

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TİCARİ ARAÇLARDA FRENLEME DİNAMİĞİ
ECE REGÜLASYONLARI KAPSAMINDA TEST AYRINTILARI**

ÖZGÜR EKEN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. İRFAN YAVAŞLIOĞLU**

İSTANBUL, 2011

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TİCARİ ARAÇLARDA FRENLEME DİNAMİĞİ
ECE REGÜLASYONLARI KAPSAMINDA TEST AYRINTILARI**

ÖZGÜR EKEN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. İRFAN YAVAŞLIOĞLU**

İSTANBUL, 2011

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TİCARİ ARAÇLARDA FRENLEME DİNAMİĞİ
ECE REGÜLASYONLARI KAPSAMINDA TEST AYRINTILARI

Özgür EKEN tarafından hazırlanan tez çalışması 29.03.2011 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. İrfan YAVAŞLIOL

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. İrfan YAVAŞLIOL

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof.Dr. Ertuğrul ARSLAN

İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd.Doç. Dr. Erdem UZUNSOY

Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Ticari araç üretiminde lider konumda olan ülkemiz, artık bu araçların Arge ve teknolojik geliştirme faaliyetlerinin merkezi olma yolunda ilerliyor. Sözkonusu araçların en önemli donanımlarından biri olan Fren Sistemleri, her geçen gün güncellenen yönetmelik gerekliliklerinin de etkisiyle sürekli gelişmektedir.

Fren Sistemleri ile ilgili bir çok kaynak bulunmasına rağmen; beni özellikle araç dinamik özellikleri ve fren performanslarını detaylandıran, uygulamaya yönelik özel bir çalışma hazırlamaya yönelmemi sağlayan ve hazırlanması sırasında büyük anlayış, yardım ve destek gördüğüm aynı zamandaengin bilgi ve tecrübelerini esirgemeyen danışmanım Sayın Prof. İrfan YAVAŞLIOL' a; benimle her zaman fikir ve tecrübelerini paylaşan Türk Otomotiv Sanayii'nin duayen ismi Sayın Erhan ÜNSAL'a ve her konuda bana destek olan sevgili arkadaşım SayınYrd.Doç.Dr. Alp Tekin ERGENÇ'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca, her türlü zorluklara rağmen benden sevgilerini ve desteklerini asla esirgemeyen canım babama, anneme ve eşime şükranlarımı sunuyorum.

Mart, 2011

Özgür EKEN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	viii
KISALTMA LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xii
ÇİZELGE LİSTESİ	xiv
ÖZET	xv
ABSTRACT.....	xvi
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	2
1.3 Hipotez	2
BÖLÜM 2	3
2 AĞIR TİCARİ TAŞITLARDA KULLANILAN FREN SİSTEMLERİNİN YAPISAL ÖZELİKLERİ	3
2.1 Havalı Fren Sisteminde Elamanların Tanıtılması.....	5
2.1.2 Hava Kurutucusu	5
2.1.3 Hava depoları (tankları)	5
2.1.4 Dört devre koruyucu valf	6
2.1.5 Ana Fren Valfi.....	6
2.1.6 Park Freni Valfi	7
2.1.7 Röle Valfi	7
2.1.8 Yüke Duyarlı Fren Kuvvet Ayarlayıcı Valf (LSV)	8
2.1.9 Fren Silindirleri (fren körükleri).....	9
BÖLÜM 3	11
SÜRTÜNMELİ FRENLER	11

3.1	Disk Frenler	11
3.1.1	Disk Fren Parçaları	13
3.1.2.	Disk Frenlerde Fren Faktörü (Disk Fren Analizi):	16
3.2	Kampanalı Frenler	18
3.2.1	Kampanalı Fren parçaları	18
3.2.2	Kampanalı Fren Tipleri	21
3.2.3	Kampanalı Frenlerin Fren Faktörü Analizi.....	27
3.2.3.1	Enerjilenme ve Kitlenme	27
3.2.3.2	Simpleks Frenlerin Analizi	29
3.2.3.3	Dupleks Frenlerin Analizi:	32
3.2.3.4	Paralel Kayar Mesnetli Primer-Sekonder Pabucun Fren Faktörü	33
3.2.3.5	Kayar Mesnetli Duo-Servo Frenlerin Fren Faktörü	35
3.2.3.6	Paralel kayar mesnetli iki primer pabucun fren faktörü	36
3.2.3.7	Eğimli Mesnetli Primer-Sekonder Pabucun Fren Faktörü.....	37
3.2.3.8	Pivot Mesnetli Duo Servo Frenin Fren Faktörü.....	37
3.2.3.9	S–Kam Frenler	38
3.2.3.10	Gergi Kaması kullanılan Frenler	39
3.2.3.11	Fren Faktörleri Karşılaştırma	39
3.3	Frenlerin Isınması.....	41
3.4	DİSK FRENLER İLE KAMPANALI FRENLERİN KARŞILAŞTIRILMASI	42
BÖLÜM 4		44
FRENLEME DİNAMİĞİ		44
4.1.1	Frenleme Oranı	44
4.1.2	Statik Dingil Yükleri	44
4.1.4	Optimum Frenleme Kuvvetleri	47
4.1.4.1	Kuvvet Bağlantı Katsayısı	47
4.1.4.2	Dinamik Fren Kuvvetleri.....	49
4.1.4.3.-	Optimum Frenleme	49
4.1.4.5	Optimum Frenleme Kuvvetleri Parabolü Analizi	54
4.1.5	Gerçek Frenleme Kuvvetleri.....	55
4.1.6	Gerçek ve Optimum Fren Kuvvetlerinin Karşılaştırılması	55
4.1.7	Lastik-Yol Sürtünme Kullanımı	57
4.1.8	Fren İyilik Derecesi	58
4.1.8	Sabit Fren Kuvveti Dağılımı	59
4.1.8.1	Fren Kuvveti Dağılımının Tasarımda Belirlenmesi	60
4.1.8.2	Kilitlenmeme Durumunda Frenleme Oranı	60
4.1.8.3	Araç Yükleme – Fren Kuvveti Dağılımı Analizi.....	61
BÖLÜM 5		63
YÖNETMELİK, REGÜLASYONLAR VE TEST YÖNTEMLERİ		63
5.1	Regülasyonlar (ECE)	63
5.2	AB Direktifleri (Yönetmelikleri) (EC-European Community).....	63
5.3	Türkiye’de Teknik Mevzuat Uygulamalar ve Uyum	64
5.3.1	Frenleme Donanımları ve Uyum	64

5.4	Ticari Araçların Sınıflandırılması.....	64
5.4.1	M Kategorisi araçlar	65
5.4.2	N Kategorisi araçlar	65
5.4.3	Yönetmelik ve Regülasyonlarda Fren Sistemi Bakımından Araç Tipi.....	65
5.5	Frenlerle ilgili Tanımlar	66
5.5.1	Taşıt fren donanımında kullanılan fren tipleriyle ilgili tanımlar	66
5.5.1.1	Ana fren (servis freni).....	66
5.5.1.2	Yardımcı fren (imdat freni, ikincil fren).....	66
5.5.1.3	Park freni (tesbit freni).....	66
5.5.1.4	Egzoz freni	67
5.5.1.5	Yavaşlatıcılar.....	67
5.5.1.6	Antiblokaj sistemi	67
5.6	Araçlarda fren düzenleri	67
5.6.1	M ve N Kategorisi.....	67
5.7	Fren düzeninin sağlayacağı koşullar	68
5.7.1	Genel.....	68
5.7.2	Havalı frenler.....	69
5.7.2.1	Havalı Fren Sistemi Cevap Verme Sürelerini Ölçme Yöntemi.....	70
5.8	Fren Deneyleri ve Sınır Değerler	70
5.8.1	Genel	71
5.9	Tip O Deneyi "soğuk frenle olağan deney"	73
5.10.	Tip I deneyi "etkinlik kaybı deneyi"	73
5.11.1	Tip IIa deneyi.....	74
5.13	Anti-Blokaj Fren Sistemi Takılı Olan Araçların Deney Şartları.....	77
5.13.1	Tarifler.....	77
5.14.2	Genel Şartlar	78
5.14.3.1-	Enerji Tüketimi.....	78
5.14.3.2	Deney Yöntemi.....	78
5.14.3.3	Kuvvet Bağlantısı Kullanımı.....	80
5.14.3.4	İlave Deneyler	83
5.14.5	Motorlu Araçlarda Sağ Ve Sol Farklı Kuvvet Bağlantı Katsayılı Yüzeylerde Fren Performansı	85
	KAYNAKLAR.....	86
	ÖZGEÇMİŞ.....	87

SİMGE LİSTESİ

Md	Döndürme momenti
n	Motor devri
F	Kuvvet
L	Kuvvet kolu
η_k	Kasnak verimi
η_e	Termik verimi
a	Fren ivmesi
at	Terazileme çubuğunun ikinci dingil tarafındaki mesafesi
bt	Terazileme çubuğunun üçüncü dingil tarafındaki mesafesi
Br	Römork çevre kuvveti
C*	Fren iç çevrim oranı
C*d	Disk fren iç çevrim oranı
C*k	Kampanalı fren iç çevrim oranı
dm	Ortalama azami negatif fren ivmesi
dr	Disk fren rotoru çapı
ec	Kampanalı fren (S-kam) etkin yarıçapı
ee	Disk fren manivela kolu etkin yarıçapı
FA	Ayakla kumanda kuvveti
FE	El ile kumanda kuvveti
Fx	Tekerlek çevre kuvveti
Fy	Tekerlek yan kuvveti
g	Yerçekimi ivmesi
G	Taşıtın toplam ağırlığı
GA	Römork toplam ağırlığı
Gb	Kasalı boş taşıt ağırlığı
Gd	Dolu taşıt ağırlığı
h	Dolu taşıtın ağırlık merkezinin yerden yüksekliği
hb	Kasalı boş taşıtın ağırlık merkezinin yerden yüksekliği
hm	Makas orta noktasının yüklü durumda yerden yüksekliği
id	Disk fren manivela kolu çevrim oranı
ik	Kampanalı (S-kam) fren manivela kolu çevrim oranı
k	Tekerlek ile zemin arasındaki kuvvet bağlantı katsayısı
k1(b)	Boş taşıtta birinci dingil dinamik kuvvet bağlantı katsayısı

k2(b)	Boş taşıtta ikinci dingil dinamik kuvvet bağlantı katsayısı
k1	Dolu taşıtta birinci (ön) dingil dinamik kuvvet bağlantı katsayısı
k2	Dolu taşıtta ikinci dingil dinamik kuvvet bağlantı katsayısı
k3	Üçüncü dingil dinamik kuvvet bağlantı katsayısı
L	Taşıtın dingilleri arasındaki mesafe
Lb	Kasalı boş taşıt dingilleri arasındaki mesafe
Ld	Dolu taşıtta ön dingil ile terazileme çubuğu bağlantı eksenini
Lm	İkinci ve üçüncü dingiller arasındaki mesafe
L1	İkinci dingil makasının sabit mafsala olan uzaklığı
L2	İkinci dingil makasının terazileme çubuğuna olan uzaklığı
L3	Üçüncü dingil makasının terazileme çubuğuna olan uzaklığı
L4	Üçüncü dingil makasının sabit mafsala olan uzaklığı
l	Kampanalı fren manivela kolu uzunluğu
l _ö	Taşıt ağırlık merkezinin ön dingile uzaklığı
l _{öb}	Kasalı boş taşıt ağırlık merkezinin ön dingile uzaklığı
l _{öd}	Dolu taşıt ağırlık merkezinin ön dingile uzaklığı
le	Disk fren manivela kolu uzunluğu
MT1	Birinci (ön) dingil atalet momenti
MT2	İkinci dingil atalet momenti
p _{max}	Fren sistemi maksimum çalışma basıncı
PA	Arka dingil grubu toplam yükü
P1b	Kasalı boş taşıt statik durumda birinci (ön) dingil yükü
P2b	Kasalı boş taşıt statik durumda ikinci dingil yükü
P1(d)	Dolu taşıt statik durumda birinci (ön) dingil yükü
P2(d)	Dolu taşıt statik durumda ikinci dingil yükü
P3(d)	Dolu taşıt statik durumda üçüncü dingil yükü
P1b(d)	Kasalı boş taşıt birinci (ön) dingil dinamik yükü
P2b(d)	Kasalı boş taşıt ikinci dingil dinamik yükü
P1	P2 basıncının yüzde altmış beşine eşit basınç
P2	Kompresör çalışma basıncı
P3	Dolu taşıtta üçüncü dingil dinamik yükü
r	Dinamik tekerlek yarıçapı
r _d	Disk fren etkin yarıçapı
r _k	Kampanalı fren rotoru yarıçapı
r1	Birinci dingil tekerleği dinamik yarıçapı
r2	İkinci dingil tekerleği dinamik yarıçapı
r3	Üçüncü dingil tekerleği yarıçapı
S _d	Disk fren baskı kuvveti
s	Durma mesafesi
s _b	v1 hızı ile v _b hızı arasında alınan uzaklık
s _e	v1 hızı ile v _e hızı arasında alınan uzaklık
T	Fren silindiri baskı kuvveti
T1	Ön (birinci) dingil fren silindiri baskı kuvveti
T2	İkinci dingil fren silindiri baskı kuvveti
T3	Üçüncü dingil fren silindiri baskı kuvveti
T _d	Disk fren silindiri baskı kuvveti
T _k	Kampanalı fren silindiri baskı kuvveti

t	Süre
ta	Tepki süresi
ts	Tahrik yükselme süresi
tv	Tam etki süresi
tu	Kayıp süre
tges	Toplam frenleme süresi
T1	Efektif basıncın sıfırdan P1 basıncına ulaşması için gerekli süre
T2	Efektif basıncın sıfırdan P2 basıncına ulaşması için gerekli süre
UTd	Diskli frene sahip tekerlekteki fren kuvveti
UTk	Kampanalı frene sahip tekerlekteki fren kuvveti
Ud	Diskli frenlere sahip dingildeki fren kuvveti
Uk	Kampanalı frenlere sahip dingildeki fren kuvveti
U1	Birinci (ön) dingil fren kuvveti
U2	İkinci dingil fren kuvveti
U3	Üçüncü dingil fren kuvveti
Ut	Arka dingil grubu (ikinci ve üçüncü dingiller) toplam fren kuvveti
UT	Toplam fren kuvveti
v	Taşıt hızı
v1	İlk hız
vb	İlk hızın yüzde seksenine eşit hız
ve	İlk hızın yüzde onuna eşit hız
x	Fren oranı
z	Frenleme oranı, yerçekimine oranlanmış fren ivmesi
α	Taşıt hareket doğrultusunun taşıt orta eksenine ile yaptığı açı
ε	Kuvvet bağlantı katsayısı kullanımı değeri
η_{dmek}	Disk fren mekanik verimi
η_{kmek}	Kampanalı fren mekanik verimi
μ	Balata sürtünme katsayısı

KISALTMA LİSTESİ

ABS	Anti – Lock Brake System (Anti Blokaj Sistemi)
AİTM	Araçların İmal, Tadil ve Montajı Yönetmeliği, T.C. Sanayi Bakanlığı
EBS	Elektronik Brake System (Elektronik Fren Sistemi)
LSV	Load Sensing Valve (Yüke Duyarlı Fren Kuvvet Ayarlayıcı Valf)
TMUR	Teknik Mevzuata Uygunluk Raporu
TSE	Türk Standartları Enstitüsü
AFS	Ana Fren Sistemi
İFS	İkincil Fren Sistemi
TFS	Tespit Fren Sistemi
SÜFE	Sürekli Fren Sistemi

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	Basit bir havalı fren sisteminin şematik gösterimi.....	4
Şekil 2.2	Tek silindirli hava kompresörü.....	5
Şekil 2.3	Dört devre koruyucu valf	6
Şekil 2.4	Servis (fren pedal) valfi.....	6
Şekil 2.5	Pedal valfine verilen kuvvete karşılık elde edilen fren devre basınçları, pedal stroğu ve fren devre arızasında ikinci devrenin basınç değişimi.....	7
Şekil 2.6	Fren kuvvet ayarlayıcı (yükte duyarlı mekanik kuvvet algılayıcı).....	8
Şekil 2.7	Yükte duyarlı fren kuvvet ayarlayıcı valfin çalışma basıncı.....	9
Şekil 2.8	Fren silindirinde (körüğünde) kuvvet iletimi.....	9
Şekil 2.9	Yaylı fren silindiri (Çiftli körük).....	10
Şekil 3.1	Disk Fren Parçaları(a.Kayar Kaliper b.Sabit Kaliper).....	12
Şekil 3.2	Çeşitli Disk Fren Tipleri ve kaliperler.....	13
Şekil 3.3	Diskin sıkıştırılması, balata ve pabuçlar.....	14
Şekil 3.4	Disk frenler için kendiliğinden boşluk ayarı mekanizması.....	15
Şekil 3.5	Diske Etkiyen Kuvvetler.....	16
Şekil 3.6	Disk fren için sürtünme katsayısı C^* değişimi.....	17
Şekil 3.7	Kampana ve Kampanalı bir fren sisteminin parçaları.....	18
Şekil 3.8	Kampanalı fren mekanizması.....	20
Şekil 3.9	Simpleks Fren.....	22
Şekil 3.10.	Dupleks Fren.....	22
Şekil 3.11	Duo-Dupleks Fren.....	23
Şekil 3.12.	Servo Fren.....	23
Şekil 3.13	Simpleks tipi dupleks tipi kampanalı fren konstrüksiyonları.....	24
Şekil 3.14	Normal boşluk ayar mekanizması.....	24
Şekil 3.15.	Otomatik boşluk ayar mekanizması.....	25
Şekil 3.16	Kampanalı frenlerde mekanik baskı düzeni olarak kullanılan fren kamı..	26
Şekil 3.17	Baskı düzeni olarak fren kamı kullanılan bir simpleks fren konstrüksiyon	26
Şekil 3.18	Baskı düzeni olarak gergi kaması kullanılan bir kampanalı fren.....	26
Şekil 3.19	Tek fren pabucundan oluşan fren bloku.....	27
Şekil 3.20	Blok tip frenlerde fren faktörlerinin sürtünmeye bağlı değişimleri.....	29
Şekil 3.21	Blok tip kampanalı frenlerde fren faktörü.....	29
Şekil 3.22	Simpleks Kampanalı Fren.....	30
Şekil 3.23.	Uygulama Kuvveti F_a 'nın şematik gösterimi.....	30
Şekil 3.24.	Simpleks primer pabuca etkiyen kuvvetler.....	31

Şekil 3.25	Primer-sekonder fren sisteminde sürtünme katsayısı fren faktörü.....	32
Şekil 3.26	Dupleks Kampanalı Fren.....	33
Şekil 3.27	Dubleks frenlerde sürtünme katsayısının fren faktörü ile değişimi.....	34
Şekil 3.28	Paralel kayar mesnetli primer pabuç.....	34
Şekil 3.29	Kayar mesnetli Duo-servo fren sistemi.....	36
Şekil 3.30	Paralel kayar mesnetli iki primer pabucun fren faktörü.....	37
Şekil 3.31	Eğimli mesnetli primer pabuç.....	38
Şekil 3.32	Pivot mesnetli duo servo fren.....	39
Şekil 3.33.	S-Kam Havalı Fren Uygulaması.....	39
Şekil 3.34	S-Kam frenlerde sürtünme katsayısı ile fren faktörünün değişimi.....	41
Şekil 3.35.	Farklı fren dizaynları için fren faktörleri.....	42
Şekil 3.36.	Sıcaklığın Tork Üzerindeki Etkisi.....	43
Şekil 3.37.	Fren faktörünün sürtünme katsayısı ile değişimi.....	45
Şekil 4.1.	Statik Dingil Yükleri.....	46
Şekil 4.2.	Yavaşlayan taşıta etkiyen kuvvetleri.....	48
Şekil 4.3.	Yüklü ve yüksüz taşıt için dinamik dingil yükleri.....	49
Şekil 4.4	Dinamik Fren Kuvvetleri.....	52
Şekil 4.5	Birim Ağırlık başına düşen dinamik fren kuvvetleri.....	53
Şekil 4.6	Birim Ağırlık başına düşen dinamik fren kuvvetleri parabolü.....	55
Şekil 4.7	Birim Ağırlık başına düşen dinamik ve gerçek fren kuvvetleri.....	59
Şekil 4.8	Lastik-yol sürtünme kullanımı.....	61
Şekil 4.9	Fren iyilik derecesi.....	62

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1	Fren silindir tipleri için baskı kuvveti formülasyonları.....10
Çizelge 3.1	Farklı fren dizaynları için fren faktörlerinin karşılaştırılması.....42
Çizelge 5.1.	Araçların sınıflarına göre sağlamaları gereken sınır şartları.....75
Çizelge 5.2.	Tip I deney koşulları.....76
Çizelge 5.3.	Tip II sonrası yapılacak Tip O testi sonunda araçların sağlamaları Gereken ortalama negative ivme ve durma uzaklıkları.....77
Çizelge 5.4.	Araçların sağlamaları gereken ortalama negative ivme ve durma Uzaklıkları.....78
Çizelge 5.5	Örnek araç test performans sonuçları.....80

TİCARİ ARAÇLARDA FRENLEME DİNAMİĞİ ECE REGÜLASYONLARI KAPSAMINDA TEST AYRINTILARI

Özgür EKEN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. İrfan YAVAŞLIOĞLU

Fren sistemi, hayatımızın bir çok alanında vazgeçilmez olan karayolu taşıtlarının ani durumlarda veya sürücünün istekleri doğrultusunda taşıtın yavaşlatılması, durdurulması veya hareketsiz tutulması için kullanılan düzenekler bütünüdür. İnsanların can ve mal güvenliği için çok önemli bir yere sahip olan fren sistemi, özellikle yük ya da yolcu taşıma amaçlı kullanılan ağır ticari taşıtlarda mümkün olduğunca taşıt stabilitesini koruyacak, en kısa zamanda ve mesafede taşıtı emniyetli bir şekilde yavaşlatacak veya durduracak şekilde tasarlanmalıdır.

Bu çalışmada, ağır ticari taşıtların fren sistemleri tasarımında gözönünde bulundurulmuş temel kriterler paylaşılmış, Avrupa Topluluğu ve Birleşmiş Milletler yönetmeliklerinde fren sistemleri ile ilgili yer alan tanımlamalar, sınıflandırmalar ve çeşitli sınıf taşıtlar için öngörülen sınır değerler ele alınmıştır.

Ülkemizde “Belirli Motorlu Taşıt Sınıflarının ve Römorklarının Frenleme Düzenekleri İle İlgili Tip Onayı Yönetmeliği (71/320/AT)” 2002 yılında resmi gazetede yayımlanmış ve 2004 yılından itibaren üretilen taşıtları kapsayacak şekilde yürürlüğe girmiştir.

Belirtilen yönetmelikte, fren sistemi, hareket halindeki bir taşıtın hızını kademeli olarak azaltmak veya tamamen durdurmak veya hareketsiz bir taşıtın hareket etmesini önlemek için kullanılan kısımların kombinasyonu şeklinde tanımlanırken, fren sisteminin; fren kumandası, aktarma ve tekerlek freninden oluştuğu belirtilmektedir.

Ayrıca ilgili yönetmelik ve regülasyonlar içeriğindeki pratik test yöntemleri ve örnek araçlar için fren performans değerleri paylaşılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Ticari araç, Fren, Yönetmelik, Regülasyon, Fren Testler

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ABSTRACT

BRAKING DYNAMICS OF COMMERCIAL VEHICLES TEST DETAILS ACCORDING TO ECE REGULATIONS

Özgür EKEN

Department of Mechanical Engineering
MSc. Thesis

Advisor: Prof. İrfan YAVAŞLIOĞLU

Road vehicles are widely used and inevitable for human life. Brake system, which is indispensable in our lives in many cases, is a set of mechanisms used to keep road vehicles still, slow down, or stop. People have a very important place for the safety of life and property of the brake system, especially in heavy commercial vehicles used for transporting cargo or passengers as possible to protect the stability of the vehicle, the vehicle is within a short time and should be designed to stop or slow down safely.

In this study, taking into account the design of brake systems for heavy commercial vehicles held shared the basic criteria of the European Community and the United Nations in brake systems and related definitions, classifications and the limits prescribed for vehicles of various classes are discussed.

In the mentioned regulation, brake system means; the parts which the forces opposing the movement of the vehicle develop. It may be friction brake (when the forces are generated by the friction between two parts of the vehicle moving relatively to one another); an electrical brake (when the forces are generated by electromagnetic action between two parts of the vehicle moving relatively but not in contact with one another); a fluid brake (when the forces are generated by the action of a fluid situated between two parts of the vehicle moving relatively to one another); or an engine brake (when the forces are derived from a controlled increase in the braking action of the engine transmitted to the wheels)

Key words: Commercial vehicle, brake, Directive, Regulation, Brake Testing

**YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE**

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Bir taşıtın seyir stabilitesi ve değişken yük ile hız durumlarına göre öngörülen mesafede emniyetli bir şekilde durdurulması, yani frenlenmesi için çeşitli tipte fren donanımlarından yararlanılır. Ancak taşıtı durdurmak için gerekli kuvvet yol (zemin) ile tekerlek arasındaki kuvvet bağlantı katsayısına bağlıdır. Bu bağlamda, frenleme etkinliğinin sınırları tekerlek – zemin kuvvet bağlantı katsayısının sınırları ile bellidir. Bir başka deyişle kaygan, ıslak veya buzlu bir zemin şartında en iyi özellikler ile donatılmış bir fren sistemi dahi işlev göremez. Tekerlek çevresindeki fren kuvveti, tekerlek yükü ile tekerlek – zemin kuvvet bağlantı katsayısının ürünü olan değerden büyük olursa, fren sisteminin yapısına ve hesaplarına bakılmaksızın taşıt tekerlekleri kilitlenir (bloke olur). Bu durum da taşıt emniyeti için çok tehlikelidir.

Bilindiği gibi frenlenen bir taşıtın önce arka tekerleklerinin bloke olması taşıtın hareket doğrultusunu saptırıcı bir etki yaparken, önce ön tekerleklerin bloke olması da hareket doğrultusundaki herhangi bir sapmayı düzeltici bir etki yapmaktadır. Bu yüzden taşıt stabilitesi için arka tekerleklerin bloke olması kesinlikle önlenmelidir. Ön tekerleklerin bloke olması taşıtın sapma yapmasını engeller ancak bu sefer de taşıt sürücünün direksiyon tepkilerine cevap veremez ve taşıt kendi doğrultusunda ilerlemeye devam eder. Bu yüzden taşıtın istenilen doğrultuda sürülebilmesi ve stabilitesi için ön ve arka tekerleklerin bloke olması engellenmeye çalışılmalıdır. Gelişen teknolojinin frene olan

uygulamalarından ABS (Anti Blokaj Sistemi) ile tekerleklerin bloke olması önlenmeye çalışılmaktadır.

Fren sisteminin taşıtı kontrol etmesi üç şekilde gerçekleştirilir:

1. Taşıtı yavaşlatmak ve en sonunda durdurmak,
2. Taşıtı sadece sabit hızda tutmak,
3. Durmuş olan bir taşıtın istenmeden hareket etmesini önlemek veya eğimli bir yolda hareketsiz kalmasını sağlamak.

1.2 Tezin Amacı

Bu çalışmada, ağır ticari taşıtların fren sistemleri tasarımında gözönünde bulundurulan temel kriterler paylaşılmış, Avrupa Topluluğu ve Birleşmiş Milletler yönetmeliklerinde fren sistemleri ile ilgili yer alan tanımlamalar, sınıflandırmalar ve çeşitli sınıf taşıtlar için öngörülen sınır değerler ele alınmıştır.

Ülkemizde “Belirli Motorlu Taşıt Sınıflarının ve Römorklarının Frenleme Düzenekleri İle İlgili Tip Onayı Yönetmeliği (71/320/AT)” 2002 yılında resmi gazetede yayımlanmış ve 2004 yılından itibaren üretilen taşıtları kapsayacak şekilde yürürlüğe girmiştir.

Belirtilen yönetmelikte, fren sistemi, hareket halindeki bir taşıtın hızını kademeli olarak azaltmak veya tamamen durdurmak veya hareketsiz bir taşıtın hareket etmesini önlemek için kullanılan kısımların kombinasyonu şeklinde tanımlanırken, fren sisteminin; fren kumandası, aktarma ve tekerlek freninden oluştuğu belirtilmektedir.

Ayrıca ilgili yönetmelik ve regülasyonlar içeriğindeki pratik test yöntemleri ve örnek araçlar için fren performans değerleri paylaşılmıştır.

1.3 Hipotez

Karayolu taşıtları, özellikle yük taşıma ve ticari amaçla kullanılan ağır taşıtlar günümüzün vazgeçilmez bir ihtiyacı haline gelmiştir. Bunun sonucu olarak da kentlerde ve otoyollarda gözle görülür bir trafik artışı gözlenmektedir. İnsanların can ve mal güvenliği için çok önemli bir yere sahip olan fren sistemi, özellikle yük ya da yolcu taşıma amaçlı kullanılan ağır ticari taşıtlarda mümkün olduğunca taşıt stabilitesini koruyacak, en kısa zamanda ve mesafede taşıtı emniyetli bir şekilde yavaşlatacak veya durduracak şekilde tasarlanmalıdır.

2 AĞIR TİCARİ TAŞITLARDA KULLANILAN FREN SİSTEMLERİNİN YAPISAL ÖZELİKLERİ

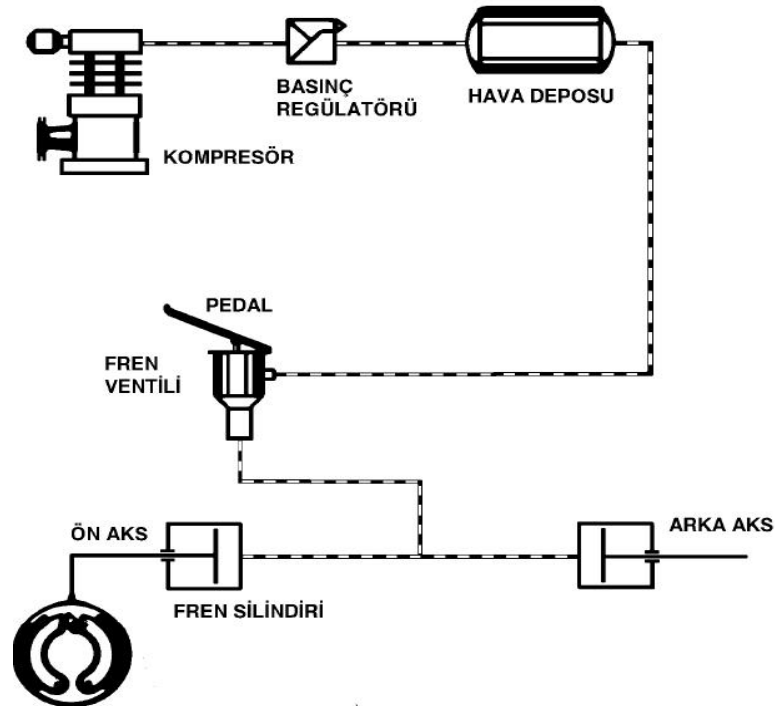
Günümüzde ağır ticari taşıtların frenlenmesinde genellikle yabancı kuvvetli enerji kaynağına sahip olan havalı (pnömatik) fren sistemleri kullanılmaktadır. Bu sistemlerde kompresör, taşıt motorunun hareketinden aldığı tahrik ile fren sisteminde kullanılacak olan havayı üretir ve üretilen bu hava depolarda saklanır. Sürücü fren pedalına istediği oranda kumanda ederek gerekli olan havanın fren sistemi elemanlarına ulaşmasını sağlar ve frenleme gerçekleştirilir. Dolayısıyla, havalı fren sistemlerinde sürücünün kas kuvveti bir enerji kaynağı olarak değil sadece kontrol ve kumanda amaçlı kullanılır ki ağırlığı oldukça fazla olan ve yük taşıma amacıyla kullanılmakta olan ağır ticari taşıtların da kas kuvveti ile durdurulması mümkün olmamaktadır. Bir başka deyişle ağırlığı 60 kN değerinin üzerindeki taşıtların fren sistemlerinin konstrüktif yapısı ne şekilde seçilirse seçilsin sürücünün fren pedalına uygulayacağı kuvvet ile taşıtın yeterli oranda frenlenmesi olanaksızdır.

