

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

85053

KAMPANA FRENLERDE
FRENLEME MOMENTİNİ ETKİLEYEN
KONSTRÜKTİF VE TRİBOLOJİK
PARAMETRELERİN İNCELENMESİ

Mak. Yük. Müh. İlknur KOÇAŞ KOSİF

F.B.E. Makina Mühendisliği Anabilim dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan

DOKTORA TEZİ

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

Tez Savunma Tarihi: 16 Temmuz 1999

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Atilla BOZACI

Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Aybars ÇAKIR

Doç. Dr. M. Sait YÜCENUR

İSTANBUL, 1999

SİMGE LİSTESİ.....	i
ŞEKİL LİSTESİ.....	iii
TEŞEKKÜR	v
ÖZET	vi
ABSTRACT	vii

GİRİŞ

1	OTOMOTİV ENDÜSTRİSİNDE KULLANILAN FREN SİSTEMLERİ.....	1
1.1.	Disk Frenler.....	1
1.2.	Kampana Frenler.....	2
1.2.1	Kampana Fren Elemanları.....	2
1.2.2	Kampana Frenlerin Genel Olarak Sınıflandırılması	2
1.2.2.1	Tek Baskı Sistemli (Simplex) Frenler.....	3
1.2.2.2	Çift Baskı Sistemli (Duplex) Frenler	4
1.2.2.2.1	Servo Etkisinden Her İki Pabuçta Yararlanılan Frenler.....	5
1.2.3	Kampana Frenlerde Servo Etkisi ve Kilitlenme.....	5
2	KAMPANA FRENLERİN TEORİK ANALİZİ.....	8
2.1	Göz Önüne Alınan Kampana Fren Geometrisi	8
2.2	Mevcut Teorik Yaklaşımlar	9
2.3	Mevcut Çalışmalarda Temel Varsayımlar	10
2.4	Göz Önüne Alınan Teorik Modeller	11
2.4.1	Mafsallı Kampana Frenlerde Frenleme Momenti.....	11
2.4.2	Kayar Tabanlı Frenlerde Frenleme Momenti.....	20
2.4.3	İç Fren Faktörü C* (Tekerlek Freni Tanımlama Katsayısı)	24

3	DENEY DONANIMI.....	26
3.1	Giriş.....	26
3.2	Tasarım ve İmalat.....	27
3.2.1	DeneY Donanımının Projelendirilmesi.....	27
3.2.2	Volan Grubu.....	27
3.2.2.1	Volan Grubu Tasarımı ve Özellikleri.....	27
3.2.2.2	Volan Grubu Konstrüksiyonu	29
3.2.2.3	Kampana	29
3.2.3	Tahrik Grubu.....	31
3.2.4	Ölçme Grubu.....	31
3.2.4.1	Fren Tablası.....	31
3.2.4.2	Frenleme Momenti Ölçme Sistemi	33
3.2.4.2.1	Sistemin Özellikleri.....	33
3.2.4.2.2	Gerinim Ölçer Devresi	36
3.2.4.2.2.1	Gerinim Ölçer Seçimi	36
3.2.4.2.2.2	Ölçme Devresi.....	36
3.2.4.2.3	Ölçme Milinin Kalibrasyonu.....	40
3.2.4.3	Sıcaklık Ölçme Sistemi ve Kalibrasyonu.....	40
3.2.4.3.1	Termokupllar ve Kalibrasyonları	40
3.2.4.3.2	Potansiyometre ve Kalibrasyonu.....	40
3.2.4.4	Kaydedici (Recorder) ve Kalibrasyonu.....	41
3.2.5	Hidro-Mekanik Donanım	41
3.2.5.1	Baskı Kuvvetlerinin Oluşturulması ve Bu Kuvvet Büyüklüklerinin Belirlenmesi	41
4	DENEYLERİN YAPILMASI VE İZLENEN YÖNTEMLER.....	44
4.1	Frenleme Momentinin Ölçülmesi	44
4.1.1	Toplam Frenleme Momentinin Ölçülmesi	44
4.1.2	Öncü ve Ardıcı Pabuç Frenleme Momentlerinin Ölçülmesi.....	47
4.2	Sıcaklık Dağılımının Ölçülmesi.....	48
4.3	Teorik Frenleme Momenti Değerlerinin Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması	50
4.4	Ortam Şartları ve Yüzey Temizliğinin Frenleme Momentine Etkisi.....	52

4.5	Eski ve Yeni Balata Örneklerinde Sürtünme Katsayıları.....	52
4.6	Toplam Frenleme Momentinin Sıcaklıkla Değişiminin İncelenmesi	53
4.7	Balata Yüzey Sıcaklıklarının Ölçülmesi	54
4.7.1	Kayar Tabanlı Frende Balata Yüzey Sıcaklıkları.....	55
4.7.2	Mafsallı Frende Balata Yüzey Sıcaklıkları	57
4.8	Sürekli Frenlemede Zamana Bağlı Olarak Ortalama Balata Yüzey Sıcaklığının Değişimi.....	59
5	SONUÇ	60
KAYNAKLAR		62
EK 1	Sıcaklık Ölçmelerinde Kullanılan 5, 6, 7 ve 8 nolu Termokuplların Kalibrasyon Eğrileri ve Sertifikaları	64
EK 2	Elimko 9000 Tipi Potansiyometre Cihazının Kalibrasyon Sonuçları.....	76
EK 3	ABB Digital Kaydedici Cihazının Kalibrasyon Sonuçları.....	78
ÖZGEÇMİŞ		80

SİMGE LİSTESİ

$[1], [2]$: öncü ve ardıcı pabuç indisleri
θ	: y eksenini ile balata başlangıç noktası arasında kalan açı ($^{\circ}$)
θ'	: y eksenini ile balata sonu arasında kalan açı ($^{\circ}$)
α	: x eksenini ile balata başlangıcı arasında kalan açı ($^{\circ}$)
α'	: x eksenini ile balata sonu arasında kalan açı ($^{\circ}$)
α_0	: toplam balata açısı ($^{\circ}$)
ϕ	: pabuç tabanı ile y eksenini arasında kalan açı ($^{\circ}$)
Ψ	: pabuç tabanı ile y eksenini arasında kalan açı ($^{\circ}$)
μ	: balata sürtünme katsayısı
h	: pabuç baskı kuvveti etkime noktasının pabuç tabanına olan uzaklığı (mm)
l	: pabuç tabanının kampana merkezine olan uzaklığı (mm)
r	: kampana yarıçapı (mm)
F_n	: pabuçlara etkiyen normal kuvvet (N)
F_s	: pabuçlara etkiyen sürtünme kuvveti (N)
F_b	: pabuç baskı kuvveti (N)
F_{nx}	: silindir ekseninin m_x kadar kayması sonucu normal kuvvet bileşeni (N)
F_{sx}	: silindir ekseninin m_x kadar kayması sonucu sürtünme kuvveti bileşeni (N)
F_{ny}	: silindir ekseninin m_y kadar kayması sonucu normal kuvvet bileşeni (N)
F_{sy}	: silindir ekseninin m_y kadar kayması sonucu sürtünme kuvveti bileşeni (N)
F_t	: pabuç taban kuvvetleri (N)
F_{bx}	: pabuç baskı kuvveti bileşenleri (N)
F_{tx}	: pabuç taban kuvveti bileşenleri (N)
γ	: pabuç baskı kuvvetinin yatay eksene göre etkime açısı ($^{\circ}$)
δ	: pabuç taban kuvvetinin yatay eksene göre etkime açısı ($^{\circ}$)
Δ	: balata kalınlığındaki incelme miktarı (mm)

- Δ_x : silindir ekseninin m_x kadar ötelenmesi sonucu balata kalınlığındaki incelme miktarı
- Δ_y : silindir ekseninin m_y kadar ötelenmesi sonucu balata kalınlığındaki incelme miktarı
- dA : balata elemanter alanı (mm^2)
- b : balata genişliği (mm)
- s : balata kalınlığı (mm)
- p : balata yüzeyine etki eden basınç (N/mm^2)
- E : elastisite modülü (N/mm^2)



ŞEKİL LİSTESİ

- Şekil 1.1 Çeşitli disk fren tipleri
- Şekil 1.2 Ayrı ayrı sabit mafsallı simpleks fren
- Şekil 1.3 Ortak sabit mafsallı simpleks fren
- Şekil 1.4 Eğik dayanmış kayar tabanlı simpleks fren
- Şekil 1.5 Parelel dayanmış kayar tabanlı simpleks fren
- Şekil 1.6 Sabit mafsallı dupleks fren
- Şekil 1.7 Eğik kayar pabuçlu dupleks fren
- Şekil 1.8 Parelel kayar pabuçlu dupleks fren
- Şekil 1.9 Duo-dupleks fren
- Şekil 1.10 Servo fren
- Şekil 1.11 Servo etkisi
- Şekil 2.1 Kampana fren geometrisi
- Şekil 2.2 x ve y yönünde kayma miktarları
- Şekil 2.3 Deformasyondan önce öncü ve ardcı pabuçlara etkiyen F_{n1} , F_{n2} normal kuvvetleri, F_{s1} , F_{s2} sürtünme kuvvetleri ile bu kuvvetlerin bileşenleri, F_{b1} F_{b2} pabuç baskı kuvvetleri, F_{t1} , F_{t2} pabuç taban kuvvetleri, x, y eksenleri , kampana dönüş yönüne göre açıların işaretleri.
- Şekil 2.4 Deformasyondan sonra öncü ve ardcı pabuçlara etkiyen F_{n1} , F_{n2} normal kuvvetleri, F_{s1} , F_{s2} sürtünme kuvvetleri ile bu kuvvetlerin bileşenleri, F_{b1} F_{b2} pabuç baskı kuvvetleri, F_{t1} , F_{t2} pabuç taban kuvvetleri, x, y eksenleri , kampana dönüş yönüne göre açıların işaretleri.
- Şekil 2.5 Kayar tabanlı kampana frenlerde gözönüne alınan kampana geometrisi ve sisteme etki eden kuvvetler
- Şekil 3.1 Volan grubu konstrüksiyonu
- Şekil 3.2 Tahrik grubu konstrüksiyonu
- Şekil 3.3 Frenleme momenti ölçme grubu
- Şekil 3.4 Wheatstone köprüsünde renk ve sayı kodlaması
- Şekil 3.5 Ölçme mili üzerinde gerinim ölçerlerin konumu
- Şekil 3.6 Tekerlek ana silindirine basınçlı yağ sağlayan hidrolik devre
- Şekil 3.7 Hidro-mekanik baskı düzeneği
- Şekil 4.1 Yazıcıda kaydedilen frenleme momenti eğrisi örneği
- Şekil 4.2 Kayar tabanlı frende teorik ve deneysel frenleme momentleri
- Şekil 4.3 Mafsallı frende teorik ve deneysel frenleme momentleri

- Şekil 4.4 Mafsallı ve kayar tabanlı frenlerde teorik ve deneysel frenleme momentleri
- Şekil 4.5 Ortam şartları ve yüzey temizliğinin frenleme momentine etkisi
- Şekil 4.6 Eski ve yeni balatada deneysel sürtünme katsayılarının teorik değerlerle karşılaştırılması
- Şekil 4.7 Farklı pabuç açma kuvvetlerinde frenleme momentinin sıcaklıkla değişimi
- Şekil 4.8 Mafsallı ve kayar tabanlı pabuçlar üzerindeki basınç dağılımları
- Şekil 4.9 Balata yüzeyinde sıcaklık ölçmelerinin yapıldığı noktalar
- Şekil 4.10 $F_b = 251,18$ N pabuç açma kuvveti ile yapılan frenlemede sıcaklık dağılımı (kayar tabanlı fren için)
- Şekil 4.11 $F_b = 334,91$ N pabuç açma kuvveti ile yapılan frenlemede sıcaklık dağılımı (kayar tabanlı fren için)
- Şekil 4.12 Mafsallı frende $F_b = 251,18$ N pabuç açma kuvveti ile yapılan frenlemede ardcı pabuç üzerindeki sıcaklık dağılımı
- Şekil 4.13 Mafsallı frende $F_b = 502,37$ N pabuç açma kuvveti ile yapılan frenlemede ardcı pabuç üzerindeki sıcaklık dağılımı
- Şekil 4.14 Mafsallı frende $F_b = 251,18$ N pabuç açma kuvveti ile yapılan frenlemede öncü pabuç üzerindeki sıcaklık dağılımı
- Şekil 4.15 Sürekli frenlemede zamana bağlı olarak balata yüzey sıcaklığının değişimi

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın her aşamasında değerli yardımlarını gördüğüm doktora yöneticisi Hocam Sayın Prof. Dr. Atilla BOZACI'ya teşekkürlerimi sunarım.

Deney düzeneğinin imalatını gerçekleştiren ÖZMAK Mühendislik Sanayi ve Ltd.Şti'ne, çalışmamın başlangıcından itibaren her türlü bilgi ve yardımlarını esirgemeyen değerli büyüğüm Müh. Feridun F. ÖZBAY'a, her alanda gösterdiği ilgi ve desteği için değerli arkadaşım Mak. Yük. Müh. Hakan Ö. ÖZBAY'a, deneysel ölçümler ile ilgili gerekli kalibrasyonların yapılmasında yardımlarını gördüğüm Fizik Yük. Müh. Ayşegül KONU'ya ve EMRE Ltd. Şti. Kalibrasyon Merkezi'ne ayrıca akademik ve bilimsel çalışmalara gösterdiği ilgi ve destek için FRENTEKNİK Otomotiv San. Ve Tic. Ltd. Şti. Genel Müdürü Mak. Yük. Müh. Alpay LÖK'e teşekkür ederim.

ÖZET

Bu çalışmada, sürtünmeli frenler grubundan kampana fren örneği alınarak Renault 9 taşıtı kampana freni üzerinde teorik ve deneysel araştırmalar yapılmıştır. Aracın fren sistemini belirlenen şartlarda simule edebilen bir deney düzeneği tasarlanarak imal edilmiştir. Kampana frenler için daha önceden belirlenmiş hesap yöntemleri incelenerek deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Teorik ve deneysel sonuçlar üzerinde sürtünen yüzeylerdeki tribolojik ve konstrüktif boyutların etkileri incelenmiştir



ABSTRACT

In this study ,theoretical and experimental applications on drum brakes of Renault 9 vehicle as a sample of drum brakes within the group of friction brakes are done. Experimental set-up capable of simulating braking system under specified conditions is designed and manufactured. Methods of calculations previously derived for drum brakes are evaluated and results of calculations and experiments are determined.



GİRİŞ

Taşıtlarda kullanılan frenleme ile ilgili donanımların görevleri aracı en kısa sürede ve emniyetli bir şekilde durdurmaaktır. Bunun yanısıra taşıtın yokuş aşağı inişlerinde istenmeyen hızlarını engellemek, taşıtı yavaşlatmak veya duran bir taşıtın kendiliğinden harekete geçmesini önlemektir.

Taşıt fren sistemleri sürtünmeli frenler grubunu oluşturan disk ve kampana frenlerdir. Kampana frenlerde iki temel konstrüksiyon pabucu kayar tabanlı olan ve tabanı mafsallı olan tipleridir. Frenleme momenti hesap yöntemlerinde ,özellikle kampana frenlerde değişik fren geometrilerinin frenleme momenti üzerindeki etkilerinin ihmali ve konuyla ilgili deneysel çalışmaların azlığı dikkat çekmektedir. Oysaki kampana frenlerde pabuç taban konstrüksiyonlarının farklılığı doğal olarak frenleme momentlerinde balata-kampana arasındaki basınç dağılımında ve sıcaklık dağılımında da farklılığa yol açmaktadır.

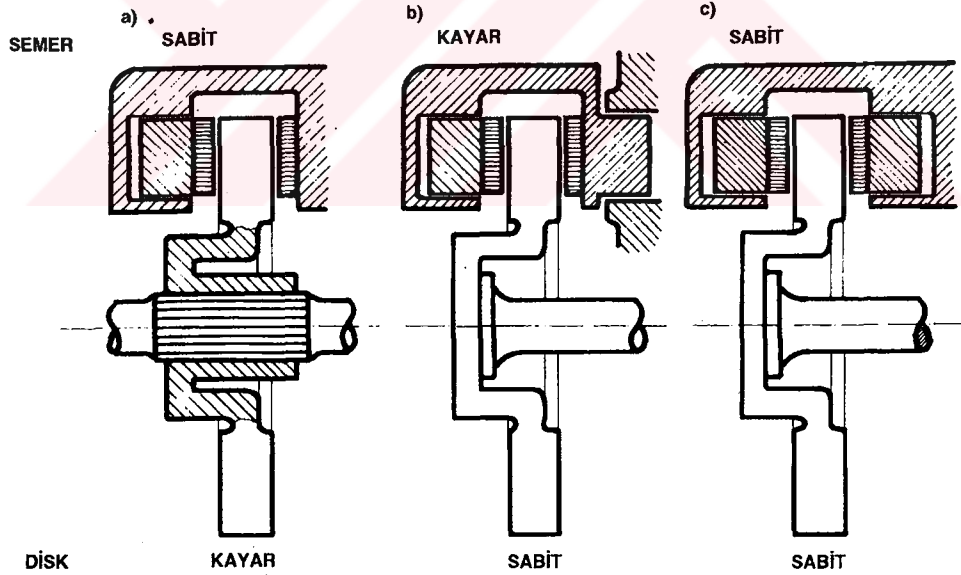
Klasik hesaplara girmiş pratik hesapmalarda bu farklılık gözardı edilmektedir. Ancak detaylı teorik analizlerde bu farkın görmemezlikten gelinmesi sakıncalıdır. Bu yönde bir çalışmaya ise ulaşılabilirdiği ölçüde bir tarama yapılmasına rağmen rastlanamamıştır. Son yıllarda yapılan çalışmaların kampana fren konstrüksiyonlarındaki temel farklılıkların dikkate alınarak, frenleme momenti üzerine etkilerinin incelenmesine yönelik olduğu görülmüştür.

1. OTOMOTİV ENDÜSTRİSİNDE KULLANILAN FREN SİSTEMLERİ

Otomotiv endüstrisinde kullanılan fren sistemleri radyal (tambur) ve eksenel (disk) frenler olarak başlıca iki grupta incelenebilir. Tambur frenler daha çok kampana frenler olarak anılmaktadır.

1.1 Disk Frenler

Frenleme yüzeyi düz dairesel bir yüzeydir. Tekerlek ile eş eksenli olarak monte edilmiş olduğundan, tekerlek ile birlikte dönen metal bir disk, diski genel olarak bir bölgesinden kavrayan ve dönmeyen, tekerlek askı kollarına bağlı semer, semerin iç kısmına yaslanmış durumdaki balatalar ile balataların baskı işlemini gerçekleştiren hidrolik sistemden oluşmaktadır. Balataların yerleştiği semerin sabit veya kayma serbestisine sahip oluşu açısından konstrüktif yapıları farklılıklar gösterir. Buna göre disk frenlerin kayar semerli ve sabit semerli olan tipleri mevcuttur (Şekil 1.1).



Şekil 1.1 Çeşitli disk fren tipleri

1.2 Kampana Frenler

Duran parça (pabuç) ile dönen parçanın (kampana) birbirlerine temas ettikleri yüzey olan frenleme yüzeyi silindriktir. Sürtünme malzemesini taşıyan pabucun silindirik kampana yüzeyine içten sürtündüğü bu tip frenler tekerlek freni olarak en çok kullanılan fren tipidir.

1.2.1 Kampana Fren Elemanları

Frenleme olayı gerçekleşmeden önce tekerlek ile birlikte dönmekte olan kampana, frenleme ile birlikte kampanaya içten sürtünerek frenlemeyi sağlayan bir çift pabuç, pabuçların dışarıya doğru açılarak kampanaya bastırılmasını sağlayan hidrolik sistem temel elemanlardır. Ayrıca pabuçlar üzerine yapıştırılarak veya perçinlenerek yerleştirilen ve balata olarak adlandırılan sürtünme yüzeyi ile pabuç ayar mekanizması (germe mekanizması) bulunur (Şekil 1.2).

1.2.2 Kampana Frenlerin Genel Olarak Sınıflandırılması

- a) Tabanı sabit mafsallı fren (mafsallı fren)
- b) Kayar tabanlı fren

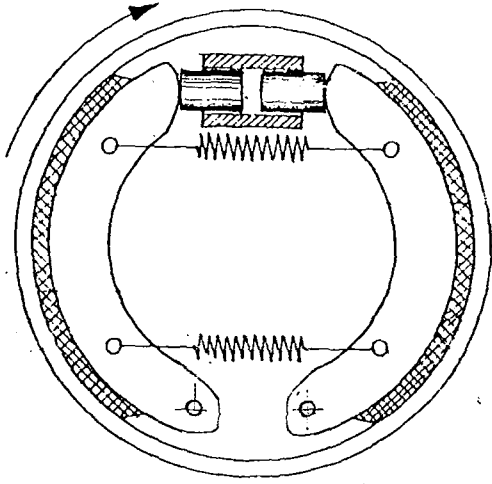
Mafsallı frenlerde fren tablası üzerinde bağlı bulunan ve üzerinde sürtünme yüzeyini taşıyan pabuçların tabanları sabit bir mafsal noktasına dayanmakta olup, pabuçlar bir mafsal ekseninde etrafında dönme serbestisine sahiptirler (Şekil 1.2, Şekil 1.3, Şekil 1.6).

Kayar tabanlı frende ise, fren pabucu tabanı sabit bir yüzeye dayanmaktadır. Bu düzende pabuç dayandığı yüzey doğrultusunda iki yönde kayma serbestisine sahiptir (Şekil 1.4). Bu özellik pabuçların frenleme olayı sırasında kendi kendilerini merkezleyebilmelerine ve böylece uygun bir dayanma yüzeyi ile balata yüzeyinde daha düzgün dağılan bir basınç dağılımına imkan sağlamaktadır.

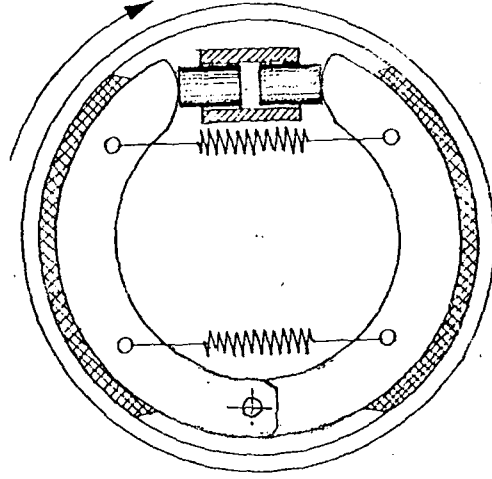
Kampana frenler bu genel sınıflandırmanın yanısıra pabuçların baskı sisteminin konstrüksiyonuna göre de sınıflandırılabilirler.

1.2.2.1 Tek Baskı Sistemli (Simplex) Frenler

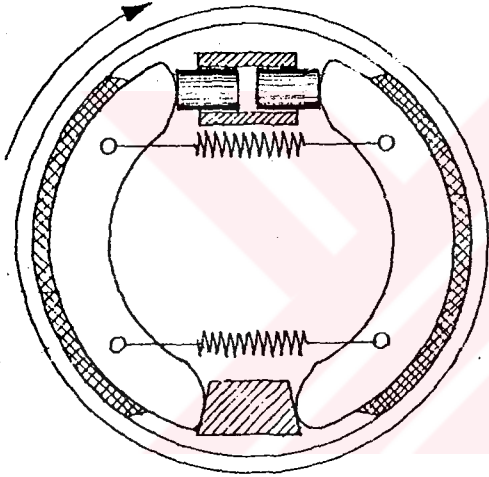
Pabuç baskı sistemi ortak olup, frenleme işlemi sırasında hidrolik yağ basıncı ile pabuçların açılmasını sağlayan tekerlek silindiri çift pistonludur. Böylece ortak bir mekanizma aracılığıyla sağlanan pabuç baskı kuvveti ile pabuçların birbirlerinden bağımsız olarak çalışması sağlanır. Hareket yönü aracın hareket yönü ile aynı olan pabuç öncü pabuç, diğeri ise ardıcı pabuç olarak anılır. Aşağıdaki şekillerde (Şekil 1.2, Şekil 1.3, Şekil 1.4 ve Şekil 1.5) ortak pabuç baskı sistemli kampana fren tipleri verilmiştir.



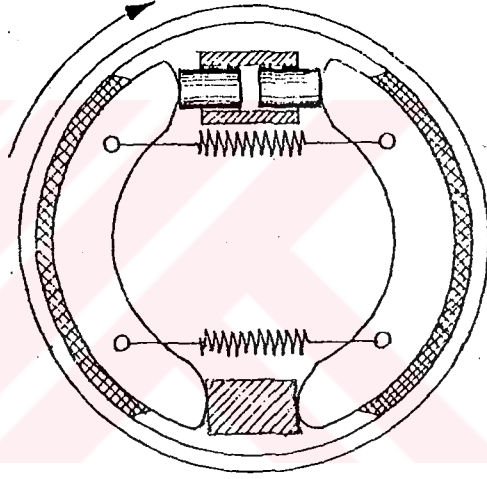
Şekil 1.2 Ayrı ayrı sabit mafsallı
simpleks fren



Şekil 1.3 Ortak sabit mafsallı
simpleks fren



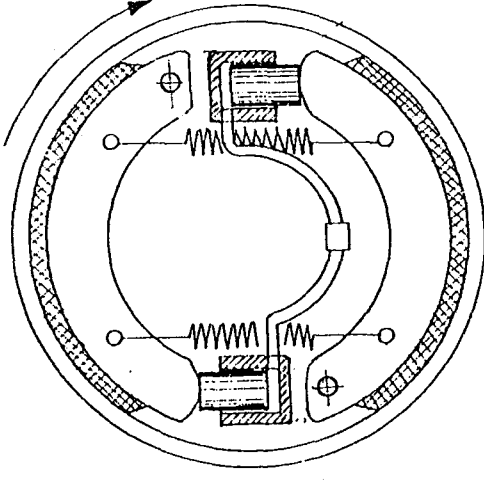
Şekil 1.4. Eğik dayanmış kayar tabanlı
simpleks fren



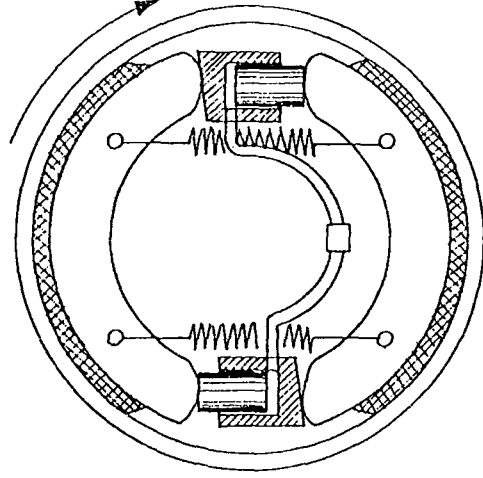
Şekil 1.5. Paralel dayanmış kayar tabanlı
simpleks fren

1.2.2.2 Çift Baskı Sistemli (Duplex) Frenler

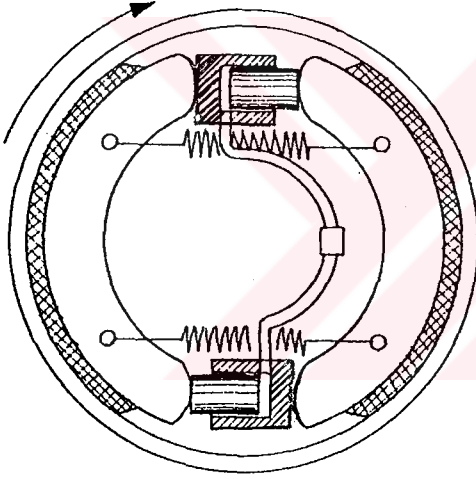
Bu düzenlemede tek yönde etkili olan ve ayrıca pabuçlara dayanma yataklığı yapan iki tekerlek silindiri karşılıklı olarak kullanılmaktadır. Bu sistemde her iki pabuçta öncü olacak şekilde düzenleme imkanına sahiptir. Pabuç baskı sisteminin çift olduğu bu tip konstrüksiyonda her iki dönüş yönü için ayrı ayrı pabuç baskı mekanizması ve pabuç dayama yerinin kullanıldığı ve duo-duplex adı verilen tip de mevcuttur.



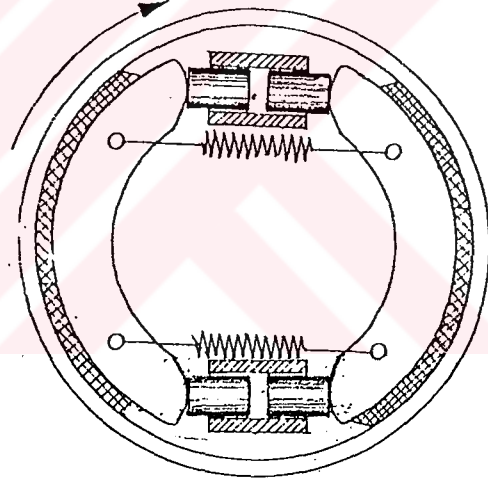
Şekil 1.6 Sabit mafsallı
dupleks fren



Şekil 1.7 Eğik kayar pabuçlu
dupleks fren



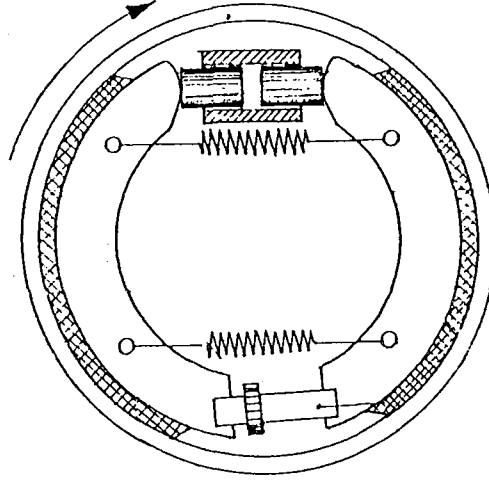
Şekil 1.8 Paralel kayar pabuçlu
dupleks fren



Şekil 1.9 Duo-dupleks fren

1.2.2.2.1 Servo Etkisinden Her İki Pabuçta Yararlanılan Frenler

Bu düzende pabuçlar, bir pabucun taban dayama kuvvetinin diğer pabucu baskı kuvveti olarak etki edeceği şekilde yerleştirilmişlerdir. Kısaca servo fren olarak anılan bu düzenlemede ardcı pabuç söz konusu olmamakta, her iki pabuçta ileri doğru harekette öncü pabuç olarak çalışmaktadır (Şekil 1.10).



Şekil 1.10 Servo fren

1.2.3 Kampana Frenlerde Servo Etkisi ve Kilitlenme

Servo etkisini geniş oturma alanı boyunca çalışan pabuçlarda açıklamak nispeten zordur. Teğetsel ve normal kuvvetleri (Şekil 1.11) bir noktaya indirgeyebilmek için kısa balata modelinin gözönüne alınması gerekmektedir. Ancak bu modelden çıkarılacak sonuç bütün fren sistemleri için genelleştirilebilecek niteliktedir.

