aralığında düzenledikten sonra kurutucu üniteye iletir. Kurutucu ünite, içerdiği nemden arındırılan hava, dört devreli koruma valfine iletilir. Koruma valfinin ardından hava tanklarında depolanır.

Hava tanklarında depolanan hava, römork bağlantısı yapılacağına treyler kontrol valfi, ilgili hat filtresi ve treyler ikaz, depolama ve harici besleme bağlantılarından geçerek römorka iletilir.

Sürücünün, ayak kontrol pedalı ile kullandığı valf, tekerlek silindirlerine basınçlı hava iletilmesini yani tekerlek frenlerinde sıkma kuvveti oluşturarak taşıtın yavaşlamasını sağlar. Arka akslar ise ön gerilmeli yaylar içeren acil durum teçhizatlı fren silindirleri ile donatılmıştır.

Basınçlı hava yayın baskı kuvvetini ortadan kaldırarak frenleri çözer ve taşıtın hareket etmesini sağlar.

Taşıtın yükleme durumuna bağlı olarak, yüke bağlı fren kuvveti sınırlayıcısı kullanılır. Bu sınırlayıcı genellikle arka aks üzerine konumlandırılır ve yüke bağlı olarak aksın şasiye göre konumunun değişmesi neticesinde taşıtın yük durumunu tespit eder.

Bu sayede fren sistemindeki basıncın ayarlanmasını sağlayarak uygun frenleme kuvvetinin tekerleklerde oluşturulmasını sağlar.

ABS manyetik kontrollü valfleri ise taşıtın herhangi bir tekerinin aşırı frenleme veya frenlememe durumunu ortadan kaldırmak için, valf üzerindeki basıncı uygun bir biçimde zaman zaman kesikli olarak zaman zaman doğrudan olacak şekilde tekerleğe uygulanmasını sağlar.

İki fren devresinin de çalışamaz olması halinde ise yaylı fren silindirlerindeki yaylar frenleme kuvveti oluşturarak, taşıtın durmasını sağlayabilir.

2.9 Anti-Blokaj Sistemi

Anti-Blokaj Sistemi (ABS), taşıtın frenleme anında ön ve arka aks tekerleklerinin bloke olmasını engellemek ve bu sayede taşıtın kontrolünün yitirilmeden frenlenip durmasını sağlamaktır.

Lastik tekerlek, teğet ve yan kuvvet toplamı olarak sınırlı bir değerin üstündeki kuvvetleri taşıyamaz.

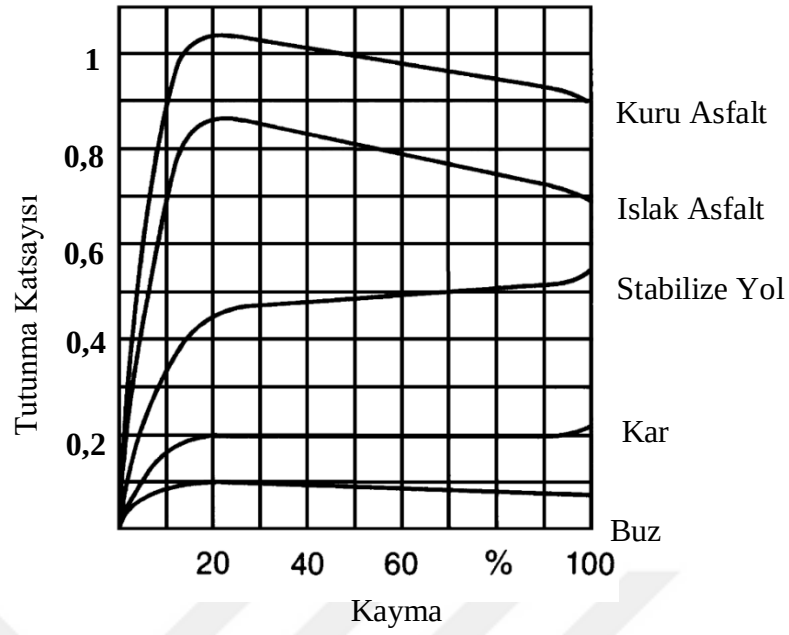
Taşıt tekerleklerine bloke olacak miktarda teğet kuvvet olarak fren kuvveti etki ettirildiğinde, kuvvet taşıma kapasitesi nedeniyle lastik tekerlek herhangi bir şekilde yan kuvvet taşıyamaz.

Yan kuvvet taşıyamayan bloke olmuş lastik yönlendirilemeyeceği için taşıtın direksiyon hâkimiyeti yitirilmiş olur.

İdeal frenleme ile yavaşlayıp en kısa mesafede durabilmek için tüm tekerleklerin kayma sınırına kadar frenlenmesi gerekmektedir. ABS taşıtın tekerleklerini devamlı olarak en yüksek tutunma katsayısına karşılık gelen kayma değeri olan %15-25 aralığında tutulmasını sağlayarak, en yüksek tutunma sayesinde en kısa fren mesafesi ile taşıtın durmasını sağlar.

Anti Blokaj Sistemi bir elektronik kontrol ünitesi, her tekerlekte bir tekerlek devir algılayıcısı, bir de hidrolik kontrollü fren ise hidrolik kontrol ünitesi, pnömatik fren sistemi ise ABS çalışmasına uygun pnömatik modülatörler içerir.

Sistem ilk kez 1976'da Mercedes Benz'in W116 kodlu otomobili ile otomotiv endüstrisinde seri üretim olarak kullanılmıştır.



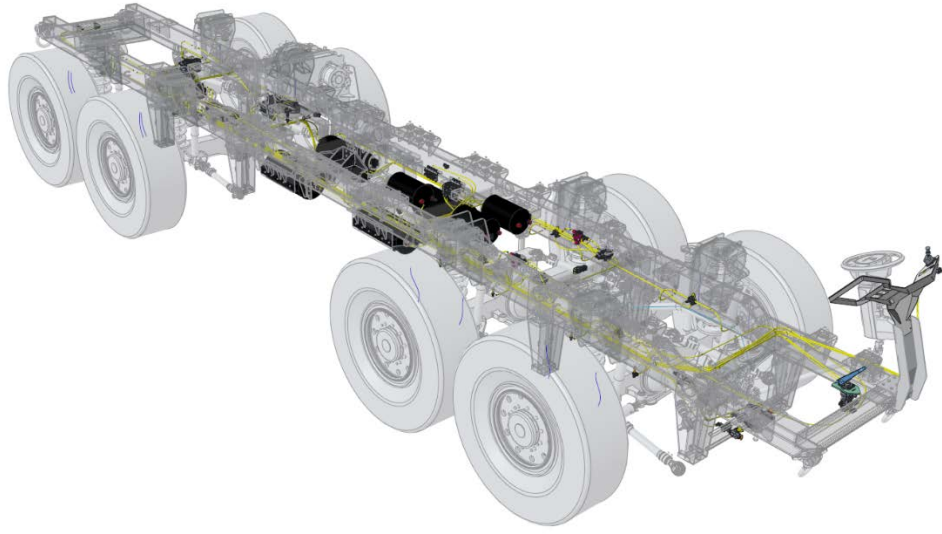
Şekil 2.5 Kuru asfaltta lastik kayması – tutunma katsayısı grafiği (Hoepke ve Breuer 2008).

2.10 Basınçlı Havalı Fren Sistemi

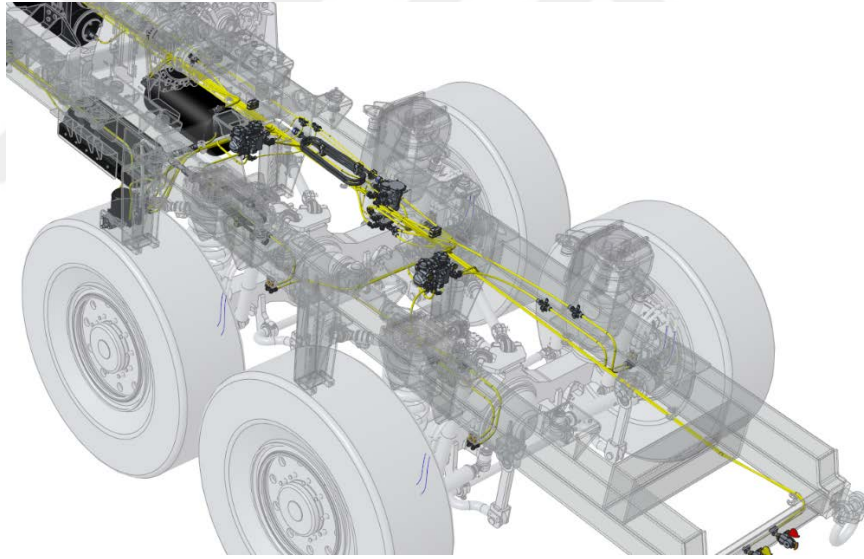
Basınçlı havalı fren sistemleri, taşıt frenlerinin kas gücü ile devreye alınmasının mümkün olmadığı ağır ticari ve ağır hizmet taşıtlarında kullanılan bir fren sistemi yöntemidir. Bu sistem taşıtın motorundan tahrik alan bir kompresör tarafından sıkıştırılan havayı, işleme ünitesinden geçirip nem ve pislikten arındırdıktan sonra basınçlı hava tanklarına sevk eder.

Tanklarda depolanan hava, sürücünün ayak pedalı valfi ile servis frenlerini devreye alması halinde hat üzerinde bulunan diğer bileşenlerden geçerek tekerlek fren körüğün pistonunu ileri iterek fren semerinin ya da tamburun fren yapmasını sağlar. Taşıt ABS, ASR ya da ESC gibi donanımlara sahip ise elektronik kontrollü aks modülatörleri, manyetik ABS valfleri, elektronik kontrollü treyler kontrol valfleri gibi ilave bileşenlere ihtiyaç vardır.

Frenleme görevine ek olarak taşıtta bulunan basınçlı hava Pnömatik kapı, lastik şişirme sistemi ve bazı üstyapı bileşenlerinin kontrolünde de kullanılmaktadır.



Şekil 2.6 Dört akslı ağır hizmet taşıtı fren sistemi genel gösterim



Şekil 2.7 Dört akslı ağır hizmet taşıtı aks modülatörü gösterimi

2.10.1 Hava Kompresörü

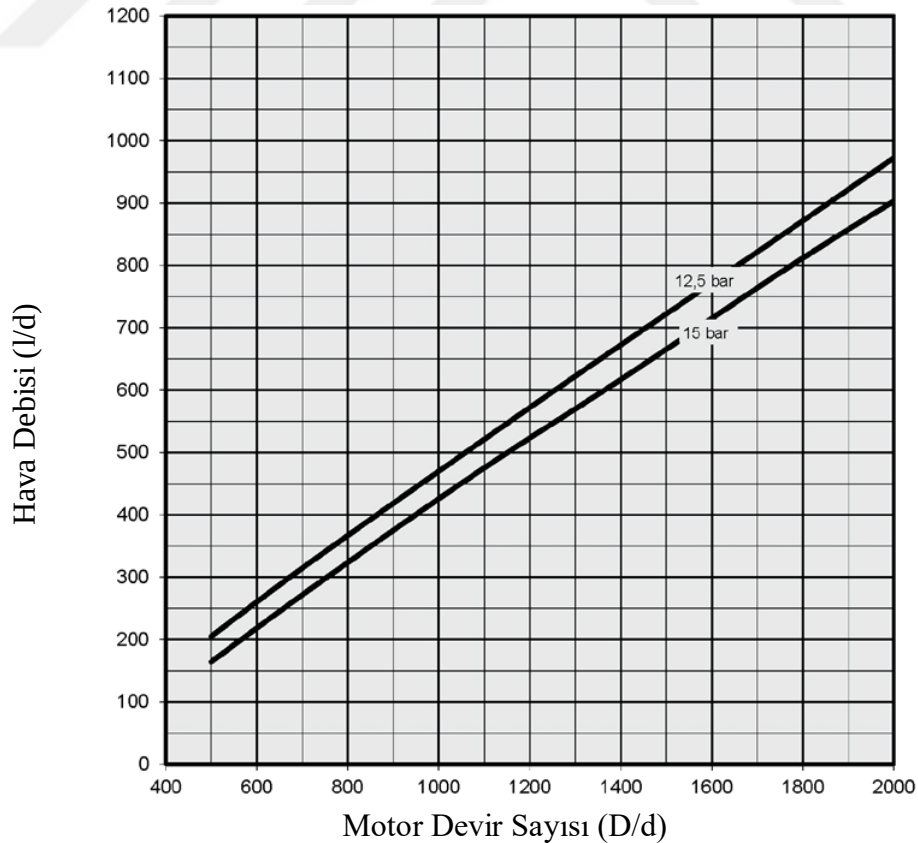
Hava kompresörü atmosfer basıncındaki havayı basınçlandırarak fren sisteminin devreye alınması anında kullanılmak üzere basınçlı hava tanklarında depolanmasını sağlayan pnömatik fren sistemi temel bileşenlerinden biridir. Ağır ticari taşıtlarda hava

kompresörü genellikle motora ait krank milinden hareket alan dişli düzeneği tarafından tahrik edilir.

İçten yanmalı motorun çalışma prensibine benzer şekilde içerisinde havanın sıkışmasını sağlayan piston veya pistonlar bulunur. Motorun hareketine bağlı bu sistem, sistem öngörülen basınca ulaştığında devreden çıkabilmesi için iki yöntem kullanılır.

İlk yöntem; motor ile olan bağlantısı çözülebilir bir kavrama ile yapılır ve sistem talep edilen basınca ulaştığında kavrama çözülerek motordan alınan hareket kesilir. İkinci yöntemde ise bir regülatör kullanılarak kompresörün ürettiği basınçlı hava tekrar kompresöre sevk edilerek kompresörün yüksüz çalışması sağlanır.

Kompresörün soğutması ve yağlaması, bağlı olduğu motorun soğutma sıvısı ve yağlama sistemi ile sağlanır. Genellikle ağır ticari taşıtlar için kullanılan kompresörler 6-13 bar işletme basıncı, 150-750 litre/dakika debi değerlerini sağlayabilen tek ya da çift pistonlu kompresörlerdir.



Şekil 2.8 İki pistonlu hava kompresör karakteristik eğrileri (Daimler AG, b.t)

Hava kompresörü bir ilave tüketici olarak, bağlı olduğu motordan yaklaşık 4-6 kW güç kullanır. Kompresörde üretilen basınçlı havanın sıcaklık değeri 220°C'ye kadar yükselebilmektedir. Bu nedenle basınçlı havanın, hava işleme ünitesi ya da bir kurutucu üniteye sevk edilmeden önce sıcaklığının 60°C civarına düşürülmesi gerekmektedir.

Bu soğutma işlemi, basınçlı havanın yüzey alanı arttırılmış ve ısı iletim katsayısı yüksek malzemeden imal edilen bir serpantin yapısından geçirilmesi ile sağlanmaktadır.



Şekil 2.9 İki pistonlu hava kompresör genel gösterimi (Wabco Global, b.t)

2.10.2 Hava İşleme Ünitesi

Hava kompresörü çıkış hattına yerleştirilen hava işleme ünitesi; bir kurutucu kartuş, dört devreli bir emniyet sistemi ve bir kesici valf ihtiva eder.

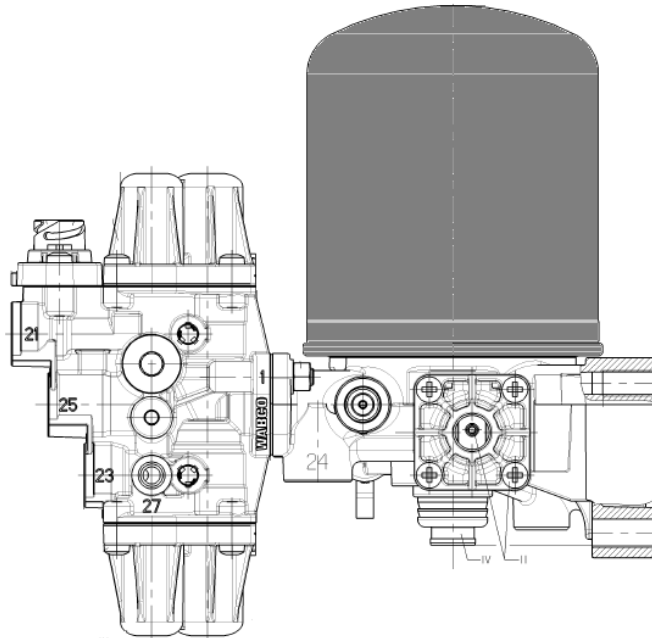
Bu ünite kompresörün basınçlandığı hava içerisinde buhar formunda bulunan nemi, yağı ve karbon parçacıklarını ayırma görevini üstlenmektedir. Basınçlı hava nem, yağ ve kirden arındırılmaz ise fren sistemi bileşenleri çok kısa sürede aşınabilir, yıpranabilir veya ömrü dolabilir.

Sıcaklığın sıfırın altına düştüğü iklim koşullarında nem barındıran basınçlı hava tüm bileşenler için son derece risklidir. Bu nedenle hava işleme ünitesi basınçlı havayı bir kurutucu kartuş üzerinden geçirmek suretiyle arındırır.

Kurutucu görevine ek olarak; Üzerinde bulunan elektronik kontrollü valfler sayesinde, öngörülen basınca ulaştığında tahliye valfi açılarak kompresörden gelen hava atmosfere verilir.

Herhangi bir fren devresinde bir kaçak ya da arıza bulunması halinde fren sisteminin sorunsuz çalışmaya devam edebilmesi için dört devreli koruma valfi, işleme ünitesi üzerine konumlandırılmıştır. Bunun haricinde, kurutucu kartuşun görevini yerine getirebilmesi için rejenerasyon fonksiyonu bulunur ve bu fonksiyon için harici bir basınçlı tanka ihtiyaç duyar.

Tüm işlemlerden geçen basınçlı hava bir tek yönlü valf vasıtasıyla dört devreli koruma valfine iletilir ve ilgili fren devrelerinde kullanılmak üzere o devreye ait basınçlı hava tanklarında depolanmak üzere hatlara sevk edilir.



