

# Traktör Fren Sistemlerinin Fonksiyonel Analizi ve Geliştirilmesi

**Ata Hançer Uysal**  
Makine Yüksek Mühendisi

MAN Kamyon ve Otobüs San.  
A.Ş. Ankara, Türkiye

**Bilgin Kaftanoğlu**  
Profesör Doktor

Makine Mühendisliği Bölümü  
Orta Doğu Teknik Üniversitesi  
Ankara, Türkiye

*Bu çalışmada, Türk-Fiat traktörlerinin fren sistemleri fonksiyonel olarak incelenmiş ve Türkiye'deki çalışma tecrübeleri sonucunda oluşan problemlerin çözümlenmesine çalışılmıştır. Frenlerin oldukça fazla kullanımından sonra mekanik faktörler nedeniyle oluşan balata aşınması, bozulması ve ısı faktörleri yüzünden oluşan yanma, deformasyon problemlerine çözümler aranmıştır. Bu çalışmada, birçok deney yapılmış, yardımcı aparatlar hazırlanmış, hesaplamalar, sonuç analizleri, tablo ve grafiklerin hazırlanmasında bilgisayarlardan yararlanılmıştır. Daha önce bilinmeyen fren balatasının sürtünme katsayısı belirlenmiştir. Aracın ve ilgili fren parçalarının frenleme verimi ve yetenekleri hesaplanmıştır.*

*Anahtar Kelimeler: Fren, Traktör, Balata*

## GİRİŞ

Bir motorlu taşıtın frenleme kapasitesi sadece aracın yavaşlamasını ve durmasını sağlayarak araç performansını etkilemez aynı zamanda aracın kendisi ve içindeki tüm canlılar için hayati bir önem taşır. ISO 9000 Standartlarında da dolayısıyla fren parçalarının tümü güvenlik parçası olarak gruplandırılmıştır. İyi bir frenleme performansı aynı zamanda otomotiv endüstrisi için de çok iyi bir reklam faktörüdür.

Bir aracın yavaşlaması veya durması söz konusu olduğunda sadece aracın frenini ve ilgili fren parçalarını göz önünde bulundurmamak doğru olmaz, çünkü hareket halindeki bir araca etkiyen birçok fren kuvvetleri bulunmaktadır. Bu direnç kuvvetlerini şöyle sıralayabiliriz [1]:

- 1) Yuvarlanma direnci
- 2) Aerodinamik direnç
- 3) Atalet direnci
- 4) Aktarma organları ve motor direnci
- 5) Eğim direnci

Yuvarlanma direnci lastik-yol temasından dolayı ortaya çıkan bir durumdur. Aerodinamik direnç, otomotiv endüstrisinde herkesin yakından bildiği ve bu direnci en aza indirmeye çalışarak kaliteli arabalar yapmaya çalıştığı bir özelliktir. 112 km/saat hızla giden bir arabanın çekiş kuvvetinin %80'i hava sürtünmesini yenmek için harcanmaktadır. Bununla birlikte 56 km/saat

değerinin altındaki hızlarda ise bu direnç önemsizmeyecek derecede azdır. Dolayısıyla yüksek hızlarda bu direnç çok önemli olmakta ve otomotiv endüstrisi de bu yüzden aerodinamik olarak süper arabalar yapmaya çalışmaktadırlar. Atalet direnci ise araç hızı değişikliklerinden doğan durumlarda ortaya çıkar. Aktarma organları ve motor direnci ise diğerlerinden ayrı olup ilgili organlardaki sürtünme kuvvetlerinden dolayı oluşan güç kaybıdır. Çoğu tecrübeli sürücüler bunu motor freni olarak bilir ve ihtiyaç duydukları anlarda kullanırlar. Eğim direnci ise adından da anlaşılacağı gibi aracı eğimli yerlerde kullanırken yerçekimi kuvvetinden ortaya çıkar ve eğim açısıyla doğru orantılı olarak değişir.

İşte bütün bu yukarıda adı geçen direnç kuvvetleri -motor freni hariç- sürücünün kontrolü dışındadır ve acil durumlarda ve yüksek hızlarda da bu motor freni kullanılamaz. Bunun için hayati durumlarda güvenilir ve kuvvetli bir yavaşlama ve durma sistemine ihtiyaç vardır. İşte bu da fren sistemi sayesinde gerçekleştirilir.

Bu çalışmada Türk-Fiat marka 56 ve 66 serisi traktörlerinin fren sistemleri incelenmiştir. Her iki serideki traktörlerin fren sistemleri detaylarda farklılıklar göstermekteyse de hepsi ana çalışma prensibi göz önünde bulundurulduğunda aynıdır. Bu nedenle bir sistem için yapılan analiz yeterli olup küçük değişikliklerle diğerlerine kolaylıkla uygulanabilir.

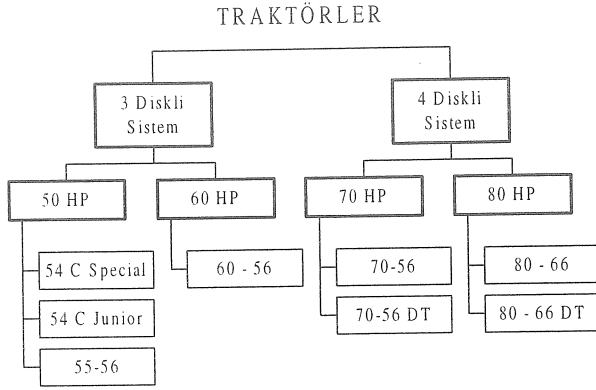
## TRAKTÖR FREN SİSTEMLERİNİN GENEL YAPISI

Traktörlerde kullanılan fren sistemi disk tipi olup yağ içinde çalışmakta ve hepsi de mekanik olarak harekete geçirilmektedir.

Türk-Fiat traktörlerinin fren sistemleri kısaca ikiye ayrılır:

- 1) 3 diskli fren sistemi
- 2) 4 diskli fren sistemi

Traktörlerin tipleri, güçleri ve hangi fren sistemlerine sahip oldukları Şekil 1'de verilmiştir.



Şekil 1. Traktörlerin fren diski sayılarına ve güçlerine göre tipleri

Disklerde kullanılan sürtünme malzemesi HDT 303 adında ısıya dayanıklı ametalik bir malzeme olup disklere özel bir üretim yöntemiyle sıkıca yapıştırılmıştır. Diskler henüz ülkemizde üretilmemekte ve yurt dışından ithal edilmektedir.