Havalı fren sistemleri tasarlanırken, fren yönetmeliklerinde de belirtildiği gibi, frenleme etkisi kas kuvveti ile çalışan sistemlerde olduğu gibi istenilen ayarda ve sürücünün tarafından duyarlı bir biçimde kontrol edilebilecek şekilde tasarlanmalıdır. Fren sisteminin kumanda elemanının tasarımında ise azami pedal kuvveti çok büyük seçilmezken, fren pedalı stroğu kas kuvveti ile çalışan fren sistemi kumandalarından daha küçük olmaktadır.

Havalı fren sistemlerinin tasarlanmasında önemli bir konu da, taşıtın işletme şartları gereği mazur kalabileceği ard arda frenleme durumunda fren sisteminde bir etki tükenmesi olmamalıdır. Bu yüzden fren sisteminde kullanılacak olan havayı üreten kompresörün kapasitesi tekrarlanan frenlemelerde fren etkinliğini azaltabilecek sınırdan seçilmemelidir.

Ayrıca, fren yönetmelikleri konusunda belirtildiği gibi, havalı fren sistemine sahip çeşitli sınıf taşıtların fren sistemlerinin cevap sürelerinin olabildiğince kısa olması istenir. Cevap süresi, iletim kanallarının uzunluğuna, hava kanalları ve valflerinin kesit alanlarına, hareketli parçaların atalet ve sürtünme kuvvetlerine bağlı iken, havalı fren sistemlerinde kullanılan havanın sıkıştırılabilir olması ve işletme basınçlarının düşük olması nedeniyle, hidrolik fren sistemlerine göre daha uzundur.

Şekil 2.1’ de basit bir havalı fren sistemi şematik olarak gösterilmiştir. Havalı fren sistemlerinin çalışma basıncı 0,5 -1,2 MPa (5 – 12 bar) arasında değişirken, uygulamada daha yüksek basınçlarda çalışılmasına hem maliyet hem de emniyet nedenleriyle çok fazla rastlanılmamaktadır



Şekil 2. 1 Basit bir havalı fren sisteminin şematik gösterimi

2.1 Havalı Fren Sisteminde Elamanların Tanıtılması

Üniversite günümüzdeki durumuna gelinceye kadar çeşitli aşamalardan Havalı fren sisteminde; hava kompresörü, basınç regülatörü, hava kurutucusu, hava depoları, dört devre koruyucu valf, servis freni valfi (fren pedalı valfi), park (el) freni valfi, röle valfi, fren kuvvet ayarlayıcı valf (LSV), fren silindiri (körüğü), disk veya kampanalı fren ve gibi elemanlar kullanılmaktadır [1].



Şekil 2.2 Tek silindirli hava kompresörü

2.1.2 Hava Kurutucusu

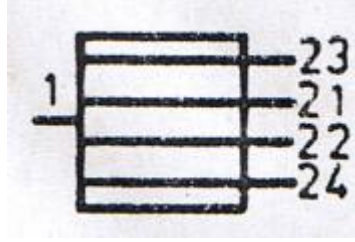
Kompresörde üretilen hava, saklanmak üzere hava depolarına ulaşmadan önce, havanın içerisinde kalarak fren sisteminin verimini azaltabilecek suyun veya su buharının kurutularak dışarı atılması hava kurutucusu ile sağlanır.

2.1.3 Hava depoları (tankları)

Kompresörde üretilen havanın sürücünün isteğine göre fren sistemine verilmek üzere saklandığı, aynı zamanda da kompresörün sıkıştırması ile ısınan havanın soğumasının ve var ise su buharının yoğunlaştırularak sistemden atılması hava tankları ile sağlanır. Hava deposunda kalan su buharının özellikle soğuk havalarda fren sistemi üzerine etkisi çok fazla olmaktadır. Biriken su ya taşıt sürücüsünün günlük kontrolleri ile vanadan dışarı atılmalı ya da otomatik hava atma valfi kullanılmalıdır. Hava depolarında bir başka önemli eleman da fren basınç regülatörünün olası bir arızasında depolarda birikebilecek yüksek basıncın emniyet valfleri kullanılarak dışarı atılmasıdır [1].

2.1.4 Dört devre koruyucu valf

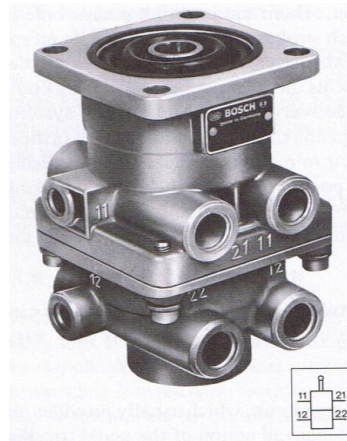
Dört devre koruyucu valf, fren yönetmeliklerinde de zorunlu tutulan birden fazla devreli fren sistemlerinde, bir arıza nedeniyle veya ani olarak herhangi bir devrede meydana gelen hava boşalmasında diğer devrelerin etkilenmesini önler. Şekil 2.3' de fren devrelerinde dört devre koruyucu valfin şematik gösterimi verilmiştir. Fren devrelerinde 1 ile giriş, 2 ile çıkış gösterilmektedir. Dört devre koruyucu valf ile bir girişten dört çıkış elde edilerek olası arızalarda diğer devreler çalışmaya devam eder.



Şekil 2.3 Dört devre koruyucu valf

2.1.5 Ana Fren Valfi

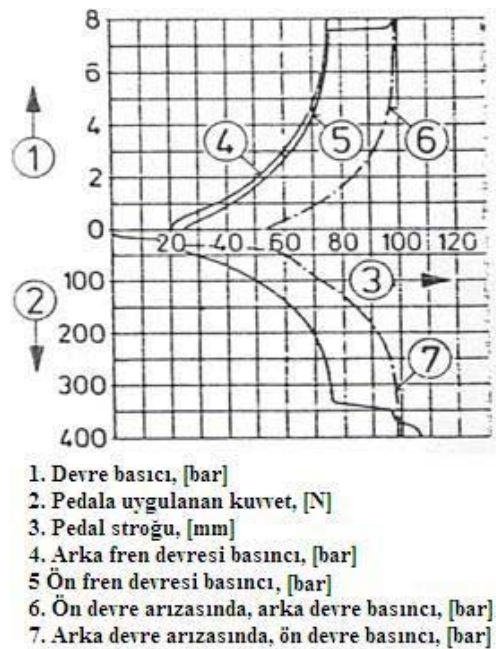
Servis fren valfi, fren sisteminde üretilen ve hava depolarında saklanan havanın, bir başka deyişle sürtünmeli fren mekanizmalarını çalıştırarak taşıtın frenlenmesini sağlayacak olan basıncın, taşıt sürücüsünün isteklerine göre hangi oranda iletileceğini kendi deplasmanına karşılık gelen değerde iletilmesini sağlayan valftir. Sürücünün ayak kuvveti ile tahrik edilen bu valf günümüzde iki ayrı fren devresine kumanda edebilecek şekilde tasarlanarak her iki devrede çalışma basınç hassas olarak ayarlanabilmekte ve bir devrede arıza olsa da diğer fren devresinin kumandası sağlanabilmektedir [1].



Şekil 2.4 Servis (fren pedal) valfi

Şekil 2.4' te iki devreye kumanda edebilen bir fren valfinin gerçek resmi ve fren devrelerindeki şematik gösterimi verilmiştir.

Şekil 2.5.' te ise örnek bir servis fren valfinin sürücünün fren pedalına verdiği stroğa (deplasmana) karşılık oluşan kuvvete göre iki fren devresinden elde edilen basıncın grafiksel olarak değişimi gösterilmiştir. Grafikte 1 numara ile "bar" cinsinden devre basıncı, 2 numara ile "N" cinsinden pedala uygulanan kuvvet, 3 numara ile "mm" cinsinden pedal stroğu, 4 numara ile "bar" cinsinden ön fren devresi basıncı, 5 numara ile "bar" cinsinden arka fren devresi basıncı, 6 numara ile "bar" cinsinden arka fren devresi arızasında kalan ön fren devresi basıncı, 7 numara ise arka fren devresi arızasında "N" cinsinden pedal kuvveti değişimi gösterilmiştir.



Şekil 2.5 Pedal valfine verilen kuvvete karşılık elde edilen fren devre basınçları, pedal stroğu ve fren devre arızasında ikinci devrenin basınç değişimi

2.1.6 Park Freni Valfi

Durmakta olan havalı fren sistemine sahip ağır bir ticari taşıtın hareketsiz kalmasını sağlayan sistem genellikle el ile kontrol edilen park freni valfidir.

2.1.7 Röle Valfi

Röle valfi, genellikle taşıtın arka dingil fren silindirlerine (körüklerine) yakın olarak monte edilir ve körüklerde fren mekanizmasının hızlı bir şekilde uygulanmasının ve yine

havanın hızlı bir şekilde röle valfine ait çıkıştan atmosfere atılmasıyla frenin daha hızlı olarak serbest bırakılmasını düzenleyen valftir.

2.1.8 Yüke Duyarlı Fren Kuvvet Ayarlayıcı Valf (LSV)

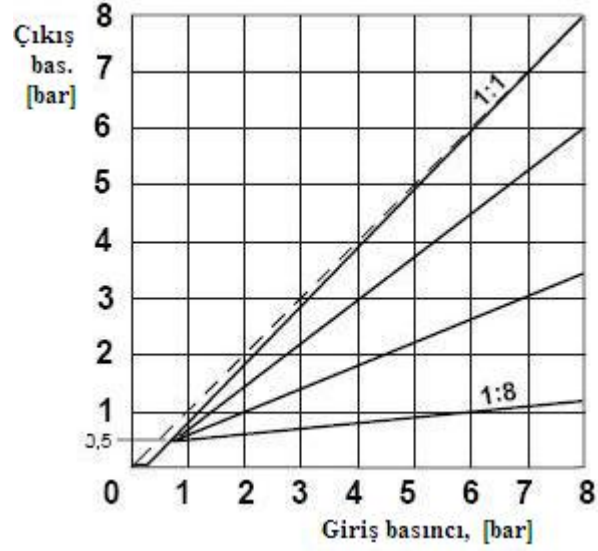
Ağır ticari taşıtların, boş ve dolu ağırlıkları arasındaki fark çok büyük olduğundan genellikle taşıtın azami yüküne göre tasarlanmış olan fren sisteminin, taşıt boş durumda iken gereğinden fazla fren yapılmasını önlemek ve uygun frenleme oranını sağlamak amacıyla sisteme dahil edilen valf taşıt yüküne duyarlı, mekanik veya pnömatik kontrollü fren kuvvet ayarlayıcı valftir. (LSV, Load Sensing Valve)



Şekil 2.6 Fren kuvvet ayarlayıcı (yüke duyarlı mekanik kuvvet algılayıcı)

Şekil 2.6' da yüke duyarlı bir mekanik fren kuvvet ayarlayıcı valf gösterilmiştir. Taşıtın süspansiyon sisteminde yaprak yay kullanılan taşıtlarda yayın konumuna, hava kullanan taşıtlarda ise hava basıncına göre kumanda edilen valf çıkış basıncını yüke göre ayarlamaktadır.

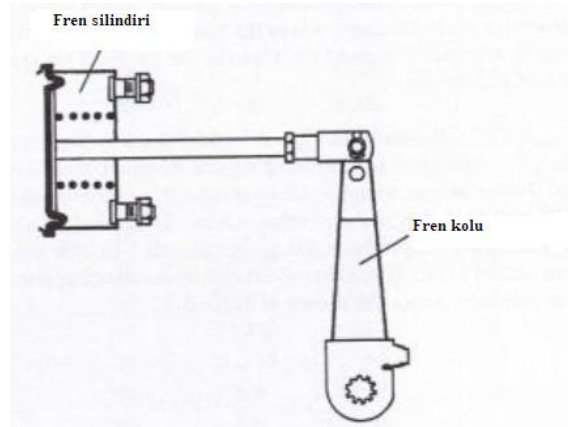
Şekil 2.7' de ise örnek bir yüke duyarlı fren kuvvet ayarlayıcı valfin çalışma prensibi grafik olarak gösterilmiştir. Taşıt tam yükte yüklü durumda çıkış basıncını 1:1 oranında ileten valf, taşıt yükü azaldıkça çıkış basıncını da azaltmaktadır.



Şekil 2.7 Yüke duyarlı fren kuvvet ayarlayıcı valfin çalışma basıncı

2.1.9 Fren Silindirleri (fren körükleri)

Kompresör tarafından üretilen hava, sürücünün isteğine göre belirli basınç değerlerinde fren pedalından ve diğer havalı fren sistemi elemanlarından geçerek fren silindirine (körüğüne) gelir ve burada basınç mekanik bir kuvvet iletim sistemi yardımıyla balataların dönen tekerlek rotoruna baskı uygulaması ile sağlanır. Şekil 2.8' de basit olarak fren silindirindeki basıncın mekanik bir fren kolu (manivela) yardımıyla iletimi gösterilmiştir.



Şekil 2.8 Fren silindirinde (körüğünde) kuvvet iletimi

Fren silindirlerinde hava basıncı içlerindeki membran (diyafram) ile kola iletilir ve fren silindiri tipleri bu membranın anma kesit alanı ile belirtilir. Örneğin Tip 30 şeklinde anılan fren silindirinde membran alanı 30 in2 (194 cm2) dir.

Fren silindirlerinin belirli basınca göre verdikleri ortalama baskı kuvveti T, silindir stroğunun 1/3' ü ile 2/3' ü arasında vermiş olduğu değerlerin integrasyonu ile belirlenir. Tablo 2.1' de çeşitli fren silindirleri için baskı kuvveti değerlerinin formülasyonları verilmiştir. Kullanılabilir strok, baskı kuvvetinin ortalama baskı kuvvetinin %90' ına eşit olduğu stroğu belirtir.

Çizelge 2.1 Fren silindir tipleri için baskı kuvveti formülasyonları

TİP	BASKI KUVVETİ, T, [N]	Kullanılabilir Strok	Azami Strok
9	$606 \times p - 242$	$0,64 \times p + 44$	60
12	$766 \times p - 230$	$0,57 \times p + 46$	60
16	$1056 \times p - 317$	$0,86 \times p + 68$	75
20	$1218 \times p - 244$	$0,74 \times p + 69$	75
24	$1426 \times p - 285$	$0,56 \times p + 70$	75
30	$1944 \times p - 389$	$0,67 \times p + 62$	75

Havalı fren silindilerinin bir diğer uygulaması da, park freninin kas kuvveti ile sağlanamadığı ağır taşıtlar için membranlı hava silindirine bir silindir hacminin daha eklendiği çiftli körük olarak da adlandırılan yaylı silindirlerdir. Şekil 2.9.' da kampanalı frenler için bir yaylı fren silindiri gösterilmiştir. Yaylı silindirlerde taşıt hareket halinde iken sıkıştırılmış olan yay, park freni devreye alındığında gevşetilerek frenleme sağlanırken, en önemli avantajı havalı sistemde herhangi bir arızada taşıtın kendiliğinden frene geçmesi ve basınç belirli bir değere ulaşmadan frenlerin bırakılmamasıdır.



Şekil 2.9 Yaylı fren silindiri (Çiftli körük)

SÜRTÜNMELİ FRENLER

İki sürtünme çiftini birbirine basan sıkma kuvveti, taşıt sürücüsünün kas kuvveti ile bir kuvvet deposu (yabancı kuvvetle çalışan fren sistemi) ile veya her iki kuvvet kaynağı ile elde edilmektedir. Her üç sistemde de kuvvet mekanik olarak sıkma tertibatlarına iletilir. Frenler genel olarak tekerlek frenleri olarak yapılırlar; dönen kısım tekerlek ile bağlanmıştır. Disk ve kampanalı frenler bu tip frenlere örneklerdir.

3.1 Disk Frenler

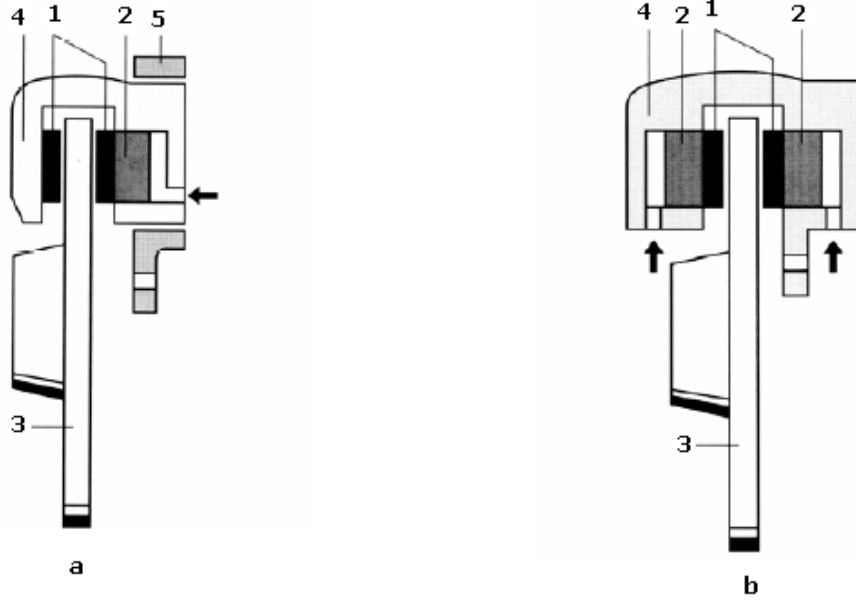
Disk frenler, tekerlekle eş eksenli olarak monte edilmiş olan metal bir disk tekerlekle birlikte dönmektedir. Suspansiyon elemanlarına tutturulmuş "kaliperlere" yerleştirilmiş fren balatalarının diskleri bir kısaç ya da mengene gibi sıkıştırması ile bir sürtünme sağlar. Kaliperlerin içinde ise pistonlar anamerkezden aldıkları kuvvet ile balatalara basınç sağlarlar, balatalarda fren diskine sürtünüp aracı yavaşlatırlar.

Disk frenler, diğer birçok otomotiv buluşları gibi, oto yarışları için geliştirilmişlerdir, fakat şimdilerde bütün araçlarda standart parça haline gelmiştir. Bir çok araçta ön frenler disk tipi olup, arkalar ise kampana tipi frenlerdir. Kampana tipi frenler iki tane yarım daire şeklinde pabuç balata kullanır ve bu pabuçlarda dışarı doğru açılıp, kampanaların iç yüzeylerine basınç uygularlar. Eski araçların dört tekerinde de kampana tipi fren varken şimdilerde birçok araçta dört tekerde disk fren uygulanmaktadır.

Diskli frenler genellikle iki sınıfa ayrılırlar :

- Kayar kaliperli disk frenler (Şekil 3.1.a)
- Sabit kaliperli disk frenler (Şekil 3.1.b)

Günümüzde kayar kaliperli disk frenler daha çok kullanılmaktadır. Kayar tip frende kaliper ön dingilin başına lastik burçlarla tespit edilmiştir. Lastik burçlar kaliperin bir miktar salınım yapmasına müsaade ederler.



Şekil 3.1 Disk Fren Parçaları(a.Kayar Kaliper b.Sabit Kaliper)
1.Balata, 2. Piston, 3.Disk, 4. Kaliper, 5. Braket

Disk frenler suları kampana tipi frenlere göre daha kolay savurduğundan ıslak şartlarda daha iyi bir performans gösterirler. Ama bu sudan etkilenmedikleri anlamına gelmemelidir. Eğer bir su birikintisine hızla girilip fren yapılırsa ilk birkaç saniye frenler çalışmayabilir. Disk frenler daha iyi hava soğutması sağladıklarından performansları daha iyidir. Bazı disklerde performansı daha fazla arttırmak için hava kanalları da bulunabilir.

Kaliper adı verilen ve tekerlek askı kollarına bağlı olan bir parça diski genel olarak bir köşesinden kavrar. Kaliperin iç kısımlarında diskin iki yüzeyine yaslanan balatalar frenleme sırasında hidrolik basınç ile diski her iki yönden eşit kuvvetle sıkıştırırlar.

Disk kaliper tarafından örtülü olmayan kısımları hava akımlarına açık bulunduğundan kolayca soğutulmaktadır. Çamur ve balata tozları merkezkaç kuvvetle ya da hava akımı ile temizlenirler. Fren cevap süresini uzatan nem oldukça hızlı buharlaştığından cevap çabuklaşır.

Balataların diski her iki yandan eşit kuvvetle sıkıştırabilmesi için ya diskin, ya kaliperin, ya her iki balatanın eksenel yönde hareketli olması gerekir. Eksenel yönde hareketsiz olarak monte edilmiş olan kaliperin her iki yanında karşılıklı duran silindirlerindeki hidrolik basınçları eşittir. Diskin eksenel yöndeki balanssızlığı pistonların hareketleri ile dengelenir.

Bütün sürtünmeli frenlerde balatalar aşındığından bir boşluk ayarı gerekli olmaktadır.

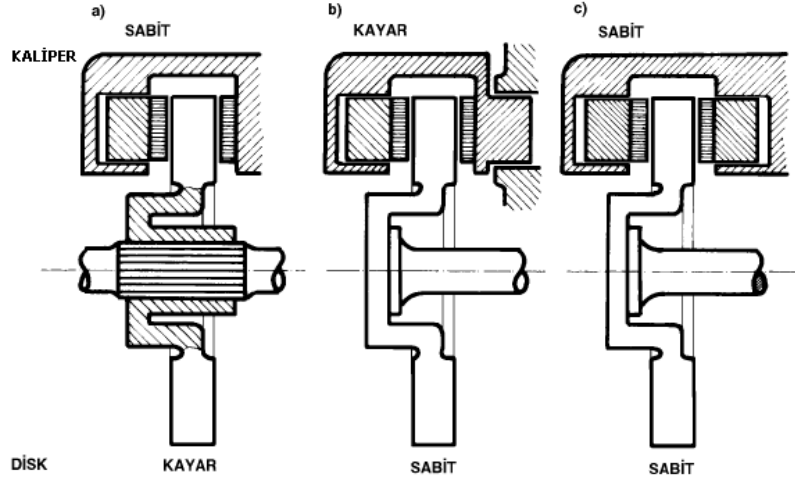
Bu sayede balatanın diske her zaman çok yakın durması sağlanır. Boşluğun küçük olması fren pedalındaki boşluğun da ufalmasını ve gecikme sürelerinin kılmasını sağlar.

3.1.1 Disk Fren Parçaları

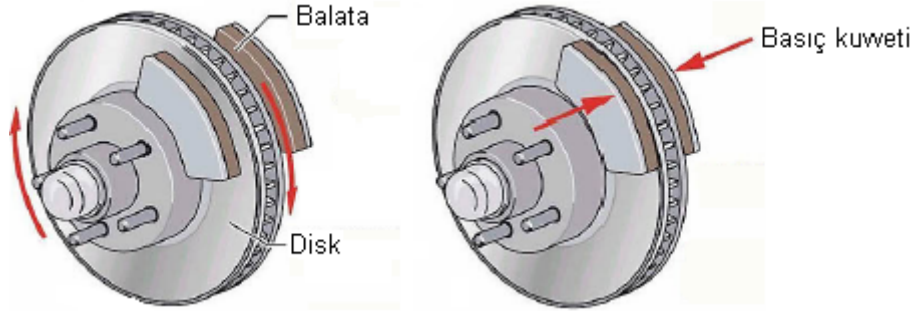
Kaliper : Diskin yanlarında bulunan fren pabuçlarını taşıyan elemandır. Kaliper, balataları diskin üzerine sıkıştırarak şekilde çalışır. Hidroliği "fren silindirinin" pistonlarına taşır. Araç özelliklerine bağılı olarak bir piston olabileceğı gibi altı pistonda olabilir. Kaliper sürtünme elemanı olan pabuç ve balataları fren hidrolik silindirleri ile taşır ve frenleme sırasında meydana gelecek tork reaksiyonlarını üzerine bağılı olduğı dingil başına iletir. Fren silindirleri hidrolik borular vasıtasıyla birbirlerine bağılanarak , frenleme sırasında her piston üzerinde eşit frenleme kuvveti oluşturulur.

Fren hortumları ise kaliperi anamerkeze bağılayan fren borularına birleştirir. Her kaliperin üzerinde hidrolik devredeki havayı boşaltabilmek için birer hava ventili bulunur. Küçük ve orta büyüklükteki taşıtlarda kullanılan kayar tip kaliperler , dövülebilir dökme demirden yapılır. Bu malzemenin yorulma dayanımı yüksektir ve haddelenme özelliğı vardır.

Şekil 3.2.'de kayar kaliperli ve sabit kaliperli tiplerin çeşitli konstrüksiyon örnekleri görölmektedir. Kayar kaliperler diğerklerine oranla daha toplu yapıdadırlar. Ayrıca el freni yerleşimi için daha elverişlidirler. Toz lastikleri pistonları dış etkenlerden korur. Bu tür frenlerin bazılarında sürtünme balatası daima diskle yakın bir temas halindedir. Bazılarında ise diskle aralarında belirli bir boşluk (0,125 mm) bulunur.



Şekil 3.2 Çeşitli Disk Fren Tipleri ve kaliperler



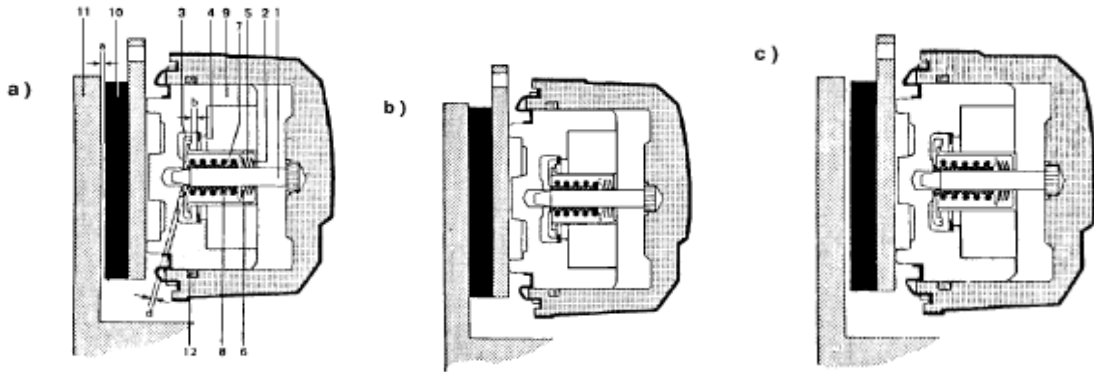
Şekil 3.3 Diskin sıkıştırılması, balata ve pabuçlar

Pabuç: Pabuç – balata kaliper içindeki işlenmiş bir yüzeye metal bir destek plakasına yapıştırılmıştır. Pabuç frenleme sırasındaki reaksiyon üzerine alır. Pabuçlar kaliperi boydan boya geçen tespit pimleri aracılığı tutulurlar. Pimlerde yerlerinde yaylı maşalar ile tutulurlar. Kayar tip frenin pabuç balataları parçalı tiptir. Bazı yapımlarda balatanın kontağı yerleştirilmiştir. Balata değişme sınırına kadar aşınmışsa kontak tamamlar ve bir lamba yanarak balatanın değişme zamanını haber verir. Şekil 3.3’de diskin balata ve pabuçlar vasıtasıyla nasıl sıkıştırıldığı görülmektedir.

Balata : Diskli frende balata daha dar bir yüzeye sahiptir ve bu bakımdan üzerine gelen frenleme basıncı fazladır. Örneğin kampana tipi frende balataya gelen basınç $2,1 \text{ kg / cm}^2$ olduğu halde diskli frende $10,5 \text{ kg / cm}^2$ dir. Hatta ağır hizmet tipi taşıtlardaki disk frenlerde 42 kg / cm^2 gibi yüksek basınçlar uygulanmaktadır. Bu nedenle diskli frenlerdeki balatanın daha yüksek bir sürtünme katsayısına sahip olması ve uzun ömürlü olması gerekir. Balata gereci olarak genellikle asbest ve bazı organik gereçler

kullanılmaktadır. Uygun bir reçine – asbest esaslı balatanın yapımında geniş şekilde polimerlerden yararlanılmaktadır ve değişik yapım usulleri ile diskli fren için istenen kaliteye ulaşabilmektedir. Disk fren balatası kampana tipi frene oranla daha yüksek sıcaklıklara dayanıklıdır , ısınma direnci yüksektir ve bu bakımdan fren verimini arttırır. Bazı sinterli pabuçların aşınmaya karşı dayanımları ve aynı zamanda sıcaklığa karşı dayanımları azdır ve bu nedenle disk frenlerde kullanımı yaygın değildir.

Disk fren balatası ayrıca teğetsel kuvvetlere karşı çalışır. Bu bakımdan sıkıştırılabilirlik , termal genleşme , şişme ve büzülme gibi hususların mümkün olduğu kadar düşük seviyede tutulması gerekir. Disk frenlerde dıştan ayrıca bir de servo yardımı sağlayacak düzenler kullanılınca balatanın daha yüksek bir sürtünme katsayısına sahip olması ihtiyacı ortaya çıkar. Sürtünme katsayısının artması oranında aşınma hızı artar ve kararlı durumu korumak zorlaşır. Bütün sürtünmeli frenlerde balatalar aşındığından bir boşluk ayarı gerekli olmaktadır. Bu sayede balatanın diske her zaman çok yakın durması sağlanır. Boşluğun küçük olması fren pedalındaki boşluğun da ufalmasını ve gecikme sürelerinin kılmasını sağlar. Boşluk ayarı kampanalı frenlerin çoğunda gerektiğinde zaman zaman elle yapılabilen iken disk frenlerde bu ayar yalnızca otomatik olabilmektedir. Boşluğu kendiliğinden ayarlayan düzen Şekil 3.4'de görülmektedir.

