

T.C
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TİCARİ ARAÇLAR İÇİN FREN
FAKTÖRÜNÜN DENEYSEL VE TEORİK
SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI

VEYSEL ÇATALTEPE
YÜKSEK LİSANS TEZİ
TASARIM VE İMALAT MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

GEBZE
2008

T.C
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TİCARİ ARAÇLAR İÇİN FREN
FAKTÖRÜNÜN DENEYSEL VE TEORİK
SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRILMASI

VEYSEL ÇATALTEPE
YÜKSEK LİSANS TEZİ
TASARIM VE İMALAT MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

TEZ DANIŞMANI
YRD. DOÇ. DR. İRFAN SAYIM

GEBZE
2008

ÖZET

TEZİN BAŞLIĞI : Ticari Araçlar için Fren Faktörünün Deneysel ve Teorik Sonuçlarının Karşılaştırılması

YAZAR ADI : Veysel ÇATALTEPE

Ticari taşıtlarda fren sistemlerinin tasarımını değiştirerek fren etkinliğini arttıracak birçok çalışma yapılmaktadır. Fren sistemlerinin performans tespitleri için matematiksel ve deneysel yöntemler geliştirilmektedir. Bu yöntemler arasında frenleme sisteminin performansını etkileyen fren faktörü de yer almaktadır. Fren faktörü, balata-pabuç sistemine uygulanan kuvvete karşılık alınan frenleme kuvveti büyüklüğünün bir göstergesidir.

Bu tez çalışmasında, ticari araçlarda yaygın kullanılan kampanalı S-kam havalı frenler, belirli fren geometrisi büyüklükleri, balata sürtünme özellikleri ve fren körüğü kuvveti durumlarında fren torku ve fren faktörü hesaplanmaktadır. Fren faktörü teorik olarak hesaplanıp deneysel bulgularla karşılaştırılmaktadır. Teorik fren faktörü hesaplanırken fren geometrisi büyüklükleri ile balata-kampana arasındaki sürtünme katsayısı özellikleri kullanılmaktadır. Deneysel fren faktörü ise fren testlerinden elde edilmektedir. Fren testleri esnasında araç yavaşlama ivmesi, hız, basınç verileri toplanmaktadır. Frenleme testlerinden alınan basınç, ivme, tork verilerine uyan ampirik bir fonksiyon geliştirilerek deneysel fren faktörü bulunmaktadır. Testler, ticari araçlar için zorunlu tutulan fren yönetmeliklerine uygun yapılmaktadır. Bu çalışmada altı farklı fren geometrisi için teorik fren faktörleri hesaplanmaktadır. Bu altı fren geometrisi aynı araç üzerinde farklı zamanlarda test edilmektedir. Test verilerinden deneysel fren faktörü bulunmaktadır. Bulunan teorik ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmaktadır.

Yapılan çalışma neticesinde teorik ve deneysel fren faktörleri arasında benzer sonuçlara ulaşılmıştır. Fren karakteristiklerindeki değişkenlerin fren faktörünü önemli ölçüde etkilediği görülmüştür.

SUMMARY

THESIS TITLE : Comparison of Theoretical and Experimental Results of Brake Factor for Commercial Vehicles

AUTHOR NAME : Veysel ÇATALTEPE

There are many studies on increasing of brake performance which is made by the change of brake systems design in commercial vehicles. For the determination of brake system performance, mathematical and experimental methods have been used together. In these methods, the brake factor, which affects the performance of the brake system, has also been included. Brake factor is an indication of braking force magnitude which corresponds to the force applied the linings-shoe system.

In this thesis, in case of brake geometry dimensions, lining friction properties and brake chamber force, brake torque and brake factor have been calculated for S-cam air drum brakes which widely used in commercial vehicles. Brake factor has been calculated theoretically and compared with experimental results. During theoretical brake factor calculation, brake geometry dimensions and friction properties between linings and shoes have been used. Experimental brake factor obtained from brake test data. During brake tests vehicle deceleration, velocity and pressure data has been collected. The experimental brake factor has been found by means of an empiric function which has been derived by pressure, acceleration and torque data obtained from brake tests. Tests which are mandatory for commercial vehicles have been performed according to brake regulations. In this study, theoretical brake factors have been calculated for six different brake geometry. These six brake geometry have been tested on the same vehicle at different times. Experimental brake factors have been found from the test data. The theoretical and experimental results have been compared with each other.

As a result of the study, similar results have been reached between theoretical and experimental brake factors. It has been also observed that variables of brake characteristic has an important effect on brake factor.

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasında bilgi ve yardımlarını esirgemeyen değerli danışmanım Yard.Doç.Dr. İrfan Sayım'a teşekkür ederim. Test çalışmalarında bilgi ve becerilerini paylaşan ve kaynak sağlayan fren testleri belgelendirme kuruluğu çalışanlarına, fren sistemleri konusundaki açıklayıcı bilgilerinden ve desteklerinden dolayı Sayın İbrahim Topçu'ya, manevi destekleriyle sürekli yanımda olan ağabeyim Murat Çataltepe'ye ve tezin oluşmasında yardımcı olan herkese teşekkür ederim.

Gebze, Şubat 2008

Veysel ÇATALTEPE

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iv
SUMMARY	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vii
SİMGE VE KISALTMALAR	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
TABLolar DİZİNİ	xii
1.GİRİŞ	1
2. FREN SİSTEMLERİNİN ANALİZİ	3
2.1 Giriş	3
2.2. Sürtünmeli Frenlerin Analizi	3
2.2.1. Fren Faktörü	3
2.2.2. Fren Tork Analizi	5
2.2.3. Fren Hassasiyeti	6
2.3. Sıcaklık Nedeniyle Performans Kaybı	9
2.4. Sürtünme Katsayısı ve Balatalar	9
2.5. Frenlerin Bloke olması	12
2.6. Frenleme Kuvveti	12
3. DENEYSEL ÇALIŞMA	14
3.1. Yönetmelik Fren Testleri ve Limit Değerleri	16
3.1.1 <i>Tip 0</i> Testi (Soğuk Frenle Normal Performans Testi)	18
3.1.2. <i>Tip I</i> Testi (Performans Kaybı Testi)	18
3.1.3. <i>Tip II</i> Deneyi (Yokuş Aşağı Davranış Testi)	18

3.1.4. <i>Tip III</i> Testi (O4 Sınıf Araçlar İçin Performans Kaybı Testi)	19
3.2. Ticari Araç Fren Sistemi Performans Testleri	20
3.2.1. Fren Parçaları, Parça Geometrileri Ve Özellikleri	22
3.2.2. Testte Kullanılan Cihazlar	27
3.2.3. Test Verileri	29
3.2.4. Deneysel Fren Faktörünün Hesaplanması	34
3.2.5. Deneysel Fren faktörü Sonuçları	43
4. TEORİK HESAPLAMALAR	44
4.1. S-kam Kampanalı Frenler	46
4.1.1. S-kam Frenlerin Analizi	47
4.1.2. S-kam Fren Faktörü Hesapları	51
5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER	59
KAYNAKLAR	61
ÖZGEÇMİŞ	63

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

g	Yerçekimi ivmesi
kg	Kilogram
mm	Milimetre
N	Newton
Nm	Newton metre
C_1	Kapan pabuç fren faktörü
C_2	Sürüklenen pabuç fren faktörü
C^*	Toplam fren faktörü
T_B	Fren torku
A_c	Fren körüğü alanı
η	Mekanik Verim
ρ	S-kam kazancı, kol oranı (Lever Ratio)
r	Kampana veya disk yarıçapı
R_e	Tekerlek dinamik yarıçapı
l_c	S-kam etkili yarıçapı
I_e	Etkili ayar kolu uzunluğu
ε	Fren hassasiyeti
μ_L	Balata sürtünme katsayısı
k_A	İtme kolu faktörü
k_T	Sıcaklık faktörü
p_1	Fren hat basıncı
p_0	Körük çıkışı (Pushout) basıncı
p	Körük net basıncı
$C_{\max}$	Maksimum S-kam giriş torku
C_{oe}	Kam mili giriş momenti eşiği
T_{ha}	Ortalama piston kuvveti
$mfdd$	Ortalama azami yavaşlama ivmesi
z	Taşıtın frenleme oranı

f	Dingil tarafından gereksinilen kuvvet bağlantı katsayısı
G_{BO}	Dingilin bir tekerleği için izin verilen azami kütle
P_e	Dingil azami kütlesi
F_s	pabucu kampanaya doğru iten tahrik kuvveti
F_{d1}	Kapan pabuçtaki sürüklenme kuvveti
F_{d2}	Sürüklenen pabuçtaki sürüklenme kuvveti
X_e, D_e, E_e	Jant ve lastikler ile ilgili büyüklükler
a_e, b_e, d_e, e_e	Fren geometrisi ile ilgili uzunluk büyüklükleri
$\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2$	Fren geometrisi ile ilgili açı büyüklükleri
S_{1e}, S_{2e}, S_{3e}	Balata kalınlıklarıyla ilgili büyüklükler

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Çeşitli kampanalı fren konstrüksiyonları	4
2.2. Farklı fren faktörleri için fren faktörünün sürtünme katsayısı ile değişimi	10
2.3. Kaymaya bağlı tutunma katsayısı değişimi	13
3.1. Test edilen araç ve dingil	21
3.2. Frenleme sonucu ısınan balataların soğutulması	21
3.3. Testte kullanılan S-kam profili, balata ve pabuçlar	22
3.4. Fren sistemi parçalarının kontrolü	23
3.5. Dingil kompleksi kesiti	25
3.6. Fren geometrisi	26
3.7. Testte kullanılan data toplama sistemi	27
3.8. Testlerde kullanılan mekanizma ve data toplama sistemleri	28
4.1. Kampana ve kampanalı bir fren sisteminin parçaları	46
4.2. Kapan pabuca etkiyen kuvvetler	48
4.4. <i>Test 0</i> için fren faktörünün balata sürtünme katsayısı ile değişimi	54
4.5. <i>Test 1</i> için fren faktörünün balata sürtünme katsayısı ile değişimi	54
4.6. <i>Test 2</i> için fren faktörünün balata sürtünme katsayısı ile değişimi	55
4.7. <i>Test 3</i> için fren faktörünün balata sürtünme katsayısı ile değişimi	55
4.8. <i>Test 4</i> için fren faktörünün balata sürtünme katsayısı ile değişimi	56
4.9. <i>Test 5</i> için fren faktörünün balata sürtünme katsayısı ile değişimi	56

TABLolar DİZİNİ

<u>Tablo</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Farklı fren tipleri için fren faktörü değerleri	4
2.2. μ_L 'nin ± 0.05 değişmesi durumunda fren faktörü ve fren hassasiyeti	7
3.1. Fren komponentleri özellikleri	24
3.2. Test aracının jant ve lastikler ile ilgili büyüklükleri	25
3.3. Fren geometrisi büyüklükleri	26
3.4. Tip 0 testi (40 km / sa 'den 0 km / sa 'ye frenleme durumu)	30
3.5. Tip I testi (40 km / sa 'den 0 km / sa 'ye frenleme durumu)	30
3.6. Tip 0 testi (60 km / sa 'den 0 km / sa 'ye frenleme durumu)	30
3.7. Farklı basınçlarda elde edilen frenleme ivmeleri değerleri	30
3.8. Tip III testi (60 km / sa 'den 0 km / sa 'ye frenleme durumu)	30
3.9. Testlerde kullanılan araçların dingil, fren, kampana, balata ve fren körüğü özellikleri	31
3.10. Dingil kompleksi geometrisi büyüklükleri	32
3.11. Tüm testler için fren geometrisi büyüklükleri	33
3.12. Tekerlek başına gelen moment değerleri	35
3.13 Lineer regresyon metodu katsayıları (basınç moment ilişkisinden)	36
3.14. ηC^* nin farklı değerleri için basınç dağılımları ($l_c = 13.4 \text{ mm}$)	41
3.15. ηC^* nin farklı değerleri için basınç dağılımları ($l_c = 10.5 \text{ mm}$)	41
3.16. $l_c = 13.4 \text{ mm}$ ve 10.5 mm için ηC^* 'ye bağlı basınç değerleri	42
3.17. Tüm testler için test raporu ηC^* sonuçları.	43
4.1. Tüm testler için S-kam C^* değerlerinin sürtünme katsayısı ile değişimi	53
4.2. $\mu_L = 0.35$ olması durumunda S-kam fren faktörleri	57
4.3. S-kam C^* fren faktörü teorik sonuçları	58

1. GİRİŞ

Bugünkü ticari araçlar bir yerden bir yere yük taşımak için çok verimli bir şekilde kullanılmaktadır. İhtiyaç haline gelen taşımacılık ve zaman sınırı, ticari araç sektörünün gelişmesini sağlamaktadır. İlk zamanlar taşımacılık işlemleri insan gücüyle, hayvanlarla, rüzgar ve su ile yapılmaktaydı. Yenilikler mekanik sistemlerin güç kaynağı olarak kullanılmasını sağlamıştır. Bu mekanik sistemler daha sonra bugünün motorlarıyla birleştirilerek günümüz ticari araçlarını oluşturmuştur. Ticari araçlarda motorun kullanılması yüzyıldan fazladır.

Motor ve malzeme alanındaki artan teknolojik gelişmeler kamyon ve otobüs gibi ağır ticari araçların boyut ve kapasitelerini artırmaktadır. Böylelikle daha fazla etkili ekonomik taşımacılık gelişmektedir. Bu değişim daha etkili fren sistemleri gerekliliğini ortaya çıkarmaktadır. Bu taşıtlar çoğu zaman aşırı yüklenmeye, kötü kullanılmaya ve ağır trafik şartlarına maruz kalmaktadır.

İlk jenerasyon araçlarda kampanalı frenler ağırlıklıydı. Kampana tekerlek içerisine sabitlenmiş ve tekerlek ile beraber dönen bir fren sistemi parçasıdır. Balatanın kampana yüzeyine sürtünmesiyle oluşan sürüklenme ile frenleme sağlanmaktadır. Dönen bir diskin balataya sürtünmesiyle frenlemeyi sağlayan disk frenler ise daha sonraki dönemlerde yaygınlaşmaya başladı. Kampanalı ve disk frenlerin her ikisinin de avantaj ve dezavantajları var. Kampanalı frenler ucuz, sade, kendiliğinden enerjilenme sayesinde daha etkilidir. Kampanalı frenlerin dezavantajı ısıyı atmakta zorlanmaları ve artan sıcaklıkla etkinliklerini fazla kaybetmeleridir. Disk frenlerde sıcaklıktan dolayı daha az kayıp oluşmakta fakat kampanalı frenlere göre daha pahalı ve fren etkinliği daha azdır.

Taşıtlarda frenleme performansı, fren sisteminin durumunu ortaya koyması bakımından oldukça önemlidir. Frenleme performansını, fren sistem elemanları ve tekerlek–yol şartları gibi faktörler doğrudan etkilemektedir. Bu faktörlerin fren kuvvetleri üzerindeki etkileri, deneysel yöntemlerle tespit edilebileceği gibi matematiksel modeller yoluyla kestirilmesi mümkündür [3].

Ticari araçlarda fren performansını ve kararlılığını (stability) etkileyen önemli faktörlerden bir diğeri ise fren faktörüdür. Fren faktörü fren sistemleri dizaynında göz önünde bulundurulması gereken önemli kriterlerden biridir. Bu çalışmada ticari araçlarda yoğun olarak kullanılan havalı fren sistemlerinden biri olan S-kam frenler için fren faktörünün deneysel ve teorik sonuçlarının karşılaştırılması amaçlanmaktadır. Deneysel fren faktörü bulunurken farklı fren geometrilerine ait araçların test verilerinden faydalanılmaktadır. Testler ticari araç yönetmeliklerde belirtilen frenleme testleri şartlarına göre yapılmaktadır. Fren faktörünün teorik değeri ise literatür araştırmalarından, fren geometrisi ve sürtünme katsayısına bağlı olarak matematiksel modellenmektedir.

Fren faktörünün teorik sonuçlarının hesaplanması yanında deneysel çalışma olarakta elde edilmektedir. Bu sonuçların tiraci araç fren tasarım ve dizaynında önemli kaynak olacağı düşünülmektedir. Fren dizaynı için önemli bir parametre olan fren faktörünü etkileyen faktörler göz önünde tutularak yapılacak olan dizaynlar fren performansının ve stabilitesinin iyileşmesini sağlayacaktır.