### Sık Karşılaşılan Sorunlar

Kullanım tecrübelerinden çıkarılan bilgilerin ışığı altında fren sisteminde görülen ana problemler şu başlıklar altında özetlenebilir [2]:

- 1) Frenlerin sık kullanımından sonra meydana gelen çabuk aşınma ve bozulma
- 2) Yine aynı şekilde frenlerin sık kullanımından sonra ısıl faktörler yüzünden meydana gelen deformasyonlar
- 3) Arkada römork bağlı ve yokuş aşağı seyahet halindeyken aşırı yük nedeniyle fren sisteminde oluşan arızalar

Bu sorunların ışığı altında, Türkiye'de ve yurt dışında traktör kullanımındaki farklılıkları irdelemek yerinde olacaktır.

- 1) Türkiye'de traktörler sadece tarlalarda kullanılmamakta, arkaya römorklar bağlanarak asfalt yollarda yüksek hızlarda ağır yükler taşınmaktadır. Ayrıca römork kullanımını durumlarında römorklar için özel olarak tasarlanmış ek fren sistemleri vardır ancak Türkiye'de bu ek römork fren sistemlerini sürücüler bilmemekte veya pahalı diye kullanmamaktadırlar.
- 2) Yurt dışında ise çiftçiler, traktörlerini tarlaları dışında kullanmamakta, hasat zamanı dışındaki zamanlarda traktörlerini garajlarında park etmektedirler. Römorklarla taşıma işlemlerinde ise ek römork fren sistemlerinden yararlanmaktadırlar.

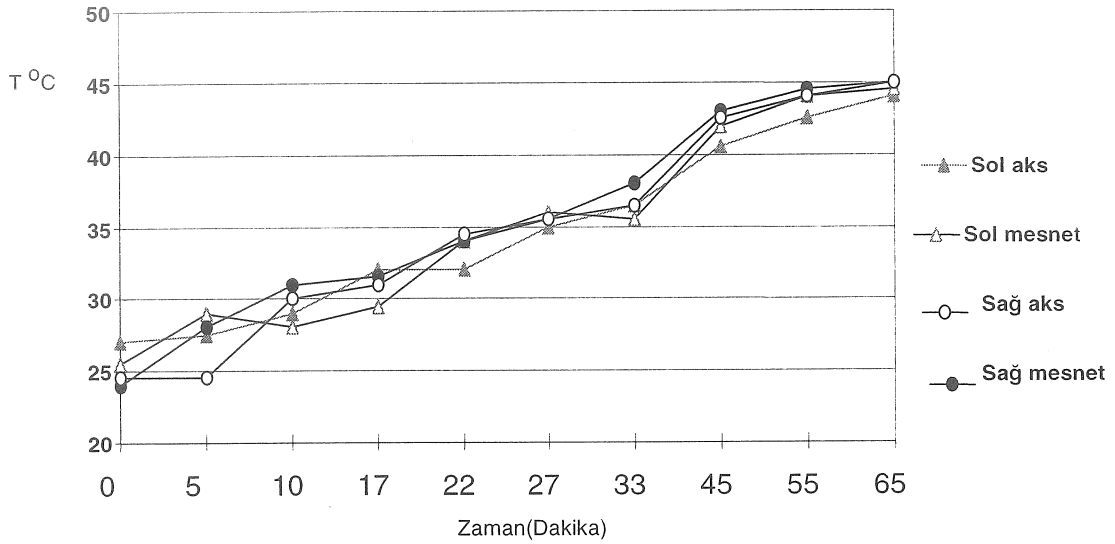
Bu bilgilerin ışığı altında traktörlerin Türkiye'de ilk tasarım amaçları dışında kullanıldığı görülmektedir. Bu nedenle fren tasarımının daha da geliştirilmesi ve ülkemiz koşulları için daha güvenli sistemlerin uygulanması gerekir.

### DENEYLER

#### Deney 1 - Sık Frenleme Sonrası Sıcaklık Artışının İncelenmesi :

Bu deneyin amacı frenlerin çok sık kullanımından sonra ani sıcaklık artışlarının olup olmadığı, oluyorsa ne kadar olduğunu bulmaktır. Bunun için en güçlü ve en ağır traktör olan 80-66 model traktör denek olarak alınmıştır. İlgili araç 2.yüksek viteste 1 saatten fazla olarak asfaltta kullanılmış ve bu süre içinde ilk başlarda 15 saniyede bir daha sonraları ise 5 saniyede bir fren yapılmak suretiyle frenler zorlanmıştır. Frenlere, traktör duruncaya kadar basılmıştır. Frenlerin basılı tutulma süresi ise ortalama 5 sn.'dir. Toplam bu süre zarfında frenlere 350 den daha fazla kez basılmış ve sıcaklıklar 8 ayrı noktadan belirli zaman aralıklarında alınmış ve Sıcaklık-Zaman grafiği Şekil 2'de verilmiştir. Deneyden sonra ilgili fren parçaları sökülmüş ve incelenmiştir.

**Sonuç:** Şekil 2'den de görülebileceği gibi sıcaklık artışları çok aşırı olmayıp anormal bir durum görülmemektedir. Bu alınan değerler fren sisteminin dışından olduğu için iç sıcaklık değerlerini göstermemektedir ancak iç sıcaklıklar bu sıcaklıklara 40-45 °C ekleyerek tahmin edilebilir. Dolayısıyla iç sıcaklıkların 85-90 °C civarlarında olduğu tahmini yapılabilir.



Şekil 2. Çok sık frenleme sonucu oluşan sıcaklık ölçümleri

Bu da yağın normal çalışma sıcaklığı olan 90 °C'yle karşılaştırıldığında uygun olduğu ve anormal bir durum olmadığı sonucu çıkartılabilir. Ayrıca sökülen fren parçaları da tecrübeli gözlerce incelenmiş ve normal olduğuna karar verilmiştir. Sonuç olarak sıcaklık ilk başlarda hızlı bir artış göstermiş ve daha sonra artış hızı yavaşlamış ve eğri deney sonuna doğru normal çalışma sıcaklığına yaklaştıkça kısmen düzleşmiştir.