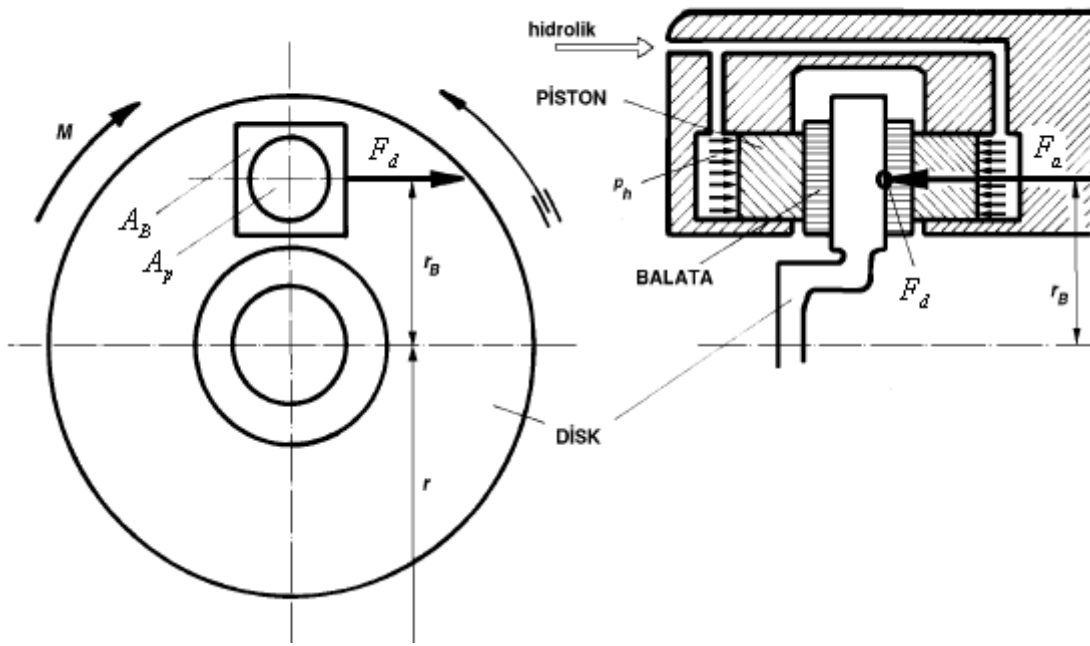


Şekil 3.4 Disk frenler için kendiliğinden boşluk ayarı mekanizması

Başlangıçta; Serbest duran frende balata (10) ile disk (11) arasında a, dayanak halkası (3) ile emniyet segmanı (4) arasında b, piston (9) ile aralık yüksüğü (7) arasında d aralığı mevcuttur. Frenleme sırasında; Piston (9), hidrolik basınçla diske (11) doğru hareket eder. a ve b boşlukları eşit büyüklüktedir. Balata aşındığında yay kovanı (2) kendisi ile bağlı olan dayanak halkasıyla (3) beraber emniyet segmanı (4) tarafından a ve b

boşlukları ve aşınma dengeleninceye kadar ileri itilir. Bu sırada yayın (8) gerilme kuvveti ve sürtünme pullarının (5) sürtünme kuvvetini aşan bir kuvvet uygulanmaktadır. Piston (9), ayar mekanizması ile birlikte pim (1) üzerinde kayar. Tekrar serbest bırakıldığında; Piston (9) pim (1) üzerinde balata aşınması kadar kaymış durumdadır. a boşluğu tekrar başlangıçtaki büyüklüğünü almıştır.

3.1.2. Disk Frenlerde Fren Faktörü (Disk Fren Analizi):



Şekil 3.5 Diske Etkiyen Kuvvetler

Şekil 3.5.'e göre fren pedalına uygulanan kuvvetten kaynaklanan p_h hidrolik basıncı tekerlek fren silindirindeki A_p kesitli pistona etkiyerek

$$F_a = p_h * A_p \quad (3.1)$$

baskı kuvvetini oluşturmaktadır. Bu kuvvet balatanın diske bastırmasını sağlar. A_B kesitli balata ile disk yüzeyi arasında basınç kuvveti oluşur. Balatanın yarattığı ortalama yüzey basıncı,

$$p = F_a / A_B \quad (3.2)$$

şeklinde yazılabilir. Ayrıca balata ile disk yüzeyi arasındaki sürtünme katsayısı μ ve fren yüzeyi sayısı z (Şekil 3.5’de $z = 2$) olduğuna göre, baskı kuvvetinin oluşturduğu çevresel kuvvet şöyle ifade edilir,

$$F_d = \mu z F_a \quad (3.3)$$

r_B etkili fren yarıçapı (aks merkezinden yaklaşık olarak balatanın ortasına kadar olan mesafe) ile

$$M = F_d r_B \quad (3.4)$$

fren momenti ortaya çıkar. (3.1) ve (3.3) ifadelerinden de yararlanarak

$$F_f = F_d r_B / r = \mu z A_p p_h r_B / r \quad (3.5)$$

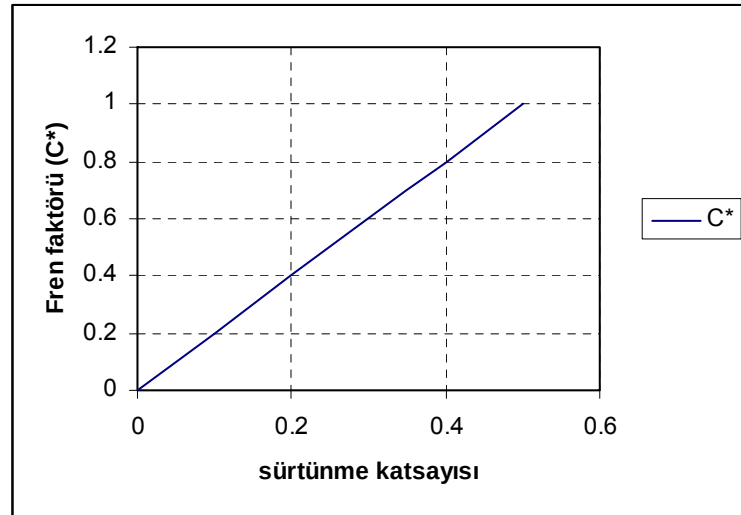
şeklinde p_h hidrolik basıncı ile F_f fren kuvveti arasındaki bağıntı elde edilir. r tekerlek yarıçapını göstermektedir.

F_d çevresel kuvveti, F_a baskı kuvveti ile orantılı olduğundan F_d / F_a oranı fren faktörü olarak adlandırılır. Disk frenler için fren faktörü (3.3) bağıntısına göre

$$C^* = \frac{F_d}{F_a} = \mu z \quad z = 2 \quad C^* = 2\mu \quad (3.6)$$

şeklinde bulunur.

Fren faktörünün sürtünme katsayısına bağlı değişimi Şekil 3.6.’da görülmektedir.

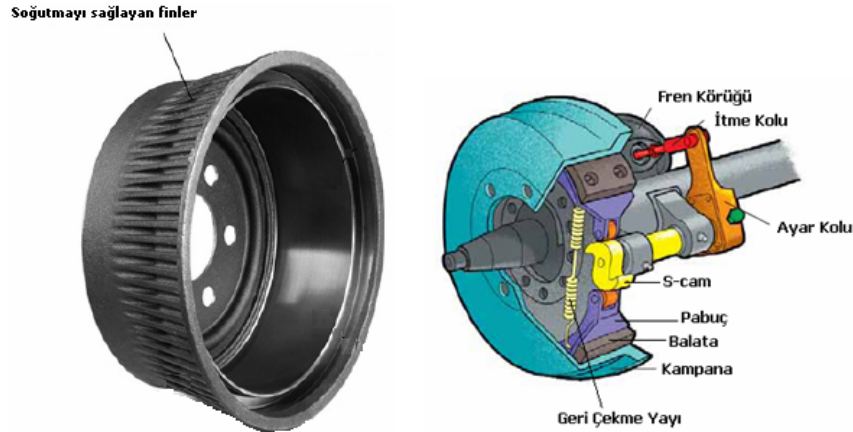


Şekil 3.6 Disk fren için sürtünme katsayısı C^* değişimi

3.2 Kampanalı Frenler

Bu frenlerde fren yüzeyi silindiriktir. Çeşitli tipleri olmakla birlikte karayolları taşıtlarının tekerlek frenlerinde içten pabuçlu olanlar kullanılmaktadır. Bantlı frenler genellikle otomatik vites kutularında, dıştan pabuçlu frenler ise raylı taşıtlarda bulunmaktadır. Kampanalı bir frenin ana parçaları kampana, pabuçlar, baskı düzeni ve taşıma düzenidir (Şekil 3.7.).

Kampana, işletme şartlarının gerektirdiği mukavemet ve ısı özellikleri sağlamak üzere dizayn edilen bir elemandır. Dış yüzeyinde çepeçevre uzanan kanatçıklar mukavemeti arttırmak üzere kullanılırken, açık kenarda çepeçevre bir profil istenmeyen ısı genleşmeleri önlemektedir (Şekil 3.7.)



Şekil 3.7 Kampana ve Kampanalı bir fren sisteminin parçaları

3.2.1 Kampanalı Fren parçaları

3.2.1.1 Fren Kampanası

Fren kampanası tekerin civatalarla bağlı olduğu dönen elemandır ve tekerlek ile aks arasındadır. Fren tekerlek mekanizması pabuçlar vb. kampana tarafından örtülür ve kampana aynı zamanda fren siper tablasına çok yaklaşmak suretiyle mekanizmanın dış etkilerden korunmasını sağlar.

Kampananın orta kısmı preslenmiş çelikten yapılır , orta kısmı çevreleyen kısım ise dökme demirdir. Bazı yapımlarda ısı transferini sağlamak açısından Al 'den bir dış

Çember de kullanılır. Al ember kullanıldığı taktirde frenleme için sürtünme yüzeyi görevini yapan kampananın iç kısmı dökme demirden yapılır. Kampananın dış yüzeyine soğutma sağlamak amacıyla kanatlar konulmuştur(şekil 3.7.). Böylece hava ile temas yüzeyi arttırılmıştır.

Kampananın frenleme yüzeyi düzgün bir daire şeklinde ve pabucun yüzeyi ile aynı profile sahip olmalıdır. Bazı kampanalarda dış kısma bir yay sarılmıştır. Bu yay ile kampana dönen bir eleman olduğundan – kampanada ortaya çıkacak osilasyonların azaltılması amaçlanmıştır. Gri dökme demirin termal kapasitesi fazla olduğundan kampana yapımında kullanımı yaygındır. Kampana hem üzerine uygulanan frenleme kuvvetlerine hem de bu kuvvetlerin meydana getirdiği ısı karşısında dayanıklı olmalıdır. Yüksek ısı kampanada şekil bozukluklarına neden olur. Bu bozulmalar ise yüzeyde çok boyutlu gerilmelere neden olacak ve frenleme sonucundaki karasız soğumadan ötürü yüzey çatlamaları meydana getirecektir. Bu nedenle kampana malzemesi ya ısı depolama kapasitesi yüksek ya da oluşan ısıyı konveksiyon ve radyasyon yoluyla hemen yapıdan uzaklaştıracak şekilde yapılmalıdır. Birinci seçim ısıl işlemler ve teknolojik malzeme gerektirdiğinden maliyeti yüksektir. Bu yüzden ikinci seçeneğe başvurularak kampana dış yüzeyine kanatlar takılarak – soğutma yüzeyini arttırarak ve vorteksler meydana getirerek – bu bölgede hava taşınım katsayısının arttırılması amaçlanır.

Ayrıca frenlerin üzerlerinden ısıyı olabildiğince hızlı atabilmeleri için kampana / disk üzerinde türbülanslı bir hava akımı (türbülanslı akım ısı taşınım katsayısını arttırır) oluşturulmalıdır. Bu yüzden günümüz taşıtlarında özellikle otomobillerde taşıtın burnunda oluşan aerodinamik akım deflektrler ve kanallar vasıtasıyla n diskler üzerine yönlendirilmekte , buradan hava jantın fan profilinde olmasından dolayı diskler üzerinden çekilerek ortam havasına atılmaktadır. Arka disklere ise aynı kanallardan da takviye yapılabilir. Ayrıca fren etkisinin daha da arttırılabilmesi için seramil disk frenler kullanılmaktadır.

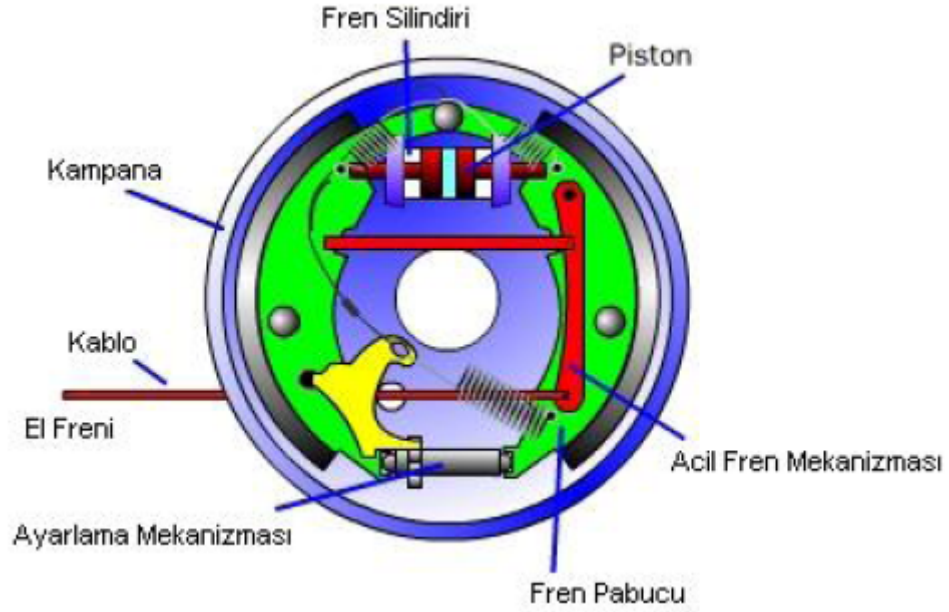
Disklerde ısı transferini arttırmanın bir diğer yolu ise diskler üzerine radyal kanallar açmaktır. Bu durumda disk bir santrifüj pompa çarkına benzetilebilir. Bununla birlikte disklere de kanat takılabilir. Bazı fren disklerine dikkat edilirse bunların karşıdan karşıya

delinmiş oldukları görülür. Bu tür konstrüksiyonda temel amaç soğutma gayesinden çok frenin su içinde etkinliğini arttırmaktır. Şöyle ki su filmi yaklaşık olarak 60 km / h 'den sonra bir katı gibi davranmakta yani bir film oluşturmaktadır. Bu ise fren kuvvetinin bu filmi kırmasına harcanmakta ve fren verimliliğini düşürmektedir. Bu yüzden diske delikler açılarak suyun kama etkisi ortadan kaldırılmaya çalışılır. Frenleme kuvvetleri karşısında kampananın ağzı , çan gibi genişlemeye başlayabilir. Bu durum fren verimine etkir ve pedal da titreşim meydana getirir. Bu bakımdan kampanalarda maksimum 0,125 mm ovalliğe müsaade edilebilir. Dayanımı arttırmak için flanş kısmına damarlar yerleştirilmiştir. Çoğu kampanada tek bir damar bulunur

3.2.1.2 Teker Fren Mekanizması

Fren pedalına basıldıktan sonra merkez silindirde oluşan basınç teker fren silindirlerine kadar iletilir. Teker silindirlerinin pistonları açılmak suretiyle bu basıncı itme kuvvetleri halinde pabuçlara iletirler ve pabuçlar açılarak kampanaya temas ederler(Şekil 3.8.). Pabuçlar dönmeyeceklerinden dolayı dönmekte olan kampanayı durdururlar. Frenleme sırasında taşıtın hareketli oluşundan dolayı meydana gelen kinetik enerji sürtünme sonucunda ısıya dönüşür. Taşıtın kinetik enerjisi arttıkça ısıya dönüşen miktarda artar. Bu ısı çoğunlukla kampananın hava ile temasta olan yüzeyi üzerinden taşınım ile atılır. Şüphesiz bir kısmı ise fren pabuçlarına ve siper tablasına geçer.

Frenlemenin sürtünme ile meydana geldiğini biliyoruz. Sürtünme kuvvetlerinin ise balatada ısınmalara yol açtığını da. Balatanın aşırı derecede ısınması sürtünme özelliklerinin büyük bir kısmını kaybetmesi demektir. Böyle durumlarda fren pedalının çok sert basılması bile yeterli bir frenleme meydana getiremeyebilir , taşıtın durması gecikir , hatta taşıt bu frenle durdurulamayabilir. Yüksek ısının sürtünme elemanında ve sürtünme yüzeyinde oluşturduğu bu zayıflık fren verimini düşürür. Çünkü kampana cam gibi parlar ve kayganlaşır , balata da kemikleşir. Buna zayıflama (fading) denir [2].



Şekil 3.8 Kampanalı fren mekanizması

Fren teker mekanizmasının çalışması üzerinde pabuçların yerleştirilme biçiminin de etkisi vardır. Bazılarında servo , bazılarında ise self enerji çalışması vardır. Servo çalışmasında bir pabucun diğerine yardım etmesiyle frenleme meydana gelir. Self enerji çalışmasında ise sürtünme kuvveti pabucu kampanaya doğru iten frenleme kuvvetini arttırmak için kullanılır. Bazı frenlerde ise hem self enerji hem de servo çalışması vardır.

Frenler kullanıldıkça aşınırlar ve aşınma fren pedal yolunun uzamasına , dolayısıyla frenlemenin gecikmesine neden olur (frende boşluk oluşumu) . Oluşan bu boşluğun zaman zaman ayarlanması gerekmektedir. Fakat bunun yerine her çalışma sırasında bu boşluğun ayarlanmasını sağlayan mekanizmalar bulunmaktadır .

3.2.2 Kampanalı Fren Tipleri

Kampanalı frenlerin ekseriyetinde papuçların mesnet noktaları kampanaya nazaran sabittir.(fixed anchor type.) Bu uygulama en fazla kendi kendine enerjileme sağlar ve bu tip kampanalı frenler üç şekilde monte edilmiş iki adet papuçtan ibarettir.

Her iki papuçta hareket yönüne aksi olarka çalışan frenler (two-leading shoe) kendi kendine sıkma tesirine en çok gösteren frenlerdir. Duo-servo olarak her iki papuçta hareket yönünün aksi olarak çalışan frenler de bir papuç üzerine gelen frenleme kuvveti, diğer papuç için çalıştırma kuvveti meydana getirdiğinden bu frenlerde kendi

kendini enerjileme en yüksektir. Bunların dezavantajları ise çok ısındıkları zaman iyi fren yapmamaları ve nemliyen yakalama yapmalarıdır.

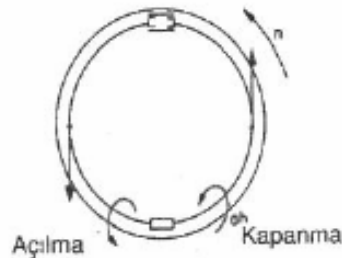
Her iki papuçta hareket yönünde çalışan frenlerde kendi kendine sıkma olmadığı için daha fazla çalışma basıncına ihtiyaç vardır. Bununla beraber stabilesi bir evvelki tipe nazaran çok iyidir.

Bir papuçta hareket yönünde, bir papuç hareket yönünün aksi yönde çalışan frenlerde aşınma daha az olur ve her iki yönde dönen kampanalar için faydalıdır. Aynı zamanda, eğer kampana her iki yönde eşit miktarda dönüyorsa balata aşınmasında eşit olur.

ise; bazı kampanalı frenlerde papuçların sabit bir mesnet noktası yoktur ve serbesttirler ve Yüzer papuç(Floating shoe) olarak adlandırılırlar. Bu, her iki papuçta eşit miktarda çalışma kuvveti iletilmesinde rağmen, bir-papucun kendi kendine fazla enerjilemesine, ve neticesinde de yükünün büyük bir kısmının bu papuç tarafından taşınmasına sebep olur. Yüzer papuçları, hareket yönüne zıt çalışan papuçun fazla aşınması dezavantajına rağmen, verilen bir çalışma basıncında, sabit mesnet papuçlu frenlere nazaran daha iyi performans gösterirler.

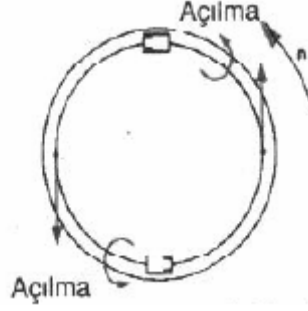
Kampanalı frenlerin simplex, dublex, servo, duo dublex ve duo servo çeşitleri vardır.

Kampanalı frenler aracın her dingilinin sonuna yerleştirilir. Tekerlekler kampanalara sabitlenir. Frenleme mekanizması kampananın içindedir. Aracı durdurmak için fren papuçları ve balatalar kampanaya doğru itilir. Bu kampana ile balatalar arasında sürtünme oluşturur, aracı yavaşlatır ve araç enerjisini ısıya dönüştürür. Balata ve kampanaların fazla ısınması fren verimini olumsuz yönde etkilemektedir.



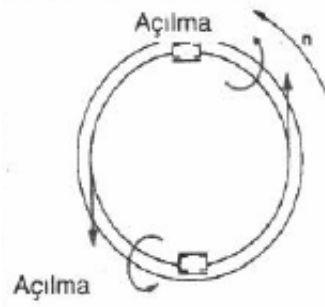
Şekil 3.9 Simpleks Fren

Simpleks fren iki pistonlu bir silindire , ileri ve geri hareketlerde açılan ve kapanan bir fren pabucuna sahiptir.Açılan fren pabucunda self enerji olması bir avantaj iken yüksek sıcaklıklarda sürtünme katsayısının düşmesi bir dezavantajdır.(Şekil 3.9.)



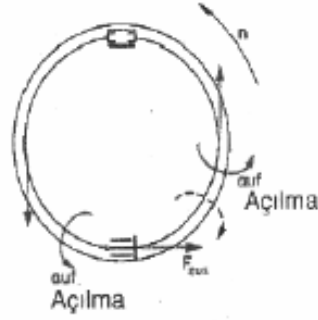
Şekil 3.10. Dupleks Fren

Dupleks fren , her birinde tek piston olan iki silindire sahiptir.Ayrıca ileri harekette açılan ve geri harekette kapanan iki adet fren pabucuna sahiptir.İleri harekette yüksek oranda self enerji özelliği vardır.Bunun yanında yüksek sıcaklıklarda fren kuvvet kaybı fazladır ve geri harekette frenleme için daha fazla güç gerektirir.(Şekil 3.10.)



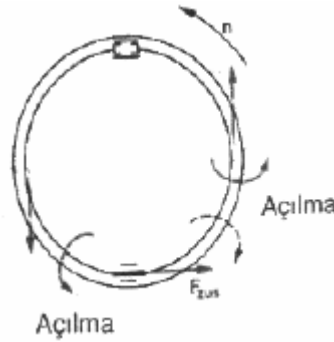
Şekil 3.11 Duo-Dupleks Fren

Duo – Dupleks fren her birinde iki piston olan iki silindire sahiptir.İleri ve geri hareketlerde açılan bir fren pabucu vardır. İleri ve geri harekette güçlü bir şekilde self enerji özelliği vardır.Fakat bunun yanında yüksek sıcaklıklarda frenleme kuvvetinin arttırılması gerekir.(Şekil 3.11.)



Şekil 3.12a. Servo Fren

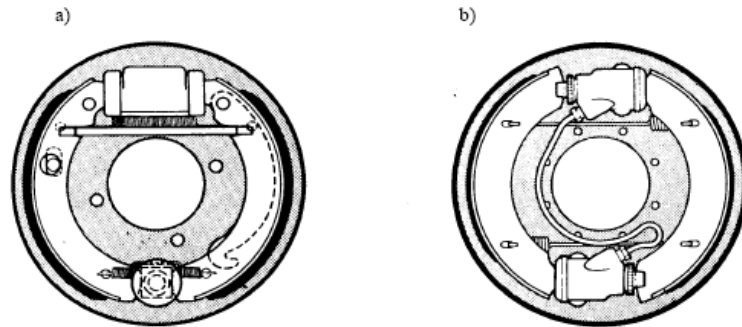
Servo fren iki pistonlu bir silindire sahiptir. Destek yatağı ikinci pabuç yönünde hareketlidir. İleri harekette açılan iki pabuç ileri harekette açılan iki sekonder pabuçmuş gibi yardımcı bir presleme kuvveti ile (F_{ZUS}) ile kampana üzerine basılır. (Şekil 3.12.)



Şekil 3.12b. Duo-Servo Fren

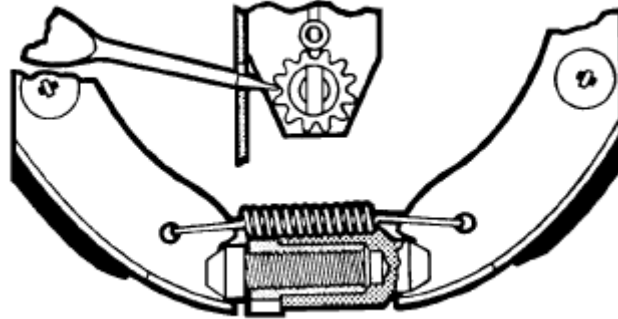
Duo – servo fren iki pistonlu bir silindire sahiptir. Destek yatağı her iki yönde hareketlidir (gezer pabuçlar). Duo – servo fren ileri ve geri harekette açılan iki pabuca sahiptir. İleri ve geri hareketlerde en yüksek oranda frenleme etkisi varken yüksek sıcaklıklarda frenleme kuvvetinin artırılması gerekmektedir.(Şekil 3.12.)

Şekil 3.14'de elle zaman zaman yapılan boşluk ayarının mekanizması, 3.15'de ise boşluk ayarını kendiliğinden yapan mekanizma görülmektedir.



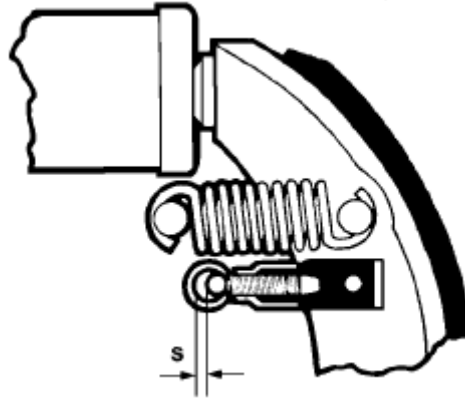
Şekil 3.13 .a) Simpleks tipi ve b)dupleks tipi kampanalı fren konstrüksiyonları.

Manuel boşluk ayar mekanizması; fren tablasının dışında tornavida ağzının girebileceği büyüklükte bir yarık vardır. Bu yarığın karşısında bulunan dişler tornavida ile çevrilerek fren pabuçlarının alt mafsalları arasındaki mesafe değiştirilmektedir.



Şekil 3.14 Normal boşluk ayar mekanizması

Otomatik boşluk ayar mekanizması; Pabuca bağlı olan dişli ayar çubuğunun ucunda bulunan halkaya fren tablasına bağlı olan bir pim geçmektedir. Balata aşınması nedeniyle balata kampana arası boşluk ve dolayısıyla frenleme sırasındaki pabuç hareketi artar. Söz konusu pabuç hareketi şekildeki s mesafesinden bir diş adımı kadar daha fazla olduğunda dişli ayar çubuğu yuvasından bir diş kaymakta ve boşluk yine başlangıçtaki değerine düşmektedir.

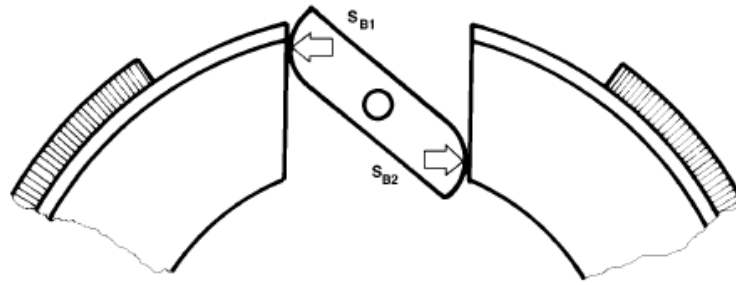


Şekil 3.15. Otomatik boşluk ayar mekanizması

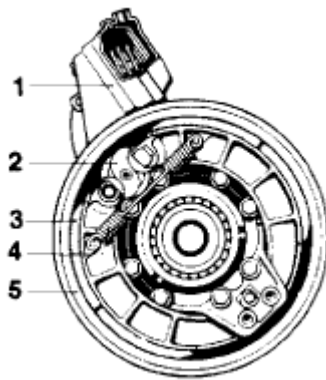
Havalı fren sistemlerinde mekanik baskı düzenleri kullanılmaktadır. Şekil 3.16'da mekanik baskı düzenine örnek olarak bir fren kamı (S-kam) görülmektedir. S-kam denmesinin sebebi frenlere kuvveti ileten mekanik mekanizmanın görüldüğü gibi S şeklinde olmasıdır. Fren pedalına basıldığında fren körüklerinin içerisine hava dolar. Hava basıncı ayar kolunu hareket ettirir ve S-kam milini çevirir. Buda S-kam'ı dönderir.

S-kam fren papuçlarına kuvvet uygulayarak kampanaya sıkıştırır. Fren pedalı serbest bırakıldığında S-kam tersine döner ve gerçi çekme yayları papuçları kampanadan uzaklaştırır, tekerleklerin serbest dönmesi sağlanır. Herbir fren pabucundaki baskı kuvvetleri fren kamının şekline bağlı olarak farklı değerler alabilir. Simpleks tipi frenlerde mafsal → balata yönlü çalışan pabucun baskı kuvveti arttırılarak her iki pabuçtaki balata aşınmasının eşit olması sağlanabilmektedir. Hidrolik baskı düzenlerinde genellikle baskı kuvvetleri eşit olduğundan simpleks frenlerde balata → mafsal yönlü çalışan pabuçta balata aşınması daha fazla olmakta idi. Şekil 3.17'de fren kamı ile tahrik edilen bir simpleks fren konstrüksiyonu görülmektedir.

Mekanik baskı düzenlerine diğer bir örnek ise Şekil 3.18'de görülen gergi kamasıdır. Bu düzenlerde gergi kamasına aksel yönde uygulanan kuvvet ile pabuçlara baskı yapılmaktadır.

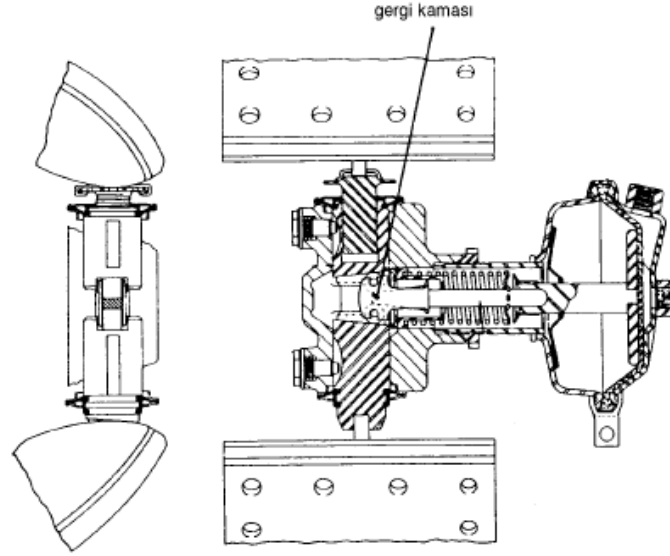


Şekil 3.16 Kampanalı frenlerde mekanik baskı düzeni olarak kullanılan fren kamı.



- 1 - Membranlı fren silindiri
- 2 - Fren kamı
- 3 - Balata
- 4 - Geri toplama yayı
- 5 - Kampana

Şekil 3.17 Baskı düzeni olarak fren kamı kullanılan bir simpleks fren konstrüksiyonu



Şekil 3.18 Baskı düzeni olarak gergi kaması kullanılan bir kampanalı fren.