Bölüm II’de fren faktörünün önemi, fren faktörünü etkileyen parametreler ve farklı fren sistemleri için fren faktörleri değerleri detaylandırılmaktadır. Bölüm III’de testlerde kullanılan araçların fren sistemleri, fren sistem komponentleri, testlerde kullanılan veri toplama sistemleri, test şartları, test verileri ve bu verilerden bulunan fren faktörleri hakkında geniş bilgi verilmektedir. Bölüm IV’de havalı fren sistemlerinden S-kam frenler için matematiksel fren faktörü hesaplamaları gösterilmektedir. Sonuç bölümünde de deneysel ve teorik sonuçlar karşılaştırılmaktadır.

2. FREN SİSTEMLERİNİN ANALİZİ

2.1 Giriş

Fren sistemlerinin analizi yapılırken fren faktörünün tanımı, fren faktörünü etkileyen parametreler, deneysel ve matematiksel test yöntemleri, frenleme performansını değerlendirme ve ölçme metotları mevcut literatürde detaylı olarak araştırılmıştır. Araştırmalarda daha çok fren faktörünü ve fren performansını etkileyen özellikler üzerinde durulmuştur. Önemli görülen faktörlerden bazıları fren dizayn öncelikleri, frenleme performansı ve bunu etkileyen faktörler (tork, sıcaklık, tekerleğin bloke olması) şeklinde sıralanabilir.

Frenleme esnasında aracın kinetik enerjisi yol tekerlek arasındaki sürtünmeden dolayı termal enerjiye dönüşmektedir. Frenleme sürecinde frenler uygulanan pedal kuvvetinin fonksiyonu olarak fren torku oluştururlar. Aracın gerçek yavaşlama ivmesi frenleme torku, yol-tekerlek arasındaki sürtünme katsayısı ve tekerlek yol arasındaki normal kuvvet yardımıyla hesaplanır [4].

2.2. Sürtünmeli Frenlerin Analizi

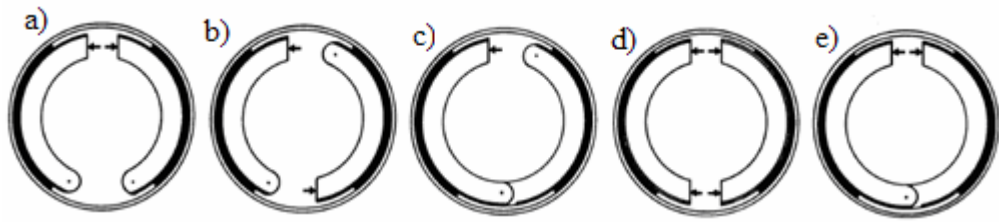
Sürtünmeli bir frenin mekanik performansı fren faktörü ve fren hassasiyeti (sensitivity) ile tanımlanabilir [4]. Fren torku frenleme performansını gösteren diğer bir büyüklüktür.

2.2.1. Fren Faktörü

Bir frenin fren faktörü, sürtünme yüzeyi üzerindeki tüm teğet kuvvetlerin toplamının papuca etkiyen tahrik kuvvetine oranı şeklinde tanımlanabilir [4]. Bu alanda yapılan çalışmaların çoğunda fren kampanası, pabucu ve pabuç sabitleyicileri

genelde sabit tutulmakta, balataların hareketi ise kampanaların şekilleriyle sınırlandırılmaktadır. Bu kabuller ışığında balatalardaki basınç dağılımları ve frenlere etkiyen kuvvetler hesaplanmaktadır.

Yine fren faktörü ile ilgili yapılan çalışmaların çoğunda fren faktörünün sadece fren geometrisi ve balata sürtünme katsayısının bir fonksiyonu olduğunu göstermektedir. Hız, ortalama basınç, sıcaklık, aşınma, zaman , kampana ve pabuç çarpılması dikkate alınmamaktadır. Bu basitleştirmeler analiz sonuçlarıyla test sonuçları arasında farklılığa neden olmaktadır [4].



Şekil 2.1. Çeşitli kampanalı fren konstrüksiyonları [5].

a) simpleks, b) dupleks, c) servo, d) duo dupleks, e) duo servo

Fren sistemi dizayn çalışmalarına göre, balatalardaki sürtünme katsayısının 0.35 olması durumunda farklı fren tipleri için Tablo 2.1'deki, fren faktörü (C^*) değerleri elde edilmektedir [4]. Farklı fren tipi konstrüksiyonları Şekil 2.1'deki gibidir.

Tablo 2.1. Farklı fren tipleri için fren faktörü değerleri

Fren Tipi	Fren Faktörü C^*
Disk Fren	0.7 - 0.9
Simpleks Fren	2.0 - 2.8
Dupleks Fren	2.5 - 3.5
Duo – Servo Fren	3.0 - 7.0

2.2.2. Fren Tork Analizi

Fren doğru şekilde modellenmesi zor bir sistemdir. Balataların sürtünme özellikleri aynı türden balatalar için dahi bir örnekten diğerine değişmektedir. Fren mekanizmalarının bazı tipleri için tahrik basıncına göre tork yüksektir ve balata sürtünmesine oldukça duyarlıdır. Bundan dolayı balata özelliklerindeki değişkenliğin etkisi vurgulanmaktadır. Ticari araç frenlerinin tork karakteristikleri, onların geçmiş kullanımlarına oldukça bağlıdır. Fren torku, monte etme şartları ve fren ayarlamalarından da etkilenmektedir. Bu faktörler frenleme performansı için belirsizlikler oluşturmaktadır [6].

Kampanalı frenler için fren torkunun matematiksel hesapları uzun alcebrik hesaplar gerektirir. Teorik ve test verileri arasında özellikle balata sürtünme katsayısının doğru alınması durumunda çok yakın sonuçlar çıkabilmektedir.

Kampanalı bir frenin fren torku T_B , fren faktörüne bağlı olarak aşağıdaki şekilde bulunur [7].

$$T_B = (p_l - p_o) A_c \eta C^* \rho k_A k_T r, \quad Nm \quad (2.1)$$

A_c : Fren körüğü alanı,

C^* : Fren faktörü,

k_A : İtme kolu (pushrod) faktörü,

k_T : Sıcaklık faktörü,

p_l : Fren hat basıncı,

p_o : körük çıkış (pushout) basıncı,

η : mekanik verim,

ρ : S-kam kazancı, kol oranı (lever ratio)

r : Kampana veya disk yarıçapı

S - Kam frenler için manivela kolu oranı (lever ratio) şöyle tanımlanır [7].

$$\rho = I_e / 2l_c \quad (2.2)$$

l_c : Etkili kam yarıçapı

I_e : Etkili ayar kolu uzunluğu (Slack adjuster length)

Fren torku Nm biriminde ölçülüyor. Bir frenin fren torku etkinliği boyutsuz bir büyüklük olan fren faktörü ile açıklanabilir.

Tipik bir kapan-sürüklenen balata sistemli (etkili frenlemeyi sağlayan kapan frendir) S-kam frenin fren faktörü sürtünme faktörünün 0.35 olması durumunda yaklaşık 1.6'dır. S-kam frenlerin mekanik verimleri kullandıkları şartlara göre farklılık gösterebilmektedir. İyi mekanik şartlardaki bir S - kam freni için mekanik verim (η_m) 0.7 ile 0.75 arasındadır [7].

2.2.3. Fren Hassasiyeti

Fren hassasiyeti için literatürde iki tanım verilmektedir. Biri fren faktörünün balata sürtünme katsayısı ile olan değişimi diğeri ise fren torkunun balata sürtünme katsayısı ile olan değişimidir. 1949'larda fren hassasiyeti ε fren faktöründeki değişimin balatalardaki sürtünme katsayısı değişimine oranı şeklinde tanımlanmıştır. [4]. Fren hassasiyeti ε , balata sürtünme katsayısının bir miktar değişmesi durumunda fren faktörünün ne kadar değişeceğini ölçüsüdür. Diğer bir deyişle fren faktörü eğrisinin ne kadar dik olduğunu gösterir [7].

$$\frac{d(C^*)}{d(\mu_L)} = \varepsilon \quad (2.3)$$

Sürtünme katsayısının $\mu_L=0.35$ olması ve ± 0.05 değişmesi durumunda fren faktörü ve fren hassasiyetinin değişimi Tablo 2.2'de görülmektedir [4].

Tablo 2.2. μ_L 'nin ± 0.05 değişmesi durumunda fren faktörü ve fren hassasiyeti

Fren Tipi	ΔC^*	ε
Disk Fren	+%14 : -%14	2
Simpleks Fren	+%26 : -%21	8
Dupleks Fren	+%36 : -%28	12
Duo-servo Fren	+%51 : -%33	24

İkinci tanımda fren hassasiyeti S , fren torku T ve balata sürtünme katsayısı μ_L ile aşağıdaki şekilde ilişkilendirilmektedir [4].

$$\frac{dT}{T} = S \frac{d(\mu_l)}{\mu_l} \quad (2.4)$$

Eşitlik (2.3) fren faktörü eğrisinin eğimidir. Fren hassasiyeti S ise μ_L deki %1 değişiklik olması durumunda fren torkundaki değişim yüzdesidir. (2.4) eşitliğine göre;

$S > 1$ Kapan pabuç (leading shoe) / sürüklenen pabuç (trailing shoe), iki kapan pabuç (two leading shoe) veya duo-servo frenler,

$S < 1$ İki sürüklenen pabuç (two-trailing shoe),

$S = 1$ kendiliğinden enerjilenmeyen (non-self energizing) disk frenler,

Yukarıdaki eşitliklerden de görüldüğü gibi duo-servo frenler sürtünme katsayısına karşı en duyarlı fren tipidir. Bu durum frenleme durumunda istenilmeyen araç kararsızlığı hareketlerine yol açabilmektedir.

Duo servo frenler en yüksek fren faktörü ve fren torku veren fren sistemidir. Ancak yüksek hassasiyet bir dezavantajdır. Duo servo frenler ile donatılmış bir araçta önden arkaya yandan yana fren kuvvet dağılımı kolaylıkla değişebilir. Ayrıca sürüklenen pabuç kapan pabuçtan daha hızlı aşınır. Bu problem genellikle kapan ve sürüklenen pabuçlarda farklı sürtünme katsayılı malzemeler kullanılarak çözülmektedir [4].

Dubleks frenler normal büyüklükte fren faktörü ve fren hassasiyeti gösterir. Bunların dezavantajı dönme yönünün terse olması durumunda ortaya çıkar. Terse dönmesi durumunda iki kapan pabuç (Leading Shoe) iki sürüklenen pabuç (Trailing Shoe) konfigürasyonuna dönüşür. Bu durumda fren faktörünü %70 oranlarında düşürmektedir [4].

Simpleks frenler en düşük fren faktörü ve fren hassasiyeti değerine sahiptirler. Çünkü fren torkunun yaklaşık %70'i kapan pabuç tarafından üretilmektedir. Bunun sonucu olarak kapan pabuçtaki aşınma sürüklenen pabuçtan daha fazladır [4].

Disk frenlerin en büyük dezavantajı küçük fren faktörleridir. Ortalama olarak bir disk frenin fren faktörü iki kapan pabuçlu kampanalı frenin sadece %25'i kadardır. Fakat disk frenlerdeki bu eksiklik yardımcı güçlendiriciler (Power Asist) kullanılarak çözülebilmektedir.

Kampanalı frenlerin ayırt edici karakteristiklerinden biri disk frenlere göre yüksek fren faktörleridir. Yüksek fren faktörü, fren içindeki kendinden enerjilenmenin sonucudur.

2.3. Sıcaklık Nedeniyle Performans Kaybı

Frenleme esnasında fren faktörünü değiştirebilecek bir diğer durum ise ısınma nedeniyle performans kaybı (fading)'dir. Aracın yavaşlaması esnasında balata yüzeyi ile kampana veya disk arasında frenlemeden dolayı sürtünme oluşmaktadır. Bu esnada aracın kinetik enerjisi ısıya dönüşmektedir. Araç fren sistemindeki en büyük problemlerden biri sürtünme nedeniyle balataların sıcaklığının belli bir değerin üstüne çıkması (250 °C den 315°C'ye ve bunun üstündeki sıcaklıklar), durumunda balatalar tutmadan kaydırmaya başlamaktadır [7]. Bu durum ısı etkisiyle fren performansının düşmesine (fading etkisi) neden olmaktadır. Isının sisteme zarar vermesinin yanında tekerleği de etkileyip kazaya sebep olma ihtimali bulunmaktadır.

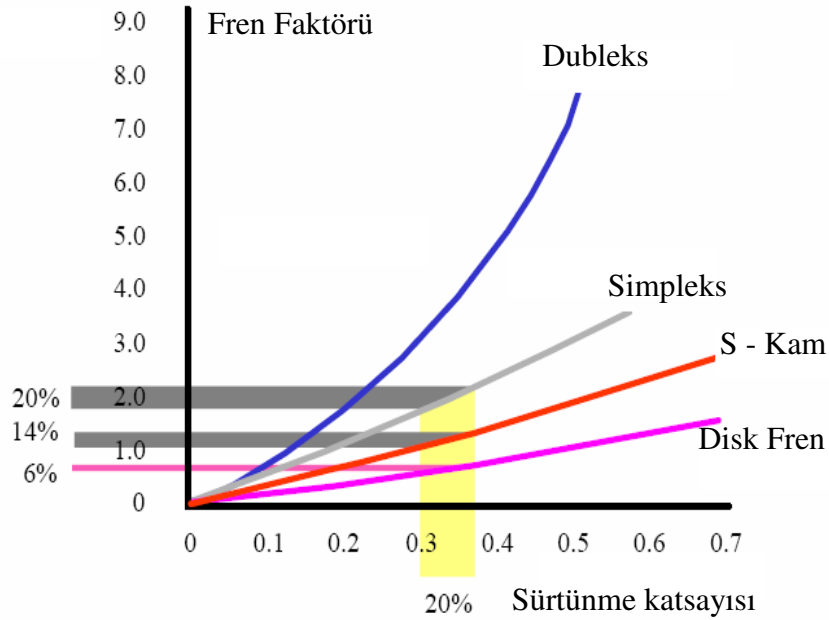
2.4. Sürtünme Katsayısı ve Balatalar

Geçmişte etkin fren sistemleri oluşturmak için yüksek katsayılı balata-pabuç kullanmak veya etkili fren yarıçapını büyütmek düşünülürdü. Fakat yüksek sürtünme katsayılı malzemeler titreşim ve gürültüye sebep olmaktadır. Etkili fren yarıçapını büyütmek ise tekerlek tarafından sınırlanmaktadır [8].

Sürtünme katsayısı, fren faktörü ve performansını etkileyen en önemli büyüklüklerden biridir. Önemli olduğu oranda da matematiksel olarak modellenmesi güçtür. Çünkü sürtünme katsayısının değeri temas halindeki malzemelere bağlı olarak değişmektedir. Malzemenin durumu ve kontak yüzeyleri arasındaki hız, sıcaklık, basınç sürtünme katsayısını etkileyen diğer faktörlerdir. Araç fren dizaynı yapılırken dikkat edilmesi gereken en önemli malzemeler, balata, kampana/disk ve tekerlektir [1].

Balata ve pabuç elemanlarının etkili katılıklarındaki asimetriklik de farklı aşınmalara sebep olur. Farklı aşınma miktarları dengesiz frenlemenin ana kaynaklarından.

Farklı fren tipleri için fren faktörünün sürtünme katsayısı ile değişimi Şekil 2.2'deki gibidir.



Şekil 2.2. Farklı fren tipleri için fren faktörü-sürtünme katsayısı ilişkisi [9]

Balatalar ısındıkça sürtünme katsayıları düşer. Balatalar ile kampanalar arasındaki basınç dağılımı yüzey pürüzlülükleri nedeniyle kontak yüzeyi boyunca sıcaklıklar farklı olur. Yüksek sıcaklıktaki bölgelerde sürtünme katsayısı soğuk bölgelere göre daha düşüktür [7].

Fren sistem dizaynlarındaki fren torku performansı soğuk frenlere göre hesaplanır. Balata sıcaklığı 92°C altında olan frenler soğuk fren olarak kabul edilir. Bir çok balata için sürtünme katsayısı fren sıcaklığı 150 °C'den 200 °C 'ye kadar olan aralıkta düşer. İyi balatalar soğuduktan sonra tekrar soğuk sürtünme katsayılarını verir [7].

Balata sürtünme katsayılarını farklı sıcaklıklarda ölçmek ve sınıflandırmak için çeşitli prosedürler geliştirilmiştir. SAE J661 prosedürü soğuk ve sıcak balata sürtünme katsayıları seviyelerini belirlemek için kullanılır. Soğuk ve sıcak sürtünme katsayıları için iki karakter kullanılır. İlk karakter ortalama normal (soğuk) sürtünme seviyesini ikincisi ise sıcak sürtünme seviyesini gösterir. Karakter büyüdükçe sürtünme katsayısıda büyür. Sınıflandırma aşağıdaki gibi yapılır [7].