#### Deney 2- Disk Sürtünme Katsayısının Bulunması:

Bu deneyin amacı fren diskinin gerçek sürtünme katsayısını bulmaktır. Fren sistemi özel bir makinayla sıkıştırılmış ve bu durumdayken torkmetreyle döndürülmüştür. Dolayısıyla eksenel yüklere karşılık gelen tork değerleri bulunarak sürtünme katsayısı hesaplanmıştır. Deney hem kuru hem de yağlı ortamda yapılmış ve her iki duruma karşılık gelen sürtünme katsayıları bulunmuştur. Sürtünme katsayısı kuru ortam ve yağlı ortam için sırasıyla 0.14 ve 0.16 olarak hesaplanmıştır. Daha sonra yurt dışı üreticilerle temasa geçilerek onlardan da ilgili değerler alınmıştır.

**Sonuç:** Yurt dışı üreticilerinden alınan değerler, dinamik ortamda yapılan deneylerden çıkan sonuçlardır. Tarafımızca yapılan deneyler ise statik konumda yapıldığından, bu deneylerden alınan sürtünme katsayısı değerleri daha yüksektir. Ancak yurtdışı değerlerine de oldukça yakındır. Bu gerekçeyle, hesaplarımızda yurtdışı araştırmalarda saptanan 0.13 değeri dinamik sürtünme katsayısının değeri olarak kullanılmıştır.

#### Deney 3 – Fren Kuvvetinin Hesaplanması:

Bu deneyin amacı frenlere basıldığında ortaya çıkan frenleme kuvvetinin pratik olarak belirlenmesidir. Bunun için montaj hattındaki traktörlerin fren mekanizmalarının kalınlıkları ve yapmış oldukları sıkıştırma oranları, frenler hem serbest haldeyken hem de tam olarak basılı durumdayken ölçülmüş ve disklerin ne kadar sıkıştırma yaptığı bulunmuştur. Daha sonra bu değerler ışığı altında bilgisayar kontrollü Dartec çekme makinasında aynı sıkıştırma değerlerine karşılık gelen eksenel kuvvetler bulunmuştur. 3 diskli ve 4 diskli fren sisteminin sıkıştırma değerlerine karşılık gelen eksenel kuvvetler Tablo 1'de taralı olarak gösterilmiştir. Bu bilgilerin yardımıyla ilgili basınç ve tork değerleri iki ayrı yöntem kullanılarak hesaplanmıştır [3]:

- 1) Homojen basınç yöntemi
- 2) Homojen aşınma yöntemi

Bununla birlikte bu iki yöntemle hesaplanan değerler Tablo 1'den de görüleceği gibi birbirlerine oldukça yakındır. Ancak traktörler için homojen basınç kriteri daha uygundur. Çünkü sıkıştırma kuvveti diskler ve plakalar üzerine homojen olarak fren pedalları vasıtasıyla aktarılmaktadır. Bu yüzden hesaplamalarda homojen basınç yöntemi esas alınmıştır.

Homojen aşınma yöntemine göre maksimum basınç ve tork değerleri:

$$P_w = \frac{2F}{\pi d(D-d)} \quad (1)$$

$$T_w = \frac{\pi f P_w d}{8} (D^2 - d^2) \quad (2)$$

Homojen basınç yöntemine göre basınç ve tork değerleri:

$$P_p = \frac{4F}{\pi (D^2 - d^2)} \quad (3)$$

$$T_p = \frac{2. \pi \mu . P . p}{24} (D^3 - d^3) \quad (4)$$

- $P_p$  : Homojen basınç kriterine göre disk basıncı,  $kg_f/cm^2$   
 $P_w$  : Homojen aşınma kriterine göre maksimum disk basıncı,  $kg_f/cm^2$   
 $T_w$  : Homojen aşınma kriterine göre tork, N.m,  $kg_f.m$   
 $T_p$  : Homojen basınç kriterine göre tork, N.m,  $kg_f.m$   
 $D$  : Diskin dış çapı, (165.25 mm)  
 $d$  : Diskin iç çapı, (110 mm)  
 $\mu$  : Sürtünme katsayısı, (0.13)

#### FRENLEME DİNAMİĞİ VE TRAKTÖRLERİN FRENLEME KAPASİTE LİMİTLERİ

Bir aracın frenleme kapasitesi sadece o aracın dinamik aks ağırlığı ve lastik-yol temasındaki sürtünme katsayısıyla ilgilidir.

$$B_{max} = W_b \cdot \mu \quad (5)$$

- $B_{max}$  : Maksimum frenleme kuvveti  
 $W_b$  : Fren aksının dinamik ağırlığı  
 $\mu$  : Lastik-yol temasının sürtünme katsayısı

Dolayısıyla aracın bu frenleme kapasitesinin fren mekanizması tarafından aşılması durumunda tekerlekler dönmeyi bırakarak kilitlenir ve kaymaya başlar. Bu durumda artık frenlemeden bahsedilemez. Frenleme işte ancak bu  $B_{max}$  değerine kadar etkilidir. Fren sisteminin bu değerden daha fazla frenleme kapasitesine sahip olması bir anlam ifade etmez. Problem ise bu fren aksının dinamik ağırlığının bulunmasıdır.

Bir aracı frenleme için en kötü durum araç yokuş aşağı boşa giderken gerçekleşir. Bu durumda yardımcı motor ve aktarma organlarının frenleme gücünden de yararlanılamayacağından tüm yük fren mekanizması üstüne biner. Ayrıca eğim yüzünden de ( $W \cdot \sin \theta$ ) yavaşlamaya ya da durmaya karşı ek bir kuvvet ortaya çıkar. Sonuç olarak traktörlerin frenleme kapasitelerini hesaplamak için bu en kötü durum göz önünde bulundurulacaktır. Traktörlerde sadece arka akslarda fren sistemi bulunmaktadır. Bu bilgilerin ışığı altında traktörlerin frenleme kapasiteleri şu eşitlikle hesaplanabilir [4]:

Tablo 1. 3 ve 4 diskli fren sistemlerinin homojen basınç ve aşınma kriterlerine göre basınç değerleri ve frenleme kapasiteleri.