3.2.3 Kampanalı Frenlerin Fren Faktörü Analizi

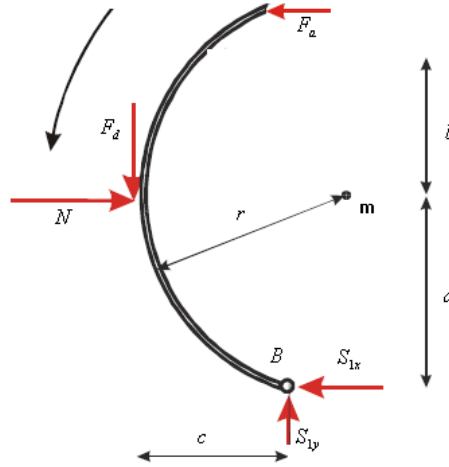
3.2.3.1 Enerjilenme ve Kitlenme

Şekil 3.19’da tek fren blokundan oluşan fren pabucu görülmektedir. Sadece primer pabuç gösterilmiştir. Bu tip frenlerde uygulanan kuvvet hidrolik silindirlerden veya elektromekanik tahrikleyicilerden sağlanır. Fren pabucunun ucuna uygulanan F_a uygulama kuvveti fren blokunu kampanaya doğru itmektedir. Bu itme sonucunda kampana ile fren bloku arasında F_d sürtünme kuvveti ortaya çıkmaktadır. Hesaplamalarda sürtünme katsayısının fren faktörü üzerindeki etkisi sabitleme noktasının konumuna göre incelenir.

Kampanadaki sürtünme primer pabuçu kampanaya doğru çeker ve buradaki normal kuvveti arttırır. Artan normal kuvvet sürtünmeyi daha da arttırır, bu nedenle bu tip fren sistemler kendinden enerjilenmeli fren sistemleri olarak anılırlar. Kendinden enerjilenen pabuç primer pabuçtur.

Kampana sürüklenme kuvveti F_d ’nin uygulama kuvveti F_a ’ya oranı $a - \mu c$ ’nin sıfır olması durumunda sonsuz olacaktır. Bu a/c ’nin μ ’ye eşit olması durumunda gerçekleşir. Böyle bir durumun gerçekleşmesi durumunda fren uygulama kuvveti aşırı artmış olacak ve fren kitlenmesine sebep olacaktır. Bu nedenle geometrik parametreler

fren sistemi dizaynında büyük önem taşımaktadır. Fren sistemi tasarlayıcıları bu büyüklüklerin etkilerini iyice irdelemelidir.



Şekil 3.19 Tek fren pabucundan oluşan fren bloku

B noktası etrafında moment alınarak

$$F_d(a+b) + F_d c - Na = 0 \quad (3.7)$$

$F_d = N\mu$ Bu denklemden N çekilip (3.7) denkleminde yerine konursa

$$F(a+b) = \frac{F_d}{\mu} a - F_d c \quad (3.8)$$

$$F(a+b) = \frac{F_d}{\mu} (a - c\mu) \quad \text{şeklinde bulunur.}$$

Primer pabuğun fren faktörü C_1 , fren kuvveti F_d 'nin uygulanan kuvvet F_a 'ya oranıdır.

$$C_1 = F_d / F_a = \mu(a+b)/(a - \mu c) \quad \text{olarak elde edilir.} \quad (3.9)$$

Fren faktörünün a, b, c büyüklüklerine bağlılığını daha kolay anlayabilmek için

$$\tan \alpha = a/c \quad \text{şeklinde tanımlanırsa,} \quad \alpha = \tan^{-1}(a/c) \quad \text{bulunur.} \quad (3.10)$$

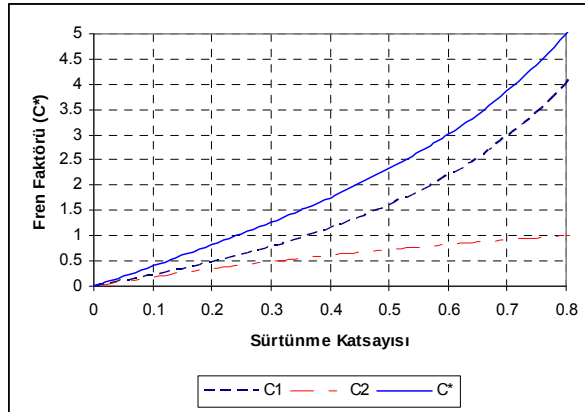
Benzer işlemler sekonder pabuç içinde yapılırsa sekonder pabuğun fren faktörü,

$$C_2 = F_d / F_a = \mu h/(a + \mu c) \quad \text{çıkar.} \quad (3.11)$$

Toplam fren faktörü $C^* = C_1 + C_2$ eşitliğiyle bulunur. C_1 ve C_2 değerleri yerlerine konarsa toplam fren faktörü

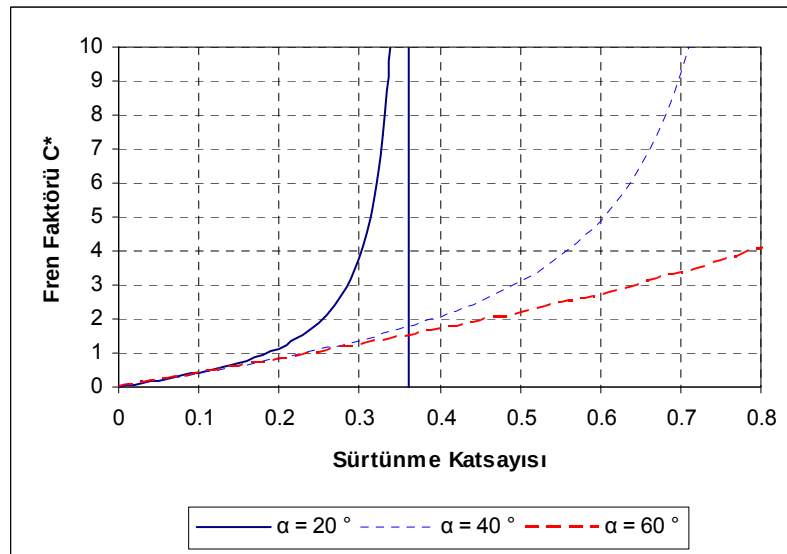
$$C^* = \frac{\mu(a+b)}{a - c\mu} + \frac{\mu(a+b)}{a + c\mu} \quad \text{olarak bulunur.} \quad (3.12)$$

Şekil 3.20.'de primer sekonder ve toplam fren faktörlerinin sürtünme katsayısı ile değişimi görülmektedir. (Bu örnekte $a=b=100$ ve $c = 75$ alınmıştır.)



Şekil 3.20 Blok tip frenlerde fren faktörlerinin sürtünmeye bağlı değişimleri

Şekil 3.20'de de görüldüğü primer pabuçtaki fren faktörü daha çok armakta ve toplamda baskın gelmektedir. Şekil 3.21'de ise toplam fren faktörünün farklı açılarda sürtünme katsayısı ile değişimi görülmektedir. Grafikteki açılar $\alpha = \tan^{-1}(a/c)$ eşitliğinden bulunmuştur. ($a=100$, $b=100$)



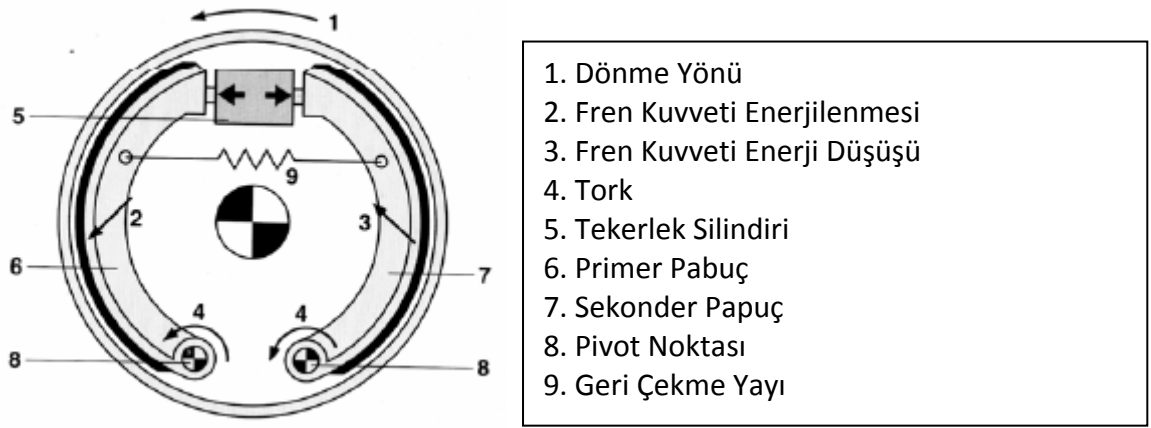
Şekil 3.21 Blok tip kampanalı frenlerde fren faktörünün sürtünme katsayısı ile değişimi

3.2.3.2 Simpleks Frenlerin Analizi

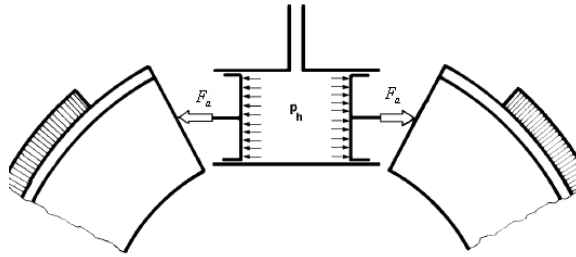
Simpleks kampanalı frenlerin yarıçapları 160 mm ile 500 mm arasında değişmektedir. Bu frenlerden elde edilen tork değerleri ise 300 – 25000 Nm arasındadır. Simpleks kampanalı frenlerde birbirinden farklı hareket eden iki pabuç vardır. Ortaya çıkan fren

kuvvetine göre bunlardan biri enerji kazanırken diğeri enerji kaybetmektedir. Şekil 3.22’de de 2 nolu pabuç enerji kazanırken 3 nolu pabuç enerji kaybetmektedir.

Papuçları kampanalara sıkıştıran kuvvet hidrolik silindir basıncından gelmektedir. Balatalar kampanalara sürtünmeye başladığı anda dönen kampana papuçlardan birini(2) kendine doğru çekerken diğeri(3) kendinden uzaklaştırmaya çalışacaktır. Bunlardan hangisinin enerji kazandığı hangisinin enerji kaybettiği ise pivot noktasına göre belirlenir. Şekil 3.23.’de ise tekerlek silindirinden papuçlara gelen kuvvet gösterilmiştir [2].

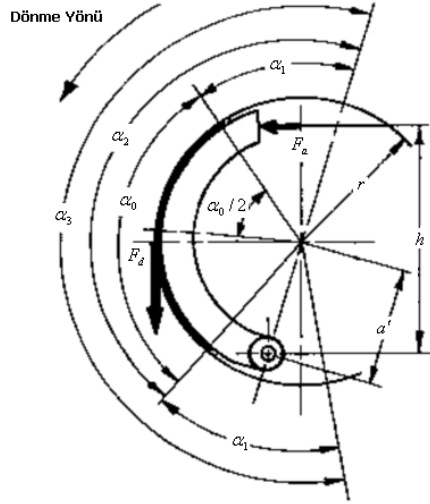


Şekil 3.22 Simpleks Kampanalı Fren



Şekil 3.23. Uygulama Kuvveti F_a ’nın şematik gösterimi

Simpleks kampanalı frenler farklı iki pabuça sahiptir ve bu papuçlar bir uçlarından sabitlenmişlerdir. Bu papuçlardan biri primer diğeri ise sekonder olarak adlandırılır. Şekil 3.24.’de Simpleks primer pabuca etkiyen kuvvetler görülmektedir. Simpleks primer pabuçta kendiliğinden enerjilenme gerçekleşir.



Şekil 3.24. Simpleks primer pabuca etkiyen kuvvetler

Bu fren sisteminin fren faktörü primer pabucun fren faktörü C_1 ile sekonder pabucun fren faktörü C_2 'nin toplamına eşittir.

$$C^* = C_1 + C_2 = F_{d1} / F_a + F_{d2} / F_a \quad (3.13)$$

F_{d1} = Primer pabuçtaki sürüklenme kuvveti

F_{d2} = Sekonder pabuçtaki sürüklenme kuvveti

F_a = Pabucu kampanaya doğru iten tahrik kuvveti

$$C_1 = F_{d1} / F_a \quad (3.14)$$

$$= \frac{\mu_L h / r}{(a' / r) \left[\frac{(\hat{\alpha}_0) - \sin \alpha_0 \cos \alpha_3}{4 \sin(\alpha_0 / 2) \sin(\alpha_3 / 2)} \right] \pm \mu_L (1 + (a' / r) \cos(\alpha_0 / 2) \cos(\alpha_3 / 2))} \quad (3.15)$$

Şeklinde bulunur. Bu denklem primer ve sekonder pabuçların ikisi de için geçerlidir.

Şekil 3.24'den yararlanarak

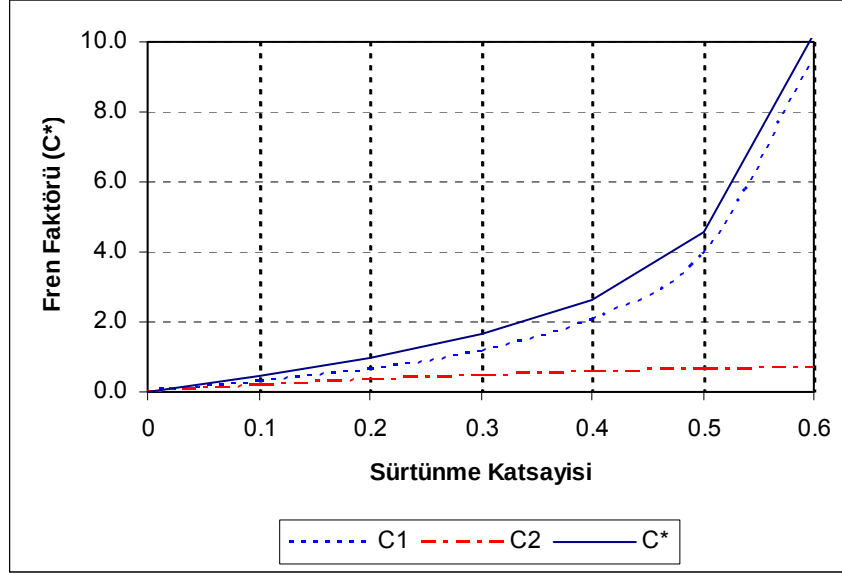
$$\alpha_3 = \alpha_1 + \alpha_2 \text{ ve}$$

$$\alpha_2 = \alpha_0 + \alpha_1 \text{ şeklinde yazılabilir.}$$

$\hat{\alpha}_0 = \alpha_0$ açısının yay uzunluğudur.

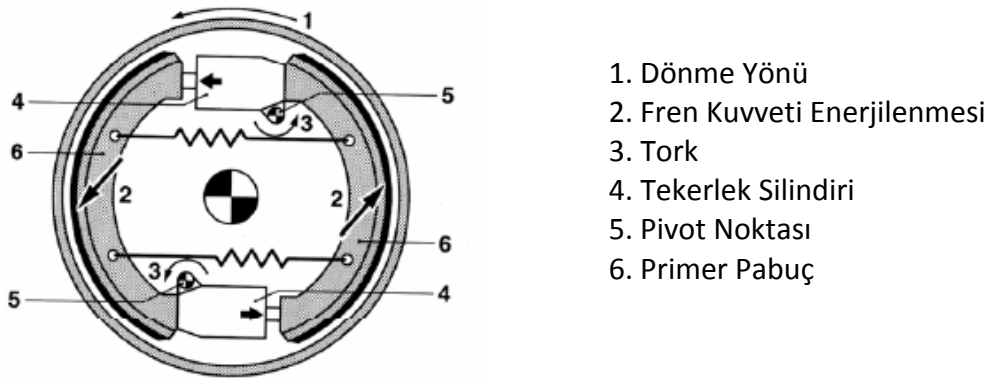
α_1 = pivot (sabitleme) noktasını merkeze birleştiren düz çizgi ile balata başlangıç noktasını merkeze birleştiren çizgi arasındaki açıdır.

Şekil 3.25'te primer ve sekonder papuçtan oluşan ve papuçların bir uçları sabitlenmiş (pivoted) fren sistemi için fren faktörünün sürtünme katsayısı ile değişimi görülmektedir. Grafik oluşturulurken Çizelge 3.1'deki geometrik datalar kullanılmıştır.



Şekil 3.25 Primer-sekonder fren sisteminde sürtünme katsayısı fren faktörü ilişkisi

3.2.3.3 Dupleks Frenlerin Analizi:



Şekil 3.26 Dupleks Kampanalı Fren

Dupleks kampanalı frenlerde, primer ve sekonder papuçların ikisi de hareket yönünde kendiliğinden enerjilenecek şekilde tasarlanmıştır. Dupleks kampanalı frenler birbirinden ayrı iki tekerlek silindirine sahiptir. Her bir papuç ayrı silindirler tarafından itilmektedir. Bu tip fren dizaynı hareket yönündeki frenlemelerde çok kuvvetli ters yöndeki hareketlerde ise zayıftırlar. Şekil 3.26.' da bir Dupleks frenin parçaları görülmektedir.

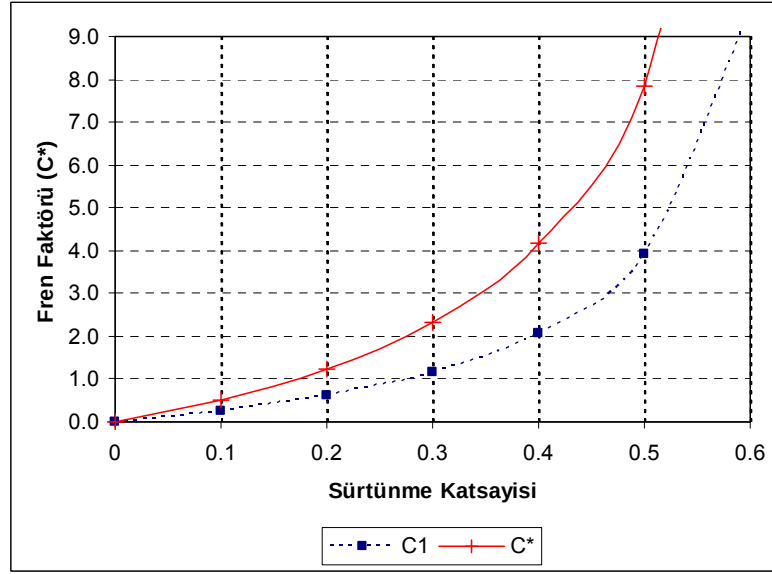
Dupleks kampanalı frenler benzer iki papuç içerir. Bu fren sistemi simpleks fren sistemindeki primer papuçların ürettiği fren kuvvetinin iki katı kuvvet üretirler. Fren faktörünün sürtünme katsayısı ile değişimi Şekil 3.27’deki gibidir. Fren faktörü,

$$C^* = 2C_1 = 2F_{d1} / F_a \quad (3.16)$$

$$= \frac{\mu_L h / r}{(a' / r) \left[\frac{(\hat{\alpha}_0) - \sin \alpha_0 \cos \alpha_3}{4 \sin(\alpha_0 / 2) \sin(\alpha_3 / 2)} \right] - \mu_L (1 + (a' / r) \cos(\alpha_0 / 2) \cos(\alpha_3 / 2))}$$

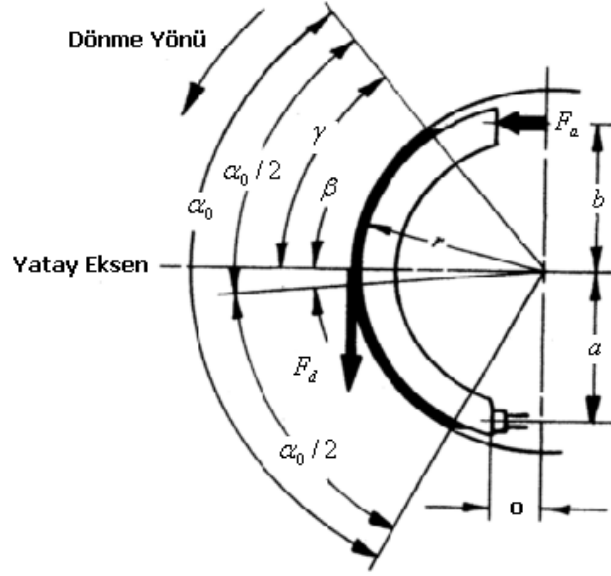
şeklindedir.

(3.17)



Şekil 3.27 Dupleks frenlerde sürtünme katsayısının fren faktörü ile değişimi

3.2.3.4 Paralel Kayar Mesnetli Primer-Sekonder Pabucun Fren Faktörü



Şekil 3.28 Paralel kayar mesnetli primer pabuç

Fren papucunun geometriktisi ve pabuca etkiyen kuvvetler Şekil 3.28.' de gösterildiği gibidir. Fren faktörü (3.9) denklemiyle hesaplanır. Her bir pabuç için fren faktörü;

Primer pabuç için:

$$C_1 = F_{d1} / F_a = \left[(\mu_L D_B + \mu_L^2 E_B) / (F_B - \mu_L G_B + \mu_L^2 H_B) \right]_1 \quad (3.18)$$

Sekonder pabuç için:

$$C_2 = F_{d2} / F_a = \left[(\mu_L D_B - \mu_L^2 E_B) / (F_B + \mu_L G_B + \mu_L^2 H_B) \right]_2 \quad (3.19)$$

Bu denklemlerdeki parametreler aşağıdaki gibidir.

$$D_B = [c/r + a/r + \mu_s(o/r)] \cos \beta + \mu_s(c/r) \sin \beta \quad (3.20)$$

$$E_B = \mu_s(c/r) \cos \beta - [c/r + a/r + \mu_s(o/r)] \sin \beta \quad (3.21)$$

$$F_B = \frac{\hat{\alpha}_0 + \sin \alpha_0}{4 \sin(\alpha_0/2)} [a/r + \mu_s(o/r)] \quad (3.22)$$

$$G_B = \cos \beta + \mu_s \sin \beta \quad (3.23)$$

$$H_B = F_B - (\mu_s \cos \beta - \sin \beta) \quad (3.24)$$

r = kampana yarıçapı

o = fren dizayn parametresi

α_0 = Balata yay açısı

β = Yatay merkez çizgisi ile yay merkezi arasındaki açı

γ = Balata başlangıç noktası ile yatay merkez çizgisi arasındaki açı

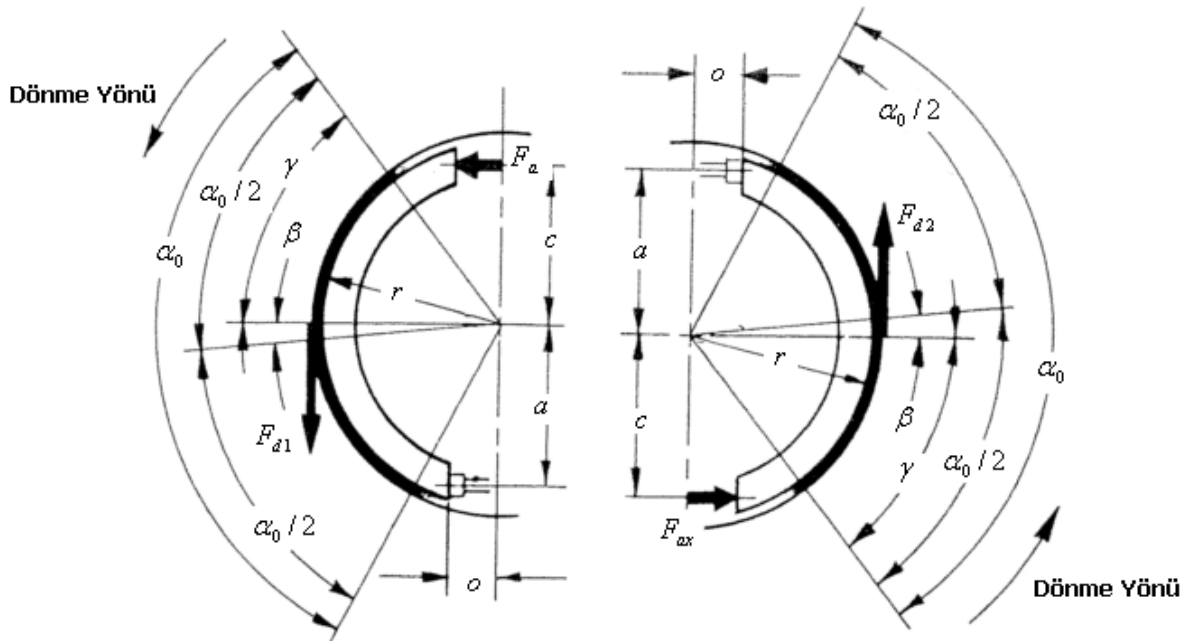
μ_s = Mesnet ile pabuç ucu arasındaki sürtünme katsayısı

μ_s sürtünme katsayısının değeri çelik-çelik malzemeler için 0.2 - 0.3 arasındadır. β açısı $\gamma > \alpha_0/2$ olması durumunda, $\gamma < \alpha_0/2$ durumunda negatiftir.

3.2.3.5 Kayar Mesnetli Duo-Servo Frenlerin Fren Faktörü

Fren pabuç, balata geometrisi ile papuçlara etkiye kuvvetler Şekil 3.29'da gösterildiği gibidir. Daha önce gösterilen denklem ilişkileri fren faktörü hesabında kullanılabilir.

Farklı olarak primer pabuçtaki F_{ax} uygulama kuvveti sekonder pabuç için tahrik kuvveti olur.



Şekil 3.29 Kayar mesnetli Duo-servo fren sistemi

Toplam Fren Faktörü

$$\begin{aligned} C^* &= C_1 + C_2 = F_{d1} / F_a + F_{d2} / F_a \\ &= F_{d1} / F_a + (F_{d2} / F_{ax})(F_{ax} / F_a) \end{aligned} \quad (3.25)$$

eşitliklerinde bulunur. Burada

$$F_{d1} / F_a = (\mu_L D_B + \mu_L^2 E_B) / (F_B - \mu_L G_B + \mu_L^2 H_B) \quad (3.26)$$

ve

$$F_{d2} / F_{ax} = (\mu_L D_B + \mu_L^2 E_B) / (F_B - \mu_L G_B + \mu_L^2 E_B) \quad (3.27)$$

şeklinde yazılabilir.

F_{ax} / F_a kuvveti fren merkezine göre alınan momentten aşağıdaki gibi çıkartılabilir.

$$F_{ax} / F_a = c / a + (F_{d1} / F_a)(r / a) \quad (3.28)$$

3.2.3.6 Paralel kayar mesnetli iki primer pabucun fren faktörü

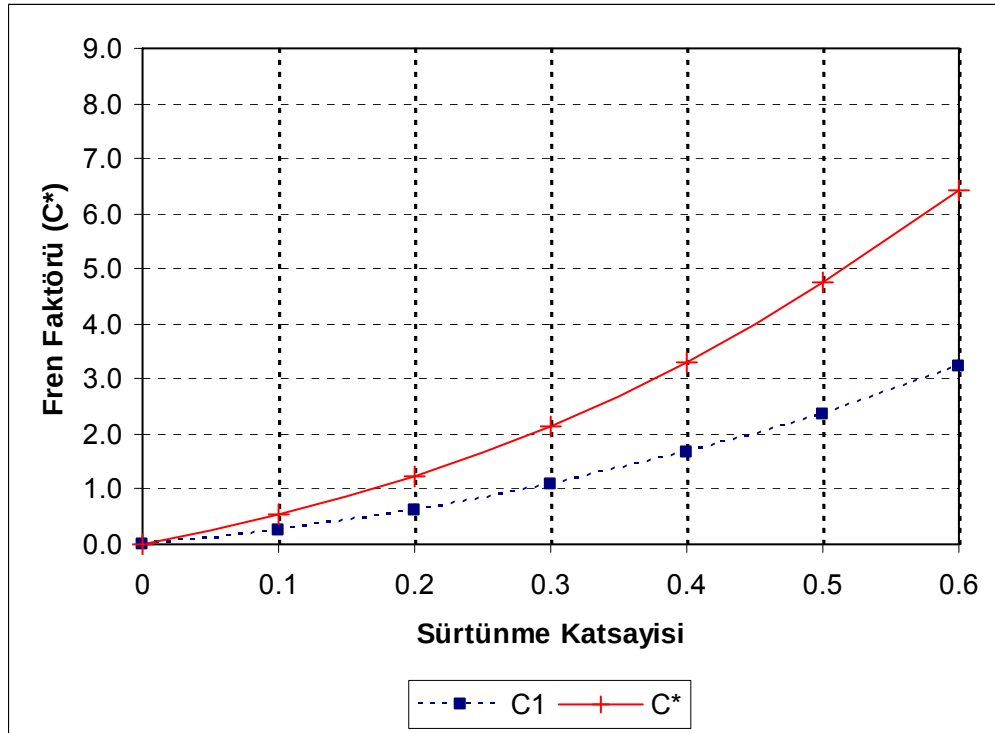
Kayar mesnetli iki primer papuç olması durumunda fren faktörü aşağıdaki gibi hesaplanır. Bir primer babucun fren faktörü ,

$$C_1 = F_{d1} / F_a = [(\mu_L D_B + \mu_L^2 E_B) / (F_B - \mu_L G_B + \mu_L^2 H_B)]_I \quad (3.29)$$

bağıntısından bulunur. Toplam fren faktörü ise ,

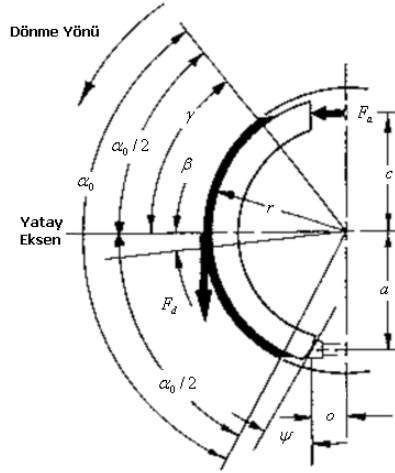
$$C^* = 2C_1 \text{ eşitliğinden bulunur.} \quad (3.30)$$

Fren faktörünün sürtünme katsayısı ile değişimi Şekil 3.30'te gösterildiği gibidir.



Şekil 3.30 Paralel kayar mesnetli iki primer pabucun fren faktörü

3.2.3.7 Eğimli Mesnetli Primer-Sekonder Pabucun Fren Faktörü



Şekil 3.31 Eğimli mesnetli primer pabuç

Pabucun şematik gösterimi ve pabuca etkiyen kuvvetler Şekil 3.31. deki gibidir.

Şekil 3.8.'deki fren sisteminin fren faktörü,

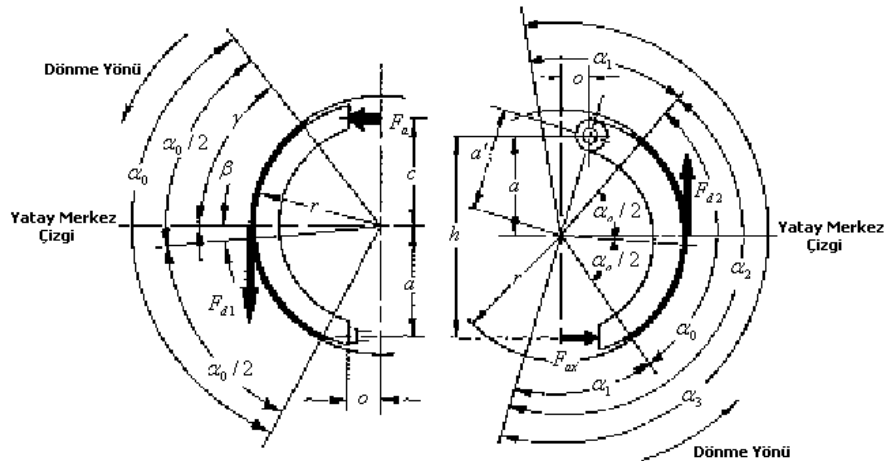
$$C^* = C_1 + C_2 = F_{d1} / F_a + F_{d2} / F_a \text{ ifadesinden bulunabilir. Burada,} \quad (3.31)$$

$$C_1 = F_{d1} / F_a = \left[\left(\mu_L D_B + \mu_L^2 E_B \right) / \left(F_B - \mu_L G_B + \mu_L^2 H_B \right) \right]_1 \text{ ve} \quad (3.32)$$

$$C_2 = F_{d2} / F_a = \left[\left(\mu_L D_B - \mu_L^2 E_B \right) / \left(F_B + \mu_L G_B + \mu_L^2 H_B \right) \right]_2 \text{ şeklindedir.} \quad (3.33)$$

Bu ifadelerde D_B , E_B , F_B , G_B , H_B eşitliklerinde kullanılan mesnet sürüklenme katsayısı μ_s yerine $(\mu_s + \tan \psi)$ ifadesi kullanılır. Burada ψ mesnetin eğim açısıdır.