<i>C</i>	< 0.15
<i>D</i>	0.15 ... 0.25
<i>E</i>	0.25 ... 0.35
<i>F</i>	0.35 ... 0.45
<i>G</i>	0.45 ... 0.55
<i>H</i>	> 0.55
<i>Z</i>	Sınıflandırılmamış

Mesela FE kodu, normal (soğuk) sürtünme katsayısının 0.35 - 0.45 ve sıcak sürtünme katsayısının 0.25 – 0.35 aralığında, *GG* kodu sıcak ve soğuk sürtünme katsayılarının 0.45 – 0.55 aralığında olduğunu gösterir [7]

SAE J661 standardında balata sınıflandırılması geniş bir sürtünme katsayısı aralığını içermektedir. Bu nedenle dizayn analizlerinde kullanıldığında hatalara yol açabilir. Tekerlek kitlenme hesapları için doğru fren faktörü ve dolayısıyla doğru balata sürtünme katsayısı hesabı gerekir. Bu aralıkta kullanılacak herhangi bir değer kabul edilemeyebilir [7].

Fren dizaynı yapan mühendisler disk frenlere nazaran kampanalı frenlerin daha etkili olduklarını ve daha yüksek fren faktörü ürettiklerini kabullenmektedirler. Ancak kampanalı frenler sürtünme katsayısına daha duyarlıdır.

İdeal kampanalı fren, yüksek fren faktörüne sahip, sürtünme katsayısındaki değişkenliğe karşı kararlı olmalıdır. Kararlılık tekerlek ile yol arasındaki ilişkiden dolayı tekerleğin bloke olmaması ve aracın kısa mesafede emniyetli durabilmesidir. Bu kararlılığa ulaşabilmek için sürtünme malzemesi önemli bir yer tutmaktadır. Sıcaklık, basınç, hız ve çalışma şartlarına göre değişmeyen sürtünme katsayısı verebilen balataların üretilmesi fren faktörünün kararlı olmasını sağlamaktadır [10].

2.5. Frenlerin Bloke Olması

Frenler, güvenli sürüş için taşıtlarda bulunan en önemli donanımlarıdır. Frenlerde çok yüksek güvenilirlik ve dayanıklılık beklenmektedir. Taşıtlarda kullanılan frenleme sistemleri en önemli aktif güvenlik elemanlarıdır. Kazaların azaltılması konusunda da birinci sırada olan güvenlik sistemleridir.

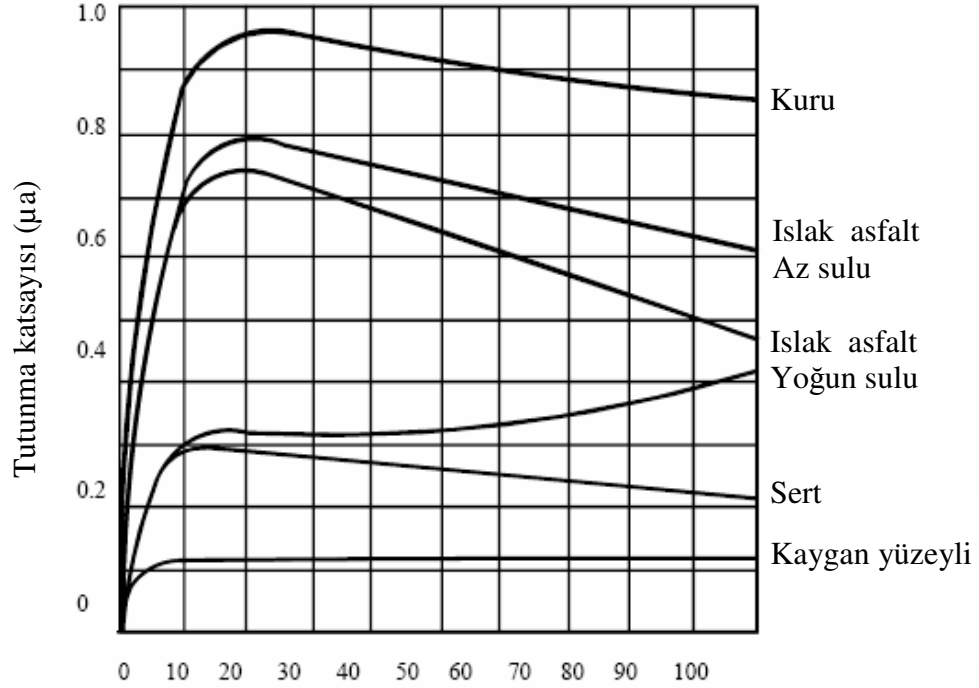
Aracın hızını azaltmak amacıyla frene basıldığında, eylemsizlik prensibi doğrultusunda araç ileri gitmek istemekte ve lastiklerle yol arasında ileri yönde bir kuvvet oluşmaktadır. Fren şiddeti ile doğru orantılı olarak büyüyen bu kuvvet, çok sert frenlemelerde (panik fren) yol-lastik sürtünme katsayısını aşabilmektedir. Bu durumda lastik artık dönmekte (bloke olma hali) ve yol üzerinde kaymaya başlamaktadır.

Tekerlek kitlenmesinin araç kararlılık (stability) ve manevra karakteristiklerine etkisi büyüktür. Tekerlek bloke olduğunda yanal kuvvetler dengelenememekte ve aracı düz konumda tutmak güçleşmektedir. Bu nedenle fren sistemi dizaynı yapılırken bloke olma olasılıkları bu göz önünde tutulmalıdır [11].

2.6. Frenleme Kuvveti

Frenleme ile araç tekerleklerinin hareketine zıt bir kuvvet oluşturulur. Aracı durdurmak veya yavaşlatmak için uygulanan direnç kuvveti frenleme kuvveti olarak tanımlanmaktadır.

Hareket halinde veya frenleme durumunda tekerleklerin çevresel hızları ile aracın hızı arasında bir fark oluşabilmektedir. Genel olarak yol ve tekerlek çevresel hızı arasındaki oranına kayma denilmektedir. Fren yapan tekerleğin çevresel hızı aracın hızından düşük, tahrik için kullanılan tekerleğin ise büyüktür. Frenlemedeki kayma negatif, patinajdaki kayma pozitif olarak adlandırılmaktadır [3].



Şekil 2.3. %'de Kaymaya bağlı tutunma katsayısı değişimi [3].

Değişik yol şartlarında tutunma katsayısı-kayma arasındaki ilişki Şekil 2.3'deki gibidir. Grafikten de görülebileceği gibi kuru zeminde frenleme kuvveti yüksektir. Yol ile lastik arasındaki tutunmanın azalması ile frenleme kuvveti azalmaktadır [3]

Tekerlek ile yol arasındaki kayma, tekerleğin dönme hızının aracın dönme hızından küçük olması durumunda oluşur. Kayma % olarak tanımlanmaktadır. Dönen tekerlek için % 0 kayma, bloke durumu için % 100 kayma söz konusudur. Değişik yol şartlarında tekerlek kayma yüzdesine bağlı olarak tekerlek ile yol arasında oluşan ilişki Şekil 2.3'deki gibidir. Düşey ekseninde gösterilen tutunma katsayısı frenleme kuvveti ile tekerlek düşey yükünün oranı olarak tanımlanmaktadır. Frenleme kuvvetlerine benzer şekilde yanıl kuvvetlerde tekerlek kayma miktarına bağlıdır. Yanıl tutunma katsayısı (lateral coefficient) yanıl kuvvetlerin tekerlek kuvvetine olarak tanımlanmaktadır [1].

3. DENEYSEL ÇALIŞMA

Motor, aracın hareket gücü olduğu gibi fren sistemi de aracı durdurma veya kontrol gücüdür. Fren sistemi trafikte aracın emniyetini sağlar. Fren, ağır ticari bir aracı yüksek hızlarda iken yavaşlatabilmeli ve emniyetli bir şekilde durdurabilmelidir. Frenleme süreci birkaç saniye de gerçekleşmektedir. Motorun daha uzun sürede ürettiği tüm gücü fren sistemi birkaç saniyede ısıya dönüştürebilmektedir [1].

Ticari araçların fren sistemi aracın kinetik enerjisini ısı enerjisine dönüştürmektedir. Isı, depolanarak veya atmosfere verilerek araç kontrolü sağlanmaktadır. Egsoz freni, motor freni ve retarder gibi yardımcı fren sistemleri olmasına rağmen aracın durmasını ve kontrolünü sağlayan tekerleklerdeki ana fren sistemleridir [1].

Ticari araçlarda kullanılan fren sistemleri oldukça basittir. Araçta fren uygulandığında tekerleklerde aracı yavaşlatan kuvvetler oluşur. Bu kuvvetler her fren uygulanmasında oluşur. Fren pedalına basıldığında hava tanklarındaki basınçlı hava valfler ve borular yardımıyla tekerleklerdeki fren körüklerine iletilir [1].

S-kam frenlerde körük, ayar koluna hava basıncıyla orantılı bir kuvvet uygular. Bu kuvvet kam milini çevirir ve S-kam'ın pabuçları itip kampanaya sürmesini sağlar. Sürtünmeden dolayı oluşan fren kuvvetleri ters yönde tork oluşturur [1].

Frenleme testleri esnasında oluşan fren torkları ve fren körüğü basınçlarının ölçümü her bir durumda araç performansının analizi için gerekmektedir. Araç performans analizleri için bilgisayar simülasyonları kullanılmaktadır. Ancak fren karakteristiklerindeki değişkenlik, bilgisayar tahminlerinin doğruluğunu sınırlamaktadır. Buda, verimlilik hesaplarını ve fren kontrol sistemlerini hataya maruz bırakmaktadır. Bilgisayar simülasyonları aracın durma performansı etkileyen fren karakteristiğindeki değişkenlerin etkisini incelemek için yararlı olmaktadır [6].

İki basit yaklaşım tipi frenlerin simülasyonunu yapmak için kullanılmaktadır. Birinci yaklaşımda frenin modeli, tahrik mekanizması, fren pabuç ve geometrisi, balata-kampana arasındaki sürtünme katsayısı değerlerini kullanarak matematiksel formüle etmektir. Diğer yaklaşımda ise fren torku, tablolar veya test verilerine uyan ampirik fonksiyonlar kullanılarak hesaplanmaktadır. Fiziksel model ve ampirik gösterimlerin her ikisi de faydalı yaklaşımlardır [6].

Ağır ticari araçların frenleme kararlılığını (stability) araştırmak için kapsamlı dijital bilgisayar simülasyonları geliştirilmektedir. Bu programlarda tork-basınç karakteristikleri gibi basit ilişkiler ile, kampana-pabuç ve mekanizma ilişkisi gibi karmaşık detaylarda göz önünde bulundurulmaktadır. Fren performansını doğru tahmin edebilmek için anlık tork değeri, anlık tahrik kuvveti, dönme hızı ve fren tarafından emilen sıcaklığı göz önünde tutup hesaplamak gerekmektedir. Fren balatalarındaki değişen sürtünme karakteristikleri nedeniyle mevcut fren modelleri geniş uygulama şartlarına sahip değildirler. Frenlerde ısı nedeniyle oluşan performans kaybı (fading) fren sıcaklığının bir fonksiyonu olarak hesaplanmasına rağmen ısı nedeniyle oluşacak kaybı verebilecek sistematik bir metot ve katsayı bulunmamaktadır [12].

Bilgisayar simülasyonlarında aracın performansını hesaplamak için zaman alıcı ve maliyetli olan araç ve parçalarını karakterize eden uygun parametrik verilerin toplanmasıdır. Son birkaç on yılda fren verisi toplamak ve bilgisayar simülasyonları için uygun forma getirmek için çeşitli yaklaşımlar geliştirilmiştir. Veri toplamak ve bilgisayar için uygun forma dönüştürmek güçtür, çünkü,

- Fren çalıştıkça karakteristiği değişmektedir.
- Aynı fren tipleri arasında dahi kayda değer farklılıklar vardır.
- Fren ayarları fren performansını değiştirmektedir.
- Kampana-balata arayüz sıcaklıklarını ölçmek zordur.

Fren tork performansı laboratuvarlar da dinamometreler ile ölçülebilmektedir. Bu sistemlerde dönmekte olan kampana sabit bir fren kuvveti uygulanarak durdurulmaktadır [11].

Standart test işlemleri yapılırken araçlar tekrar tekrar test edilmekte ve balatalar alıştırılmaktadır. Balatalar alıştırılmış dahi olsa ileriki uygulamalarda ve testlerde karakteristikleri değişebilmektedir [6].

Fren faktörü fren çıktısını girdisine oranı şeklinde tanımlanır. Fren faktörü fren geometrisinden hesaplanabilmesine rağmen genellikle dinamometrelerden alınan gerçek test verilerinden bulunur. S-kam frenler için fren faktörü,

$$C^* = (\text{Çıkış torku} / \text{Giriş torku}) = \text{Dinamometrede gözlenen tork} / (\text{körük alanı} \cdot \text{basınç} \cdot \text{ayar kolu})$$

şeklinde tanımlanır [1].

S-kam'ın çıkış torku fren ana geometrisine ilave olarak kampana malzemesi, hava körüğü etkili alanı ve ayar kolu uzunluğuna bağlı olarak değiştirilebilir [1].

S-kam frenlerin çok tercih edilmelerinin sebepleri:

- Durma mesafelerinin iyi olması ve regülasyonları sağlaması
- Her boyuttaki araca uygulanabilmeleri
- Bakım kolaylığı, kampana çıkarılmadan balataların değiştirilebilmeleri,
- Dayanıklı ve uzun ömürlü olmaları,
- Maliyetlerinin az olmasıdır.

3.1. Yönetmelik Fren Testleri ve Limit Değerleri

Frenler enerji değişim araçlarıdır, kinetik enerjiyi (momentum), ısı enerjisine çevirerek aracın durmasını veya yavaşlamasını sağlarlar. Fren sistemleri motorlu araçlar için büyük önem taşımaktadır. Bu nedenle insan ve yol güvenliği için sıkı yönetmelik ve regülasyonlar hazırlanmıştır. Bu yönetmelikler de tanımlar, ana konseptler, fren sistemi parçaları ve fren sisteminden istenilen minimum gereksinimler yer almaktadır [14].

Ülkemizde de, araçların trafiğe çıkabilmeleri için gerekli koşulları tarif eden ulusal nitelikli bir yönetmelik mevcuttur. Ülkemizdeki taşıt üreticilerini ve otomotiv yan sanayicilerini ilgilendirecek olan ulusal ve uluslararası yönetmeliklerde frenlerle ilgili bölümler aşağı yukarı aynı ortak ana başlıklara sahiptir

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 çeşitli deneylerle yapılmaktadır. Fren deneyleri genel olarak aşağıdaki şekilde gruplandırılmaktadır.

Tip 0 Deneyi (Soğuk frenle normal performans testi)

Tip I Deneyi (Performans kaybı testi)

Tip II Deneyi (Yokuş aşağı davranış testi)

Tip III Deneyi (O₄ sınıf araçlar için performans kaybı testi)

Testlerde aşağıdaki koşulların sağlanmış olması gerekmektedir.

- Deney sırasında sonuçları etkileyecek bir rüzgar bulunmamalıdır.
- Deney başlangıcında lastikler soğuk olmalı ve taşımakta olduğu statik yüke uygun basınçta şişirilmiş olmalıdır.
- Araç deneyi, araç tipine 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.

Testlerde başlangıç hızına bağlı durma mesafeleri, uygulanan kas kuvvetlerine bağlı yavaşlama ivmeleri ve sistemin devreye girme zamanları ölçülerek performans değerlendirmesi yapılır. Artarda yapılan frenlemelerle ısınmadan dolayı gerçekleşen performans kaybı tespit edilmektedir. Yönetmeliklerde belirtilen fren performans tespit testleri özellikleri aşağıdaki gibidir.

3.1.1 *Tip 0* Soğuk Frenle Normal Performans Testi

- Diskin veya kampananın dış yüzey sıcaklığı 100°C 'nin altında ise fren soğuk kabul edilir.
- Deney araç yükteyken yapılır. Dingillerdeki yük dağılımı imalatçının belirttiği gibidir.
- Deney, yüksüz olarak tekrar edilir.
- Yüklü ve yüksüz durumda frenleme etkinliği aracın cinsine göre verilen sınırları sağlamalıdır.
- Frenleme esnasında debriyaj basılıdır (kavrama açıktır).

3.1.2. *Tip I* Performans Kaybı Testi

- Bu deney artarda yapılan frenlemelerden oluşmaktadır.
- Deneyler araçlar azami toplam ağırlıkta iken yapılır.
- Frenlemeyi takip eden hızlanmalarda, v_1 ilk hızına en kısa zamanda ulaşılacak vites oranı seçilir.