F	Basınç (Homojen Aşınma)	Basınç (Homojen Basınç)	TORK (Homojen Basınç) (3 diskli)	TORK (Homojen Basınç) (4 diskli)
Eksenel Kuvvet (kN)	( $kg_f/cm^2$ )	( $kg_f/cm^2$ )	( $kg_f.m$ )	( $kg_f.m$ )
25	26.69	21.34	138.62	184.83
26	27.76	22.19	144.17	192.22
27	28.83	23.04	149.71	199.61
28	29.90	23.90	155.25	207.01
29	30.97	24.75	160.80	214.40
29.9	31.93	25.52	165.79	221.05
30	32.03	25.60	166.34	221.79
31	33.10	26.46	171.89	229.19
32	34.17	27.31	177.43	236.58
33	35.24	28.16	182.98	243.97
33.3	35.56	28.42	184.64	246.19
34	36.30	29.02	188.52	251.36
35	37.37	29.87	194.07	258.76

$$W_{br} = \frac{W(L_f - f H)}{L + \mu H} \quad (6)$$

$$B_{max} = \mu W_{br} \quad (7)$$

$$B_{max} = \frac{\mu W (L_f - f H)}{L + \mu H} \quad (8)$$

- W : Traktörün toplam ağırlığı, kg  
W<sub>br</sub> : Arka aks dinamik ağırlığı, kg  
L<sub>f</sub> : Ağırlık merkeziyle ön aks arasındaki uzaklık, mm  
L : Akslar arasındaki uzaklık, mm  
μ : Lastik-yol teması sürtünme katsayısı  
f : Yuvarlanma direnci katsayısı  
H : Ağırlık merkezinin yüksekliği

**Traktörlerin Ağırlık Merkezleri :** Traktörlerin frenleme kapasitelerini (8) numaralı formülden bulmak için eşitlikte yer alan tüm değişkenlerin bilinmesi gerekmektedir. Öncelikle traktörlerin ağırlık merkezlerini belirlemek için ön ve arka akslarının ve ayrıca ön aksları yükseltilerek ön akslarının ağırlıkları kantarlarda tartılmış ve ilgili formüllerin yardımıyla ağırlık merkezleri her model için belirlenmiştir.

**Lastik Yuvarlanma Direnci :** Lastik yuvarlanma direnci birimsiz bir katsayı olup oldukça kompleks fiziksel özellikler içermekte ve lastik-yol temasının çok değişik biçimler göstermesinden dolayı hesaplanmasında birçok parametre yer almaktadır. Bu parametreler arasında yol durumu, lastik-yol temas elastisitesi, lastik hava basıncı, lastik yarıçapı, aracın hızı, akslardaki çekiş kuvveti, lastik radyal yükü, lastik sıcaklığı, lastik malzemesi ve tasarımı gibi birçok değişken yer almakta ve bu katsayının hesaplanmasını zorlaştırmaktadır.

Traktörlerin kullanım koşulları tam olarak bilinmediğinden dolayı bu parametrelerin kesin

olarak kullanılması mümkün olamamaktadır. Bu nedenle daha pratik değerlere ihtiyaç vardır. Tablo 2'de bu pratik değerlerin bir özeti verilmektedir. Tablo 2'den de görülebileceği gibi traktörler için 0.02 değeri rahatlıkla alınabilir. Eşitlik (8)'den de görülebileceği gibi f ne kadar küçük olursa frenleme kapasitesi o kadar büyümektedir. Dolayısıyla her ne kadar traktörler beton ortamlarda kullanılmıyorsa da frenleri iyileştirmek için en kötü durumu göz önünde bulundurmakta yarar vardır.

**Lastik-Yol Teması Sürtünme Katsayısı :** Bu katsayı da aynen yuvarlanma direnci gibi birçok fiziksel değişkenlere bağlı olup kullanım durumlarına göre büyük değişiklikler göstermektedir. Örnek vermek gerekirse bu katsayı yolun; asfalt, toprak ya da beton olmasına, ıslak, kuru veya yağlı olmasına, lastiğin tasarımına, aracın hızına göre değişiklik göstermektedir. Eşitlik (8)'den de görülebileceği gibi μ ne kadar büyük olursa frenleme kapasitesi o kadar büyümektedir. Dolayısıyla her ne kadar traktörler beton ve asfalt ortamlarda çok fazla kullanılmıyorsa da frenleri iyileştirmek için en kötü durumu göz önünde bulundurmakta yarar vardır. Bu yüzden Tablo 3'den de görüleceği gibi μ için 0.85 değeri baz alınarak ilerdeki tüm hesaplamalarda kullanılmıştır.

Tablo 4'ün son sütununda Tork aks başlığı altında görülen traktörlerin frenleme kapasite değerleri traktörlerde bulunan fren sisteminin frenleme kapasitelerinden oldukça küçük görünmektedir. Tablo 1'de görüleceği üzere 3 diskli sistemin kapasitesi 165.8 kgf.m., 4 diskli sistemin kapasitesi ise 246.2 kgf.m. olarak bulunmuştur. Bu değerlerin, Tablo 4'ün en son sütunundaki aks tork değerleriyle karşılaştırıldığında daha büyük olduğu görülmektedir. Dolayısıyla en kötü şartlar düşünüldüğünde dahi frenlerin oldukça yeterli olduğu sonucuna varılmaktadır. Bütün bu sonuçlara karşın fren sistemi için birçok iyileştirici tasarım değişiklikleri düşünülmüş ve bunlar alternatif olarak sunulmuştur.

Tablo 2. Değişik araç ve yol durumlarına göre yuvarlanma direnci katsayıları [5]

ARAÇ TİPİ	YOL DURUMU		
	BETON	ORTA SERT	KUM
Yolcu Arabası	0.015	0.08	0.30
Ağır Kamyonlar	0.012	0.06	0.25
Traktörler	0.02	0.04	0.20

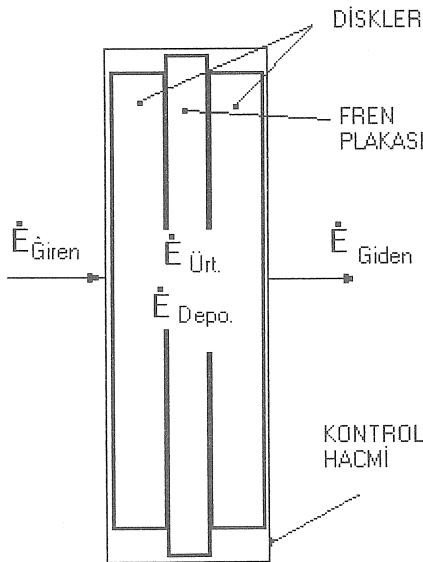
Tablo 3. Değişik yol durumlarına göre lastik-yol teması statik ve kayma sürtünme katsayıları [6]

Yüzey	Durum	$\mu_0$ (Statik)	$\mu_s$ (Kayma)
Asfalt yada Beton	Kuru	0.8-0.9	0.75
Beton	Islak	0.8	0.7
Asfalt	Islak	0.5-0.7	0.45-0.60
Gravel		0.6	0.55
Toprak yol	Kuru	0.68	0.65
Toprak yol	Islak	0.55	0.4-0.5
Kar	Sıkışmış	0.2	0.15
Buzlu veya kaygan		0.1	0.07

### ISIL ANALİZ

Fren sisteminin ısı kapasitesinin hesaplanması frenleme işleminin en önemli faktörlerinden biridir. Fren sistemi basit olarak kinetik enerjiyi sürtünme sonucunda ısı enerjisine çevirir. Sistemde oluşan ısı enerji sıcaklığı artırarak frenleme işleminin sınır çalışma sıcaklık değerlerini belirler. Yüksek sıcaklıklar sürtünme katsayısını büyük oranda düşürür ve aynı zamanda ilgili parçaların ömürlerini de kısaltır. Bu yüzden sistemin ısı analizi oldukça önemli bir yer kaplamaktadır.