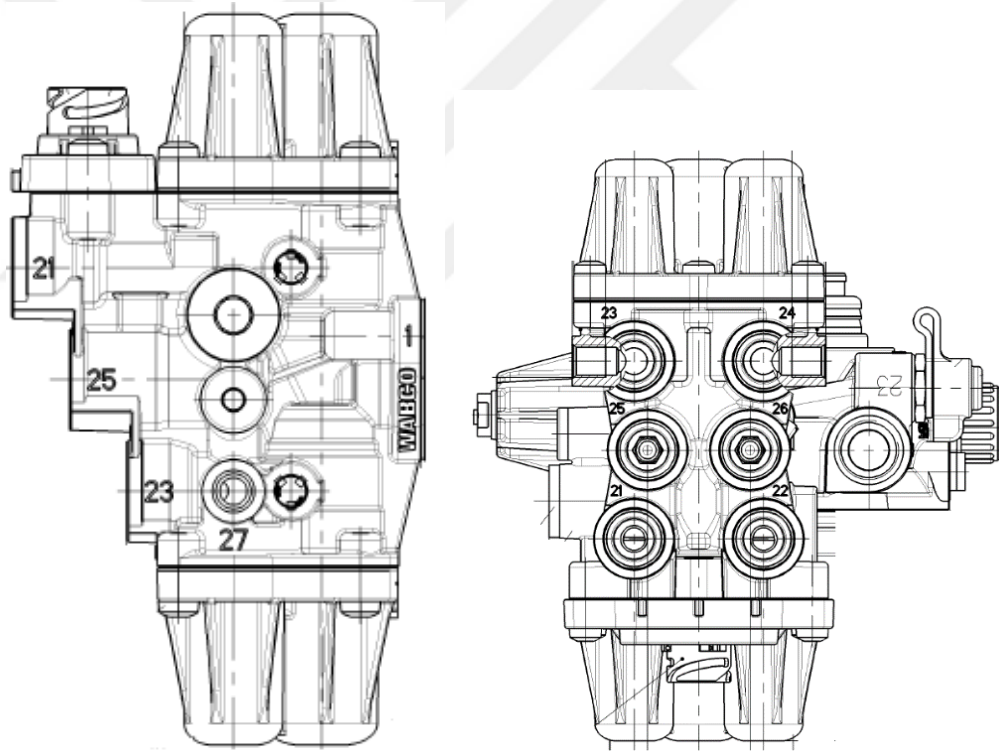
Şekil 2.10 Hava işleme ünitesi (Wabco Global, b.t)

2.10.3 Dört Devreli Koruma Valfi

Basınçlı hava ile kontrol edilen fren sistemlerinde kompresör tarafından basınçlandırılıp, hava işleme ünitesi tarafından temizlenen basınçlı hava, kullanılacağı fren hatlarına dört devreli koruma valfi üzerinden dağılır.

Dört devreli koruma valfine ait iki devre taşıtın ön ve arka olmak üzere ana fren devrelerinin beslemesinde kullanılır.

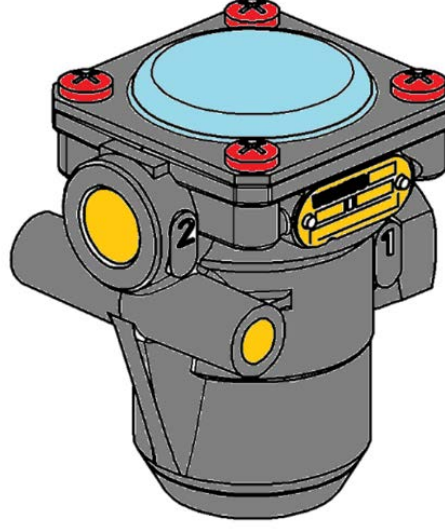
Kalan iki devre ise römork ve havalı süspansiyon, vites kutusu, otomatik kapı, sürücü koltuğu, teleskopik direksiyon kolunu gibi harici donanımlar için kullanılır. İlk iki devre için basınç sınırı 12.5 bar olarak düzenlenebilir iken harici donanımlar için olan bağlantılar ancak 8 bar değerlerinde kullanılabilir.



Şekil 2.11 Dört devreli koruma valfi gösterimi (Wabco Global, b.t)

2.10.4 Basınç Regülatörü

Kompresörün sürekli çalışarak basınç yükseltmemesi için, basıncı talep edilen değerde tutmak üzere, yay-piston çifti içeren bir yardımcı bileşen olarak görev yapmaktadır.



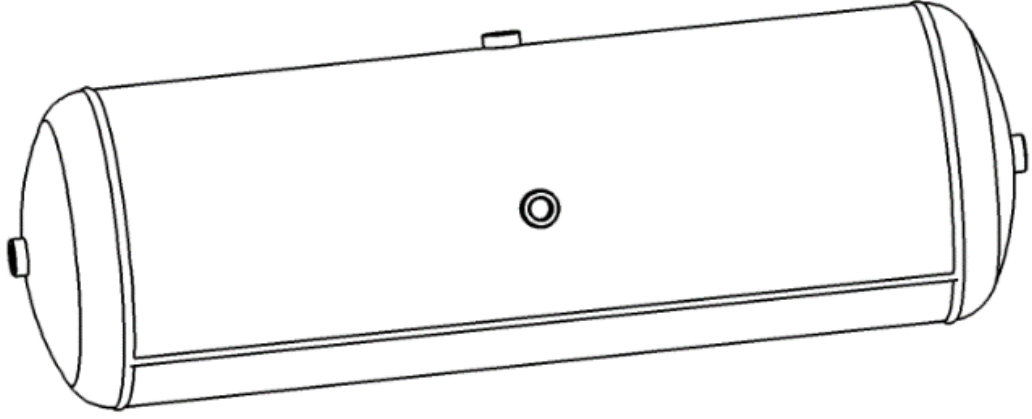
Şekil 2.12 Pnömatik basınç regülatörü genel gösterimi (Wabco Global, b.t)

2.10.5 Hava Tankları

Taşıtın sahip olduğu basınçlı havanın depolanabilmesi için ihtiyaç duyulan hava rezervuarlarıdır. Bu parçalar sıklıkla düz levha çelik malzemeden ya da zaman zaman alüminyum alaşım malzemeden imal edilebilmektedir.

Genellikle taşıtın şasi taşıyıcıları arasında veya sürücü kabinine yakın bir bölümde paketlenmiş vaziyette konumlandırılmıştır. Giriş bağlantılarında genellikle tek yönlü valf, alt kısımlarında da tahliye valfleri bulunur.

Bu tahliye valfleri işlenmesine rağmen tamamen ayrıışmayan suyun hava tankından tahliye edilmesini sağlar. Tahliye valflerinin el ile kontrol edilen ve otomatik kontrol edilen olmak üzere iki tipi bulunmaktadır.



Şekil 2.13 Giriş çıkış ve tahliye açıklıkları bulunan hava tankı (Wabco Global, b.t)

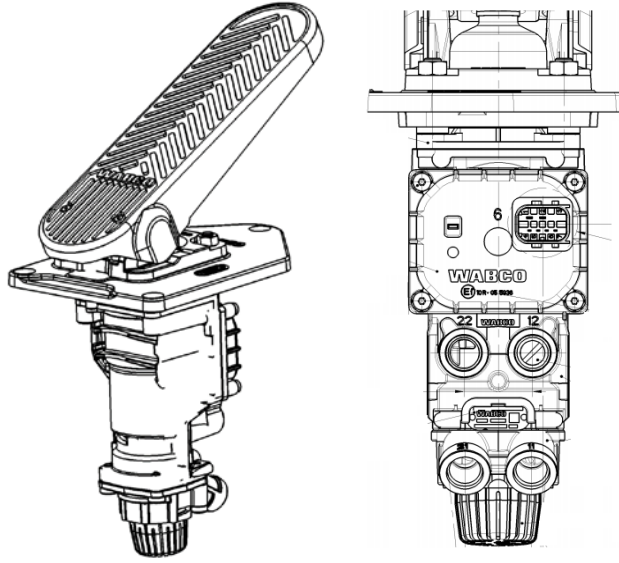
2.10.6 İki Devreli Fren Sinyal Vericisi

Fren sinyal vericisi isimli bileşen, bir ayak pedalı ve bir valf grubundan meydana gelir. Ayak pedalına basılma oranına bağlı olarak, tanklardan fren sistemine aktarılan hava miktarı belirlenir.

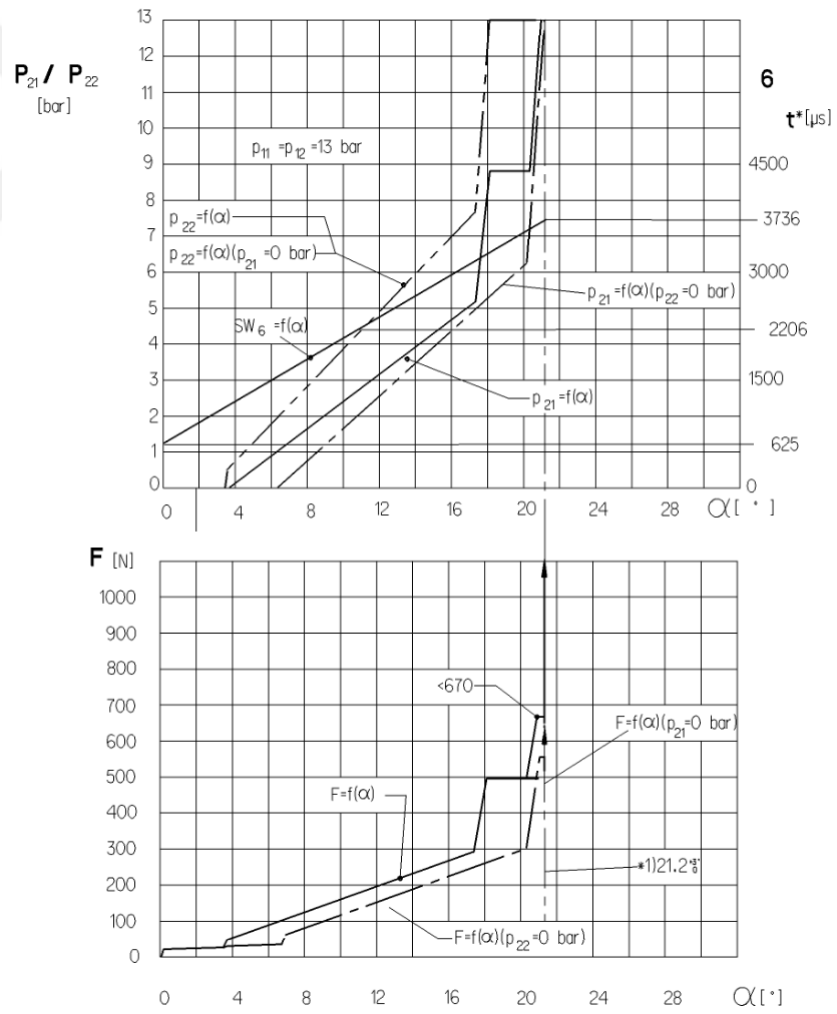
Aynı anda da pedalı kullanana operatörün ayağına bir tepki kuvveti iletir. Fren devrelerinden birinin kullanım dışı kalması halinde, sinyal vericisi diğer devreyi kullanmaya devam eder, dört devreli koruma valfi sayesinde kullanılabilir olan devre, diğerinden tamamen bağımsız olarak ilişkilendirilmiştir.

Frenleme eylemine ek olarak, taşıtın ilgili karayolu standartlarını karşılayabilmesi için gereken fren lambalarının işletmeye alınıp alınmaması da ayak pedalı sayesinde kontrol edilir.

Fren lambaları; fren sistemi üzerine konumlandırılmış bir basınç sinyal dönüştürücüsü üzerinden alınan sinyal ile devreye alınmaktadır.



Şekil 2.14 İki devreli fren sinyali vericisi (Wabco Global, b.t)



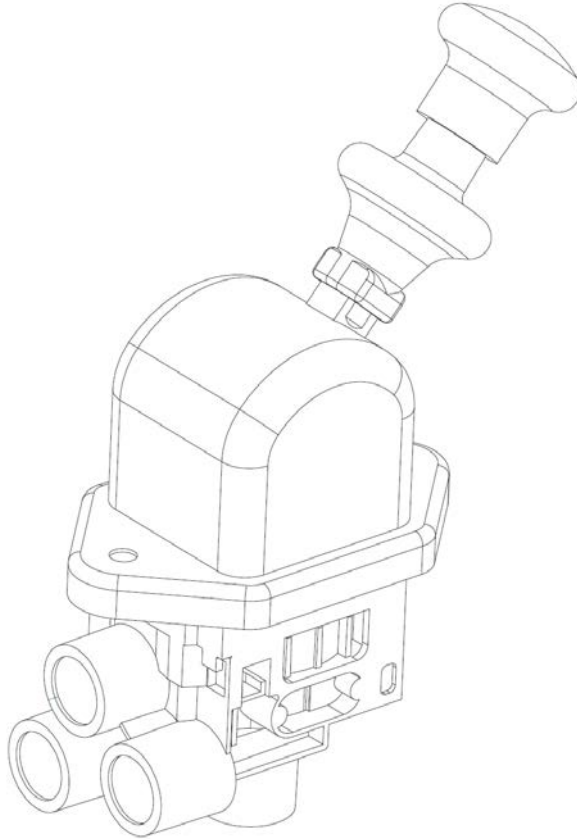
Şekil 2.15 Pedal açısına göre basınç değerleri ve elektrik sinyali grafikleri (Wabco Global, b.t)

2.10.7 El Fren Valfi

El fren valfi, pnömatik devrede bulunan basınçlı havanın taşıtın arka tekerleklerine konumlandırılmış, yay mekanizmalı, acil durum fonksiyonu olan fren körüklerine iletilmesini sağlar.

El fren valfinin yönlendirdiği basınçlı hava arka akslarda bulunan yay mekanizmalı fren körüklerinin ilgili bölmesini doldurarak körüklerin frenleme eylemi yapmasını sağlar. Böylelikle taşıt park konumunda tespit edilmiş olur. Aynı zamanda römorklu bir taşıt ise el fren valfi aynı işlevi römork kısmında bulunan yay mekanizmalı fren körükleri için de uygular.

El fren valfinin kendi yapısında ise bir yay ve bir kilitleme mandalı bulunur. El freni devreye alındığında el frenine bağlı valf grubu ilgili hatlara giden kısımları açar ve kilitleme mandalı ile de el fren kolunu olması gerektiği konumda tutar.



Şekil 2.16 Mekanik kilitlemeli el fren valfi (Wabco Global, b.t)

2.10.8 Röle valfi

Pnömatik fren sistemlerinde röle valfleri, taşıtın fren donanımı üzerinde bulunan fren körüğü isimli diyafram şeklindeki yaylı silindir parçasının hızla basınçlı hava ile doldurulup yine yüksek hız ile boşaltılması amacıyla kullanılmaktadır. Tamamen pnömatik fren sistemi ile donatılmış araçlar çoğunlukla ağır ticari taşıtlardır.

Ağır ticari taşıtlar yüksek yolcu veya yük taşıma kapasitesi nedeniyle her zaman aks mesafesi uzun ve hatta römork vb. donanımlar ekli olarak tasarlanmaktadır.

Taşıtın boyunun uzun oluşu, pnömatik bileşenlerin yerleşimini etkilemektedir. Bu yerleşimden en çok etkilenen parçaların başında ise arka akslarda bulunan fren körükleri gelmektedir. Arka aks fren körükleri özellikle ekli ağır ticari taşıtlarda, taşıtın sağıdan ya da soldan direksiyonlu oluşuna göre sağı ya da sol  n köşesinde bulunan fren pedal valfinden çok uzakta kalmaktadır.

Bu uzun mesafe nedeniyle fren pedal valfine ayak ile basılarak devreye alındıktan sonra basınçlı havanın arka aks körüklerine iletilmesinde gecikme yaşanmaktadır.

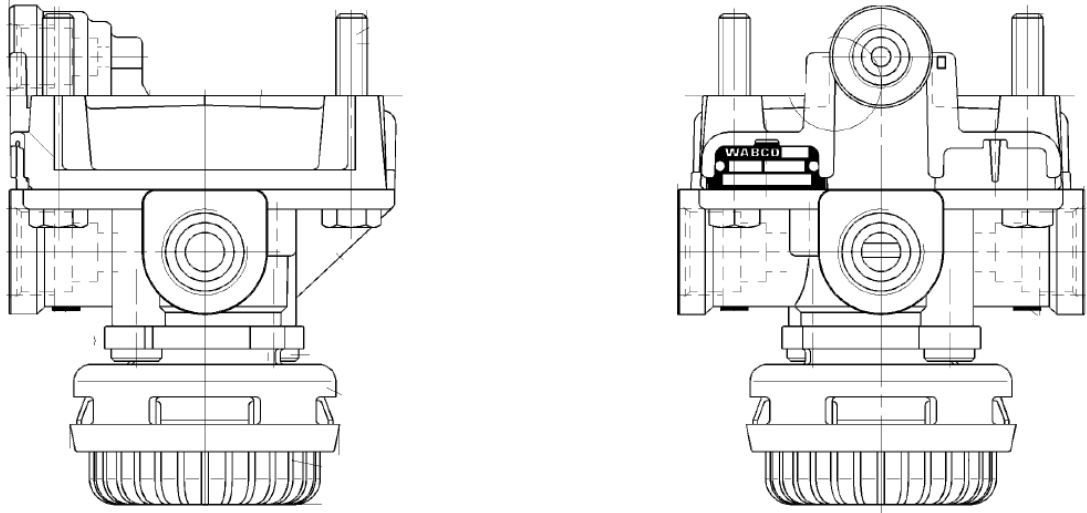
Bu gecikme temelde; fren tepki süresinin uzaması ve buna bağılı olarak kaza riskinin artması şeklinde iki önemli sorunu doğıurur. Bu sorunların önüne geçmek için röle valfi isimli parça ağır ticari taşıtların fren sistemine uygulanmaya başlamıştır.