Koşulları tanımlanan *Tip I* deneyinin hemen arkasından *Tip 0* deneyi yapılarak fren etkinliği ölçülmelidir.

3.1.3. *Tip II* Yokuş Aşağı Davranış Testi

Yutulan 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.

3.1.4. *Tip III O4* Araçlar için Performans Kaybı Testi

Bu testte artarda frenler uygulanarak fren balatalarının iyice ısınması sağlanır. Frenler iyice ısındıktan sonra tekrar *Tip 0* testi yapılarak performans kaybı görülür.

Bu testte,

- Artarda uygulanacak fren sayısı 20
- İki frenleme arasındaki süre 60 s
- Frenlemenin başlangıcındaki hız 60 km/s 'dir.

3.2. Ticari Araç Fren Sistemi Performans Testleri

Günümüzde insan ve yol güvenliğini sağlamak için otomotiv sektörü sıkı yönetmelik ve regülasyonlar ile kontrol altında tutulmaktadır. Ticari araçlara da bu regülasyonlar uygulanmaktadır. Fren testlerinin çoğu aynı tip araçlara standart uygulanmaktadır. En çok kullanılan fren sistemi performans testleri yukarıda belirtilen *Tip 0*, *Tip I*, *Tip II* ve *Tip III* testleridir. Bu ve diğer testlerin nasıl yapılacağı yönetmeliklerde detaylı olarak verilmektedir. Fren sistemi için regülasyonlardan yararlanarak hazırlanmış detaylı tablolar görülmektedir. Bu tablolarda araçların sınıflandırılması, hangi araçlar için hangi testlerin gerektiği, bu testlerde aracın olması gereken hız, durma mesafesi ve gerekli minimum yavaşlama ivmeleri yer almaktadır [13].

Araçların frenleme performans yeteneklerini hesaplayabilmek ve yönetmeliklere uygunluğunu tespit etmek için fren testleri yapılmaktadır. Bu bölümde S-kam fren sistemleriyle donatılmış altı farklı araç için performans test sonuçları incelenmektedir. Testler yönetmeliklerde belirtildiği gibi yapıldığından sadece bir test için (*Test 0*) detaylı test bilgileri verilmektedir. Diğer testlerin sadece test sonuçları ve fren geometrik büyüklükleri kullanılmaktadır. Testler aracın tüm dingilleri veya tüm fren sistemi için değil sadece uygunluğu istenilen dingil için yapılmaktadır. Bu dingil haricinde frenleme sistemiyle donatılmış dingiller varsa bu dingillerin fren sistemleri devre dışı bırakılacak şekilde ayarlanmaktadır.

Fren yönetmeliklerinde belirtilen şartlara uygun olarak Şekil 3.1’de gösterilen ticari aracın önden üçüncü dingili (pilot dingil) test edilmektedir. Dingil *Tip 0*, *Tip I* ve *Tip III* testlerine tabi tutulmaktadır. Araç ile ilgili teknik bilgiler ve test sonuçları aşağıda detaylı belirtilmektedir.



Şekil 3.1. Test edilen araç ve dingil (daire içlerine alınan dingil)



Şekil 3.2. Frenleme sonucu ısınan balataların soğutulması

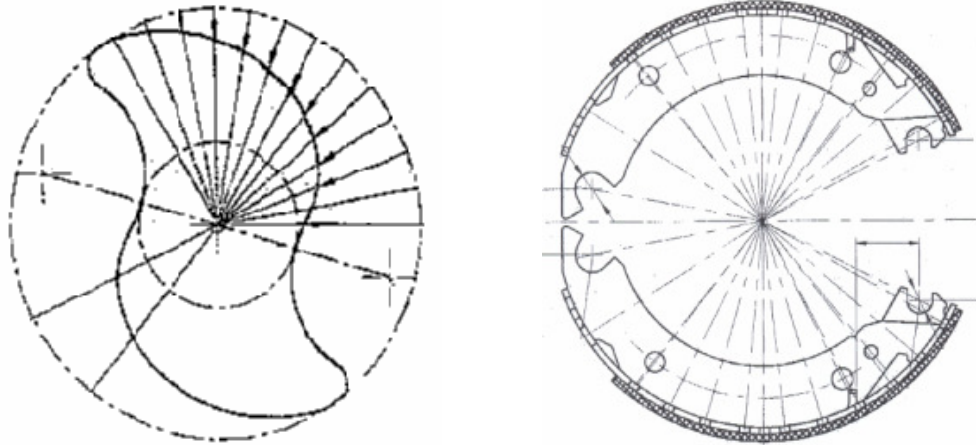
3.2.1. Fren Parçaları, Parça Geometrileri ve Özellikleri

Aracın pilot dingili (önden üçüncü dingil) belgelendirme testine tabi tutulmaktadır. Diğer dingillilerin fren sistemleri devre dışı bırakılmaktadır. Test aracında frene basıldığında aracın durmasını, yavaşlamasını sağlayan tek dingil pilot dingildir. Testte kullanılan ticari aracın ağırlık özellikleri aşağıdaki gibidir.

Araç toplam ağırlığı: $P = 23400 \text{ kg}$.

Dingilin test edildiği ağırlık: $P_e = 12\ 000 \text{ kg}$

Fren sisteminin en önemli parçalarından olan S-kam profili ile balata-pabuç geometrisi Şekil 3.3'te görülmektedir. Şekil 3.4'te ise fren sistemi parçalarının araç üzerindeki yerleşimleri ile test esnasında ve sonrasında yapılan kontroller görülmektedir.



S-Kam mili profili

Balata-pabuç dizaynı

Şekil 3.3. Testte kullanılan S-kam profili, balata ve pabuçlar

S-kam miline ait bazı teknik verileri aşağıdaki gibidir.

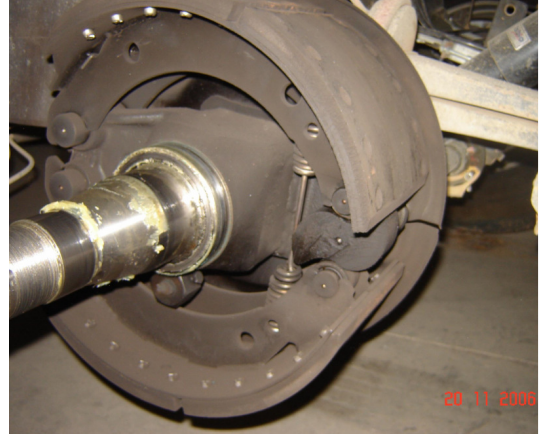
Müsade edilen azami S-kam giriş torku:

$$C_{\max} : 2800 \text{ Nm}$$

Kam mili giriş momenti eşik değeri C_{oe} , ölçülebilir bir fren momenti üretmek için gereken asgari kam mili momentidir. C_{oe} , 32 Nm değerindedir.



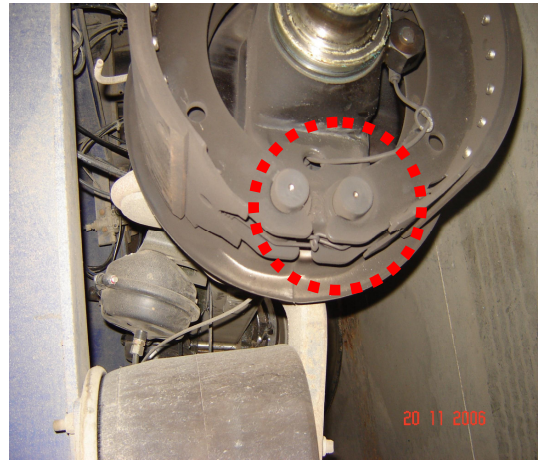
Ayar kolu (test esnasında)



S-kam, balata, pabuç kontrolleri



Balata kalınlıklarının kontrolü



Sabitleme (pivot) noktalarının kontrolü

Şekil 3.4. Fren sistemi parçalarının kontrolü

Test esnasında ve testten sonra fren sistemi parçaları kontrol edilmektedir (Şekil 3.4).

- Testlerde ayar kolu uzunluğu düzenli olarak ölçülmektedir.
- Testten sonra S-kam geometrisi ve bağlı olduğu parçalar ile sürtünme ilişkisi kontrol edilmektedir.
- Testten önce ve sonra balata kalınlıkları kontrol edilerek aşınma miktarı tespit edilmektedir.
- Sabitleme noktası ve çevresi aşınma ve mukavemet açısından kontrol edilmektedir.

Test aracında kullanılan balata, kampana, fren körüğü ve ayar kolu özellikleri aşağıda Tablo 3.1’de belirtildiği gibidir.

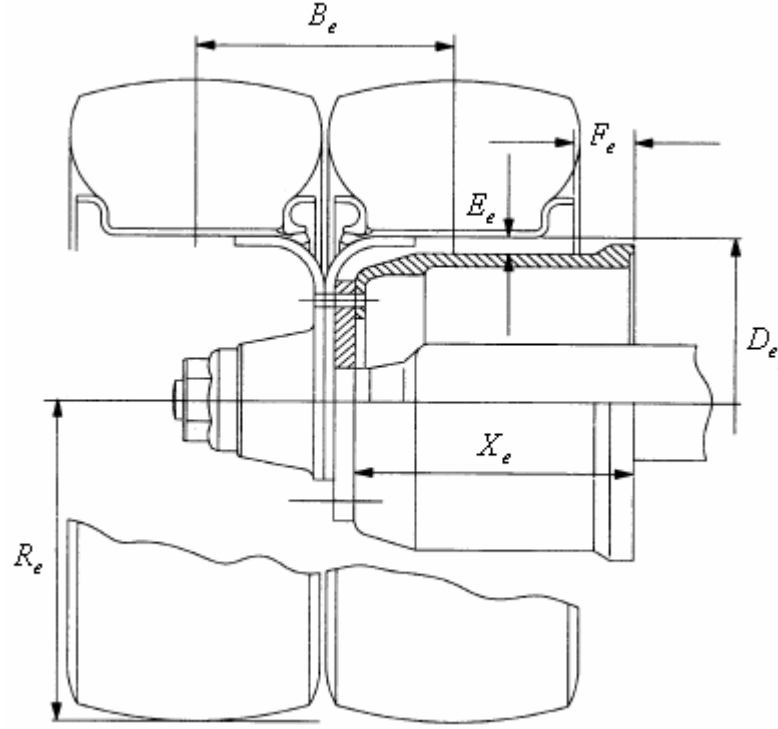
Tablo 3.1. Fren Komponentleri Özellikleri

Fren Komponentleri	Özellik
Fren Balatası	M76
Balata Genişliği	200 mm
Balata kalınlığı	11,9 – 17,73 mm
Balata yüzey alanı	435,02 cm ²
Fren Körüğü	Diyafram fren körüğü
Körük tipi	Tip 30
Maksimum çalışma basıncı	10 bar
Körük kuvveti	$T_{ha} = 1861 p - 372$
Kampana iç çapı	420 mm
Kampana net ağırlılığı	53,5 kg
Kampana Malzemesi	GG25
Ayar kolu	155 mm

Ön akslarda Tip 16, tip 24 gibi körükler de kullanılmasına rağmen en çok tercih edileni tip 20’dir. Arka akslarda da tip 24 ve tip 36 körükleri mevcut olmasına rağmen en çok kullanılanı tip 30’dur [1].

Ayar kolu Şekil 3.4’te görüldüğü gibi itme kolunun sonunda fren körüğüne bitişik haldedir. Ayar kolunun düzenli olarak ayarlanması çok önemlidir. Çünkü ayar kolu fren pabuçları ile kampana arasındaki boşluğu ayarlamak için kullanılmaktadır. Aracın emniyetli durması için ayar kolunun düzenli ayarlanması gerekmektedir.

Test aracının jant ve lastikler ile ilgili montaj şeması ve büyüklükleri Şekil 3.5 ve Tablo 3.2’de görülmektedir.

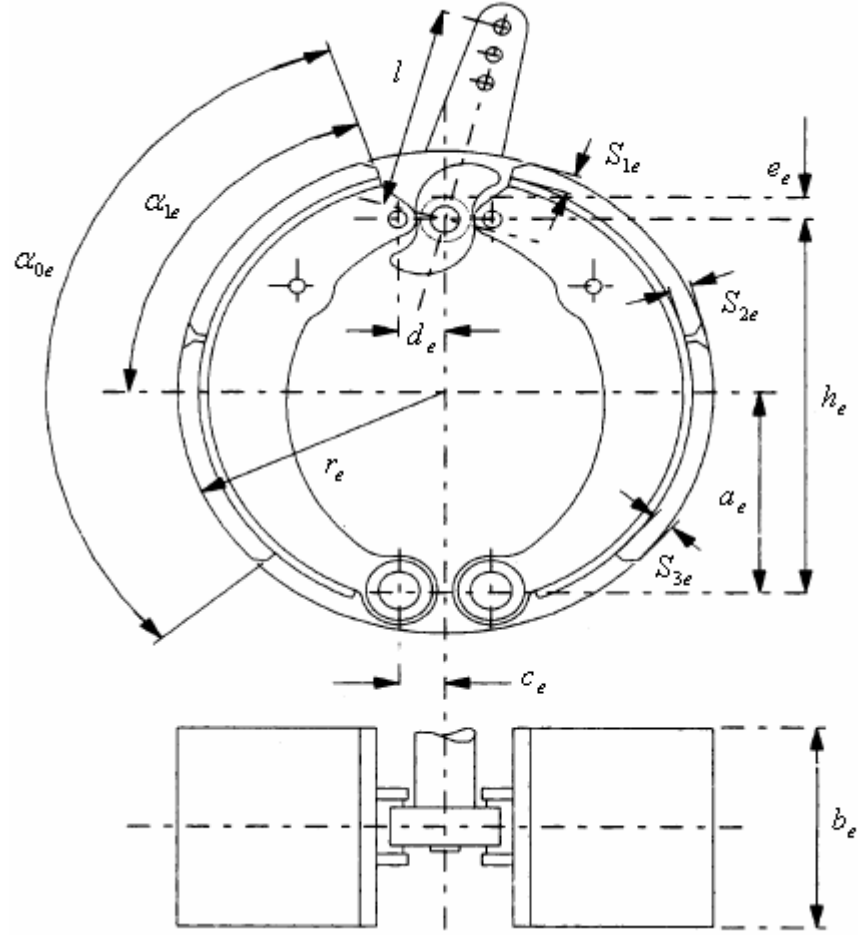


Şekil 3.5. Dingil Komplesi Kesiti [13]

Tablo 3.2. Test aracının jant ve lastikler ile ilgili büyüklükleri

Kampana Genişliği (X_e)	Kütle (kg)	Aks yükü (P_e) kg	Lastik (cm)	Jant (cm)	R_e (mm)	D_e (mm)	E_e (mm)	F_e (mm)
257	53,5	12000	385/65 R 22,5	22,5x 11,75	519	530	40	103

Test aracının fren geometrisi ve fren parçaları ile ilgili büyüklükleri ve montaj şeması Şekil 3.6 ve Tablo 3.3’de görülmektedir.



Şekil 3.6. Fren Geometrisi [13]

Tablo 3.3. Fren Geometrisi Büyüklükleri

a_e	b_e	c_e	d_e	e_e	h_e	r_e	l	α_{0e}	α_{1e}	S_{1e}	S_{2e}	S_{3e}
163	200	33	42,5	21	118	210	155	113	67	11,9	17,7	11,9

α_{1e} , α_{0e} büyüklükleri derece ($^{\circ}$), tabloda geri kalan tüm büyüklükler mm 'dir.

3.2.2. Testte Kullanılan Cihazlar

Test esnasında ivme, hız, körük basıncı ve balata sıcaklığı gibi veriler toplanmıştır. Bu veriler toplanırken manometre, sıcaklık verisi toplama cihazı ve ivme-hız verisi toplama cihazı kullanılmıştır.



Şekil 3.7. Testlerde kullanılan veri toplama sistemi (Racelogic-Vbox)

Testte Şekil 3.7’de görülen Racelogic firmasının yeni nesil GPS veri toplama sistemlerinden VBOX III kullanılmıştır. 100 Hz örnekleme hızı, üç yüksek çözünürlüklü voltaj giriş kanalı ve sekiz kullanıcı konfigürasyonlu CAN kanalına sahip olan VBOX III 40 cm pozisyon doğruluğuna ulaşabilmektedir. VBOX III veri toplama sistemi, hız, ivme, fren mesafesi, kayma açısı, yana yatma açısı ve tur zamanı gibi büyüklükleri ölçebilmektedir.