Fren sisteminin ısı analizinde Şekil 3'teki 1 fren sacı ve 2 fren diskinden oluşan bir kontrol hacmi alınmış ve enerjinin korunma teoremi uygulanmıştır.



Şekil 3. Kontrol hacmi

Bu kontrol hacmi için enerjinin korunumu kanununu yazarsak [7]:

$$\dot{E}_{giren} + \dot{E}_{ürt} - \dot{E}_{giden} = \frac{dE_{depo}}{dt} \quad (9)$$

- $E_{giren}$  : Kontrol hacmine giren enerji
- $E_{ürt}$  : Kontrol hacminde üretilen enerji
- $E_{giden}$  : Kontrol hacminden çıkan enerji
- $E_{depo}$  : Kontrol hacminde depolanan enerji

Ancak traktörlerin fren sistemi için dışarıdan giren enerji ( $E_{giren}=0$ ) sıfır olduğu için yukardaki eşitlik şu duruma kısalır:

$$\frac{dE_{depo}}{dt} = \dot{E}_{ürt} - \dot{E}_{giden} \quad (10)$$

Bu eşitlikteki ifadeleri tek tek belirlersek, depolanan enerji:

$$\frac{dE_{depo}}{dt} = mc_p \frac{dT}{dt} \quad (11)$$

eşitliğiyle ifade edilebilir.

Eşitlik (11) deki m değeri kontrol hacminin kütlesi olup 2 fren balatası ve 1 fren sacından oluşmaktadır. Ayrıca ısı eşitliklerdeki gerekli olan parametrelerin ( $k, c_p, h$ ) hesaplanması için gerekli olan sıcaklık traktör fren yağının normal çalışma sıcaklığı olan 37 °C (310 °K) ana sıcaklık değeri olarak alınmıştır.

M : Kütle, kg

$c_p$  : 310 °K'deki özısı, 487 J/kg.K

T : Sıcaklık, °C

Tablo 4. 30 km/saat standart hız,  $\mu=0.85$  ve  $f=0.02$  için traktörlerin maksimum aks yükleri ve bunlara karşılık gelen akslardaki ve lastiklerdeki maksimum frenleme tork kapasiteleri

Traktör Tipi	Lastikler		Mak. lastik yükü		Aks yükü		Toplam Ağırlık (kg)	L (mm)	Lf (mm)	Rdın. (mm)	H (mm)	W <sub>br</sub> (kg)	Tork (Teker) (kg.m)	Son Dişli Oranı	Tork (Arka Aks) (kg.m)
	Ön	Arka	Ön (kg)	Arka (kg)	Ön (kg)	Arka (kg)									
54C J.	5.50-16	12.4/11-28	525	1275	1050	2550	3600	1864	1174	602	740	1674	428.28	5.64	75.94
54C S.	6.50-16	13.6/12-28	615	1430	1230	2860	4090	1932	1208	624	753	1897	503.08	5.64	89.20
54C S.	6.50-16	14.9/13-28	615	1610	1230	3220	4450	1932	1208	649	768	2053	566.34	5.64	100.41
55-56	6.50-16	14.9/13-28	615	1610	1230	3220	4450	2052	1278	649	752	2089	576.22	5.64	102.17
60-56	7.50-16	13.6/11-36	745	1615	1490	3230	4720	2052	1279	729	819	2169	671.89	5.64	119.13
60-56	7.50-16	16.9/13-30	745	1900	1490	3800	5290	2052	1279	702	802	2444	729.26	5.64	129.30
70-56	11.2/10-24	13.6/12-36	1045	1615	2090	3230	5320	2203	1371	729	829	2479	767.93	6.18	124.26
70-56	11.2/10-25	16.9/14-30	1045	1900	2090	3800	5890	2203	1371	702	812	2759	823.13	6.18	133.19
80-66	12.4/11-24	13.6/12-36	1200	1615	2400	3230	5630	2305	1417	729	822	2625	813.41	6.09	133.56
80-66	12.4/11-24	18.4/15-30	1200	2120	2400	4240	6640	2305	1417	730	823	3096	960.43	6.09	157.71

Bu eşitlikteki ifadeleri tek tek belirlersek, depolanan enerji:

$$\frac{dE_{\text{depo}}}{dt} = mc_p \frac{dT}{dt} \quad (11)$$

eşitliğiyle ifade edilebilir.

Eşitlik (11) deki m değeri kontrol hacminin kütlesi olup 2 fren balatası ve 1 fren sacından oluşmaktadır. Ayrıca ısı eşitliklerdeki gerekli olan parametrelerin (k, c<sub>p</sub>, h) hesaplanması için gerekli olan sıcaklık traktör fren yağının normal çalışma sıcaklığı olan 37 °C (310 °K) ana sıcaklık değeri olarak alınmıştır.

m : Kütle, kg

c<sub>p</sub> : 310 °K'deki özısı, 487 J/kg.K

T : Sıcaklık, °C

ve ilgili değerler yerine konduğunda:

$$\frac{dE_{\text{depo}}}{dt} = (2 * 0.444 + 0.356) * 487 \frac{dT}{dt} \quad (12)$$

$$\frac{dE_{\text{depo}}}{dt} = 609 \frac{dT}{dt} \quad (13)$$

bulunur.

