

MATHEMATICAL MODELLING AND AN EXPERIMENTAL STUDY FOR VEHICLE BRAKING FORCE ANALYSIS

Hüseyin BAYRAKÇEKEN*

Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, AFYON, e-mail: bceken@aku.edu.tr

Duran ALTIPARMAK

Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi, Beşevler-ANKARA

ABSTRACT

Braking performance is an important criteria for the vehicle safety and for the conditions of brake system elements. Many factors such as the wheel-road interaction and elements of brake system condition affect the brake performance. However these factors can be measured by brake test equipment, brake forces for a vehicle can also be analyzed by using mathematical models.

In this experimental study, brake force analysis has been done by measuring the changes of brake forces and by using a mathematical model based on the obtained experimental data. For this purpose, hydraulic brake test equipment has been developed by using electronic equipment and a data acquisition system. By using the developed equipment, a mathematical formulation is obtained by considering the effective factors of brake force i.e, the tire thread depth, the variation of road conditions, tire air pressure etc. There is a good agreement between the experimental data and the developed mathematical model. The change of braking force with respect to the ratio of sliding was calculated; when one parameter was changing, the others was kept constant in this calculation and this was done using 3 kN vertical force. The statistical coefficient of multiple determinations (R^2 value) varied between 0.967 and 1.0.

Key Words: Mathematical model, Brake Force, Brake

TAŞITLARDA FRENLEME KUVVETİ ANALİZİ İÇİN MATEMATİK MODELLEME VE DENEYSEL BİR ÇALIŞMA

ÖZET

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

Bu çalışmada; fren kuvveti analizi deneysel ve matematiksel model ile yapılmıştır. Bu amaçla hidrolik fren test cihazı elektronik hale dönüştürülmüştür. Geliştirilen model ile değişik tekerlek-yol şartlarındaki fren kuvvetlerinin doğru bir şekilde hesaplanması sağlanmaktadır. Bu model ile frenleme kuvvetini doğrudan etkileyen, lastik tırnak derinliği, zemin şartlarının değişimi, lastik hava basıncı, vb etkenlerin formüle edilmesi sağlanmıştır. Frenleme kuvvetinin kayma oranına göre değişimi; bir parametre değişirken diğer parametreler sabit alınarak hesaplanmış ve 3 kN düşey yük için yapılmıştır. Matematiksel modelde R^2 değeri 0.967 ile 1.0 arasında değişmektedir.

Anahtar Kelimeler: Matematiksel model, Fren kuvveti, Fren

1. GİRİŞ

Hareket halindeki bir motorlu taşıt, kütlesi ve hızının karesiyle orantılı kinetik enerjiye ve bazı durumlarda konumu itibariyle potansiyel enerjiye sahiptir. Frenleme süresince bu enerji fren sürtünme elemanları ve tekerleklerde ısı enerjisine dönüşür. Frenleme esnasında

1. INTRODUCTION

Moving motor vehicles have kinetic energy which is proportional to its mass and square of velocity. In addition, there is sometimes a potential energy due to location of the vehicle. In the braking process, the energy converts to heat through braking friction components

taşıtın kararlılığını muhafaza etmesi, frenleme ve pedal kuvveti değişimleri, durma mesafesi, tekerlek yol etkileşimi, fren elemanlarında aşınma gibi faktörler, tasarımcıların dikkate alması gereken önemli hususlardır[1].

Fren kuvvetlerinin ölçümünde, değişik cihazlar kullanılmaktadır. Çeşitli araştırmalar göstermektedir ki laboratuvarlarda kullanılan makinaların sürtünmenin gerçekleştiği yüzeylerindeki zemin durumu birbirlerine göre farklılık göstermektedir. Tamburlar farklı malzemelerden (beton, sac vb) yapılabildiğinden zamanla zemin durumlarında değişiklikler olabilmektedir. Değişiklikler ölçüm sonuçlarını etkilediği gibi gerçek yol şartlarında yapılan ölçümlerle aralarında fark olmaktadır. Bu nedenle de laboratuvar deneyleri gerçek yol koşullarına olabildiğince yakın olmalı, matematiksel modeller de laboratuvar deneylerini (ve dolayısıyla yol koşullarını) hassas olarak kestirebilmelidir. Günümüzde genel olarak tekerlek kuvvet ve momentlerinin hesaplanmasında sihirli formül olarak bilinen Pacejka'nın geliştirdiği formül kullanılmaktadır[2,3].