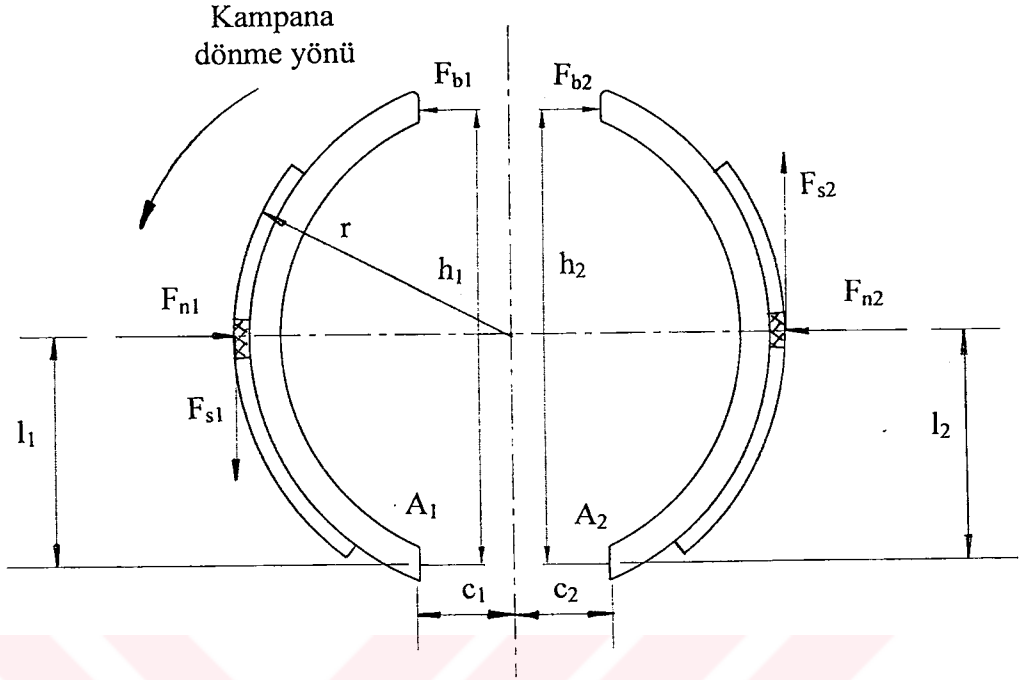
Frenleme sırasında pabuçlar üzerindeki bir noktada toplanmış olduğu kabul edilen normal ve buna dik sürtünme kuvvetleri pabuçların tabanı etrafında bir moment oluşturur. Pabuç üzerinde kuvvetlerin yönü kampana yönündekilerin tersi yönünde alınmıştır. Öncü pabuçta A_1 noktasına göre moment alınarak ;

$$F_{b1} \cdot h_1 - F_{n1} \cdot [l_1 - \mu(r-c_1)] = 0 \quad (1.1)$$

Ardı pabuçta A_2 noktasına göre moment alınarak;

$$- F_{b2} \cdot h_2 + F_{n2} \cdot [l_2 - \mu(r-c_2)] = 0 \quad (1.2)$$

ifade edilebilir.



Şekil 1.11 Servo etkisi

Pabuçların tabanı etrafında oluşan bu momentlerin balata yüzeyi ile kampana yüzeyinin temas ettiği noktada dengelenmesi sonucu kampana dönme yönüne bağlı olarak öncü pabuç baskı kuvvetine ilave ek bir baskı kuvveti oluşurken, bu kuvvet diğer pabuçta baskı kuvvetinin azalması yönünde etki eder (Formül 1.1 ve Formül 1.2). Kampana merkezine göre öncü ve ardcı pabuçlar için ayrı ayrı moment alınarak ;

$$M_1 = \mu \cdot F_{n1} \cdot r \quad (1.3)$$

$$M_2 = \mu \cdot F_{n2} \cdot r \quad (1.4)$$

yazılabilir. Yukarıdaki eşitliklere (1.1) ve (1.2) formüllerinden yararlanılarak F_{n1} ve F_{n2} kuvvetleri yerleştirilerek aşağıdaki eşitlikler elde edilir.

$$M_1 = \mu \cdot \frac{F_{b1} \cdot h_1 \cdot r}{[l_1 - \mu \cdot (r - c_1)]} \quad (1.5)$$

$$M_2 = \mu \cdot \frac{F_{b2} \cdot h_2 \cdot r}{[l_2 + \mu \cdot (r - c_2)]} \quad (1.6)$$

Sürtünme kuvvetinin baskı kuvvetine katkıda bulunarak toplam baskı kuvvetinin kendiliğinden büyümesi servo etkisi olarak bilinir. Ardcı pabuçta ise sürtünme etkisi balatayı yüzeyden uzaklaştırma yönündedir. Bu da kendi kendini zayıflatma etkisidir. Bu yüzden daima $M_1 > M_2$ dir.

(1.5) denkleminde M_1 eşitliğini sonsuza götüren değer $[l_1 - \mu \cdot (r - c_1)]$ ifadesinin sıfır olması halidir. Bu durumda moment çok büyüyeceği için fren bloke olur, yani kilitlenir.

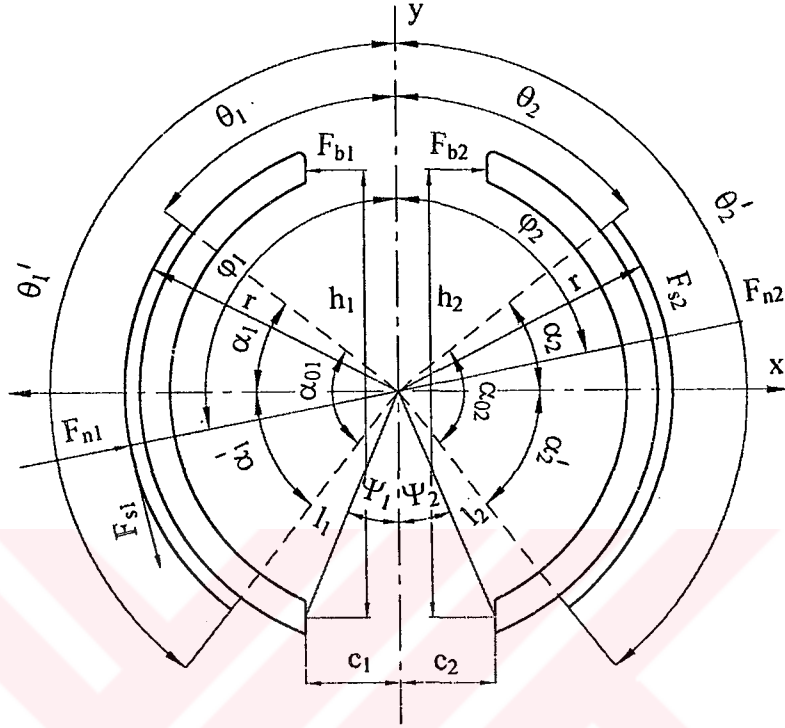
$[l_1 - \mu \cdot (r - c_1)] = 0$ yazılarak öncü pabuçta normal kuvvetin mafsal noktasına uzaklığı

$l_1 \leq \mu \cdot (r - c_1)$ olduğu şartlarda kilitlenme olayı gerçekleşir.



2. KAMPANA FRENLERİN TEORİK ANALİZİ

2.1 Göz Önüne Alınan Kampana Fren Geometrisi



Şekil 2.1 Kampana fren geometrisi

Kampana Fren Geometrisinde ve Hesaplamalarda Kullanılan Semboller

- [1],[2] : öncü ve ardıcı pabuç indisleri
- ω : kampana dönme hızı
- θ_1, θ_2 : y eksenini ile balata başlangıç noktası arasında kalan açı (°)
- θ_1', θ_2' : y eksenini ile balata sonu arasında kalan açı (°)
- α_1, α_2 : x eksenini ile balata başlangıç noktası arasında kalan açı (°)
- α_1', α_2' : x eksenini ile balata sonu arasında kalan açı (°)
- α_{01}, α_{02} : toplam balata açısı (°)
- ϕ_1, ϕ_2 : bileşke normal kuvvetin etki noktası ile y eksenini arasında kalan açı (°)
- Ψ_1, Ψ_2 : pabuç tabanı ile y eksenini arasında kalan açı (°)

μ	: balata sürtünme katsayısı
h_1, h_2	: pabuç baskı kuvveti etkime noktasının pabuç tabanına olan uzaklığı (mm)
l_1, l_2	: pabuç tabanının kampana merkezine olan uzaklığı (mm)
r	: kampana yarıçapı (mm)
F_{n1}, F_{n2}	: pabuçlara etkiyen normal kuvvet (N)
F_{s1}, F_{s2}	: pabuçlara etkiyen sürtünme kuvveti (N)
F_{b1}, F_{b2}	: pabuç baskı kuvveti (N)

2.2 Mevcut Teorik Yaklaşımlar

Kampana frenler ile ilgili literatür araştırmalarında gerek teorik, gerekse deneysel çalışmalara az sayıda rastlanıldı. Yapılan çalışmaların daha çok frenleme sırasında oluşan titreşimler ile gıcırtı üzerine olduğu görüldü.

Newcomb ve A.J.Day [4], [5], [6] in çalışmalarının bir kısmı kampana ve disk frenlerde balata üzerindeki basınç dağılımı ile ilgili olup kurdukları teorik model ile sürtünme yüzeyi üzerinde oluşan sıcaklıklar tahmin edilebilmektedir. Basınç dağılımı ölçme yönteminin henüz geliştirilmemiş olduğu, ancak tahmini olarak balata üzerinde aşınma bölgelerindeki aşınan tabaka derinliklerinin sıcaklık dağılımı konusunda bir fikir verebileceği belirtilmektedir. Ayrıca bu çalışmalarda bilinen basınç dağılımı formu yerine uniform basınç dağılımının bile daha gerçekçi olduğu vurgulanmıştır. Literatür araştırmalarında çoğunlukla mafsal ve kayar tabanlı frenler arasında geometrik farklılıklardan doğan dinamik ve tribolojik etkilerin ihmal edilerek frenleme momenti hesaplandığı gözlenmektedir. Hesaplamalarda kullanılan 1 ve 2 indisleri sırasıyla kampana fren öncü ve ardıcı pabuçlarını temsil etmektedir. Hannah-Stephens [10] ve Shigley [23], hesaplamalarda mafsal fren örneğini göz önüne alarak, kayar tabanlı fren için ayrıca hesap yöntemine gerek duymamışlardır. Hannah-Stephens [10], balatanın frenleme sırasında Hooke kanununa uygun olarak şekil değiştirdiğini kabul etmekte, basıncın pabuç mafsal noktasına olan düşey uzaklıkla doğru orantılı olduğunu ifade etmektedir. $k_{1,2}$ katsayı olmak üzere

$$\text{Öncü pabuç yüzeyine etki eden basınç,} \quad p_1 = k_1 \cdot l_1 \cdot \sin\phi_1$$

$$\text{Ardıcı pabuç yüzeyine etki eden basınç,} \quad p_2 = k_2 \cdot l_2 \cdot \sin\phi_2$$

şeklinde varsayılmaktadır.

Shigley de [23] aynı şekil de balatanın Hooke kanununa uygun şekilde deforme olduğunu, balata yüzeyine etki eden maksimum basıncın pabuç mafsal noktasına göre 90°de oluştuğunu kabul etmektedir. ($\varphi_{\max 1} = \varphi_{\max 2} = 90^\circ$)

Buna göre balata yüzeyine etki eden basınç ile maksimum basınç arasında aşağıdaki bağıntı yazılabilir;

$$\text{Öncü pabuç için} \quad \frac{P_1}{\sin \varphi_1} = \frac{P_{\max 1}}{\sin \varphi_{\max 1}}$$

$$\text{Ardcı pabuç için} \quad \frac{P_2}{\sin \varphi_2} = \frac{P_{\max 2}}{\sin \varphi_{\max 2}}$$

Daha sonra Koeßler ve Buschmann [2] ile Rudolf Limpert [14] in çalışmalarında her iki konstrüktif tip için ayrı ayrı hesaplama yöntemleri kullandıkları görülmektedir. Bu çalışmada mafsalı kampana fren hesapları için Koeßler ve Buschmann [2] in yaklaşımı benimsenmiştir. Newcomb ve A.J.Day [4] de mafsalı ve kayar tabanlı frenlerin teorilerinin farklı olduğu ve hesaplamalarda ayrı ayrı ele almak gerekliliğini belirtmişlerdir. Mamiti'nin [16], [17] kayar tabanlı frenler için geliştirmiş olduğu hesap yöntemini mevcut olanlar arasında daha açık ve geniş kapsamlı bulduğumuzdan bu çalışmada kayar tabanlı frenler için benimsemiş olduğumuz modelin temelini teşkil etmektedir.

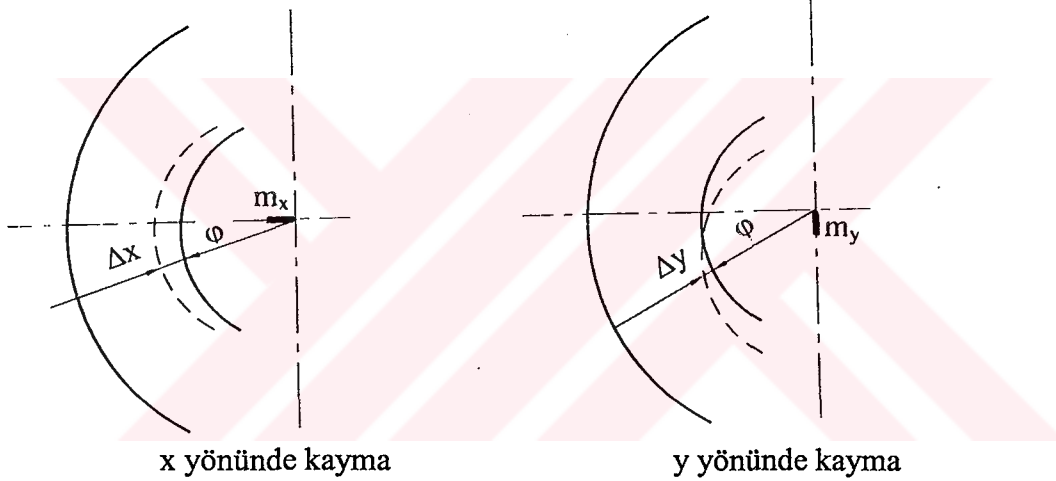
2.3 Mevcut Çalışmalarda Temel Varsayımlar

- a) Kampana (dönen karşı yüzey) : Silindirik ve rijittir.
- b) Balata (dönmeyen sürtünme yüzeyi) : Uzunluğu ve genişliği boyunca sabit bir kalınlığa sahip olup, sürtünme yüzeyi çevresinde sürtünme katsayısı sabittir. (Balata sürtünme katsayısı çalışma sırasındaki sürtünme katsayısına eşit alınıp, fiziksel sürtünme katsayısından farkı bütün sürtünme yüzeyindeki sürtünme katsayılarının bir ortalaması oluşudur. Aslında frenleme sırasında sürtünme yüzeyinde yer yer değişiklik gösteren basınç, sıcaklık ve ortam şartlarına bağlı olarak sürtünme katsayısı değişir .)
- c) Balata malzemesi kampana ve pabuç iskeleti malzemesine göre elastiktir. Deformasyonlar elastik sınırlar içindedir .
- d) Frenlemede pabuca etkiyen kuvvetlerin yönleri ve uygulama noktaları başlangıçtaki kabullere uygun olup, frenleme sırasında değişmemektedir.

2.4 Güz Önüne Alman Teorik Modeller

2.4.1. Mafsallı Kampanalı Frenlerde Frenleme Momenti

Burada Koeßler ve Buschmann [2] in mafsallı frenler için ele aldığı teorik model esas alınarak bu model Renault 9 otomobillerinin arka tekerlek frenlerinin geometrisine uyarlanmıştır. Fren pabuçlarına baskı kuvveti uygulanmadan önce balata ve kampana ortak silindirik bir değme yüzeyi boyunca temas ederler. Frenlemede temastaki silindirik yüzeyler balatanın elastik sınırlar içinde deforme olması sonucunda küçük deplasmanlar halinde yer değiştirirler. Şekil 2.2 de silindir ekseninin x ve y eksenleri boyunca kayma miktarı m_x ve m_y ile gösterilmiştir. Mafsal eksenini sabit olduğundan ve frenlemede y eksenini boyunca kaymadan söz edilemeyeceğinden $\Delta_y = 0$ dır. Aşağıdaki şekillerde frenleme sırasında kampana merkezinde meydana gelen m_x ve m_y gösterilmiştir.



Şekil 2.2 x ve y yönünde kayma miktarları

Hesaplamalarda kullanılan semboller;

- F_{n1}, F_{n2} : pabuçlara etkiyen normal kuvvetler (N)
- F_{n1x}, F_{n2x} : silindir ekseninin m_x kadar kayması sonucu normal kuvvet bileşeni (N)
- F_{s1x}, F_{s2x} : silindir ekseninin m_x kadar kayması sonucu sürtünme kuvveti bileşeni (N)
- F_{n1y}, F_{n2y} : silindir ekseninin m_y kadar kayması sonucu normal kuvvet bileşeni (N)
- F_{s1y}, F_{s2y} : silindir ekseninin m_y kadar kayması sonucu sürtünme kuvveti bileşeni (N)
- F_{b1}, F_{b2} : pabuç baskı kuvvetleri (N)
- F_{t1}, F_{t2} : pabuç taban kuvvetleri (N)
- F_{b1x}, F_{b1y} : pabuç baskı kuvveti bileşenleri (N)
- F_{t1x}, F_{t1y} : pabuç taban kuvveti bileşenleri (N)
- γ : pabuç baskı kuvvetinin yatay eksene göre etkime açısı ($^{\circ}$)

- δ : pabuç taban kuvvetinin yatay eksene göre etkime açısı ($^{\circ}$)
- Δ : balata kalınlığındaki incelme miktarı (mm)
- Δ_x : silindir ekseninin m_x kadar ötelenmesi sonucu balata kalınlığındaki incelme miktarı
- Δ_y : silindir ekseninin m_y kadar ötelenmesi sonucu balata kalınlığındaki incelme miktarı
- dA : balata elemanter alanı (mm^2)
- r : kampana yarıçapı (mm)
- b : balata genişliği (mm)
- s : balata kalınlığı (mm)
- p : balata yüzeyine etki eden basınç (N/mm^2)
- E : elastisite modülü (N/mm^2)
- φ : normal kuvvetin etkime açısı ($^{\circ}$)

Balata yüzeyinde elemanter alana etki eden normal kuvvetler ;

$$dF_{n1} = p_1 \cdot dA_1 = E \cdot \frac{\Delta_1}{s} \cdot b \cdot r \cdot d\varphi \quad \text{ve} \quad dF_{n2} = p_2 \cdot dA_2 = E \cdot \frac{\Delta_2}{s} \cdot r \cdot d\varphi$$

Mafsallı kampana frende silindir eksenini sadece m_x kadar ötelendiğinden ($m_y=0$), öncü ve ardıcı pabuçlarda normal kuvvet bileşenleri;

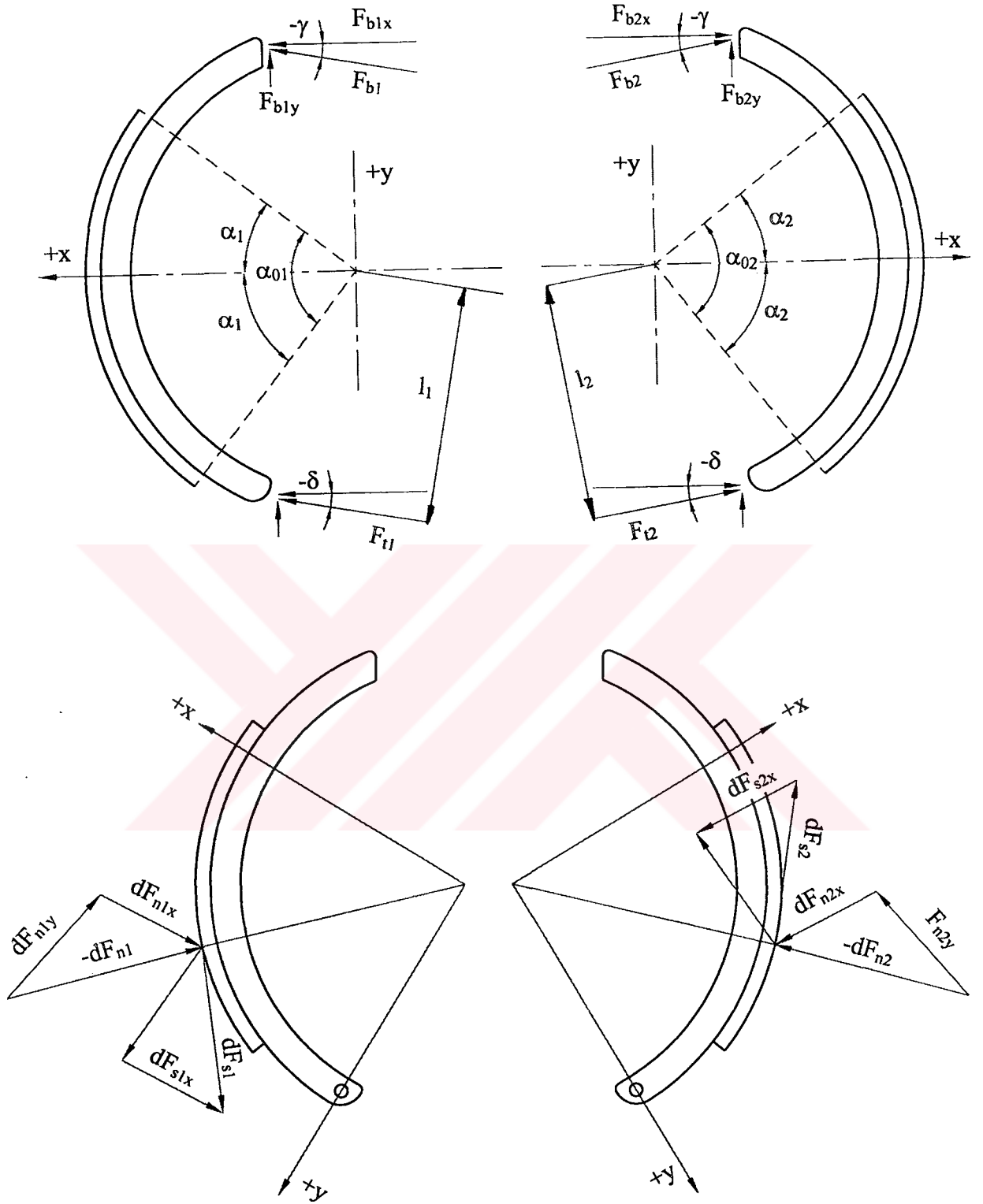
$$dF_{n1x} = E \frac{m_{x1} \cdot \cos \varphi}{s} \cdot b \cdot r \cdot d\varphi$$

$$dF_{n2x} = E \frac{m_{x2} \cdot \cos \varphi}{s} \cdot b \cdot r \cdot d\varphi$$

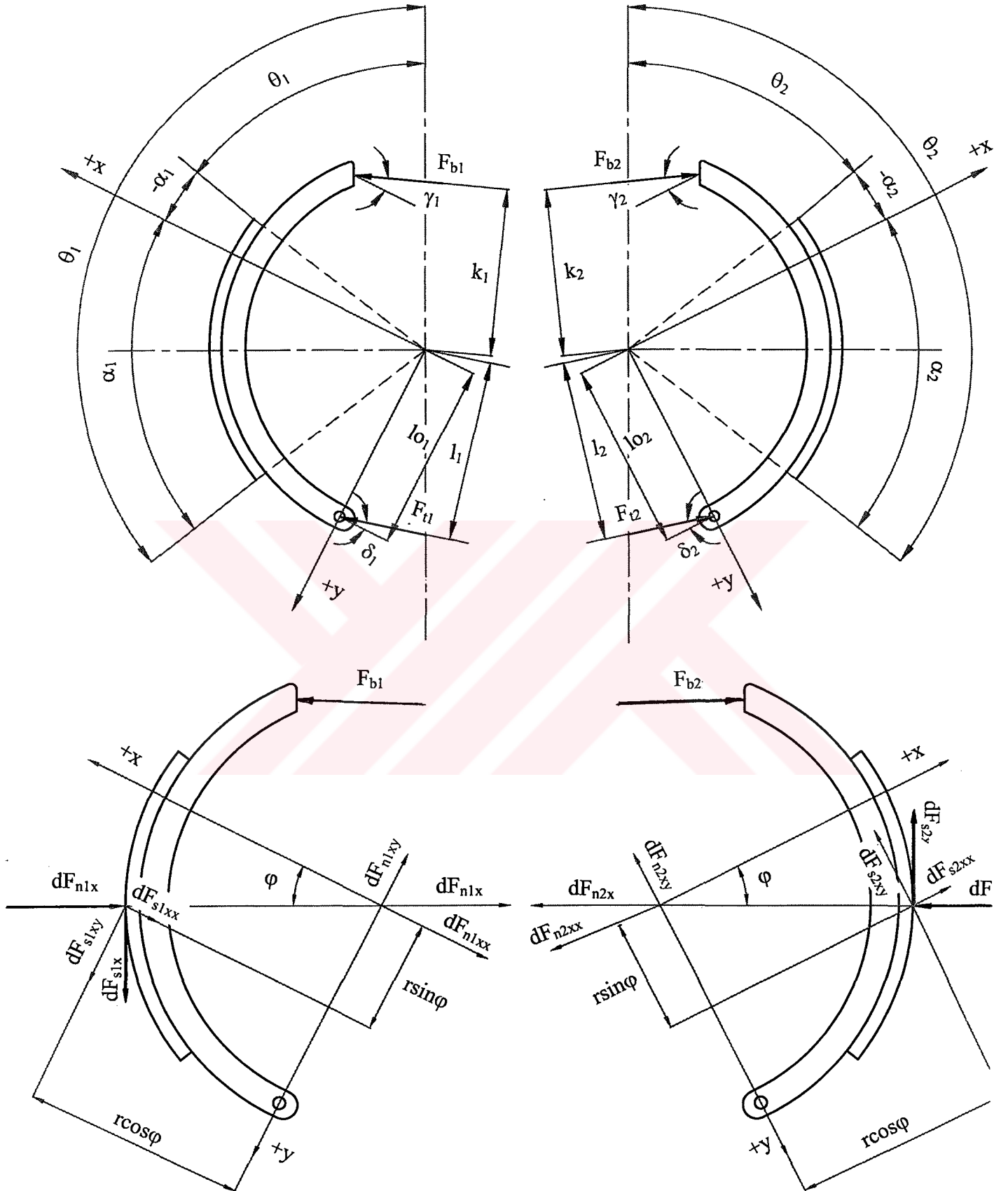
Düşey eksen y , mafsal noktasından geçmekte olup, normal kuvvet ve sürtünme kuvvetleri bu eksen takımına göre bileşenlerine ayrılır. Böylece öncü pabuçta normal kuvvet bileşenleri;

$$dF_{n1xx} = dF_{n1x} \cdot \cos \varphi = \frac{m_{x1}}{s} \cdot E \cdot b \cdot r \cdot \cos^2 \varphi \cdot d\varphi \quad (2.1)$$

$$dF_{n1xy} = dF_{n1x} \cdot \sin \varphi = \frac{m_{x1}}{s} \cdot E \cdot b \cdot r \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi \quad (2.2)$$



Şekil 2.3 Deformasyondan önce öncü ve ardıcı pabuçlara etkiyen F_{n1} , F_{n2} normal kuvvetleri, F_{s1} , F_{s2} sürtünme kuvvetleri ile bu kuvvetlerin bileşenleri, F_{b1} , F_{b2} pabuç baskı kuvvetleri, F_{t1} , F_{t2} pabuç taban kuvvetleri, x , y eksenleri, kampana dönüş yönüne göre açılarının işaretleri.