3.2.3.8 Pivot Mesnetli Duo Servo Frenin Fren Faktörü



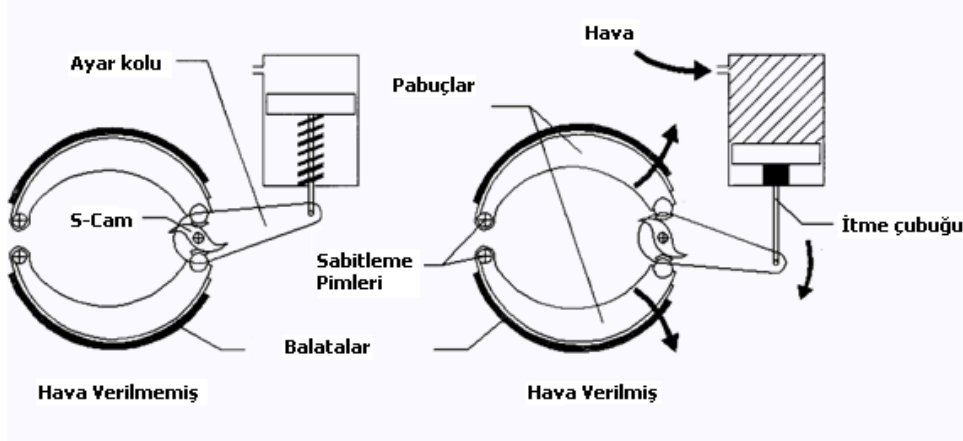
Şekil 3.32 Pivot mesnetli duo servo fren

Şekil 3.9.'da pivot mesnetli duo servo fren görülmektedir. Toplam fren faktörü (3.19),

(3.20), (3.21) ve (3.22) denklemlerinden çıkartılabilir. Primer pabucun fren faktörü

(3.12) eşitliğinden bulunur. Sekonder pabucun fren faktörü ise (3.9) denkleminin eksi işaretlisidir.

3.2.3.9 S–Kam Frenler



Şekil 3.33. S-Kam Havalı Fren Uygulaması

Taşıtın durdurulması için fren pedalına basıldığı zaman pedalın altında bulunan fren supabı çalışır ve basınçlı havanın ön ve arka taraflardaki fren hava odalarına gitmesine müsaade eder. Basınçlı hava , hava odasındaki piston diyaframı zorlar ve piston kolu durumundaki itme çubuğunu iter. İtme çubuğu fren ayarlayıcı levyesini iter ve levyede fren pabuçları arasındaki S kamını döndürmeye çalışarak pabuçları açar. Pabuçlar üzerlerindeki balatalar aracılığıyla kampanaya temas ederler. Oluşan sürtünmenin sonucu olarak taşıt yavaşlar ve durur. Şekil 3.33’de S-kam mekanizmasının nasıl çalıştığı görülmektedir.

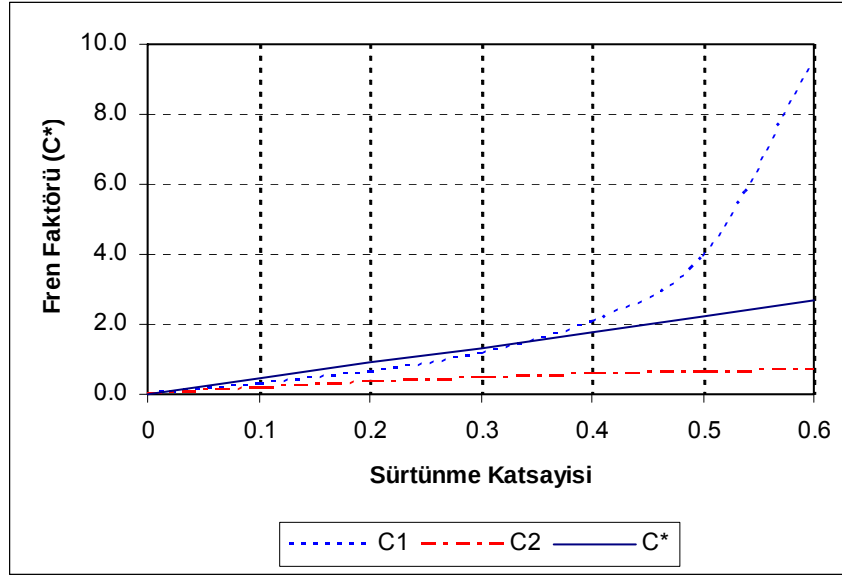
S-kam temel fren konfigürasyonu daha önce bahsedilen bir primer-sekonder pabuç çiftinden ibarettir. Burada farklı olarak papuçlar tahrik kuvvetini kam dan almaktadır. Kamlar kuvveti küçük silindirlere iletmektedirler. Ancak Kam’dan küçük silindirlere iletim primer pabuçların etkinliğini azaltacak ve sekonder papucun etkinliğini artıracak şekilde tasarlanmıştır. S-kamlar için ortalama fren faktörü,

$$C^* = \frac{4C_1C_2}{C_1+C_2} \text{ şeklindedir.} \quad (3.34)$$

C_1 Primer pabuç için hesaplanan fren faktörü, (3 eşitliğinin eksi işaretlisi)

C_2 Sekonder pabuç için hesaplanan fren faktörü (3 eşitliğinin artı işaretlisi)

S – Kam’dan küçük silindirlere eşit yer değiştirmeler fakat farklı kuvvetler etkir. Bu kuvvet dengesizliği primer ve sekonder pabuçlarda farklı oranlarda balata aşınmasına yol açar. Ayrıca fren pabuç ve balatalarındaki rijitlik farkı da farklı miktarlarda balata aşınmalarına sebep olur. Farklı aşınma ise fren etkinliğini ve frenleme torkunu etkileyen önemli unsurlar arasındadır.



Şekil 3.34 S-Kam frenlerde sürtünme katsayısı ile fren faktörünün değişimi

S - Kam frenler için fren faktörünün sürtünme katsayısı ile değişimi Şekil 3.34’de gösterildiği gibidir. Grafik oluşturulurken Tablo 3.1’deki fren geometrisi parametrelerinden yararlanılmıştır. C1 ve C2 bulunurken 3 denkleminin sırasıyla eksi ve artı işaretlisi kullanılmıştır. C* içinde 3.33 denklemi kullanılmıştır.

3.2.3.10 Gergi Kaması kullanılan Frenler

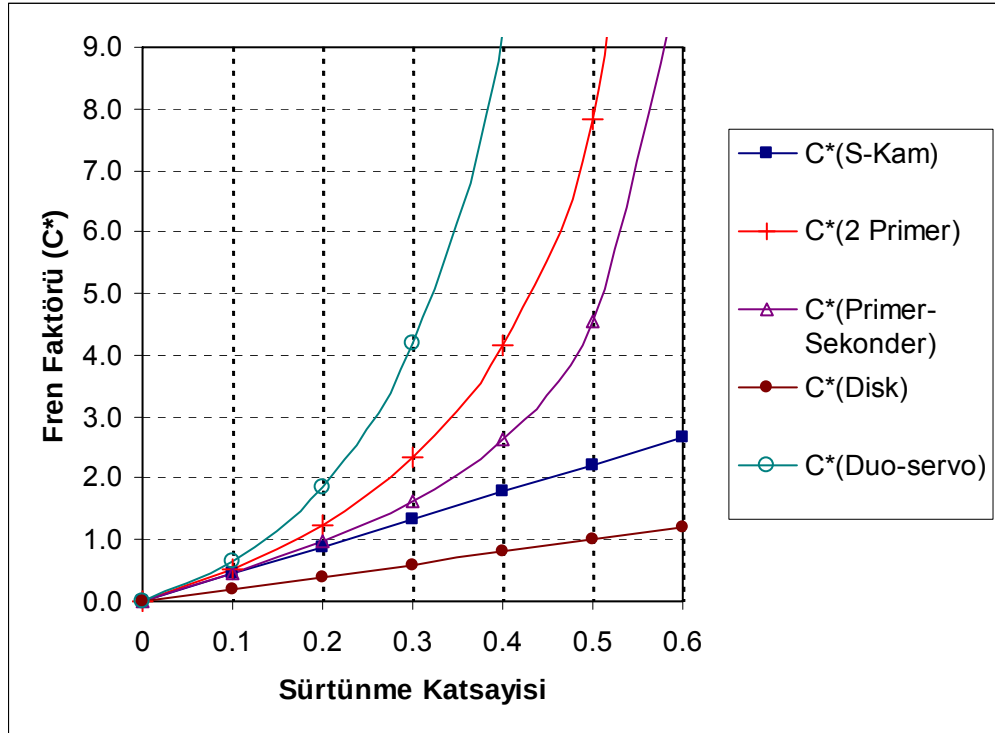
Tek odalı gergi kaması frenlerinin fren faktörü , primer-sekonder pabucun fren faktörünün hesabı gibidir. Paralel mesnetli için Kısım 1.2.3.4.’deki hesaplamalar ; iki oda veya iki primer pabuçlu sistemler için ise Kısım 1.2.3.6’daki hesaplamalar kullanışılır.

3.2.3.11 Fren Faktörleri Karşılaştırma

Farklı fren dizaynları için fren faktörleri aşağıd Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge.3.1 Farklı fren dizaynları için fren faktörlerinin karşılaştırılması

μ	C1	C2	C* (S-Kam)	C* (2 Primer)	C* (Primer-Sekonder)	C* (Disk)	C* (Duo-servo)
0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0	0
0.1	0.259	0.194	0.443	0.517	0.452	0.2	0.640
0.2	0.621	0.344	0.886	1.242	0.965	0.4	1.836
0.3	1.166	0.465	1.329	2.333	1.631	0.6	4.188
0.4	2.078	0.563	1.772	4.157	2.641	0.8	9.267
0.5	3.916	0.645	2.215	7.832	4.561	1	22.741
0.6	9.536	0.714	2.658	19.073	10.251	1.2	92.986



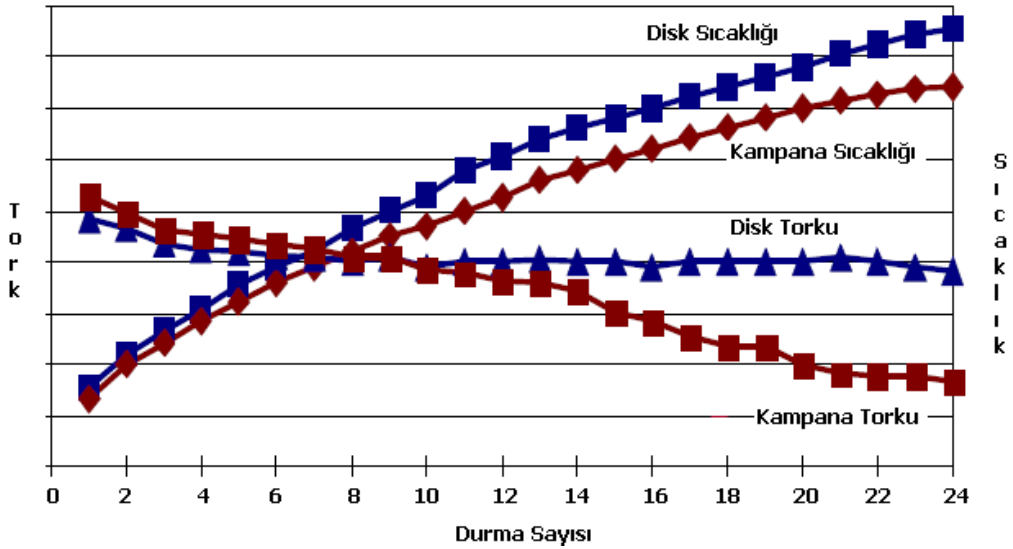
Şekil 3.35. Farklı fren dizaynları için fren faktörlerinin sürtünme katsayısı ile değişimi Çizelge 3.1.'deki datalardan yararlanarak Şekil 3.35. elde edilir. Grafikten de görüldüğü gibi duo-servo frenlerin fren faktörleri en büyüktür. Fren faktörü en küçük olan ise disk frenlerdir. S-kam frenler disk frenlerden daha yüksek fren faktörüne sahiptir ancak yine de fren faktörleri düşüktür.

3.3 Frenlerin Isınması

Frenin çok çabuk ısınmasını önlemek için ısı depolama kapasitesinin büyük olması gerekmektedir. Bu kapasite, özgül ısı kapasitesi ile fren ağırlığının çarpımı ($c \cdot GF$) ile elde edilir. Bu durumda frenin büyük ve özgül ısı kapasitesinin de yüksek olması gerekmektedir. Taşıt konstrüksiyonu ile ilgili sınırlayıcı faktörler nedeniyle özellikle otomobillerde frenler fazla büyük olamamaktadır. Ancak alüminyum alaşımları kullanılarak bu malzemenin demire oranla üç katı daha yüksek olan ısı kapasitesinden yararlanılabilmektedir.

Ayrıca ısı iletim katsayısı da büyük olan alüminyumda sıcaklık dağılımı dengeli olmaktadır. Ancak sürtünme elemanı olarak alüminyum fazla yumuşak olduğundan sürtünme yüzeyi demir bir bilezikle çevrilmektedir.

Frenlerin ısıyı mümkün olduğunca çabuk dışarı atabilmeleri de gerekmektedir. Böylelikle frenleme sırasında sıcaklığın hızlı artması önlenmiş gibi fren bırakıldığında da hızlı bir soğuma sağlanmış olur. Bu nedenle frenlerin yerleştirildiği bölgenin kapalı olmaması gerekir. Isının çabuk atılabilmesi için frenler seyir rüzgarının havalandırma etkisine açık olarak yerleştirilmelidirler. Ayrıca ısı veren yüzey alanının büyütülmesi de ısının hızlı atılmasını sağlar. Bu amaçla elemana soğutma kanal ve kanatları eklenebilmektedir.



Şekil 3.36. Sıcaklığın Tork Üzerindeki Etkisi

3.4 DİSK FRENLER İLE KAMPANALI FRENLERİN KARŞILAŞTIRILMASI

Günümüzde disk frenler özellikle otomobillerin ön akslarında ve bazı modellerin arka akslarında da kullanılmaktadır. Ayrıca ağırlığı 7,5 tonun altında olan ticari taşıtların ön akslarında da disk fren kullanımı gitgide artmaktadır. Buna karşılık otomobillerin büyük bir kısmının arka aksları ve ticari taşıtların çoğunun ve özellikle ağır ticari taşıtların tümünün ön ve arka akslarında kampanalı frenler bulunmaktadır. Her iki tip frenin de kullanılıyor olması birbirlerine göre avantajlı ve sakıncalı yanlarının bulunduğunu göstermektedir.

Kampanalı frenlerin avantajları ele alınacak olursa :

- Kampanalı frenlerde baskı kuvveti disk frenlere nazaran daha düşüktür. Bu nedenle kampanalı frenler daha zayıf ve ucuza imal edilebilir.
- Fren faktörünün büyük olmasından dolayı kampanalı frenlerde baskı kuvveti ve buna bağlı olarak pedal kuvveti daha düşüktür.
- Balata basıncının düşük olması aşınmaları azaltmaktadır. Bu nedenle uzun yol alan büyük tip araçlarda genellikle kampanalı frenler tercih edilmektedir.
- Bir fren diski kampanaya oranla daha hafiftir. Özellikle durmak üzere yapılan frenlemede açığa çıkan ısıнын büyük bir kısmı depolanmaktadır. Hafifliği nedeniyle disk fren ve balataları kampanalı frene oranla daha fazla ısınmaktadır.

Disk frenlerin avantajlarına gelince ; bunlar esasen balata ile disk arasındaki sürtünme katsayısının değişimlerinden kaynaklanan fren momenti değişimlerinin, kampanalı frenlerdekine oranla daha az olmasına dayanmaktadır.

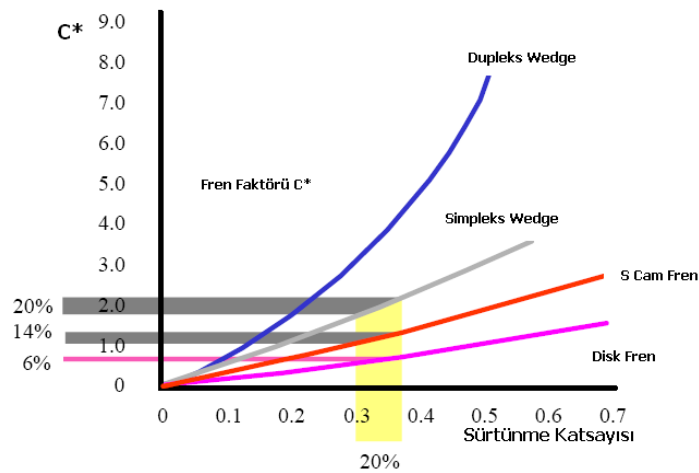
Simpleks tipinden dupleks tipine geçildiğinde $\mu = 0,35$ için iç çevrim oranı C^* 2,1'den 3'e çıkmakta yani yaklaşık olarak % 43 oranında artmaktadır. Böylelikle simpleks yerine servo kullanarak aynı pedal kuvveti ile % 43 daha fazla fren momenti elde edilmektedir. Ancak isteyerek elde edilen bu artış, sürtünme katsayısı değişimlerine olan duyarlılığın da artması sakıncasını doğurur. Esas olarak sürtünme katsayısı değişimlerinin frenleme olayına olumsuz etkileri şöyle sıralanabilir.

- Pedal kuvveti sabit tutulduğu ve dolayısıyla F_a baskı kuvveti değişmediği halde μ değeri değişimleri nedeniyle tekerleklerdeki fren momenti ve buna bağlı olarak taşıtın

eriştiği frenleme momenti değişecektir. Bu değişim ancak uygun pedal kuvveti değişimleri ile dengelenebilir.

- Sürtünme katsayısı değişimlerinden ön ve arka aks tekerlekleri farklı etkilendiklerinde fren kuvvet dağılımı da değişecektir. Bu istenmediği halde arka aksın önce bloke olması sonucunu doğurabilir.
- Sağ ve sol tekerleklerdeki sürtünme katsayısı farklılıkları ise fren momentleri farklılıklarına neden olarak taşıtı döndürmeye çalışan momentler ortaya çıkaracaktır. Özellikle ön tekerleklerdeki farklar taşıtın fazla sapmasına yol açmaktadır. Bu sapma miktarı frenleme oranı arttıkça artmakta ve bu durum özellikle yüksek hızlarda tehlikeli olmaktadır. Karşı tedbir olarak ön tekerlek yuvarlanma dairesi yarıçapı negatif seçilmektedir.

Sürtünme katsayısı farklılıkları doğrudan doğruya balata malzemesindeki ya da disk veya kampana yüzey pürüzlülüklerindeki farklardan kaynaklanabildiği gibi işletme sırasında da ortaya çıkabilmektedir. Örneğin frenlerin ıslanması veya yağlanması sürtünme katsayısını etkilemektedir. Islanma halinde disk frende su damlaları merkezkaç kuvvet ile çabucak savrulup atılabilirken kampanada daha uzun süre etki sürmektedir. Yukarıda sayılanlardan başka sıcaklık ve sürtünen yüzeylerdeki relatif hız da sürtünme katsayısını etkilemektedir [2].



Şekil 3.37. Fren faktörünün sürtünme katsayısı ile değişimi

FRENLEME DİNAMİĞİ

4.1.1 Frenleme Oranı

Frenleme esnasında ölçülen frenleme ivmesinin negatifinin yerçekimi ivmesine oranına frenleme oranı adı verilir. Frenlemede durma mesafesinin minimum olması sürücüye, yol şartlarına, hızına bağlıdır ve frenleme oranının maksimum olması gereklidir [3].

$$Z = -b/g \text{ (}.1\text{)}$$

b = frenleme ivmesi , m/s^2

g = yerçekimi ivmesi , m/s^2

4.1.2 Statik Dingil Yükleri

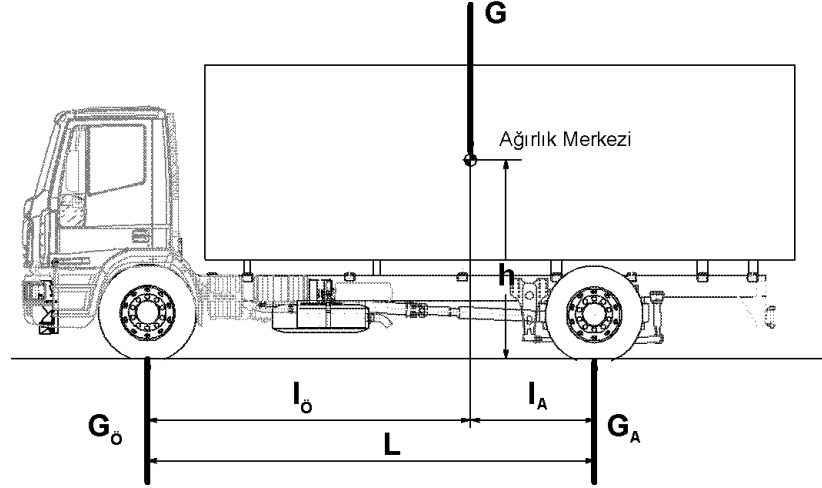
Durağan ya da sabit hızda hareket eden bir taşıta etki eden kuvvetler Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Ön ve arka ağırlık dağılımına göre, ön ve arka dingiller farklı statik yükler taşıyabilirler. Statik dingil yükü dağılımı, statik arka dingil yükünün toplam araç ağırlığına oranı olarak tanımlanır [3].

$$B = G_A/G \text{ (}.2\text{)}$$

B = statik yük dağılımı

G_A = statik arka dingil yükü , N

G = araç ağırlığı , N



Şekil 4.1. Statik Dingil Yükleri

Rölatif statik arka dingil yükü ise

$$1-B = G_{\text{ö}}/G \quad (4.1)$$

$G_{\text{ö}}$ = statik ön dingil yükü , N

Günümüz taşıtları genelde yüksüz durumda 0.35 statik dingil yükü oranına sahiptir. Bu da ağırlığın %35'inin arka dingiller tarafından taşındığı anlamına gelmektedir. Bundan dolayı fren hesaplamalarında arka dingilin kilitlenmemesinin önemi çok daha fazladır.

Durağan araçta moment dengesi kurulursa;

$$G \cdot l_{\text{ö}} = G_A \cdot L \quad (4.2)$$

L = dingil uzaklığı , m

$l_{\text{ö}}$ = ağırlık merkezinin ön dingilden uzaklığı , m

Ağırlık merkezinin ön dingilden yatay uzaklığı:

$$l_{\text{ö}} = G_A \cdot L / G = B \cdot L \quad (4.3)$$

olark hesaplanır.Aynı şekilde de ağırlık merkezinin arka dingilden yatay uzaklığı:

$$l_A = (1-B) \cdot L \quad (4.4)$$

olur.

l_A = ağırlık merkezinin arka dingilden uzaklığı , m

4.1.3 Dinamik Dingil Yükleri

Frenleme esnasında, oluşan fren kuvvetleri lastik çevresince yola aktarılır. Kilitlenme anına kadar fren kuvvetlerinin genliği ulan fren kuvvetleri ile orantılıdır.İki dingilli bir

araca frenleme esnasında etki eden kuvvetler Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Arka tekerleklere göre moment dengesi yazıldığında ön dingil üzerindeki dinamik normal kuvvet :

$$G_{\text{ÖF}} = (1 - B + H_1 \cdot Z) \cdot G \quad (4.5)$$

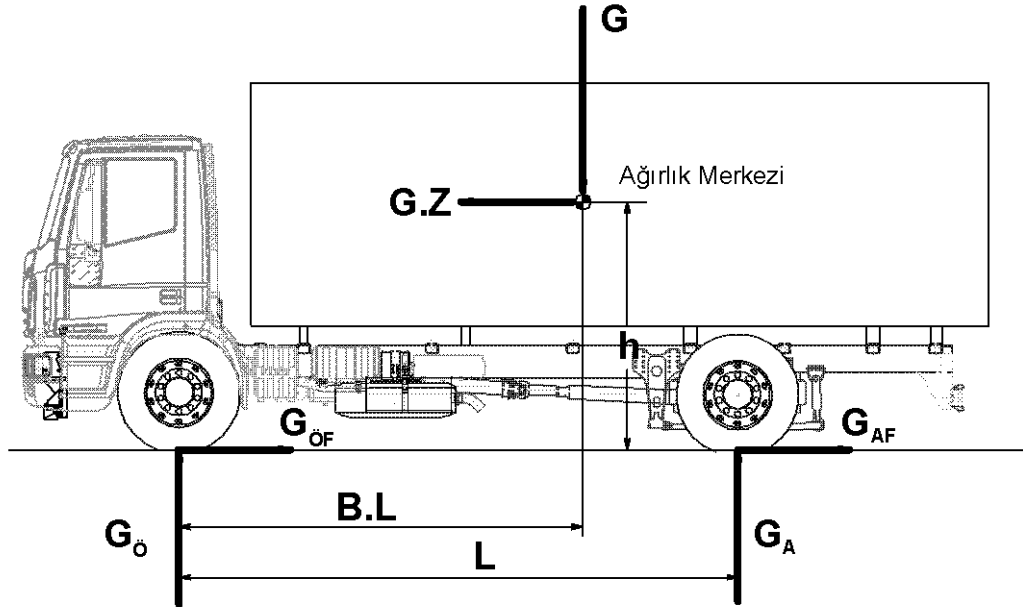
$H_1 = h/L$ = ağırlık merkezi yüksekliğinin dingil uzaklığına oranı , m

G = araç ağırlığı , N

$$Z = -b/g \text{ frenleme oranı , } g \quad (4.6)$$

Benzer şekilde ön tekerleğe göre moment dengesi yazılırsa, dinamik arka dingil yükü:

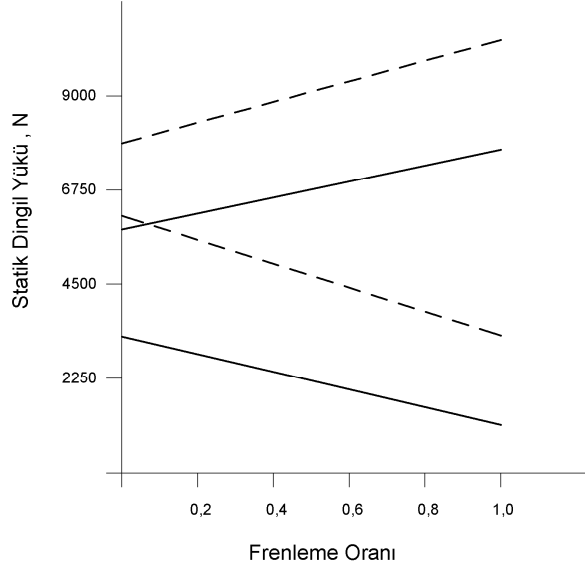
$$G_{\text{AF}} = (B - H_1 \cdot Z) G \quad (4.7)$$



Şekil 4.2. Yavaşlayan taşıta etkiyen kuvvetleri

(4.5) ve (4.7) eşitlikleri incelendiğinde dinamik dingil yüklerinin frenleme oranı ile doğru orantılı olduğunu görüyoruz. Arka dingilden ön dingile transfer edilen yük eşitliklerde $H_1 \cdot Z \cdot G$ ile gösterilmiştir.

Örnek bir araca ait yüklü ve yüksüz dinamik dingil yükleri Şekil 4.3’te gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde frenleme oranının artmasıyla artan ön dingil yükleri ve aynı oranda azalan arka dingil yükleri görülebilir.



Şekil 4.3. Yüklü ve yüksüz taşıt için dinamik dingil yükleri(9000 ve 13500 N)

4.1.4 Optimum Frenleme Kuvvetleri

4.1.4.1 Kuvvet Bağlantı Katsayısı

Frenleme torku, yol ile lastik arasında fren kuvvetleri oluşturur. Fren kuvvetinin dinamik dingil yüküne oranına kuvvet bağlantı katsayısı denir.

$$\mu_i = F_i / G_{iF} \quad (4.8)$$

μ_i = kuvvet bağlantı katsayısı

F_i = dingil fren kuvveti , N

G_{iF} = dinamik dingil yükü , N

i = ön veya arka dingil indisi

Kuvvet bağlantı katsayısı, lastiklerin kilitlenmeden ihtiyaç duyduğu yol ile lastik arasındaki sürtünme seviyesidir. Kuvvet bağlantı katsayısı, fren kuvvetleri veya dingil yükleri ile değişir ve sonuç olarak araç ile frenleme oranına bağlı olarak değişen bir parametredir. Genelde; ön ve arka kuvvet bağlantı katsayıları farklı olur. Kuvvet bağlantı katsayısı, sürtünme katsayısı ile karıştırılmamalıdır.

Coulomb Sürtünme Kanunu'na göre; eğer cisim bir kuvvetle çekilirse bu durumda iki enteresan nokta tespit edilir:

- Cisimi hareketsiz durumdan hareketli duruma getirebilmek için hareketli durumdakinden daha büyük bir kuvvete ihtiyaç vardır.

b.) Çekme kuvveti, daima cismin normal kuvvetinden daha küçüktür.

Bu görüşleri şöyle özetleyebiliriz. Durağan durumdaki sürtünme katsayısı (=aderans katsayısı), hareketteki sürtünme katsayısından (=kayma katsayısı) daha büyüktür.

$$\mu_h \leq \mu_g$$

μ_h = hareketteki sürtünme katsayısı

μ_g = durağan durumdaki sürtünme katsayısı (=aderans katsayısı)

Aderans katsayısı ve kuvvet bağlantı katsayısının matematik olarak eşit olduğu durumlarda lastikler bloke olur. Frenlemede kuvvet bağlantı katsayısının sürtünme katsayısına göre alacağı değerleri incelersek;

1. $\mu_0 < \mu_h$, $\mu_A < \mu_h$, $Z < Z_{\text{sınır}}$; Normal frenleme.
2. $\mu_0 < \mu_h$, $\mu_A = \mu_h$, $Z < Z_{\text{sınır}}$; Arka dingil kuvvet bağlantı katsayısı stabilite sınırında, yan kuvvette savrulma sınırı.
3. $\mu_0 = \mu_h$, $\mu_A < \mu_h$, $Z < Z_{\text{sınır}}$; Ön dingil kuvvet bağlantı katsayısı stabilite sınırında, direksiyon kontrol sınırı.
4. $\mu_0 = \mu_h$, $\mu_A = \mu_h$, $Z = Z_{\text{sınır}}$; Maksimum etkinlikte frenleme, optimum frenleme.
5. $\mu_0 < \mu_h$, $\mu_A = \mu_g$, $Z < Z_{\text{sınır}}$; Arka dingilde blokaj, kararsız frenleme.
6. $\mu_0 = \mu_g$, $\mu_A < \mu_h$, $Z < Z_{\text{sınır}}$; Ön dingilde blokaj, direksiyon hakimiyeti yok.
7. $\mu_0 = \mu_g$, $\mu_A = \mu_g$, $Z < Z_{\text{sınır}}$; Ön ve arka dingilde blokaj, hareket doğrultusunda kayan taşıt.