Üretilen enerji ise birim zamanda yapılan fren kuvvetinin yaptığı işe eşitlendiğinde:

$$\dot{E}_{\text{ürt}} = F.V \quad (14)$$

$$F = m.g.(Sin\alpha - f.Cos\alpha) \quad (15)$$

$$E_{\text{ürt}} = m.g.(Sin\alpha - f.Cos\alpha).V \quad (16)$$

İlgili değerler yerine konduğunda:

$$E_{\text{ürt}} = m.(9.81 \text{ m/s}^2)(Sin30 - 0.02 * Cos30)(8.33 \text{ m/s}) \quad (17)$$

$$E_{\text{ürt}} = m.39.45 \text{ J/kg.s} \text{ bulunur.} \quad (18)$$

F : Fren kuvveti, N

α : Maksimum eğim açısı, 30°

f : Sürtünme katsayısı

V : Traktör hızı, m/s

Eşitlik 13'ten görülmektedir ki, üretilen enerji sabit bir değer olmayıp traktörün ağırlığına göre değişmektedir.

Kontrol hacminden çıkan enerji ise [8]:

$$\dot{E}_{\text{giden}} = Q_{\text{iletim}} + Q_{\text{taş}} \quad (19)$$

$$Q_{\text{iletim}} = k.A.(T - T_m) / L \quad (20)$$

k : Isı iletim katsayısı, W/m.K

A : Alan, m<sup>2</sup>

L : Fren plakası kalınlığı, m

T<sub>m</sub> : Fren yağı normal çalışma sıcaklığı 310 °K, 37 °C

İlgili değerler yerine konduğunda:

$$Q_{\text{iletim}} = (79 \text{ W/m.K})(0.01033 \text{ m}^2)(T - T_m) / (0.01 \text{ m}) \quad (21)$$

$$Q_{\text{iletim}} = 81.6 (T - T_m) \text{ W/m.K} \quad (22)$$

olarak bulunur.

Taşınım yoluyla harcanan enerji ise oldukça karışık ve hesaplanması zor olup gerçek değerler ancak deneysel olarak bulunabilir. Bu yüzden taşınım yoluyla harcanan ısı sadece bir teorik yaklaşımdır. Bu teorik yaklaşımda fren yağının disklerin arasındaki kılcal kanallardan geçtiği varsayılmış ve ısı transferinin "İç Akış" teoremi formülleri uygulanmıştır [9].

Buna göre taşınım yoluyla harcanan ısı:

$$Q_{\text{taşınım}} = 69 (T - T_m) \text{ W/m.K.} \quad (23)$$

olarak bulunmuştur.

Dolayısıyla kontrol hacmini terkeden toplam enerji:

$$\dot{E}_{\text{giden}} = Q_{\text{iletim}} + Q_{\text{taş}} \quad (24)$$

$$\dot{E}_{\text{giden}} = 81.6(T - T_m) + 69(T - T_m) \quad (25)$$

$$\dot{E}_{\text{giden}} = 150.6(T - T_m) \quad (26)$$

Bütün bu değerler Eşitlik (10)'da yerine konduğunda aşağıdaki diferansiyel eşitlik elde edilir [10]:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{39.45m}{609} - \frac{150.6}{609}(T - T_m) \quad (27)$$

X=T-T<sub>m</sub> ve dT/dt=dX/dt yapılırsa;

$$X = \frac{a}{b} - c_1 e^{-bt} \quad (28)$$

Bu diferansiyel eşitlik ise lineer ayrılabilir katsayılı bir diferansiyel eşitliktir. Diferansiyel eşitlikte geçen c<sub>1</sub> başlangıç durumuna göre çözülüp bulunması gerekir. 54 °C Junior tip traktörün



maksimum yüklü ağırlığı 3600 kg. dir. Örnek bir çözüm, bu tip traktör için şöyle yapılır:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{39.45(3600/3)}{609} - \frac{150.6}{609}(T - T_m)$$

burda üretilen enerji 3'e bölünmüştür çünkü bu traktörde toplam 6 adet fren balatası vardır ama kontrol hacmi ise sadece 2 adetini kapsamaktadır.

$$\frac{dT}{dt} = 77.73 - 0.25(T - T_m)$$

ve  $X=T-T_m$  yapıldığında

$$dX/dt=77.73-0.25X$$

bulunur. Bu diferansiyel eşitliğin çözüm kümesi:

$$X=314-c_1.e^{-0.25t}$$

Başlangıç koşulu olarak,  $t=0$  iken  $X$  yani  $T-T_m$  de 0 dir. Buradan da  $c_1$  sabiti 314 olarak bulunur. Sonuç olarak zamana göre sıcaklık eşitliğimiz şu formülle açıklanır:

$$X=314-314.e^{-0.25t}$$

İyi bir yaklaşımla  $e^{-0.25t}=0.01$  olduğu zaman sabit sıcaklığa ulaşıldığı varsayılırsa, bunun için gerekli zaman:

$$e^{-0.25t}=0.01$$

$$t=18.4 \text{ s}$$

bulunur. Aynı şekilde sabit sıcaklık değeri de  $t$  sonsuza giderken  $c_1.e^{-0.25t}$  ifadesi 0'a gider ve;

$$X=314$$

bulunur. Dolayısıyla  $T$  sıcaklığı;

$$X= T-T_m = 314$$

$$T=314+37$$

$$T=351 \text{ }^\circ\text{C}$$

olarak bulunur. Aynı şekilde diğer traktörler içinde hesaplamalar yapıldığında Tablo 5'deki sonuçlar ortaya çıkar.

Tablo 5. 1.25 kg<sub>f</sub>'luk kontrol hacmi için sıcaklığın zamana göre fonksiyonu ve sabit sıcaklık değerleri.

Traktör tipi	Lastikler		Maksimum Ağırlık Kg <sub>f</sub>	Sabit Sıcaklık(T) °C	Sabit sıcaklığa Ulaşım süresi s.	Sıcaklığın zamana göre Fonksiyonu
	Ön	Arkar				
54C J.	5.50-16	12.4/11-28	3600	351	18.6	$X=314-314.e^{-0.25t}$
54C S.	6.50-16	13.6/12-28	4090	394	18.6	$X=357-357.e^{-0.25t}$
54C S.	6.50-16	14.9/13-28	4450	426	18.6	$X=389-389.e^{-0.25t}$
55-56	6.50-16	14.9/13-28	4450	426	18.6	$X=389-389.e^{-0.25t}$
60-56	7.50-16	13.6/11-36	4720	449	18.6	$X=412-412.e^{-0.25t}$
60-56	7.50-16	16.9/13-30	5290	499	18.6	$X=462-462.e^{-0.25t}$
70-56	11.2/10-24	13.6/12-36	5320	385	18.6	$X=348-348.e^{-0.25t}$
70-56	11.2/10-25	16.9/14-30	5890	423	18.6	$X=386-386.e^{-0.25t}$
80-66	12.4/11-24	13.6/12-36	5630	406	18.6	$X=369-369.e^{-0.25t}$
80-66	12.4/11-24	18.4/15-30	6640	472	18.6	$X=435-435.e^{-0.25t}$

**Isı Depolama Kapasitesinin Artırılması :**  
Tasarım iyileştirilmesi olarak en pratik ve basitçe yapılabilecek değişikliklerden biri fren sisteminin ısı depolama kapasitesini artırmaktır. Fren plakasının kalınlığı artırılınca kontrol hacminin kütlesi artar ve bu da sabit sıcaklık

değerine ulaşma süresini uzatır. Eğer fren plakasının kalınlığını 1.33 mm ve 2.66 mm artırırsak bunlara karşılık gelen kütle değerleri de sırasıyla 1.422 kg ve 1.6 kg olur. Bu değerlere göre hesaplamalar yapıldığında ise Tablo 6 ve Tablo 7'deki sonuçlara ulaşılır.