Şekil 2.4 Deformasyondan sonra öncü ve ardıcı pabuçlara etkiyen F_{n1} , F_{n2} normal kuvvetleri, F_{s1} , F_{s2} sürtünme kuvvetleri ile bu kuvvetlerin bileşenleri, F_{b1} , F_{b2} pabuç baskı kuvvetleri, F_{t1} , F_{t2} pabuç taban kuvvetleri, x , y eksenleri, kampana dönüş yönüne göre açılarının işaretleri.

$$dF_{n2xx} = dF_{n2x} \cdot \cos \varphi = \frac{m_{x2}}{s} \cdot E \cdot b \cdot r \cdot \cos^2 \varphi \cdot d\varphi \quad (2.3)$$

$$dF_{n2xy} = dF_{n2x} \cdot \sin \varphi = \frac{m_{x2}}{s} \cdot E \cdot b \cdot r \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi \quad (2.4)$$

Aynı şekilde öncü pabuçta sürtünme kuvveti bileşenleri;

$$dF_{s1xx} = \mu \cdot dF_{n1x} \cdot \sin \varphi = \mu \cdot \frac{m_{x1}}{s} \cdot E \cdot b \cdot r \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi \quad (2.5)$$

$$dF_{s1xy} = \mu \cdot dF_{n1x} \cdot \cos \varphi = \mu \cdot \frac{m_{x1}}{s} \cdot E \cdot b \cdot r \cdot \cos^2 \varphi \cdot d\varphi \quad (2.6)$$

Ardcı pabuç sürtünme kuvveti bileşenleri;

$$dF_{s2xx} = \mu \cdot dF_{n2x} \cdot \sin \varphi = \mu \cdot \frac{m_{x2}}{s} \cdot E \cdot b \cdot r \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi \quad (2.7)$$

$$dF_{s2xy} = \mu \cdot dF_{n2x} \cdot \cos \varphi = \mu \cdot \frac{m_{x2}}{s} \cdot E \cdot b \cdot r \cdot \cos^2 \varphi \cdot d\varphi \quad (2.8)$$

Her iki pabuç için x yönündeki kuvvetlerin denge denklemleri yazılarak; $\Sigma X = 0$

$$\text{Öncü pabuçta;} \quad F_{b1x} - F_{n1xx} - F_{s1xx} + F_{t1x} = 0 \quad (2.9)$$

$$F_{b1} \cdot \cos \gamma_1 - \int_{\alpha_1}^{\alpha_1'} \frac{m_{x1}}{s} \cdot E \cdot b \cdot r \cdot \cos^2 \varphi \cdot d\varphi - \int_{\alpha_1}^{\alpha_1'} \mu \cdot \frac{m_{x1}}{s} \cdot E \cdot b \cdot r \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi + F_{t1} \cdot \cos \delta_1 = 0 \quad (2.10)$$

$$\text{Ardcı pabuçta;} \quad F_{b2x} - F_{n2xx} + F_{s2xx} + F_{t2x} = 0 \quad (2.11)$$

$$F_{b2} \cdot \cos \gamma_2 - \int_{\alpha_2}^{\alpha_2'} \frac{m_{x2}}{s} \cdot E \cdot b \cdot r \cdot \cos^2 \varphi \cdot d\varphi + \int_{\alpha_2}^{\alpha_2'} \mu \cdot \frac{m_{x2}}{s} \cdot E \cdot b \cdot r \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi + F_{t2} \cdot \cos \delta_2 = 0 \quad (2.12)$$

İşlemlerde aşağıda formüllerle verilen kısaltmalar yapılmıştır.

$$\frac{m_{x1}}{s} \cdot E \cdot b \cdot r = u_{x1} \quad \text{ve} \quad \frac{m_{x2}}{s} \cdot E \cdot b \cdot r = u_{x2} \quad (2.13)$$

$$a_1 = \int_{\alpha_1}^{\alpha_1'} \cos^2 \varphi \cdot d\varphi = \frac{\sin 2\alpha_1' - \sin 2\alpha_1 + 2(\alpha_1' - \alpha_1)}{4} \quad \left. \vphantom{a_1} \right\} \quad (2.14)$$

$$a_2 = \int_{\alpha_2}^{\alpha_2'} \cos^2 \varphi \cdot d\varphi = \frac{\sin 2\alpha_2' - \sin 2\alpha_2 + 2(\alpha_2' - \alpha_2)}{4}$$

$$b_1 = \int_{\alpha_1}^{\alpha_1'} \cos \varphi \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi = \frac{\sin^2 \alpha_1' - \sin^2 \alpha_1}{2} \quad \left. \vphantom{b_1} \right\} \quad (2.15)$$

$$b_2 = \int_{\alpha_2}^{\alpha_2'} \cos \varphi \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi = \frac{\sin^2 \alpha_2' - \sin^2 \alpha_2}{2}$$

Böylece (2.10) ve (2.12) nolu denklemler aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$F_{b1} \cdot \cos \gamma_1 - u_{x1} \cdot (a_1 - \mu \cdot b_1) + F_{t1} \cdot \cos \delta_1 = 0 \quad (2.16)$$

$$F_{b2} \cdot \cos \gamma_2 - u_{x2} \cdot (a_2 + \mu \cdot b_2) + F_{t2} \cdot \cos \delta_2 = 0 \quad (2.17)$$

Aynı şekilde her iki pabuç için y yönündeki kuvvetlerin denge denklemleri yazılarak;

$$\Sigma Y = 0$$

$$\text{Öncü pabuçta} \quad F_{b1y} - F_{n1xy} + F_{s1xy} + F_{t1y} = 0 \quad (2.18)$$

$$F_{b1} \cdot \sin \gamma_1 - \int_{\alpha_1}^{\alpha_1'} \frac{m_{x1}}{s} \cdot E \cdot b \cdot r \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi + \int_{\alpha_1}^{\alpha_1'} \frac{m_{x1}}{s} \cdot E \cdot b \cdot r \cdot \cos^2 \varphi \cdot d\varphi + F_{t1} \cdot \sin \delta_1 = 0 \quad (2.19)$$

$$\text{Ardcı pabuçta} \quad F_{b2y} - F_{n2xy} - F_{s2xy} + F_{t2y} = 0 \quad (2.20)$$

$$F_{b2} \cdot \sin \gamma_2 - \int_{\alpha_2}^{\alpha_2'} \frac{m_{x2}}{s} \cdot E \cdot b \cdot r \cdot \cos \varphi \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi - \int_{\alpha_2}^{\alpha_2'} \frac{m_{x2}}{s} \cdot E \cdot b \cdot r \cdot \cos^2 \varphi \cdot d\varphi + F_{t2} \cdot \sin \delta_2 = 0 \quad (2.21)$$

(2.13), (2.14) ve (2.15) formüllerinde verilen kısaltmalar yapılarak (2.19) ve (2.21) nolu formüller aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$F_{b1} \cdot \sin \gamma_1 - u_{x1} \cdot (b_1 - \mu \cdot a_1) + F_{t1} \cdot \sin \delta_1 = 0 \quad (2.22)$$

$$F_{b2} \cdot \sin \gamma_2 - u_{x2} \cdot (b_2 + \mu \cdot a_2) + F_{t2} \cdot \sin \delta_2 = 0 \quad (2.23)$$

Çevre kuvvetleri $F_{\zeta 1}$ ve $F_{\zeta 2}$ olup;

$$F_{\zeta 1} = \int_{\alpha_1}^{\alpha_1'} dF_{s1x} + \int_{\alpha_1}^{\alpha_1'} dF_{s1y} = \int_{\alpha_1}^{\alpha_1'} dF_{s1x} \quad , \quad \int_{\alpha_1}^{\alpha_1'} dF_{s1y} = 0$$

$$F_{\zeta 2} = \int_{\alpha_2}^{\alpha_2'} dF_{s2x} + \int_{\alpha_2}^{\alpha_2'} dF_{s2y} = \int_{\alpha_2}^{\alpha_2'} dF_{s2x} \quad , \quad \int_{\alpha_2}^{\alpha_2'} dF_{s2y} = 0$$

Gerekli işlemlerin yapılmasından sonra çevre kuvvetleri;

$$F_{\zeta 1} = \mu \cdot [u_{x1} (\sin \alpha_1' - \sin \alpha_1)] \quad (2.24)$$

$$F_{\zeta 2} = \mu \cdot [u_{x2} (\sin \alpha_2' - \sin \alpha_2)] \quad (2.25)$$

Kampana merkezine göre moment alınarak; $\Sigma M_1 = 0$ ve $\Sigma M_2 = 0$

$$\text{Öncü pabuçta} \quad F_{b1} \cdot k_1 + F_{\zeta 1} \cdot r - F_{t1} \cdot l_1 = 0 \quad (2.26)$$

$$\text{Ardcı pabuçta} \quad F_{b2} \cdot k_2 - F_{\zeta 2} \cdot r + F_{t2} \cdot l_2 = 0 \quad (2.27)$$

$$(l_1 = l_{01} \cdot \cos \delta_1 \quad \text{ve} \quad l_2 = l_{02} \cdot \cos \delta_2)$$

Yukarıda verilen denge şartlarının sağlanmasından sonra , öncü ve ardıcı pabuçların her biri için 3 denge denklemi yazmak mümkündür. Öncü pabuçta;

$$F_{b1} \cdot \cos \gamma_1 - F_{\zeta 1} \cdot \frac{a_1 - \mu \cdot b_1}{\mu (\sin \alpha_1' - \sin \alpha_1)} + F_{t1} \cdot \cos \delta_1 = 0 \quad (2.28)$$

$$F_{b1} \cdot \sin \gamma_1 - F_{\zeta 1} \cdot \frac{b_1 - \mu \cdot a_1}{\mu(\sin \alpha'_1 - \sin \alpha_1)} + F_{t1} \cdot \sin \delta_1 = 0 \quad (2.29)$$

$$F_{b1} \cdot k_1 - F_{\zeta 1} \cdot r - F_{t1} \cdot l_{o1} \cdot \cos \delta_1 = 0 \quad (2.30)$$

Ardıcı pabuçta;

$$F_{b2} \cdot \cos \gamma_2 - F_{\zeta 2} \cdot \frac{a_2 + \mu \cdot b_2}{\mu(\sin \alpha'_2 - \sin \alpha_2)} + F_{t2} \cdot \cos \delta_2 = 0 \quad (2.31)$$

$$F_{b2} \cdot \sin \gamma_2 - F_{\zeta 2} \cdot \frac{b_2 + \mu \cdot a_2}{\mu(\sin \alpha'_2 - \sin \alpha_2)} + F_{t2} \cdot \sin \delta_2 = 0 \quad (2.32)$$

$$F_{b2} \cdot k_2 + F_{\zeta 2} \cdot r - F_{t2} \cdot l_{o2} \cdot \cos \delta_2 = 0 \quad (2.33)$$

olup, her iki denklem takımında bilinmeyen büyüklükler pabuç taban kuvveti F_t ve etkiye açısı δ ile çevre kuvveti F_ζ dir. Yukarıdaki denklem takımlarını işlem kolaylığı olması amacıyla daha sade bir formda yazmak mümkündür.

$$A_1 = \frac{a_1 - \mu \cdot b_1}{\mu(\sin \alpha'_1 - \sin \alpha_1)} \quad \text{ve} \quad A_2 = \frac{a_2 + \mu \cdot b_2}{\mu(\sin \alpha'_2 - \sin \alpha_2)}$$

$$B_1 = \frac{b_1 - \mu \cdot a_1}{\mu(\sin \alpha'_1 - \sin \alpha_1)} \quad \text{ve} \quad B_2 = \frac{b_2 + \mu \cdot a_2}{\mu(\sin \alpha'_2 - \sin \alpha_2)}$$

kısaltmaları ile, öncü pabuç denge denklemleri;

$$F_{b1} \cdot \cos \gamma_1 - F_{\zeta 1} \cdot A_1 + F_{t1} \cdot \cos \delta_1 = 0 \quad (2.34)$$

$$F_{b1} \cdot \sin \gamma_1 - F_{\zeta 1} \cdot B_1 + F_{t1} \cdot \sin \delta_1 = 0 \quad (2.35)$$

$$F_{b1} \cdot k_1 - F_{\zeta 1} \cdot r - F_{t1} \cdot l_{o1} \cdot \cos \delta_1 = 0 \quad (2.36)$$

Ardcı pabuç denge denklemleri ;

$$F_{b2} \cdot \cos \gamma_2 - F_{\varphi 2} \cdot A_2 + F_{t2} \cdot \cos \delta_2 = 0 \quad (2.37)$$

$$F_{b2} \cdot \sin \gamma_2 - F_{\varphi 2} \cdot B_2 + F_{t2} \cdot \sin \delta_2 = 0 \quad (2.38)$$

$$F_{b2} \cdot k_2 + F_{\varphi 2} \cdot r - F_{t2} \cdot l_{o2} \cdot \cos \delta_2 = 0 \quad (2.39)$$

şeklinde yazılarak;

$$\text{Öncü pabuçta;} \quad F_{t1} = \frac{F_{b1} \cdot k_1 - F_{\varphi 1} \cdot r}{l_{o1} \cdot \cos \delta_1} \quad (2.40)$$

$$\text{Ardcı pabuçta} \quad F_{t2} = \frac{F_{b2} \cdot k_2 + F_{\varphi 2} \cdot r}{l_{o2} \cdot \cos \delta_2} \quad (2.41)$$

denklemlerde yerine yazılarak;

Öncü pabuçta;

$$F_{b1} \cdot \cos \gamma_1 - F_{\varphi 1} \cdot A_1 + \frac{F_{b1} \cdot k_1 - F_{\varphi 1} \cdot r}{l_{o1} \cdot \cos \delta_1} \cdot \cos \delta_1 = 0$$

$$F_{\varphi 1} = F_{b1} \cdot \left[\frac{\cos \gamma_1 \cdot l_{o1} + k_1}{A_1 \cdot l_{o1} - r} \right] \quad (2.42)$$

Ardcı pabuçta;

$$F_{b2} \cdot \cos \gamma_2 - F_{\varphi 2} \cdot A_2 + \frac{F_{b2} \cdot k_2 + F_{\varphi 2} \cdot r}{l_{o2} \cdot \cos \delta_2} \cdot \cos \delta_2 = 0$$

$$F_{\varphi 2} = F_{b2} \cdot \left[\frac{\cos \gamma_2 \cdot l_{o2} + k_2}{A_2 \cdot l_{o2} + r} \right] \quad (2.43)$$

yazılarak çevre kuvvetleri hesaplanabilir. Böylece her iki pabuçta frenleme momentleri aynı zamanda sürtünme momentlerine eşit olup, $M_{f1} = M_{s1}$ ve $M_{f2} = M_{s2}$ yazılarak,

$$M_{f1} = F_{\phi 1} \cdot r \quad \text{ve} \quad M_{f2} = F_{\phi 2} \cdot r \quad (2.44)$$

formülleri ile hesaplanabilir.

δ açısını belirlemek amacıyla formüllerde F_t taban kuvveti F_ϕ çevre kuvveti ve F_b pabuç baskı kuvveti cinsinden yazılmalıdır. Böylece;

Öncü pabuçta;

$$F_{b1} \cdot \sin \gamma_1 - F_{\phi 1} \cdot B_1 + \frac{F_{b1} \cdot k_1 - F_{\phi 1} \cdot r}{l_{o1} \cdot \cos \delta_1} \cdot \sin \delta_1 = 0$$

$$\text{tg} \delta_1 = \frac{B_1 \cdot (l_{o1} \cdot \cos \gamma_1 + k_1) - \sin \gamma_1 \cdot (A_1 \cdot l_{o1} - r)}{A_1 \cdot k_1 - r \cdot \cos \gamma_1} \quad (2.45)$$

Ardcı pabuçta;

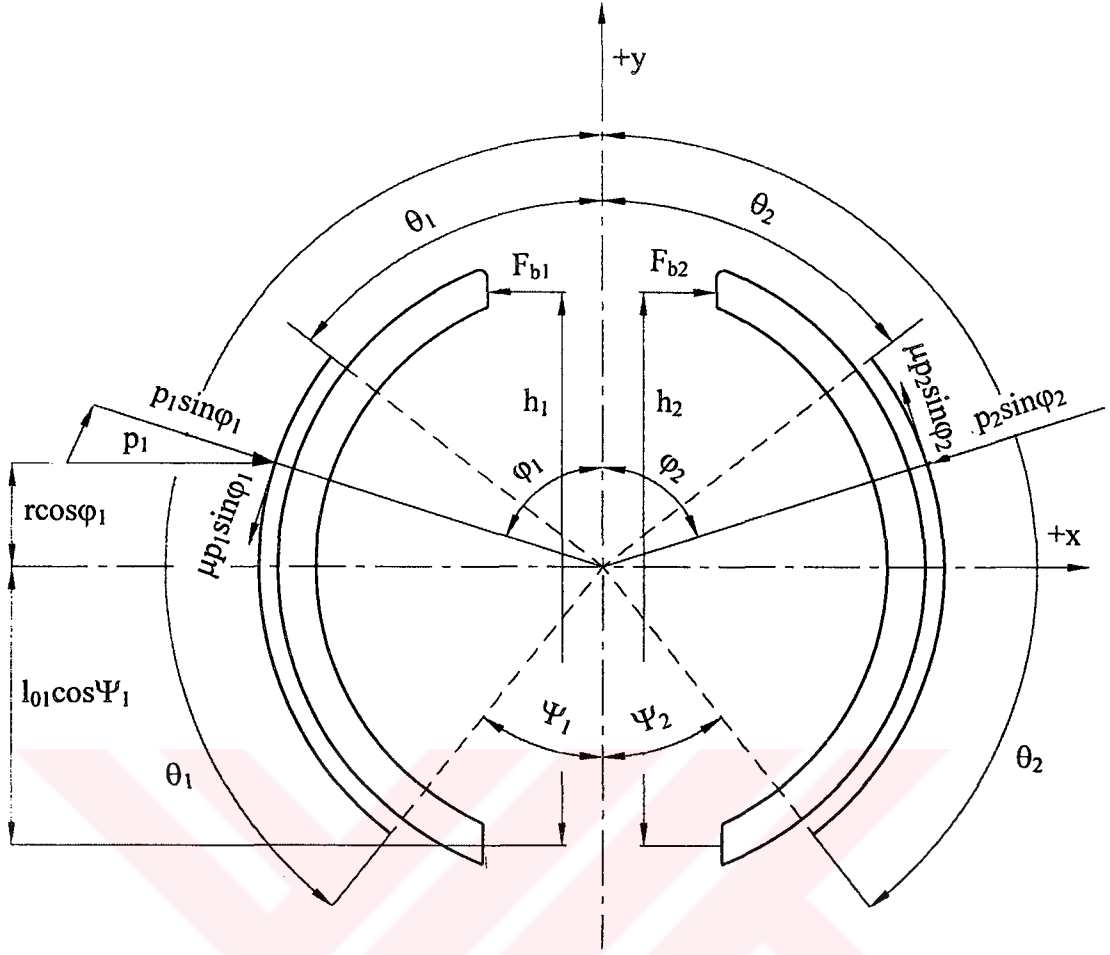
$$F_{b2} \cdot \sin \gamma_2 - F_{\phi 2} \cdot B_2 + \frac{F_{b2} \cdot k_2 + F_{\phi 2} \cdot r}{l_{o2} \cdot \cos \delta_2} \cdot \sin \delta_2 = 0$$

$$\text{tg} \delta_2 = \frac{B_2 \cdot (l_{o2} \cdot \cos \gamma_2 + k_2) - \sin \gamma_2 \cdot (A_2 \cdot l_{o2} - r)}{A_2 \cdot k_2 + r \cdot \cos \gamma_2} \quad (2.46)$$

formülleri yazılabilir.

2.4.2 Kayar Tabanlı Frenlerde Frenleme Momenti

G.I.Mamiti'nin [17] kayar tabanlı frenler için geliştirmiş olduğu hesaplarda mevcut diğer yaklaşımlardan farklı olarak balata yüzeyine etki eden basıncın yatay bileşenlerinin temas yüzeyi boyunca sabit kaldığı varsayılmaktadır. Balata yüzeyine etki eden kuvvetin etkime açısı ϕ olmak üzere, öncü ve ardıcı balata yüzeylerinde oluşan p_1 ve p_2 basınçları bileşenlerine ayrılabilir. Hesaplamalarda göz önüne alınan fren geometrisi şekilde verilmiştir.



Şekil 2.5 Kayar tabanlı kampana frenlerde gözönüne alınan kampana geometrisi ve sisteme etki eden kuvvetler.

Sisteme etkiyen kuvvetler ile etkime açıları şekil 2.4 deki gibidir. Öncü ve ardıcı pabuçlarda φ açısının fonksiyonu olan basınç değerleri sabit kabul edilmiştir. Balata üzerinde elemanter alana etkiyen kuvvetler ;

Normal kuvvetler;

$$F_{n1} = p_1 \cdot b \cdot r \int_{\theta_1}^{\theta_1'} \sin \varphi \cdot d\varphi \quad (2.30)$$

$$F_{n2} = p_2 \cdot b \cdot r \int_{\theta_2}^{\theta_2'} \sin \varphi \cdot d\varphi \quad (2.31)$$

Sürtünme kuvvetleri;

$$F_{s1} = \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r \int_{\theta_1}^{\theta_1'} \sin \varphi \cdot d\varphi \quad (2.32)$$

$$F_{s2} = \mu \cdot p_2 \cdot b \cdot r \int_{\theta_2}^{\theta_2'} \sin \varphi \cdot d\varphi \quad (2.33)$$

Sürtünme kuvvetlerinin kampana merkezine göre oluşturduğu momentler;

$$M_{s1} = \mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r \int_{\theta_1}^{\theta_1'} \sin \varphi \cdot d\varphi \cdot r \quad (2.34)$$

$$M_{s2} = \mu \cdot p_2 \cdot b \cdot r \int_{\theta_2}^{\theta_2'} \sin \varphi \cdot d\varphi \cdot r \quad (2.35)$$

Öncü ve ardcı pabuçlarda balata yüzeylerinde oluşan p_1 ve p_2 basınçlarının belirlenebilmesi için denge denklemlerinden pabuç taban noktalarına göre moment alınarak ,öncü pabuçta;

$$\begin{aligned} & -F_{b1} \cdot h_1 + \int_{\theta_1}^{\theta_1'} p_1 \cdot \sin \varphi_1 \cdot b \cdot r \cdot d\varphi_1 \cdot l_{o1} \cdot \sin(\varphi_1 + \psi_1) + \int_{\theta_1}^{\theta_1'} p_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot b \cdot r \cdot d\varphi_1 \cdot [r + l_{o1} \cdot \cos(\varphi_1 + \psi_1)] - \\ & \int_{\theta_1}^{\theta_1'} \mu \cdot p_1 \cdot \sin \varphi_1 \cdot b \cdot r \cdot d\varphi_1 \cdot [r + l_{o1} \cdot \cos(\varphi_1 + \psi_1)] = 0 \end{aligned} \quad (2.36)$$

Ardcı pabuçta;

$$\begin{aligned} & -F_{b2} \cdot h_2 + \int_{\theta_2}^{\theta_2'} p_2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot b \cdot r \cdot d\varphi_2 \cdot l_{o2} \cdot \sin(\varphi_2 + \psi_2) + \int_{\theta_2}^{\theta_2'} p_2 \cdot \cos \varphi_2 \cdot b \cdot r \cdot d\varphi_2 \cdot [r + l_{o2} \cdot \cos(\varphi_2 + \psi_2)] - \\ & \int_{\theta_2}^{\theta_2'} \mu \cdot p_2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot b \cdot r \cdot d\varphi_2 \cdot [r + l_{o2} \cdot \cos(\varphi_2 + \psi_2)] = 0 \end{aligned} \quad (2.37)$$

Yukarıdaki eşitlikler $p_1 = p_1 \cdot \cos \varphi_1 + p_1 \cdot \sin \varphi_1$ ve $p_2 = p_2 \cdot \cos \varphi_2 + p_2 \cdot \sin \varphi_2$ olduğu dikkate alınarak aşağıdaki şekilde yazılır. Öncü pabuçta;

$$F_{b1} \cdot h_1 = \int_{\theta_1}^{\theta_1'} p_1 \cdot b \cdot r \cdot (r \cdot \cos \varphi_1 + l_{o1} \cdot \cos \psi_1) d\varphi_1 + \int_{\theta_1}^{\theta_1'} \mu \cdot p_1 \cdot \sin \varphi_1 \cdot b \cdot r \cdot [r + l_{o1} \cdot \cos(\varphi_1 + \psi_1)] d\varphi_1 \quad (2.38)$$

Ardcı pabuçta;

$$F_{b2} \cdot h_2 = \int_{\theta_2}^{\theta_2'} p_2 \cdot b \cdot r \cdot (r \cdot \cos \varphi_2 + l_{o2} \cdot \cos \psi_2) d\varphi_2 + \int_{\theta_2}^{\theta_2'} \mu \cdot p_2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot b \cdot r \cdot [r + l_{o2} \cos(\varphi_2 + \psi_2)] d\varphi_2 \quad (2.39)$$

(2.36) ve (2.37) eşitlikleri yardımı ile öncü ve ardcı pabuç sürtünme momentleri hesaplanır. (2.38) ve (2.39) eşitlikleri genişletilerek gerekli integral işlemlerinden sonra (2.38) denklemindeki moment eşitliği (2.36) denklemindeki moment eşitliği ile, (2.39) denkleminde aynı şekilde (2.37) denklemindeki moment eşitliği ile orantılanarak sadeleştirme yapılır. Sonuçta aşağıdaki eşitlikler elde edilir. Öncü pabuçta;

$$M_{s1} = \frac{F_{b1} \cdot h_1}{\frac{l_{o1}}{\mu \cdot r (\cos \theta_1 - \cos \theta_1')} \left[(\theta_1' - \theta_1) \cos \psi_1 + \frac{r}{l_{o1}} (\sin \theta_1' - \sin \theta_1) \right]} \cdot \left[1 + \frac{l_{o1}}{2r} \cdot \frac{\sin \theta_1' \cdot \sin(\theta_1' + \psi_1) - \sin \theta_1 \cdot \sin(\theta_1 + \psi_1) - (\theta_1' - \theta_1) \sin \psi_1}{\cos \theta_1 - \cos \theta_1'} \right] \quad (2.40)$$

Ardcı pabuçta;

$$M_{s2} = \frac{F_{b2} \cdot h_2}{\frac{l_{o2}}{\mu \cdot r (\cos \theta_2 - \cos \theta_2')} \left[(\theta_2' - \theta_2) \cos \psi_2 + \frac{r}{l_{o2}} (\sin \theta_2' - \sin \theta_2) \right]} \cdot \left[1 + \frac{l_{o2}}{2r} \cdot \frac{\sin \theta_2' \cdot \sin(\theta_2' + \psi_2) - \sin \theta_2 \cdot \sin(\theta_2 + \psi_2) - (\theta_2' - \theta_2) \sin \psi_2}{\cos \theta_2 - \cos \theta_2'} \right] \quad (2.41)$$

Öncü ve ardcı pabuç sürtünme momentleri belirlendikten sonra balata yüzeyine etkiyen yüzey basınçları p_1 ve p_2 nin büyüklüğü (2.34) ve (2.35) eşitliklerinden bulunur. Pabuç üzerindeki sürtünme bölgelerinin simetrik olarak düzenlenmesi, yani α_1 in α_1' açısına, ve α_2 nin de α_2' açısına eşit olması frenleme işleminin sessiz olması ve dengesi üzerine önemli ölçüde olumlu

etki eden konstrüktif bir özelliktir. Balata başlangıç açıları öncü pabuçta $\theta_1 = \frac{\pi}{2} - \alpha_1$ ardcı pabuçta $\theta_2 = \frac{\pi}{2} - \alpha_2$ olup, balata bitiş açıları ise öncü pabuçta $\theta_1' = \frac{\pi}{2} + \alpha_1'$ ardcı pabuçta $\theta_2' = \frac{\pi}{2} + \alpha_2'$ olarak yazılabilir. $\alpha_1 = \alpha_1'$ ve $\alpha_2 = \alpha_2'$ olduğu takdirde yukarıdaki basitleştirici özelliklerden faydalanılarak frenleme momenti denklemi daha sade bir forma sokulabilir. Öncü pabuçta sürtünme momenti;

$$M_{s1} = \frac{F_{b1} \cdot h_1}{\frac{I_{o1}}{\mu \cdot r} \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \cos \psi_1}{\sin \alpha_1} - \left[1 - \frac{I_{o1}}{2 \cdot r} (\alpha_1 + \sin \alpha_1 \cdot \cos \alpha_1) \frac{\sin \psi_1}{\sin \alpha_1} \right]} \quad (2.42)$$

Ardcı pabuçta sürtünme momenti;

$$M_{s2} = \frac{F_{b2} \cdot h_2}{\frac{I_{o2}}{\mu \cdot r} \cdot \frac{\alpha_2 \cdot \cos \psi_2}{\sin \alpha_2} + \left[1 - \frac{I_{o2}}{2 \cdot r} (\alpha_2 + \sin \alpha_2 \cdot \cos \alpha_2) \frac{\sin \psi_2}{\sin \alpha_2} \right]} \quad (2.43)$$

olup, toplam frenleme momenti;

$$M_{f\text{top}} = M_{s1} + M_{s2} \quad (2.44)$$

olarak yazılabilir.

2.4.3 İç Fren Faktörü C^* (Tekerlek Freni Tanımlama Katsayısı)

Tekerlek freni tanımlama katsayısı C^* (C yıldız), geometrik yapıya ve balata sürtünme katsayısına bağlı " iç kuvvetlendirme katsayısı" olarak özetlenebilir. Elde edilen fren kuvvetinin pabuçları açma kuvvetine oranıdır. Yani;

$C^* = (\text{Alınan Fren Kuvveti} / \text{Verilen Pabuç açma kuvveti})$

$$C^* = F_\phi / F_a \quad (2.45)$$

Her tekerlek freninde sabit bir balata için bir C^* vardır. Ancak bilindiği gibi ısınmayla birlikte sürtünme katsayısı da değişmekte, doğal olarak C^* da değişmektedir.

$$C_{\text{Top}}^* = C_1^* + C_2^* \quad (2.46)$$

Kayar tabanlı frende öncü ve ardcı pabuç iç fren faktörleri;

$$C_1^* = \frac{l_{01} \cdot \cos \gamma_1 + \int_{\alpha_1}^{\alpha_1'} \sin \varphi \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi}{\left[\frac{\sin 2\alpha_1' - \sin 2\alpha_1 + 2(\alpha_1' - \alpha_1) \cdot (\sin \alpha_1' + \sin \alpha_1)}{4\mu(\sin \alpha_1' - \sin \alpha_1)} + \frac{(\sin \alpha_1' + \sin \alpha_1)}{2} \right]} \cdot l_{01} \cdot r \quad (2.47)$$

$$C_2^* = \frac{l_{02} \cdot \cos \gamma_2 + \int_{\alpha_2}^{\alpha_2'} \sin \varphi \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi}{\left[\frac{\sin 2\alpha_2' - \sin 2\alpha_2 + 2(\alpha_2' - \alpha_2) \cdot (\sin \alpha_2' + \sin \alpha_2)}{4\mu(\sin \alpha_2' - \sin \alpha_2)} + \frac{(\sin \alpha_2' + \sin \alpha_2)}{2} \right]} \cdot l_{02} \cdot r \quad (2.48)$$

Mafsallı frende öncü ve ardcı pabuç iç fren faktörleri;

$$C_1^* = \frac{\mu \cdot p_1 \cdot b \cdot r \int_{\theta_1}^{\theta_1'} \sin \varphi \cdot d\varphi}{F_{a1}} \quad (2.49)$$

$$C_2^* = \frac{\mu \cdot p_2 \cdot b \cdot r \int_{\theta_2}^{\theta_2'} \sin \varphi \cdot d\varphi}{F_{a2}} \quad (2.50)$$

olarak yazılabilir.

3. DENEY DONANIMI

3.1 Giriş

Bu çalışmada taşıt mekaniği değil, fakat fren konstrüksiyonu ve geometrisi inceleme konusu edilmiştir. Bu amaçla;

- a) Balata ile kampana yüzeyi arasındaki basınç dağılımının ölçülmesine ve tahminine,
- b) Balatanın açışal konumunun frenleme etkinliği üzerindeki öneminin gözlenmesine,
- c) Pabuç taban konstrüksiyonunun (sabit veya kayar olmasının) etkilerinin mukayeseli olarak incelenmesine,
- d) Öncü ve ardıcı pabuçlarda oluşan frenleme momentlerinin ayrı ayrı belirlenmesine imkan veren bir deney donanımı tasarlanarak imal edilmiştir.

Deney donanımının teknik özellikleri;

a) Değişik hızlarda çalışma: Elektrik motoru bir devir kontrol ünitesine bağlı olup, sistemin istenilen hız ve devirlerde çalışması sağlanmıştır.

b) Frenleme momentlerinin değiştirilebilmesi: Donanımın ana gruplarından biri olan volan grubundaki serbest volanların birer birer devreye sokularak frenlenecek moment büyüklükleri değiştirilebilmektedir.

c) Disk ve kampana fren deneylerinin her ikisine uygunluk: Volan grubu mil ucuna monte edilen kasnak konstrüksiyonu hem disk hem de kampana montajına imkan verecek şekilde tasarlanmıştır.

d) Öncü ve ardıcı pabuç frenleme momentlerinin ayrı ayrı ölçülebilmesi: Pabuçlardan biri üzerindeki balatanın sökülerek uygun büyüklükteki rulmanların montajı ile frenlemede bu pabucun devreden çıkarılması amaçlanmıştır. Böylece frenleme tek pabuçla yapılabilmekte ve kampana dönme yönüne bağlı olarak bu pabuç istendiği zaman öncü, istendiği zaman ardıcı olabilmektedir. Bu durum hem öncü hem de ardıcı pabuçlardaki frenleme momentini ayrı ayrı ölçmeye imkan vermektedir.

e) Balata yüzey sıcaklıklarının ölçülmesi: Balata yüzeyi üzerinde çevresel ve eksenel doğrultuda termokupl montajı yapılarak, dört ayrı noktada sıcaklıklar okunabilmektedir.