Balata sıcaklıklarını ölçmek için balatalar kenarlarından delinmiş ve K tipi cam elyaf korumalı termokupllar yerleştirilmiştir. Termokuplların diğer uçları Şekil 3.8’de görülen Omega firmasının on kanallı OMB-DAQ56 sıcaklık verisi toplama sistemine bağlanmıştır. Sıcaklıklar istenilen zaman aralığında ölçülebilecek şekilde ayarlanabilmektedir. Test anında anlık sıcaklıklar not edilmektedir.



Elle frenleme mekanizması



Sıcaklık verisi toplama sistemi

Şekil 3.8. Testlerde kullanılan mekanizma ve veri toplama sistemleri

Araç içindeyken hava tüpleri ve fren körüklerindeki basıncı ölçmek ve kontrol etmek ve hava basıncına göre fren yapabilmek için Şekil 3.8’de görülen elle frenleme mekanizması kurulmuştur. Ayrıca balata sıcaklıklarını ölçmek için sıcaklık verisi toplama sistemi kullanılmıştır.

Elle frenleme mekanizması istenilen basınçta fren yapabilmek için tasarlanmış özel bir sistemdir. Bu sistem ile fren körüğünde olması gereken hava basıncı, sistem üzerindeki basınç ayar kolu ile ayarlanmaktadır. Ayarlanan basınçta araç yönetmeliklerde belirtilen hıza ulaştığında el ile frenleme yapılmaktadır.

Sıcaklık verisi toplama sistemi ile fren balatalarının sıcaklıkları ölçülmektedir. Bu şekilde frenlerin sıcaklık seviyeleri kontrol edilmektedir. Soğuk performans testleri için fren balatalarının 100 °C’nin altında olması istenir.

3.2.3. Test Verileri

Dingil üzerinde *Tip 0*, *Tip I* ve *Tip III* testleri yapılmıştır. Frenleme esnasında fren körüğü basıncı, balata sıcaklığı, araç hızı ve ortalama azami yavaşlama ivmesi *mfdd* (Mean Fully Developed Deceleration) değerleri alınmıştır.

Ortalama yavaşlama ivme, *mfdd*, frene basıldığı andaki başlangıç hızının %80'i ile %10'u arasındaki bölgeye tekabül eden yavaşlama ivmesi değeridir. Mesela frene basıldığı anda hız 60 km/sa ise *mfdd*, 48 km/sa ile 6 km/sa aralığı arasındaki yavaşlama ivmesidir. Bu ivme değeri VBox cihazı ile direk hesaplanabilmektedir. Matematiksel formülasyonu aşağıda gösterildiği gibidir [14].

$$mfdd = \frac{v_b^2 - v_e^2}{25.92(s_e - s_b)} m/s^2 \quad (3.1)$$

v_1 : Aracın ilk hızı (km/sa)

v_b : 0.8. v_1 'deki araç hızı (km/sa)

v_e : 0.1. v_1 'deki araç hızı (km/sa)

s_e : v_1 ile v_b arasında alınan uzaklık (m)

s_b : v_1 ile v_e arasında alınan uzaklık (m)

Tip 0, *Tip I* ve *Tip III* testlerinden alınan basınç, sıcaklık, hız, ve ivme değerleri tablolar halinde gösterilmiştir.

Tablo 3.4, *Tip 0* testi (40 km/sa den 0 km/sa 'e frenleme durumu)

Tablo 3.5. *Tip I* testi (40 km/sa 'den 0 km/sa 'ye frenleme durumu)

Tablo 3.6. *Tip 0* testi (60 km/sa 'den 0 km/sa 'ye frenleme durumu)

Tablo 3.7 . Farklı basınçlarda elde edilen frenleme ivmeleri değerleri ve

Tablo 3.8. *Tip III* testi (60 km/sa 'den 0 km/sa 'ye frenleme durumu)

test sonuçlarını göstermektedir.

Tip 0, Tip I ve Tip III testlerinden alınan basınç, sıcaklık, hız, ve ivme değerleri aşağıdaki gibidir.

Tablo 3.4. *Tip 0* testi (40 km/sa'den 0 km/sa'ye frenleme durumu)

Hız(km/sa)	Basınç(bar)	Sıcaklık (°C)	mfdd (m/s ²)
40	5,5	80 °C	2,59
40	5,6	90 °C	2,76
40	5,6	105 °C	2,59

Tablo 3.5. *Tip I* testi (40 km/sa'den 0 km/sa'ye frenleme durumu)]

Hız(km/sa)	Basınç(bar)	Sıcaklık (°C)	mfdd (m/s ²)
40	5,6	215	2,34

Tablo 3.6. *Tip 0* testi (60 km/sa'den 0 km/sa'ye frenleme durumu)

Hız(km/sa)	Basınç(bar)	Sıcaklık (°C)	mfdd (m/s ²)
60	5,0	100 °C	2,71
60	5,2	103 °C	2,65
60	5,0	100 °C	2,61

Tablo 3.7. Farklı basınçlarda elde edilen frenleme ivmeleri değerleri

Basınç	2 bar	2,6 bar	3,1 bar	4 bar	5 bar	6,4 bar
İvme	1,16	1,41	1,62	2,20	2,71	3,19
%	11,8	14,4	16,5	22,4	27,6	33,6

Tablo 3.8. *Tip III* testi (60 km/sa'den 0 km/sa'ye frenleme durumu)

Hız(km/sa)	Basınç(bar)	Sıcaklık (°C)	mfdd (m/s ²)
60	5	247	2,06

Tablo 3.9. Testlerde kullanılan araçların dingil, fren, kampana, balata ve fren körüğü özellikleri

Testler	Aks	Fren	Kampana	Balata	Fren Körüğü
<i>Test 0</i>	TTP: MHC - 1210-PL 12000 kg	MCH 4220	Dökme Demir GG25	A Firması M76	Körük: 30" 155 mm $T_{ka}=1861 p-372$, $C_{oe}=32$
<i>Test 1</i>	TTP: PLT 10000 kg	SRL 4220	Dökme Demir GG24	A Firması M76	Körük: 30" 155 mm $T_{ka}=1936 p-403$, $C_{oe}=20$
<i>Test 2</i>	TTP: SJ3119 9000 kg	SRL 3119	Dökme Demir GG25	B Firması KF17	Körük: 30" 155 mm $T_{ka}=1936 p-403$, $C_{oe}=23$
<i>Test 3</i>	TTP: SJ3620 9000 kg	SRL 3620	Dökme Demir GG25	B Firması KF17	Körük: 30" 155 mm $T_{ka}=1936 p-403$, $C_{oe}=23$
<i>Test 4</i>	TTP: PLT, 10000 kg	SRL 4220	Dökme Demir GG25	A Firması M76	Körük: 30" 155 mm $T_{ka}=1861 p-372$, $C_{oe}=28,9$
<i>Test 5</i>	TTP: RAM 33 20 9 S 9000 kg	SRL 3320	Dökme Demir GG25	B Firması KF15	Körük: 30" 155 mm $T_{ka}=1936 p-403$, $C_{oe}=23$

Tablo 3.10. Dingil kompleksi geometrisi büyüklükleri

Kampana Genişliği (X_e) (mm)	Kütle (kg)	Aks yükü (P_e) N	Lastik	Jant	R_e (mm)	D_e (mm)	E_e (mm)	F (mm)	
<i>Test 0</i>	257	53,5	117720	385/65 R 22,5	22,5x11,75	520	530	40	103
<i>Test 1</i>	260	48	98100	385/65 R 22,5	22,5x11,75	519	591	25	82
<i>Test 2</i>	260	33	88290	265/70 R 19,5	19,5x7,5	430	495	63	18
<i>Test 3</i>	275	46	88290	265/70 R 19,5	19,5x7,5	430	495	12	12
<i>Test 4</i>	280	63	98100	385/65 R 22,5	22,5x11,75	540	500	30	100
<i>Test 5</i>	267	41	88290	265/70 R 19,5	19,5x7,5	450	416	28	...

Tablo 3.11. Tüm testler için fren geometrisi büyüklükleri

	a_e	b_e	c_e	d_e	e_e	h_e	r_e	l_e	α_{0e}	α_{1e}	S_{2e}	S_{3e}	F_e
<i>Test 0</i>	163,1	200	33	42,5	21	318	210	155	113	67	11,9	17,73	11,9 1740
<i>Test 1</i>	173	200	32	45	14,5	323,5	210	155	121	70	10	17,5	10 1554
<i>Test 2</i>	122	190	28	40	14,5	236	156	155	123	61,5	15,5	18,5	12 1100
<i>Test 3</i>	145	200	28	40	14,5	275	180	155	125	66	12	17	10 1424
<i>Test 4</i>	164,5	220	27	41,5	15,5	319	205	155	112	62	12,5	16,5	12,5 1872
<i>Test 5</i>	127	200	28	39	15	250	165	155	120	60	15	17	10,5 1302

F_e : Fren başına frenleme alanı (cm^2)

α_{1e} , α_{0e} büyüklükleri derece ($^{\circ}$), tabloda geri kalan tüm büyüklükler mm 'dir.

3.2.4. Deneysel Fren Faktörünün Hesaplanması

Tablo 3.7’deki test verilerinden yararlanılarak deneysel fren faktörü bulunabilir. Deneysel fren faktörü bulunurken basınç ve ivme değerleri kullanılmaktadır. İvme değerlerinden yararlanarak fren başına gelen moment değerleri bulunmaktadır. Basınç ve moment değerlerinden körük basıncı ile frenleme momenti arasında bir ilişki kurulmaktadır. Basınç ile moment arasındaki ilişkiyi bulabilmek için en küçük kareler yöntemi (Least Square Method) kullanılabilir. Bu metod basınç ile moment arasında doğrusal bir denklem çıkarmayı kolaylaştırmaktadır. Alınan test verilerinden yararlanarak en küçük kareler yöntemi yardımıyla basınç-moment arasındaki lineer denklem katsayıları bulunur

En küçük kareler yöntemini kullanırken kavram kargaşalığına yol açmamak için basınç x , moment y ile gösterilecektir. Tablo 3.7’deki test verilerinden bir tekerleğe gelen moment aşağıdaki şekilde bulunabilir. Araç toplam kütlesi ile dingil başına düşen kütle arasındaki oran f olarak tanımlanırsa,

$$f = 23400 \text{ kg} / 12000 \text{ kg}$$

$$f = 1.95$$

bulunur. Bu katsayı aynı frenleme gücünü verecek dingil ivmesinin araç ivmesine oranıdır. Bu katsayı kullanılarak tekerlek başına gelen moment,

$$y = mfdd + f G_{BO} R_e \quad (3.2)$$

eşitliğinden bulunur.

$mfdd$: Ortalama yavaşlama ivmesi, m/s^2

G_{BO} : Dingilin bir tekerleği için izin verilen azami kütle, kg

R_e : Dinamik tekerlek yarıçapı, mm

Dingil 12 tonluk teste tabi tutulduğundan, bir tekerlek için izin verilen azami kütle G_{BO} , 6000 kg 'dır. Tablo 3.7'de 2.6 bar 'daki ivme değeri 1.41 olduğundan (3.2) denklemi yardımıyla T_B moment değeri,

$$y = 1.41 \, m/s^2 \cdot 6000 \, kg \cdot 0.519 \, m \cdot 1.95$$

$$y = 8.56 \, kNm$$

şeklinde bulunur.

Benzer şekilde Tablo 3.7'deki ivme değerleri (3.2) eşitliği kullanılarak moment değerlerine dönüştürülürse Tablo 3.12'deki değerler elde edilir. Bu dönüşüm yapılırken $1.4 \, m/s^2$ 'nin altındaki ivmeler etkilerinin az olmasından dolayı alınmamaktadır [14].

Tablo 3.12. Tekerlek başına gelen moment değerleri (Frenleme Torku)

$m_{fdd} \, (m/s^2)$	$y \, (kNm)$
1.41	8.56
1.62	9.84
2.2	13.36
2.71	16.45
3.19	19.37

En küçük kareler toplamı metodu kullanılarak basınç ile moment arasında $y = mx + n$ gibi bir doğrusal denklem kurulabilir. Bu metodu kullanabilmek için veriler Tablo 3.13'deki gibi düzenlenmiştir. Tablodaki değerlerden yararlanarak doğrusal regrasyon metodu ile aranan doğrusal deneklemin katsayıları ile düzeltme faktörü bulunur.

Tablo 3.13. Lineer Regresyon metodu katsayıları (basınç-moment ilişkisinden)

x (basınç) <i>bar</i>	y (moment) <i>kNm</i>	x^2	y^2	xy
2,6	8,56	6,76	73,31	22,26
3,1	9,84	9,61	96,77	30,50
4	13,36	16,00	178,46	53,44
5	16,46	25,00	270,80	82,28
6,4	19,37	40,96	375,22	123,97
21,1	67,58	98,33	994,56	312,44

Lineer Regrasyon metodundaki katsayılar,

$$S_{xx} = \sum x^2 - \frac{(\sum x)^2}{n} = 9.29$$

$$S_{yy} = \sum y^2 - \frac{(\sum y)^2}{n} = 81.02$$

$$S_{xy} = \sum xy - \frac{(\sum x)(\sum y)}{n} = 27.24$$

$$\text{Eğim } m = \frac{S_{xy}}{S_{xx}} = 2.93$$

$$\text{Ortalama } x_{ort} = \frac{\sum x}{n} = 4.22$$

$$\text{Ortalama } y_{ort} = \frac{\sum y}{n} = 13.52$$

Düzeltilme faktörü r ,

$$r = \frac{S_{xy}}{\sqrt{S_{xx} S_{yy}}} = 0.993$$

şeklinde bulunur.

$y = mx + n$ denkleminde n , doğrunun y eksenini kestiği noktadır.

$$n = y_{ort} - x_{ort}m = 1.14$$

Bulunan değerler yerine konup düzenlenirse doğrunun denklemi,

$$y = 2.93x + 1.14 \quad (3.3)$$

bulunur.

Yukarıda bulunan (3.3) doğrusal fonksiyonu fren sistemine uygulanan basınca bağlı frenleme tork değerlerini vermektedir. Bir başka deyişle fren sistemine gelen x büyüklüğündeki basınca karşılık tekerleklerde y büyüklüğünde bir frenleme torku oluşmaktadır. Test verileri göz önünde tutulduğunda 5 bar 'da 2.71 m/s^2 'lik araç yavaşlama ivmelenmesi oluşmaktadır. Buda yaklaşık %55'lik frenleme değerine denk gelmektedir. Frenleme oranı z ile gösterilirse, frenleme torku,

$$y = z \cdot G_{BO} \cdot g \cdot R_e \quad (3.4)$$

eşitliğinden

$$y = 0.55 \cdot 6000 \text{ kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 0.519 \text{ m} = 16.8 \text{ kNm}$$

şeklinde bulunur. Bu sadece bir tekerleğe gelen frenleme tork değeridir.

Bir tekerlekteki frenleme tork değeri bulunduktan sonra frenleme forku ile frenleme basıncı arasındaki ilişkiyi veren (3.3) doğrusal denklemi kullanılarak bu tork değerini oluşturmak için gerekli basınç değeri bulunur. Buna göre frenleme torkunun 16.8 kNm olması durumunda basınç (x),

$$16.80 = 2.93 \cdot x + 1.14 \text{ eşitliğinden}$$

$$x = 5.34 \text{ bar}$$

şeklinde elde edillir.

Bu basınç değeri pabuçlara iletilen fren körüğü basıncıdır. Fren körükleri basınca bağlı olarak kuvvet oluşturup ayar kolu ve S-kam mili vasıtasıyla fren pabuçlarına iletirler. Fren körüklerinin basınca bağlı ürettikleri kuvvet değerleri körük üreticileri tarafından verilmektedir. Tüm testlerde kullanılan fren körüğü özellikleri basınca bağlı olarak Tablo 3.9'da görülmektedir. *Test 0* için körüğün uyguladığı kuvvet,

$$T_{ha} = 1861p - 372 \quad (3.5)$$

eşitliğinden bulunur.

Körüğün uyguladığı kuvvetin tamamı fren pabuçlarına iletilememektedir. Bu kuvvetin bir kısmı S-kam milini çevirmek için kullanılmaktadır. S-kam milini çevirmek için gerekli en düşük S-kam giriş torku, üretici firma tarafından verilmekte olup *Test 0* için Tablo 3.9'dan,

$$C_{oe} = 32 \text{ Nm}$$

büyükliğindedir.