Ön ve arka tekerleklerde farklı kuvvet bağlantı katsayılarının ortaya çıkması ve ön ve arka tekerleklerde aynı anda μ_h değerlerinin sağlanamaması, elde edilen frenleme oranının ön ve arka tekerleklerde μ_h değerinin sağlanabildiği $Z_{\text{sınır}}$ değerinden daha küçük değer almasına neden olur. Frenleme esnasında sağlanan en büyük frenleme oranının, aynı yol koşullarında sağlanabilecek $Z_{\text{sınır}}$ frenleme oranına oranı, fren iyilik derecesi olarak adlandırılır.

$$Z / Z_{\text{sınır}} = \text{Fren iyilik derecesi}$$

4.1.4.2 Dinamik Fren Kuvvetleri

Dinamik fren yüklerinin kuvvet bağlantısı ile çarpımı dinamik fren kuvvetlerini verir. Ön dingil için:

$$FÖ = (1-B+H1.Z).G. \mu ÖF \quad (4.9)$$

Benzer olarak, arka dingil:

$$FA = (B-H1.Z).G. \mu AF \quad (4.10)$$

$\mu ÖF$ = ön dingil kuvvet bağlantı katsayısı

μAF = arka dingil kuvvet bağlantı katsayısı

4.1.4.3.- Optimum Frenleme

Bir taşıtın kaymadan, doğrultusunu kaybetmeden en kısa mesafede durabilmesi için gerekli olan şart:

$$\mu ÖF = \mu AF = \mu h = Z \quad (4.11)$$

Optimum fren kuvvetleri; (4.11) eşitliği uyarınca, (4.9) ve (4.10) eşitliğinde kuvvet bağlantı katsayısı yerine frenleme oranı yazılarak bulunabilir.

$$FÖ, opt = (1-B+H1.Z).G. Z \quad (4.12)$$

$$FA, opt = (B-H1.Z).G. Z \quad (4.13)$$

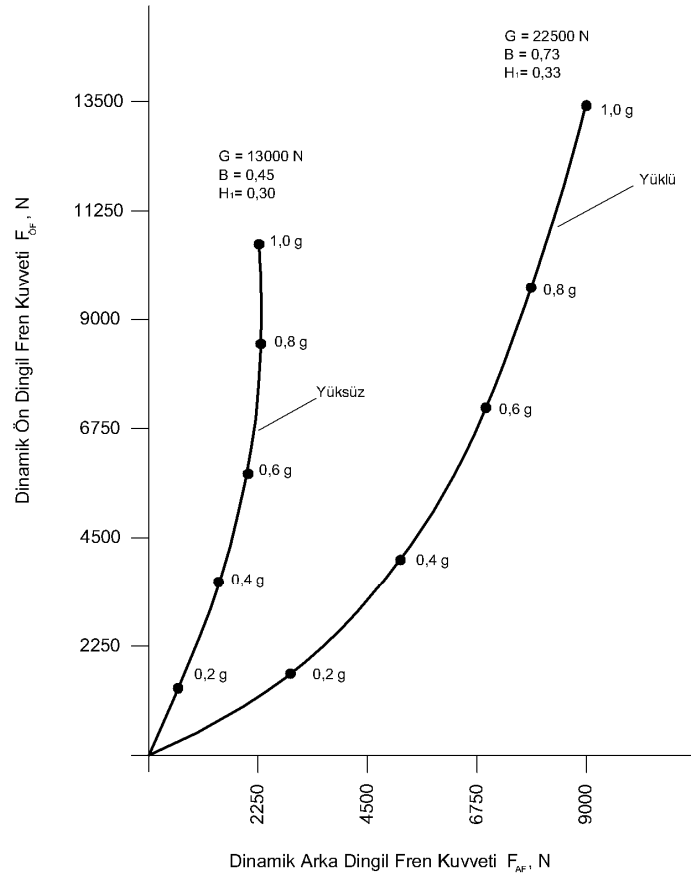
Şekil 4.4'te bir kamyonete ait dinamik fren kuvvetlerini gösteren grafiği içermektedir. Eğri üzerindeki herhangi bir nokta, sürtünme kuvvetine eşit bir frenleme oranı ile frenleyen taşıttaki optimum fren kuvvetlerini gösterir. Yüksüz durum incelendiğinde; 0,8 ila 1 g' den fazla frenleme oranı ile frenlemede, optimum arka dingil frenlemesi ön dingile transfer olan yük nedeniyle azalmaktadır. Yüklü durumda; yüksek olan statik arka dingil yükleri, yüksek frenleme oranlarında artan optimum arka fren kuvvetlerine neden olur.

Bir sadeleşme yapılmak istenirse, bitim taşıt ağırlığı başına optimum fren kuvvetleri:

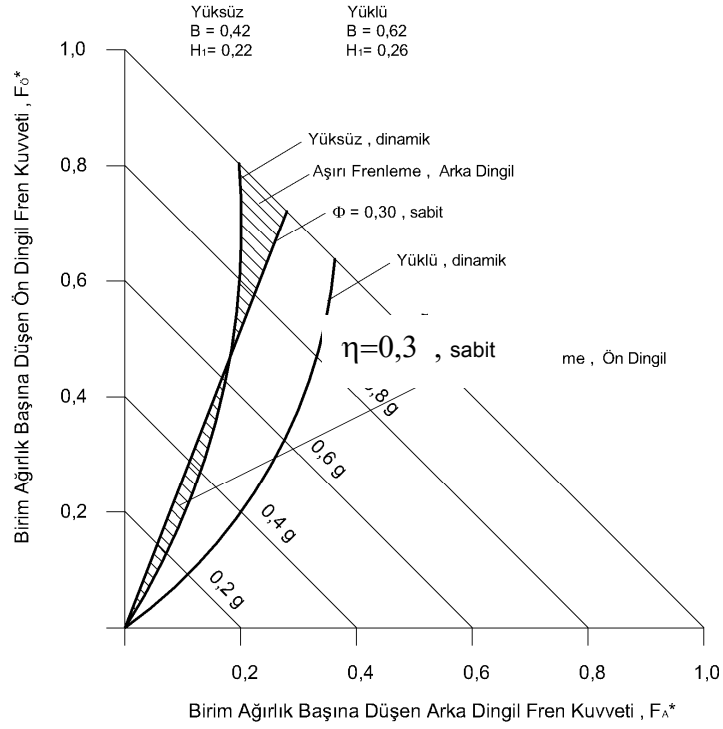
$$FÖ^* = FÖ, opt / G = (1-B+H1.Z). Z \quad (4.14)$$

$$FA^* = FA, opt / G = (B-H1.Z). Z \quad (4.15)$$

(4.14) , (4.15) eşitlikleri yüklü ve yüksüz taşıt için Şekil 4.5'te görülebilir. Optimum frenleme kuvvetleri eğrisi üzerindeki herhangi bir nokta, ön ve arka sürtünme kuvvetlerinin frenleme oranına eşit olduğu durumdaki optimum frenlemeyi verir.



Şekil 4.4 Dinamik Fren Kuvvetleri



Şekil 4.5 Birim Ağırlık başına düşen dinamik fren kuvvetleri

Örnek olarak 0,6 frenleme oranı ile frenleyen yüksüz araca ait rölatif optimum ön fren kuvveti 0,41 ve rölatif optimum arka fren kuvveti 0,2. Yüklü araca ait karşılık gelen rölatif optimum fren kuvvetleri sırasıyla 0,3 ve 0,3 olmaktadır. Eğer gerçek durumda ön ve arka dingil için fren torku dengesi optimum oranlara göre sağlanırsa minimum durma mesafesi sağlanır.

Şekil 4.5'te iki durum için de teki bir dağıtım oranı kullanılmıştır. Sabit frenleme oranı için 45 derecelik bir frenleme dağıtımı gerekmektedir.

$$F_{\ddot{O}}^* + F_A^* = Z \quad (4.16)$$

Şekil 4.5 incelendiğinde, örnek olarak 0,8 frenleme oranı için (4.15) eşitliği yazılırsa; yüklü durumda $0,45+0,35=0,8$ ve yüksüz durumda da $0,58+0,22=0,8$ olduğu görülür. Sayısal değerler gösterir ki; dikey eksenindeki ön frenleme kuvveti $0,58-0,45=0,13$ oranında azalır ve yatay eksenindeki arka kuvveti de aynı oranda artar. Sonuç olarak dikey ve yatay ekseninde aynı uzunlukta olan bir ikizkenar oluşur ki bu da 45 derecelik bir fren dağılımı verir.

Gerçek ile optimum frenleme kuvvetlerini karşılaştırmak için frenleme oranını elimine etmek gerekir. Bunun için (4.14) ve (4.15) eşitliklerini kullanarak:

$$F_{\ddot{O}}^* = (1-B+H_1.Z). Z \quad (4.17)$$

$$F_{\ddot{O}}^* = (1-B).Z+H_1.Z \quad (4.18)$$

$$H_1.Z^2 +(1-B).Z- F_{\ddot{O}}^*=0 \text{ çözersek:} \quad (4.19)$$

$$Z = \frac{-(1-B) \mp \sqrt{(1-B)^2 + 4.H_1.F_{\ddot{O}}^*}}{2.H_1} \quad (4.20)$$

$$Z = \sqrt{\frac{(1-B)^2}{4.H_1^2} + \frac{F_{\ddot{O}}^*}{H_1}} - \frac{(1-B)}{2.H_1} \quad (4.21)$$

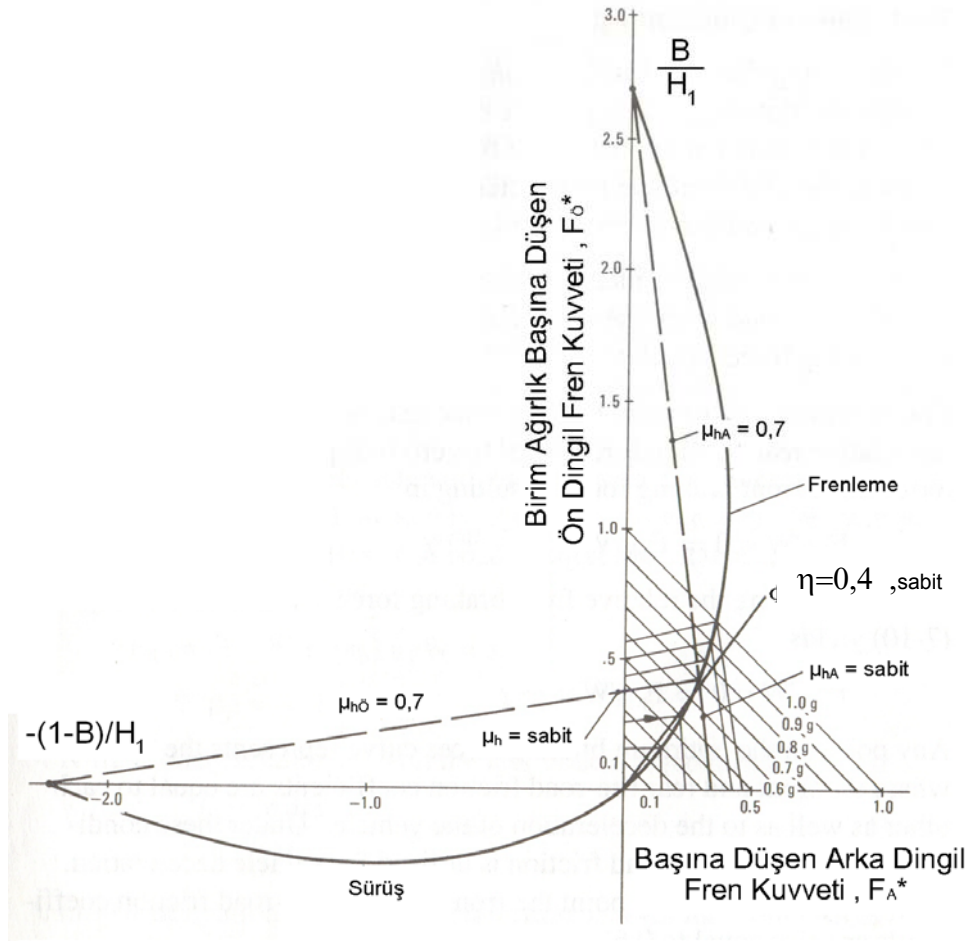
elde edilir ve

$$F_{\ddot{O}}^* + F_A^* = Z \quad (4.22)$$

$$F_A^* = Z- F_{\ddot{O}}^* \quad (4.23)$$

$$F_A^* = \sqrt{\frac{(1-B)^2}{4.H_1^2} + \frac{F_{\ddot{O}}^*}{H_1}} - \frac{(1-B)}{2.H_1} - F_{\ddot{O}}^* \quad (4.24)$$

(4.24) eşitliğini oluşturan parabol Şekil 4.6'da gösterilmiştir. Grafiğin üst sağında görünen quadrant frenlemeyi, sol alttaki de ivmelenmeyi temsil eder.



Şekil 4.6 Birim Ağırlık başına düşen dinamik fren kuvvetleri parabolü

4.1.4.4 Sabit sürtünme katsayı doğruları

Artan yavaşlama ivmelerinde, sürtünmenin yeterli olduğu varsayılırsa, optimum arka dingil frenlemesi azalmaya başlar ve sıfıra ulaşır. Bu noktada aşırı yük transferinden dolayı; aracın yavaşlama ivmesi, arka dingili havaya kaldırmaya yetecek kadar yüksektir ki; bu nokta, ivme eğrisinin ön frenleme eksenini kestiği noktadır.

Benzer olarak artan hızlanmalarda; optimum ivmelenme eğrisi, arka frenleme yükleri eksenini kestiği durumda ön dingil yerden havalanmaya başlar.

$F_{0}^{*} = 0$ olursa;

$$F_{A}^{*} = \mp \frac{(1-B)}{2.H_1} - \frac{(1-B)}{2.H_1} \quad (4.25)$$

$$F_{A1}^* = 0 \text{ (Frenleme yok)}$$

$$F_{A2}^* = -\frac{(1-B)}{H_1} \text{ (Arkadan itme var)} \quad (4.26)$$

FA* = 0 olursa;

$$F_{\ddot{O}1}^* = 0 \text{ (Frenleme yok)}$$

$$F_{\ddot{O}2}^* = \frac{B}{H_1} \text{ (Arka teker havada)} \quad (4.27)$$

Eğri üzerindeki herhangi bir nokta, ön ve arka sürtünme katsayılarının birbirlerine ve de frenleme oranına eşit olduğu durumu temsil eder. Bu şartlar altında tüm sürtünme yavaşlama için kullanılmış olur. Örnek olarak; 0,6 g frenleme oranında, ön ve arka sürtünme kuvveti de 0,6'dır.

Karşılık gelen sıfır noktalarında, frenleme veya hızlanmada; sürtünme kuvveti ne olursa olsun normal kuvvetler sıfır olduğundan dolayı rölatif kuvvetler sıfırdır. Sıfır noktası $-(1-B)/H_1$ ve optimum kuvvet eğrisi üzerindeki bir nokta arasında çizilen doğru, ön tekerlek ile yol arasında sabit sürtünme katsayısını temsil eder. Benzer olarak arka dingile ait sıfır noktası (B/H_1) ve optimum eğrisi üzerindeki noktaları birleştirerek, sabit arka lastik sürtünme katsayısı doğruları elde edilir.

Şekil 4.6 üzerinde 0,7 sabit sürtünme katsayısı doğrusu incelendiğinde, doğrunun ön dingil frenleme kuvveti eksenini kestiği yani arka dingil frenleme kuvvetinin sıfır olduğu noktadaki değeri 0,39. Diğer bir deyişle, düz bir yolda 0,7 sürtünme katsayılı bir yolda frenleme esnasında arka frenler iptal olduğunda veya devre dışı bırakıldığında; ön frenler 0,39 g frenleme oranında bloke olur. Diğer biryandan; ön frenler devre dışı kaldığında, arka frenler 0,7 sürtünme katsayılı bir yolda 0,33 g frenleme oranında bloke olur.

Arka fren devre dışı iken elde edilebilen frenleme oranı (4.9) eşitliğinden çözülür. Burada ön tekerleklerin bloke anında yani kuvvet bağlantı katsayısı ön sürtünme katsayısına eşittir.

$$F\ddot{O} = (1-B+H_1.Z).G. \mu h\ddot{O} = Z\ddot{O}.G \quad (4.28)$$

$$Z_{\ddot{O}} = \frac{(1-B)\mu_{h\ddot{O}}}{1-\mu_{h\ddot{O}} \cdot H_1} \quad (4.29)$$

$$Z_A = \frac{B \cdot \mu_{hA}}{1 + \mu_{hA} \cdot H_1} \quad (4.30)$$

$\mu_{h\ddot{O}}$ = ön lastik-yol arası sürtünme katsayısı

μ_{hA} = arka lastik-yol arası sürtünme katsayısı

4.1.4.5 Optimum Frenleme Kuvvetleri Parabolü Analizi

Tekrar vurgulamak gerekirse optimum kuvvetler ve de sabit sürtünme katsayısı doğruları, taşıtın geometrik ve ağırlık özelliklerinin bir fonksiyonudur, fren sisteminden bağımsızdır. Optimum eğrileri ile; sabit frenleme oranı doğruları ve sabit sürtünme katsayıları doğruları, optimum kuvvetler diyagramında çizilirse; diyagram, karşılaştırma ve fren sisteminde oluşan gerçek frenleme kuvvetlerinin tasarım değerlendirmesi için hazır duruma gelir.

Fren sistemlerinin tasarımında limitör veya kısıcı valflerin kullanılmasıyla, optimum frenleme kuvveti eğrisinin eğiminin sonsuz olduğu noktaların bilinmesi yardımcı olur. (4.24) eşitliğinde arka dingil frenleme kuvvetinin öne göre türevi alınıp sıfıra eşitlendiğinde, maksimum optimum arka dingil frenlemesi:

$$F_A^*_{\max} = \frac{B^2}{4H_1} \quad (4.31)$$

Optimum arka dingil frenlemesinin maksimum olduğu optimum ön dingil frenlemesi:

$$F_{\ddot{O}}^*_{R=\max} = \frac{2B - H_1^2}{4H_1} \quad (4.32)$$

Orijinde optimum frenleme kuvvetleri eğrisinin eğimi:

$$Eğim_0 = \frac{B}{1-B} \quad (4.33)$$

4.1.5 Gerçek Frenleme Kuvvetleri

Taşıt üzerindeki fren sistemi tarafından oluşturulan frenleme kuvvetleri, tekerlekler tarafından yaratılan bireysel frenleme torkunun fonksiyonudur. Fren kuvveti dağılımı veya fren dengesi η , arka frenleme kuvvetinin toplam fren kuvvetine oranıdır.

$$\eta = G_{AF} / (G_{AF} + G_{ÖF}) \quad (4.34)$$

4.1.6 Gerçek ve Optimum Fren Kuvvetlerinin Karşılaştırılması

Gerçek frenleme kuvvetleri optimuma eşit olduğunda, taşıt frenlemesi için tüm lastik-yol arası sürtünme kullanılır. Bu optimum durumda; aynı yük ve frenleme oranı şartlarında tüm tekerleklerde aynı anda blokaj görülür. Özellikle incelenmesi gereken durum, tekerleklerin bloke olmadan maksimum frenleme oranına ulaştığı yani minimum durma mesafesini sağladığı durumdur.

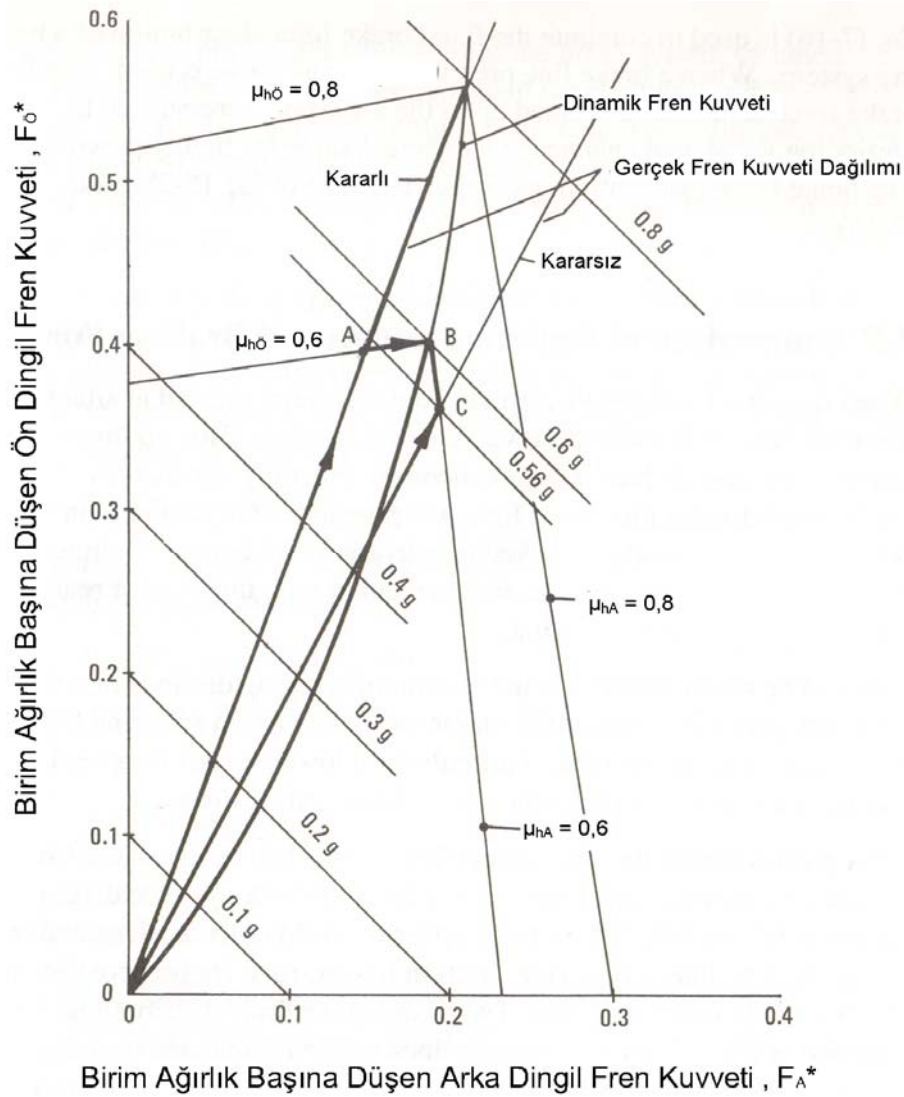
Unutulmamalıdır ki; tek başına maksimum frenleme oranı, minimum durma mesafesinin elde edilmesi için yeterli değildir. Aynı zamanda, bu frenleme oranına ulaşma süresi de önemlidir. Özellikle düşük hızlarda, bu süre toplam durma zamanında önemli etkindir.

Rölatif ön ve arka optimum frenleme kuvvetleri, lastik-yol arası sürtünme katsayıları 0,6 ve 0,8 için sabit sürtünme doğruları Şekil 4.7’de gösterilmiştir. Şekil’de kararlı ve kararsız olarak adlandırılan iki adet sabit fren kuvveti dağılımı doğruları, kararlı fren kuvveti dağılımı %27 ve de kararsız fren kuvveti dağılımı da %34 olacak şekilde verilmiştir.

Şekle göre; lastik-yol arası sürtünme katsayısı 0,6 olan ıslak bir yolda giden bir araçta, kararlı olarak adlandırılan bir fren kuvveti dağılımında, eğri boyunca A noktasına kadar frenleme kuvveti artar. A noktasında ön fren kuvveti, ön sabit sürtünme katsayısının 0,6 olduğu doğruyu keser. Bu noktada ön tekerleklerde blokaj meydana gelir. Eğer sürücü pedal kuvvetini arttırmaz ise ön frenler ile araç 0,55 g’lik bir frenleme oranı ile kayarak doğrultusunu kaybetmeden yavaşlar. Eğer sürücü pedal kuvvetini arttırırsa, A noktası B noktasına doğru ilerler. Burada aracın iki dingilinde de blokaj meydana gelir ve araç 0,6 g’lik bir frenleme oranı ile yavaşlar. Frenleme oranındaki bu artış, arka dingil frenleme kuvvetlerindeki artış nedeniyle ilave olan yük transferi nedeniyle ön dingil üzerindeki normal kuvvetlerde artışa neden olur.

Kararsız olarak adlandırılan fren kuvveti dağılımı doğrusu, optimum eğrisini 0,43g'de kesmektedir. Bu da 0,43'ü aşan frenleme oranlarında, arka tekerleklerin daima ön tekerleklerden önce blokaj halinde olacağı anlamına gelmektedir. Çünkü gerçek arka dingil frenleme kuvvetleri daima optimum arka fren kuvvetlerinden fazla olmaktadır. Frenleme esnasında, aracın kararlı durumdan kararsız duruma geçtiği frenleme oranına "kritik frenleme" denir.

Ön arka fren kuvvetleri dağılımı dizaynında önemli olan nokta, ön tekerleklerin daima önce kilitlenmesi böylece aracın güvenli ve kararlı frenlemesini sağlamaktır. Ayrıca durma mesafesinin kısılması için gerçek fren kuvvetlerinin optimum frenleme şartlarına yakın olması gerekmektedir.



Şekil 4.7 Birim Ağırlık başına düşen dinamik ve gerçek fren kuvvetleri

4.1.7 Lastik-Yol Sürtünme Kullanımı

Gerçek fren kuvvetlerinin optimuma ne kadar yakın olduğunu anlatabilmek için temelde aynı fiziksel kavramın birkaç farklı varyasyonları kullanılır. Lastik-yol sürtünme kullanımı, tekerleklerin kilitlenmeden maksimum frenleme oranını sağlayan en düşük lastik-yol sürtünme katsayısıdır.

Bölüm 4.1.4.1.'de (4.8) eşitliğinde kuvvet bağlantı katsayısı tanımlanmıştı. İki dingilli ve sabit fren kuvveti dağılımına sahip bir araçta kuvvet bağlantı katsayısı

$$\mu_A = F_A / GAF = \eta \cdot Z \cdot G / [(B-H1 \cdot Z) \cdot G] = \eta \cdot Z / (B-H1 \cdot Z) \quad (4.35)$$

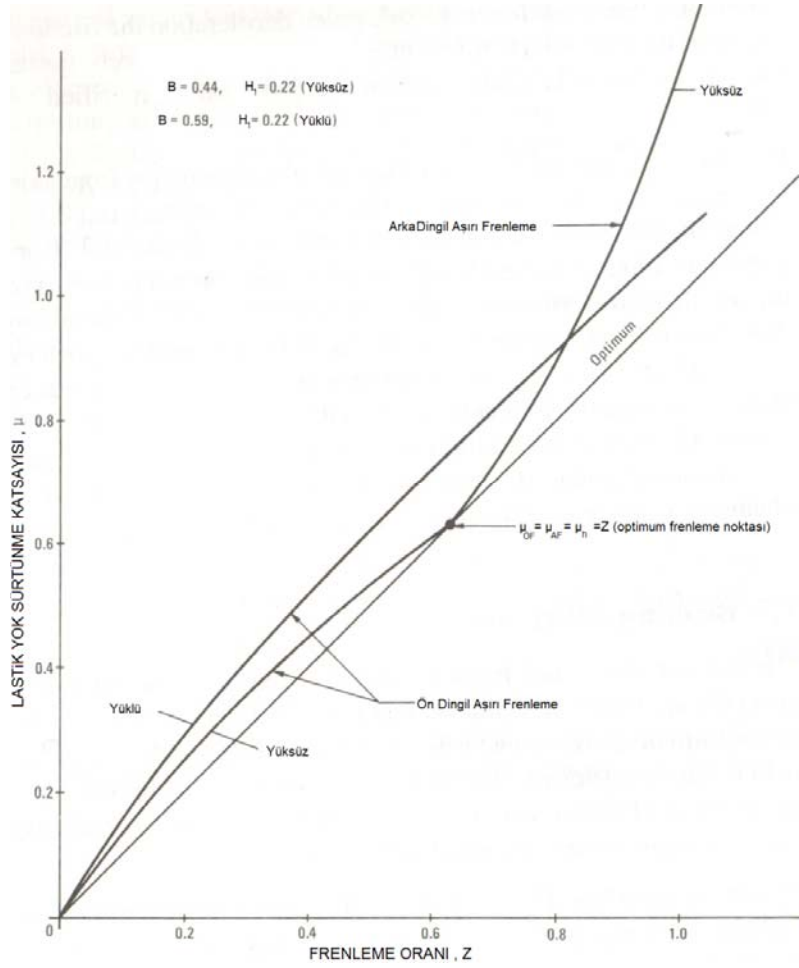
F_A = dingil fren kuvveti , N

GAF = dinamik dingil yükü , N

Benzer şekilde, ön dingildeki kuvvet bağlantı katsayısı:

$$\mu_{\ddot{O}} = (1- \eta) \cdot Z / (1-B+H1 \cdot Z) \quad (4.36)$$

(4.35) ve (4.36) eşitliklerinin grafiksel gösterimi Şekil 4.8'de verilmektedir. (4.35) eşitliği ile hesaplanan eğri "Arka Dingil Aşırı Frenleme" ve (4.36) ile hesaplanan da "Ön Dingil Aşırı Frenleme" etiketi ile verilmiştir. Aşırı frenleme terimi önce kilitlenen anlamında kullanılmaktadır. Optimum nokta $Z=0,62$ 'ye karşılık gelmektedir ve lastik-yol arası sürtünme katsayısına eşittir. $0,62$ 'lik bir frenleme oranının altında; örnek olarak $Z=0,4$ 'lük bir frenleme oranında, boş aracın blokaj olmadan frenlemesi için lastik ile yol arasındaki sürtünme katsayısının $0,44$ olması gerekmektedir. $0,62$ 'yi aşan frenleme oranlarında; örnek olarak $Z=0,9$ 'luk bir frenleme oranında arka dingilde yaklaşık olarak $1,08$ 'e karşılık gelen bir sürtünme katsayısı gerekmektedir.



Şekil 4.8 Lastik-yol sürtünme kullanımı

4.1.8 Fren İyilik Derecesi

Fren analizlerinde uygulanabilir hale getirebilmek amacıyla, lastik-yol arası sürtünme kullanımı kavramı biraz daha genişletilebilir. Fren iyilik derecesi; kilitlenmemiş teker şartında elde edilen maksimum frenleme oranının, lastik-yol sürtünme katsayısına oranıdır. Fren iyilik derecesi; belirli lastik-yol sürtünmesinin, araçta kilitlenmemiş teker şartında elde edilen maksimum frenlemeye dönüşebilmesinin ölçütüdür.