3.2 Tasarım ve İmalat

3.2.1 Deney Donanımının Projelendirilmesi

Deney donanımı projelendirilirken yapılacak olan sistemin bir aracın bir tekerleğine düşen kinetik enerjiyi sağlaması gerekliliği gözönüne alındı. Belirli hız ve ağırlığa sahip olan araç öteleme hareketi yapan bir kütleyle eşdeğer tutularak kinetik enerjisi belirlendi.

m_a :Aracın kütlesi (kg), v_a :Aracın hızı (m/s) olmak üzere aracın kinetik enerjisi;

$$E_{ka} = \frac{1}{2} m_a \cdot v_a^2$$

Deney donanımında kullanılan kampana Renault 9 otomobili arka tekerlek frenine aittir. Araç ağırlığı $G_a=8500$ N olarak alınmıştır. Araç hızı hesaplarda 70 km/h olarak alınmış olmakla birlikte, istenilen koşullarda volan devir sayısına bağlı olarak arttırılabilmektedir.

Böylece $E_{ka} = 163791,269$ (Joule),(Nm) olarak hesaplanmıştır.(Hesaplarda kinetik enerji birimi olarak Nm kullanılacaktır.) Bir tekerleğe düşen kinetik enerji miktarı, frenleme işleminde fren kuvvetinin % 60 mın ön tekerlekler, % 40 mın da arka tekerlekler tarafından karşılandığı dikkate alınarak ;

$$E_{ktek} = E_{kd} = 0,2. E_{ka}$$

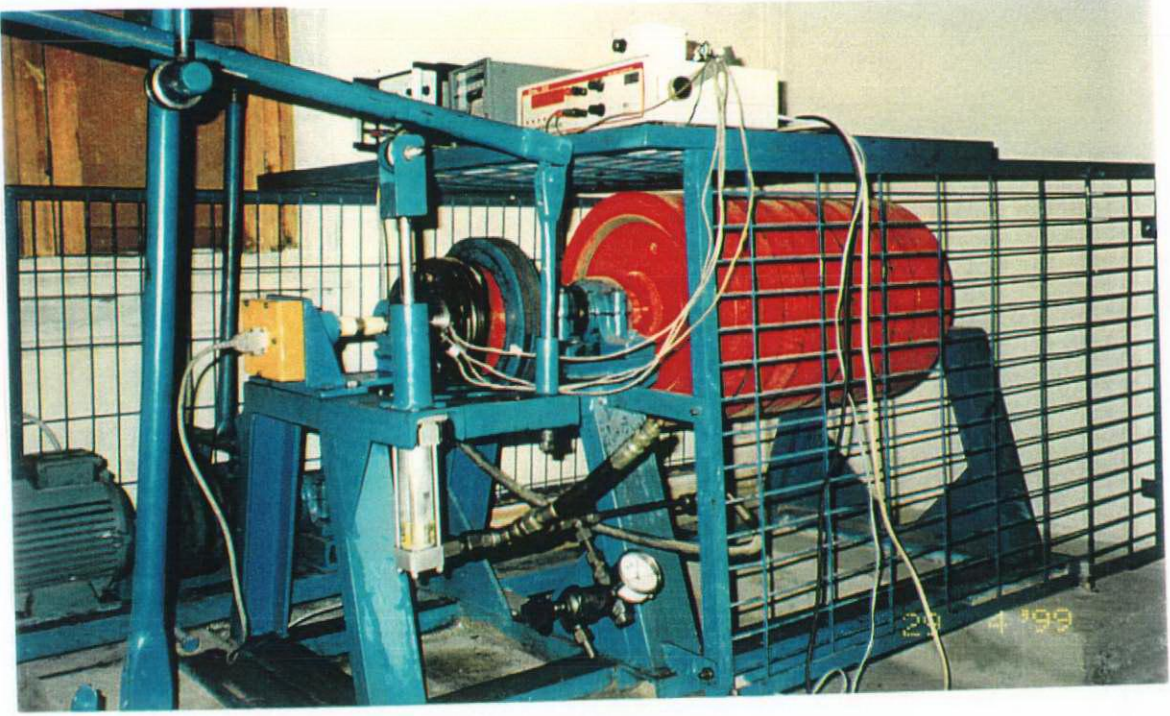
$$E_{ka} = 32758,253 \text{ (Nm)}$$

olarak bulundu. Bu kinetik enerjiyi sağlayacak olan dönel kütleler (volanlar) grubu tasarlandı.

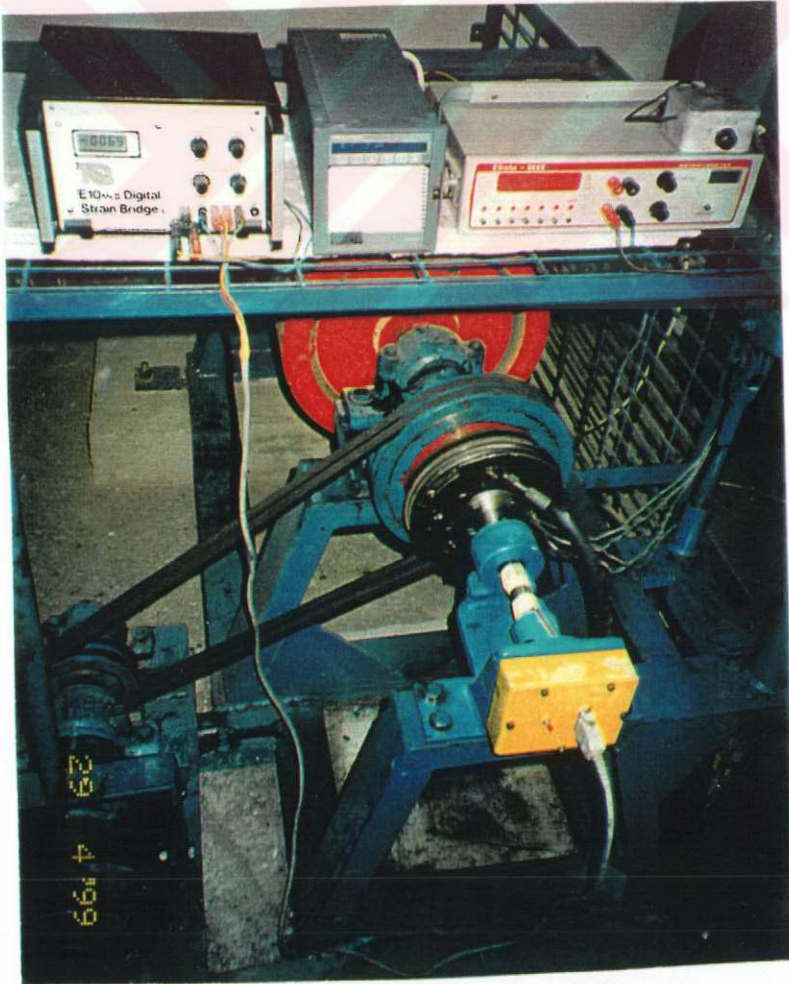
3.2.2 Volan Grubu

3.2.2.1 Volan Grubu Tasarımı ve Özellikleri

Aracın bir tekerleğine düşen kinetik enerjiyi sağlaması istenilen volan grubunun kütsel atalet momenti değerleri teorik hesap yolu ile belirlenerek her bir volanın konstrüktif boyutları ortaya konulmuştur. İstenilen atalet momentlerini sağlayabilecek en uygun sayıda, en az hacim işgal edebilecek volan grubu oluşturulmaya çalışılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucu sistemde volan etkin yarıçapı $r_v = 212,5$ mm , ağırlığı $G_v = 480$ N olan 11 adet volan kullanılması düşünülmüştür.



Resim 3.1 Deney donanımı genel görünüşü (1)



Resim 3.2 Deney donanımı genel görünüşü (2)

Dönme hareketi yapan kütlelin oluşturduğu moment volan momenti olarak adlandırılırsa, bu momentin büyüklüğü ;

$$M_v = J \cdot \varepsilon \quad \text{olarak yazılabilir. Burada,}$$

J : volan grubunun kütleli atalet momenti (Nms^2)

ε : açısal hızın zamana göre değişimi veya açısal ivme olup, volan momenti değerleri;

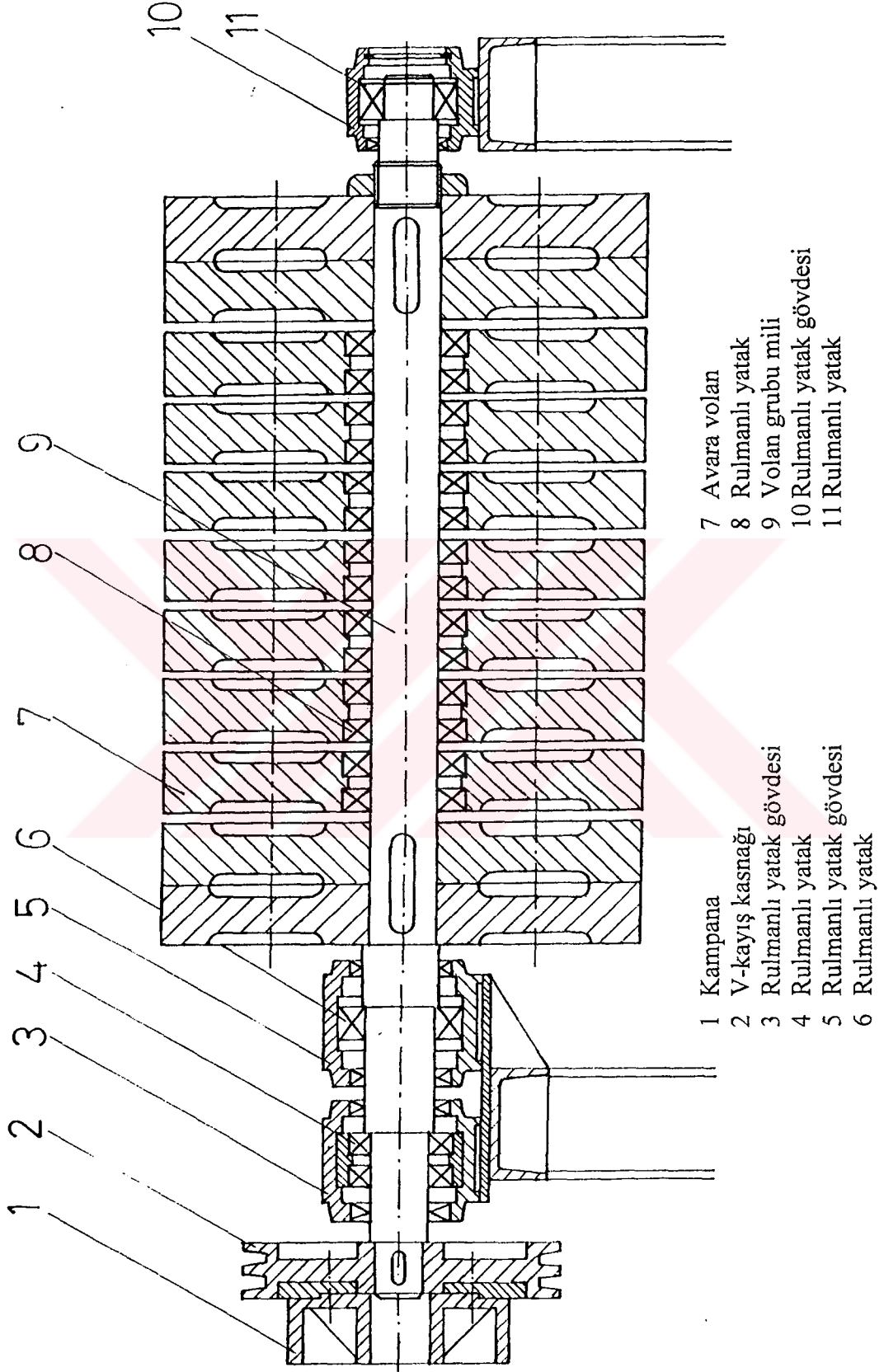
$$M_v = J \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad \text{eşitliğinden faydalanılarak hesaplanmıştır.}$$

3.2.2.2 Volan Grubu Konstrüksiyonu

Volan grubu kesiti Şekil 3.1 de gösterilmiştir. Döküm yoluyla imal edilmiş toplam 11 adet volan mevcuttur. Volanlar Y.T.Ü. Makine Fakültesinden sağlanan 1600 kg hurda malzeme karşılığı İMES Sanayi Sitesi Yönetim Kurulunun desteği ile döktürülmüştür. Her biri 45 kg ağırlığında olan volanların ilk 2 ve son 2 adedi kama ile mil üzerine bağlanmıştır. Böylece sistemde 4 adet volan daima devrededir. Sabit bağlı volanların arasında kalan diğer 7 adet volan ise mil üzerinde rulmanlı yataklar ile yataklanmış olup, serbest kalabilmektedirler. İstenildiği zaman pimler aracılığı ile diğer volanlara bağlanıp, birer birer devreye alınabilmektedirler. Bu da deneyler sırasında frenlenecek momenti 8 kademe değiştirme fırsatı verir. Volanların kampana yönündeki hareketi mil üzerinde verilen fatura ile önlenmiş, diğer mil ucunda da özel olarak imal edilmiş bir somunun vidalanması ile bu yöndeki hareketi engellenmiştir.

3.2.2.3 Kampana

Renault 9 aracının arka tekerlek fren kampanası orijinal haliyle kullanılmış olup, volan grubunun en uç elemanını oluşturmaktadır. Volan grubu kasnağı (2) üzerine açılan 4 adet civata deliği kampana (1) üzerinde bulunan 4 adet civata deliği ile aynı ölçülerdedir. Bu ölçüler aynı zamanda disk frene ait diskin montajına da uygundur. Konstrüksiyon gereği kampananın kasnağa montajında ara parça kullanılarak (12) kampana merkezlenmiş ve bağlantı gömme başlı civatalarla gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.1 Volan grubu konstrüksiyonu

3.2.3 Tahrik Grubu

Tahrik grubu kesiti Şekil 3.2. de verilmiştir. Grubu oluşturan temel elemanlar;

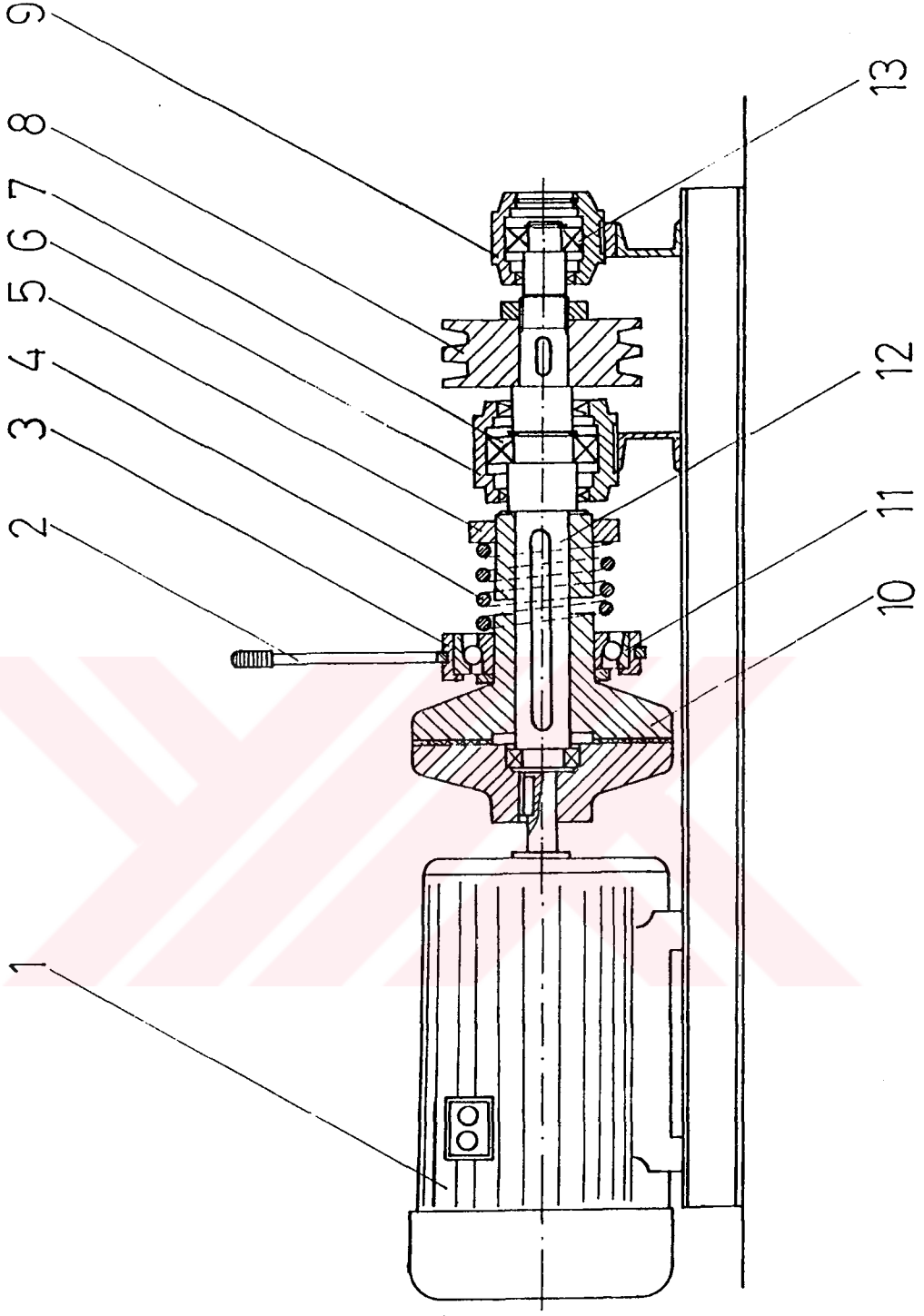
Elektrik motoru : Sistemde 4,5 kW gücünde, 1415 d/dak nominal devirde sahip elektrik motoru kullanılmakta olup, motor güç kaynağını direkt olarak bağlı bulunduğu bir devir kontrol ünitesinden sağlamaktadır. Devir kontrol ünitesinin çalışma sırasında oluşturduğu magnetik alanın ölçüm aletleri üzerindeki olumsuz etkisi bağlantıda ekranlı kablo kullanılması ile önlenebilmiştir. Gerektiğinde motor devri ve dönüş yönü değiştirilebilmektedir.

Kavrama : Elektrik motorundan alınan güç ve hareket iletimi özel olarak tasarlanarak, ÖZMAK Mühendislik Ltd.Şti.tarafından imal edilmiş sürtünme yüzeyli bir kavrama (10) ile sağlanmaktadır. Burada kavramanın hareket iletiminin istenildiği zaman kesilip, istenildiği zaman devreye sokulması düşüncesi gözönüne alınarak çözülebilir kavrama olmasına dikkat edilmiştir. Sürtünme yüzeyi olarak Tofaş araçlarına ait debriyaj diski göbek kısmındaki dantela adı verilen kısım çıkarılarak kullanılmıştır. Dış devreye sokma sistemi, elle kumanda edilen bir kol (2) ve kolu yataklayan omuzlu bir rulmandan (3), iç devreye sokma sistemi ise helisel bir bası yayından (4) oluşmaktadır.Yay baskı kuvvetinin ayarlanması amacıyla ayar pulunun yanı sıra, mil üzerinde kama ile bağlı bulunan gövde üzerine vidalanmış özel bir somun (5) bulunmaktadır.

Tahrik kasnağı : Tahrik mili ile volan grubu arasındaki güç ve hareket iletiminde hazır olarak satın alınmış standart ölçülerde bir kasnak (8) kullanılmıştır.

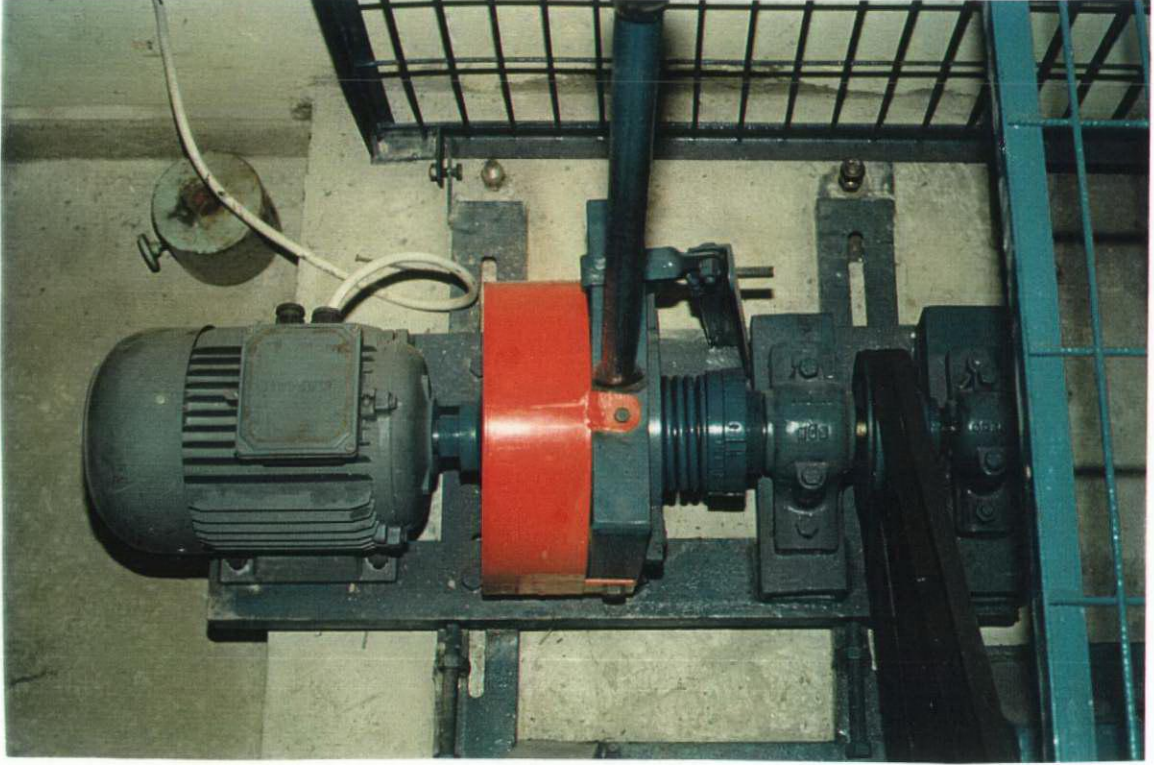
3.2.4 Ölçme Grubu

3.2.4.1 Fren Tablası : Renault 9 aracı arka tekerlek kampana frenine ait fren tablası alınarak bir ölçme miline bağlanmıştır.Fren tablası konstrüktif olarak öncü ve ardıcı pabuçlardaki frenleme momentlerinin birbirlerinden ayrı ölçülebilmesi ve kayar taban pabuç konstrüksiyonunun mafsalı tabana dönüştürülmesine uygun olacak şekildedir. Öncü ve ardıcı pabuçlardaki frenleme momentlerinin ayrı ayrı ölçülebilmesi amacıyla, pabuçlardan biri üzerindeki balata çıkarılarak kampana geometrisine uygun rulman yuvaları açılmıştır. Pabuç metal kısmı üzerine mevcut daireselliği bozmayacak şekilde 6 adet rulman yerleştirilmiştir.



- 1 Elektrik motoru
- 2 Kavrama kumanda kolu
- 3 Kumanda kolu yuvası
- 4 Kavrama baskı yayı
- 5 Baskı yayı sıkıştırma somunu
- 6 Rulmanlı yatak gövdesi
- 7 Rulmanlı yatak
- 8 V-kayış kasnağı
- 9 Rulmanlı yatak gövdesi
- 10 Kavrama gövdesi
- 11 Kavrama baskı rulmanı
- 12 Tahrik grubu mili
- 13 Rulmanlı yatak

Şekil 3.2 Tahrik grubu konstrüksiyonu

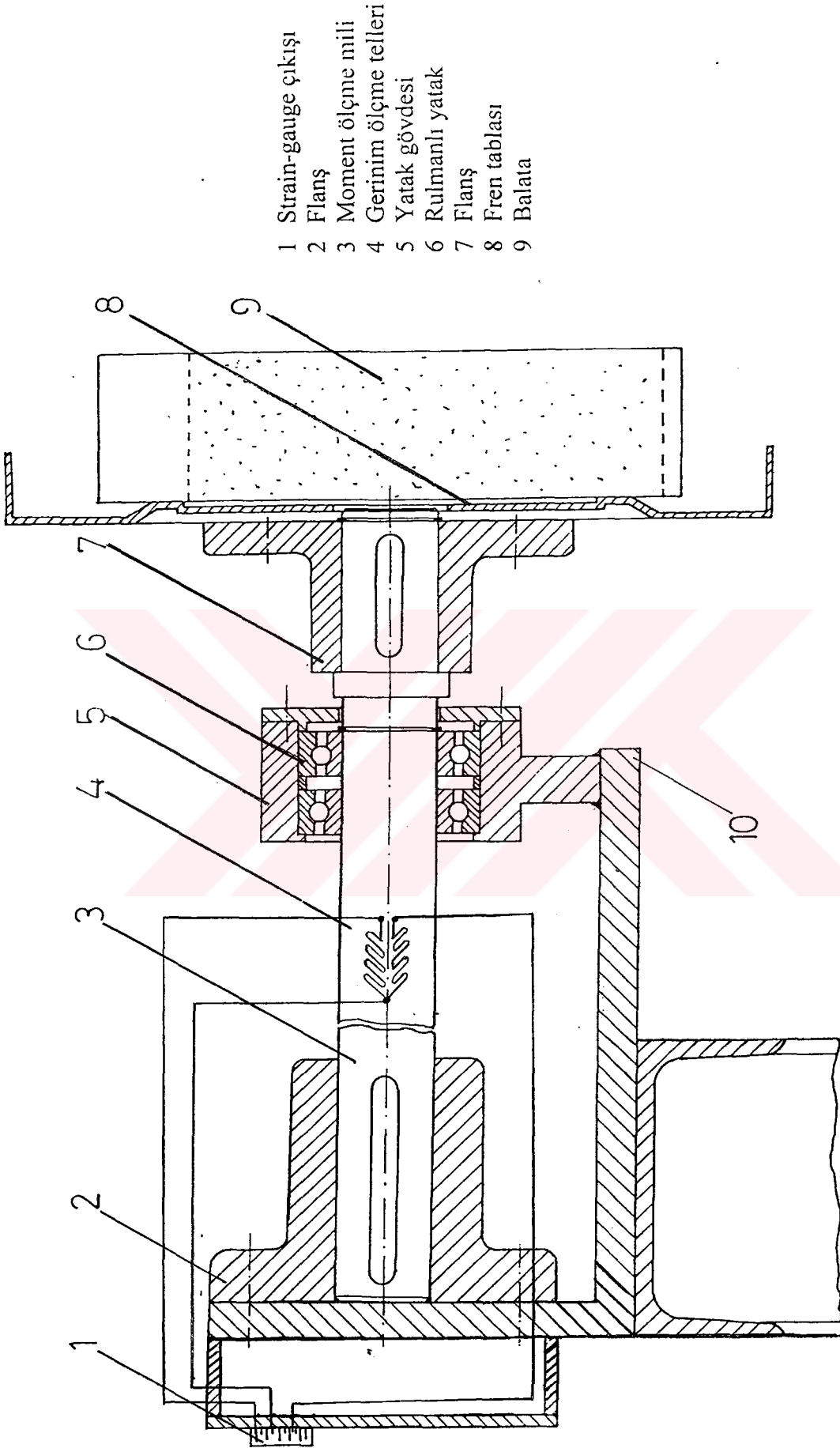


Resim 3.3 Tahrik grubu

3.2.4.2 Frenleme Momenti Ölçme Sistemi

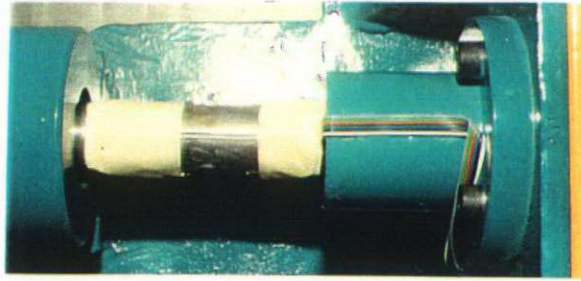
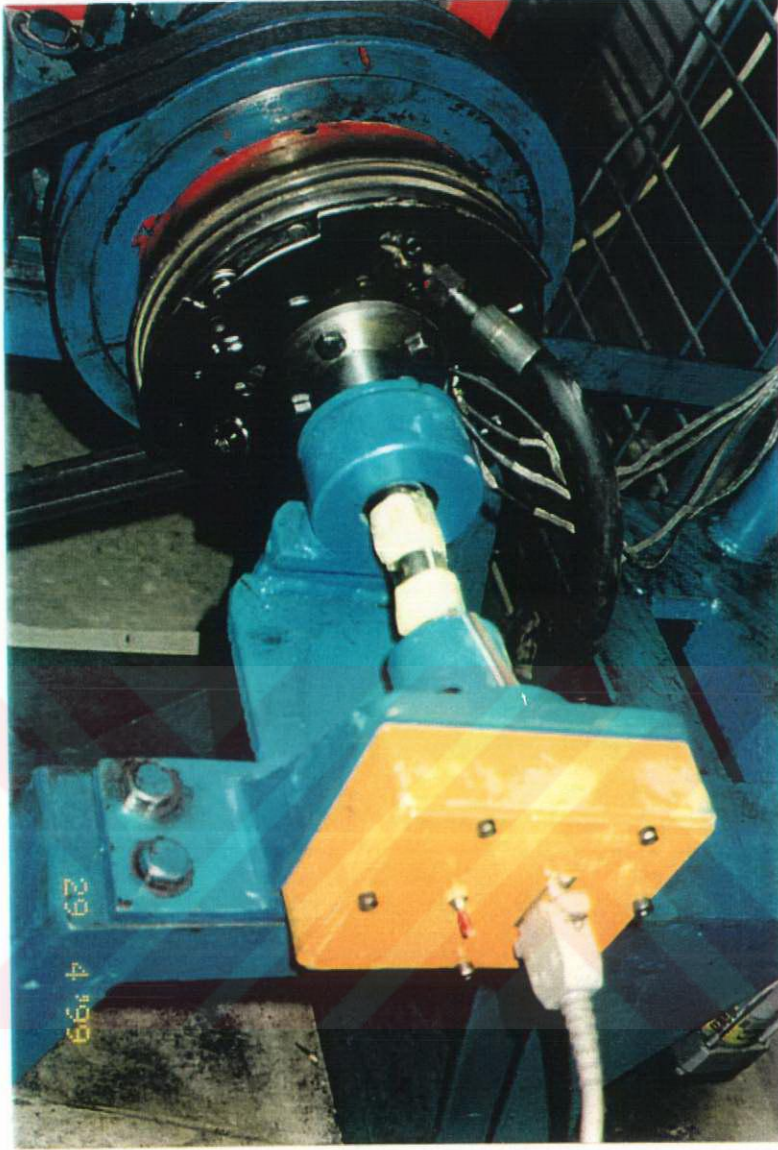
3.2.4.2.1 Sistemin Özellikleri

Şekil 3.3 de önden görünüşü verilmiş olan donanım frenleme momenti ölçme grubunu oluşturmaktadır. Ölçme mili malzemesi imalat çeliği olup, mil yekpare olarak imal edilmiştir. Ankastre olarak gövdeye bağlanan milin gerinim ölçer (strain gauge) yapıştırılacak yüzeyi özel olarak işlenmiştir. Ölçme mili üzerinde sadece burulma momentinin oluşması için, rulmanlı yatakla gövdeye yataklanarak eğilme momentinin karşılanması amaçlanmıştır. Mil ucunda bulunan fren tablası bağlantı parçası aynı zamanda milin kalibre edilmesinde kullanılmaya uygun şekilde tasarlanmıştır. Fren tablası frenleme momenti ölçme sistemine 4 adet civata ile bağlanmıştır. Frenleme işlemi sırasında mil üzerinde oluşan burulma momenti aynı zamanda frenleme momenti olup, mil üzerinde kurulan gerinim ölçer devresi ile okunabilmektedir (Resim 3.4)



- 1 Strain-gauge çıkışı
- 2 Flanş
- 3 Moment ölçme mili
- 4 Gerinim ölçme telleri
- 5 Yatak gövdesi
- 6 Rulmanlı yatak
- 7 Flanş
- 8 Fren tablası
- 9 Balata

Şekil 3.3 Frenleme momenti ölçme grubu



Resim 3.4 Ölçme mili grubu ve gerinim ölçer devresi

3.2.4.2.2 Gerinim Ölçer Devresi

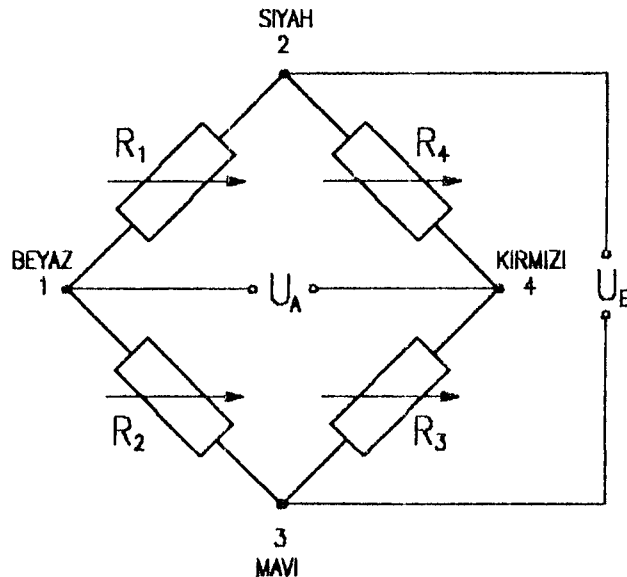
3.2.4.2.2.1 Gerinim Ölçer Seçimi

Devrede kullanılacak olan gerinim ölçerler önceden teorik olarak belirlenmiş olan frenleme momentleri dikkate alınarak seçildi. Birim şekil değiştirme miktarları bilindiğinden bu değerlere uygun seçim yapıldı. Gerinim ölçerin maksimum uzama miktarı tablodan okunarak dayanabildiği maksimum gerilme tesbit edilmek suretiyle mil buna uygun olarak boyutlandırıldı.