Tablo 6. Fren plakasının kalınlığı 1.33 mm. artırıldığında sıcaklığın zamana göre fonksiyonu ve sabit sıcaklık değerleri (kontrol hacmi ağırlığı:1.422 kgf)

Traktör Tipi	Lastikler		Maksimum Ağırlık (kgf)	Sabit Sıcaklık (°C)	Sabit Sıcaklığa Ulaşım Süresi (s)	Sıcaklığın Zamana Göre Fonksiyonu
	Ön	Arka				
54C J.	5.50-16	12.4/11-28	3600	351	21.2	$X=314-314.e^{-0.22t}$
54C S.	6.50-16	13.6/12-28	4090	394	21.2	$X=357-357.e^{-0.22t}$
54C S.	6.50-16	14.9/13-28	4450	426	21.2	$X=389-389.e^{-0.22t}$
55-56	6.50-16	14.9/13-28	4450	426	21.2	$X=389-389.e^{-0.22t}$
60-56	7.50-16	13.6/11-36	4720	449	21.2	$X=412-412.e^{-0.22t}$
60-56	7.50-16	16.9/13-30	5290	499	21.2	$X=462-462.e^{-0.22t}$
70-56	11.2/10-24	13.6/12-36	5320	385	21.2	$X=348-348.e^{-0.22t}$
70-56	11.2/10-25	16.9/14-30	5890	423	21.2	$X=386-386.e^{-0.22t}$
80-66	12.4/11-24	13.6/12-36	5630	406	21.2	$X=369-369.e^{-0.22t}$
80-66	12.4/11-24	18.4/15-30	6640	472	21.1	$X=435-435.e^{-0.22t}$

Tablo 7. Fren plakasının kalınlığı 2.65 mm. artırıldığında sıcaklığın zamana göre fonksiyonu ve sabit sıcaklık değerleri (kontrol hacmi ağırlığı:1.6 kgf).

Traktör Tipi	Lastikler		Maksimum Ağırlık (kgf)	Sabit Sıcaklık (°C)	Sabit Sıcaklığa Ulaşım Süresi (s)	Sıcaklığın Zamana Göre Fonksiyonu
	Ön	Arka				
54C J.	5.50-16	12.4/11-28	3600	351	23.8	$X=314-314.e^{-0.19t}$
54C S.	6.50-16	13.6/12-28	4090	394	23.8	$X=357-357.e^{-0.19t}$
54C S.	6.50-16	14.9/13-28	4450	426	23.8	$X=389-389.e^{-0.19t}$
55-56	6.50-16	14.9/13-28	4450	426	23.8	$X=389-389.e^{-0.19t}$
60-56	7.50-16	13.6/11-36	4720	449	23.8	$X=412-412.e^{-0.19t}$
60-56	7.50-16	16.9/13-30	5290	499	23.8	$X=462-462.e^{-0.19t}$
70-56	11.2/10-24	13.6/12-36	5320	385	23.8	$X=348-348.e^{-0.19t}$
70-56	11.2/10-25	16.9/14-30	5890	423	23.8	$X=386-386.e^{-0.19t}$
80-66	12.4/11-24	13.6/12-36	5630	406	23.8	$X=369-369.e^{-0.19t}$
80-66	12.4/11-24	18.4/15-30	6640	472	23.8	$X=435-435.e^{-0.19t}$

**Isı Kaybının Artırılması :** Bir önceki tasarım iyileştirilmesinde ısı depolama kapasitesi artırılmış ve bu sabit sıcaklık değerlerini değiştirmemiş ama sabit sıcaklığa ulaşım süresini çoğaltarak iyileştirme sağlamıştır. Bununla birlikte bu tasarım iyileştirmesinde ise sabit sıcaklık değeri azaltılacaktır. Bu da fren sistemindeki ısı kaybını artırmakla mümkün olacaktır. Bunun için fren plakasının yüzey alanı artırılmış ve bu da ısının daha fazla yağa aktarılmasını sağlamıştır. Sonuç değerler Tablo 8'de verilmiştir.

Tablo 5, 6, 7 ve 8'de görülen sıcaklık değerleri traktörlerin maksimum dingil ağırlıklarında ve maksimum meyilde elde edilen en olumsuz ve teorik olarak hesap edilmiş değerlerdir. Bu koşullarda deneylerin yapılması mümkün olmamıştır. Deneyler sadece sürtünme katsayısını bulmak ve düz zeminde normal ağırlıklar altında ısınmayı görmek için yapılmıştır. Tablo 5-8'deki sıcaklıklara erişilmemesi gerekmektedir. Bu sıcaklıklara fren malzemesi HDT 303 dayanmakla birlikte yağ dayanmamakta ve ömrü azalmaktadır.

### TASARIM İYİLEŞTİRMELERİ

Traktörlerin frenleme kapasitesini bir şekilde iyileştirmek için iki yöntem vardır:

- 1) Fren sisteminin üzerindeki eksenel kuvveti artırmak.
- 2) Disklerin sürtünme alanını artırmak.

Birinci yöntem her ne kadar fren kuvvetini artırsada, bütün parçalar üzerindeki basınçlar

artacağından fren parçalarının ömrü kılalacak, zaten şikayet nedeni olan çabuk aşınma, yanma, deformasyon gibi nedenlerde azalma değil artma olacaktır. Öyleyse bu yöntem fren kuvvetinde bir iyileştirme olmakla beraber sorunları çözmüş olamayacaktır. Sonuç olarak ikinci yöntem seçilmelidir.

İkinci yöntem göz önünde tutulduğunda ise karşımıza yeniden iki method daha çıkmaktadır.