Röle valfi üzerinde basınçlı hava tanklarının birinden gelecek olan hat için bir besleme portu, bu basınçlı hava beslemesinin fren körüğüne iletilmesi için fren körükleri girişine bağılanacak bir çıkış portu ve fren pedalına basıldığıında röle valfinin devreye alınması için fren pedal valfinden gelen bir besleme portu bulunur.

Görevini tamamladığıına içerisinde bulunan basınçlı havayı tahliye amacı ile alt kısmına bir tahliye valfi konumlandırılmıştır. Röle valfine sürekli olarak beslenen basınçlı hava, yaylı bir valf tarafından kapatılmış bir hattın önünde beklemektedir.

Fren pedal valfine sürücünün ayağı ile basması sonucu valfin açılarak y nlendirdiğı bir başka basınçlı hava hattı, röle valfi fren pedal bağılantısından röle valfine dolarak, tanktan beslenen basınçlı havanın önündeki yaylı valfi açar ve tanktan gelen basınçlı havanın fren körüklerine iletilmesini sağılar.

Bu sayede sürücü, taşıtın en önündeki sürücü kabininden fren pedalına bastığı anda, basınçlı havanın kat edeceği yoldan, röle valfi sayesinde, kazanılarak fren tepki süresi güvenli sınıırın içirisine alınır.



Şekil 2.17 Röle valfi ön ve yan görünüşü (Wabco Global, b.t)

2.10.9 Treyler Kontrol Valfi

Treyler kontrol valfi, ekli ağır ticari taşıtlarda, taşıttan ayrılabilen bir römork yapısının fren sistemini kontrol edebilmek için kullanılır. Aynı zamanda bir takım özel amaçlı taşıtlarda, acil durumlarda çekmek, çekilebilmek amacıyla da taşıta treyler kontrol kaplinleri monte edilir.

Treyler kontrol valfi park pozisyonunda römorkun sabitlenmesi amacı ile el fren valfinden, fren yapıldığında römorkun frenlenebilmesi için ise fren pedal valfinden besleme alır.

Bu iki beslemeyi birbirinden bağımsız iki hat üzerinden treyler kontrol kaplinleri vasıtasıyla treylere iletir. Römorku çeken araçta temelde iki adet treyler kaplini bulunur. Bunlardan biri park freni fonksiyonunu kontrol eder, diğeri ise servis freni fonksiyonunu kontrol eder.

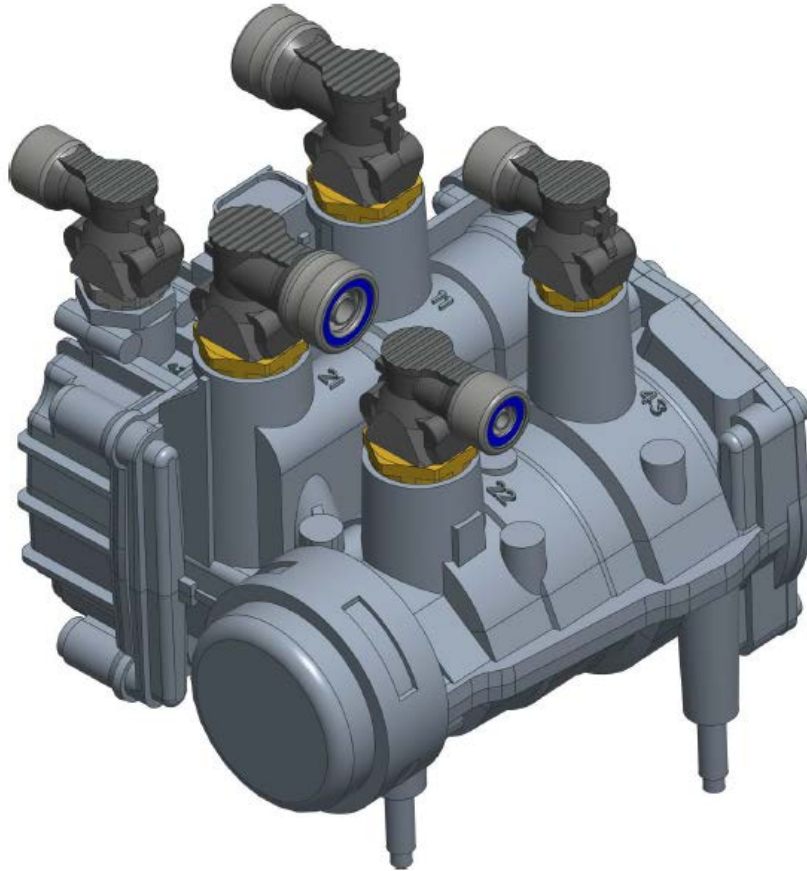
Ek olarak bazı treyler ya da çekicilere park freni için kullanılan kaplin bağlantısının aynısından harici tank dolumu amacı ile monte edilmektedir. Bu kaplinler fonksiyon

ve geometrik ölçü bakımından birbirinden farksızdır. Ancak ayırt edilebilmek amacı ile sarı ve kırmızı olarak iki ayrı renkte imal edilirler.

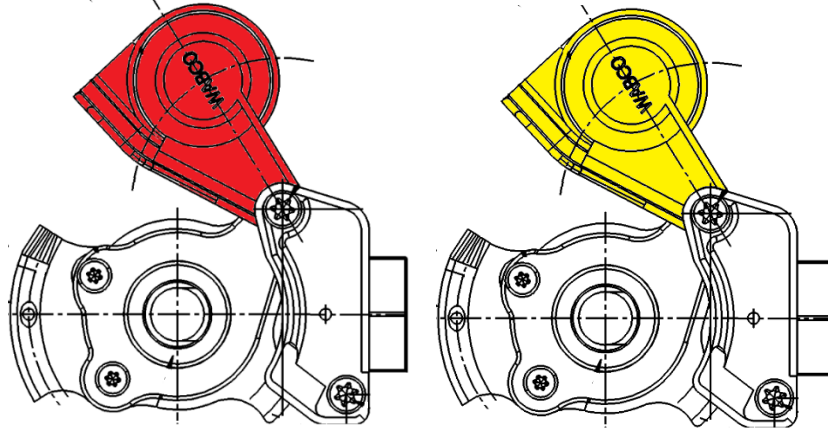
Sarı renkli fren kaplinleri servis frenleri bağlantısını sağlarken, kırmızı renkli fren kaplini acil durum ve park freni fonksiyonları bağlantısını sağlar. Ek olarak harici kaynaktan hava tanklarını doldurmak için kullanılan hatta montajlanan fren kaplinleri ise sıklıkla kırmızı renk tercih edilir.

Bu fren kaplinlerinde temel fark, servis freni için kullanılan kaplinin içerisine bütünleşmiş tek yönlü geçiş valfi bulundurmasıdır. Bu kaplinler çeken taşıtın arka kısmında, çekilen taşıtın ön kısmında bulunur.

Treyler kontrol valfi, fren pedal valfinden ya da el fren valfinden gelen basınçlı havayı ilgili treyler kontrol kaplinlerine iletir. Böylelikle römork üzerinde bulunan tekerlekler de uygun şekilde frenlenmiş olur.



Şekil 2.18 Elektronik kontrollü treyler kontrol valfi gösterimi (Wabco Global, b.t)



Şekil 2.19 Park ve servis frenleri için treyler kontrol kaplinleri (Wabco Global, b.t)

2.10.10 Yüke bağlı fren kuvveti düzenleyicisi

Ağır ticari taşıtlar, sıklıkla yük ya da yolcu taşımak maksadıyla kullanıldıkları için dolu ve boş ağırlıkları arasında büyük farklar oluşmaktadır. Frenleme eylemi sırasında ön ve arka aks gruplarındaki yük değişimleri taşıtın frenleme davranışını etkileyen temel faktörlerdendir.

Taşıtın aks yükünün değişmesi, pek tabi frenleme davranışının değiştiği anlamına gelmektedir. Yük durumu değiştiği koşullarda fren donanımı değişmeyeceği için, fren körüklerine uygulanan basıncın sınırlanması prensibinden hareketle bir fren kuvveti sınırlayıcısı geliştirilmiştir.

Bir regülatör olarak çalışan bu yapı elemanı, sıklıkla arka aks üzerine monte edilmektedir. Çalışma prensibi ise, arka aks üzerine sabitlendikten sonra yük algılayıcı tarafı bir çubuk vasıtası ile taşıt şasisine montajlanır. Bu sayede taşıt yüksüz durumda arka aksta bulunan yayları sıkışmayacağı için şasi taşıyıcısı ile arka aks arasındaki düşey mesafe artacaktır.

Aks üzerine sabitlenmiş kısmı ile şasi üzerine sabitlenen çubuk tarafındaki mesafe değiştiğinde içindeki çeşitli yönlendirici ve yaylar bulunan yük sınırlayıcısı arka aks fren körüklerine iletilen hava basıncını belirli oranda sınırlayarak iletir. Fren körükleri daha düşük basınç altında daha düşük frenleme kuvveti oluşturacağı için taşıtın yük durumuna uygun bir frenleme yapmış olur.

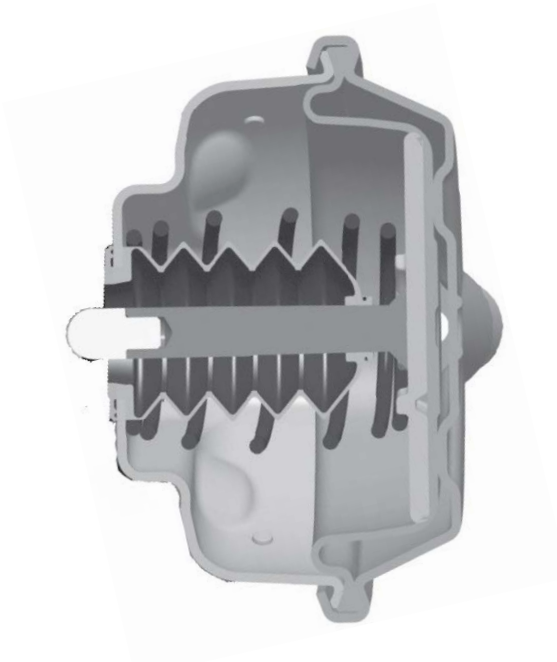
Arka aks/akslarda oluşan frenleme, taşıtın yük durumu ve geometrik ölçülerine göre mümkün olan sınırlar dışında olursa, taşıt gövdesi üzerinde bir bozucu moment oluşur ve arka aksın yol-tekerlek teması kesilerek taşıt savrulma hareketi yapar.

2.10.11 Fren Körüğü (Körüklü Fren Silindiri)

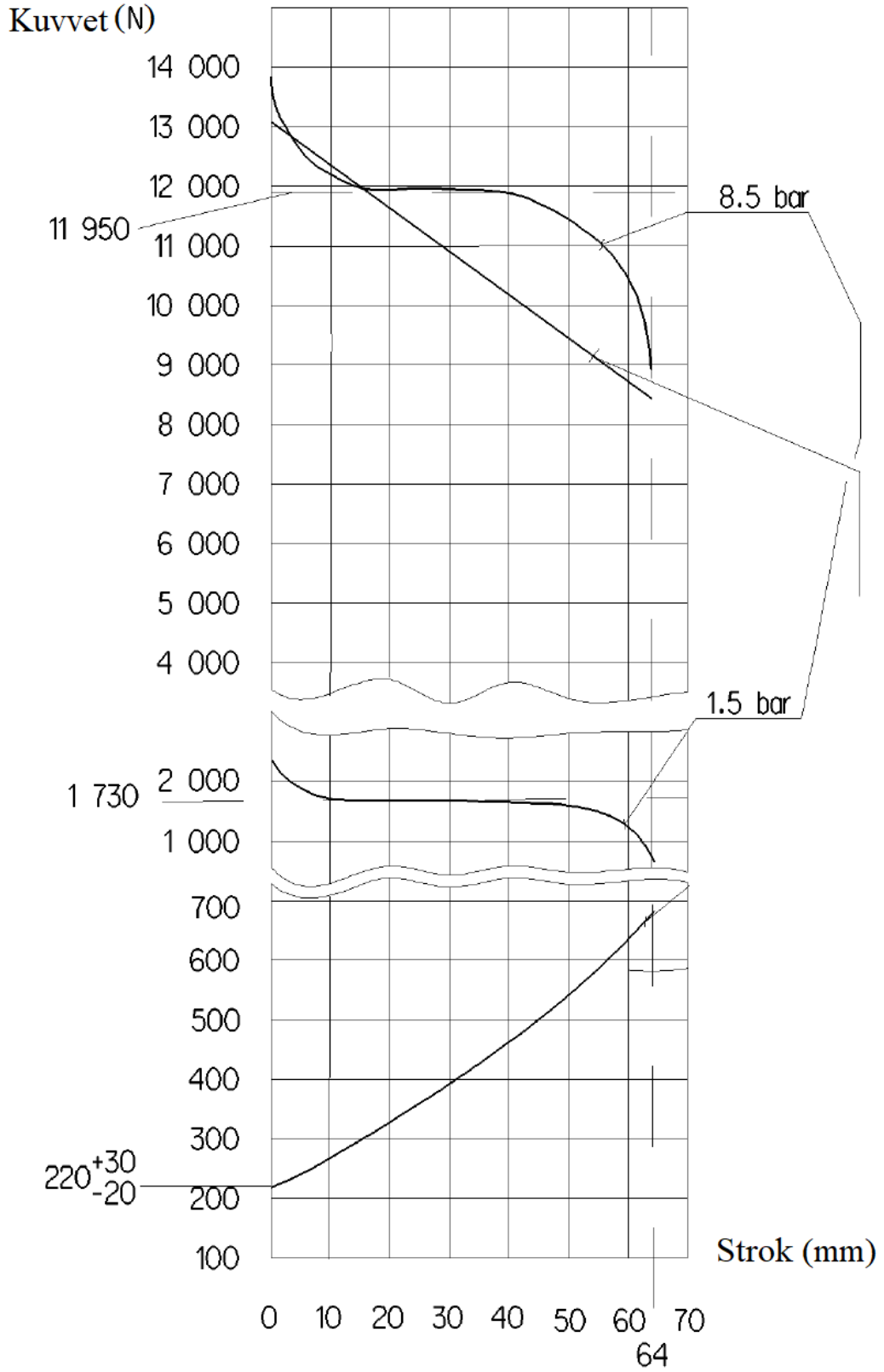
Fren körüğü, basınçlı havalı fren sistemlerinde fren semeri ya da tamburun frenleme eylemi yapmasını sağlayan yapı elemanıdır. Körüklü fren silindiri; içerisinde iki odacık bulunan, bu iki odacığın diyafram yapılı bir körük ile ayrıldığı silindirik bir yapıdır.

KrĞn bir tarafında basınçlı havanın etki ettiği bir piston bulunurken, diğer tarafında ise basınçlı hava etkisi kalktığında pistonun ilk konumuna geri dönmesini sağlayan bir geri getirme yayı bulunur.

Temelde körüklü fren silindiri basınçlı hava kontrolü ile doğrusal hareket yapan bir eyleyicidir. Körüklü fren silindirinin acil durum freni bulunduran ve bulundurmayan olmak üzere iki tipi mevcuttur. AĞır ticari taşıtlarda, sıklıkla arka aks körüklü fren silindirleri acil durum fonksiyonu barındıran körükler olur iken, n aks körüklü fren silindirleri sıradan diyaframlı silindirlerdir.



şekil 2.20 Diyaframlı fren körüğü gösterimi (Knorr Bremse SN6-7 SK7 Service Manual)



Şekil 2.21 Diyaframalı fren körüğü, strok-kuvvet grafiği (Wabco Global, b.t)

Acil durum fonksiyonlu körüklü fren silindirleri, sıradan diyafram, yay, silindir mekanizmasına ek olarak üzerinde vidalı bir mil üzerinde hareket edebilen ek bir pistonun daha bulunduğu, piston üzerinde bir öncekiyle benzer şekilde geri getirme yayı bulunan bir yapı daha barındırır.

Acil durum fonksiyonlu körükler, basınçlı hava ile beslenmez iken açık, yani taşıtın frenleri devrede olan, konumda bulunur. Bu çalışma prensibi sayesinde, bir hata/arıza sonucu taşıt basınçlı hava beslemesini yitirdiğinde ve depolanan kısmı da tükettiğinde acil durum frenleri sayesinde frenleyerek durur.

Ayrıca taşıt park halinde iken basınçlı hava beslemesinde bir sorun oluşması halinde, acil durum frenleri devreden çıkmayacağı için taşıt hiçbir zaman fren basınçlı hava beslemesinde bir sorun var iken hareket edemez.

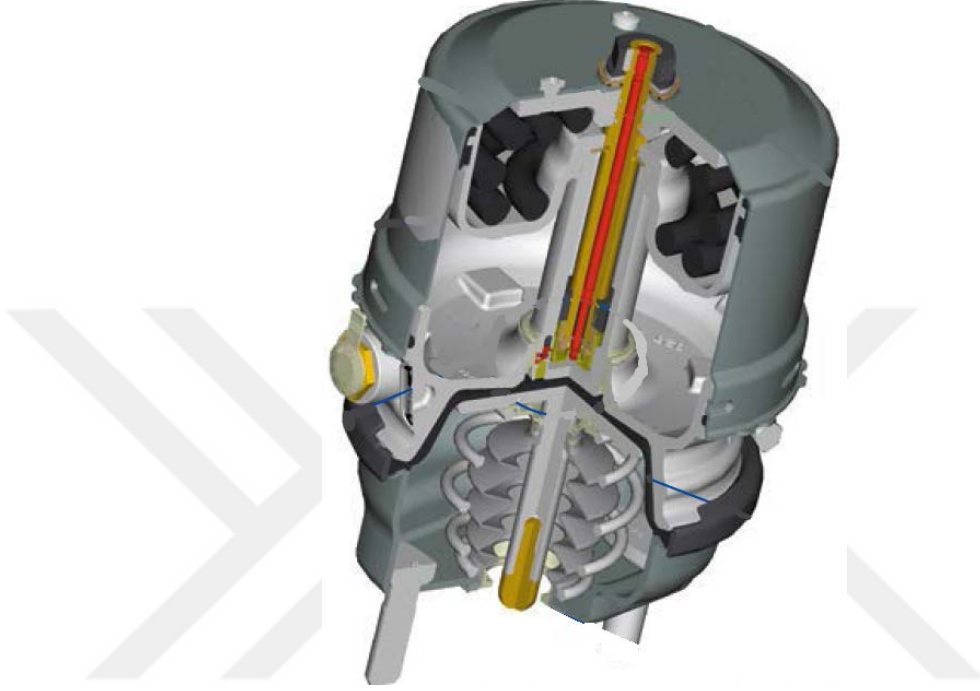
Böylelikle bir emniyet tedbiri de sağlanmış olur. Ek olarak el fren valfi sayesinde bu körüklere basınçlı hava beslenebilir ya da besleme kesilebilir. Bu sayede sözü edilen körükler park freni görevini de yerine getirmiş olur.