S-kam profili tarafından fren pabuçlarına uygulanan net kuvvet değeri yukarıdaki eşitliklerden yararlanarak,

$$F_s = (1861 p - 372) - (C_{oe} / I_e) \quad (3.6)$$

şeklinde elde edilir. Burada

I_e : Ayar kolu uzunluğunu göstermektedir. ($I_e = 155 \text{ mm}$)

Fren körüğü basıncı ve S-kam giriş torku değerleri (3.6) eşitliğinde yerine yerleştirilirse fren pabuç-balatalarına iletilen F_s kuvveti,

$$F_s = 9359.29 \text{ N}$$

bulunur.

S-kam frenler için manivela kolu oranı (Lever Ratio) ise,

$$\rho = I_e / 2l_c \quad (3.7)$$

şeklindedir.

l_c : Etkili kam yarıçapı, raporda $l_c = 13.4$ tanımlanmaktadır.

I_e : Etkili ayar kolu uzunluğu (Slack Adjuster Length)

Frenleme durumunda oluşan fren torku (2.2) denkleminde belirtilmektedir. Bu denklemde sıcaklıktan ve itme kolundan dolayı kaynaklanan farklılıklar ihmal edilmektedir. Fren körüğünden gelen kuvvet F_s ile gösterilirse en genel haliyle denklem,

$$T_B = F_s \eta C^* \rho r \quad (3.8)$$

şekline gelir. Bu denklemde ρ , S - kam kazancı olup

$$\rho = I_e / 2l_c = 155 / (2 * 13.4) = 5.78$$

şeklinde bulunur.

(3.8) denklemindeki T_B frenleme torku olup 16.8 kNm büyüklüğündedir. Yukarıdaki eşitliklerden bulunan, F_s , ρ , r ve T_B değerleri (3.8) denklemine yerleştirilirse,

$$\eta C^* = 1.48$$

bulunur.

Bu değer, regrasyon metodu kullanılarak %55 frenleme değeri olması durumunda bulunmaktadır. %55 frenlemenin olduğu durumdaki basınç değeri yaklaşık 5 bar iken, (3.18) eşitliğinde 5.34 olarak alınmaktadır. Bu nedenle (3.25)'deki ηC^* değeri tam olarak istenilen değer değildir. Diğer basınç ve ivme değerlerini de yakalayan daha doğru bir fren faktörü bulabilmek için ivme ve basınç değerlerinden gitmek daha doğru sonuçlar verir. Bunun için aşağıdaki gibi bir yol izlenebilir.

(3.8) denkleminde T_B , F_s yerine (3.6) ve (3.4) eşitlikleri konulursa denklem

$$zG_{BO}gR_e = [(1861p - 372) - \frac{Coe}{I_e}]\eta C^* r\rho \quad (3.9)$$

haline gelir. Bu denklemde basınç değeri p,

$$p = [\frac{zG_{BO}gR_e}{\eta C^* r\rho} + \frac{Coe}{I_e} + 372]/1861 \quad (3.10)$$

şeklinde bulunur.

(3.10) denkleminde ηC^* haricindeki tüm büyüklükler bilinmektedir. Bu denklemde öyle bir ηC^* değeri seçilmelidir ki testlerde ki basınç ve ivme değerlerine uygun sonuçlar elde edilsin. Farklı ηC^* değerleri ile denklem çözülürse uygun değer bulunabilir. Yapılan denemeler $\eta C^* = 1.58$ değerinin uygun olduğunu göstermektedir. Tablo 3.14'de $\eta C^* = 1.48$ ve 1.58 değerleri için (3.10) denkleminde bulunan basınç değerleri görülmektedir. Testte ölçülen basınç değerleri ise ilk sütunda görülmektedir. Tablo 3.14'ten görüldüğü üzere $\eta C^* = 1.58$ değeri için bulunan basınç değerleri, testte ölçülen ilk sütundaki basınç değerlerine daha yakın sonuçlar vermektedir.

Tablo 3.14. ηC^* nin farklı değerleri için basınç dağılımları ($l_c = 13.4 \text{ mm}$)

Basınç (bar)	$mfdd$ (m/s^2)	$mfdd * 1.9$ 5 (m/s^2)	Frenleme %’si (z)	$\eta C^* = 1.48$ (bar)	$\eta C^* = 1.58$ (bar)
2.6	1.41	2.75	28.03%	2,87	2,71
3.1	1.62	3.16	32.20%	3,25	3,07
4	2.2	4.29	43.73%	4,30	4,05
5	2.71	5.28	53.87%	5,23	4,92
6.4	3.19	6.22	63.41%	6,10	5,73

Test sonuçlarından bulunan ηC^* değerini, etkili S-kam yarıçapı çok etkilemektedir. Fren testleri sonuçlarına göre etkili S-kam yarıçapı $l_c = 13.4 \text{ mm}$ olup Tablo 3.14’de bu değere göre düzenlenmiştir. Ancak daha sonra etkili S-kam yarıçapının yanlış hesaplanmış olabileceği düşünülmüş ve etkili S-kam yarıçapının $l_c = 10.5 \text{ mm}$ civarında olması durumuna göre hesaplanmıştır. $l_c = 10.5$ alınması durumunda regrasyon metoduyla $\eta C^* = 1.16$ bulunur. (3.10) denkleminde ise tüm basınçları sağlayan $\eta C^* = 1.234$ bulunur. $l_c = 10.5 \text{ mm}$ için tüm test verileri benzer şekilde yeniden düzenlenirse Tablo 3.15 elde edilir.

Tablo 3.15. ηC^* nin farklı değerleri için basınç dağılımları ($l_c = 10.5 \text{ mm}$)

Basınç (bar)	$mfdd$ (m/s^2)	$mfdd * 1.95$ (m/s^2)	Frenleme %’si (z)	$\eta C^* = 1.16$ (bar)	$\eta C^* = 1.23$ (bar)
2.6	1.41	2.75	28.03%	2,87	2,71
3.1	1.62	3.16	32.20%	3,25	3,07
4	2.2	4.29	43.73%	4,30	4,06
5	2.71	5.28	53.87%	5,23	4,94
6.4	3.19	6.22	63.41%	6,10	5,75

Sonuçlardan görüldüğü gibi deneysel fren faktörünün bulunmasında etkili S-kam yarıçapının uygun seçilmesi çok önem kazanmaktadır. Tablo 3.14 ve 3.15’ten faydalanarak etkili S-kam yarıçapının her iki durumu için sonuçlar Tablo 3.16’da bir araya getirilmektedir.

Tablo 3.16. $l_c=13.4$ ve 10.5 için ηC^* 'ye bağılı basınç değerleri

Basınç (bar)	$m\ddot{f}dd$ (m/s^2)	Frenleme % 'si (z)	$\eta C^* = 1.58$ (bar)	$\eta C^* = 1.23$ (bar)
2.6	1.41	28.03%	2,71	2,71
3.1	1.62	32.20%	3,07	3,07
4	2.2	43.73%	4,05	4,06
5	2.71	53.87%	4,92	4,94
6.4	3.19	63.41%	5,73	5,75

Tablo 3.16'da görüldüğü gibi etkili S-kam yarıçaplarının farklı olması durumunda dahi, farklı ηC^* değerleri için testte ölçülen basınç sonuçlarına yakın basınç değerleri elde edilebilmektedir.

3.2.5. Deneysel Fren Faktörü Sonuçları

Fren faktörünün test verilerinden faydalanılarak deneysel olarak nasıl bulunduğu yukarıda detaylı olarak anlatılmaktadır. Bu çalışmada sadece *Test 0* verileri için deneysel fren faktörü bulunmaktadır. Diğer testlerde elde edilen test verileri ile yukarıdaki aşamalar tekrarlanırsa tüm testler için ηC^* değerleri bulunur.

Fren yönetmeliklerine uygun olarak testler yapılmakta ve bu testler sonucuna göre uygunluk belgesi vermeye yetkili belirlenmektedir. Bu çalışmada geometrik özellikleri verilen tüm testler yönetmeliklere uygun olarak yapılmıştır. Test rapor numaraları ve bulunan ηC^* sonuçları Tablo 3.17’de görülmektedir.

Tablo 3.17. Tüm testler için test raporu ηC^* sonuçları.

Test	Test Rapor No	Test Sonucu ηC^*
<i>Test 0</i>	361-064-06	1.58
<i>Test 1</i>	361-019-06	1.15
<i>Test 2</i>	361-011-06	1.16
<i>Test 3</i>	361-012-06	1.20
<i>Test 4</i>	361-024-06	1.15
<i>Test 5</i>	361-021-06	1.20

Fren testleri sonuçlarına bakıldığında *Test 0* haricindeki diğer testlerin fren faktörü sonuçları birbirine yakınlık göstermektedir.

Test 0 sonucunun farklı olması S-kam etkili yarıçapının doğru çıkarılamamasından kaynaklanıyor. S-kam etkili yarıçapının $l_c = 10.5 \text{ mm}$ alınması durumunda ηC^* değeri 1.23 bulunmaktadır. Bu değer diğer sonuçlar ile de uyumludur.

4. TEORİK HESAPLAMALAR

Bu bölümde, bölüm III'te deneysel fren faktörleri bulunan testlerin fren elemanlarının geometrilerinden faydalanılarak teorik fren faktörü sonuçları bulunmaktadır. Teorik sonuçlar, fren testlerinden elde edilen verilerden tamamen bağımsız sadece fren geometrisi ile balata sürtünme katsayısının fonksiyonudur [4]. Teorik fren faktörleri bulunurken bölüm III'teki gibi bir test için hesaplar yapılmaktadır. Teorik fren faktörü hesaplanırken sadece S-kam havalı frenler göz önünde tutulmaktadır. Fren faktörü hesaplarına geçmeden havalı frenler ve S-kam frenler ile ilgili kısa bir bilgi verilmektedir.

Ticari araçların çoğunda havalı fren sistemleri ile hidrolik fren sistemleri kullanılmaktadır. Havalı fren sistemleri hidrolik fren sistemlerinden birçok yönden farklıdır. En önemli fark uygulama şekillerindedir.

Havalı frenler frenlemede sıkıştırılmış havayı kullanır. Hava basınçlandırılmış şekilde hava tanklarında depolanır ve buradan tekerleklerle yerleştirilen fren körüklerine gönderilir. Fren körüğünün görevi basınçlı havayı mekanik harekete çevirmektir. Fren körüğündeki artan basınç içindeki kauçuk diyafram vasıtasıyla çelik itme kolunu dışarı doğru iter. Şekil 4.1'de görüldüğü gibi bu kol frenleri aktifleştirir.

Havalı fren sistemi üç ana alt sistemden oluşmaktadır.

- Sıkıştırılmış havayı depolayan komponentler
- Sıkıştırılmış havayı kontrol eden ve yönlendiren valfler
- Sıkıştırılmış havanın enerjisini aracı durduran veya yavaşlatan mekanik kuvvete dönüştüren mekanik parçalar.

Günümüzde ticari araçların çoğunda yüksek fren faktörleri ve kolay park özellikleri nedeniyle havalı S-kam kampanalı frenler kullanılmaktadır. Ticari araçlarda kullanılan havalı fren sistemleri pnömatik ve mekanik olmak üzere iki alt sistemden oluşmaktadır. Pnömatik alt sistem hava tankları, fren boruları, valfler ve

hava körüğünden oluşmaktadır. Mekanik alt sistem fren körüğünden başlar, itme kolu, ayar kolu, S-kam ve fren papucu şeklinde devam eder.

Havalı fren sistemleri üzerine yapılan çalışmaların çoğu fren kuvveti, yavaşlama ivmelenmesi, fren pabuç sıcaklığı ile fren körüğü basıncı ve itme kolu stroğunun fonksiyonu olan fren torku üzerinedir. Tüm testlerde fren körüğü basıncı her fren uygulamasında ölçülür ve bu değer yukarıda bahsedilen diğer ölçümler ile doğrulanır.

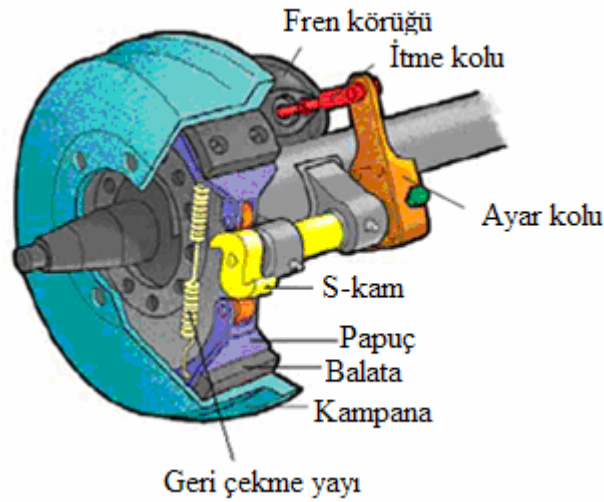
Ticari taşıtlarda fren sisteminin konfigürasyonunu değiştirerek fren etkinliğini arttıracak bir çok çalışma yapılmaktadır, Frenleme sisteminin performansının tespiti için matematiksel ve hesaplama prosedürleri geliştirilmektedir. Bu hesaplamalar arasında fren faktörü önemli yer almaktadır.

Çalışmanın bu bölümünde ticari araçlarda yaygın kullanılan, S-kam kampanalı frenlerin, belirli bir geometrik dizayn, sürtünme özellikleri ve hava körüğü kuvveti durumunda fren torku ve fren faktörü hesaplanmaktadır. Hesaplar yapılırken pupuç balatalarındaki aşınmanın eşit olduğu ve frenin denge durumunda olduğu kabul edilmektedir. S-Kam her iki papuca kuvvet dağıtıcı olarak çalışmaktadır.

4.1. S-Kam Kampanalı Frenler

Kampanalı frenlerde fren yüzeyi silindiriktir. Çeşitli tipleri olmakla birlikte karayolları taşıtlarının tekerlek frenlerinde içten pabuçlu olanlar kullanılmaktadır. Kampanalı bir frenin ana parçaları Şekil 4.1’de görüldüğü gibi kampana, fren körüğü, ayar kolu, S-kam, balata ve pabuçlardır.

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



Şekil 4.1. Kampana ve kampanalı bir fren sisteminin parçaları [4].

Büyük ticari araçlarda en genel olarak kullanılan tip S-Kam kampanalı frendir. S-kam denmesinin sebebi frenlere kuvveti ileten mekanik mekanizmanın Şekil 4.1.’de görüldüğü gibi S şeklinde olmasıdır. Fren pedalına basıldığında fren körüklerinin içerisine hava dolar. Hava basıncı ayar kolunu hareket ettirir ve S-kam milini çevirir. Bu da S-kam’ı dönderir. S-kam fren pabuçlarına kuvvet uygulayarak kampanaya sıkıştırır. Fren pedalı serbest bırakıldığında S-kam tersine döner ve gerçi çekme yayları pabuçları kampanadan uzaklaştırır, tekerleklerin serbest dönmesi sağlanır. Genellikle ağır ticari araçlarda kullanılır.

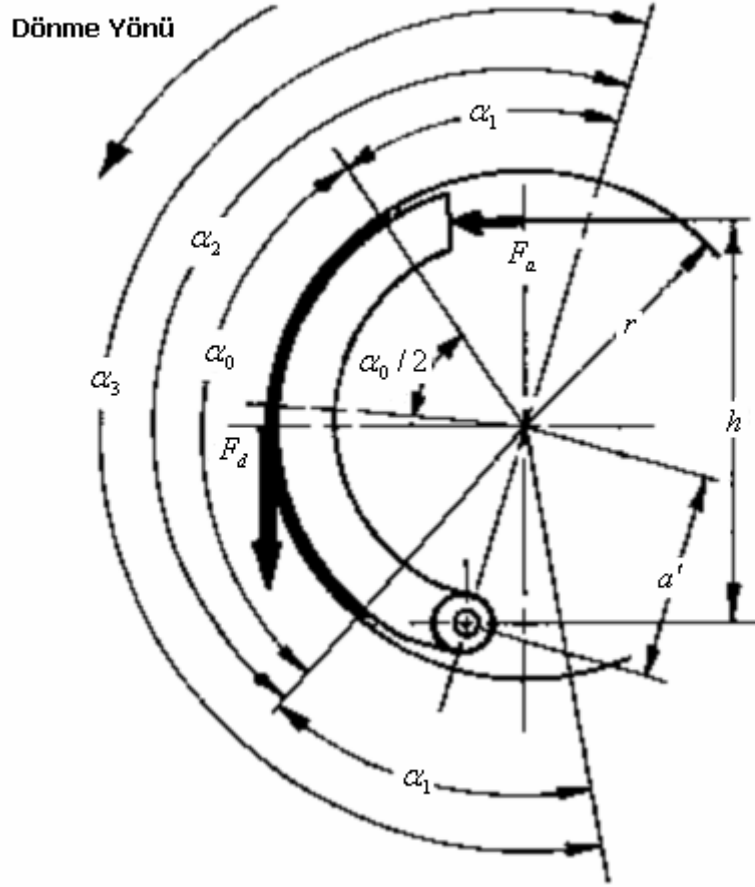
S-kam kampanalı hava frenlerinin en popüler boyutu 42x17.8' *cm*'dir. Bu frende çap içerisinde 42 *cm*'lik bir kampana kullanılmaktadır. Fren blokları olarak adlandırılan fren balataları ise 17.8 *cm* genişliğindedir. Fren kampanaları çok sağlam bir demirden yapılmaktadır. Ağır kamyon ve otobüslerin frenlerinde havanın açığa çıkması nedeniyle kolayca duyulamayan bir ses gelmektedir. Hava körüğü dingilin önünde veya arkasında olabilir. Ön frenler daha küçük hava körüklerine sahiptirler. Bunun nedeni ise ön dingillerin arka dingillere göre çok daha az yüklenmeleridir.