Tip olarak tork ölçme amaçlı üretilen gerinim ölçer seçildi. Elimizde 120 ohm ve 350 ohm gerilimine uygun iki adet vardı. Daha önce laboratuvarımıza İngiliz kredisi ile öğrenim amaçlı gelen SM 107 kodlu cihaza ait digital göstergeden faydalanmanın daha ekonomik olacağı düşünüldüğü bu cihazla çalışmaya uygun 120 ohm geriliminde gerinim ölçer kullanıldı.

3.2.4.2.2.2 Ölçme Devresi

Bütün koşullarda direnç ölçümünün gerçekleştirilebildiği, İngiliz fizikçilerinden Charles Wheatstone'un geliştirdiği köprü devresi kullanılmıştır. Burada bilinen dirençlerin karşılaştırılmasıyla bilinmeyen direncin bulunmasına mümkün olmaktadır. Köprü elemanı olarak kullanılan gerinim ölçerlerin ölçüm yapılacak yerlere iyi bir şekilde yapıştırılmalarıyla, fiziksel boyutlarda meydana gelen değişimleri elektriki direnç değişimine dönüştürmek ve bu değişimi saptamak konunun özünü oluşturmaktadır.



Şekil 3.5 Wheatstone köprüsünde renk ve sayı kodlaması

Şekil 3.4 de her zaman kullanılan bir gerinim ölçer tam köprüsü şematize edilmiştir. 4 kolu bulunan köprü R_1 , R_2 , R_3 , ve R_4 gerinim ölçer elemanlarından oluşmaktadır. Çeşitli firmalar köprü köşelerini belirli sayılar ve renklerle kodlayarak kullanma kolaylığı sağlamıştır. Böylece hazır alınan bir köprü devresinin giriş ve çıkış uçları kolayca saptanabilmektedir. Bu uygulamada 2-3 köşeleri giriş köşegeni, 1-4 köşeleri çıkış köşegeni üzerinde bulunmaktadır. Çıkış köşegeni bazan ölçüm köşegeni olarak da adlandırılır. Giriş köşegenine uygulanan gerilim giriş gerilimi veya besleme gerilimi olarak bilinir. Çıkış geriliminin değeri $[U_A]$, giriş gerilimine $[U_E]$ ve R_1/R_2 , R_4/R_3 dirençlerinin oranlarına bağlıdır. Genel olarak

$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4} = \frac{R_1 \cdot R_3 - R_2 \cdot R_4}{(R_1 + R_2) \cdot (R_3 + R_4)}$$

eşitlikleri geçerlidir. Özel bir hal olarak $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$ veya $R_1/R_2 = R_4/R_3$ koşulu varsa $U_A/U_E = 0$ olur. Uygulamada sağladığı yararlar yönünden U_A/U_E oranı başlangıçta sıfır yapılmaya çalışılır.

R_1 , R_2 , R_3 , R_4 dirençlerinden bir veya birkaçının değerinin değişmesi, U_A çıkış geriliminin değişmesi ile sonuçlanır. $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$ ve R_1 direncinde meydana gelen bağıl direnç değişiminin ΔR_1 olması koşuluyla;

$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{R + \Delta R_1}{R + \Delta R_1 + R} - \frac{R}{R + R} = \frac{R + \Delta R_1}{2 \cdot R + \Delta R_1} - \frac{R}{2 \cdot R}$$

$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{2 \cdot R^2 + 2 \cdot R \cdot \Delta R_1 - 2 \cdot R^2 - R \cdot \Delta R_1}{4 \cdot R^2 + 2 \cdot R \cdot \Delta R_1} = \frac{R \cdot \Delta R_1}{R \cdot (4 \cdot R + 2 \cdot \Delta R_1)}$$

$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{\Delta R_1}{4 \cdot R + 2 \cdot \Delta R_1}$$

bulunur. Paydada bulunan $2 \cdot \Delta R_1$ 'in ihmal edilmesi ile (bu değer R 'ye göre çok küçüktür),

$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{1}{4} \cdot \frac{\Delta R}{R}$$

şeklinde yazılabilir.

Direnç değişiminin bir eleman yerine bütün köprü elemanlarında meydana gelmesi ve başlangıçta $R = R_1 = R_2 = R_3 = R_4$ olması koşulu ile

$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{R + \Delta R_1}{R + \Delta R_1 + R + \Delta R_2} - \frac{R + \Delta R_4}{R + \Delta R_4 + R + \Delta R_3}$$

yazılabilir. Eşitliğin sağ tarafı kısaltılırken $\Delta^2 R$ ve $\Delta R/2$ değerleri paydada yer almaları ve çok küçük olmaları nedeniyle ihmal edilirse;

$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right)$$

elde edilir. Bu son eşitlikte $\Delta R/R = k \cdot \varepsilon$ olduğundan

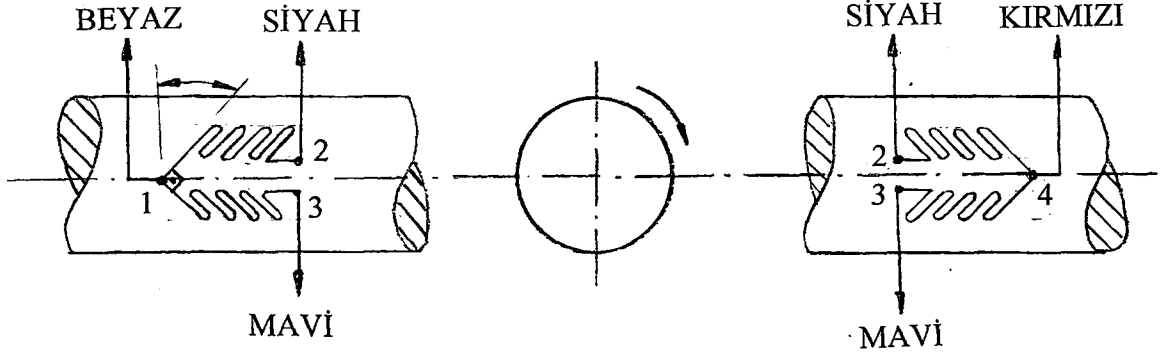
$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{1}{4} \cdot k \cdot (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4)$$

eşitliğine ulaşılır. Uygulamada büyük bir çoğunlukla tam köprü devrelerinde köprü elemanlarının dirençleri aynı alınır. Dolayısıyla çok küçük bir farkla U_A/U_E değeri hesaplanabilir. Köprü girişinde 2'ye (-) 3'e (+) gerilim uygulanmışsa ve $R_1 > R_2 > R_3 > R_4$ ise 1 (+), 4 (-) çıkış yapar. $R_1 < R_2 < R_3 < R_4$ olduğunda çıkış ters döner, yani 1 (-), 4 (+) çıkış yapar. Alternatif gerilim uygulanmasında, U_E yön değiştirdikçe, U_A yukarıdaki açıklamalara uygun olarak yön değiştirecektir.

Gerinim ölçerlerde meydana gelen gerilmeler köprü devresinden geçecek akımı etkiler. Bunun için kabul edilen genel kural şöyledir. "Bir gerinim ölçer köprüsünde komşu gerinim ölçerlerin gerilmeleri aynı ise, her bir gerinim ölçerlerde meydana gelen direnç değişmelerin değerleri birbirlerinden çıkarılır. Gerilmeler birbirine ters ise, direnç değişmeleri toplanır." Buna göre çekmeye çalışan gerinim ölçerlerde meydana gelen direnç değişmeleri (+) işaretli, basmaya çalışanlarında (-) işaretli oldukları varsayılır. Karşılıklı köprü kollarında yer alan gerinim ölçerler aynı işaretlerle yüklenirlerse saptadıkları direnç değişmeleri toplanır, ayrı işaretli iseler birbirlerinden çıkartılır.

Deney tesisatında ölçme mili üzerinde Wheatstone köprüsü tam köprü olarak kurulmuştur. Seçilen gerinim ölçerler yarım köprü olarak hazırlanmış olduğundan 2 adet gerinim ölçer

kullanılmıştır. Mil üzerinde meydana gelen şekil değişimi 4 noktada ölçülebilmektedir. Burada en büyük gerilme yönü çubuk eksenine $\pm 45^\circ$ lik açı yaptığından gerinim ölçer elemanları şekil 3.6 esas alınarak yapıştırılmıştır.



Şekil 3.5 Ölçme mili üzerinde gerinim ölçerlerin konumu

Sağa doğru uygulanan kuvvet çiftleri 1,3 numaralı gerinim ölçerlerde uzama ve 2,4 numaralı gerinim ölçerlerde kısalma yaratmaktadır. Gösterge cihazında gauge faktörü 2,02 ye ayarlanmıştır. Gerinim ölçerler ölçüm mili üzerine özel bir yapıştırıcı olan Rapid Adhesive 770 tipinde bir yapıştırıcı ile yapıştırılmıştırılarak köprü uçları deney donanımında sarı renk ile boyanmış bulunan kutu içerisindeki sokete bağlanmış , buradan digital göstereye alınan çıkış ile devre tamamlanmıştır.

Tablo 3.1 Moment ölçme sisteminin kalibrasyon tablosu

Kuvvet (N)	Moment (Nm)	Digital Gösterge ($\mu\text{m}/\text{m}$)	Kuvvet (N)	Moment (Nm)	Digital Gösterge ($\mu\text{m}/\text{m}$)
0	0	23	1500	150	710
100	10	67	1600	160	756
200	20	112	1800	180	848
300	30	157	2000	200	941
400	40	203	2200	220	1034
500	50	249	2500	250	1183
600	60	294	3000	300	1405
700	70	341	3500	350	1637
800	80	387	4000	400	1872
900	90	433	4500	450	2102
1000	100	479	5000	500	2340
1100	110	526	5500	550	2573
1200	120	571	6000	600	2781
1400	140	663			

(Uygulanan kuvvetin belirsizliği : % 0,002)

Manivela kolunun boyu : 100 mm \pm 1 μm

3.2.4.2.3 Ölçme Milinin Kalibrasyonu

Kalibrasyon işlemi için mil ucuna özel olarak imal ettirilen parça monte edilmiştir. Bu parça üzerinde büyüklüğü bilinen kuvvetler uygulanarak mil üzerinde momentler oluşturuldu. Bu moment değerlerine karşılık gelen gösterge değerleri kaydedilerek Tablo 3.1 elde edildi. Mil üzerinde uygulanan kuvvetten kaynaklanan dönme açısı dolayısı ile gerçek moment değerinde küçülme olur. Bunun için matematiksel düzeltme yapılması gerekmektedir.

3.2.4.3 Sıcaklık Ölçme Sistemi ve Kalibrasyonu

3.2.4.3.1 Termokupllar ve Kalibrasyonları

Balata yüzey sıcaklığını ölçmek amacıyla K tipi olarak adlandırılan ve 1100 °C a kadar sıcaklık ölçümüne imkan veren Ni-Cr-Ni termokupl seçildi. Fren tablası ve pabuç konstrüksiyonuna uygun şekilde özel olarak imal edilen 10 adet termokupl çifti bir kalibrasyon merkezinde metal blok kalibratörü kullanılarak kalibre edildi. Burada referans termokupl olarak standart platinyum rezistans termometre kullanıldı. 10 adet termokupl için elde edilen kalibrasyon değerleri tablolar ve eğriler şeklinde verilmiştir (Ek 1).

3.2.4.3.2 Potansiyometre ve Kalibrasyonu

Balata yüzey sıcaklıklarını ölçmek amacıyla kullanılan termokuplların verdiği sıcaklık değerleri potansiyometre adı verilen digital göstergeli bir cihazdan okunabilmektedir. Elimko 9226 kodlu potansiyometreye ait özellikler aşağıdaki gibidir.

Değişkenler : mV, mA, Cu-Const, Fe-Const, Ni-Cr-Ni, Pt-Rh-Pt

Gösterge : 4 1 / 2 digit LED

Doğruluk sınıfı : 0,25

Okuma hassasiyeti : $\pm 0,1 / 1999,9$ ila $0,01 / 19999$

Gürültü bastırması : 120 dB, 50 Hz

Çalışma ortam sıcaklığı : 0-50 °C arası

Ortam sıcaklık kompanzasyonu : 0-40 °C arası

mV kaynak çıkışı : 0-100 mV

mA kaynak çıkışı 0-100 mA

Çalışma gerilimi : 180-240 V, 50 Hz

Güç sarfı: 8 Watt

Yukarıdaki teknik özellikler sahip potansiyometrenin kalibrasyonu aynı kalibrasyon merkezinde yapıldı. Cihazın içinde 0°C kompanzasyonu olduğu için direkt kalibrasyon işlemine geçildi (Ek 2). Kalibrasyonu sağlayan simülâtör adını verdiğimiz referans cihaz arasında direkt bağlantı kuruldu.

3.2.4.4 Kaydedici (Recorder) ve Kalibrasyonu

Deneyler sırasında ölçülen frenleme momenti digital göstergeden, balata yüzey sıcaklıkları ise potansiyometreden okunabilmektedir. Bu iki cihazdan ayrı ayrı çıkış alınarak sonuçlar kaydedici adını verdiğimiz ABB firmasına ait digital yazıcıya kaydedilmiştir. Ayrıca kaydedicinin 2 kanalı ayrı ayrı kalibre edilmiştir. Moment değerlerini mV cinsinden kaydeden 2.kanalın kalibrasyonu mV olarak kayıt yapan ve kalibratör olarak kullanılan bir başka kaydedici ile yapılmıştır(Ek 3).Ölçmeler sonucu okunan değerler tablo halinde verilmiştir.

3.2.5 Hidro-Mekanik Donanım

Frenleme işlemi sırasında fren tablası tekerlek ana silindirine gönderilecek basınçlı yağ hidro-mekanik bir sistem ile oluşturulmuştur. Hidrolik devre kapalı bir devre olarak tasarlanmış olup şekil 3.6 de şematik olarak gösterilmiştir. Fren tablasının montajı ve demontajı sırasında meydana gelebilecek yağ kayıplarını telafi edebilmek için devrede istenildiği zaman açılabilen bir kör tapa kullanılmıştır. Ayrıca önceden belirlenen basınç değerlerinin aşılması durumu gözönüne alınarak manometre girişine emniyet valfi yerleştirilmiştir. Manometre skala göstergeli olup maksimum basınç 70 bar dır. Mekanik kısım ise piston üzerine basan bir kol ve bu kolun ucuna asılan ağırlık grubundan oluşmaktadır.

3.2.5.1 Baskı Kuvvetlerinin Oluşturulması ve Bu Kuvvet Büyüklüklerinin Belirlenmesi

Pabuç baskı kuvvetleri tekerlek ana silindirine gönderilen basınçlı yağ ile oluşturulmakta, basınçlı yağ ise hidrolik piston üzerine baskı yapan bir yükleme kolu ile sağlanmaktadır (Şekil 3.7). İstenilen baskı kuvvetlerini oluşturmak için yükleme kolu ucunda bulunan ağırlık asma bölümüne büyüklükleri bilinen ağırlıklar yerleştirilmekte ve basınçlar manometreden okunabildiği gibi teorik olarak da hesaplanabilmektedir. Piston kolu üzerine basan yükleme kolu iki noktadan mafsallı olarak bağlanmıştır. Farklı ağırlıklarda oluşan F_p piston itme kuvvetleri hesaplanarak tablo 3.2 oluşturulmuştur.

F_p : Piston itme kuvveti(N)

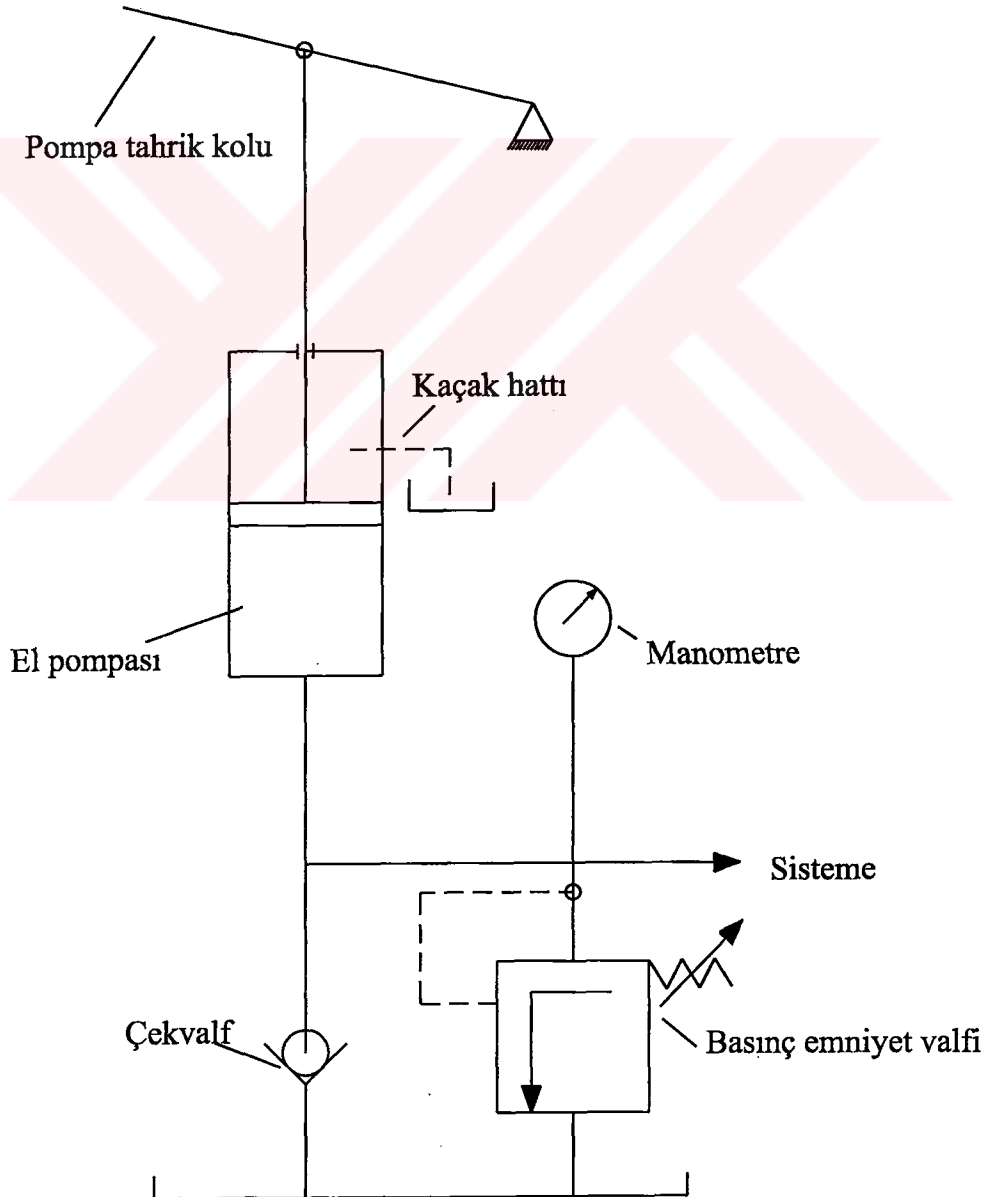
F_b : Pabuç baskı kuvveti(N)

$p_{yağteo}$: Teorik olarak hesap edilen yağ basıncı(bar)

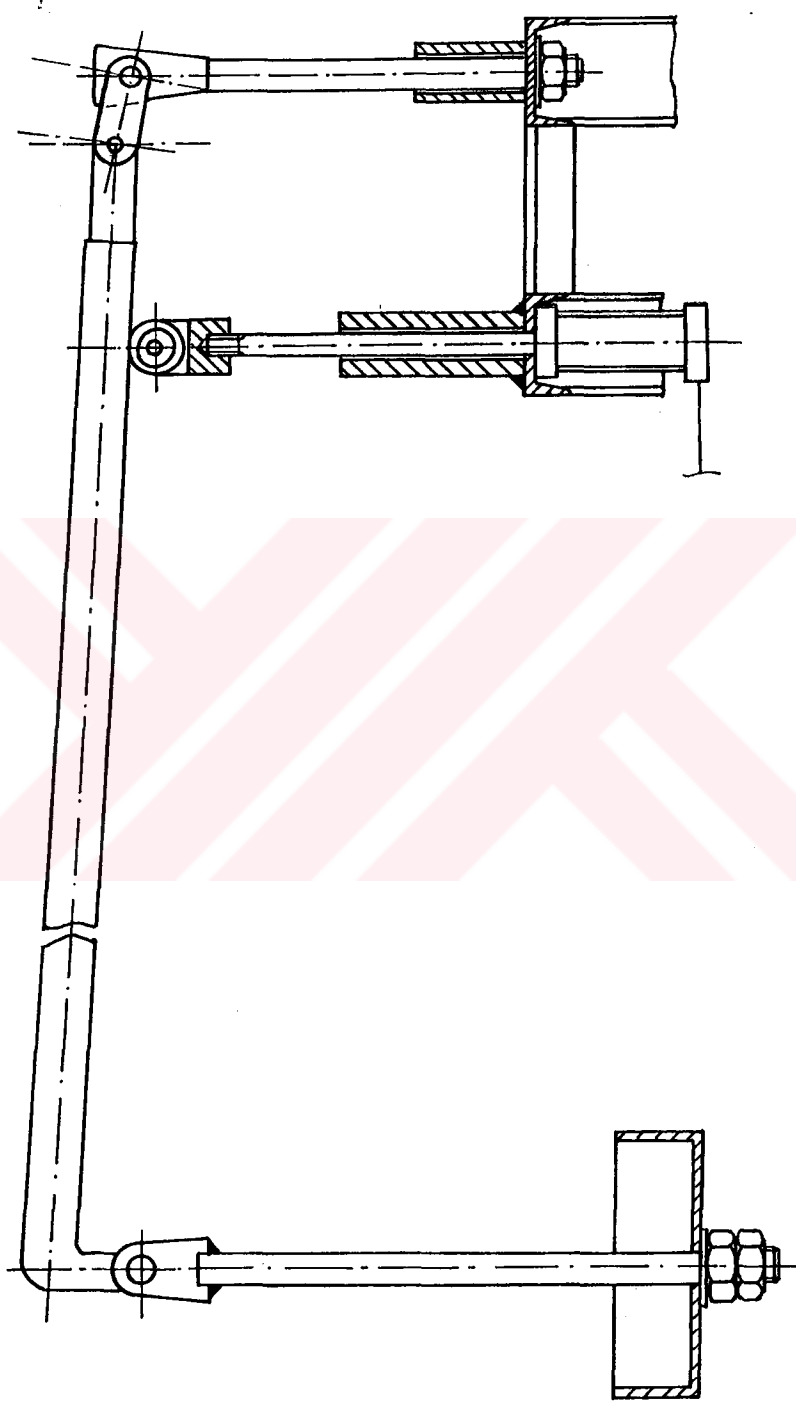
$p_{yağprat}$: Manometreden okunan yağ basıncı(bar)

Tablo 3.2

Ağırlık (N)	F_p (N)	$p_{yağteo}$ (bar)	F_b (N)	$p_{yağprat}$ (bar)
100	553,65	4,408	167,45	5
150	830,48	6,612	251,18	7
200	1107,31	8,816	334,91	9
250	1384,14	11,020	418,64	11,5
300	1660,97	13,224	502,37	13,5
350	1937,80	15,428	586,10	15



Şekil 3.6 Tekerlek ana silindirine basınçlı yağ sağlayan hidrolik devre



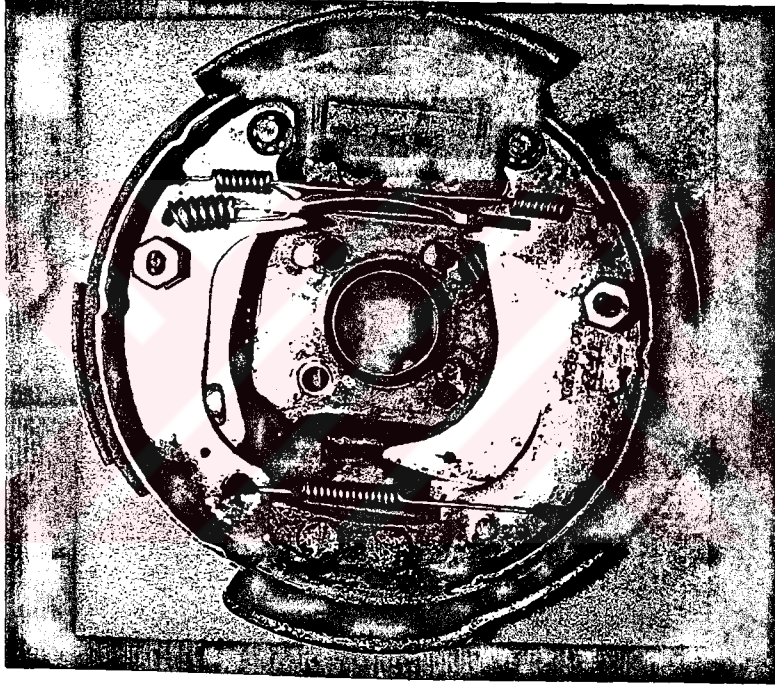
Şekil 3.7 Hidro-mekanik baskı düzenneği

4 DENEYLERİN YAPILMASI VE İZLENEN YÖNTEMLER

4.1 Frenleme Momentinin Ölçülmesi

Frenleme momenti ölçmek amacıyla yapılan deneylerde kayar tabanlı ve mafsallı kampana fren tablaları olmak üzere başlıca 2 temel konstrüksiyon üzerinde çalışılmıştır. Örnek olarak Renault 9 aracına ait arka tekerlek kayar tabanlı kampana freninden 2 adet temin edilerek biri orjinal şekli ile kullanılmış (Resim 4.1), diğeri üzerinde ise yapılan konstrüktif değişiklikler ile mafsallı kampana fren konstrüksiyonu elde edilmiştir (Resim 4.2).

Burada fren tablası geometrik boyutları tamamen korunarak pabuç tabanları üzerine açılan 2 adet delikten civatalar ile mafsallı şekle dönüştürülmüştür.

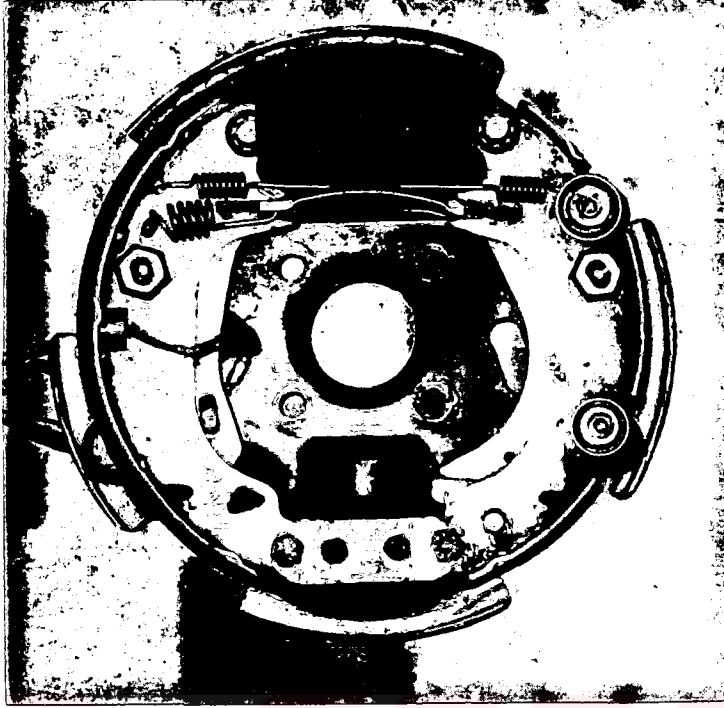


Resim 4.1 Kayar tabanlı fren konstrüksiyonu

Pabuç açma kuvvetlerini oluşturmak için kullanılan hidro-mekanik donanımda fren hidroliği yağı çok ince olması nedeniyle sızıntıya yol açtığından, sistemde hava şartlandırıcı yağ kullanılmıştır.