Acil durum fonksiyonu olan körüklü fren silindirleri, kullanıcının isteği doğrultusunda mekanik bir kontrol ile serbest bırakılabilmektedir. Acil durum fonksiyonu nedeni ile bulunan ek piston bir vida parçası ile hareket edebildiği için vidayı bulunduğu yuvada gevşetip, sıkarak park freni devreden çıkabilir ya da devreye alınabilir.

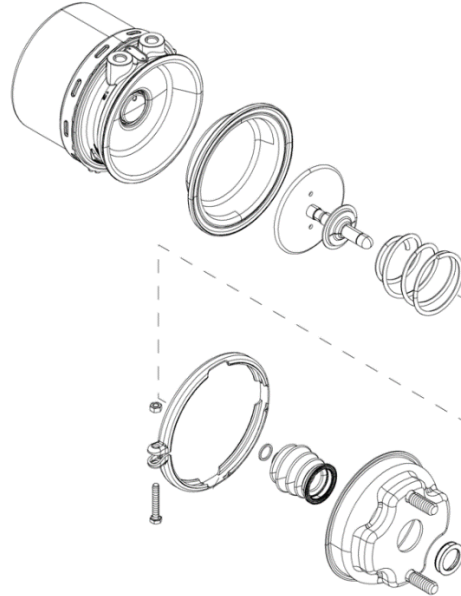
Acil durum fonksiyonlu körüklü fren silindirlerinin acil durum barındırmayan kısmı ile sıradan servis frenlerinin yapı ve çalışma tarzı tamamen aynıdır. Basınçlı hava pistonun olmadığı, diyafram ile ayrılmış odacığa dolarak körük pistonunu ileri yönde iter.

Diyafram bu noktada iki odacık arasında sızdırmazlığı temin eden bileşendir. Piston hareket ederken bir ucu kendi üzerine bir ucu körük gövdesine sabitlenmiş helisel yayı sıkıştırıp, basınçlı hava körük üzerinden kalktığında pistonu eski konumuna geri getirecek enerjiyi depolamasını sağlar.

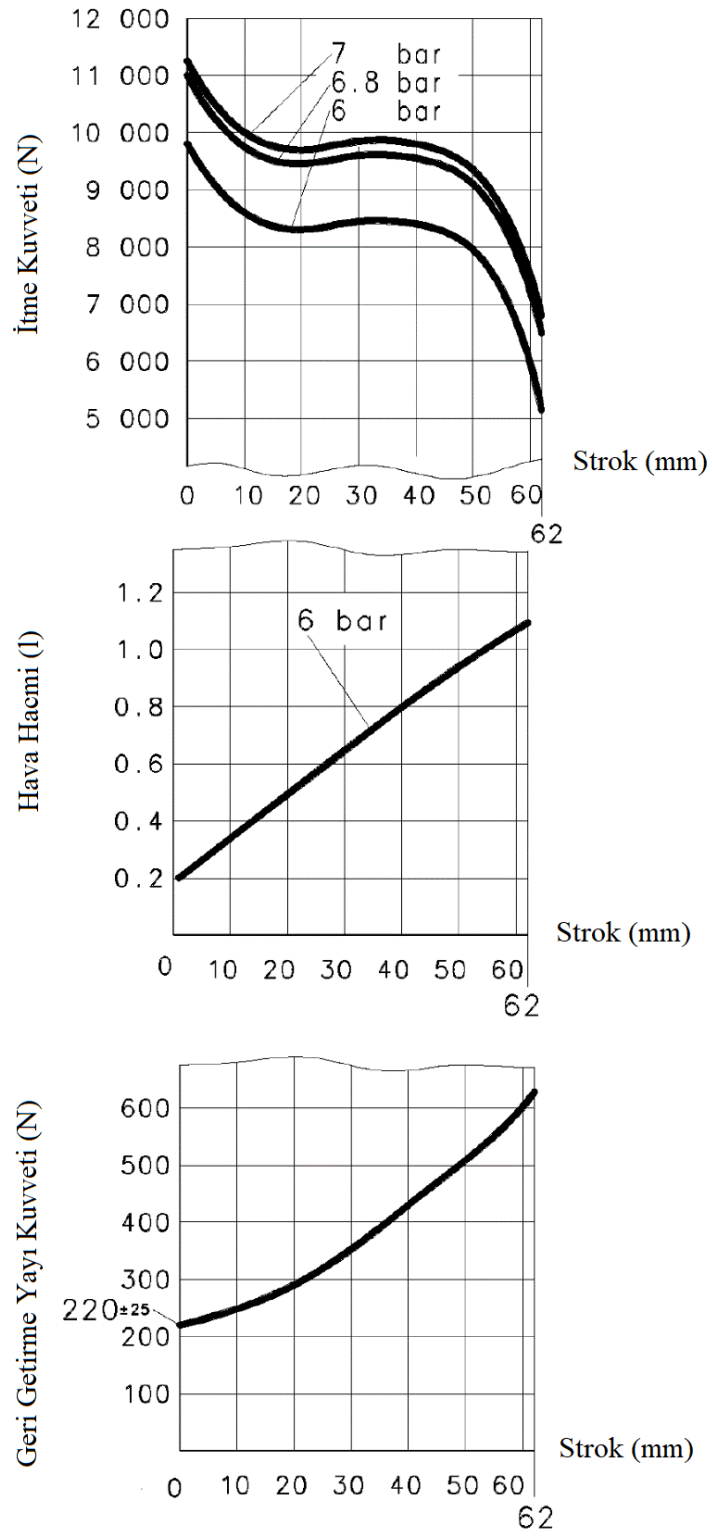
Fren körüğünde ileri geri hareket eden piston, taşıt tambur fren ile donatılmış ise tambur içerisindeki fren pabuçlarını hareket ettirecek olan mekanizmaya, disk fren ile donatılmış ise de fren semeri içerisinde balatalar arasında diski sıkıştırmaya yarayan pistonun itilmesini sağlayan manivela mekanizmasına hareket vermek üzere kullanılır.



Şekil 2.22 El freni olan diyaframli fren körüğü (Wabco Global, b.t)



Şekil 2.23 El frenli fren körüğü patlatılmış gösterim (Wabco Global, b.t)



Şekil 2.24 El frenli fren körüğü, strok-kuvvet grafiği (Wabco Global, b.t)

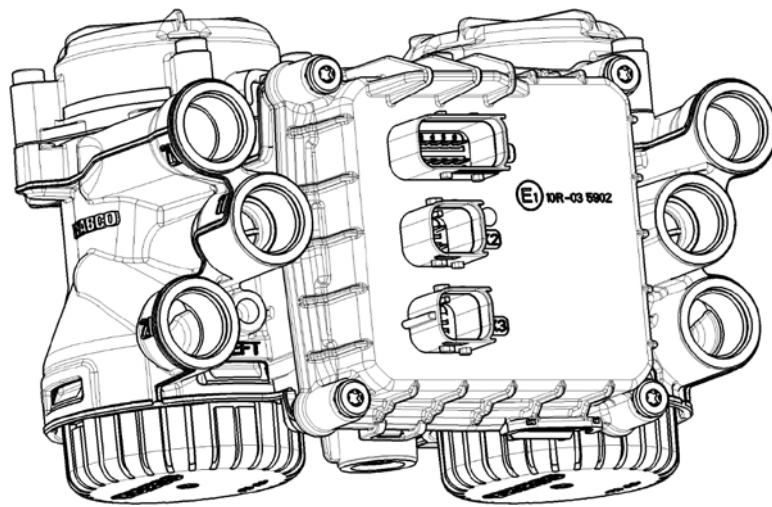
2.10.12 Aks Modölatörleri

Aks modölatörleri elektronik kontrollü pnömatik fren sistemlerinde bulunması zorunlu bileşenlerden biridir. Söz konusu taşıt ABS, ASR ya da ESC gibi aktif güvenlik sistemlerinden biri ya da birkaçı ile donatılmış ise aks modölatörü bileşenine ihtiyaç duyulur.

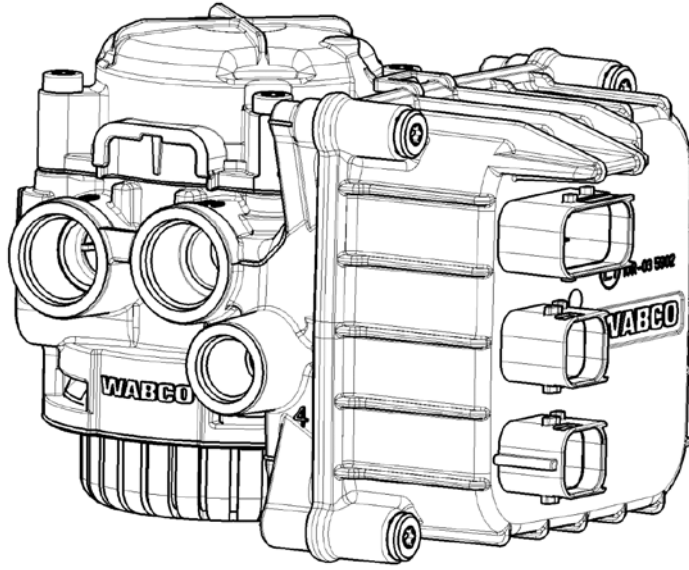
Bu aktif güvenlik sistemleri daima taşıt dengesini korumak amacı ile sensörlerden gelen sinyalleri bir elektronik kontrol ünitesinde değerlendirerek tekerlekler üzerine birtakım etkiler oluşturur. Sistemin görevini yerine getirebilmesi için dönen bir tekerleğin frenlenmesi, bloke olan bir tekerleğin frenlemesinin azaltılması gibi bazı komutları çok kısa bir zaman aralığında birden fazla kez yapabilmesi gerekmektedir. Ek olarak balata aşınması ve akstaki yük durumuna bağlı olarak da fren kuvveti dağıtımını gerçekleştirmektedir.

Elektronik kontrol ünitesinden gelen bu komutları mekanik olarak uygulayarak etkiyi oluşturacak bileşenler aks modölatörleridir. Arka aks modölatörleri bu düzenlemeyi kendi içerisinde bir ilave donanımına ihtiyaç duymadan sağlayabiliyor iken ön aks modölatörleri ABS manyetik valflerine ihtiyaç duyar.

Özetle taşıtın ABS, ASR veya ESC gibi fonksiyonlarının yerine getirilmesi görevini aks modölatörleri temin eder.



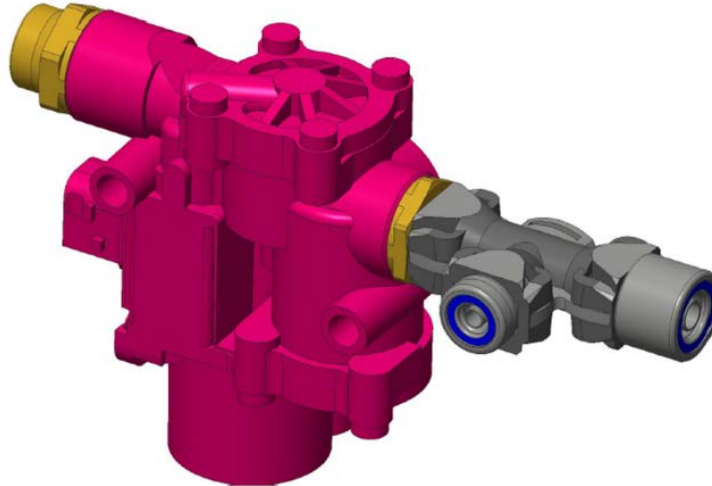
Şekil 2.25 Arka aks modölatörü gösterimi (Wabco Global, b.t)



Şekil 2.26 Ön aks modülatörü gösterimi (Wabco Global, b.t)

2.10.13 ABS Manyetik Valfi

ABS manyetik valfi, içerisinde çevresinde elektrik alan oluşturulduğunda hareket eden bir piston bulunan pnömatik valftir. Bu bileşen taşıtın normal işletme durumunda daima açık pozisyonundadır. ABS sisteminin frenleme için devreye girip elektronik kontrol ünitesi kumandası ile elektronik sinyal iletildiğinde kapanır.



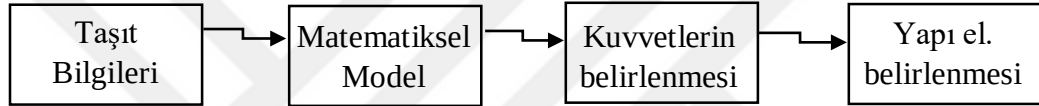
Şekil 2.27 ABS Manyetik valfi gösterimi (Wabco Global, b.t)

BÖLÜM ÜÇ

MATEMATİKSEL MODELLER

3.1 Modelleme Tanımı

Çalışmaya konu olan ağır hizmet taşıtında kullanılacak olan fren sisteminin bazı performans parametrelerinin hesaplanması ve bu parametrelerin fren sistemi için geliştirilen standartlarda belirtilen, referans değer aralığında olup olmadığının kontrolünün sağlanması için boyuna taşıt modelinin kurulması gerekmektedir. Bu model ile tekerleklere etkiyen kuvvetler ve buna karşılık çeşitli senaryolarda oluşturulması gereken fren kuvvetinin tayinin yapabilmek için matematiksel birkaç modele ihtiyaç duyulur.



Şekil 3.1 Matematiksel modelleme akış şeması

Matematiksel modelleme akış şemasında belirtildiği gibi, çeşitli girdiler oluşturulan matematiksel modelde kullanılarak istenen değerler elde edilir. Bu elde edilen değerler ışığında uygulamanın nasıl yapılacağı belirlenir.

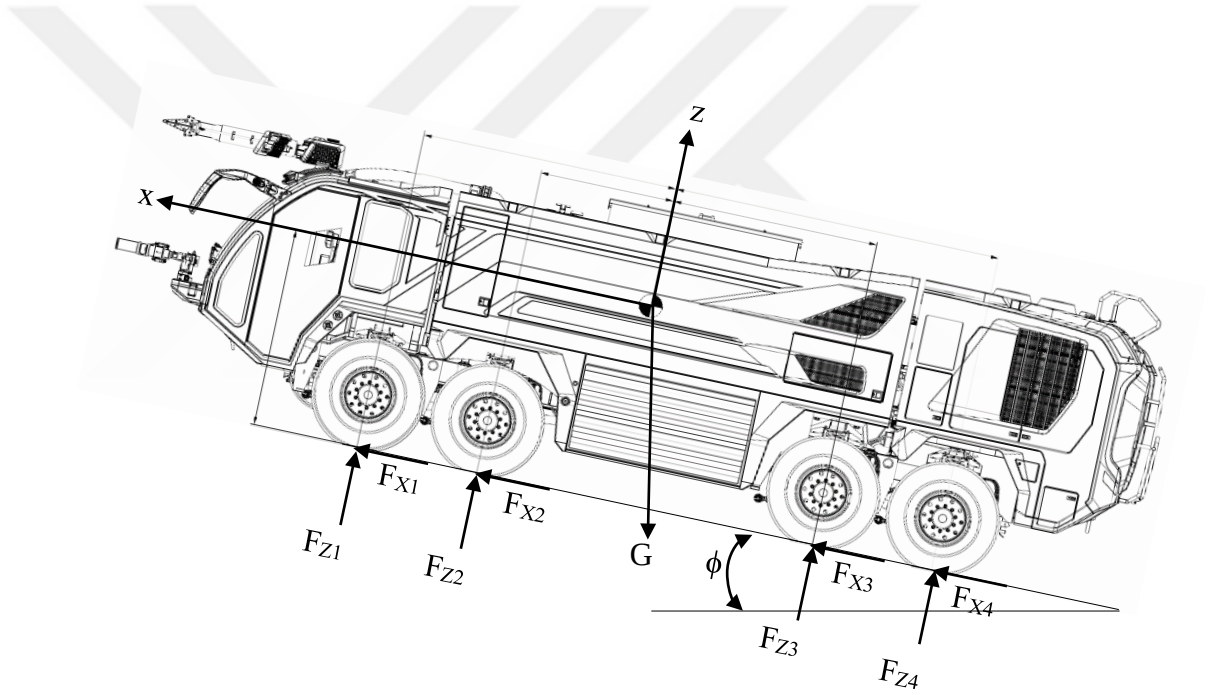
3.2 Taşıt Matematiksel Modeli

Bir taşıtın fren sistemi tasarımını geliştirmek amacıyla matematiksel model oluşturabilmek için tekerleklere etki eden tüm kuvvetlerin belirlenmesi gerekmektedir. Her bir frenleme ivmesi durumunda ön ve arka akslar üzerinde oluşan aks yükleri birbirinden farklı olacağı için taşıtın frenleme davranışı da benzer şekilde farklılık gösterebilmektedir. Bu nedenle en yüksek frenleme ivmesi durumunda dahi standartlarda belirtilen gereklilikleri sağlayabilecek bir frenleme donanımının tasarlanmasının yanı sıra, her bir frenleme senaryosu için taşıtın kararlı ve dengeli bir hareket göstermesi de aynı oranda önemlidir. Taşıtın sahip olması gereken fren donanımı özellikleri, jant büyüklüğü, aks tipi, genel yapısal tasarımda bulunan detaylar gibi nedenlerle belirli sınırlar dâhilinde belirlenmelidir. Taşıt için belirlenen donanımın, kontrolü noktasında ise basınçlı hava ile tahrik edilmesi halinde

- L_4 : Üçüncü ve dördüncü akslar arası uzaklığı ifade etmektedir.