(4.35) ve (4.36) eşitlikleri kullanılarak, ön ve arka dingil için fren iyilik dereceleri analitik olarak çıkarılabilir. (4.35) eşitliği aşağıdaki şekilde yazılırsa:

$$\mu A \cdot B - \mu A \cdot H1 \cdot Z = \eta \cdot Z \quad (4.37)$$

$$Z \cdot (\eta + \mu A \cdot H1) = \mu A \cdot B \quad (4.38)$$

Böylece arka dingil için fren iyilik derecesi:

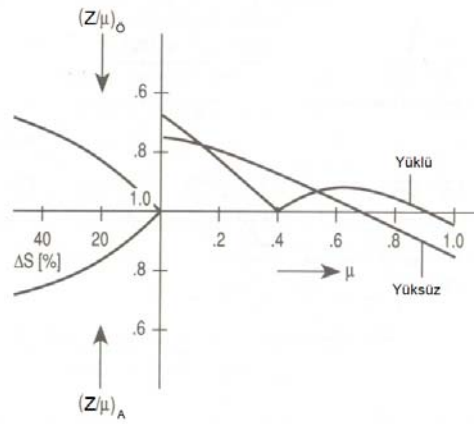
$$EA = (Z/\mu)A = B/(\eta + \mu A \cdot H1) \quad (4.39)$$

Benzer olarak da ön dingil için fren iyilik derecesi:

$$E\ddot{O} = (Z/\mu)\ddot{O} = (1-B)/(1-\eta-\mu\ddot{O}.H1) \quad (4.40)$$

Fren iyilik derecesi hesaplamalarında, sayısal olarak 1'in altındakiler anlamlıdır. Örnek olarak eğer ön dingilde sayısal olarak 1'den fazla bir değer hesaplanmışsa, karşılık gelen arka dingil fren iyilik derecesi 1'den az olacaktır ki bu da o dingil için sınırda olduğunu ve öncelikle bu dingilin kilitleneceğini gösterir. Sayısal olarak 1'den fazla olan fren iyilik derecesi, frenleme kuvvetinin o dingilde kilitlenmeye harcandığını ve dingildeki frenlemenin az olduğunu gösterir.

(4.39) ve (4.40) eşitlikleri Şekil 4.9 'da grafik olarak gösterilmiştir. Grafikte fren iyilik derecesi, lastik-yol sürtünme katsayısının bir fonksiyonu olarak çizilmiştir.



Şekil 4.9 Fren iyilik derecesi

Örnek olarak $\mu=0,4$ için grafiği incelersek; yüksüz araçta ön dingildeki fren iyilik derecesi yaklaşık olarak 0,88 olarak görülmektedir. %88 fren iyilik derecesi; aracın ön tekerleklerinin kilitlenmeden fren sisteminin $0,88 \times 0,4 = 0,35$ 'lık bir frenleme oranı için, lastik-yol sürtünmesinin %88'inin kullanıldığını gösterir.

Şekil 4.9 aynı zamanda optimum frenleme şartı ile elde edilebilen minimum durma mesafesine ilave olan durma mesafesini de göstermektedir. Durma mesafesindeki bu artış oranı ΔS ile; minimum durma mesafesi de S_{min} ile gösterilirse:

$$\frac{\Delta S}{S_{min}} = \frac{1 - (Z / \mu)}{(Z / \mu)} \quad (4.40)$$

4.1.8 Sabit Fren Kuvveti Dağılımı

Bir motorlu araca ait fren sisteminin tasarımı öncesinde şu soruların cevabı verilmelidir.

- a. Sabit bir fren kuvveti dağılımı ile geniş bir yükleme ve yol şartları için kilitlenmeden frenleme oranları sağlanabilir mi?
- b. Eğer sağlanabiliyorsa bu dağılım oranı η nedir?

4.1.8.1 Fren Kuvveti Dağılımının Tasarımda Belirlenmesi

(4.39) ve (4.40) eşitlikleri kullanılarak η fren kuvveti dağılımı sınırlama ilişkisi kurulabilir.

$$(1-\mu.H_1-(1-B)/E_{min}) \leq \eta \leq (B/E_{min}-\mu.H_1) \quad (4.41)$$

$0,2 \leq \mu \leq 0,8$ sınır şartlarına ve yüklü-yüksüz araç durumuna eşitsizliğin uygulanmasıyla, kabul edilebilir η değerleri bulunur. Bu η değerleri arasından istenen oran aracın kullanım şartlarına göre belirlenir. Fakat araç stabilitesi bakımından arka tekerleklerin önden önce kilitlenmemesi gerektiği unutulmamalıdır.

4.1.8.2 Kilitlenmeme Durumunda Frenleme Oranı

Belirli bir fren kuvveti dağıtım oranı η için, elde edilebilir kilitlenmeme durumu frenleme oranı (4.39) ve (4.40) eşitlikleri kullanılarak kolaylıkla hesaplanabilir.

Arka tekerleklerin önce kilitlenmesi durumunda:

$$Z = \mu.B/(\eta+\mu.H_1) \quad (4.42)$$

Ön tekerleklerin önce kilitlenmesi durumunda:

$$Z = \mu.(1-B)/(1-\eta-\mu.H_1) \quad (4.43)$$

Arka dingilin önce kilitlenmesini önleme hususunda karşılaşılan en büyük zorluk, yüksüz araçta kuru zeminde yüksek frenleme oranında görülür. Ön dingilin kilitlenmesini önlemek ise yüklü araçta düşük frenleme oranlarında ve kaygan yol şartlarında zordur. İlk durumda araç boş olduğundan arka dingil yükü az ve yüksek frenleme oranı nedeniyle de ön dingile fazla miktarda yük transferi söz konusudur. İkinci durumda ise statik ön dingil yükü azdır ve ön dingile yeterli dinamik yük transferi olmamaktadır. Bu iki şartta fren iyilik derecesi minimum sınır değerleri alır.

4.1.8.3 Araç Yükleme – Fren Kuvveti Dağılımı Analizi

Fiziksel sınırlara bağlı olarak, fren kuvveti dağılımı η gerekliliği geliştirilebilir. Yüksüz araç için yüksek sürtünmeli bir yüzeyde ($\mu=0,8$), $E_A=0,65$ olan bir arka dingil fren iyilik derecesi ile frenleme durumunda, (4.42) eşitliği yazılırsa :

$$(0,65).(0,8) = 0,52 = 0,8.B_0/(\eta+0,8.H_{1,0}) \quad (4.44)$$

Yüksüz araçta düşük sürtünmeli yüzeylerde ön dingilde fren iyilik derecesi daha yüksektir. $E_F=0,80$ ve $\mu=0,2$ (4.43) eşitliğinde yazılırsa:

$$(0,8).(0,2) = 0,16 = (1-B_0).0,2/(1-\eta-0,2.H_{1,0}) \quad (4.45)$$

Yüklü araçta yüksek sürtünmeli bir yüzeyde arka dingilde fren iyilik derecesi yüksektir. $E_R=0,75$ ve $\mu=0,8$ (4.42) eşitliğinde yazılırsa:

$$(0,75).(0,8) = 0,60 = 0,8.B/(\eta+0,8.H_1) \quad (4.46)$$

Yüklü araç ön dingili, düşük sürtünme yüzeylerinde minimum fren iyilik derecesi ile frenler. $E_F=0,65$ ve $\mu=0,2$ (4.43) eşitliğinde yazılırsa:

$$(0,65).(0,2) = 0,13 = (1-B).0,2/(1-\eta-0,2.H_1) \quad (4.47)$$

“ 0 ” indisi yüksüz durumu temsil eder. (4.44), (4.45), (4.46) ve (4.47) eşitliklerinden, $\eta = f(B_0, B, H_1, H_{1,0})$ fren kuvveti dağılımı geometrik ve yükleme parametrelerine bağlı olarak formüle edilebilir.

(4.44) ve (4.45) eşitliklerinden:

$$\eta = \frac{B_0.(1 + 0,54.H_{1,0}) - 0,65.H_{1,0}}{1 - 0,19.(1 - B_0)} \quad (4.48)$$

(4.46) ve (4.47) eşitliklerinden de:

$$\eta = \frac{B.(1 + 0,72.H_1) - 0,92.H_1}{1 + 0,15.(1 - B)} \quad (4.49)$$

(4.48) ve (4.49) eşitliklerinin çözümü, yüklü ve yüksüz araç için genelde farklı değerler verir. Eğer değerler birbirine çok yakın ise sabit fren kuvveti dağılımı yeterlidir.

(4.48) ve (4.49) eşitlikleri η 'yi elimine etmek için de kullanılabilir ve diğer araç parametrelerinin bir fonksiyonu olarak $B_0 = f(B, H_1, H_{1,0})$ statik rölatif statik arka dingil

yükü üzerindeki sınır şartlarını dönüştürmeye imkan verir. Eşitlikler birbirinden çıkarılır; B ve $\Delta H_1 = H_1 - H_{1,0}'$ 'nin farklı değerleri için sonuçlar çizilirse, aşağıdaki ilişki bulunur:

$$B - B_0 \leq \Delta H_1 + 0,09 \quad (4.50)$$

Kamyonlarda ΔH_1 değeri genelde 0,03'den küçük olur ve sonuç olarak statik rölatif statik arka dingil yükü değişimindeki yaklaşık sınır şartı:

$$B - B_0 \leq 0,12 \quad (4.51)$$

Sonuç olarak; sabit fren kuvveti dağılımına sahip bir araç, %12'yi aşmayan rölatif arka dingil yüklerinde yeterli frenlemeyi sağlar. Bu aynı zamanda şu anlama gelir; yüklü ve yüksüz durumdaki rölatif dingil yükü %12'den az ise bir kamyonunda yüke bağlı limitör kullanılması gerekir.

İki sürtünme çiftini birbirine basan sıkma kuvveti, taşıt sürücüsünün kas kuvveti ile bir kuvvet deposu (yabancı kuvvetle çalışan fren sistemi) ile veya her iki kuvvet kaynağı ile elde edilmektedir. Her üç sistemde de kuvvet mekanik olarak sıkma tertibatlarına iletilir. Frenler genel olarak tekerlek frenleri olarak yapılırlar; dönen kısım tekerlek ile bağlanmıştır. Disk ve kampanalı frenler bu tip frenlere örneklerdir.

YÖNETMELİK, REGÜLASYONLAR VE TEST YÖNTEMLERİ

Trafik güvenliği açısından belli bir disiplini sağlamak amacıyla oluşturulan kurallar ve yönetmelikler bütünü tüm Avrupa ülkelerinde uygulanmaktadır. Bu kurallar bütünü ile trafiğe çıkmış yada yeni çıkacak araçların belli standartlarda olması ve dolayısı ile yaya, sürücü ve yolcu emniyetini sağlamak için uygun koşulların oluşturulması amaçlanmaktadır.

Bu amaçla ortaya çıkarılan yönetmelikler iki şekilde yer almaktadır:

5.1 Regülasyonlar (ECE)

Kısa adıyla anılan ECE (Economic Commission for Europe), Avrupa Ekonomik Komisyonudur. 2. Dünya savaşından sonra 1947’de kurulmuştur. Merkezi Cenevre’dir. Türkiye 1995’te anlaşmaya taraf olmuştur.

5.2 AB Direktifleri (Yönetmelikleri) (EC-European Community)

Avrupa Birliği içinde otomotivde uyumlaştırmaya 1970 yılında başlanmıştır. Önce tip onayı direktifi, arkasından gürültü konulu direktif yayınlanmıştır. Direktif ile her AB ülkesinin yasalarında aynı standartları istemesi hedeflenmiştir. AB tip onayı AB sınıfı araçlar için mecburidir.

1970 yılında 156 sayılı ile yayınlanan (70/156/EEC) Tip Onayı direktifi ile tüm taşıtlar belli standartlara göre üretilmekte ve trafikte mevcut olan araçlar da benzer standartlara göre muayene edilmektedir. Araç tip ve sınıfına göre farklılık gösteren yönetmelik ve direktifler dünyada diğer ülkeler tarafından da kabul görmektedir. Örneğin Japonya Avrupa Regülasyonlarına taraf olmuştur.

5.3 Türkiye’de Teknik Mevzuat Uygulamalar ve Uyum

Türkiye Gümrük Birliği Anlaşması nedeniyle AB direktiflerini uygulamayı benimsemiştir. Aynı zamanda ECE Anlaşmasına taraf olmuş ve ECE Regülasyonlarını kabul etmiştir. Direktif ve regülasyonlara uyum için OSD ve TAYSAD tarafından bir program hazırlanmış ve Sanayi Bakanlığı tarafından benimsenmiştir. Tip onayı yönetmeliği yayınlanarak uygulama başlanmıştır. ECE Regülasyonlarının hepsi kabul edilmiş ve Resmi Gazetede yayınlanmıştır. Avrupa Direktiflerinin yaklaşık tamamı yayınlanmış ve büyük bir kısmı uygulamaya konmuştur

Ülkemizde de, araçların trafiğe çıkabilmeleri için gerekli koşulları tarifleyen ulusal nitelikli bir yönetmelik mevcuttur.

5.3.1 Frenleme Donanımları ve Uyum

Frenler konusunda ülkemizdeki taşıt üreticilerini ve otomotiv yan sanayicilerini ilgilendirecek olan belli başlı ulusal ve uluslar arası yönetmelikleri aşağıdaki gibi sınıflandırabiliriz:

- a) "71/320/AT Direktifi" - Avrupa Topluluğu Yönetmeliği
- b) "ECE – R13 Regülasyonu" - Birleşmiş Milletler Avrupa Ekonomi Komisyonu Yönetmeliği
- c) "AİTM Yönetmeliği"-Araçların İmal, Tadil ve Montajı Hakkında Yönetmelik, T.C.Sanayi ve Ticaret Bakanlığı, (Ulusal nitelikli)

Birbirlerini örteleyen söz konusu yönetmeliklerde, frenlerle ilgili bölümler aşağı yukarı aynı ortak ana başlıklara sahiptir. Bunları başlıca;

- a) Araçların sınıflandırılması,
- b) Frenlerle ilgili tanımlar,
- c) Araçlarda bulunması gerekli fren düzenleri,
- d) Fren düzeninin sağlayacağı koşullar,
- e) Fren deneyleri ve sınır değerler olarak sıralayabiliriz.

5.4 Ticari Araçların Sınıflandırılması

Ticari taşıtlar genel olarak aşağıdaki gibi sınıflandırılırlar:

- M Kategorisi (M_1, M_2, M_3)

- N Kategorisi (N_1, N_2, N_3)

5.4.1 M Kategorisi araçlar

Asgari üç veya dört tekerlekli olup, yolcu taşımaya yönelik motorlu taşıttır. Kendi aralarında üç sınıfa ayrılırlar;

- M_1 Kategorisi: Sürücü hariç azami sekiz oturma yeri olan ve azami yüklü ağırlığı 3500 kg'ı geçmeyen yolcu taşımaya yönelik motorlu taşıttır.
- M_2 Kategorisi: Sürücü hariç azami sekizden fazla oturma yeri olan ve azami yüklü ağırlığı 5000 kg' ı geçmeyen yolcu taşımaya yönelik motorlu taşıttır.
- M_3 Kategorisi: Sürücü hariç azami sekizden fazla oturma yeri olan ve azami yüklü ağırlığı 5000 kg' ı geçen yolcu taşımaya yönelik motorlu taşıttır.

5.4.2 N Kategorisi araçlar

Asgari üç veya dört tekerlekli olup, azami yüklü ağırlığı 1000 kg'ı geçen ve yapısı bakımından yük taşımaya yönelik motorlu taşıttır. Kendi aralarında üç sınıfa ayrılırlar;

- N_1 Kategorisi: Azami yüklü ağırlığı 3500 kg' dan az veya eşit olan yük taşımaya yönelik motorlu taşıttır.
- N_2 Kategorisi: Azami yüklü ağırlığı 3500 kg' dan büyük 12000 kg' dan küçük veya eşit olan yük taşımaya yönelik motorlu taşıttır.
- N_3 Kategorisi: Azami yüklü ağırlığı 12000 kg' dan büyük olan yük taşımaya yönelik motorlu taşıttır.

5.4.3 Yönetmelik ve Regülasyonlarda Fren Sistemi Bakımından Araç Tipi

Regülasyon veya direktife göre Tip Onayı alacak araçlarda; aşağıdaki bazı temel özellikler bakımından önemli ölçüde farklılık göstermeyenler, aynı tip olarak belgelendirilebilirler.

Motorlu araç olması durumunda;

- Araç kategorisi,
- Azami yüklü kütle,
- Araç dingilleri arasında kütle dağılımı,
- Azami tasarım hızı,

- Römork frenleme için kullanılan bir donanıma sahip olup olmamasına dayanan farklı bir fren tipi,
- Dingillerin sayısı ve düzeni,
- Motor tipi,
- Vites sayısı ve oranı,
- Dingilin/dingillerin son çevrim oranı/oranları,
- Lastik ölçüleri.

5.5 Frenlerle ilgili Tanımlar

Taşıtlarda kullanılan frenleme ile ilgili donanımların işlevleri, taşıtı yavaşlatmak, gerekirse belirli bir yerde durdurmak, yokuş aşağı seyir sırasında taşıtın istenmeyen hızlanmalarının önüne geçmek ve duran bir taşıtın kendiliğinden harekete geçmesini önlemek şeklinde sıralanabilir.

5.5.1 Taşıt fren donanımında kullanılan fren tipleriyle ilgili tanımlar

Fren tipleri, ilgili yönetmeliklerde aşağıdaki gibi yapılmıştır:

5.5.1.1 Ana fren (servis freni)

Ana fren, sürücüye aracın hareketine kumanda edebilmesi ve onu emniyetli, çabuk ve etkin şekilde durdurmasına olanak vermelidir. Etkisi kademelendirilebilir olmalıdır. Sürücü, frenlemeyi oturduğu yerden ve ellerini direksiyondan ayırmadan sağlayabilmelidir.

5.5.1.2 Yardımcı fren (imdat freni, ikincil fren)

Yardımcı fren, ana fren devre dışı kaldığında, aracı uygun bir uzaklıkta durdurabilmelidir. Etkisi kademelendirilebilir olmalıdır. Sürücü frene oturduğu yerden ve en az tek elle direksiyona kumandasını koruyarak erişebilmelidir. Bu frenin, ana frenin en çok bir yerinde arıza olması halinde, aracı durdurmaya yardımcı olabileceği kabul edilmiştir.

5.5.1.3 Park freni (tesbit freni)

Park freni, sürücü olmaksızın da, aracı yokuş ve inişlerde hareketsiz tutabilmelidir. Sürücü, römorklar hariç, bu frene oturduğu yerden kumanda edebilmelidir. Park freni, etkisi kademelendirilebiliyorsa, yardımcı fren olarak da sayılabilir.

Eğer ana fren ve tespit freni aynı sistemi kullanıyorlarsa; tespit freni araç hareket halindeyken de devreye girebilmelidir.

5.5.1.4 Egzoz freni

Egzoz çıkışını engelleyerek, aracın hızını motordan yararlanarak kesmeyi sağlayan frenlemedir.

5.5.1.5 Yavaşlatıcılar

Motor freni ve tekerleklerdeki sürtünme frenleri dışında, enerji yutarak veya depolayarak aracın hızını kesmekte kullanılan volan, vites kutusu çıkışında kullanılan kasnak gibi düzenlerdir.

5.5.1.6 Antiblokaj sistemi

Her türlü yol ve sürüş koşullarında frenleme sırasında tekerleklerin bloke olmamasını sağlayan bir düzendir. Böylece taşıt stabilitesi ve direksiyon hakimiyeti kaybolmaz.

5.6 Araçlarda fren düzenleri

Yönetmeliklere göre, araçlarda türlerine bağlı olarak bulunması gereken fren düzenleri aşağıdaki gibidir:

FREN DONANIMLARI			
ENERJİ KAYNAĞI	TAHRİK DÜZENİ	İLETİM DÜZENİ	FREN
Kas kuvveti	Elle tahrik	Mekanik	Sürtünmeli
Yardımcı kuvvet	Ayakla tahrik	Hidrolik	- <i>Kampanalı</i>
Yabancı kuvvet		Pnömatik	- <i>Diskli</i>
Atalet kuvveti			Sürekli
		Tek devreli	- <i>Motor, egzoz</i>
		Çok devreli	- <i>Yavaşlatıcı</i>

Şekil 5.2 Fren donanımlarının işlevsel bölümlerine göre sınıflandırılması.

5.6.1 M ve N Kategorisi

Otomobil, minibüs, kamyonet, kamyon, otobüs, çekici, arazi taşıtı ve özel amaçlı taşıtlarda birbirinden bağımsız, biri ana fren, diğeri ise park freni olmak üzere en az iki fren düzeninin bulunması şarttır.

5.7 Fren düzeninin sağlayacağı koşullar

5.7.1 Genel

- a) Fren balatalarında asbest bulunmamalıdır.
- b) Yukarıda sıralanan taşıtların fren düzenlerinin olağan kullanma şartlarında, etkilendiği titreşimler ne olursa olsun özelliklerini koruması ve bilhassa korozyon ve yorulmaya dayanıklı olması gereklidir.
- c) Servis freni ve imdat freni uygulamada genellikle tek bir düzen içinde birleşmektedir. Çok devreli fren sistemleri şeklinde gerçekleştirilen bu düzenlerin herhangi bir arızalanma halinde imdat freninden istenen koşulları sağlayabilmesi gerekmektedir. Ancak bu şart koşulurken belirli parçalar, örneğin pedal, pedal yatakları, hidrolik frenlerde merkez silindiri ve pistonu, pnömatik frenlerde fren ventili, pedal ve merkez silindiri arasındaki bağlantı veya dağıtıcı, hidrolik ve/veya havalı fren düzenlerinde fren silindiri (körüğü) ve pistonları ve ayrıca fren milleri arızalanabilir parçalardan sayılmazlar.
- d) Ana ve yardımcı fren sistemleri ortak bir kumandaya sahipse, tespit fren sistemi aracın hareketi esnasında da kullanılabilecek şekilde tasarımlanmalıdır.
- e) Ana fren sisteminde olabilecek bir arıza durumunda (hatalı çalışma, ya da enerji deposunun tamamen ya da kısmen tükenmesi), yardımcı ya da ana fren sisteminin arızadan etkilenmeyen kısmı imdat fren için önceden belirlenen performansta aracı durdurabilmelidir.
- f) Eğer servis freninde sürücünün kas kuvveti bir ya da birden çok enerji kaynağından sağlanan yardımcı kuvvet ile destekleniyorsa, bu yardımcı destek kuvvet kalktığında sadece sürücünün kas kuvveti ile ya da desteğin kalan kısımları ile birlikte imdat freninden istenen koşulların sağlanabilmesi gereklidir.
- g) Frenlerin aşınması elle kumandalı ya da kendiliğinden ayarlanabilen düzenlerle kolaylıkla dengelenebilmelidir. Ayrıca frenlerin kumanda donanımları ve aktarma düzenlerinin parçalarının balataların aşınması ya da ısınması sonucunda hemen ayar gerektirmeden, frenin belirli bir derecede tutmasını garantileyen yol rezervi olmalıdır.
- h) Ana fren, aracın bütün tekerleklerine etki etmeli ve etkisi akslara uygun bir şekilde dağıtılmalıdır.

ı) Frenlerin aşınması elle kumandalı veya kendiliğinden ayarlanabilen düzenlerle kolaylıkla dengelenebilmelidir.

j) Havalı bağlantı devrelerinin (ya da yerine geçebilecek diğer tür bağlantı devrelerinin) birinde bir arıza olması, sürücünün römorkun frenlerini ana veya ikincil, ya da tespit fren sistemi kumandasını kullanarak çalıştırabilmesi tamamen veya kısmen mümkün olmalıdır [4].

5.7.2 Havalı frenler

a) Freni depolanmış bir güç tarafından harekete geçirilen herhangi bir araçta, depolanmış olmaksızın öngörülmuş etkinlikte frenleme olanaksızsa, fren devresinin dağıtıcıdan önce bir yerinde gücün %65 veya daha az seviyeye düştüğünü göstergeye ek olarak, optik veya akustik uyarıcı bir aygıt bulunmalıdır. Bu aygıt devreye doğrudan ve sürekli takılmalıdır.

b) Basıncı hava deposundaki basıncı gösteren bir gösterge bulunmalıdır. Göstergedeki hata 0.44 bar'ı geçmemelidir.

c) Fren pedalına basma anından, tekerlek fren silindiri oluşmuş basıncın, kendi asimptotik değerinin %75'ine ulaşması anına kadar geçen süre 0,6 saniyeyi aşamaz.

d) Servis freninin art arda sekiz defa ve tam olarak kullanılması halinde depo basıncı, azami yüklü ağırlıkta $2,5 \text{ m/s}^2$ 'lik bir negatif ivme sağlayabilmelidir.

e) Basıncı hava deposunun dolması esnasında, basıncın 0'dan 0.65 Pmax'a yükselmesi için geçen süre olan T_1 aşağıdaki değerleri geçemez;

i) Römork çekmeyen taşıtlarda 3 dakika,

ii) Römork çeken taşıtlarda 6 dakika.

g) Ani/aciil bir frenlemede kumanda tertibatına basılmasıyla, fren kuvvetinin en elverişsiz konumdaki dingilde önceden belirlenen etkinliğe denk bir seviyeye ulaşmasına kadar geçen süre 0,6 saniye değerini geçmemelidir.

h) Motor çalışmaz durumda depo tam doluyken, frenlerin kullanılmaması halinde depoda basınç düşmesi on dakikada 0,1 bar'ı geçmemelidir.

j) Eğer bir römorkta freni hava gücü ile bırakılan bir düzen varsa, römorka tekrar hava verildiğinde, zorunlu olarak, bu düzen en son çalışmalıdır.

5.7.2.1 Havalı Fren Sistemi Olan Araçların Cevap Verme Sürelerini Ölçme Yöntemi

Cevap süresinin ölçülmesindeki amaç; sürücünün pedala basması ile kuvvetin en kısa sürede iletilerek frenlemenin sağlanabildiğini görmektir.

0,2 saniyelik fren aktivasyon süresine karşılık gelen cevap verme süresi, bu deneyin belirleyici değeri olmalıdır.

0,2 saniyelik bir fren aktivasyon süresi için fren kumanda sisteminin harekete geçtiği andan, havanın ulaştığı en son noktadaki (Örnek: fren silindiriindeki, konverter) basıncın kendi asimptotik değerinin % 75'ine ulaştığı ana kadar geçen süre 0,6 saniyeyi geçmemelidir.

Fren aktivasyon süresi sürücünün pedala basmasından, pedalın son noktaya ulaşmasına kadar geçen süredir. 0,2 saniyelik bir aktivasyon süresini yakalamak çok kolay olmadığından; birden fazla uygulama yapılarak, farklı aktivasyon sürelerine karşılık gelen cevap verme süreleri bir diyagrama taşınabilir. Böylece 0,2 saniyelik bir aktivasyon süresi için cevap verme süresi, interpolasyonla bu diyagramdan elde edilebilir.

Bir fren sisteminin cevap verme süresi, araç hareketsiz ve en az elverişli yerde konumlanmış fren körüğünün hava girişindeki basıncın ölçülmesiyle belirlenmelidir. Birleşik havalı/hidrolik fren sistemleri ile donatılmış araçlarda, basınç, en az elverişli yerde konumlanmış havalı birimin girişinde ölçülmelidir. Yüke duyarlı (fren kuvvet ayarlayıcı valflerle) tertibatlarla donatılmış araçlar için, bu tertibatlar, “yükli” konuma göre ayarlanmalıdır.

Her deneyin başlangıcında, depolardaki basınç, basınç ayarlayıcı valfin sisteme yeniden hava beslediği en az basınç değerinde olmalıdır. Basınç ayarlayıcı valfi olmayan sistemlerde (örneğin basınç sınırlamalı kompresörlerde), her deneyin başlangıcında, depodaki basınç imalatçı tarafından belirlenen basıncın %90'ı kadar olmalıdır.

5.8 Fren Deneyleri ve Sınır Değerler

Fren düzeninin etkinliği, durma uzaklığına göre belirlenir. Frenlerin etkinliği, başlangıç hızına bağlı durma uzaklığı veya negatif ivme ve devreye girme zamanı ile ölçülür. Bu etkinliğin belirlenmesi muhtelif deneylerle olur. Fren deneyleri genel olarak üç tiptir:

- Tip O Deneyi (Soğuk frenle olağan deney)

- Tip I Deneyi (Etkinlik kaybı deneyi)
- Tip II Deneyi (Yokuş aşağı iniş deneyi)

Ancak, Tip II deneyi kendi içinde Tip II ve Tip IIa olarak ikiye ayrılır. Tip IIa, şehirlerarası M₃ kategorisi ve O₄ kategorisi römork çeken N₃ kamyonlar için düşünülmüştür ve Tip II'nin özel bir halidir [4].

5.8.1 Genel

Frenleme etkinliği formüllerinde v başlangıç hızı "km/h"; s gidilen yol "m" olarak kullanılır.

Durma uzaklığı aracın, sürücü fren kumandasını çalıştırdığı andan aracın tamamen durduğu ana kadar geçen sürede aldığı mesafedir; ilk hız (V₀) sürücünün fren sistemi kumandasını çalıştırdığı andaki hızıdır; ilk hız söz konusu deney için önceden belirlenmiş hızın %98'inden daha az olmamalıdır. Ortalama azami negatif ivme d_m, v_b hızından ve hızına gelene kadar alınan mesafeye göre aşağıdaki formülle hesaplanmalıdır;

$$d_m = \frac{v_b^2 - v_e^2}{25,92 (s_e - s_b)} \left[\text{m/s}^2 \right] \quad (5.1)$$

Burada;

V₀ = Yukarıda tarif edildiği gibi aracın ilk hızı

V_b = 0,8.V₀'deki araç hızı (km/h)

V_e = 0,1.V₀'deki araç hızı (km/h)

S_b = V₀ ile V_b arasında alınan mesafe (m)

S_e = V₀ ile V_e arasında alınan mesafe (m)

Hız ve mesafeler belirli ölçüm aletleriyle deney için önceden belirlenen hızda ± % 1 kesinlikte belirlenmelidir. Ortalama azami negatif ivme d_m, hız ve mesafenin belirlendiği yöntemlerden farklı yöntemler kullanarak belirlenebilir; bu durumda, ortalama azami negatif ivme değerinin d_m kesinliği ± % 3 olmalıdır.

Deneylerde:

a) Yol yüzeyi düzgün, kuru ve tutucu olacaktır. % 1'e kadar eğimli kısa yokuş ve inişlere müsaade edilecek, atmosferik basınç 0.991 ile 1.017 bar arasında, hava sıcaklığı 0° ile

30°C arasında olabilecektir.

b) Deney sırasında sonuçları etkileyecek bir rüzgar bulunmamalıdır.

c) Deney başlangıcında lastikler soğuk olmalı ve taşımakta olduğu statik yüke uygun basınçta şişirilmiş olmalıdır.

d) Araç deneyi, türüne göre belirtilmiş yük durumunda ve hızda yapılmalıdır. Eğer aracın maksimum hızı yapısal nedenlerle deney hızının altındaysa; deney, aracın ulaştığı maksimum hızda yapılır. Yük ve hız durumu deney raporunda belirtilir.

Çizelge 5.1. Araçların sınıflarına göre sağlamaları gereken sınır şartları.

		UYGULANAN EN BÜYÜK KUVVET (N) - BASINÇ (bar)			
		Otomobil	Minibüs Otobüs	Kamyonet Kamyon Çekici	Römork
SERVİS FRENİ	FA	500	700	700	---
	FK	---	---	---	600
	P	---	6.5	6.5	6.5
İMDAT FRENİ	FA	500	700	700	
	FK	400	600	600	
	P	---	6.5	6.5	
TESBİT FRENİ	FA	500	700	700	---
	FK	400	600	600	600
	P	---	---	---	---

FA : ayak kuvveti ,

FK : kol kuvveti

P : yabancı kuvvetli frenlerde frenleme devrelerindeki hava basıncıdır.