4.1.1 Toplam Frenleme Momentinin Ölçülmesi

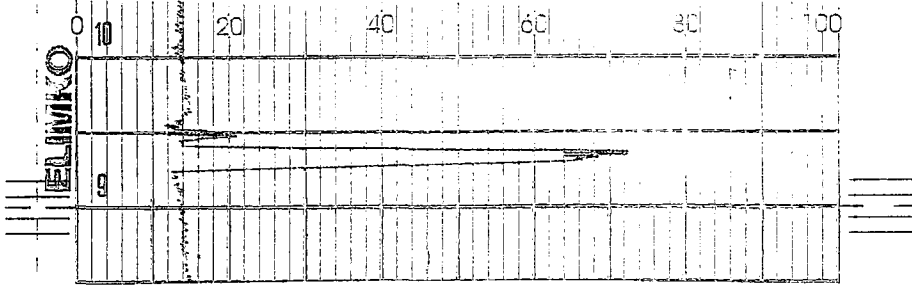
Fren tablasının, üzerinde gerinim ölçme tellerinin (strain-gauge) bulunduğu ölçme miline montajı bir flanş aracılığı ile yapılmıştır. Fren tablasının kampana içine yerleştirilişinde her deneyden önce pabuçların üzeri mazot ile temizlenerek toz, yağ, v.b. gibi maddeler sürtünme yüzeyinden uzaklaştırılmıştır. Fren tablası merkezi ile kampana merkezi çakışacak şekilde



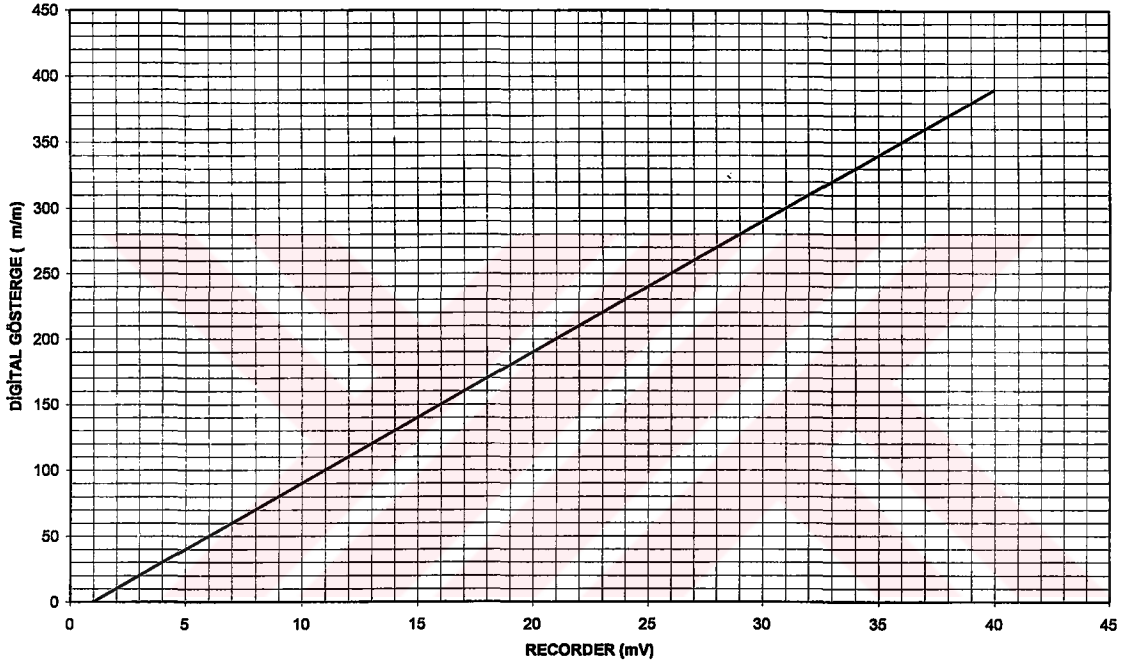
Resim 4.2 Mafsallı fren konstrüksiyonu

ölçme grubu ana gövde üzerine 4 adet civata ile bağlanmıştır. Her deneyde motoru çalıştırmadan önce pabuçların kampana yüzeyine sürtünüp sürtünmediğini kontrol etmek amacıyla kampananın bağlı bulunduğu V-kayış kasnağı 2 tur el ile döndürülmüştür. Kavramanın devrede olmadığı kontrol edildikten sonra motor bağlı bulunduğu frekans konvertörü aracılığı ile çalıştırıldı. Motor devri istenilen frekans değerine ulaştıktan sonra (40 Hz, 50 Hz, 60 Hz gibi), kavrama mekanik kumanda kolu ile devreye sokularak volan grubuna hareket iletildi. Volan grubunda sürekli devrede bulunan volanların istenilen kinetik enerjiye sahip olması için gerekli süre (bu süre deneylerde 60 sn olarak alınmıştır) sonucunda kavrama devreden çıkarılarak frenleme yapıldı. Burada fren tablası tekerlek ana silindirine gönderilen basınçlı yağ hidro-mekanik bir düzenek aracılığı ile temin edilerek değişik kademelerde pabuç açma kuvvetlerinde frenlemeler gerçekleştirildi. (Her kademedeki pabuç açma kuvvetlerinde 10-15 adet deney yapılmıştır.) Pabuçların açılarak kampanaya sürtünmesi ile belirli bir frenleme süresi sonucunda kampana durdurulmaktadır. Yükleme kolunun devreye sokulduğu zaman başlangıcından kampananın durduğu zamanın sonuna kadar geçen süre frenleme süresi olarak ölçülmüştür. Frenleme sırasında fren tablasının bağlı olduğu milde oluşan burulma miktarı gerinim ölçerler aracılığı ile digital göstergeden uzama miktarı ($\mu\epsilon$)

cinsinden okunmaktadır. Digital göstergeden bu değerler mV cinsinden yazıcıya aktarılarak frenleme sırasında okunan moment değerleri eğri şeklinde kaydedilmektedir (Şekil 4.1).

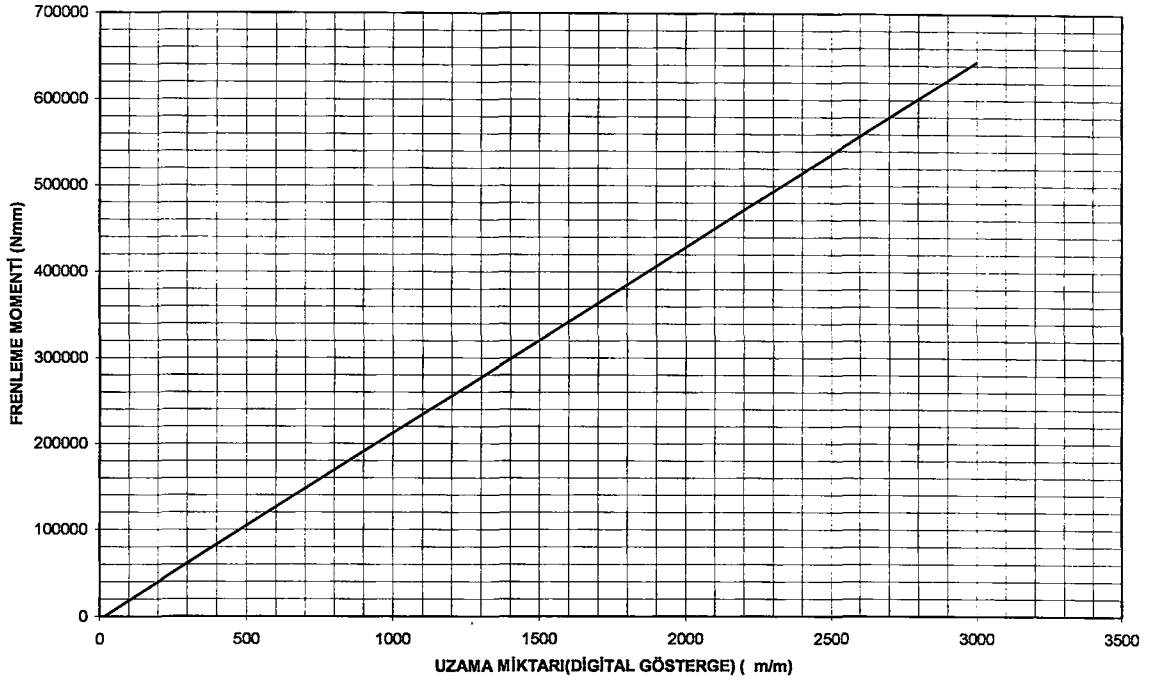


Şekil 4.1 Yazıcıda kaydedilen frenleme momenti eğrisi örneği



Şekil 4.2 Digital gösterge-recorder diyagramı

Frenleme momenti eğrisinin tepe noktası frenleme momenti değeri olarak kabul edilmiş ve Nmm birimi olarak ifade edilebilmesi için önce digital gösterge - recorder (yazıcı) kalibrasyon tablosundan (Tablo 4.1) mV karşılığı olan uzama miktarı okunmaktadır. Uzama miktarı tesbit edildikten sonra digital gösterge-ölçme mili burulma momenti kalibrasyon tablosundan (Tablo 4.2) moment değeri Nmm olarak belirlenmektedir.

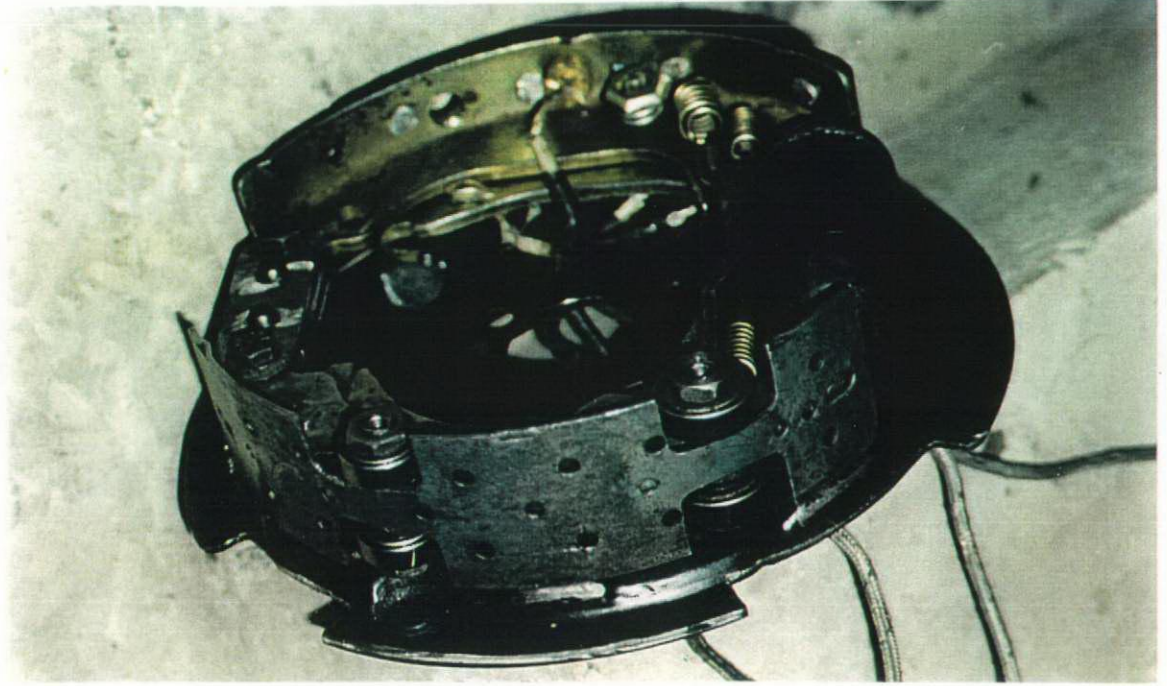


Şekil 4.3 Digital gösterge-frenleme momenti tablosu

Kampana dönme yönü frekans konvertörü aracılığı ile değiştirilmek suretiyle öncü pabuç ardcı, ardcı pabuç öncü olarak çalıştırılarak balata açısıl konumunun frenleme momenti üzerine etkisi gözlemlenmiştir. Ayrıca her iki temel konstrüksiyon için eski ve yeni balata örnekleri ile çalışılarak sürtünme katsayısının frenleme momenti üzerine etkileri incelenmiştir.

4.1.2 Öncü ve Ardcı Pabuç Frenleme Momentlerinin Ölçülmesi

Kayar tabanlı ve mafsallı fren konstrüksiyonlarının her ikisinde de öncü ve ardcı pabuçlarda oluşan frenleme momentlerini ölçebilmek amacıyla pabuçlardan birinin frenleme sırasında devreden çıkarılması düşünülmüştür. Bu amaçla pabuçlardan biri üzerindeki balata sökülerek , aynı sürtünme yarıçapı korunmak suretiyle pabuç metali üzerine çevresel ve aksenal doğrultuda toplam 4 adet tek sıra bilyalı rulmanlı yatak yerleştirilmiştir (Resim 4.3). Böylece frenleme sırasında okunan frenleme momenti sadece tek bir pabuca ait olup kampana dönme yönüne göre öncü veya ardcı pabuç frenleme momenti olarak tesbit edilmiştir. Deneylerde izlenen metod bölüm 4.1.1 de anlatılan toplam frenleme momenti ölçülmesinde izlenen metodla aynıdır.



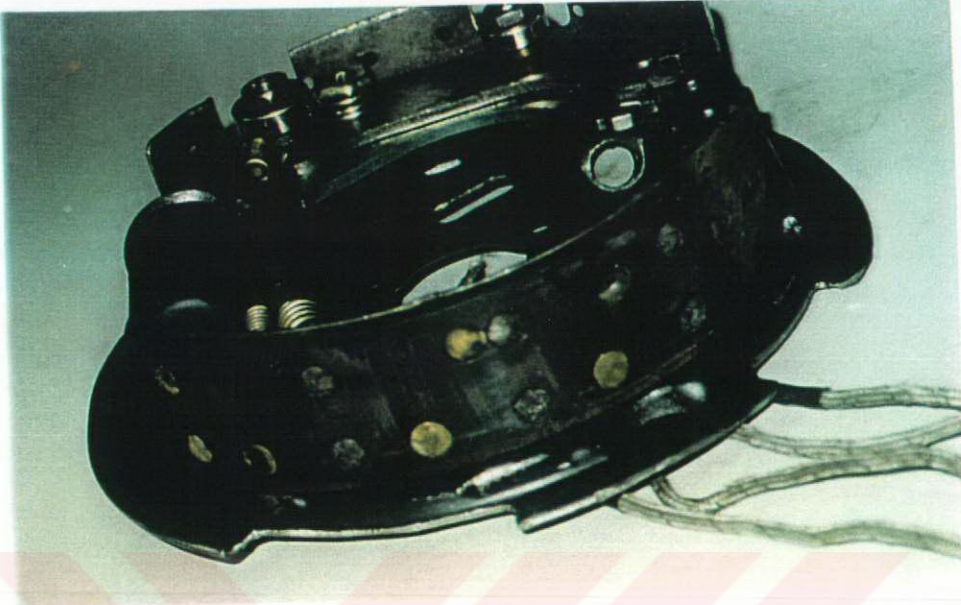
Resim 4.3 Öncü ve ardıcı pabuç frenleme momenti ölçmelerinde kullanılan rulmanlı fren tablası

4.2 SICAKLIK DAĞILIMININ ÖLÇÜLMESİ

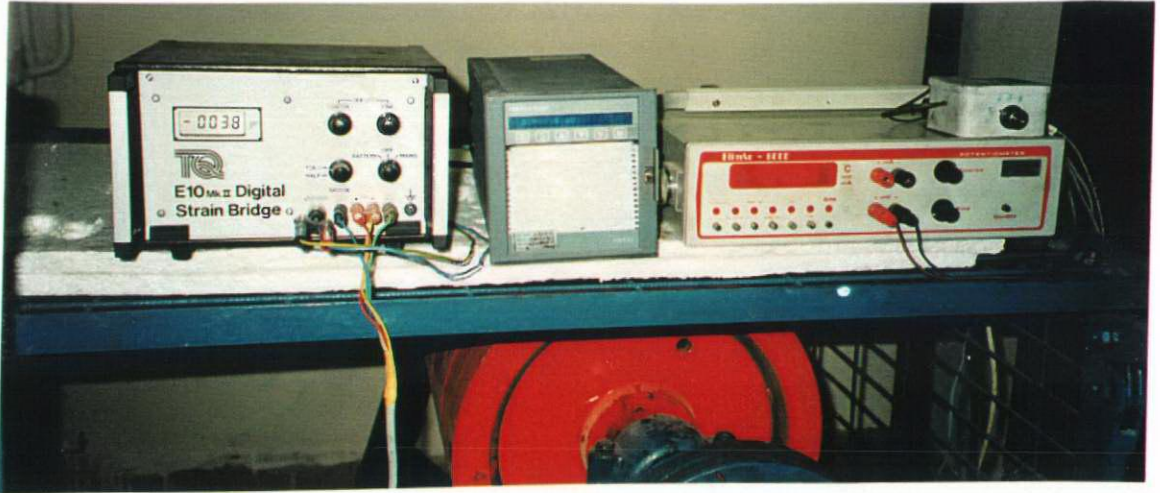
Frenleme sırasında sürtünme sonucu kampana ile balata yüzeyi arasında oluşan sıcaklık mertebelerinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Kampana dönmekte olduğundan kampana yüzeyine en yakın yüzey olan ve dönmeyen balata yüzeyi esas alınmıştır. Burada balata yüzeyi üzerinde çevresel doğrultuda 3, aksenal doğrultuda 2 değişik noktadan yerleştirilen 4 termokupl ile sıcaklık ölçülmüştür (Resim 4.4). Balata üzerine özel olarak açılan deliklere sarı malzemeden yapılmış termokupl yuvaları monte edilmiştir. Termokupllar bu yuva içerisine sıkı geçme olarak yerleştirilmiş ve her termokupl çıkışı bir komütatöre bağlanarak sıcaklıklar okunmuştur.

Termokupl cinsi olarak 700°C 'a kadar ölçme yapabilen Ni-Cr ısı çiftli K tipi termokupl kullanılmıştır. Termokuplların ölçtüğü sıcaklıklar komütatör aracılığı ile potansiyometreye aktarılmıştır. Frenleme ile kampana durdurulduktan sonra balata üzerine 4 değişik noktada yerleştirilen termokuplların ölçtüğü sıcaklıklar komütatör düğmesi sırayla çevrilerek potansiyometre göstergesinden digital olarak okunmuş ve kaydedilmiştir. Sıcaklık

dağılımının kaydedilmesi amacıyla recorder'ın bir kanalı sıcaklık ölçmeleri için kalibre edilmiş, ancak potansiyometreden çıkış alınamadığı için recorder'a aktarılamamıştır (Resim 4.5).



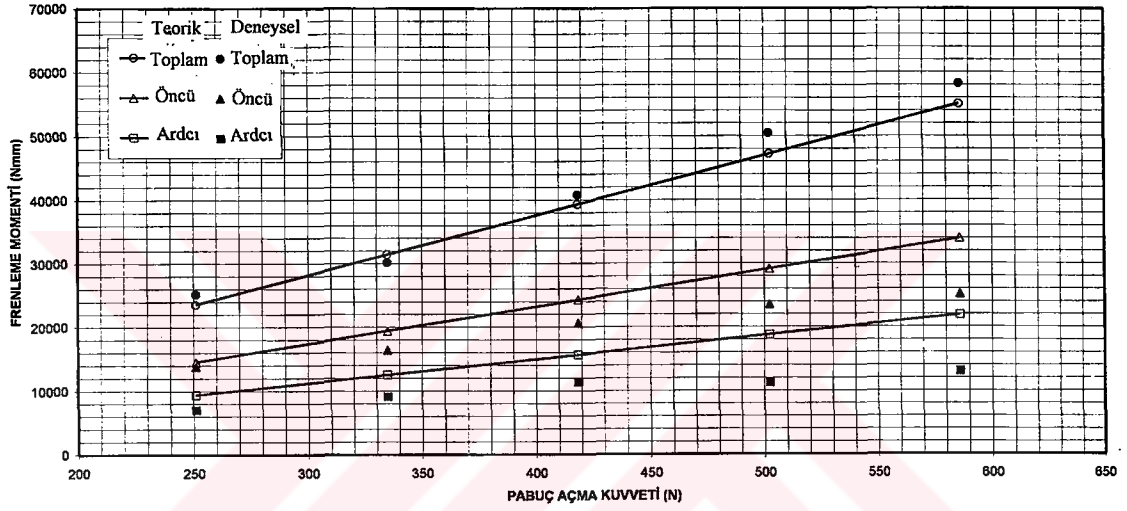
Resim 4.4 Balata yüzeyi üzerinde sıcaklık ölçülmesi amacıyla yerleştirilen termokupullar



Resim 4.5 Sıcaklık ölçmelerinde kullanılan potansiyometre, komütatör ve recorder

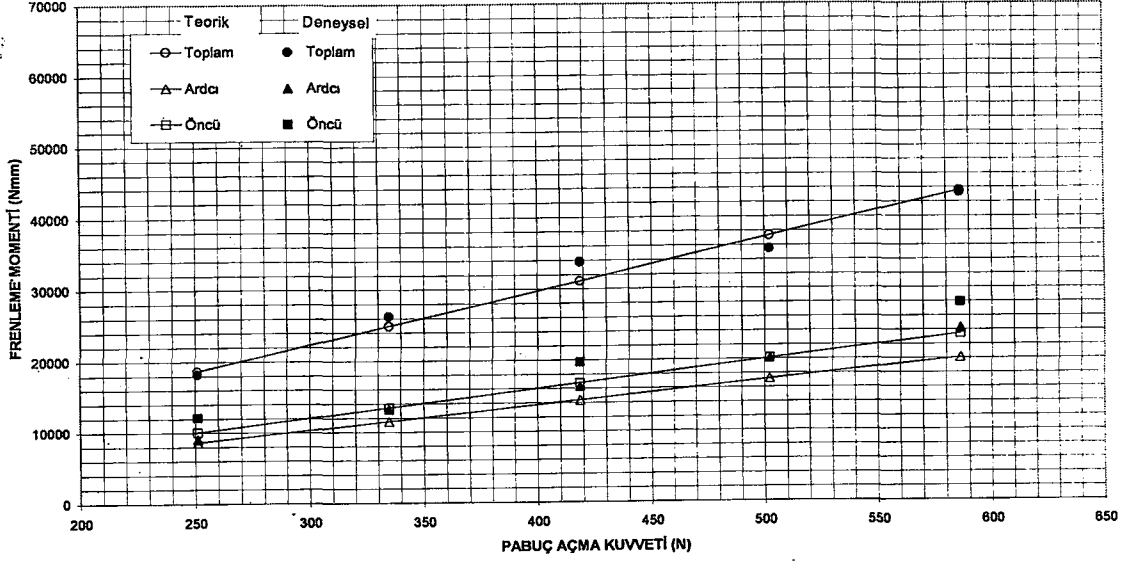
4.3 Teorik Frenleme Momenti Değerlerinin Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması

Şekil 4.4 de kayar tabanlı frenler için yapılan teorik hesaplamalar sonucu elde edilen toplam frenleme momenti ile öncü ve ardıcı pabuç frenleme momenti değerleri deneyler sonucunda elde edilen değerler ile aynı diyagram üzerinde gösterilmiştir. Toplam frenleme momenti ile öncü ve ardıcı pabuçlardaki frenleme momentlerinin ayrı ayrı ölçülmesinde toplam 225 adet deney yapılmıştır. Şekil üzerinde gösterile noktalar her bir pabuç açma kuvvetinde yapılan 15 adet deneyin ortalamasıdır.

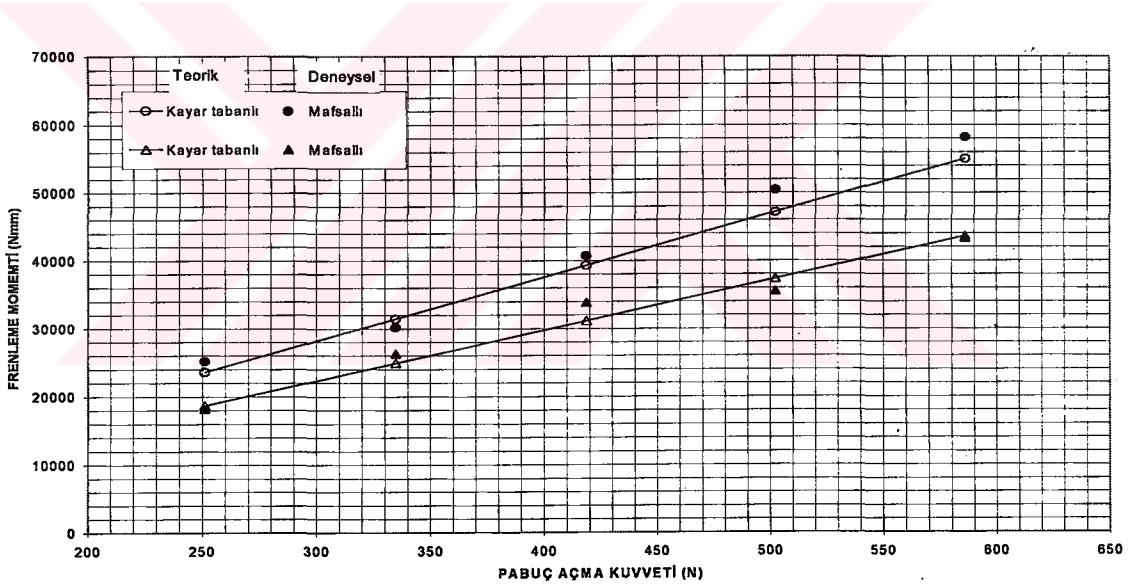


Şekil 4.4 Kayar tabanlı frende teorik ve deneysel frenleme momentleri

Öncü ve ardıcı pabuçlar için yapılan ölçmelerde pabuç açma kuvvetleri düzenli olarak artırılarak uygulanmış, deneyler arasında kampanayı soğutma imkanı olmamıştır. Bu nedenle de şekil üzerinden de görüleceği gibi yüksek pabuç açma kuvvetlerinde (en son yapılan deneyler) okunan frenleme momentleri teorik sonuçlardan uzaklaşmaktadır. Burada frenleme momentinin sıcaklık artışı ile birlikte düştüğü gözlenmektedir. Daha sonra yapılan toplam frenleme momenti ölçmelerinde bu durum göz önüne alınarak deneyler arasında kampana soğutulmuştur. Elde edilen deneysel sonuçlarla teorik sonuçların uyum içinde bir değişim gösterdikleri görülmüştür



Şekil 4.5 Mafsallı frende teorik ve deneysel frenleme momentleri

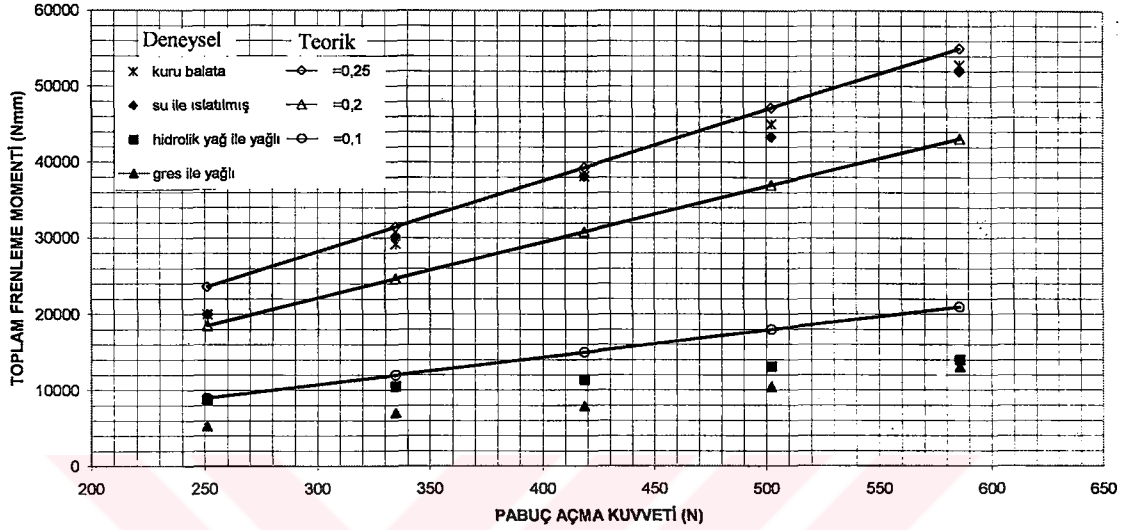


Şekil 4.6 Mafsallı ve kayar tabanlı frenlerde teorik ve deneysel frenleme momentleri

Şekil 4.5 de mafsallı fren konstrüksiyonu için yapılan teorik frenleme momentleri ile deneysel sonuçlar aynı diyagram üzerinde gösterilmiştir. Diyagram incelendiğinde deneysel toplam, öncü ve ardcı pabuç frenleme momenti değerlerinin teorik sonuçlarla uyum içinde olduğu görülmüştür. Gerek kayar tabanlı, gerekse mafsallı fren konstrüksiyonlarında yapılan deneylerin sonuçları her iki fren konstrüksiyonu için elde edilen teorik hesap sonuçları ile aynı diyagramda gösterilmiştir (Şekil 4.6)

4.4 Ortam Şartları ve Yüzey Temizliğinin Frenleme Momentine Etkisi

Frenleme sırasında ortam şartları ve yüzey temizliğinin frenleme momenti üzerine etkisini incelemek amacıyla eski balatalı kayar tabanlı fren konstrüksiyonu seçilmiştir. Deneylerde önce balata yüzeyi mazot ile temizlenerek her türlü toz, kir v.b. maddelerden uzaklaştırılmıştır.