- 1) Eksenel alan artırımı
- 2) Radyal alan artırımı

Eksenel alan artırımı basitçe fren sistemlerine ekstra bir fren diski eklemekle yapılır. Dolayısıyla 3 diskli fren sistemi, 4 diskli fren sistemine ve 4 diskli fren sistemi de, 5 diskli fren sistemine dönüşür. Böylelikle frenleme tork kapasiteleri artar ve aynı zamanda fren sistemi daha önce yapmış olduğu frenleme kuvvetinin aynısını daha az basınçla yapabileceği için tüm fren parçalarının ömrü uzar.

Radyal alan artırımında ise her zaman tork artırımı olmamakta veya az olmakta ancak avantaj olarak fren parçalarının ömürleri uzamaktadır. Sonuç olarak en iyi seçenek disk alan artırımıyla hem sistemin frenleme kapasitesi artmakta hem de parça dayanım ömürleri uzamaktadır. Fren sistemini 3 diskli den 4 diskliye ve 4 diskli den 5 diskliye çevrildiğinde Tablo 9'daki değerlere ulaşılmaktadır.

Tablo 9'daki taralı alanlar, 3 diskli ve 4 diskli fren sistemlerinin tork değerlerini ve disk sayıları artırıldığında onlara karşılık gelen fren torku artış değerlerini belirtmektedir.

Tablo 8. Fren plakasının yüzey alanı artırıldığında sıcaklığın zamana göre fonksiyonu ve sabit sıcaklık değerleri (kontrol hacmi ağırlığı: 1.33 kgf)

Traktör Tipi	Lastikler		Maksimum Ağırlık (kgf)	Sabit Sıcaklık (°C)	Sabit Sıcaklığa Ulaşım Süresi (s)	Sıcaklığın Zamana Göre Fonksiyonu
	Ön	Arka				
54C J.	5.50-16	12.4/11-28	3600	311	17.2	$X=273-273.e^{-0.27t}$
54C S.	6.50-16	13.6/12-28	4090	348	17.2	$X=311-311.e^{-0.27t}$
54C S.	6.50-16	14.9/13-28	4450	375	17.2	$X=338-338.e^{-0.27t}$
55-56	6.50-16	14.9/13-28	4450	375	17.2	$X=338-338.e^{-0.27t}$
60-56	7.50-16	13.6/11-36	4720	396	17.2	$X=359-359.e^{-0.27t}$
60-56	7.50-16	16.9/13-30	5290	439	17.2	$X=402-402.e^{-0.27t}$
70-56	11.2/10-24	13.6/12-36	5320	340	17.2	$X=303-303.e^{-0.27t}$
70-56	11.2/10-25	16.9/14-30	5890	373	17.2	$X=336-336.e^{-0.27t}$
80-66	12.4/11-24	13.6/12-36	5630	358	17.2	$X=321-321.e^{-0.27t}$
80-66	12.4/11-24	18.4/15-30	6640	415	17.2	$X=378-378.e^{-0.27t}$

Tablo 9. Eksenel alan artırımıyla elde edilen frenleme tork artışları ve sırasıyla 3 ve 4 diskli fren sistemlerinin 4 ve 5 diskli fren sistemlerine çevrilmesi ( $D=165.25$  mm,  $d=110$  mm.,  $\mu=0.13$ ).

Eksenel Kuvvet (kN)	Basınç (Hmj. Aşınma) ( $\text{kg}_f/\text{cm}^2$ )	Basınç Pressure (Hmj. Basınç) ( $\text{kg}_f/\text{cm}^2$ )	TORK (3 Diskli) (Hmj. Basınç) ( $\text{Kg}_f.\text{m}$ )	TORK (4 Diskli) (Hmj. Basınç) ( $\text{Kg}_f.\text{m}$ )	TORK (5 Diskli) (Hmj. Basınç) ( $\text{Kg}_f.\text{m}$ )
25	26.69	21.34	138.62	184.83	231.03
26	27.76	22.19	144.17	192.22	240.28
27	28.83	23.04	149.71	199.61	249.52
28	29.90	23.90	155.25	207.01	258.76
29	30.97	24.75	160.80	214.40	268.00
29.9	31.93	25.52	165.79	221.05	276.32
30	32.03	25.60		221.79	277.24
31	33.10	26.46		229.19	286.48
32	34.17	27.31		236.58	295.72
33	35.24	28.16		243.97	304.96
33.3	35.56	28.42	184.64	246.19	307.74

## TEŞEKKÜR

Bu araştırma Türk Traktör ve Ziraat Makinaları A.Ş.'nin isteği ve desteği ile yapılmıştır. Bu konudaki katkılarından ve üniversite sanayi işbirliğini destekledikleri için fabrika yöneticilerine ve çalışanlarına teşekkürlerimizi sunarız.

## FUNCTIONAL ANALYSIS AND DEVELOPMENT OF TRACTOR BRAKE SYSTEM

This research investigates the design of the braking system of Turk-Fiat tractors with the view of improvement. The wear, overheating, deformation and mechanical problem due to frequent use of brakes are to be reduced by design improvement. To achieve this end, experiments have been conducted using specially developed apparatus and computer modelling was used for analysing and design. Data, such as friction coefficient has been determined. Braking performance of the tractor has been evaluated.

Keywords: Brake, Tractor, Brekelining.

## KAYNAKÇA

- 1 Taborek, J., Mechanics of Vehicles, Resistance Forces, pp 37-41, August 22, 1957.
- 2 The inquiry results of tractors customers satisfaction, Trakmak A.Ş., In the period of December 1995 - June 1996, pp 4.2.29.
- 3 Shigley, J. E., Mechanical Engineering Design, pp 601-604, 1986.
- 4 Taborek, J., Mechanics of Vehicles, Dynamics of Braking, pp 64-70, November 14, 1957.
- 5 Wong, Y., Ph.D., Theory of Ground Vehicles, Chapter 1, Mechanics of Pneumatic Tires, pp. 13, Ottawa, CANADA, 1978
- 6 Wong, Y., Ph.D., Theory of Ground Vehicles, Chapter 1, Mechanics of Pneumatic Tires, pp. 26, Ottawa, CANADA, 1978
- 7 Incropera, Frank P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, Chapter 1, 1990.
- 8 Incropera, Frank P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, Appendix A, Table A.1, Iron, 1990.
- 9 Incropera, Frank P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, Chapter 8, 1990
- 10 Shepley, L. Ross, Differential Equations, University of New Hampshire, 1994.