Taşıtın konsept tasarım aşamasında dış ölçüleri ve aks mesafeleri belirlenmektedir. Bu kısmın ardından, aksların birbiri arasındaki aks yükü farkı %10'u, aynı aksa bağlı tekerlekler arasındaki yük farkı %5'i geçmemesi koşulları ile üzerine konumlanacak bileşenlerin yerleri tayin edilmiştir.

Aks yükleri değişimlerinin çeşitli ivme ve yokuş tırmanma/iniş durumlarında görülebilmesi için bir matematiksel ifade oluşturulmuştur. Bu matematiksel ifade; taşıtın üzerine etkiyen kuvvetlerin dengesinden yararlanarak elde edilmiştir



Şekil 3.3 Taşıt tekerleklerine etkiyen kuvvetlerin gösterimi

Taşıtın aks sayısının ikiden fazla olması nedeniyle, aks yükleri için yazılacak denge eşitliklerinde bulunan, tekerleklerle etki eden kuvvetlerin değerlerinin elde edilebilmesi için dört adet matematiksel eşitliğe ihtiyaç vardır. Bu eşitlikler X ve Z yönünde kuvvet dengesi, Y yönünde moment dengesi ve son eşitlik olarak da rijit bir taşıt gövdesi kabulü ile süspansiyon sistemindeki çökmelere ait eşitlik yazılır.

Denklemlerde yer alan k ifadesi, taşıtın süspansiyon sistemine ait helezon yayların katılık değeridir. Her aksta bulunan yaylar aynı olduğu için tüm k değerleri eşittir. Eşitliklerde bulunan F kuvvet ve x uzaklık değerleri her bir aksın tekerleklerine etki eden kuvvetler ve aksların kütle merkezine olan uzaklıklarını göstermektedir. İndislerde bulunan 1,2,3 ve 4 rakamları taşıtın önden arkaya doğru yer alan akslarını ifade eder. Bu eşitlikler denklem 3.1'den 3.5'e kadar aşağıda gösterilmiştir

$$F_{x_1} + F_{x_2} + F_{x_3} + F_{x_4} - G \sin \phi = ma \quad (3.1)$$

$$F_{z_1} + F_{z_2} + F_{z_3} + F_{z_4} - G \cos \phi = 0 \quad (3.2)$$

$$F_{z_1}x_1 + F_{z_2}x_2 + F_{z_3}x_3 + F_{z_4}x_4 + h(F_{x_1} + F_{x_2} + F_{x_3} + F_{x_4}) = 0 \quad (3.3)$$

$$\frac{1}{x_2 - x_1} \left(\frac{F_{z_2}}{k_2} - \frac{F_{z_1}}{k_1} \right) - \frac{1}{x_4 - x_1} \left(\frac{F_{z_4}}{k_4} - \frac{F_{z_1}}{k_1} \right) = 0 \quad (3.4)$$

$$\frac{1}{x_3 - x_3} \left(\frac{F_{z_3}}{k_3} - \frac{F_{z_1}}{k_1} \right) - \frac{1}{x_4 - x_1} \left(\frac{F_{z_4}}{k_4} - \frac{F_{z_1}}{k_1} \right) = \quad (3.5)$$

Bu denklemlerin içerdiği bilinmeyenleri tespit etmek için matris formu ile çözüm geliştirildiğinde;

$$[A][X] = [B] \quad (3.6)$$

Bu denklemde;

$$[X] = [F_{z_1} F_{z_2} F_{z_3} F_{z_4}]^T \quad (3.7)$$

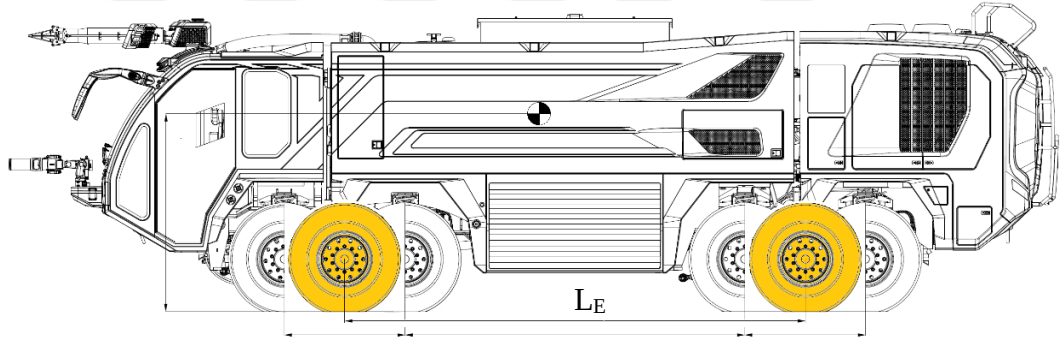
$$[A] = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ x_1 & x_2 & x_3 & x_4 \\ \frac{x_4 - x_2}{k_1 \cdot (x_1 - x_4)} & \frac{1}{k_2} & \frac{1}{k_3 \cdot (x_1 - x_4)} & \frac{x_2 - x_1}{k_4 \cdot (x_1 - x_4)} \\ \frac{x_4 - x_3}{k_1 \cdot (x_1 - x_4)} & \frac{1}{k_2 \cdot (x_1 - x_4)} & \frac{1}{k_3} & \frac{x_3 - x_1}{k_4 \cdot (x_1 - x_4)} \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

$$[B] = [mg \cos \phi \quad -h(a + mg \sin \phi) \quad 0 \quad 0] \quad (3.9)$$

Yukarıdaki denklemler sayesinde tüm ivme ve eğim koşulları için taşıtın tekerleklerine etki eden tüm kuvvetler elde edilebilmektedir.

3.2.2 Etkin Aks Açıklığı

Etkin aks açıklığı, iki akstan daha fazla aksa sahip taşıtlarda ön aksları bir aks grubu, arka aksları farklı bir aks grubu olacak şekilde birleştirilerek iki akslı bir taşıt gibi inceleme yapabilmek adına geliştirilmiş bir yaklaşımdır. Bu ifade aks yüklerinin hesaplanmasını sağlayan matematiksel modelin kullanılmasıyla ön ve arka aks gruplarına ait ağırlık merkezlerini belirler. İki aks grubunun ağırlık merkezleri arası uzaklık etkin aks açıklığı olarak isimlendirilir. Bu yöntem, başta da belirtildiği gibi taşıtın birinci aksının geometrik merkezini başlangıç noktası kabul eden bir kuvvet dengesi ifadesinden sırasıyla aks grupları arasındaki merkez noktasını tespit ederek, etkin aks açıklığı değerini elde eder.



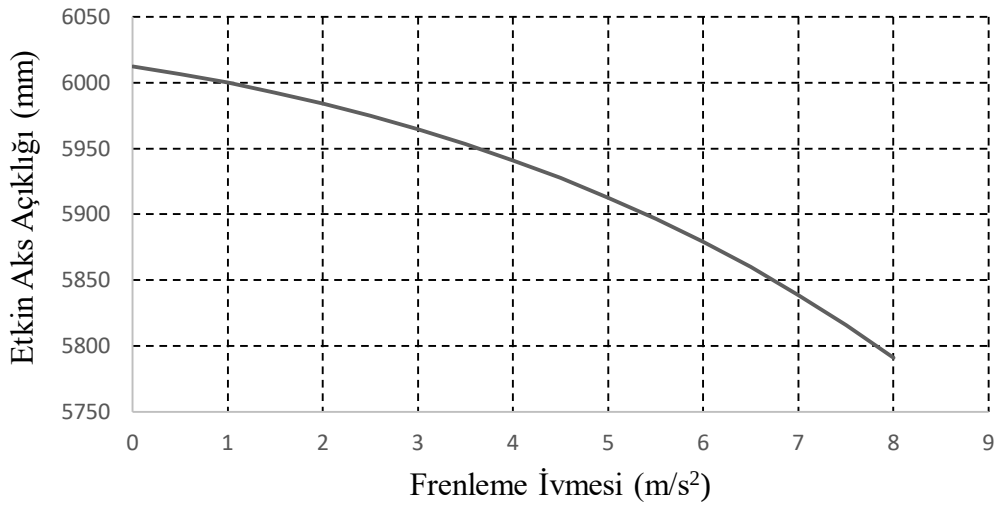
Şekil 3.4 Etkin aks açıklığı ifadesinin geometrik gösterimi

Etkin aks açıklığı değerinin hesaplanması için, aşağıdaki matematiksel ifade kullanılır. Etkin aks açıklığı ifadesi öncelikle, taşıtın ön veya arka aks gruplarının kendi içinde, o anki koşullardaki aks yükünü ve iki aksın denge noktasını belirler. İlgili yükleme durumu için aksların merkezleri düşey, yatay yönde kuvvet dengesi ve belirli bir noktaya göre alınan moment ifadesi ile elde edilir. Moment alınan mesnet noktası olarak isimlendirilebilecek nokta ön ve arka aks gruplarının merkezleri kabul edilir. Ön ve arka aks gruplarında bulunan aks yükü toplanarak önceki ifadede belirtilen noktadan etki ettiği kabulü yapılır. Taşıt bu yaklaşım ile iki akslı olan ve sabit belirli

bir aks mesafesine ek olarak aks merkezi uzaklıklarının hesaba katıldığı bir aks mesafesine sahip olmuş olur. Bu ifadede yer alan L_2 ; Birinci ve ikinci aks arası uzaklık, L_3 ; İkinci ve üçüncü aks arası uzaklık, L_4 ; Üçüncü ve dördüncü aks arası uzaklığı belirtir. Diğer ifadelerden m_1 ; Birinci aksa ait aks yükünü, m_2 ; İkinci aksa ait aks yükünü, m_3 ; Üçüncü aksa ait aks yükünü ve m_4 ; Dördüncü aksa ait aks yükünü gösterir.

$$L_E = \left(L_2 - \left(\frac{m_2 \cdot L_2}{m_1 + m_2} \right) \right) + \left(L_4 - \left(\frac{m_3 \cdot L_4}{m_3 + m_4} \right) \right) + L_3 \quad (3.10)$$

Etkin aks açıklığı ifadesi, frenleme ivmesine bağlı değişkenlik göstermektedir. Frenleme ivmesinin her bir değeri için taşıtın farklı bir aks mesafesine sahip iki akslı bir taşıt gibi davranış gösterdiği kabul edilmiştir.



Şekil 3.5 Etkin aks açıklığının frenleme ivmesine bağlı değişimi

3.2.3 Dinamik Aks Yükleri

Taşıtların aks yükleri eğimsiz bir düzlemde statik olarak dengede durur iken hesaplanır ve uygulanır. Ancak hızlanma ve frenleme durumlarında taşıtın sahip olduğu ivme nedeniyle taşıt gövdesinde ilave bir kuvvet daha oluşur. Tıpkı viraj hareketi sırasında yanal kuvvetten dolayı oluşan ve taşıtın ön ve arka aks yalpa merkezlerinden geçtiği varsayılan hayali eksen üzerinde devrilme hareketi yapması

gibi, taşıtın hızlanma ve frenleme durumlarında taşıt öne ya da arkaya doğru baş sallama hareketi yapar.

Baş sallama hareketinin temel nedeni sahip olunan ivme neticesinde aks yüklerinin değişmesidir. Taşıt ileri yönde hızlanırken arka aks yükü, frenler iken ön aks yükü artar. Bu hareketler neticesinde taşıtın sahip olduğu aks yükünden farklı bir aks yükü ile yüklenmesi tüm seyir ve frenleme davranışını etkiler. Dolayısıyla ön ve arka aks yükleri frenleme esnasında aynı yüke sahip olamayacakları için fren kuvveti talepleri de aynı olmayacaktır. Bu nedenle tüm taşıtların ön akslarındaki fren donanımı arka aks fren donanımına kıyasla daha yüksek kapasitelidir. Frenleme durumlarında, ön ve arka akslara ait dinamik aks yüklerinin biliniyor olması gerekmektedir. Dinamik aks yüklerinin belirlenebilmesi için de ön ve arka aks gruplarının kütle merkezine olan uzaklıklarının, kütle merkezinin yerden yüksekliğinin ve toplam taşıt ağırlığının bilinmesi gerekmektedir. Ön aksın kütle merkezine uzaklığı aşağıdaki matematiksel ifade ile elde edilmektedir.

$$L_V = \left(-x_G - \left(\frac{m_2 \cdot L_2}{m_1 + m_2} \right) \right) \quad (3.11)$$

Arka aksın kütle merkezine olan uzaklığı için ise aşağıdaki ifade kullanılmaktadır.

$$L_H = \left(x_3 + L_4 - \left(\frac{m_3 \cdot L_4}{m_3 + m_4} \right) + x_G \right) \quad (3.12)$$

Dinamik aks yükleri, taşıt iki akslı bir modele indirgendiği için, ön aks için ön aks grubu, arka aks için arka aks grubu olarak, ön ve arkadaki aksların toplam yüklerini dâhil edip, etkin aks açıklığı ifadesinin kullanımıyla elde edilmiştir. İfadede yer alan m_F : Toplam taşıt kütlesi, h : kütle merkezi yüksekliği ve z : frenleme oranı olmak üzere ön ve arka aks grupları için dinamik aks yükü ifadeleri sırasıyla aşağıdaki gibidir.

$$G_V = G \cdot \left(\frac{L_H}{L_E} + z \cdot \frac{h}{L_E} \right) \quad (3.13)$$

$$G_H = G \cdot \left(\frac{L_V}{L_E} - z \cdot \frac{h}{L_E} \right) \quad (3.14)$$

3.2.4 Fren Kuvveti Dağılımı

Taşıtın dinamik yapısı göz önünde bulundurularak düşünüldüğünde, frenleme sırasında tekerlek – yol temasını kaybetmeden, bir iz değişimi olmadan ve herhangi bir şekilde savrulmadan frenlenebilmesi gerekmektedir. Bu koşullar altında fren sisteminin önemli tasarım ölçütlerinden birinin fren kuvveti dağılımı olduğu anlaşılmaktadır. Fren kuvveti dağılımı, aks yükü dağılımına, taşıtın o anki yük durumuna, frenleme oranına ve tekerleklerin frenleme anında bulundukları zemin tipi gibi birden çok birbiri ile ilişkili parametreye bağlıdır. Fren kuvveti dağılımının genel matematiksel ifadesi ise aşağıdaki gibidir. Matematiksel ifadede yer alan L_H : Arka aksın kütle merkezine yatay olan uzaklığını, h : kütle merkezinin yer zemininden yüksekliğini, L_H : ön aksın kütle merkezine olan yatay uzaklığını, z ise frenleme oranıdır. Denklem 3.15’de gösterilen matematiksel ifade; arka akslara uygulanan fren kuvvetinin ön akslara uygulanan fren kuvvetine oranıdır.

$$K = \frac{L_V - z \cdot h}{L_H + z \cdot h} \quad (3.15)$$

Taşıtın en yüksek frenleme ile yavaşlayıp durabilmesi için, tüm tekerleklerinin kayma sınırına kadar frenlenmesi gerekmektedir. İdeal frenleme kuvvetinin sınırları, aks üzerine etki etmesi gereken frenleme kuvvetinin taşıt ağırlığına oranı ile belirlenir. Bu oran arka aks için sıfıra yaklaştığında, arka aks yol tekerlek tutunmasını yitirir ve taşıt savrulur. Ön ve arka aks grupları için ideal fren kuvveti dağılımını incelemek için aşağıda bulunan matematiksel ifadelerle ihtiyaç duyulur.