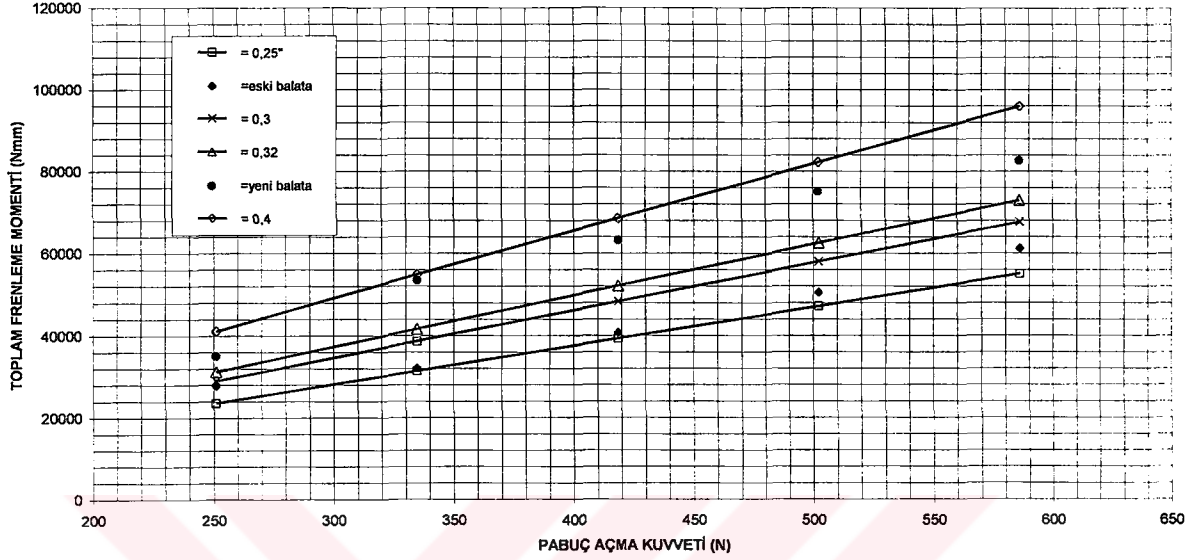
Şekil 4.7 Ortam şartlarının ve yüzey temizliğinin frenleme momentine etkisi

Temiz balata ile yapılan deneylerin sonuçları teorik hesaplarda sürtünme katsayısının 0,25 olarak alındığı sonuçlara yakın bulunmuştur. Daha sonra balata yüzeyi aynı ortam şartlarında su ile ıslatılarak deneyler tekrarlanmıştır. Her pabuç açma kuvvetinin uygulanmasında balata yüzeyi yeniden ıslatılmasına karşılık frenlemeden hemen sonra suyun buharlaşarak yüzeyden uzaklaştığı ve balatanın kuruduğu gözlenmiştir. Bu şartlarda elde edilen deney sonuçları kuru balata ile elde edilen deneysel sonuçlara çok yakın bulunmuştur. Balata yüzeyi aynı ortam şartları altında sırasıyla hidrolik yağ ve gres ile yağlanarak deneyler tekrarlanmıştır. Deneysel şartların sürtünme katsayısının 0,1 olarak alındığı teorik hesap sonuçlarının altına düştüğü görülmüştür(Şekil 4.7). Ayrıca gres yağının sürtünme katsayısındaki düşmede hidrolik yağdan daha etkili olduğu bu deneyde gözlenmiştir.

4.5 Eski ve Yeni Balata Örneklerinde Sürtünme Katsayıları

Teorik frenleme momenti hesaplarında balata malzemesi sürtünme katsayısı çoğunlukla 0,32 civarında sabit alınmaktadır. Oysaki sürtünme katsayısının sıcaklıkla olduğu gibi balata yüzeyindeki aşınma oranıyla da değiştiği deneysel olarak gözlenmiştir. Bu amaçla kayar

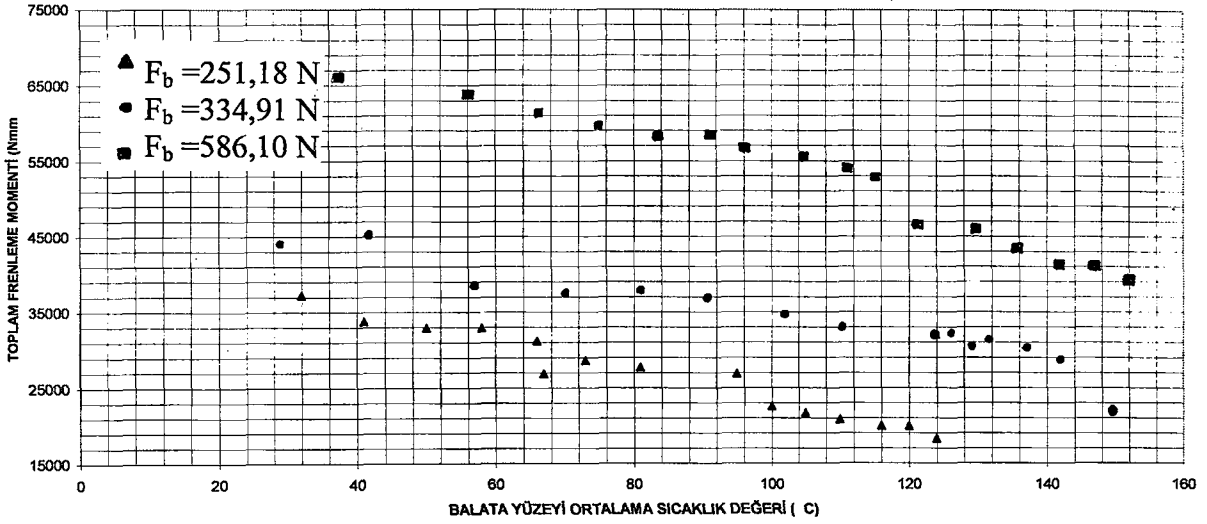
tabanlı fren konstrüksiyonunda bir eski ve bir yeni balata çifti ayrı ayrı kullanılarak toplam frenleme momentleri ölçülmüştür. Sürtünme katsayılarının 0,25-0,4 arasında alınarak yapılan teorik frenleme momenti hesap sonuçları deneysel sonuçlarla aynı diyagram üzerinde gösterilmiştir. Diyagram incelendiğinde eski balatadaki sürtünme katsayısının 0,25 civarında, yeni balatanın ise 0,32-0,4 arasında bir sürtünme katsayısı verdiği görülmektedir.



Şekil 4.8 Eski ve yeni balata deneysel sürtünme katsayılarının teorik değerlerle karşılaştırılması

4.6 Toplam Frenleme Momentinin Sıcaklıkla Değişiminin İncelenmesi

Bu amaçla yapılan deneylerde kayar tabanlı fren konstrüksiyonu seçilmiştir. Balata yüzeyi üzerinde 4 değişik noktadan sıcaklık ölçmeleri yapıldığı için grafik üzerindeki sıcaklık değerleri bu noktalardan okunan sıcaklıkların ortalamasıdır. Deneyler 5 farklı pabuç açma kuvveti için yapılmış, diyagramın daha anlaşılır olması amacıyla 3 farklı pabuç açma kuvveti için alınan sonuçlar kullanılmıştır. Diyagram incelendiğinde her yük grubunda artan sıcaklıklarla birlikte frenleme momentlerinde düzgün bir azalma gözlenmiştir. Oysa teorik çalışmalardaki frenleme momenti hesaplarında sıcaklık faktörü hesaba katılmayarak ihmal edilmekte, artan sıcaklıklarla birlikte sürtünme katsayısındaki düşüş göz ardı edilmektedir. Deneyler sonucunda elde edilen değerler yüksek sıcaklıklarda sürtünme katsayısındaki azalma miktarının artan pabuç açma kuvvetlerine rağmen oldukça fazla olduğunu ortaya koymaktadır. Bu durum, bundan sonra yapılacak frenleme momenti hesabı çalışmalarında sürtünme katsayısının sıcaklığın bir fonksiyonu olarak hesaba katılması yönünde dikkati çekmektedir (Şekil 4.9).

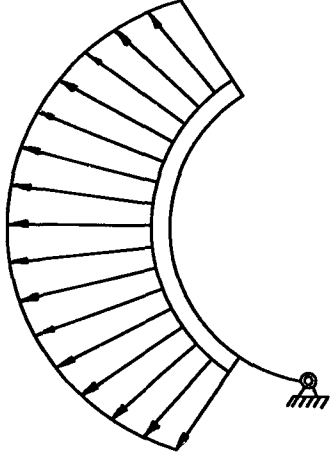


Şekil 4.9 Farklı pabuç açma kuvvetlerinde frenleme momentinin sıcaklıkla değişimi

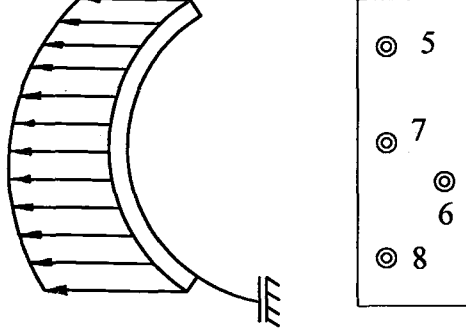
4.7 Balata Yüzey Sıcaklıklarının Ölçülmesi

Balata yüzeyinde sıcaklık dağılımının basınç dağılımına uygun bir görüntü vermesi amacıyla, ölçme noktalarının bu amaca uygun dağıtılması düşünüldü. Bu nedenle öncelikle gerek kayar tabanlı pabuçlarda gerekse mafsallı pabuçlarda, basıncın balata yüzeyi üzerinde nasıl dağıldığı araştırılmaya çalışıldı. Literatürde bu konuda yapılmış deneysel bir çalışmaya rastlanmadı. Ancak teorik modellerin kurulup geliştirilmesinde esas alınan kabuller muhtemel basınç dağılımları olarak bu çalışmada da benimsendi [5],[16]. Burada dikkat çeken husus kayar tabanlıda, pabuç tabanına doğru maksimuma doğru ulaşan nispeten düzgün bir dağılım söz konusu iken (Şekil 4.10), mafsallı tabanlıda mafsal balatanın kampana yüzeyine yaklaşmasına izin vermediğinden tabana yakın noktalarda basıncın düşük olduğu (8 nolu termokuplun yerleştirildiği nokta) mafsal noktasına göre

90 °lik açı yapan (yaklaşık balata alanının ortaları) bölgede basıncın maksimuma ulaştığı kabul edilmektedir. Bu da 6 ve 7 nolu termokupulların yerleştirildiği bölgeye karşılık gelmektedir (Şekil 4.11).



Şekil 4.10 Mafsallı ve kayar tabanlı pabuçlar üzerindeki basınç dağılımları

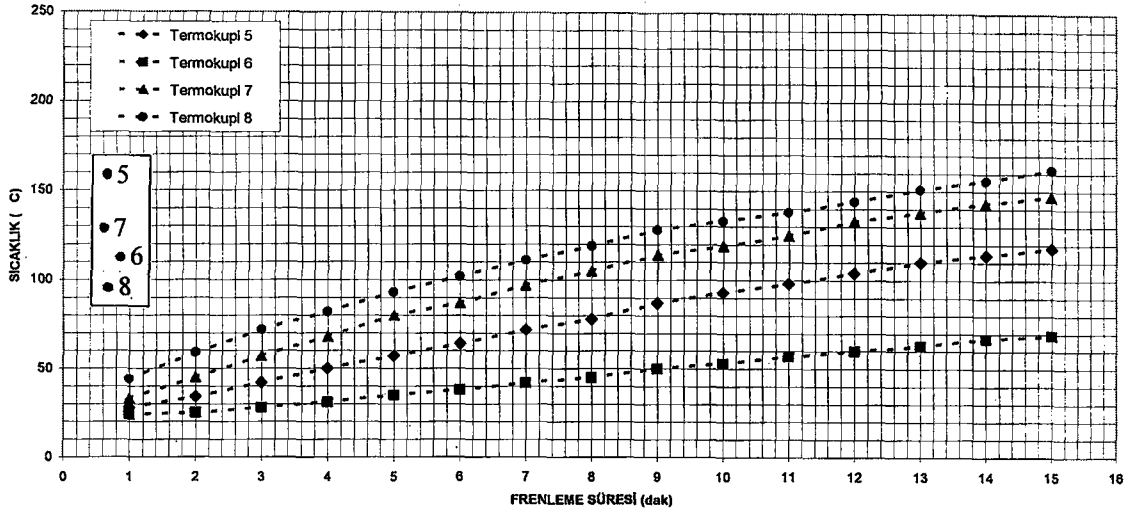


Şekil 4.11 Balata yüzeyinde sıcaklık ölçmelerinin yapıldığı noktalar

4.7.1 Kayar Tabanlı Frende Balata Yüzey Sıcaklıkları

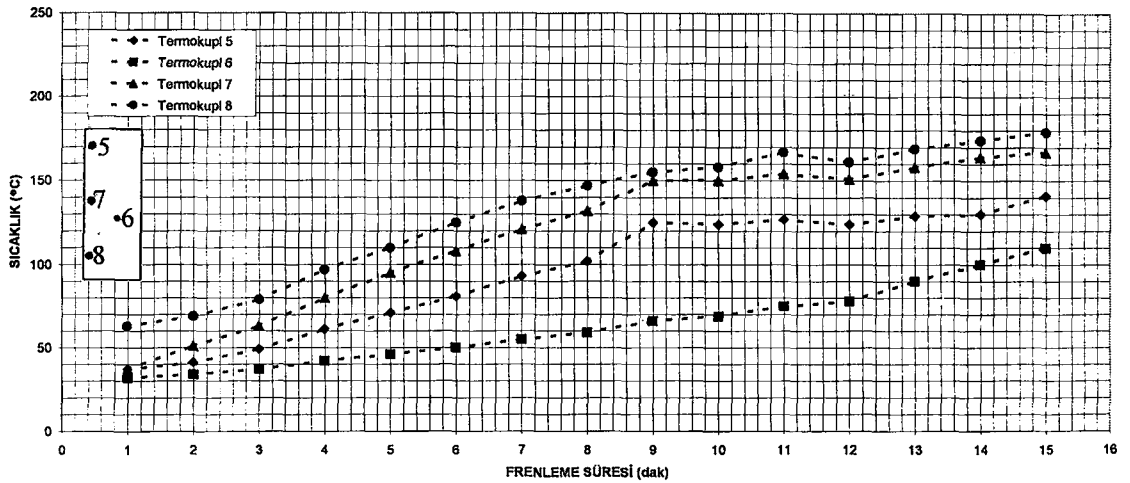
Kampana frenler için yürütülen mevcut teorik yaklaşımlarda, balata yüzeyi üzerinde maksimum basınç noktalarının kampana yatay eksenine ve pabuç tabanına yakın açılarda olacağı göz önüne alındığından, basıncın yüksek olduğu bu bölgelerde sıcaklıkların da yüksek değerlerde olacağı tahmin edildi. Bu nedenle kayar tabanlı fren konstrüksiyonu üzerinde farklı pabuç açma kuvvetleri uygulayarak balata üzerinde çevresel doğrultuda 3, eksenel doğrultuda 2 noktada sıcaklık ölçmeleri yapıldı. Deneysel sonuçların teorik yaklaşımlara oldukça uygun olduğu gözlemlendi (Şekil 4.12).

Diyagramdan da görüleceği gibi balata çevresi boyunca birbirlerine eşit aralıklarla yerleştirilerek 3 noktada ölçme yapan (5, 7 ve 8) termokupllardan en yüksek sıcaklık değerleri 8 nolu termokuplun yerleştirildiği noktada okunmuştur (160 °C). Pabuç tabanı ile kampana yatay eksenini arasındaki açı bölgesine yerleştirilen 8 nolu termokupla en yakın sıcaklık değerlerinin beklendiği noktalar 6 ve 7 nolu termokuplların yerleştiği bölgelerdir. Ancak 6 nolu termokuplda beklenen sıcaklık değerlerinden daha düşük değerlerde sonuçlar alındığı görüldü. Bunun üzerine deneylerden sonra balata üzerinde aşınma bölgeleri incelenmeye çalışıldı. Yapılan inceleme sonucunda balata yüzeyinin düz olmadığı, 6 nolu



Şekil 4.12 $F_b = 251,18$ N pabuç açma kuvveti ile yapılan frenlemede sıcaklık dağılımı

termokuplun diğerlerinden farklı olarak balata yüzeyinden daha derinde, çukur bir bölgede kaldığı gözlemlendi. Bunun sonucu olarak ölçmeler sırasında daha düşük sıcaklık değerleri verdiği kanaatine varıldı. İlk deneylerde gözlenen bu durum daha sonraki deneylerde de dikkate alındığında tekrarlayan deneyler sonucu aşınmakta olan balata yüzeyine 6 nolu termokuplun yaklaştığı görüldü. İlk deneylerin gösterildiği şekil 4.12 de 6 nolu termokuplun okuduğu sıcaklıkları temsil eden eğrinin yataya daha yakın bir eğimde olduğu halde, daha sonra yapılan deneylerden birini gösteren şekil 4.13 de bu eğri eğimi artış göstermekte, dikleşmektedir. Bu durum balatanın aşınmasıyla yüzeye daha yakınlaşan 6 nolu termokuplun ölçtüğü sıcaklık değerlerindeki artışı ifade etmektedir.



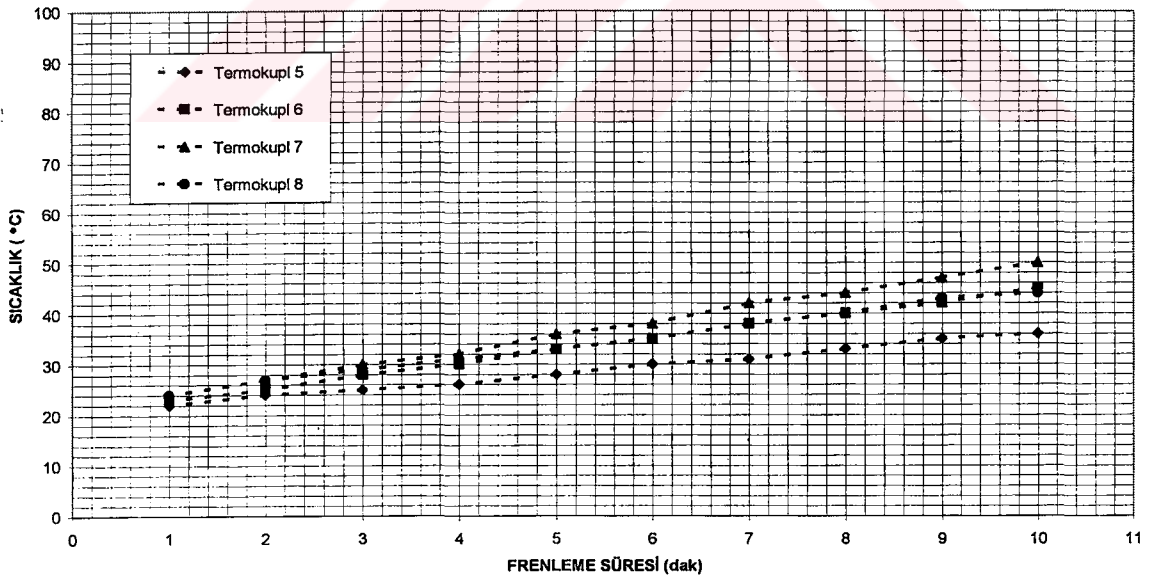
Şekil 4.13 $F_b = 334,91$ N pabuç açma kuvveti ile yapılan frenlemede sıcaklık dağılımı

4.7.2 Mafsallı Frende Balata Yüzey Sıcaklıkları

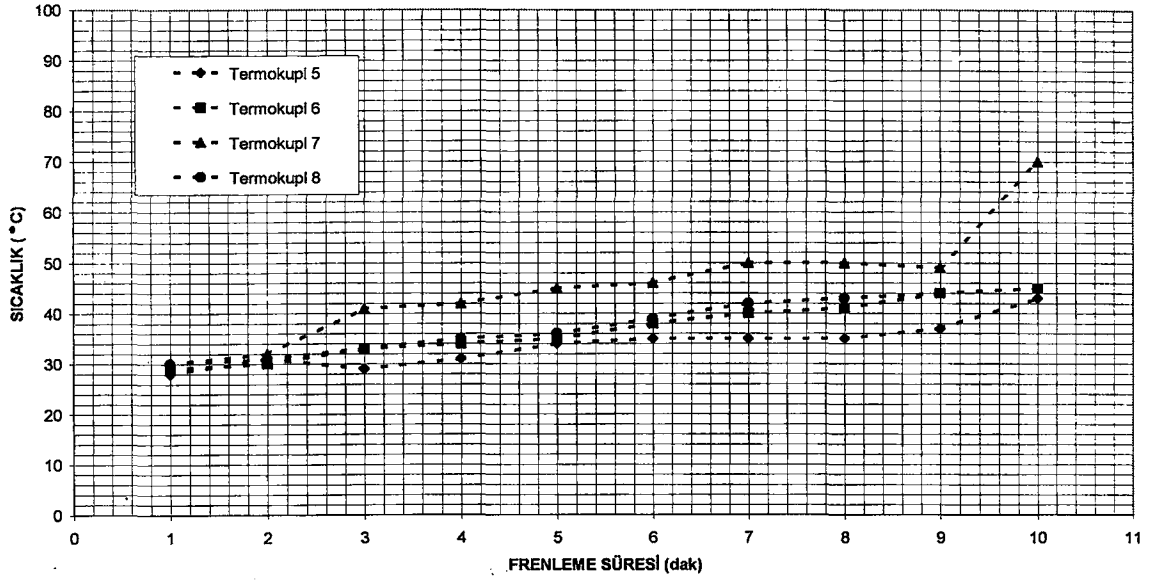
Gerek öncü ve gerekse ardcı pabuçlarda yapılan sıcaklık ölçme deneylerinden basıncın maksimum olduğu kabul edilen 7 ve 6 nolu ölçme noktalarında sıcaklık değerlerinin en yüksek olduğu, buna karşılık 8 nolu ölçme noktasında nispeten düşük olduğu (8 noktası kayar tabanlıda maksimum sıcaklıkların ölçüldüğü nokta idi) ortak bir eğilim gözlenmiştir. Bu durum kayar tabanlı pabuç (Şekil 4.13) ile mafsallı pabuç (Şekil 4.14) arasında en belirgin farklılık olarak ortaya çıkmıştır.

Ardcı pabuçta: ilk deneyler bu pabuç üzerindeki sıcaklık ölçmeleri için yapılmıştır (Şekil 4.12). diyagram incelendiğinde genel eğimin frenleme süresi arttıkça sıcaklıklarında arttığı, ve beklenildiği gibi 6 nolu termokuplun yerleştirildiği bölgenin diğerlerinden daha yüksek sıcaklıklarda olduğu yönünde görülmüştür.

Öncü pabuçta: Deneyler ardcı pabuçtan daha sonraki aşamalarda yapılmıştır. Gözlenen genel durum aynı şartlarda yapılan bu deneylerde sıcaklıkların tahmin edildiği gibi ardcı pabuçta okunan sıcaklıklardan daha yüksek olmasıdır (Şekil 4.16) . Frenleme süresi arttıkça sıcaklığın artış eğilimi ardcı pabuca bezemektedir. Gözlenen ilginç bir durum

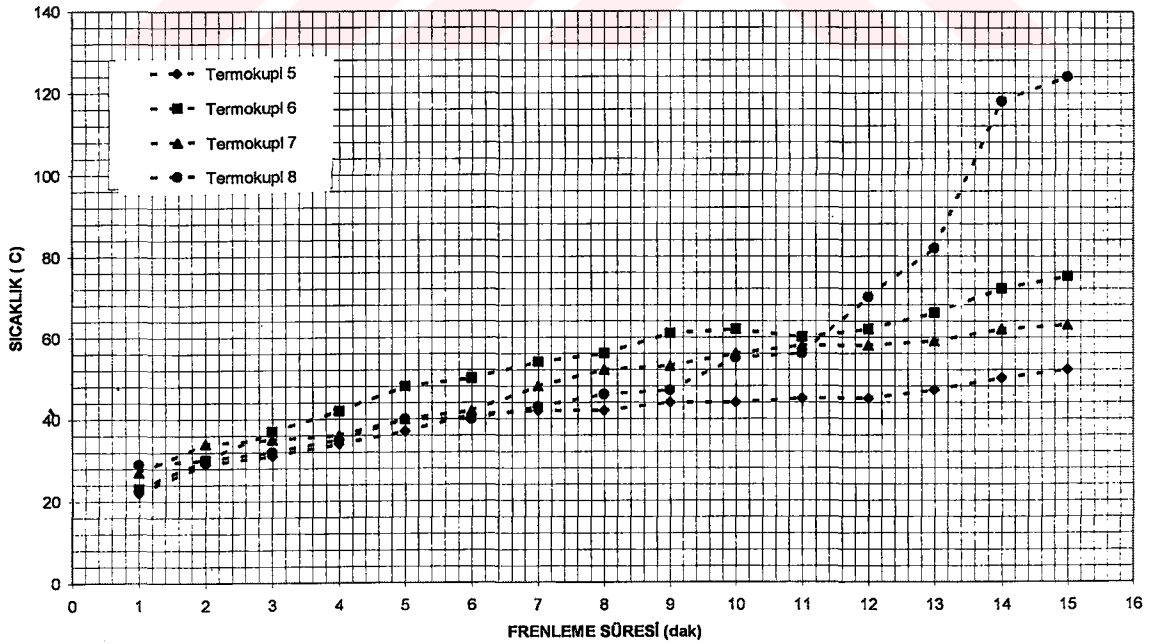


Şekil 4.14 Mafsallı frende $F_b = 251,18$ N pabuç açma kuvveti ile yapılan frenlemede ardcı pabuç üzerinde sıcaklık dağılımı



Şekil 4.15 Mafsallı frende $F_b = 502,37$ N pabuç açma kuvveti ile yapılan frenlemede ardıcı pabuç üzerinde sıcaklık dağılımı

12 inci frenlemeden sonra 8 nolu ölçme noktasındaki sıcaklığın hızla arttığı gözlenmiştir. Bu beklenmedik durum karşısında fren tablası kampana içinden çıkarılarak yüzey incelemeye alındı. Balata yüzeyindeki aşınmalardan ötürü 8 nolu termokuplun yüzeye yaklaştığı, sıcaklığın bu yüzden aniden yükseldiği kanaatine varıldı. Bu nedenle bu noktadan sonra yapılan deneyler dikkate alınmadı.



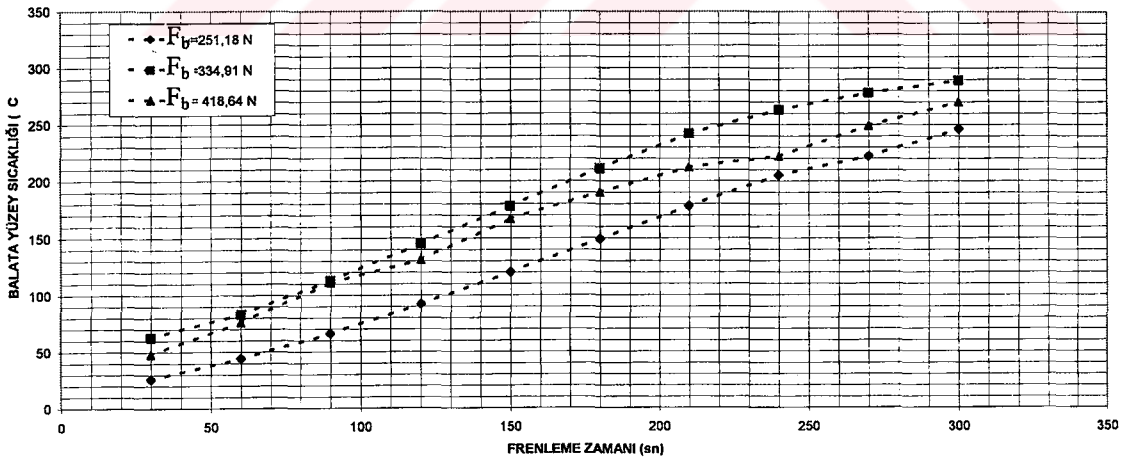
Şekil 4.16 Mafsallı frende $F_b = 251,18$ N pabuç açma kuvveti ile yapılan frenlemede öncü pabuç üzerinde sıcaklık dağılımı

Genelde balata yüzeyi boyunca sıcaklık dağılımlarının tahmin edilen basınç dağılımlarına uygun olduğu görüldü.

4.8 Sürekli Frenlemede Zamana Bağlı Olarak Ortalama Balata Yüzey Sıcaklığının Değişimi

Normal şartlarda frenleme işlemi aralıklı olarak yapılır. Ancak uzun bir frenleme süresinde sürtünme yüzeylerinin davranışı ve sıcaklık yükselmeleri farklı olmaktadır. Çalışmanın bu kısmında farklı pabuç açma kuvvetleri için elde edilen en yüksek sıcaklık değerleri daha önemli ve anlamlı olduğu düşünülerek incelendi. 4 değişik noktada yapılan ölçmelerde diğer 3 noktadaki değerler dikkate alınmayarak en yüksek sıcaklığın okunduğu termokupl verileri diyagram üzerinde gösterildi (Şekil 4.17).

Deneylerde farklı pabuç açma kuvvetleri uygulanarak 5 dakika boyunca sürekli frenleme yapılmıştır. Deneyler sonucu elde edilen sıcaklıkları gösteren eğri eğimlerinin kesintili frenlemede elde edilen eğriden daha dik olduğu gözlenmiştir. Sürekli frenleme yapıldığı için büyük yük gruplarında çalışma yapılmamış, düşük yükler tercih edilmiştir. Uygulanan düşük yük kademelerinde dahi 4 üncü dakikadan sonra balatada yanmalar başlamış, sistem durdurularak deneylere 5 inci dakikada son verilmiştir.



Şekil 4.17 Sürekli frenlemede zamana bağlı olarak balata yüzey sıcaklığının değişimi

5. SONUÇ

Tezin önceki bölümlerinde mukayeseli olarak tartışılan teorik hesaplamalar ve deneysel sonuçlardan çıkarılan sonuç aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- 1- Frenleme momentini etkileyen en önemli parametrelerden biri μ sürtünme katsayısı olduğundan teorik ve deneysel sonuçların yakınlığı moment hesaplarında μ nün doğru alınmasına bağlıdır. Teorik modellerde μ sabit kabul edilmektedir. Oysaki gerçekte sürtünme katsayısı sıcaklıkla, basınçla, aşınma ürünü tozların birikmesiyle, balatanın eski veya yeni oluşuyla ve diğer ortam şartlarıyla ilgili olarak sürekli değişmektedir. Sürtünme katsayısının sıcaklıkla değişimini ihmal etmeyen yeni bir teorik modelin geliştirilmesi yararlı olacaktır.
- 2- Konstrüksiyonu ve imalatı yapılarak çalışmada kullanılan deney donanımı toplam, öncü ve ardcı pabuçlardaki frenleme momentlerini ayrı ayrı belirleme imkanı vermektedir. Gerek kayar tabanlı, gerekse mafsallı fren tiplerinde öncü ve ardcı pabuçlarda frenleme momentlerinin farklı olduğu, her iki tipte de frenleme momentinin beklendiği gibi öncü pabuçta daha büyük olduğu gözlenmiştir. Ölçülen toplam momentin ise ikisinin toplamı kadar olduğu ayrıca görülmüştür. Bu durum kampananın dönme yönüne bağlı olarak servo etkisinden ortaya çıkmıştır.
- 3- Gerek toplam frenleme momentini, gerekse öncü ve ardcı pabuçlardaki momentler kayar tabanlı fren tipinde mafsallı frene nazaran, daha büyük olduğu görülmüştür. Frenleme etkinliğinin kayar tabanlı frenlerde daha iyi olduğu sonucuna varılmıştır. Bunun sebebinin , tabandaki kayma sayesinde balatanın kampana yüzeyine daha uyumlu bir şekilde oturması, balata-kampana arasında basınç dağılımının daha düzgün olması ve bunlara bağlı olarak aşınmanın düzgün bir şekilde seyretmesi olduğu söylenebilir.
- 4- Fren konstrüksiyonunda balatanın çevresel konumu önemli olmaktadır. Öncü ve ardcı pabuçlarda balata başlangıç açıları birbirinden farklı olup, bu açılar için birer optimum değer vardır.
- 5- Her iki fren tipinde de artan sıcaklıkla birlikte frenleme momentlerinin önemli ölçüde düştüğü gözlenmiştir. Bu durumun sürtünme katsayısının düşmesinden kaynaklandığı ve sürtünme katsayısının sıcaklıkla düştüğü sonucuna varılmıştır.