Frenlerin sağlamaları gereken niceleyici koşullar yönetmeliklerde ayrıntılı tanımları yapılmış testler ve sınır değerleri ile kontrol edilmektedir. Testlerde etkinlik başlangıç hızına bağlı durma mesafeleri, uygulanan kas kuvvetlerine bağlı negatif ivmeler ve devreye girme zamanları ile ölçülür. Artarda yapılan frenlemelerle ısınma, ısı iletimi ve sıcaklık etkisiyle azalan yetenek test edilmektedir.

Park freni için ise tespit eğimi bütün araçlarda %18, yalnız çekicinin frenlediği katarlarda %12 olarak verilmiştir.

5.9 Tip O Deneyi "soğuk frenle olağan deney"

Disk in veya kampananın dış yüzeyinin sıcaklığı 100 °C 'nin altında ise fren soğuk kabul edilir. Deney taşıt azami toplam ağırlıkta iken yapılır, dingillerdeki yük dağılımı imalatçının belirttiği gibidir. Motorlu taşıtlarda deney, yüksüz olarak tekrar edilir. Yalnız sürücü ve mümkünse ön koltukta oturan bir deney izleyicisi olabilir.

Yüklü ve yüksüz durumda frenleme etkinliği aracın cinsine göre verilen sınırları sağlamalıdır. Deney motor irtibatlı ve irtibatsız olarak yapılır.

5.10. Tip I deneyi "etkinlik kaybı deneyi"

Bu deney ard arda yapılan frenlemelerden oluşur. Deneyler araçlar azami toplam ağırlıkta iken Çizelge 5.4'deki değerlere göre yapılır. Deney sırasında pedala uygulanan kuvvet, ilk deneyde 3 m/s²'lik negatif ivmeyi sağlamalı ve diğer frenlemelerde bu kuvvet sabit tutulmalıdır. Frenleme esnasında motor boşta olmamalı ve vites de en yüksek vites olmalı. Frenlemeyi takip eden hızlanmalarda, v1 ilk hızına en kısa zamanda ulaşılacak vites oranı seçilir.

Çizelge 5.2'de koşulları tanımlanan I Tipi deneyleri takiben hemen yapılacak bir O Tipi deneyle ölçülen fren etkinliği, debriyaja basılı hal için Çizelge 5.4'de verilen etkinlik değerlerinin %80'inden, ilk yapılan O Tipi deneyinde ölçülen etkinlik değerinin %60'ından az olamaz.

Çizelge 5.2 . Tip I deney koşulları

	V1 km/h	V2 km/h	Δt s	n
M1	80 % $V_{max} \leq 120$	0.5 V1	45	15
M2	80 % $V_{max} \leq 100$	0.5 V1	55	15
M3	80 % $V_{max} \leq 60$	0.5 V1	60	20
N1	80 % $V_{max} \leq 120$	0.5 V1	55	15
N2	80 % $V_{max} \leq 60$	0.5 V1	60	20
N3	80 % $V_{max} \leq 60$	0.5 V1	60	20

V1 = Frenleme başlangıcındaki hız

V2 = Frenleme sonundaki hız

V_{max} = Taşıtın maksimum hızı

n = Frenleme tekrar sayısı

Δt = Periyot, bir frenleme çevrimi için geçen süre

5.11. Tip II deneyi "yokuş aşağı iniş deneyi"

Tip II deneyi yüklü olarak sadece M₃, ve N₃ araçlarına yapılır. Yutulmuş enerji, aracın yüklü olarak 30 km/h hızla %6'lık eğimli bir yolu yokuş aşağı 6 km boyunca uygun vites oranıyla inerken ve yavaşlatıcı devredeyken yapılan frenleme karşılığı enerjidir. Seçilen vites oranı imalatçının öngördüğü maksimum motor hızını aşmayacak tarzda olmalıdır. Eğer herhangi bir taşıtta enerji yalnızca motor freni veya retarder yardımıyla yutuluyorsa, uygun vitesle söz konusu eğimde 30 km/h hızla inişte 5 km/h hız toleransına müsaade edilir. Eğer motor freni etkisi negatif ivmelenme ile tespit edilecekse, o takdirde frenlemede ortalama minimum 0.5 m/s² 'lik negatif ivmelenme yeterlidir. Eğer herhangi bir taşıtta enerji yalnızca motor freni veya retarder yardımıyla yutulmuyor ve servis freni ile yardımlanıyor; koşulları yukarıda tanımlanan Tip II deneylerini takiben hemen yapılacak bir O Tipi deneyle ölçülen fren etkinliği, debriyaja basılı hal için Çizelge 5.3'de ilgili araçlar için verilen etkinlik değerinin %75'inden az olamaz (M3 hariç).

Çizelge 5.3 . Tip II sonrası yapılacak Tip O testi sonunda araçların sağlamaları gereken ortalama negative ivme ve durma uzaklıkları

Kategori	M3	N3
V	60 km/h	60 km/h
s≤	$0,1v + \frac{1,33v^2}{130}$	$0,1v + \frac{1,33v^2}{115}$
	45,8 m	50,6 m
dm≥	3,75 m/s ²	3,3 m/s ²

5.11.1 Tip IIa deneyi

Tip IIa deneyi sadece şehirlerarası M₃ kategorisi ve O₄ kategorisi römork çeken N₃ kategorisi kamyonlar taşıtları içindir. Deney dolu araçla yapılır. Deney koşullarında araç hızı 30 km/h, eğim %7 ve deney güzergahı 6 km'dir. Deney esnasında ana fren, yardımcı fren ve tespit frenleri kullanılmaz. İmalatçısı tarafından öngörülmüş maksimum motor hızının aşılmadığı uygun vites oranı seçilmiş olarak deney yapılır. Eğer taşıtta enerji yalnızca motor freni yardımıyla yutuluyorsa, uygun vitesle söz konusu eğimde (%7) ve yaklaşık 30 km/h hızla inişte 5 km/h hız toleransına müsaade edilir. Eğer motor freni etkisi negatif ivmelenme ile tespit edilecekse, o takdirde frenlemede ortalama minimum 0.6 m/s² 'lik negatif ivmelenme yeterlidir [5].

5.12 Fren Sistemlerinin Performansları

Çizelge- 5.4 Araçların sağlamaları gereken ortalama negative ivme ve durma uzaklıkları

		Kategori	M1	M2	M3	N1	N2	N3
		Test tipi	0-I	0-I	0-I-II/IIA	0-I	0-I	0-I-II
Motor irtibatsız*	Tip 0 deneyi	V	80 km/h	60 km/h	60 km/h	80 km/h	60 km/h	60 km/h
		s≤	$0,1v + \frac{v^2}{150}$	$0,15v + \frac{v^2}{130}$				
			50,7 m	36,7 m	36,7 m	61,2 m	36,7 m	36,7 m
		dm≥	5,8 m/s ²	5,0 m/s ²				
Motor irtibatlı*	Tip 0 deneyi	V**=0.80.V max	160 km/h	160 km/h	90 km/h	120 km/h	100 km/h	90 km/h
		s≤	$0,1v + \frac{v^2}{130}$	$0,15v + \frac{v^2}{103,5}$				
			212,9 m	111,6 m	91,8 m	157,1 m	111,6 m	91,8 m
		dm≥	5,0 m/s ²	4,0 m/s ²				
İmdat freni Motor irtibatsız*	Tip 0 deneyi	V	80 km/h	60 km/h	60 km/h	70 km/h	50 km/h	40 km/h
		s≤	$0,1v + \frac{2v^2}{150}$	$0,1v + \frac{2v^2}{130}$		$0,1v + \frac{2v^2}{115}$		
			93,3 m	64,4 m	64,4 m	95,7 m	54,0 m	38,3 m
		dm≥	2,9 m/s ²	2,5 m/s ²		2,2 m/s ²		

		Kategori	M1	M2	M3	N1	N2	N3
		Test tipi	0-I	0-I	0-I-II/IIA	0-I	0-I	0-I-II
Arıza sonrası frenleme performansı Motor	Yüklü	V	80 km/h	60 km/h	60 km/h	70 km/h	50 km/h	40 km/h
		s≤	$0,1v + \frac{v^2}{45}$	$0,15v + (100/30) \frac{v^2}{130}$		$0,15v + (100/30) \frac{v^2}{115}$		
			150,2 m	101,3 m		152,5m	80m	52,4m
		dm≥	1,7 m/s ²	1,5 m/s ²		1,3 m/s ²		
	Yüksüz	s≤	$0,1v + \frac{2v^2}{75}$	$0,15v + \frac{4v^2}{130}$	$0,15v + \frac{v^2}{39}$	$0,15v + \frac{4v^2}{115}$		$0,15v + \frac{10v^2}{345}$
			178,7 m	119,8 m	101,3 m	180,9m	94,5m	52,4m
		dm≥	1,5 m/s ²	1,3 m/s ²	1,5 m/s ²	1,1 m/s ²	1,1 m/s ²	1,3 m/s ²

- * Motor devrede iken, en düşüğü aracın azami hızının %30'una, en yüksekse ise belirtilen hızları aşmamak şartı ile %80'ine eşit olmak üzere farklı hız değerlerinde ek deneyler gerçekleştirilmelidir
- Motor irtibatsız durum = araç vitesinde ; motor irtibatsız durum = vites boşta

Aktarmanın bir parçasındaki arıza sonrası ana fren sisteminin kalan performansı, aracın tipine göre belirlenen ilk hızlarda, motor devrede değilken yapılan ve 700 N değerini geçmeyen kumanda kuvvetleri kullanılan Tip O deneyleriyle kontrol edilirken, Çizelge 5.4'de belirtilen değerleri geçmeyen durma mesafelerini ve çizelgedeki değerlerden daha az olmayan ortalama azami negatif ivmeleri vermelidir

Ana ve ikincil fren sistemleri ortak bir kumandaya sahipse, tespit fren sistemi aracın hareketi esnasında da kullanılabilecek şekilde tasarılmalıdır ve uygunluğunu kontrol etmek için motor devrede değilken 30 km/h ilk hız değeriyle Tip O deneyi yapılır. Tespit fren sistemi uygulanırken ki ortalama azami negatif ivmesi ve araç durmadan hemen önceki ortalama azami negatif ivmesi 1.5 m/s^2 değerinden az olmamalıdır. Deney yüklü araçla yapılmalıdır.

Örnek iki tip araç için yapılan gerçek test sonuçları aşağıda paylaşılmıştır. Araç özellikleri:

	Araç 1	Araç2
<u>Kategori</u>	M3	N3
<u>Test Ağırlığı(yüksüz)</u>	7460kg	9640kg
<u>Test Ağırlığı(yüklü)</u>	19500kg	33800kg
<u>Dingil Sayısı</u>	2	4
<u>Fren tipi</u>	Disk+Kampana	Kampana+Kampana
<u>Fren Kumanda Tahrik tipi</u>	Pnömatik	Pnömatik
<u>Süspansiyon</u>	Makas+Pnömatik	Makas+Pnömatik+Makas+Makas

Çizelge- 5.5 Örnek araç test performans sonuçları

Frenleme :	Motor :	Test Tipi	Yük Durumu	İlk hız (V) km/h	dm m/s ²	
					Araç 1	Araç 2
Servis	İrtibatsız	0	Yüklü	60	5,96	5,8
Servis	İrtibatsız	0	Yüksüz	60	5,78	6,42
İmdat	İrtibatsız	0	Yüklü	40	2,83	2,89
Servis	İrtibatlı	0	Yüklü	30	6,36	5,75
Servis	İrtibatlı	0	Yüklü	60	6,26	4,62
Servis	İrtibatlı	0	Yüklü	88	5	5,19
Servis	İrtibatsız	1	Yüklü	60	5,49	5,37
Arıza sonrası	İrtibatsız	0	Yüklü	40	2,88	3,28
Arıza sonrası	İrtibatsız	0	Yüksüz	40	3,15	2,05

Ayrıca Madde 5.7.2’de listelenen şartlara istinaden yapılan statik testlerdeki sonuçlar :

İlgili Madde	Araç 1	Araç 2
5.7.2.d	2,71 m/s ²	3,02 m/s ²
5.7.2.e	1,37 d	2,28 d
5.7.2.g	0,58 s	0,49 s

5.13 Anti-Blokaj Fren Sistemi Takılı Olan Araçların Deney Şartları

5.13.1 Tarifler

Anti-blokaj fren sistemi, frenleme esnasında aracın bir veya birden fazla tekerleğinin üzerinde teker/tekerleklerin dönme yönünde kayma oranını otomatik olarak kumanda eden ana fren sisteminin bir parçasıdır.

“Devir algılayıcı” aracın dinamik durumunu veya tekerleğin/tekerleklerin dönme durumunu tanımak ve elektronik kumanda ünitesine aktarmak için tasarlanmış aksamdır.

“Elektronik kumanda ünitesi ”, devir algılayıcı/algılayıcılar tarafından aktarılan bilgiyi yorumlamak ve ayarlayıcıya sinyal aktarmak için tasarlanmış aksamdır.

“Ayarlayıcı”, elektronik kumanda ünitesinden alınan sinyale göre fren kuvvetini/kuvvetlerini değiştirmek için tasarımılanan aksamdır.

“Doğrudan kumanda edilen tekerlek”, frenleme kuvveti en azından bir kendi devir algılayıcısı tarafından sağlanan bilgiye göre ayarlanan tekerlektir.

“Dolaylı kumanda edilen tekerlek”, diğer tekerleklerin devir algılayıcı veya algılayıcıları tarafından sağlanan bilgiye göre frenleme kuvveti ayarlanan tekerlektir [6].

5.14.2 Genel Şartlar

1. Anti-blokaj sisteminin fonksiyon ve performans şartlarını etkileyebilecek her türlü elektrik arızası veya devir algılayıcılarının yanlış çalışması, elektrik temin devrelerindeki hatalar ve elektronik kumanda ünitelerine giden devrelerindeki hatalar, özel ve optik ikaz sinyali ile sürücüye ikaz edilmelidir.
2. Anti-blokaj fren sistemine enerji verildiğinde ikaz sinyali yanar ve araç hareketsizken lamba sönmeden yukarıda belirtilen arızaların hiç birisinin olmadığı doğrulanmalıdır.
3. Anti-blokaj fren sistemindeki bir arızada kalan fren etkinliği, söz konusu araç için ana fren sisteminin aktarma bölümündeki bir arıza durumunda önceden belirlenmiş fren etkinliği kadar olmalıdır. Bu şart ikincil frenlemeyle ilgili şartlardan ayrı olarak değerlendirilmemelidir. Römorklarda anti-blokaj fren sistemindeki bir arızadaki kalan fren etkinliği ilgili römorkun ana fren sisteminin önceden belirlenen yüklü performansının en az % 80'inini sağlamalıdır.
4. Anti-blokaj sisteminin çalışması manyetik ya da elektrik alanlardan olumsuz etkilenmemelidir [6].

5.14.3 Motorlu Araçlarla İlgili Özel Şartlar

5.14.3.1- Enerji Tüketimi

Anti-blokaj frenleme sistemi olan motorlu araçlar performanslarını ana fren sisteminin kumanda tertibatı uzun süre tam olarak uygulandığında korumalıdır. Bu şarta uyma aşağıdaki deneylerle kanıtlanmalıdır:

5.14.3.2 Deney Yöntemi

1. Enerji depolama tertibatı veya düzeneklerindeki ilk enerji seviyesi imalatçı tarafından belirlenen seviyede olmalıdır. Bu seviye, araç yüklükten en azından önceden belirlenen ana fren sistemi performansını güvenceye alan seviye olmalıdır. Havalı destek donanımlarının enerji depolama düzeneği/tertibatları ayrılmalıdır.
2. 50 km/h değerinden az olmayan bir ilk hızdan, kuvvet bağlantı katsayısı 0,3 veya bu değerden az olan yüzeylerde, t zamanı boyunca yüklü aracın frenleri tam olarak

uygulandığında, dolaylı kumanda edilen tekerlekler tarafından tüketilen enerji göz önüne alınacaktır ve tüm doğrudan kumanda edilen tekerlekler anti-blokaj sisteminin kumandası altında kalacaktır.

3. Aracın motoru daha sonra durdurulmalı veya enerji aktarım saklama tertibatları besleme devreleri kesilmelidir.
4. Ana fren sistemi kumanda tertibatı araç hareketsizken art arda 4 kere tam olarak çalıştırılabilirdir.
5. Kumandanın 5 inci uygulanışında, aracın yüklü araç için önceden belirlenen en az yardımcı fren sistemi etkinliğinde frenlenmesi gerekir.
6. Havalı frenle donatılmış römork çekme izni olan motorlu araçlarda deney sırasında, besleme devresi kapatılır ve kumanda devresine 0,5 litrelik bir enerji depolama düzeneği bağlanır. 4 fren uygulamasından sonraki 5 inci frende havalı kumanda devresindeki basınç, ilk tam fren basınç değerinin yarısının altına inmemelidir.

7. İlave Şartlar

Fren deneyi, motor devre dışı, boşta çalışırken ve araç yüklüyken gerçekleştirilmelidir.

Frenleme süresi t aşağıdaki formülle belirlenir: (15 saniyeden az olmamak şartıyla)

$$t = V_{\max}/7 \quad (5.3)$$

Burada, t saniye cinsinden olup, $v_{\max}$ aracın km/h cinsinden tasarımılanmış azami hızını belirtir ve üst sınırı 160 km/h değeridir.

- t süresi tek bir frenleme evresinde tamamlanamaz ise, azami 4 devre olmak üzere yapılabilir.
- Deney birden fazla frenleme uygulamasıyla yapılıyorsa, deneylerin arasında taze enerji sağlanmaz. İkinci fren uygulamasından sonra, 1. fren uygulamasının enerji tüketimi göz önüne alınır.
- Performans, 4üncü frenin sonunda araç durgun halde iken, enerji depolama düzeneğindeki/düzeneklerindeki enerji seviyesi, yüklü araç için istenen yardımcı fren performansını verebilecek seviyenin üstündeyse sağlanmış kabul edilir.

5.14.3.3 Kuvvet Bağlantısı Kullanımı

5.14.3.3.1 Kuvvet Bağlantı Katsayısının (k) Belirlenmesi

1. Kuvvet bağlantı katsayısı (k) tekerlekler kilitlenmeden ulaşılabilen azami fren kuvvetinin, frenlenen dingilin üzerindeki dinamik yüke bölünmesiyle bulunur.
2. Frenler 50 km/h ilk hızında deneye tabi tutulan aracın yalnız bir dingiline uygulanmalıdır. Fren kuvvetleri dingiller arasında azami etkinliğe ulaşacak şekilde dağıtılmalıdır. 40 km/h ile 20 km/h hızları arasında anti-blokaj sistemi devre dışı ya da çalışıyor olmamalıdır.
3. Aracın azami frenleme oranını (zmax) belirlemek için çeşitli fren basınçlarında pek çok deney yapılmalıdır.

Her deney boyunca, sabit bir giriş kuvveti korunmalı ve frenleme oranı, aracın hızını 40

$$Z=0,556/t \quad (5.4)$$

km/h'den 20 km/h'e indirmek için gereken zaman (t) referans alınarak aşağıdaki formülle belirlenmelidir.

Zmax, Z'nin azami değeridir; t saniye cinsindedir.

$$Z=0,556/t_m \quad (5.5)$$

20 km/h hızın altında tekerlek kilitlenmesi olabilir.

t'nin ölçülen en düşük değerinden tmin başlayarak, sonra da tmin ile 1,05.tmin değerleri dahilinde 3 tane t değeri seçilerek bunların ortalama değeri tm hesaplanır ve;

- Pratik nedenlerle yukarıda tarif edilen 3 değer elde edilemediği gösterilirse, asgari zaman tmin kullanılabilir.
- Fren kuvvetleri, ölçülen frenleme oranı ve sırayla güç aktaran dingil ve güç aktarmayan dingil için statik dingil yükünün 0,015 ve 0,010'una eşit olan frenlenmemiş dingilin/dingillerin yuvarlanma dirençleri kullanılarak hesaplanmalıdır.

$$F : Z_m \times P \times g - 0.015 \times F_2 \text{ (güç aktaran dingil)} \quad (5.6)$$

$$F : Z_m \times P \times g - 0.010 \times F_1 \text{ (güç aktarmayan dingil)} \quad (5.7)$$

Frenleme esnasında dinamik dingil yükleri:

$$F_{1dyn} : F_1 + \frac{h}{E} Z_m \times P \times g \quad (5.8)$$

$$F_{2dyn} : F_2 - \frac{h}{E} Z_m \times P \times g \quad (5.9)$$

- k değeri binler basamağına kadar yuvarlanacaktır.
- Deneyler, diğer dingiller için tekrar edilmelidir.
- Örneğin, iki dingilli arkadan itişli araç durumunda, ön dingil frenlenmişken kuvvet bağlantı katsayısı aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$k_f = \frac{Z_m \times P \times g - 0.015 \times F_2}{F_1 + \frac{h}{E} Z_m \times P \times g} \quad (5.10)$$

- Ön dingil k_f için bir, arka dingil k_r için bir katsayı belirlenir.
- Kuvvet Bağlantı Kullanımının (ε) bulunması

$$\varepsilon = \frac{Z_{AL}}{k_M} \quad (5.11)$$

- Kuvvet bağlantısı kullanımı (ε) Anti-blokaj sistemi çalışırken azami frenleme

$$Z_{AL} = \frac{0,849}{t_m} \quad (5.12)$$

oranı (z_{AL}) ve kuvvet bağlantı katsayısının (k_M) oranı olarak tarif edilir, örneğin,

- 55 km/h'lık bir ilk hızdan anti-blokaj fren sistemin tam çalıştırılmasıyla azami
- frenleme oranı (z_{AL}) ölçülür ve aracın hızını 45 km/h'den 15 km/h'e düşürmek için gereken zaman kullanarak aşağıdaki formüle göre hesaplanan 3 deneyin ortalamasını esas almalıdır.
- Kuvvet bağlantı katsayısı k_M dinamik dingil yükleri ile birlikte tartarak belirlenir.

Burada;

$$F_{fdyn} = F_f + \frac{h}{E} \times Z_{AL} \times P \times g \quad (5.13)$$

81

$$F_{fdyn} = F_r - \frac{h}{E} \times Z_{AL} \times P \times g \quad (5.14)$$

- ε değeri yüzde birler basamağına kadar yuvarlanır.
- Sınıf 1 ya da Sınıf 2 anti-blokaj fren sistemi ile donatılmış araçlarda, zAL değeri bütün aracı esas alır Anti-blokaj sistem çalışmazken, kullanılan kuvvet bağlantısı kullanımı (ε) bu ilavenin madde 1.2.1'sinde verilen formülce bulunur.
- Sınıf 3 bir anti-blokaj sistemiyle donatılmış araçta zAL değeri en az bir doğrudan kumanda edilen tekerleğe sahip her dingil üzerinde ölçülmelidir. Örneğin, anti-blokaj sistemi yalnız arka dingile etki eden iki-dingilli arka tekerlekli bir araçta (2) kullanılan kuvvet bağlantısı, (ε) aşağıdaki formülle bulunabilir:

$$\varepsilon_2 = \frac{Z_{AL} \times P \times g - 0,010 \times F_1}{k_2 \times \left(F_2 - \frac{h}{E} Z_{AL} \times P \times g \right)} \quad (5.15)$$

Bu hesaplama en az bir doğrudan kumanda edilen tekerleği olan her dingil için yapılmalıdır.

$\varepsilon > 1,00$ ise, kuvvet bağlantı katsayılarının ölçümleri tekrar edilmelidir. % 10'luk bir toleransa izin verilir.

- Üç dingilli motorlu araçlarda yalnızca birbirine yakın dingil grubuna dahil olmayan dingil, aracın değerinin bulunmasında kullanılır.
- Dingil açıklığı 3,80 metreden az ve $h/E > 0,25$ olan N2 ve N3 sınıf araçlar için arka dingil kuvvet bağlantı katsayısının bulunmasına gerek yoktur.

Bu durumda kuvvet bağlantısı kullanımı (ε) anti-blokaj sistemi çalışmıyorkenki azami

$$\varepsilon = \frac{Z_{AL}}{k_f} \quad (5.16)$$

- Anti-blokaj frenleme sistemi tarafından kuvvet bağlantısı kullanımı fren açıklığının teorik asgari değerinden gerçek artışını hesaba katar. Anti-blokaj frenleme sistemi kuvvet bağlantı katsayısının $\varepsilon \geq 0,75$ olduğu durumlarda gereklilikleri yerine getirmiş sayılır.
- Kuvvet bağlantısı kullanımı (ε), kuvvet bağlantısı katsayısı 0,3 ya da daha az olan yol yüzeylerinde ve 0,8 civarında (kuru yol) 50 km/h değerindeki bir ilk hızla ölçülür.

Farklı fren sıcaklıklarının etkilerini etkisizleştirmek için, k değerinden önce z_{AL} değerinin bulunması tavsiye edilir.

- Anti-blokaj frenleme sistemi tarafından kuvvet bağlantısının kullanımı Kategori 1 veya Kategori 2 anti-blokaj frenleme sistemi ile donatılmış tam araçlar üzerinde kontrol edilmelidir. Kategori 3 anti-blokaj frenleme sistemi ile donatılmış araçlarda, en azından bir doğrudan kumanda edilen tekerleğin dingili/dingilleri bu şartı sağlamalıdır.
- $\epsilon \geq 0,75$ koşulu, araç yüklü ve yüksüzken kontrol edilir. Kumanda devresindeki önceden belirlenen kuvvet anti-blokaj sisteminin tam çalışmasını sağlayamıyorsa, kuvvet bağlantı katsayısı yüksek olan yüzeyde yapılan yüklü deneyden vazgeçilebilir. Yüksüz deney için, tam kuvvet değerinde çalışma sağlanamıyorsa, kumanda kuvveti 100 daN değerine kadar arttırılabilir. 100 daN, sistemi çalıştırmak için yeterli değilse, bu deneyden vazgeçilebilir. Havalı fren sistemleri için, deney sırasında basınç devre dışı bırakma basıncının üzerine çıkamaz.

5.14.3.4 İlave Deneyler

Aşağıdaki ilave deneyler, araç yüklü ve yüksüzken, motor devre dışında iken gerçekleştirilir:

1. Kuvvet bağlantısı katsayısı 0,3 ya da daha az olan yol yüzeylerinde ve 0,8 civarında (kuru yol), 40 km/h değerindeki ilk hızda ve Çizelgede gösterilen yüksek ilk hızında yapılan deneylerinde kumanda cihazına birdenbire tam kuvvet uygulandığında, Anti-blokaj frenleme sistemi tarafından doğrudan kumanda edilen tekerlekler kilitlenmemelidir .

Şart	Aracın sınıfı	Azami deney hızı
Yüksek kuvvet bağlantı katsayılı yüzey	N ₂ ve N ₃ sınıf hariç, tüm sınıflar yüklü	$0,8 v_{\max} \leq 120 \text{ km/h}$
	- N ₂ , N ₃ yüklü	$0,8 v_{\max} \leq 80 \text{ km/h}$
Düşük kuvvet bağlantı katsayılı yüzey	- M ₁ , N ₁	$0,8 v_{\max} \leq 120 \text{ km/h}$
	- M ₂ , M ₃	$0,8 v_{\max} \leq 80 \text{ km/h}$
	- N ₃ ve yarı-römork çekicileri - N ₂	$0,8 v_{\max} \leq 70 \text{ km/h}$

2. Bir dingil, $kH \geq 0,5$ olan yüksek kuvvet bağlantı katsayılı (kH) bir yüzeyden $kH/kL \geq 2$ düşük kuvvet bağlantı katsayılı (kL) bir yüzeye, kumanda tertibatına tam uygulama kuvveti uygulanarak geçerken doğrudan kumanda edilen tekerlekler kilitlenmemelidir. Aracın seyir halindeki hızı ve frene basma anı, yüksek ve düşük hızlarda yüksek kuvvet bağlantı katsayılı yolda Anti-blokaj frenleme sistemi tam devirli ve bir yüzeyden diğer yüzeye geçiş yukarıda maddede belirtilen şartlarda olacak şekilde hesaplanmalıdır.
3. Kumanda tertibatına $kH \geq 0.5$ ve $kH/kL \geq 2$ bu özelliğe sahip olan tam kuvvet uygulandığında, bir araç, düşük kuvvet bağlantılı yoldan (kL) yüksek kuvvet bağlantı katsayılı bir yola (kH) geçerken, aracın frenleme ivmesi, makul bir zaman aralığı içinde uygun bir yüksek değerde artmalı ve araç izlediği yoldan sapmamalıdır; Burada $kH \geq 0.5$ ve $kH/kL \geq 2$ dir. Araç çalışma hızı ve frene basma anı, düşük kuvvet bağlantı katsayılı yolda tam çevirim yapan Anti-blokaj frenleme sistemi ile bu yüzeyden diğer yüzeye geçiş yaklaşık olarak 50 km/h hızda olacak şekilde hesaplanmalıdır.

4. Kategori 1 ve Kategori 2 anti-blokaj sistemiyle donatılmış motorlu araçların sağ ve sol tekerlekleri $k_H \geq 0,5$ ve $k_H/k_L \geq 2$ şartlarını sağlayan biri yüksek (k_H) diğeri düşük (k_L) kuvvet bağlantı katsayılı yüzeylerdeyken, 50 km/h'lık bir hızla giderken kumanda tertibatına tam kuvvet uygulandığında, doğrudan kumanda edilen tekerlekler kilitlenmemelidir.
5. Bunun dışında Kategori 1 anti-blokaj fren sistemi ile donatılmış yüklü araçlar, sağ ve sol farklı kuvvet bağlantı katsayılı yüzeylerde fren performansı için istenen frenleme oranlarını sağlamalıdır.

5.14.5 Motorlu Araçlarda Sağ Ve Sol Farklı Kuvvet Bağlantı Katsayılı Yüzeylerde Fren Performansı

Yüklü motorlu araç için istenen frenleme oranı (Z_{MALS}) şu şekilde olmalıdır:

$$Z_{MALS} \geq 0,75 \frac{4k_L + k_H}{5} \text{ ve } Z_{MALS} \geq k_L \quad (5.17)$$

KAYNAKLAR

- [1] Yavaşlıol,İ (2000). Taşıt Tekniği Ders Notları
 - [2] Göktan, A.G., (1995) Taşıt Frenleri Ders Notları, İ.T.Ü Makina Fakültesi
 - [3] Limpert, R., (1999) Brake Design and Safety, Society of Automotive Engineers (SAE).
 - [4] 71/320/AT, (2003) Belirli Motorlu Araç Sınıflarının ve Römorklarının Frenleme Düzenekleri İle İlgili Tip Onayı Yönetmeliği, T.C. Sanayi ve Ticaret Bakanlığı.
 - [5] 71/320/EEC, (2004) On The Approximation Of The Laws Of The Member States Relating To the Braking Devices Of Certain Categories Of VehiclesMotor Vehicles and Their Trailers, European Communities
 - [6] ECE R-13, (2000) Uniform Provisions Concerning The Approval Of VehiclesOf Categories M, N And O With Regard To Braking, United Nations
-

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Özgür EKEN
Doğum Tarihi ve Yeri : 06.02.1979 , Gölcük
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : ekenozgur@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2000
Lise	Fen-Mat	Kocaeli Koleji	1996

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2002-2007	Otoyol IVECO	Araç Test ve Prototip Yöneticisi

2007-2010

Toyota Motor Europe

SPM Mühendisi

2010

Applus IDIADA

Ülke Müdürü