4.1.1. S-kam Frenlerin Analizi

S-kam kampanalı frenlerde birbirinden farklı hareket eden iki pabuç vardır. Ortaya çıkan fren kuvvetine göre bunlardan biri enerji kazanırken diğeri enerji kaybetmektedir. Şekilde 2 nolu pabuç enerji kazanırken 3 nolu pabuç enerji kaybetmektedir. Pabuçları kampanalara sıkıştıran kuvvet fren körüğünden gelmektedir. Fren körüğü S-kam milini döndürmekte ve S-kam profili pabuçları kampanaya doğru itmektedir. Balatalar kampanalara sürtünmeye başladığı anda dönen kampana pabuçlardan birini kendine doğru çekerken diğeri kendinden uzaklaştırmaya çalışmaktadır. Bunlardan hangisinin enerji kazandığı hangisinin enerji kaybettiği ise pabuç sabitleme (pivot) noktasına göre belirlenmektedir.

S-Kam frenlerin diğeri bir niteliği ise kuvvet etkime mekanizmalarıdır. Kam dönme merkezi sabitlendiğinden pabuçlara iletilen kuvvetler yaklaşık aynı yer değiştirme miktarları yaratmaktadır. Kuvvet tahrik mekanizmasından pabuçlara eşit kuvvet değil eşit yer değiştirme etkimektedir. Bu nedenle normal çalışma şartlarında pabuçlarda kuvvet dengesizliği ortaya çıkmaktadır. Bu farklılık pabuç balatalarında farklı aşınmalara yol açmaktadır [16].

S-kam kampanalı frenler farklı iki pabuça sahiptir ve bu pabuçlar bir uçlarından sabitlenmişlerdir. Bu pabuçlardan biri kapan diğeri ise sürüklenen olarak adlandırılır. Şekil 4.2'de S-kam kapan pabuca etkiyen kuvvetler görülmektedir.



Şekil 4.2. Kapan pabuca etkiyen kuvvetler [4]

F_{d1} = Kapan pabuçtaki sürüklenme kuvveti

F_{d2} = Sürüklenen pabuçtaki sürüklenme kuvveti

F_a = Pabucu kampanaya doğru iten tahrik kuvvetini göstermektedir.

Fren faktörü kampanalı frenlerde tahrik kuvvetini aza indirebilen mekanik bir avantajdır [11]. Bir frenin fren faktörü sürtünme yüzeyi üzerindeki tüm teğetsel kuvvetlerin toplamının pabuca etkiyen tahrik kuvvetine oranı şeklinde tanımlanmaktadır. [4]. Bu durumda kapan pabuç için fren faktörü C_1 [7],

$C_1 = F_{d1} / F_a$ eşitliğinden

$$C_1 = \frac{\mu_L h / r}{(a' / r) \left[\frac{(\alpha_0) - \sin \alpha_0 \cos \alpha_3}{4 \sin(\alpha_0 / 2) \sin(\alpha_3 / 2)} \right] \pm \mu_L (1 + (a' / r) \cos(\alpha_0 / 2) \cos(\alpha_3 / 2))} \quad (4.1)$$

şeklinde bulunur.

Bu denklem kapan ve sürüklenen pabuçların ikisi içinde geçerlidir. Sürüklenen pabucun fren faktörü (4.1) denleminde paydadaki işaretin eksi alınmasıyla bulunur.

Şekil 4.2, ve 3.6'dan yararlanarak

$$\alpha_1 = (90 - \alpha_{1e}) + a \tan(c_e / a_e), \quad \alpha_2 = \alpha_0 + \alpha_1 \quad (4.3)$$

$$\alpha_3 = \alpha_1 + \alpha_2 \quad \text{ve} \quad \alpha_0 = \alpha_0 \quad (4.4)$$

şeklinde yazılabilir. Açılar Şekil 4.2'te görülmektedir.

α_0 : α_0 açısının yay uzunluğudur.

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

S-kam frenler için fren faktörü [17]

$$C^* = \frac{4C_1C_2}{C_1+C_2} \quad (4.5)$$

eşitliğinden bulunmaktadır.

Aşağıdaki eşitliklerden yararlanarak (4.1) eşitliği sabitleştirilebilir.

$$A = h / r, \quad (4.6)$$

$$B = (a' / r) \left[\frac{(\alpha_0) - \sin \alpha_0 \cos \alpha_3}{4 \sin(\alpha_0 / 2) \sin(\alpha_3 / 2)} \right], \quad (4.7)$$

$$C = (1 + (a'/r) \cos(\alpha_0/2) \cos(\alpha_3/2)), \quad (4.8)$$

Yukarıda bulunan (4.6), (4.7), (4.8) eşitlikleri (4.1) denkleminde yerleştirilirse fren faktörü, sürtünme katsayısı μ_L 'nin fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$C_1 = \frac{\mu_L A}{(a'/r)B \pm \mu_L C} \quad (4.9)$$

Bu eşitlik S-kam frenler için fren faktörü büyüklüğünü vermektedir. Formülden görüldüğü gibi fren faktörü, sadece fren geometrisi ile balata-kampana arasındaki sürtünme katsayısının bir fonksiyonudur.

4.1.2. S-kam Fren Faktörü Hesapları

Bölüm III'de deneysel fren faktörleri bulunan testlerin fren sistemleri geometrik verilerinden yararlanılarak fren faktörü teorik sonuçları hesaplanabilir.

Bölüm III Tablo 3.11'deki, *Test 0* fren geometrisi özellikleri kullanılarak, *Test 0* için fren faktörü teorik değeri bulunabilir. Teorik fren faktörü değerini bulabilmek için öncelikle hesaplamalarda kullanılan gerekli uzunluk ve açı bilgileri bulunmalıdır. Bu büyüklükler (4.9) denkleminde yerleştirilerek her balata-pabuç sistemi için fren faktörü bulunur. *Test 0* fren faktörü hesapları için gerekli geometrik büyüklükler aşağıdaki gibi hesaplanır.

Şekil 3.6 ve 4.2'den,

$$a' = \sqrt{c_e^2 + a_e^2} = 166.405 \text{ mm}$$

bulunur.

(4.3) ve (4.4) eşitliklerinden sırayla α_1 , α_2 ve α_3 açıları bulunur.

$$\alpha_1 = (90 - \alpha_{1e}) + a \tan(c_e / a_e) = 34.438^\circ$$

$$\alpha_2 = \alpha_0 + \alpha_1 = 147.438^\circ \text{ ve}$$

$$\alpha_3 = \alpha_2 + \alpha_1 = 181.876^\circ \text{ bulunur.}$$

α_0 yay uzunluğu,

$$\alpha_0 = \alpha_0 \pi / 180 = 1.972 \text{ rad.}$$

şeklinde bulunur.

Yukarıdaki eşitliklerden bulunan $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ değerleri ve Tablo 3.11 *Test 0*'daki diğer geometrik büyüklükler (4.6), (4.7) ve (4.8) eşitliklerinden yerlerine yerleştirilirse,

$$A = 1.514, B = 0.687 \text{ ve } C = 0.993$$

bulunur.

Bulunan A, B ve C değerleri (4.9) denkleminde yerleştirildiğinde,

$$C_1 = \frac{1.514\mu_L}{0.687 \pm \mu_L 0.993} \quad (4.10)$$

eşitliği elde edilir.

(4.10) eşitliği sürtünme katsayısına bağlı fren faktörü değerlerini vermektedir. Bu eşitlikte paydadaki işaretin artı alınması durumunda kapan papuçtaki, eksi alınması durumunda ise sürüklenen papuçtaki fren faktörü bulunur. Kapan ve sürüklenen papuçlardaki C_1 ve C_2 fren faktörleri (4.5) eşitliğine yerleştirilirse S-kam frenler için sürtünme katsayısına bağlı toplam fren faktörü bulunur. Balata sürtünme katsayısı $\mu_L = 0.35$ olması durumunda (4.5) ve (4.10) eşitliklerinden,

$$C_1 = 1.56, C_2 = 0.512, \text{ ve } C^* = 1.543$$

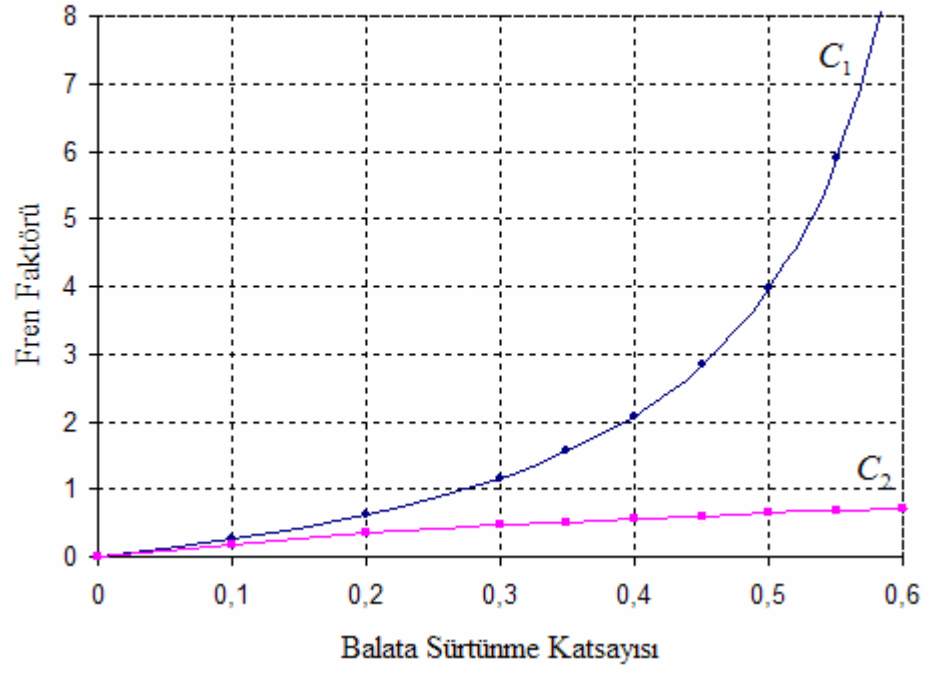
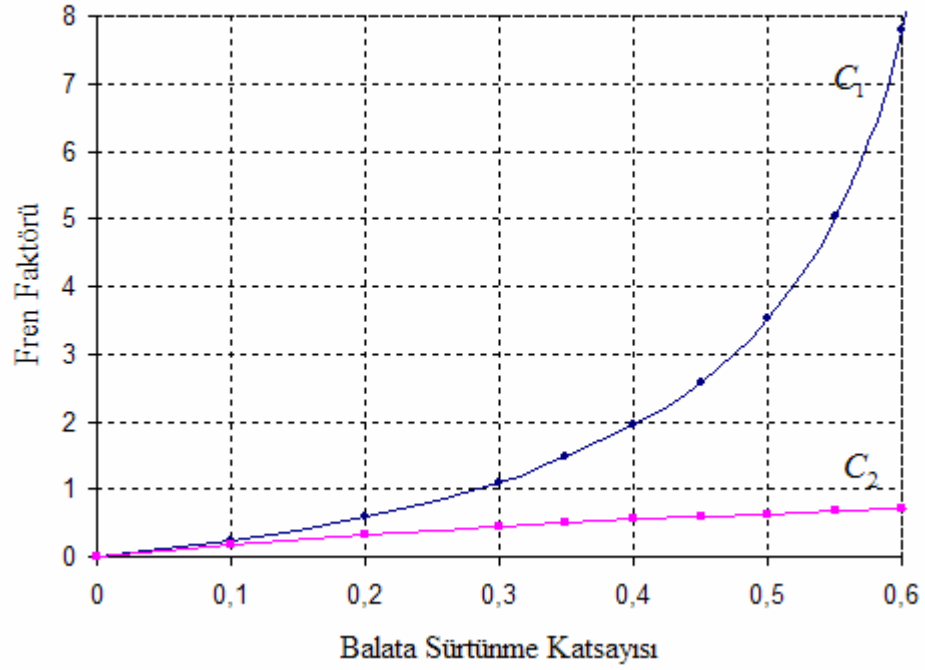
bulunur

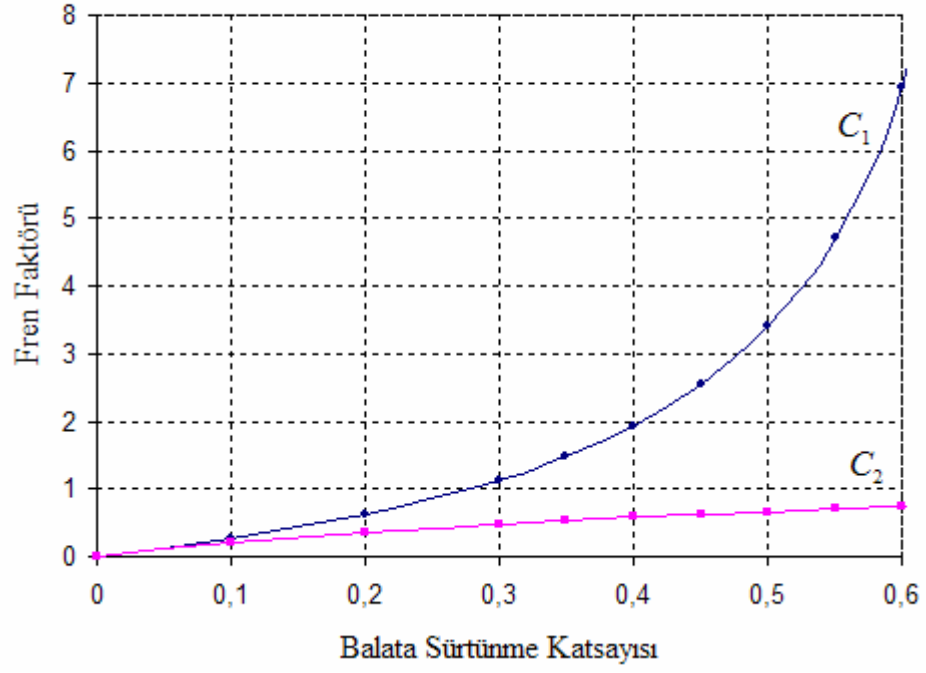
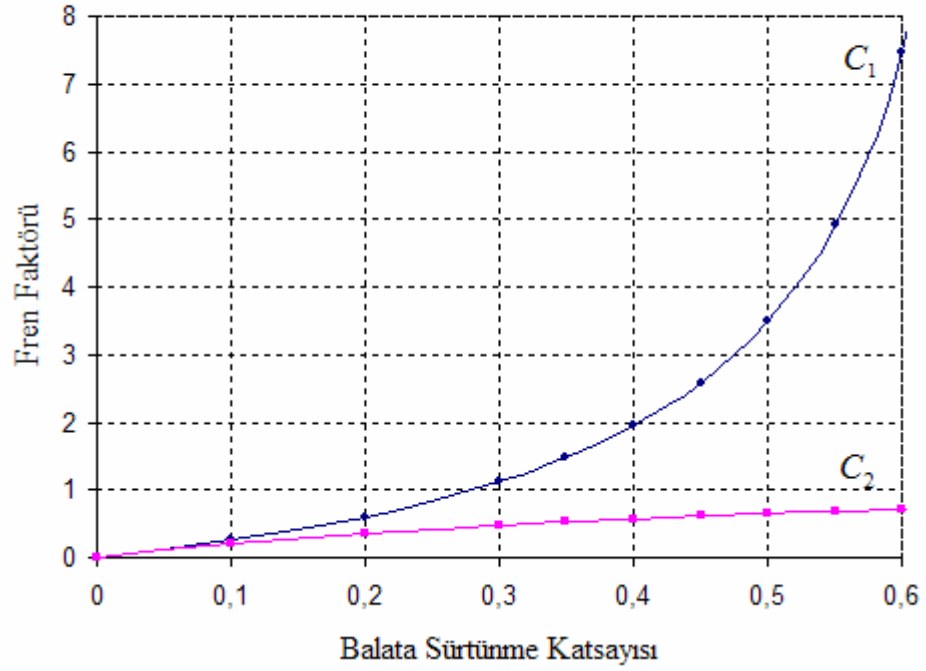
Test 0 için yapılan işlemler, bölüm III, Tablo 3.11'deki geometrik büyüklükler kullanılarak diğer testler için tekrarlanırsa tüm testler için fren faktörü değerleri bulunmuş olur. Şekil 3.5 – 3.6 yardımıyla Tablo 3.11'deki büyüklükler fren faktörü hesaplarında kullanılabilecek şekle getirilir. Excell programı yardımıyla *Test 0* için yapılan işlemler diğer testler için de tekrarlanırsa Tablo 4.1'deki değerler elde edilir. Tablo 4.1, balata sürtünme katsayısına bağlı S-kam C^* fren faktörlerini vermektedir.