Taşıtın boyuna yönünde etki eden kuvvetlerin ön ve arka aksa uygun değer olarak dağılımı sağlanabilirse dengeli olarak ulaşılabilecek en yüksek ivmeye ulaşılır. Denklem 3.1 etkin aks açıklığı ile ifade edilen iki akslı taşıt modeline ve eğim değerinin sıfır olduğu bir durum için düzenlenecek olursa;

$$F_{x_1} + F_{x_2} = ma \quad (3.16)$$

Taşıtın tekerleklerine etki eden çekiş veya frenleme kuvveti, her bir tekerlek için tekerleğe etki eden dik kuvvetin ve yol-tekerlek arası sürtünme katsayısının bir

fonksiyonudur. Bu nedenle 3.16 denklemi aşağıdaki matematiksel eşitlik ile ifade edilebilir;

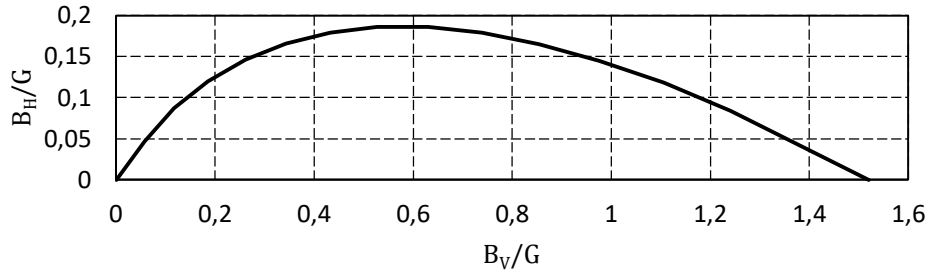
$$F_{x_1} \leq \mp \mu_x F_{z_1} \quad (3.17)$$

$$F_{x_2} \leq \mp \mu_x F_{z_2} \quad (3.18)$$

Akslara etki eden dik kuvvetler de taşıtın geometrik ölçülerinin birer fonksiyonu olarak değerlendirilirse; Denklem 3.17 ve 3.18 olarak elde edilen ifadeler taşıt ağırlığı ile boyutsuz hale getirilerek genelleştirilebilir. Bu durumda ifadeler aşağıdaki eşitliklere dönüşür.

$$F_{z_2} = mg \frac{x_2}{L_E} + mg \frac{h}{L_E} \cdot \frac{a}{g} \quad (3.19)$$

$$\frac{F_{x_2}}{mg} = \mu_x \left(\frac{x_1}{L_E} + \frac{h}{L_E} \cdot \frac{a}{g} \right) \quad (3.20)$$

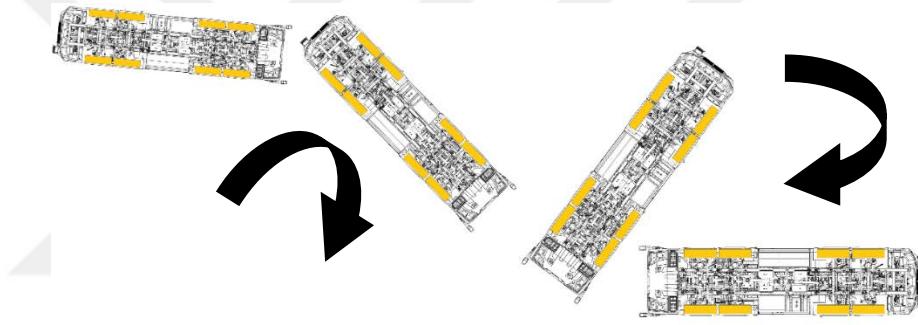


Şekil 3.6 İdeal fren kuvveti dağılımı

Şekil 3.6’da görülen ideal fren kuvveti dağılımına göre söz konusu taşıt yaklaşık 15,5 m/s² frenleme ivmesi ile frenlenirse arka akslarının yol-tekerlek teması tamamen yitirilmektedir. Arka akslar üzerinde oluşturulan frenleme kuvveti, taşıtın kütle merkezine göre taşıtı savurmaya yönelik bir bozucu moment oluşturacağı için taşıt kütle merkezi etrafında bir savrulma hareketi gerçekleştirecektir.

Taşıtın ön ve arka aks grupları için yükleme durumu ve bunula ilişkili olarak ön ve arka aks grupları merkezlerini kütle merkezine olan uzaklıkları aynı olmayacağı için, aynı frenleme oranı değerinde ön ve arka aks gruplarının farklı tutunma sınırı değerleri mevcuttur.

Bu veriler ile bir frenleme koşulunda, taşıtın önce hangi aksının bloke olacağı tespit edilir. Arka aksın yol-tekerlek temasının yitirilmesini sağlayacak frenleme ivmesine ulaşıldığında taşıt, Şekil 3.7’de görülen biçimde iz değiştirerek savrulur. Taşıtın tabi olduğu standartlarda öngörülen frenleme ivmesi değerleri için tekerlekleri ilk önce bloke olacak olan aksın tespit edilmesi son derece kritik bir husustur. Taşıtın fren yapı elemanları ve tabi Anti Blokaj Sistemine ait elektronik kontrol kumandasının parametreleri bu bilgiler ışığında belirlenir.



Şekil 3.7 Taşıtın savrulma hareketinin gösterimi

$$\frac{B_V}{G} = z^2 \cdot \frac{h}{L_E} + z \cdot \frac{L_H}{L_E} \quad (3.21)$$

$$\frac{B_H}{G} = -z^2 \cdot \frac{h}{L_E} + z \cdot \frac{L_V}{L_E} \quad (3.22)$$

BÖLÜM DÖRT

FREN SİSTEMİ HESAPLAMALARI VE TESTLERİ

4.1 Fren Kuvveti Hesaplamaları

Taşıtın ilgili standart ve yönetmeliklerin gereksinimlerini karşılayacak şekilde frenleme yapabilmesi için ihtiyaç duyacağı fren kuvvetini tespit etmek fren sistemi tasarımının ilk adımıdır. Dinamik aks yüklerine bağlı olarak ön ve arka akslar tarafından talep edilecek olan fren kuvvetleri tespit edilir.

Taşıtın herhangi bir şekilde dengesini yitirmeden frenlemesini sağlayacak olan fren kuvvetinin oluşturulması için gereken fren donanımı özellikleri belirlenir. Bu donanımın özelliklerinin belirlenmesi aşamasında ise birden çok sınır koşulu söz konusudur.

Tambur ya da disk fren gerekliliği, söz konusu donanım için pabuç veya fren semerinin kontrolü, boyutsal ve yapısal tasarım geometrisi gibi birbirinden farklı sınır koşullarının tümü değerlendirilerek bir donanım belirlenir.

Bu belirleme için uygulanacak olan fren kuvveti hesaplamalarında ön ve arka aksların aynı kuvvet bağıntı katsayısına sahip koşullar altında frenleme yaptığı ön görülür. Çalışmaya konu taşıt için ön ve arka akslardan bulunan lastik tekerlek ve diğer yürüyen aksam detayları açısından bir fark bulunmamaktadır.

Taşıtın dört akslı olması nedeniyle uygulanacak olan etkin aks açıklığı ifadesinden hareketle; ön iki aksın aks yükü toplamı değeri ön aks grubu yükü, arka iki aksın aks yükü toplamı değeri ise arka aks grubu yükü olarak ilgili hesaplama yöntemi uygulanmıştır.

Denklem 1.5'te ifade edilen frenleme oranının en yüksek değeri için $z=0.8$ kabul edilmesi halinde, aks grupları için ihtiyaç duyulan frenleme kuvvetleri aşağıdaki matematiksel ifadeler ile elde edilir.

$$B_V = z. \left(G. \left(\frac{L_H}{L_E} + z. \frac{h}{L_E} \right) \right) \quad (4.1)$$

$$B_H = z. \left(G. \left(\frac{L_V}{L_E} - z. \frac{h}{L_E} \right) \right) \quad (4.2)$$

Denklem 4.1 ve 4.2 ile elde edilen değerler tekerlek temas noktasındaki teğetsel kuvvetleri ifade etmektedir. Taşıtın ön ve arka tekerleklerine uygulanması gereken fren momentinin belirlenmesi için bu kuvvet değerlerinin dinamik tekerlek yarıçapı değeri ile çarpılması gerekmektedir. Taşıtın ön ve arka tekerlekleri aynı olduğu için ön ve arka tekerleklerdeki dinamik tekerlek yarıçapı birbirinin aynısıdır.

Ön ve arka aks gruplarında oluşturulması gereken toplam fren momenti değeri şu şekilde elde edilir;

$$M_{BV} = B_V. r_{dyn} \quad (4.3)$$

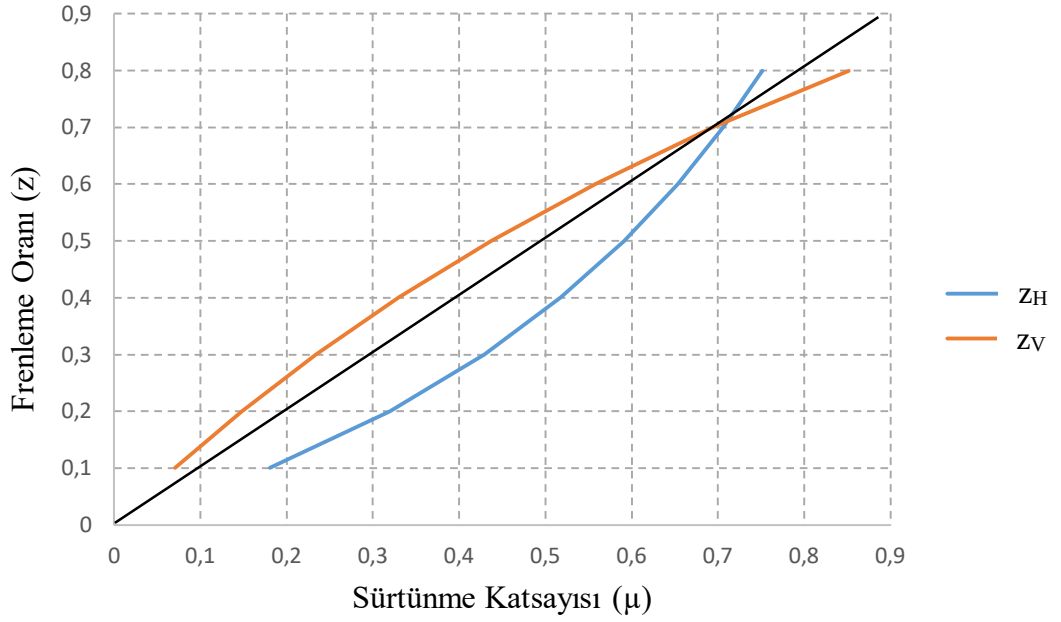
$$M_{BH} = B_H. r_{dyn} \quad (4.4)$$

4.2 Fren Donanımı Boyutlandırması

Fren kuvvetleri ve momentlerinde sonra değerlendirilmesi gereken en önemli husus akslardan hangisinin önce bloke olacağıdır. Bu nedenle belirlenen frenleme oranı değeri için ön ve arka aks frenleme oranları tespit edilmelidir.

$$z_V = \frac{\mu. L_H}{\frac{L_F}{1 - \mu \frac{h}{L_F} - \frac{K}{1 + K}}} \quad (4.5)$$

$$z_H = \frac{\frac{\mu \cdot L_V}{L_F}}{1 - \mu \frac{h}{L_F} + \frac{K}{1 + K}} \quad (4.6)$$



Şekil 4.1 Frenleme oranı eğrileri

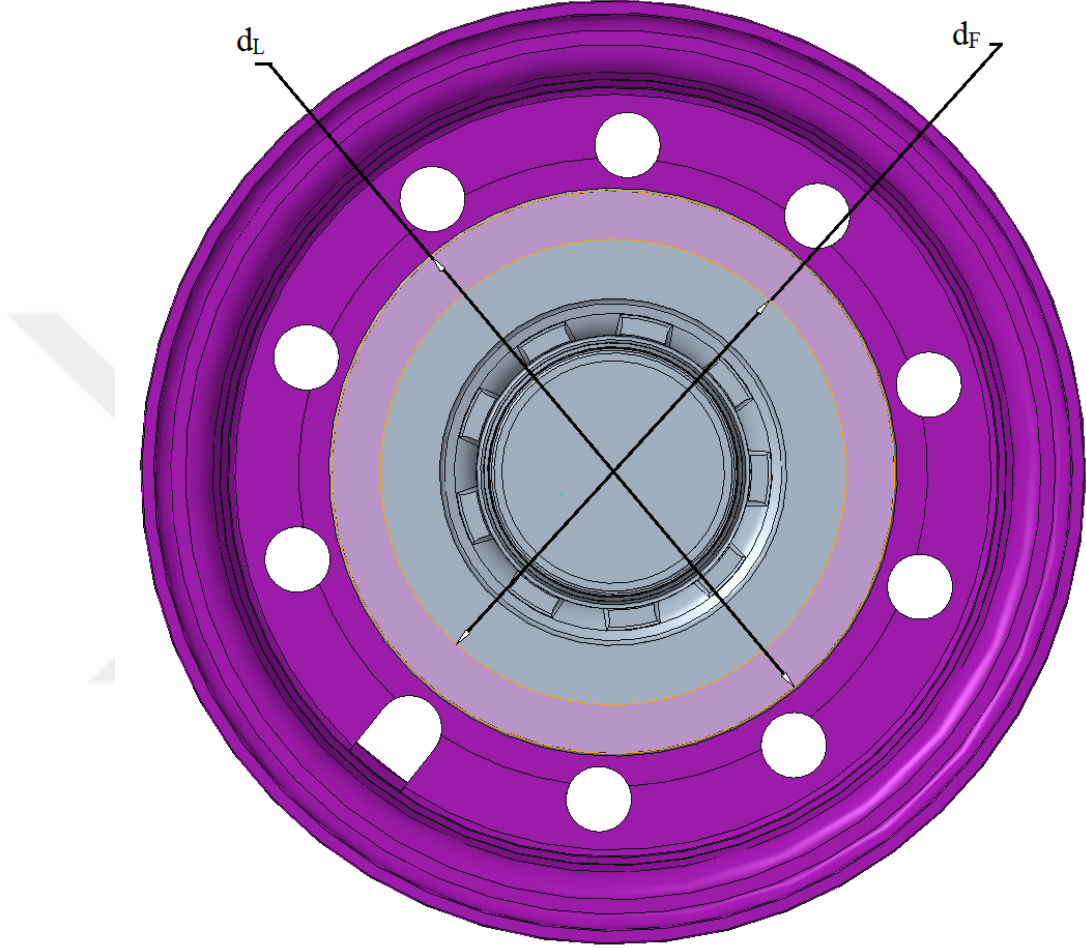
Yukarıda gösterilen grafikten hareketle taşıtın söz edilen frenleme durumunda önce ön akslarının bloke olacağı ortaya konmuştur.

Ön ve arka aks gruplarının frenleme anında ihtiyaç duyduğu fren momenti değerleri Denklem 4.3 ve Denklem 4.4 vasıtasıyla hesaplanmaktadır.

Her bir aksta dört adet tekerlek bulunmasından hareketle, her bir tekerlek için hesaplanan fren momentinin çeyreğini sağlayabilen bir fren donanımının yeterli olacağı görülmektedir.

Taşıtın sahip olduğu jant bileşeninin iç çapı fren donanımı için temel kısıtlardan biridir. Bu nedenle kullanılacak disk çapının en yüksek değeri bu sınır doğrultusunda belirlenmiştir.

Belirlenen disk çapı doğrultusunda fren semeri vasıtasıyla oluşturması gereken moment değeri tespit edilmektedir. Şekil 4.2’de taşıtın jant ve fren dışı sınırları gösterilmektedir. Belirtilen d_L ölçüsü; fren diski için mümkün olan en yüksek çap ifadesi iken d_F ölçüsü ise sürtünme yarıçapını ifade etmektedir.



Şekil 4.2 Fren diski çapı sınırı ve sürtünme yarıçapı gösterimi

Şekil 4.2’de ifade edilen sürtünme yarıçapından uygulanması gereken fren kuvveti, taşıtın talep ettiği fren momentinden hareketle elde edilebilmektedir. Fren kuvvetinin tespiti noktasında; balata ile disk arasındaki ilişkinin kritik bir parametresi olan iç fren faktörü, fren semeri pistonlarını hareket ettirecek olan mekanizmaya ait çevrim oranı, mekanizmanın bağlantı ve yataklamalarından dolayı hesaba katılması gereken bir mekanik verim ifadeleri de göz önünde bulundurulmalıdır.

$$M_{BR} = F_C \cdot \frac{d_F}{2} \cdot C^* \cdot \eta_M \cdot i_M \quad (4.7)$$

Denklem 4.7'nin içerdığı, F_C ifadesi; fren semeri hareket ettirecek olan körüklü fren silindirin uygulayacağı kuvveti, ikinci terim sürtünme yarıçapı ölçüsünü, C^* ifadesi; iç fren faktörünü, η_M : fren semeri mekanizmasının mekanik verimini, i_M ise; fren mekanizmasının çevrim oranını göstermektedir.

Fren diskinde bulunan sürtünme alanına uygun bir balata seti içeren fren semeri için de sınır koşulları jantın iç çapı ile doğrudan ilgilidir.

Bu sürtünme alanında kontrol edilecek olan balata malzemesinin hareketini sağlamak üzere iki adet piston kullanımı ön görülmüştür. Bu pistonlara ait geri getirme yay katsayısı aşağıdaki ifade ile elde edilmektedir. Bu ifadede yer alan k_{BF} ; fren semeri pistonuna ait geri getirme yayının katılık değeri, x_P ; ise yayın strok değeridir. Fren semerindeki pistonlarda bulunan yaylara etki eden kuvvet; F_P isimlendirilir ve iki adet piston bulunduğu için aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$F_P = \frac{F_C \cdot i_M}{2} \quad (4.8)$$

Belirlenen fren semerinin fren işlevini yerine getirebilmesi için bir pnömatik fren körüğü tarafından kontrol edilmesi gerekmektedir.

$$k_{BF} = \frac{F_P}{x_P} \quad (4.8)$$

Bu nedenle F_C ile belirtilen fren körük kuvveti değerini sağlayabilecek bir fren körüğü ön görülmelidir.

Bu körük öncesinde belirlenen fren semerine uygun şekilde belirlenmelidir. Fren körüğünün kontrolü taşıtın pnömatik sisteminin temel bileşenlerinden olan hava kompresörünün sağladığı basınçlı hava vasıtasıyla sağlandığı için körük kuvvetini oluşturan iki parametre, körüğün içinde bulunan piston çapı ve giriş kısmından körük içerisine dolan havanın basıncıdır. Fren körük kuvvetinin matematiksel ifadesi aşağıdaki denklem ile gösterilmiştir. Denklem 4.9'da bulunan P_E : fren körüklerinde kullanılan havanın işletme basıncı, A_{MZ} ise körük pistonunun çapıdır. Fren körüğünün

pistonu için kullanılacak geri getirme yayına ait matematiksel ifade de fren semeri pistonunda bulunan yay ile aynı şekildedir.

$$p_E = \frac{F_C}{A_{MZ}} \quad (4.9)$$

$$k_{MZ} = \frac{F_C}{x_{MZ}} \quad (4.10)$$

Belirlenen bu sınırlar dâhilinde uygun görülen fren diski, fren semeri ve fren semeri kontrol edecek olan körüklü fren silindiri donanımının sağlayabileceği mümkün olan fren kuvveti değerleri tespit edilebilir hale gelmiş bulunmaktadır. Fren donanımına ait tasarım ölçütleri ve değerleri aşağıdaki tabloda belirtilmiştir.

Tablo 4.1 Fren donanımına ait tasarım ölçütü bilgileri.