Holmes ve Stone [4], fren kuvvetlerini inceleyerek, kuru zemin şartlarında yol yüzeyinin durumu, lastik tırnak genişliği, ve hız değişiminin fren performansına etkileri üzerinde deneysel ve teorik çalışmalar yaparak, matematiksel bir model geliştirmişlerdir. Geliştirilen modeli yol deneyleri ile kıyaslamasını yaparak güvenilirliğini ispatlamışlardır.

Liu ve Peng [5], fren kuvvetlerinin tespit edilebilmesini matematiksel olarak ifade etmişlerdir. Lastik yol arasındaki sürtünme katsayısını ifade edebilecek bir matematiksel model önermişlerdir.

Gindy ve Ilosvai [6], frenleme sırasında araç kararlılığının değişimi konusunda çalışmışlar, düşey ve yatay kuvvetler ile lastikteki esneme üzerinde incelemeler yapmışlardır. Yaptıkları çalışma ile aracın ön tekerleklerinin arka tekerleklerden daha fazla fren kuvvetine maruz kaldığını tespit etmişler, arka tekerleklerin önce kilitletmesinin aracın yol kararlılığını olumsuz yönde çok fazla etkilediğini ortaya çıkarmışlardır

2. FRENLEME KUVVETİ

Frenleme ile araç tekerleklerinin hareketine zıt bir kuvvet oluşturulur. Aracı durdurmak yada hızını azaltmak için uygulanan dirence frenleme kuvveti denilmektedir.

Çekiş veya frenleme için kullanılan tekerleklerin çevresel hızları ile aracın hızı arasında bir fark vardır. Genel olarak yol ve tekerlek çevresel hızı arasındaki kayma denilmektedir. Fren yapan tekerleğin çevresel hızı aracın hızından düşük, tahrik için kullanılan tekerleğin ise büyüktür. Frenlemedeki kayma negatif, patinajdaki kayma pozitif kayma olarak adlandırılabilir.

and wheels. The brake system designer must consider several factors such as the stability during the process of braking, variation of braking and pedal force, stopping distance, interaction of wheel and road and friction of braking components[1].

Various apparatus are used for the measurement of brake forces. Many researches have shown that the friction situation of surface of the used apparatus used in the laboratory tests indicate difference to each other. The ground conditions of the rollers may vary with time as they are made of wearing materials such as concrete and timbers. Because the variations affect measurement results, there may be differences with real road conditions. Therefore, laboratory experiments must be as close as the real road conditions. Moreover, mathematical models must estimate laboratory experiments sensitively. Recently, the mathematical formulation developed by Pacejka (also called as magic formulation) gain a widespread use for the calculation of wheel forces and torques[2,3].

Holmes and Stone [4], studied on the brake forces and developed a mathematical equation. They considered the effects of road surface in the dry ground conditions, tire thread width and variation of velocity. They proved the validation of the proposed model with real road experiments.

Liu and Peng [5] explained the determination of brake force mathematically. They proposed a model for the relation between tire and ground.

Gindy and Ilosvai [6] conducted studies on the stability of vehicle during braking. They analyzed the vertical and horizontal forces and straining of the tires. They have ascertained that the front wheels of the vehicle are exposed to higher brake forces than the back wheels. They also showed that, if the back wheels locked first, the stability of the vehicle is influenced a negative way.

2. BRAKING FORCE

A force contrary to the movement of wheels of vehicle is created with braking. Brake force is the resistance applied to stop or decrease the speed of the vehicle.

There is a difference between peripheral speed of wheels used for speeding up or down and the speed of the vehicle. Generally, the proportion between peripheral speed of wheel and road is called slipping. The peripheral speed of braking wheel is lower than the speed of the vehicle. However, peripheral speed of the wheel used for speeding up the vehicle higher than the speed of the vehicle. Slipping during braking is called negative slipping, whereas slipping during spinning is called positive slipping.