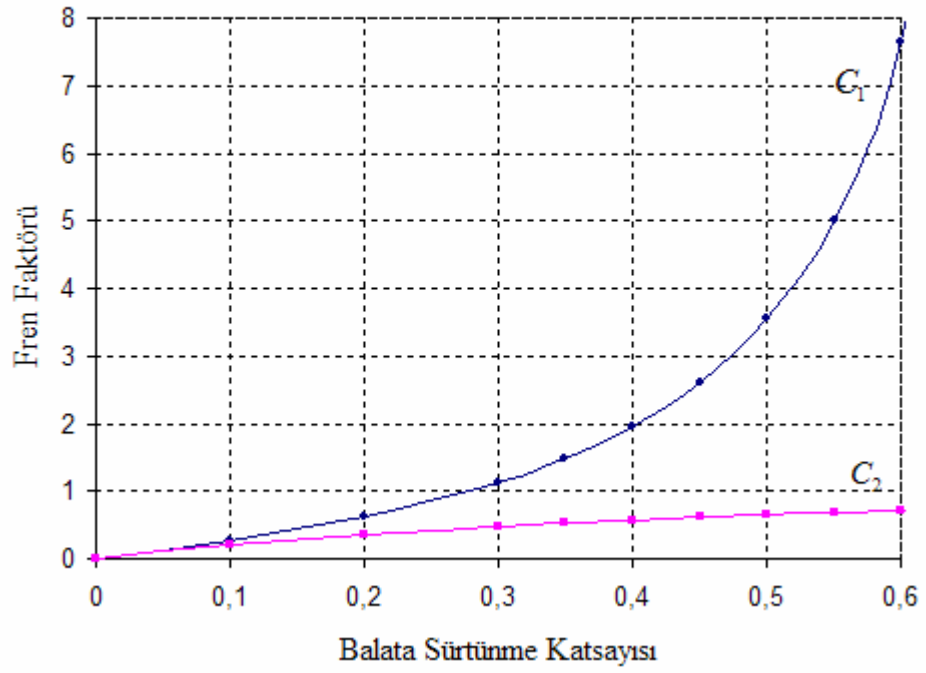
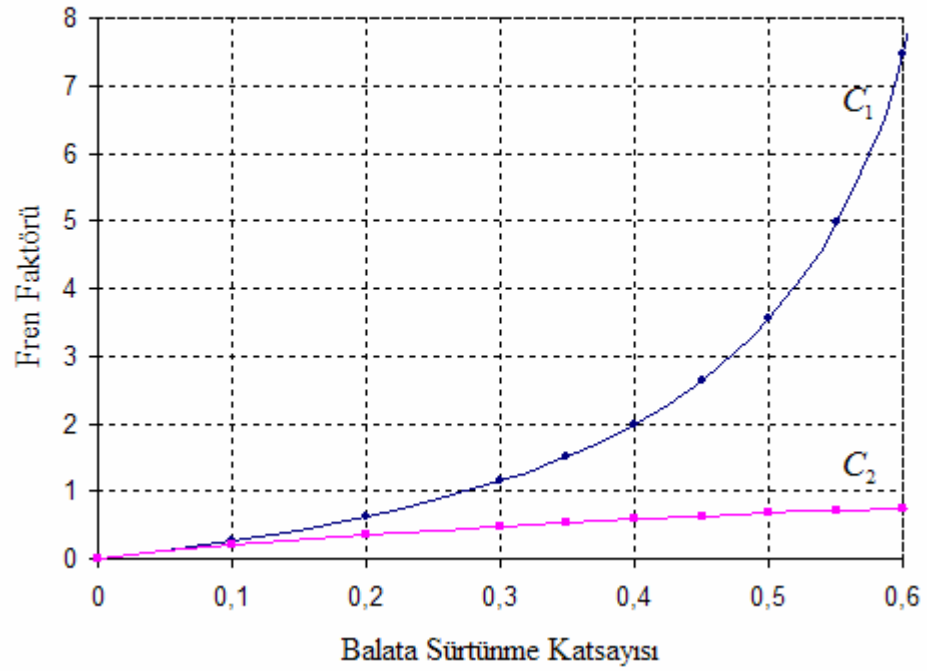
Tablo 4.1. S-kam C^* değerlerinin sürtünme katsayısı ile değişimi (tüm testler)

μ_L	<i>Test 0</i> C^*	<i>Test 1</i> C^*	<i>Test 2</i> C^*	<i>Test 3</i> C^*	<i>Test 4</i> C^*	<i>Test 5</i> C^*
0	0	0	0	0	0	0
0.10	0.441	0.431	0.445	0.441	0.441	0.452
0.20	0.881	0.862	0.891	0.881	0.881	0.903
0.30	1.322	1.294	1.336	1.322	1.322	1.355
0.35	1.543	1.509	1.558	1.542	1.542	1.581
0.40	1.763	1.725	1.781	1.763	1.762	1.806
0.45	1.983	1.941	2.004	1.983	1.983	2.032
0.50	2.204	2.156	2.226	2.203	2.203	2.258
0.55	2.424	2.372	2.449	2.424	2.423	2.484
0.60	2.644	2.587	2.672	2.644	2.644	2.709
0.65	2.865	2.803	2.894	2.864	2.864	2.935
0.70	3.085	3.019	3.117	3.085	3.084	3.161

Tüm testlere ait ayrı ayrı fren faktörü-balata sürtünme katsayısı ilişkisi grafikler halinde aşağıdaki gibidir.

Fren Faktörü - Balata Sürtünme Katsayısı (*Test 0*)Şekil 4.4. *Test 0* için fren faktörünün balata sürtünme katsayısı ile değişimiFren Faktörü - Balata Sürtünme Katsayısı (*Test 1*)Şekil 4.5. *Test 1* için fren faktörünün balata sürtünme katsayısı ile değişimi

Fren Faktörü - Balata Sürtünme Katsayısı (*Test 2*)Şekil 4.6. *Test 2* için fren faktörünün balata sürtünme katsayısı ile değişimiFren Faktörü - Balata Sürtünme Katsayısı (*Test 3*)Şekil 4.7. *Test 3* için fren faktörünün balata sürtünme katsayısı ile değişimi

Fren Faktörü - Balata Sürtünme Katsayısı (*Test 4*)Şekil 4.8. *Test 4* için fren faktörünün balata sürtünme katsayısı ile değişimiFren Faktörü - Balata Sürtünme Katsayısı (*Test 5*)Şekil 4.9. *Test 5* için fren faktörünün balata sürtünme katsayısı ile değişimi

Balata sürtünme katsayısının $\mu_L=0.35$ olması durumunda tüm testler için fren faktörü teorik ve test değerleri Tablo 4.2’de gösterildiği gibidir. Tabloda aynı zamanda bu teorik sonuçlara göre ortaya çıkan mekanik verim % olarak gösterilmektedir. Tipik bir S-kam frenin sürtünme katsayısı $\mu_L=0.35$ olması durumunda fren faktörü yaklaşık 1.6’dır [4].

Tablo 4.2. $\mu_L=0.35$ sürtünme durumunda S-kam fren faktörleri

Test No	Test Rapor No	Teorik Fren Faktörü (C^*)	Test Sonucu ηC^*	Mekanik Verim (η) %
<i>Test 0</i>	361-064-06	1,543	1.58	102.40%
<i>Test 1</i>	361-019-06	1,509	1.15	76.21%
<i>Test 2</i>	361-011-06	1,558	1.16	74.45%
<i>Test 3</i>	361-012-06	1,542	1.20	77.82%
<i>Test 4</i>	361-024-06	1,542	1.15	74.58%
<i>Test 5</i>	361-021-06	1,581	1.20	75.90%

Bölüm III, Tablo 3.9’da *Test 2*, *3* ve *5* için B firmasının KF17 ve KF15 balatalarının kullanıldığı görülmektedir. Bu balatalara ait sürtünme katsayısı değerleri üretici firma tarafından verilmiştir.

KF 17 ve KF 15 için balata sürtünme katsayıları sırayla $\mu_L=0.383$ ve $\mu_L=0.353$ şeklindedir. Diğer testlerde kullanılan A firması M76 balatasının sürtünme katsayısı balata üreticisi tarafından verilmemiştir. Ancak sürtünme katsayısının 0.4 seviyelerinde olduğu tahmin edilmektedir.

A firması M76 balatası için balata sürtünme katsayısı 0.4, B firması balata sürtünme katsayısı değerleri yukarıda belirtildiği gibi alınıp fren faktörleri tekrar hesaplanırsa Tablo 4.3 elde edilir.

Tablo 4.3. S-kam C^* fren faktörü teorik sonuçları

Test No	Test Rapor No	Sürtünme Katsayısı μ_L	Teorik Fren Faktörü C^*	Test Sonucu ηC^*	Mekanik Verim (η) %
<i>Test 0</i>	361-064-06	0,400	1,763	1.58	89.62%
<i>Test 1</i>	361-019-06	0,400	1,725	1.15	66.67%
<i>Test 2</i>	361-011-06	0,383	1,705	1.16	68.04%
<i>Test 3</i>	361-012-06	0,383	1,688	1.20	71.09%
<i>Test 4</i>	361-024-06	0,400	1,762	1.15	65.27%
<i>Test 5</i>	361-021-06	0.353	1,594	1.20	75.28%

Balata sürtünme katsayısı bilinen B firması balatalarının kullanıldığı testlerde (*Test 2, 3, 5*) mekanik verim sırayla 0.68, 0.71, 0.75 olarak bulunmuştur. İyi şartlarda çalışan bir S-kam frenin mekanik verimi 0.70 ile 0.75 arasında değişmektedir [4]. Bu testler için bulunan fren faktörü teorik değerlerinin test sonuçlarıyla uyumlu olduğu görülür.

A firması balatalarının kullanıldığı *Test 0, 1, ve 4* için teorik sonuçların test sonuçlarıyla beklenen seviyede uyuşmadığı görülmektedir. Bu testler için balata sürtünme katsayısının doğru tespit edilmesi önem kazanmaktadır.

SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Ticari araçlarda frenleme performansını etkileyen önemli etkenlerden biri olan fren faktörü teorik olarak hesaplanmış ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

İyi mekanik şartlarda çalışan bir S-kam frenin mekanik verimi 0.7 ile 0.75 arasında değişmektedir [4]. Balata sürtünme katsayıları bilinen *Test 2*, 3 ve 5 için mekanik verimler literatürde belirtilen sonuçlara yakın çıkmıştır. Diğer testler için mekanik verimler beklenenden düşük çıkmıştır.

Test 0 için bulunan 0.89 verim gerçeği yansıtmamaktadır. Bu test için S – kam etkili yarıçapın yanlış bulunduğu düşünülmektedir. S – kam etkili yarıçapın 13.4 mm yerine 10.5 mm olması gerektiği görülmüştür. S – kam etkili yarıçapın 10.5 mm alınması durumunda deneysel fren faktörü 1.23 verim ise 0.70 bulunmaktadır.

Genel itibariyle sonuçlar uyumlu gözüksede teorik ve deneysel sonuçlar arasında farklılıklar görülmektedir. Bu farklılıkların muhtemel sebepleri aşağıda belirtilmiştir.

- S-kam profili geometrisinin ve etkili yarıçapının belirlenmesi,
- Balata-kampana arasındaki sürtünme katsayısının balata sıcaklığına bağlı olarak değişmesi, balata sürtünme katsayılarının doğru tespit edilmesi
- Fren geometrisinin doğru yerleştirilmesi,
- Seçilen fren sistemi komponentlerinin uyumsuzluğu,
- Ayar kolundan kaynaklanan ayarlamalar,
- Tekerlek ile yol arasındaki sürtünme kuvvetleri,
- Test verilerinin doğruluğu,
- Uygulanan pedal kuvvetine fren sisteminin cevap verme süresi
- Aracın frenleme verimi (frenleme torku akstan aksa nasıl dengelenmektedir)
- Sürücünün aracın stabilitesini kaybettirmeden maksimum yavaşlama ivmesi minimum durma mesafesini sağlayacak frenleme kuvvetini fren pedalına aktarması.

S-kam geometrisinin doğru tespit edilmesi ve balata sürtünme katsayısının sıcaklığa bağlı olarak etkisinin hesaplara katılması teorik ve deneysel sonuçlar arasındaki farklılıkları azaltacaktır. Bu konuda yapılacak sonraki çalışmalarda bu iki faktörün etkisi daha detaylı incelenmelidir.

KAYNAKLAR

- [1] Leonardo C.Buckman, Commercial Vehicle Braking Systems: Air Brakes, ABS and Beyond, SAE (1998), 3-11.
- [2] Silvia Faria and Antonio Carlos Canale, Analysis of Emergency Braking Performance with Particular Consideration of Temperature Effects on Brakes, J.Braz.Soc.Mech.Sci.Vol 23 No 1 (2001), 4.
- [3] Hüseyin Bayrakçeken ve Duran Altıparmak, Mathematical Modeling and Experimental Study for Vehicle Braking Force Analysis, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi 18(3) (2005), 489-491
- [4] Ray.W.Murphy and at al, Bus, Truck, Tractor-Trailer Braking System Performance Volume 1 of 2: Research Findings, University of Michigan Highway Safety Research Institute (1971), 27-39
- [5] A.G.Göktan ve ark., Taşıt Frenleri, İTÜ Makine Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı (1995), 34-49.
- [6] Fancher Pauls, Research In Support of Motor Truck Brake Systems Design and Development, University of Michigan Industrial Development Division (1980) 23-30
- [7] Rudolf Limpert, Brake Design and Safety, SAE (1995), 51-70, 228-234
- [8] Yabusaki Nooki and at al, Development of Brake System with Double Link-Type Variable Ratio Brake Pedal, SAE (2000), 15.
- [9] C.B.Winkler and at al, Predicting the Braking Performance of Trucks and Tractor-Trailers, University of Michigan Highway Safety Research Institute (1976), 127-136
- [10] Boyle Brain L., Brake Technology: ABS/TCS Systems, NVH and Foundation Brakes, SAE(2000), 81.

- [11] Thomas D.Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE (1992),51-56
- [12] T.Gillespie and at al, Modeling the In-Stop Torque Performance of Hydraulicaly Actuated Truck Brakes, The University of Michigan Highway Safety Research Institute (1978), 1-3.
- [13] 71/320/EEC Avrupa Topluluğu Konseyi Direktifi, Türk Standartları Enstitüsü (1971), 20-32, 67-77.
- [14] TSE-ECE R-13 Motorlu Taşıtlar Yönetmeliği, M, N ve O Sınıfı Taşıtların Fren Donanımı Konusunda Onayı ile İlgili Hükümler, TSE (2002), 34-41, 76-82.
- [15] Bosch Automotive Brake Systems, Robert Bosch GmbH (1995), 77.
- [16] Charles C.Mac Adam and Thomas D.Gillespie, Determining the Sensitivities of an S-kam Brake, University of Michigan Transportation Institute (1998), 1-10.
- [17] Bosch Automotive Handbook, , Robert Bosch GmbH, Third Edition (1993), 625.

ÖZGEÇMİŞ

Veysel Çataltepe 1979 yılında Erzincan ilinin Refahiye ilçesinde doğdu. İlk öğrenimini Erzincan'da, orta öğrenimini İstanbul'da tamamladı. 1995 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Uçak Mühendisliği Bölümü'nü kazandı. Aynı üniversitede 2000 yılında mezun oldu. Sırasıyla Figes Ltd.Şti ve Otoyol San.A.Ş.'de Araştırma Geliştirme Mühendisi olarak çalıştı. 2006 yılından beri Anadolu Isuzu Otomotiv San. ve Tic. A.Ş.'de Ar-Ge Mühendisi olarak çalışmaktadır. İyi derecede İngilizce bilmektedir.