Tasarım Ölçütü	Değeri	Birimi
Sürtünme yarıçapı ($d_r/2$)	0,1726	m
İç fren faktörü (C^*)	0,78	-
Mekanik verim (η_M)	0,95	-
Orta manivela oranı (i_M)	15,6	-
Açılma kuvveti (F_0)	90	N
Uygulanan kuvvet (F_C)	12700	N

Körüklü fren silindiri tarafından uygulanan kuvvet neticesinde oluşturulan fren momenti Denklem 4.7 ile belirtilen matematiksel ifade ile elde edilir.

Fren donanımı ile sağlanan fren momenti ile tekerlek temas noktasında oluşturulan fren kuvveti ifadesi Denklem 4.11 ile ifade edilir.

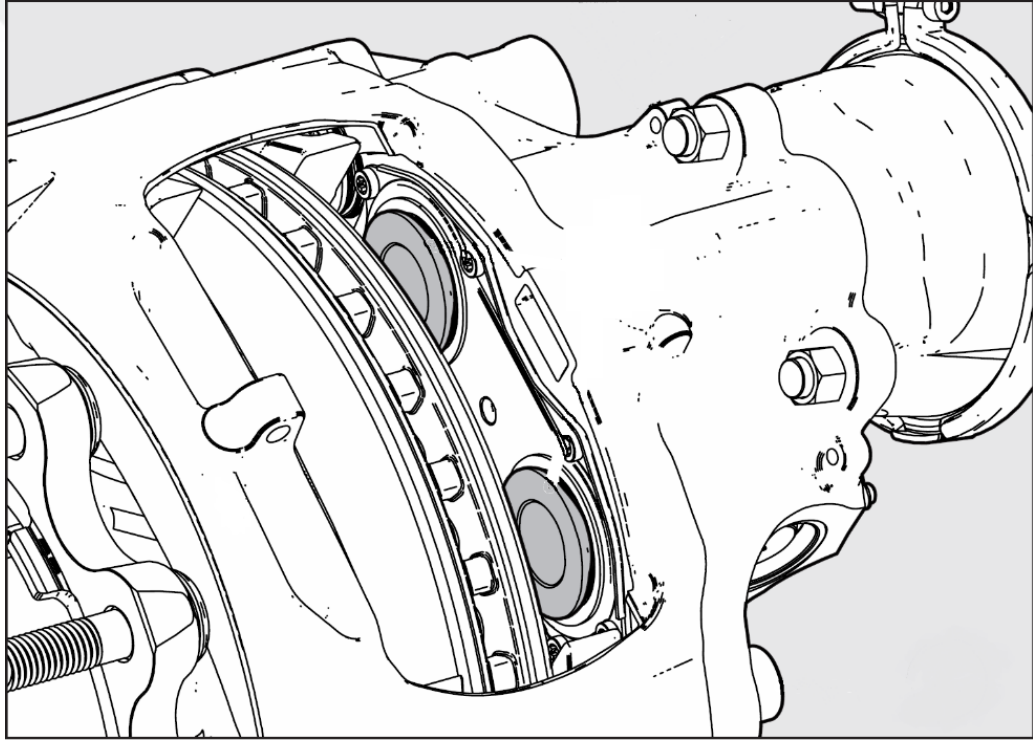
$$F_{BR} = \frac{M_{BR}}{r_{DYN}} \quad (4.11)$$

Frenleme esnasında aksların frenlenmesi için gereken fren kuvveti ile fren donanımının sağlayabildiği fren kuvveti karşılaştırıldığında, tekerlek başına uygulanması gereken fren semeri adedi ortaya çıkmaktadır.

Tablo 4.2 Gerekli fren kuvveti ve oluşturulan fren kuvveti kıyaslaması

İlgili frenleme kuvveti	Değeri	Birimi
B_V – Ön aks grubu fren kuvveti	256,6	kN
B_H – Arka aks grubu fren kuvveti	82,8	kN
Tekerlekte oluşturulan frenleme kuvveti	34,7	kN

Yukarıda Tablo 4.2’de görüldüğü gibi ön aks için gereken fren kuvvetinin sağlanabilmesi için tekerlek başına iki adet fren semeri gerekir iken arka aks tekerlekleri için tekerlek başına fren semeri adedinin bir olması yeterli görünmektedir.

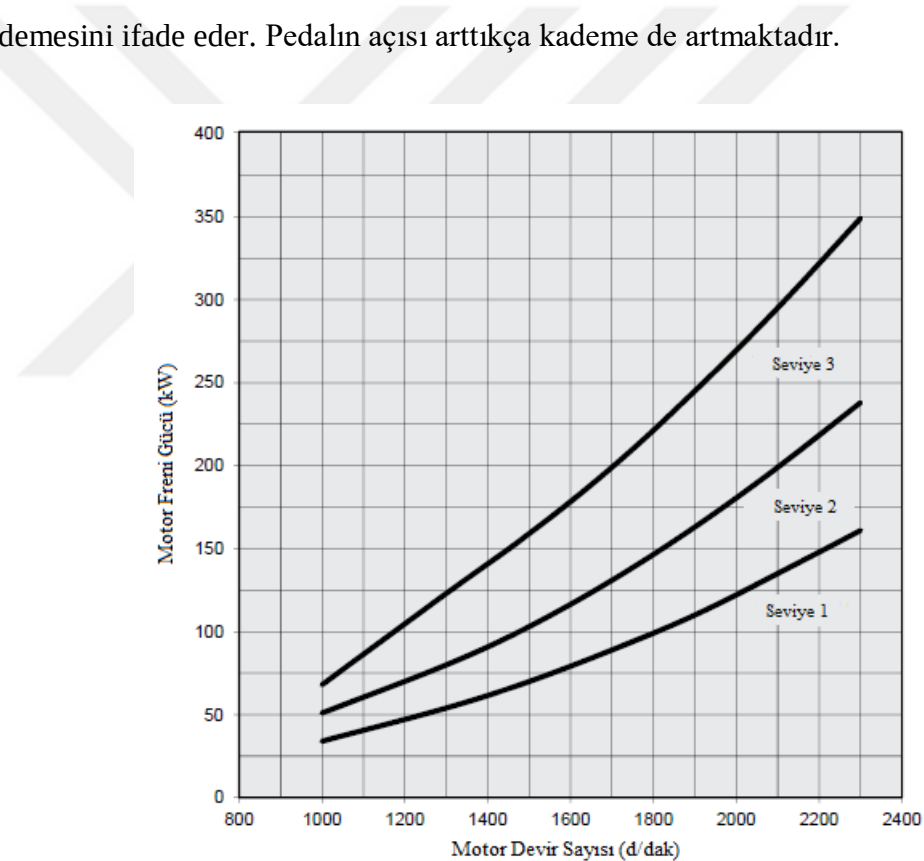


Şekil 4.3 İki pistonlu fren semeri örnek gösterimi (Knorr Bremse SN6-7 SK7 Service Manual)

4.3 İkincil Fren Donanımı Hesaplaması

Taşıtın tekerleklerine ön görülen sürtünmeli fren donanımına ek olarak, taşıtın vites kutusu içine konumlandırılmış bir sürekli yavaşlatıcı ve motorlarının egzoz manifoldu üzerine konumlandırılmış motor fren bulunmaktadır.

Sürücü talep ederse taşıtın retarder fonksiyonunu gösterge paneli bölgesindeki bir tuş vasıtasıyla devreden çıkarabilmektedir. Zira keskin manevralı bir sürüş sırasında retarder ile tekerleklerde oluşturulacak olan frenleme ivmesi taşıtın yönlendirilebilme yeteneğinin azalmasına neden olur. Şekil 4.4 ile gösterilen seviye eğrileri, fren pedal konumuna bağlı olarak motorun egzoz gazı çıkışını sınırlayan kelebek valfin kapanma kademesini ifade eder. Pedalın açısı arttıkça kademe de artmaktadır.



Şekil 4.4 Motor devrine bağlı olarak motor freni ile üretilen fren gücü grafiği (Daimler AG, b.t)

Motor freni ile sağlanan frenleme etkisi, sırasıyla önce vites kutusu, toplama kutusu, transfer kutusu, diferansiyeller ve tekerlek redüksiyonlarından geçerek taşıt tekerleklerine iletilir. Aynı husus vites kutusu hariç retarder için de geçerlidir. Taşıtın

retarder bileşenleri vites kutularının çıkışına yerleştirilmiştir. Bunun için gerekli matematiksel ifadeler aşağıda gösterilmektedir.

Denklemlerde ifade edilen F_{MB} : Motor freninin tekerleklerde oluşturduğu kuvveti, P_{MB} : Motor freninin motorun volan çıkışında oluşturduğu güç, s_M : Motor devir sayısı, i_T : Transfer kutusu dişli oranı, i_S : Toplama kutusu dişli oranı, i_D : Diferansiyel dişlisi oranı, i_R : Tekerlek redüksiyonu dişli oranı, retarder'in sağladığı frenleme momenti değerlerini; M_{Ret} göstermektedir.

$$F_{MB} = \frac{9549 \cdot P_{MB}}{n_M} \cdot i_T i_S i_D i_R \left(\frac{1}{r_{DYN}} \right) \quad (4.12)$$

$$F_{MRet} = \frac{M_{Ret}}{r_{DYN}} i_T i_S i_D i_R \quad (4.13)$$

4.4 Fren Test Ölçümleri

Çalışmada uygulanan yöntem, yapılan hesaplamalar ve seçilen donanımların bağlı olunan standartlara uygunluk kontrolü için bir takım testler gerçekleştirilmelidir.

Taşıtın tabi olduğu standardın gerekliliği olarak kabul gören belirli hızlardan, belirli sürelerde durma noktasına gelme testleri gerçekleştirilmiştir. Bu testler esnasında bir veri kayıt cihazı vasıtasıyla taşıtın düşey, boyuna ve yanal olmak üzere üç yönde maruz kaldığı ivme değerleri kaydedilmiştir.

Tablo 2.1 ile ifade edilen servis frenlerinin performans testi, sırasıyla taşıtın saatte 33 km hızdan saatte 0 km hız değerine 12 metre içerisinde inmesini ve saatte 64 km hızdan saatte 0 km hız değerine 49 metre içerisinde inmesini kontrol etmektedir. Bu testler kuru ve düz bir zeminde gerçekleştirilmektedir.

Standartta belirtilen sınırların gerektirdiği frenleme ivmeleri aşağıdaki denklem ile elde edilmektedir.

$$a_F = \frac{v_0^2 - v^2}{2x_B} \quad (4.14)$$

Denklem 4.14’de bulunan v taşıtın son hızını, v_0 ilk hızını, x_B hız değişimi süresince katettiği mesafeyi, a_F ise gereken frenleme ivmesini ifade eder. Taşıtın sahip olduğu EBS elektronik kontrollü fren sistemi yönetimi, ABS ve bulunması muhtemel diğer aktif güvenlik sistemlerinin kontrolünü sağlamaktadır.

Ancak EBS elektronik kontrol sistemi en fazla üç akslı bir taşıtın kontrolü için geliştirilmiş bir donanımdır.

Bu nedene çalışmaya konu taşıtta olduğu gibi, dört akslı bir taşıtta bu kontrol bir diğer aks ile paralel olarak sağlanması gerekmektedir. Bu sistem ile arka akslar için ayrı ayrı aks modülatörleri bulunurken ön akslar için bir adet aks modülatörü bulunmaktadır.

Sensörlerin yerleştirildiği akstan gelen sinyal bilgisi neticesinde ABS manyetik valfleri ve ön aks modülatörü gerekli eylemi gerçekleştirmektedir ve sensörlerin bulunduğu aksın basınçlı hava hattına paralel olarak bağlantılanmış diğer aks da bu sayede kontrol edilmektedir.

Yapılan test ve deneyler neticesinde ise sensörlerin yerleştirilmesi gereken aks tespit edilmiştir.

Frenleme testleri ile ilgili aşağıda sırasıyla çeşitli grafikler verilmiştir. Grafiklerde görülen yeşil renkli eğri; taşıtın yanal ivmesini, kırmızı renkli eğri; taşıtın boyuna yöndeki ivmesini, siyah renkli eğri ise; düşey yöndeki ivmesini göstermektedir.

Siyah renkli eğri, düşey yönü ifade ettiği için yerçekimi ivmesi değerinde seyretmiştir.

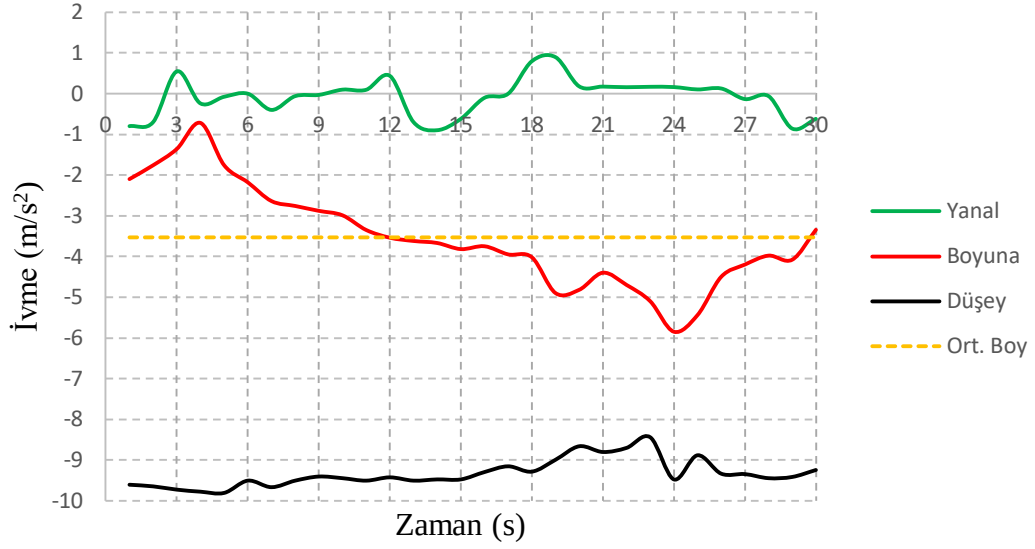
İvme ölçer cihazının toleransları dahilinde bir miktar değişim göstermiştir.

Testlerin tamamı kuru, düz, eğimsiz ve asfalt bir yolda gerçekleştirilmiştir.

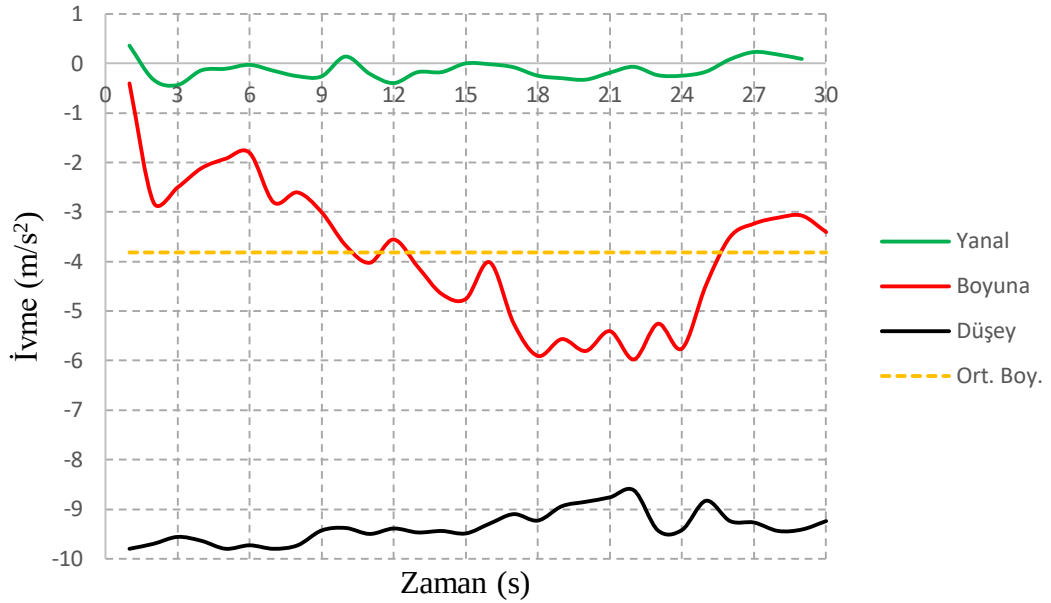
Şekil 4.5’de görülen grafik Tablo 2.1 ile ifade edilen NFPA-414 standardı performans parametreleri doğrultusunda 33 km/h hızla frenleme koşulu için gerçekleştirilen teste aittir.

Standardın ilgili maddesinde belirtilen koşullar için taşıtın ulaşması gereken frenleme ivmesi değeri $3,49 \text{ m/s}^2$ olarak belirtilmiştir.

Taşıtın yapılan bu test sonucunda ulaştığı ortalama frenleme ivmesi değeri $3,53 \text{ m/s}^2$ 'dir.



Şekil 4.5 33 km/h – 0 km/h frenleme testi



Şekil 4.6 64 km/h – 0 km/h frenleme testi

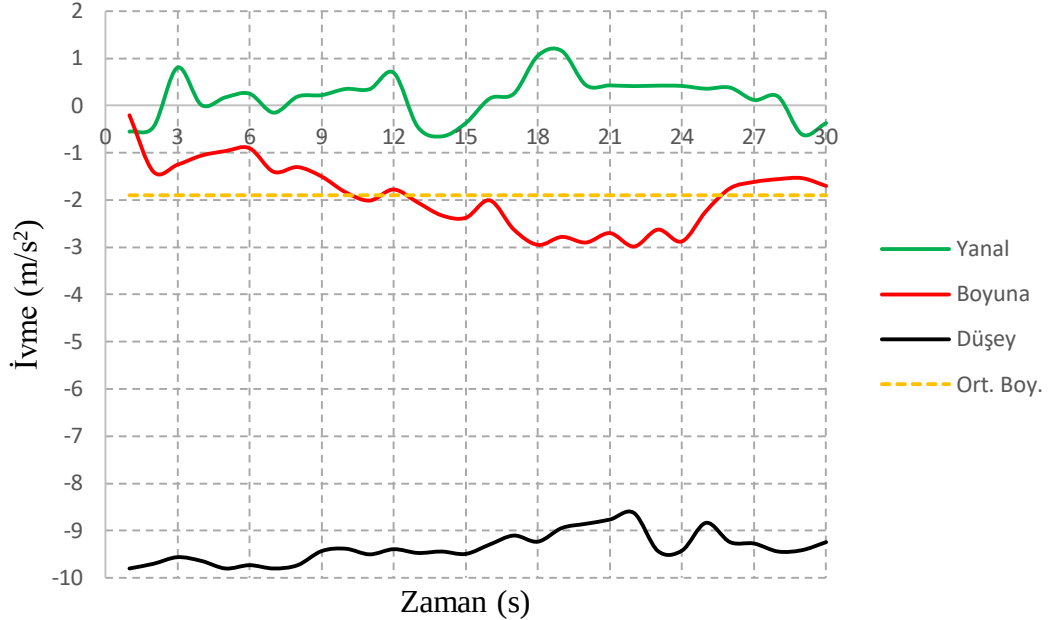
Yapılan bir diğ er test ise Tablo 2.1’de bulunan 64 km/h h ızdan frenleyerek durma testidir. Bu test için standart tarafından  n görülen koşullarda ulaşılması gereken frenleme ivmesi değ eri 3,22 m/s² olarak belirtilmiştir.