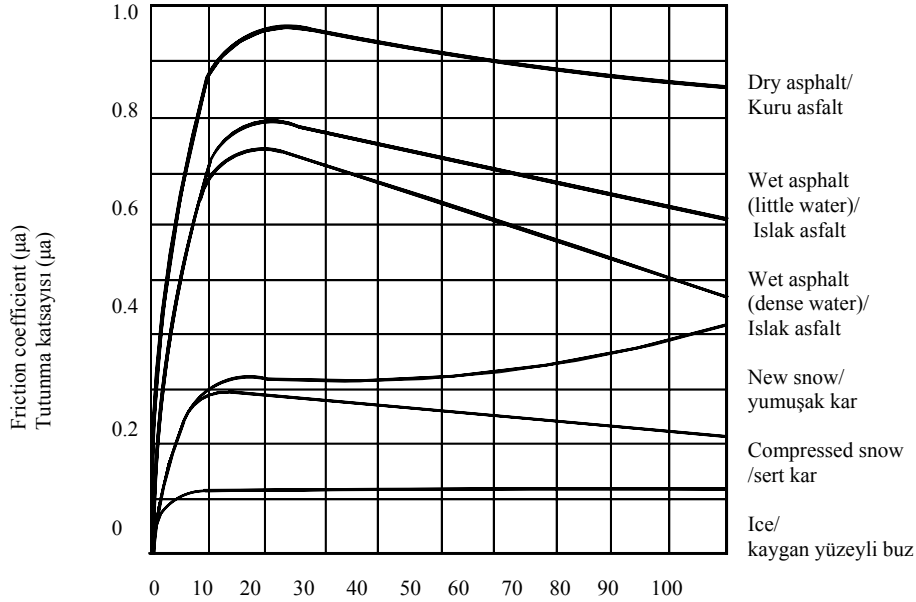


Figure 1. Variation of friction coefficient depending on slipping [7].

Şekil 1. Kaymaya bağlı tutunma katsayısı değişimi[7]

Doğrusal tekerlek kuvvetleri hem tahrik hem de frenleme için, başlıca dönen tekerleğin doğrusal kayma miktarına bağlıdır. Doğrusal kayma, serbest dönen tekerleklerin hızı ile frenlenmiş tekerleğin hızı arasındaki farkın tekerlek hızına oranıdır, diğer bir deyişle, taşıtın hızı ile tekerlek çevresel hızı çarpımının taşıt hızına oranıdır [8].

$$\lambda = 1 - \frac{r \cdot \omega}{V} \quad (1)$$

Değişik yol şartlarında tutunma katsayısı-kayma arasındaki ilişki Şekil 1'de görülmektedir. Kuru zeminde frenleme kuvveti en yüksek değerini almakta, yol-lastik arasındaki tutunmanın azalması ile frenleme kuvveti hem azalmakta hem de maksimum frenleme kuvvetinden sonraki kuvvet değişimi fazla olmamaktadır.

Araştırma ve geliştirme çalışmalarında, simülasyon çalışmalarının öneminin artması ile, tekerlek davranışlarının matematiksel olarak tanımlanma zorunluluğu ortaya çıkmaktadır[9]. Tekerlek ve yol arasındaki temas noktasındaki ilişki, yanıl ve/veya doğrusal kuvvetler ortaya çıkartırlar. Taşıt dizaynında aktif kontrol için, araç özellikleri ile tekerlek arasındaki ilişkinin doğru bir şekilde ortaya konulması ve bu ilişkinin matematiksel olarak kurulması gereklidir[10]. Tekerlek sistemi oldukça kompleks bir yapıya sahip olup ya yoğun hesaplama yada bazı kabuller yapılarak problem basitleştirilerek çözüme ulaşılır[11]. Matematik modellerin doğruluğu lastik-yol arasındaki tutunmaya ve tekerlek sistemindeki bir takım kabullere bağlıdır. Tekerlek üzerine etki eden kuvvetler ve bu kuvvetlerin davranışları oldukça kompleksdir. Bu kompleks durum

Linear wheel forces depend on the amount of linear slipping of main turning wheel for both speeding up and braking. Linear slipping is the proportion of the difference between the speed of free turning wheel and the speed of braked wheel to the speed of the wheel; in other words, it is the proportion of the multiplication of the speed of the vehicle and peripheral speed of the wheel to the speed of the vehicle [8].

$$\lambda = 1 - \frac{r \cdot \omega}{V} \quad (1)$$

The relation between grabbing coefficient to slipping in different road conditions can be seen in fig. 1. Brake force has the maximum value on the dry ground and decreases with the decrease of grabbing between the road and the tire.