- 6- Tozlu ve yağlı ortamlarda yapılan ölçmelerde, sürtünme katsayısının düşmesine bağlı olarak düşük moment değerleri okunmasına rağmen suyla ıslatılmış veya suya yatırılmış balatalar kullanıldığında böyle bir düşme gözlenmemiş, frenleme etkinliği kuru şartlardaki gibi olmuştur. Bu durum suyun kaygan bir sıvı olmayışı ve sıcaklıktan ötürü hızla buharlaşması ile açıklanabilir.
- 7- Yüksek sıcaklık noktalarının yüksek basınç bölgelerinde ortaya çıktığı, gerek öncü gerekse ardıcı pabuçta sıcaklığın basınç dağılımına benzer bir dağılım gösterdiği görülmüştür. Maksimum sıcaklık kayar tabanlıda tabana yakın ortaya çıkarken mafsalı tipte balata orta alanlarında okunmuştur. Hareketli yüzeyde (kampana) sıcaklık ölçmeleri bu aşamada mümkün olamamıştır. Hareketli yüzeyde sıcaklık artışının kayma hızına olan bağımlılığının ve yüzey boyunca belirlenmesi ileriye dönük bir çalışma olarak planlanmıştır.



KAYNAKLAR

- [1] Bozacı, A., "Makina Elemanlarının Tasarımı", İ.T.Ü. Sakarya Mühendislik Fakültesi, Eylül 1989.
- [2] Buschmann, H., ve Koeßler, P., "Handbuch für den Kraftfahrzeugingenieur", 8. Völlig, Stuttgart, 821-835 ve 857-861.
- [3] Çakmak, M. S., "Volan ve Volan Hesapları"
- [4] Day, A. J., Tirovic, M., Newcomb, T.P., "Thermal Effects and Pressure Distributions in Brakes", Proc. Instn. Mechanical Engineers, 1991, Vol. 205, 199-205.
- [5] Day, A. J., "Drum Brakes Interface Distributions", Proc. Instn. Mechanical Engineers, 1991, Vol. 205, 127-136.
- [6] Day, A.J., Newcomb, T. P., "Combined Thermal and Mechanical Analysis of Drum Brakes" Proc. Instn. Mechanical Engineers, Vol. 198, D.No 15-1984, 287-294.
- [7] Demirsoy, M., "Motorlu Araçlar", Dokuz Eylül Üniversitesi. Faires, "Design of Machine Elements", 695-697
- [8] Gediktaş, M., "Balata Malzemelerinin Sürütme ve Aşınma Karakteristikleri", Doç.Tezi, İ.T.Ü.
- [9] Göktan, A. G., Güney, A., Ereke, M., "Taşıt Frenleri", İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Otomotiv Anabilim Dalı, İstanbul 1995, 27-50.
- [10] Hannah, J., Stephens, R.C., second Edition, 205-221.
- [11] Heinzler, H., "Advanced Vehicle Technology", 382-397.
- [12] John, S. R., "Equations Simplify Drum Brake Analysis", Power Transmission design, June 1997, 49-54.

- [13] Khairul, F., Damaruya, M. ve Kobayashi, H., "Temperature And Thermal Stresses In a Brake Drum Subjected to Cyclic Heating", *Journal of Thermal Stresses*, 17.515-527, 1994.
- [14] Limpert, R., "Brake Design and Safety" ,31-58
- [15] Lök, A., "Tekerlek Freni Tanımlama Katsayısı", Seminer Notları, Frenteknik Ltd. Şti. İstanbul.
- [16] Mamiti, G. I., "Calculation of the Shoes of Drum brakes", *Vestnik Mashinostroeniya*, Vol. 66, Issue 7, 1986, 26-28.
- [17] Mamiti, G. I., "Functional Calculation of Two-Shoe Drum Brakes" *Vestnik Machinostroeniya*, Vol. 66, Issue 11, 1986, 26-28.
- [18] Newcomb, T. P. ve Spurr, R. T., "Automobile Brakes and Braking Systems", *Motor Manuals*, 76-103.
- [19] Niemann, "Makina Elemanları", Cilt 1-Cilt 2
- [20] Rao, R., Ramasubramanian, H., Seetharamu, K. N., "Modelling of Temperature Distribution In a Brake Drum Using Finite Element Method", *Indian Journal of Technology*, Vol. 27, September 1989, 417-427.
- [21] SAE J 46- "Wheel-Slip Brake Control System-Road Test Code" ,Oct. 93.
- [22] SAE J 79- "Brake Disc and Drum Thermocouple Installation"
- [23] Shigley, J. E., "Mechanical Engineering Design", First Metric Edition
- [24] Strien, H., "Auslegung und Berechnung von PkW-Bremsanlagen", Seminer Notları (Yayımlanmamış)

**EK 1 SICAKLIK ÖLÇMELERİNDE KULLANILAN 5, 6, 7 VE 8 NOLU
TERMOKUPLLARIN KALİBRASYON EĞRİLERİ VE SERTİFİKALARI**



KALİBRASYON SERTİFİKASI		Sayfa : 1 / 2
CERTIFICATE of CALIBRATION		Page
Kalibrasyon Tarihi : 08.07.1996 Date of Calibration	Kalibrasyon numarası : 960703AK08 Calibration no	

Konu : Isılçift Kalibrasyonu
Subject : Calibration of Thermocouple

Talep Eden : YILDIZ Teknik Üniversitesi, İstanbul
Customer

Cihaz / Ekipman : K Tipi Isılçift, NiCr-Ni
Device/ Equipment : Type K Thermocouple, NiCr-Ni

Seri numarası : TC 005
Serial no

KALİBRASYON ŞARTLARI

Sıcaklık : 24°C

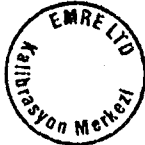
Rel. Nem : %50

Kullanılan Std : Unical TC Seri no : 14721
: Lenton Kalibratör Seri no : 4936
: Sıcaklık Banyosu Seri no : 488050
: R tipi Isılçift Seri no : 0315/2

Std.'in Belirsizliği : ± 1.5°C

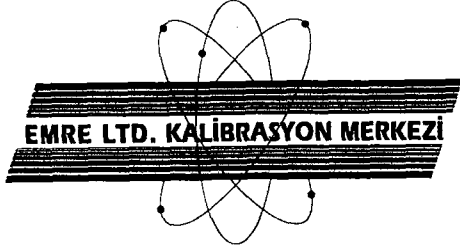
Test ünitesi : °C

Kalibrasyon Laboratuvarı Yöneticisi
Head of Calibration Laboratory



Umur ISIGÖLLÜ
Umur ISIGÖLLÜ

Kalibrasyon sertifikası eksiksiz ve bir değişiklik yapmadan kullanılabilir. Yayınlayan laboratuvarın onayı olmaksızın çoğaltılamaz ve değişiklik yapılamaz. Damgasız ve imzasız kalibrasyon sertifikaları geçerli değildir.



Seri Numarası : TC 005 Serial no	Sayfa : 2 / 2 Page
Kalibrasyon Tarihi : 08.07.1996 Date of Calibration	Kalibrasyon numarası : 960703AK08 Calibration no

ÖLÇÜMLER VE ALINAN SONUÇLAR

Isılıçift ve referans ısıılıçift 0°C - 100°C arasında su banyosuna, 100°C - 600°C arasında kalibratöre daldırılarak karşılaştırma metoduna göre kalibrasyon yapılmıştır. Test ısıılıçiftini ölçtüğü değerler kalibreli Elimko 9000 potansiyometre ile okunmuştur. Aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Nominal Değer / °C	Okunan Değer / °C
20.27	20.4
50.33	51.2
70.31	71.7
141.0	148.1
196.0	200.7
285.5	287.0
387.3	387.0
481.2	481.4
586.0	583.8
608.6	605.1

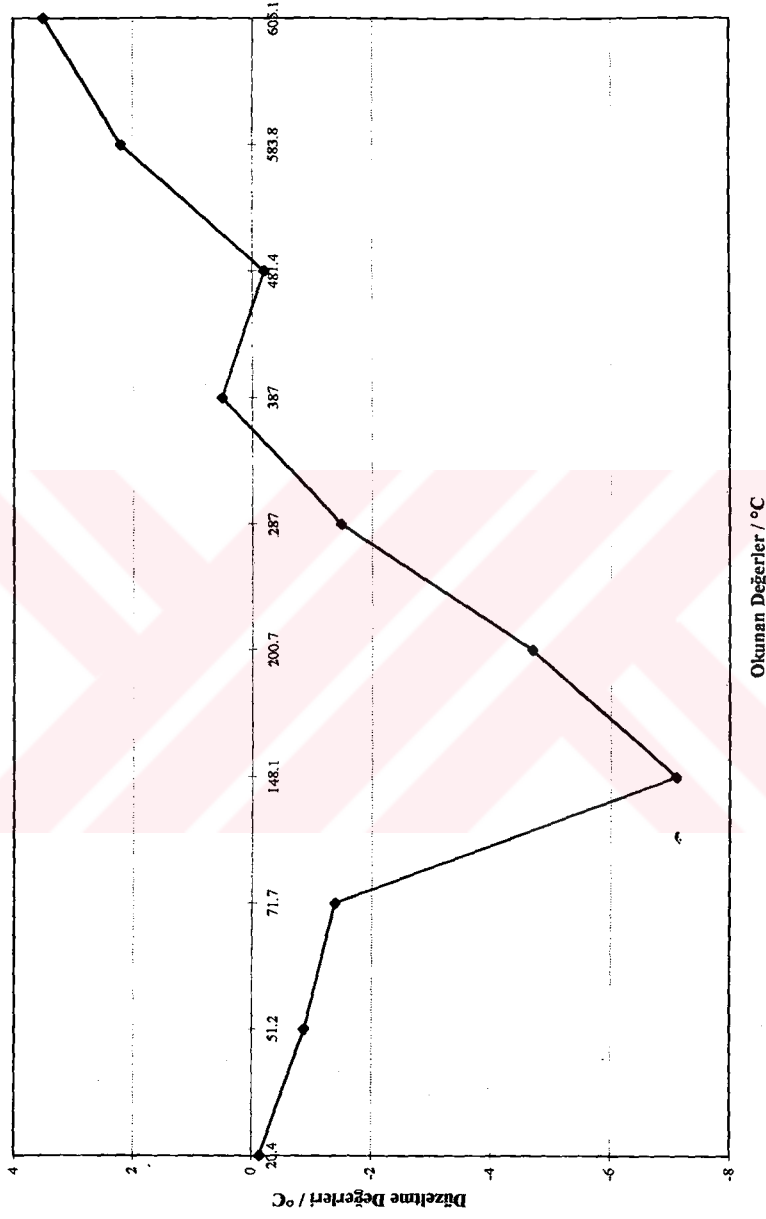
BELİRSİZLİK : ± 2°C dir.

Kalibrasyondaki toplam belirsizlik %95 güvenilirlik seviyesi ile verilmiştir.

Kalibrasyonu Yapan

Ayşegül KONU

TC 005 için Düzeltme Grafiği





KALİBRASYON SERTİFİKASI

CERTIFICATE of CALIBRATION

Sayfa : 1 / 2

Page

Kalibrasyon Tarihi : 08.07.1996
Date of Calibration

Kalibrasyon numarası : 960703AK09
Calibration no

Konu : Isılçift Kalibrasyonu
Subject : Calibration of Thermocouple

Talep Eden : YILDIZ Teknik Üniversitesi, İstanbul
Customer

Cihaz / Ekipman : K Tipi Isılçift, NiCr-Ni
Device/ Equipment : Type K Thermocouple, NiCr-Ni

Seri numarası : TC 006
Serial no

KALİBRASYON ŞARTLARI

Sıcaklık : 24°C

Rel. Nem : %50

Kullanılan Std : Unical TC Seri no : 14721
: Lenton Kalibratör Seri no : 4936
: Sıcaklık Banyosu Seri no : 488050
: R tipi Isılçift Seri no : 0315/2

Std.'in Belirsizliği : ± 1.5°C

Test ünitesi : °C



Kalibrasyon Laboratuvar Yöneticisi
Head of Calibration Laboratory

Umur İSİGÖLLÜ

Kalibrasyon sertifikası eksiksiz ve bir değişiklik yapmadan kullanılabilir. Yayınlayan laboratuvarın onayı olmaksızın çoğaltılamaz ve değişiklik yapılamaz. Damgasız ve imzasız kalibrasyon sertifikaları geçerli değildir.



Seri Numarası : TC 006 Serial no	Sayfa : 2 / 2 Page
Kalibrasyon Tarihi : 08.07.1996 Date of Calibration	Kalibrasyon numarası : 960703AK09 Calibration no

ÖLÇÜMLER VE ALINAN SONUÇLAR

Isılçift ve referans ısıılçift 0°C - 100°C arasında su banyosuna, 100°C - 600°C arasında kalibratöre daldırılarak karşılaştırma metoduna göre kalibrasyon yapılmıştır. Test ısıılçiftini ölçtüğü değerler kalibreli Elimko 9000 potansiyometre ile okunmuştur. Aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Nominal Değer / °C	Okunan Değer / °C
20.27	20.3
50.33	51.2
70.31	71.7
141.0	147.0
196.0	200.6
285.5	287.2
386.6	384.3
481.8	477.8
586.9	582.6
608.9	608.7

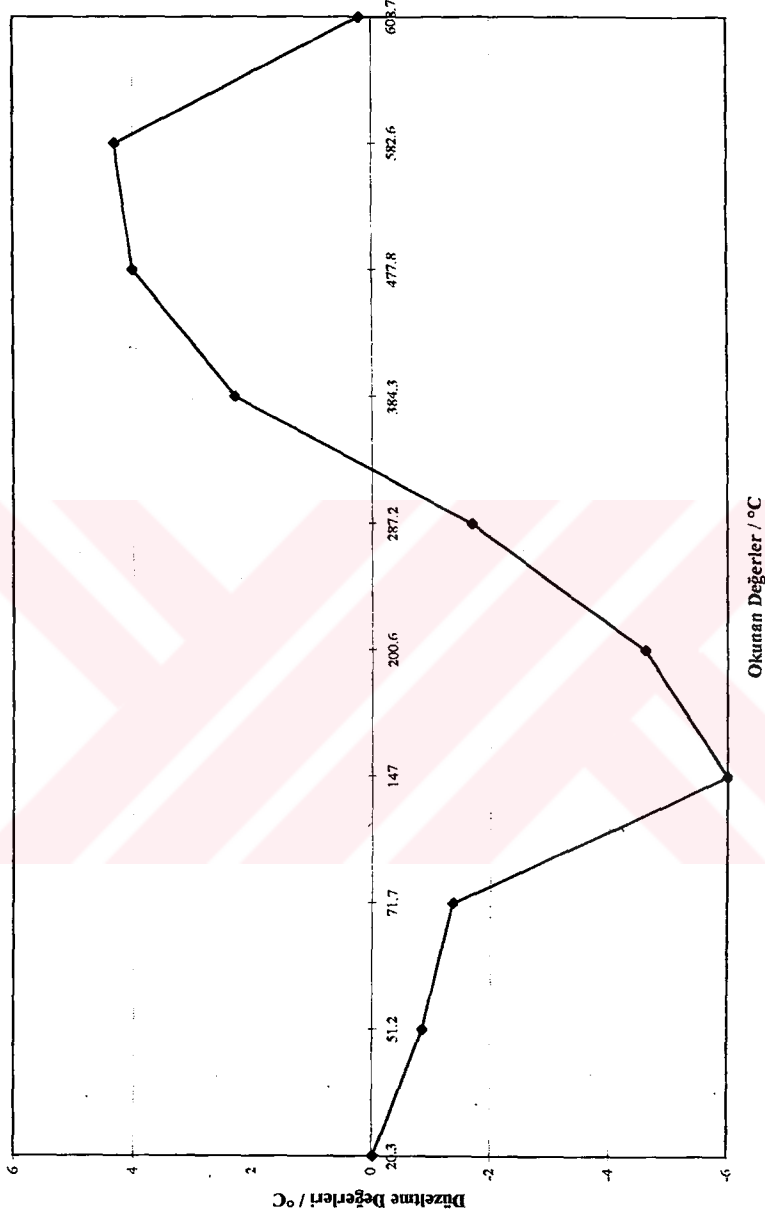
BELİRSİZLİK : ± 2°C dir.

Kalibrasyondaki toplam belirsizlik %95 güvenilirlik seviyesi ile verilmiştir.

Kalibrasyonu Yapan

Ayşegül KONU

TC 006 için Düzeltme Grafiği





KALİBRASYON SERTİFİKASI

CERTIFICATE of CALIBRATION

Sayfa : 1 / 2

Page

Kalibrasyon Tarihi : 08.07.1996
Date of Calibration

Kalibrasyon numarası : 960703AK10
Calibration no

Konu : Isılçift Kalibrasyonu
Subject : Calibration of Thermocouple

Talep Eden : YILDIZ Teknik Üniversitesi, İstanbul
Customer

Cihaz / Ekipman : K Tipi Isılçift, NiCr-Ni
Device/ Equipment : Type K Thermocouple, NiCr-Ni

Seri numarası : TC 007
Serial no

KALİBRASYON ŞARTLARI

Sıcaklık : 24°C

Rel. Nem : %50

Kullanılan Std : Unical TC Seri no : 14721
: Lenton Kalibratör Seri no : 4936
: Sıcaklık Banyosu Seri no : 488050
: R tipi Isılçift Seri no : 0315/2

Std.'in Belirsizliği : ± 1.5°C

Test ünitesi : °C



Kalibrasyon Laboratuvarı Yöneticisi
Head of Calibration Laboratory

Umur ISIGÖLLÜ

Kalibrasyon sertifikası eksiksiz ve bir değişiklik yapmadan kullanılabilir. Yayınlayan laboratuvarın onayı olmaksızın çoğaltılamaz ve değişiklik yapılamaz. Damgasız ve imzasız kalibrasyon sertifikaları geçerli değildir.



Seri Numarası : TC 007 <i>Serial no</i>	Sayfa : 2 / 2 <i>Page</i>
Kalibrasyon Tarihi : 08.07.1996 <i>Date of Calibration</i>	Kalibrasyon numarası : 960703AK10 <i>Calibration no</i>

ÖLÇÜMLER VE ALINAN SONUÇLAR

Isılçift ve referans ısıılçift 0°C - 100°C arasında su banyosuna, 100°C - 600°C arasında kalibratöre daldırılarak karşılaştırma metoduna göre kalibrasyon yapılmıştır. Test ısıılçiftini ölçtüğü değerler kalibreli Elimko 9000 potansiyometre ile okunmuştur. Aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Nominal Değer / °C	Okunan Değer / °C
20.27	20.5
50.33	50.2
70.31	72.0
140.6	148.5
194.4	200.6
286.8	288.6
386.3	387.7
478.9	483.4
586.3	585.4
608.0	610.5

BELİRSİZLİK : ± 2°C dir.

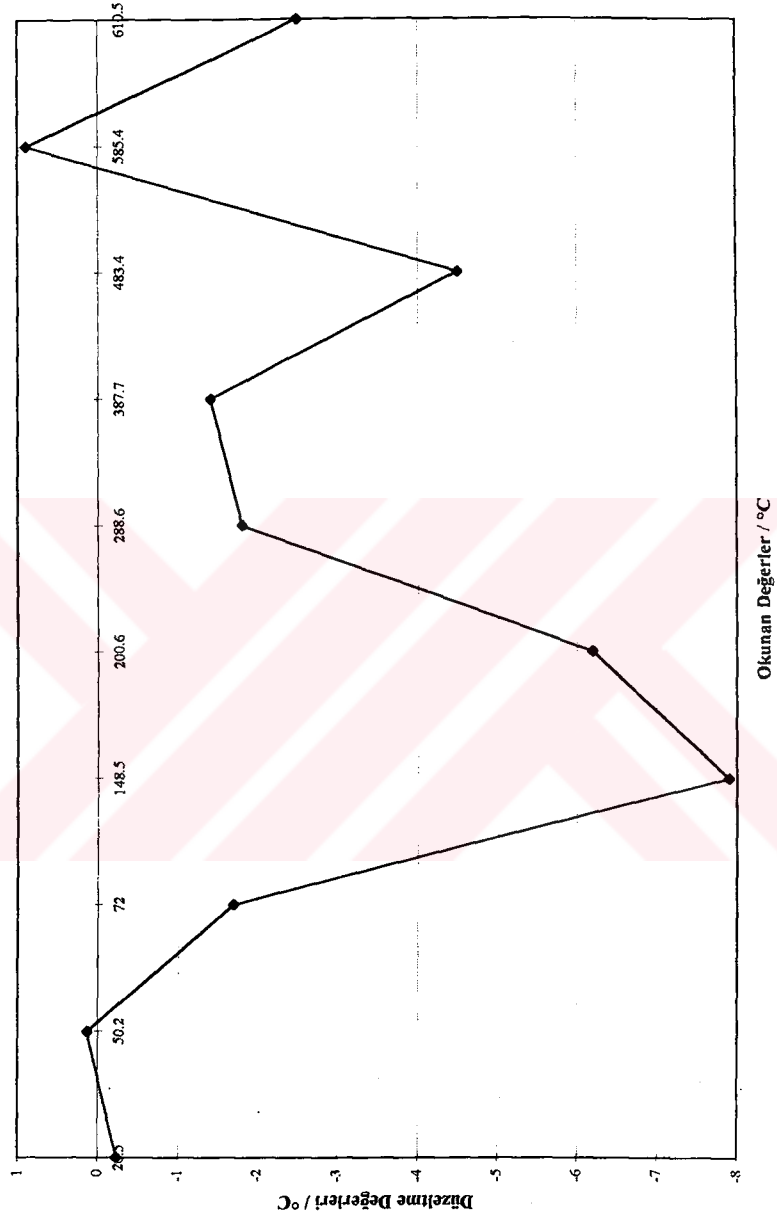
Kalibrasyondaki toplam belirsizlik %95 güvenilirlik seviyesi ile verilmiştir.

Kalibrasyonu Yapan

A. Konu

Ayşegül KONU

TC 007 İçin Düzeltme Grafiği





KALİBRASYON SERTİFİKASI

CERTIFICATE of CALIBRATION

Sayfa : 1 / 2

Page

Kalibrasyon Tarihi : 08.07.1996
Date of Calibration

Kalibrasyon numarası : 960703AK11
Calibration no

Konu : Isılçift Kalibrasyonu
Subject : Calibration of Thermocouple

Talep Eden : YILDIZ Teknik Üniversitesi, İstanbul
Customer

Cihaz / Ekipman : K Tipi Isılçift, NiCr-Ni
Device/ Equipment : Type K Thermocouple, NiCr-Ni

Seri numarası : TC 008
Serial no

KALİBRASYON ŞARTLARI

Sıcaklık : 24°C

Rel. Nem : %50

Kullanılan Std : Unical TC Seri no : 14721
: Lenton Kalibratör Seri no : 4936
: Sıcaklık Banyosu Seri no : 488050
: R tipi Isılçift Seri no : 0315/2

Std.'in Belirsizliği : ± 1.5°C

Test ünitesi : °C

Kalibrasyon Laboratuvarı Yöneticisi
Head of Calibration Laboratory



Umur ISIGÖLLÜ

Kalibrasyon sertifikası eksiksiz ve bir değişiklik yapmadan kullanılabilir. Yayınlayan laboratuvarın onayı olmaksızın çoğaltılamaz ve değişiklik yapılamaz. Damgasız ve imzasız kalibrasyon sertifikaları geçerli değildir.



Seri Numarası : TC 008 Serial no	Sayfa : 2 / 2 Page
Kalibrasyon Tarihi : 08.07.1996 Date of Calibration	Kalibrasyon numarası : 960703AK11 Calibration no

ÖLÇÜMLER VE ALINAN SONUÇLAR

Isılçift ve referans ısılıçift 0°C - 100°C arasında su banyosuna, 100°C - 600°C arasında kalibratöre daldırılarak karşılaştırma metoduna göre kalibrasyon yapılmıştır. Test ısılıçiftini ölçtüğü değerler kalibreli Elimko 9000 potansiyometre ile okunmuştur. Aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Nominal Değer / °C	Okunan Değer / °C
20.27	20.8
50.33	51.1
70.31	72.0
140.6	147.9
194.4	200.7
286.8	290.0
386.1	389.5
478.9	481.9
586.2	583.3
608.1	607.9

BELİRSİZLİK : $\pm 2^\circ\text{C}$ dir.

Kalibrasyondaki toplam belirsizlik %95 güvenilirlik seviyesi ile verilmiştir.

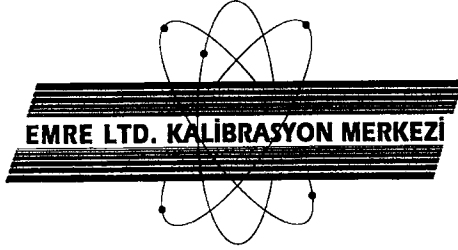
Kalibrasyonu Yapan


Ayşegül KONU

TC 008 için Düzeltme Grafiği



EK 2 ELİMKO 9000 TİPİ POTANSİYOMETRE CİHAZININ
KALİBRASYON SONUÇLARI



KALİBRASYON SERTİFİKASI

CERTIFICATE of CALIBRATION

Sayfa : 1 / 2
Page

Kalibrasyon Tarihi : 03.07.1996
Date of Calibration

Kalibrasyon numarası : 960703AK03
Calibration no

Konu : Sıcaklık Göstergesi Kalibrasyonu
Subject : Calibration of temperature indicator

Talep Eden : YILDIZ Teknik Üniversitesi, İstanbul
Customer

Cihaz / Ekipman : ELİMKO 9000 Potansiyometre
Device/ Equipment : ELİMKO 9000 Potansiyometre

Seri numarası : 94/01312
Serial no

KALİBRASYON ŞARTLARI

Sıcaklık : 24°C

Rel. Nem : %50

Kullanılan Std : Unical TC Seri no : 14721

Std.'ın Belirsizliği : ± 0.5°C

Test ünitesi : °C



Kalibrasyon Laboratuvarı Yöneticisi
Head of Calibration Laboratory

Umur İSİGÖLLÜ
Umur İSİGÖLLÜ

Kalibrasyon sertifikası eksiksiz ve bir değişiklik yapmadan kullanılabilir. Yayınlayan laboratuvarın onayı olmaksızın çoğaltılamaz ve değişiklik yapılamaz. Damgasız ve imzasız kalibrasyon sertifikaları geçerli değildir.



Seri Numarası : 94/01312
Serial no

Sayfa : 2 / 2
Page

Kalibrasyon Tarihi : 03.07.1996
Date of Calibration

Kalibrasyon numarası : 960703AK03
Calibration no

ÖLÇÜMLER VE ALINAN SONUÇLAR

Referans cihazdan, potansiyometrenin girişine NiCr-Ni ısılıçift tipi için uygun sıcaklık değerlerine karşılık gelen gerilim değerleri uygulanmış ve referans gerilim değerlerine karşılık gelen sıcaklık değerleri test cihazının göstergesinden okunmuş ve kaydedilmiştir.

Nominal Değer / °C	Okunan Değer / °C
0	1.4
100	102.3
200	202.0
300	300.9
400	402.6
500	502.8
600	603.3
700	704.4
800	804.0

BELİRSİZLİK : $\pm 1^\circ\text{C}$ dir.

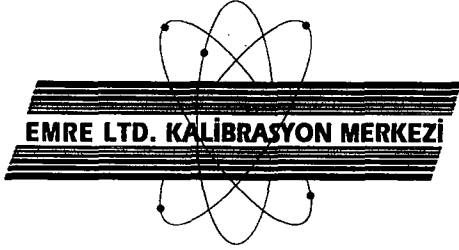
Kalibrasyondaki toplam belirsizlik %95 güvenilirlik seviyesi ile verilmiştir.

Kalibrasyonu Yapan

A. Konu

Ayşegül KONU

EK 3 ABB DİJİTAL KAYDEDİCİ CİHAZININ KALİBRASYON SONUÇLARI



KALİBRASYON SERTİFİKASI

CERTIFICATE of CALIBRATION

Sayfa : 1 / 2

Page

Kalibrasyon Tarihi : 05.11.1996
Date of Calibration

Kalibrasyon numarası : 961105AK01
Calibration no

Konu : Sıcaklık Göstergesi Kalibrasyonu
Subject : Calibration of temperature indicator

Talep Eden : YILDIZ Teknik Üniversitesi, İstanbul
Customer

Cihaz / Ekipman : ABB Dijital Kaydedici
Device/ Equipment : ABB Digital Recorder

Seri numarası : C/29273/15/1
Serial no

KALİBRASYON ŞARTLARI

Sıcaklık : 20°C

Rel. Nem : %40

Kullanılan Std : Microcal 1000 Kalibratör Seri no : 13181
: Fluke 5500A Kalibratör Seri no : 6320021

Std.'in Belirsizliği : $\pm 0.1^\circ\text{C}$; 300mV - 3V $\pm (4 \text{ ppm} + 1 \text{ LSD})$

Test ünitesi : °C & V



Kalibrasyon Laboratuvarı Yöneticisi
Head of Calibration Laboratory

Umur ISIGÖLLÜ

Umur ISIGÖLLÜ

Kalibrasyon sertifikası eksiksiz ve bir değişiklik yapmadan kullanılabilir. Yayınlayan laboratuvarın onayı olmaksızın çoğaltılamaz ve değişiklik yapılamaz. Dangasız ve imzasız kalibrasyon sertifikaları geçerli değildir.



Seri Numarası : C/29273/15/1
Serial no

Sayfa : 2 / 2
Page

Kalibrasyon Tarihi : 05.11.1996
Date of Calibration

Kalibrasyon numarası : 961105AK01
Calibration no

ÖLÇÜMLER VE ALINAN SONUÇLAR

Referans cihazdan, kaydedicinin 1 nolu kanalına çalışma aralığına uygun sıcaklık değerlerine karşılık gelen gerilim değerleri uygulanmış ve referans gerilim değerlerine karşılık gelen sıcaklık değerleri kaydedicinin cihazının göstergesinden okunmuş ve kaydedilmiştir. Cihazın ikinci kanalı gerilim okumak üzere set edilmiştir. İki nolu kanalı için gerilim değerleri uygulanarak cihaz göstergesi okunmuştur.

Nominal Değer / °C	Okunan Değer / °C	Nominal Değer / mV	Okunan Değer / mV
100	100	10	10
200	200	50	50
300	300	100	100
400	400	200	200
500	500	400	401
600	599	600	601
700	699	800	800
800	799	950	951
900	899		

BELİRSİZLİK : $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ ve ± 1 mV dur.

Kalibrasyondaki toplam belirsizlik %95 güvenlilik seviyesi ile verilmiştir.

Kalibrasyonu Yapan

Ayşegül KONU

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	05.12.1967	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1980-1984	İstanbul Pendik Lisesi
Lisans	1984-1988	Yıldız Üniversitesi, Kocaeli Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1989-1991	Yıldız Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı
Doktora	1991-1999	Yıldız Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı
Çalıştığı kurumlar	1988-1989	Öztrak Mühendislik San. Ve Tic. Ltd. Şti.
	1990-Devam	Y.T.Ü. Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Konstrüksiyon Anabilim Dalı, Araştırma Görevlisi.

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