Şekil 4.6’da bu teste ait ivme ölçümleri grafiği yer almaktadır. Test neticesinde taşıtın ulaştığı frenleme ivmesi değ eri 3,81 m/s² olarak ölçülmüştür.

Tablo 2.1’de belirtilen bir diğ er frenleme koşulu olan 64 km/h h ız değ erinden yalnızca imdat frenleri ile frenleme testi için gereken frenleme ivmesi değ eri 1,8 m/s² olarak belirlenmektedir.

Şekil 4.7 ile gösterilmekte olan grafikte ise, yalnızca arka aks tekerlekleri üzerine teçhiz edilmiş acil durum fonksiyonlu imdat frenleri ile yapılan testin ölçümleri bulunmaktadır.

Bu test ayak pedallı fren vafli ile değil, el fren valfi ile devreye alınarak yapılmıştır. Diğ er tüm testler gibi kuru, düz, eğimsiz zeminli bir yolda gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.7 64 km/h – 0 km/h acil durum frenleme testi

Bu testler neticesinde, henüz ikinci aks bloke olmamış iken birinci aksın bloke olduğu ve bu durum sonucunda ABS (Anti Blokaj Sistemi) devreye girerek frenleme ivmesini azaltmış ve frenleme mesafesini uzatmıştır.

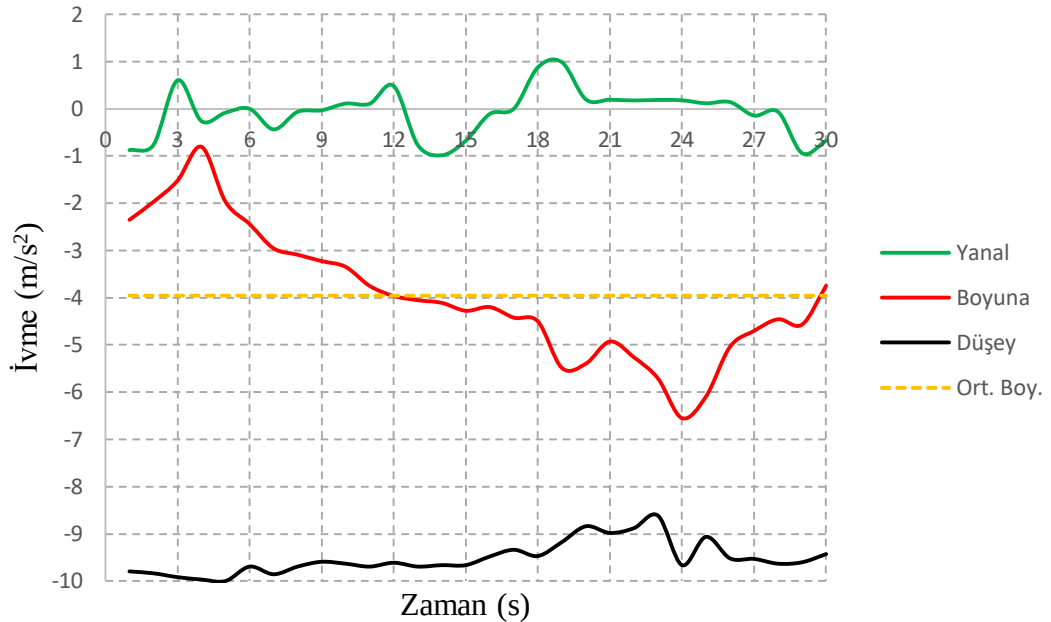
Bu nedenle ön aksların EBS sistemi vasıtasıyla kontrolü için birinci aks tekerleklerine yerleştirilmiş olan tekerlek devir sayısı sensörleri, birinci akstan sökülerek ikinci aks tekerleklerine monte edilmiştir.

Acil durum fren testinde yalnızca arka aks frenleri devrede olduğu için bu fonksiyona ait test tekrarlanmamıştır.

Ancak 33 km/h – 0 km/h ve 64 km/h – 0 km/h testleri devir sensörü konumu düzenlemesi ardından tekrar edilmiştir.

Yapılan değişiklik sonrası yapılan testler ile frenleme ivmesinin bir önceki uygulamaya yöntemine göre ortalama yaklaşık %12 artış gözlenmiştir.

Bu artış neticesinde frenleme süresi azalmış ve frenleme mesafesi azalmıştır.



Şekil 4.8 33 km/h – 0 km/h frenleme testi (Değişiklik sonrası)

Devir sensörü konum değişikliği sonrasında yapılan frenleme testi sayesinde Şekil 4.8 ile gösterilmekte olan grafik elde edilmiştir.

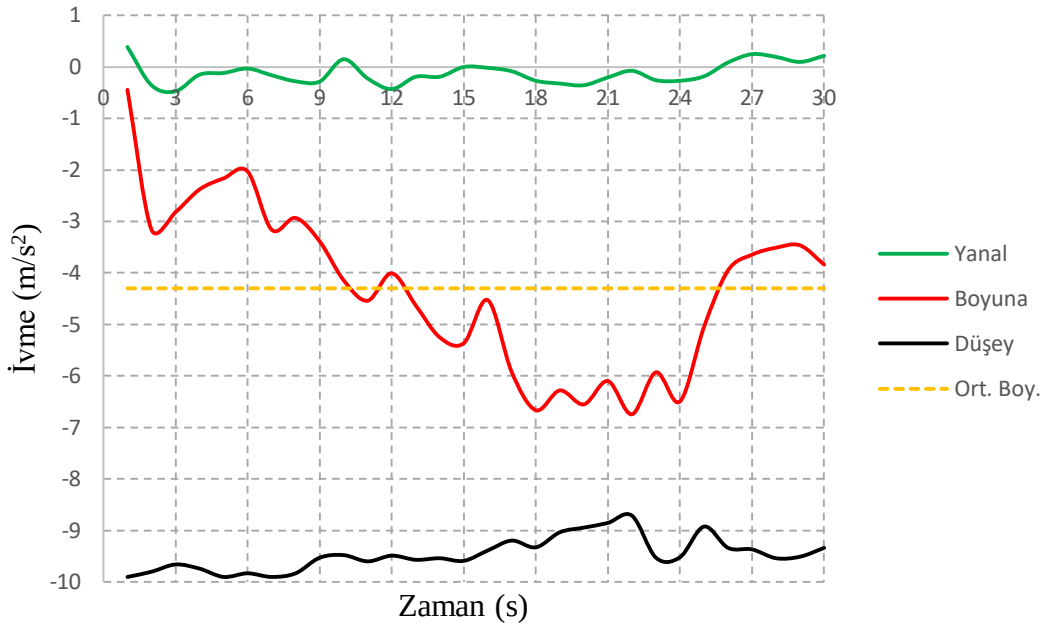
Aynı koşullarda bir önceki test sırasında ulaşılan frenleme ivmesi ortalaması $3,53 \text{ m/s}^2$ iken Şekil 4.8 grafiğinin elde edildiği test neticesinde oluşan frenleme ivmesi ortalaması $3,96 \text{ m/s}^2$ değeridir.

Bu değişiklik sonucu elde edilen frenleme ivmesi değerindeki artış %12'dir.

Devir sensörü konumu değişikliği nedeniyle $64 \text{ km/h} - 0 \text{ km/h}$ testi de tekrardan gerçekleştirilmiştir. Bu test de tüm koşulların bir önceki ile aynı olacak şekilde yapılmıştır. Yapılan düzenleme sonrası tekrarlanan test sonuçları Şekil 4.9 ile gösterilen grafikte belirtilmiştir.

Bir önceki durumda ulaşılan ortalama frenleme ivmesi $3,81 \text{ m/s}^2$ değerinde iken düzenleme sonrası uygulanan test ile ulaşılan frenleme ivmesi ortalama değeri $4,3 \text{ m/s}^2$ olarak ölçülmüştür.

Bu değişiklik sonucu elde edilen frenleme ivmesi değeri ise %13 artış göstermiştir.



Şekil 4.9 $64 \text{ km/h} - 0 \text{ km/h}$ frenleme testi (Değişiklik sonrası)

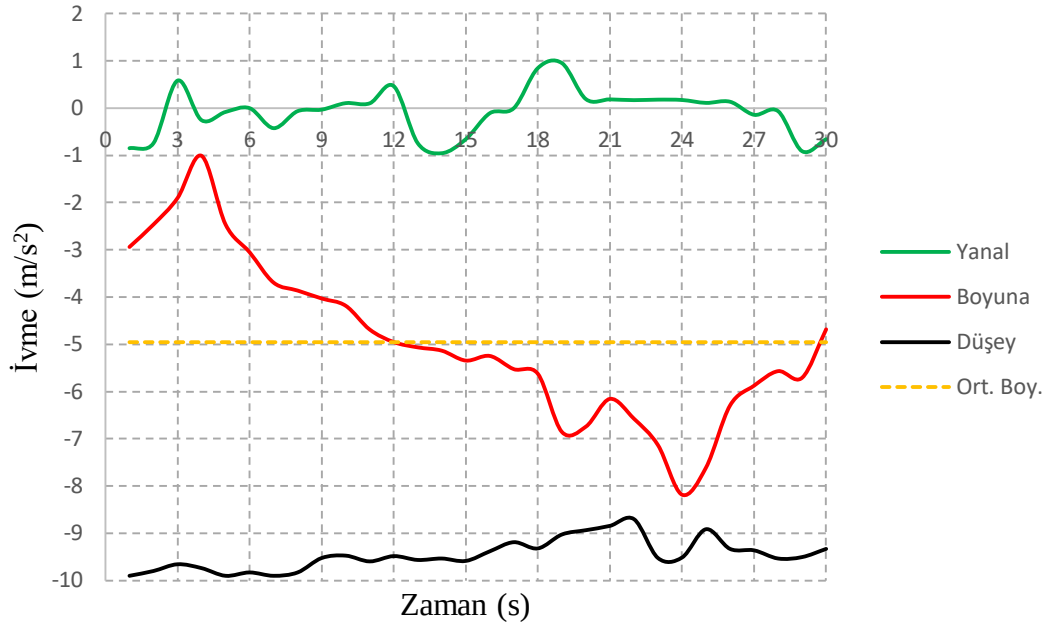
Uygulanan testler taşıtın tekerleklerinde bulunan fren donanımı kullanılarak gerçekleştirilmiş testlerdir.

Bunlara ek olarak taşıtın vites kutularında bulunan retarder bileşenleri ve motorların üzerine teçhiz edilmiş motor freni donanımları da CAN-BUS bağlantısı vasıtasıyla fren sistemine entegre edilmiş, ayak fren valfine bağlı olarak devreye alınması sağlanmıştır.

Bu ilave fren sistemleri devreye alınarak 33 km/h – 0 km/h ve 64 km/h – 0 km/h testleri gerçekleştirilmiştir.

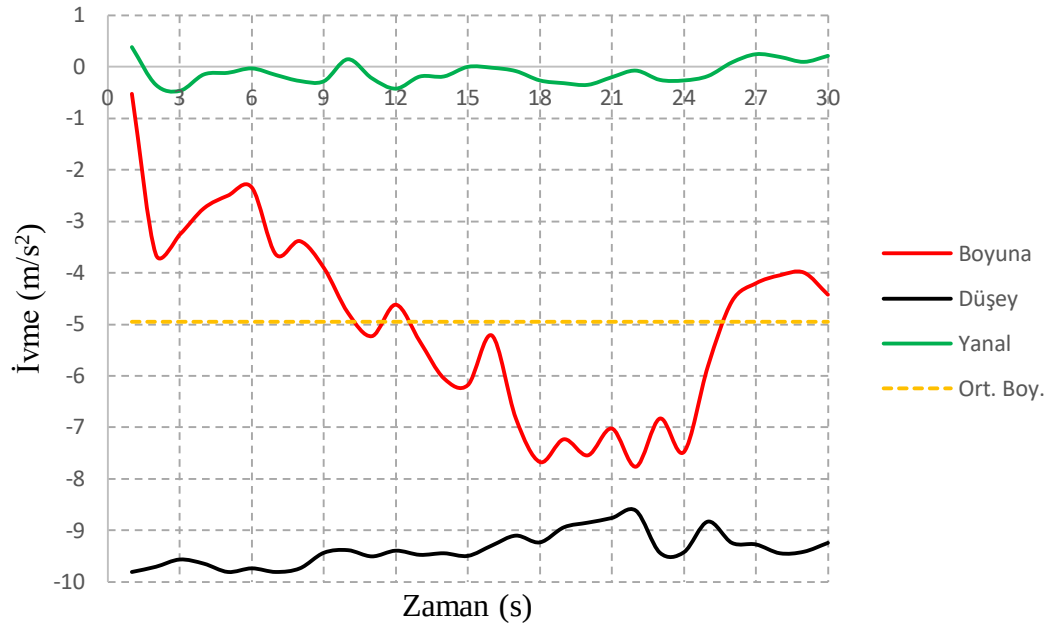
Bu donanımların devreye alınması sayesinde frenleme ivmesi önceki durumlara kıyasla artış göstermiştir.

Durma mesafesi ise ilk duruma kıyasla yaklaşık 3'te 1 seviyesine gerilemiştir.



Şekil 4.10 33 km/h – 0 km/h frenleme testi (Motor freni ve retarder ile)

Şekil 4.10 ile gösterilen frenleme testi sonucunda elde edilen ortalama frenleme ivmesi değeri $4,95 \text{ m/s}^2$ değerine ulaşmıştır.



Şekil 4.11 64 km/h – 0 km/h frenleme testi (Motor freni ve retarder ile)

Şekil 4.10 ve Şekil 4.11 gösterilen grafiklerin elde edildiği testler neticesinde frenleme ivmesi değerlerinde %25 artış görülmüştür.

BÖLÜM BEŞ

SONUÇ

Çalışmanın konusu olan fren sistemi tasarım, boyutlandırma ve seçim çalışmalarının kontrolünün sağlanması için yapılan testler ve alınan ölçümler sonucunda; İlk koşullarda dahi frenleme performansı açısından tüm standart gerekliliklerini karşılayan taşıt, yapılan diğer düzenlemeler ile daha güvenli hale gelmiştir.

Toplamda yapılan iki değişiklik ile başlangıç koşullarına kıyasla yaklaşık %40 iyileşme sağlanmış, emniyet katsayısı 1,09 değerinden 1,53 değerine yükselmiştir.

Bu iyileştirmeler sayesinde taşıtın toplam azami ağırlığı %15 daha arttırılabilir hale gelmiştir.

Yapılan %40 iyileştirme herhangi bir donanım değişikliği gerektirmeden elde edilebildiği için hem tasarım açısından, hem uygulama açısından etkili bir uygulama olmuştur.

Elde edilen son durumdan daha iyi sonuçlar elde etmek ancak daha güçlü bir motor freni yahut daha yüksek kapasiteli bir retarder ile mümkün olacaktır.

KAYNAKLAR

Avunç, T. (2007). *Ağır ticari taşıtların fren sistemi tasarımı*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Daimler AG (b.t) *Powertrain Portal*. 17 Haziran 2019, www.daimler.com.

Duane F. ve McDonald J. (2017) *National Fire Protection Association 414*.

Hoepke, E. ve Breuer S. (2008). *Nutzfahrzeugtechnik* (5.Baskı). Wiesbaden: Vieweg+Teubner.

Jazar, R. N. (2008). *Vehicle dynamics: theory and applications* (9.Baskı). New York: Springer.

Knorr Bremse AG *Pneumatic disc brake SN6 – SN7 – SK7 service manual* (2013) Münih Almanya.

Kuralay, N. S. (2008a). *Motorlu taşıtlar: temel ve tasarım esasları, yapı elemanları*. İzmir: TMMOB Makina Mühendisleri Odası.

Kuralay, N. S. (2008b). *Motorlu taşıtlar Motorlu taşıtlar: temel ve tasarım esasları, yapı elemanları*. İzmir: TMMOB Makina Mühendisleri Odası.

Moody, D. (2009). *Application pressure for an electronic brake system*, Bağımsız Tez, Uppsala Üniversitesi, Uppsala.

Reif, K. (Ed.) (2014). *Brakes, brake control and driver assistance systems: Function, regulation and components*. Wiesbaden: Springer.

Reimpell, J. Stoll, H. ve Betzler, J.W. (2001). *The automotive chassis: engineering principles* (2nd ed.). Oxford: Butterworth-Heinemann.

Sarıyerli Domaç, G. (2006). *Disk frenlerin tasarım ve tribolojik açıdan incelenmesi*. Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Vatansever Y. Ve Kuralay S. (2019). 8x8 Ağır hizmet aracı fren sistemi tasarım, hesaplama ve uygulama örneği. *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 21(62), 621-632.

Wabco Global (b.t), *Product Search*, 17 Haziran 2019, www.inform.wabco-auto.com.

Yavuzaslan, N. (2006). *Otomobillerde fren sistemleri ve incelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.