In research and developing studies, it is necessary to define the wheel actions mathematically because of the increase in the importance of simulation studies [9]. Relation on the contact point between the wheel and the road creates lateral and/or linear forces. For the active control in vehicle design, it is necessary to bring up the relation between the features of the vehicle and wheel and to establish this relation mathematically [10]. Wheel system is very complicated; as a result, the problems are solved by doing intense calculations or by simplifying the problem with some assumptions [11]. The accuracy of the mathematical models depends on the grabbing between the tire and the road and some assumptions in the wheel system. Forces affecting the wheel and the actions of these forces are very complicated. This complicated situation creates symmetrical and anti-symmetrical conditions.

simetrik ve anti-simetrik durumlar ortaya çıkarır. Düşey yük, doğrusal frenleme kuvveti, kamber açısı v.b. aracın kontrolünü etkileyen unsurlardır[8].

Vertical load, linear brake force, camber angle etc. are the elements affecting the control of the vehicle [8].

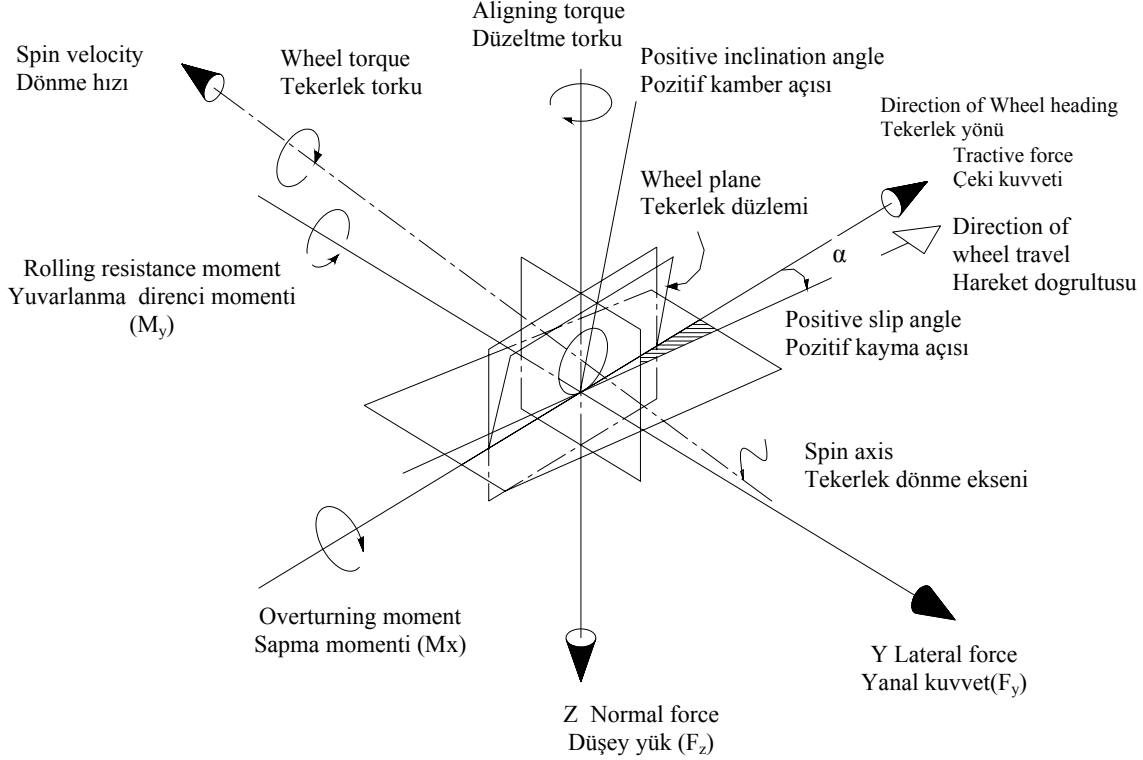


Figure 2. The axis system of a wheel according to SAE
Şekil 2. SAE tekerlek koordinat eksen takımı

Frenleme sırasında, frenleme kuvvetlerini etkileyen parametre sayısı oldukça fazladır (Yol durumu, viraj şartları, lastik tirnak genişliği vb). Fren sisteminin durumunu ortaya koymak için fren testleri yapılabildiği gibi matematiksel modeller yolu ile de fren kuvvetlerinin değeri ortaya konulabilir. Frenleme sırasında taşıt üzerindeki yük dağılımı, tutunma katsayısı gibi performansı önemli ölçüde etkileyen değişimler olmaktadır. Bu değişimler matematiksel model oluşturmayı güçleştirmektedir. Matematiksel model geliştirirken modeli basitleştirmek ve sınırlamak için doğrusal (uzunlamasına), düşey ve yanal kuvvetler ile düzeltme, yuvarlanma direnci ve sapma momentleri dikkate alınmakta (Şekil 2), Tekerlek devri, genişliği, kamber ve kaster açıları v.b. dikkate alınmamaktadır. Matematik modeller temelde analitik ve empirik model olmak üzere iki ana gruba ayrılmaktadır. Her iki grup için de değişik çalışmalar yapılmış ve geliştirilen her modelin kendine özgü avantajları bulunmaktadır [3,10,11]. Analitik model, teorik olarak ve gerekli hallerde bazı kabuller yapılarak matematiksel model oluşturulmasıdır. Empirik model, test esnasında alınan verilerin istatistiksel analizine dayanır. Değişik ölçüm araçları kullanılabilir. Matematik modellerde, modelin doğruluğu, modelde bulunan sabitlerin uygunluğu, modelin çözülme hızı ve bilgisayardaki işlem zamanı önem kazanmaktadır[8]

There are a lot of parameters affecting the brake forces during braking (road condition, bend conditions, tire thread width etc.). Both brake tests may be carried out to determine the situation of the brake system and also the value of brake forces may be found out through mathematical models. There are changes (such as load distribution, grabbing coefficient etc.) affecting the performance during braking. These changes create difficulties in creating a mathematical model. To simplify and limit the model when developing a mathematical model, linear, perpendicular and lateral forces, correction and rolling resistance and overturning moments are taken into consideration (Fig. 2), however wheel turn, width, camber and caster angles are not. Mathematical models are divided into two main categories; analytical and empirical. Different studies have been carried out for each group and each model has its own advantages [3,10,11]. Analytical model means the forming of a mathematical model by doing some theoretical studies, in the necessary conditions, some assumptions may be considered. Empirical model is, on the other hand, based on statistical analysis of data acquired during the experimental studies. Several measurement tools may be used for the measurement of the forces. In mathematical models, the accuracy, appropriateness of constants, solution speed and computer processing time are important subjects [8].

Table 1. Preferred models for the determination of longitudinal brake forces [8,12,13]
Çizelge 1. Doğrusal yöndeki frenleme kuvveti için günümüzde tercih edilen modeller [8,12,13]

Model name Model adı	Force model Kuvvet modeli
Lacombe	$F_x = \frac{C_1}{2} \left(1 - \frac{V_x}{\omega R} \right) x_m^2 + \frac{\left(\frac{\omega R}{V_x - 1} \right) \mu F_z (x_p - x_m)}{\left(\tan^2 \alpha + \left(\frac{\omega R}{V_x - 1} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}} - k_{rr} F_z$
Anisotropik brush	$F_x = - \frac{k_x \sigma_x}{\sqrt{(k_x \sigma_x)^2 + (k_y \sigma_y)^2}} \left[3C_0 \sigma - 3 \frac{1}{\mu} \frac{(C_0 \sigma)^2}{F_z} + \frac{1}{\mu^2} \frac{(C_0 \sigma)^3}{F_z^2} \right]$ $\sigma = \sqrt{(\sigma_x)^2 + (\sigma_y)^2}, \sigma_x = - \frac{\kappa}{1 + \kappa}, \sigma_y = \frac{\tan \alpha}{1 + \kappa}$
Polynomial	$F_x = \mu_x F_z$ $(\mu_x = m_1 \lambda \quad \lambda \leq \lambda_p, \mu_x = m_2 \lambda + \mu_0 \quad \lambda > \lambda_p),$ $(\lambda = 1 - R\omega/V), V = V_x \cos \alpha + V_y \sin \alpha$
Pacejka	$F_x = D \sin [C \arctan \{B \lambda - E (B \lambda - \arctan (B \lambda))\}]$

Günümüzde tercih edilen doğrusal frenleme kuvveti matematiksel modelleri Çizelge 1’de görülmektedir. Lacombe modelinde; C₁; doğrusal yön için kullanılan katsayı, V_x; tekerlek merkezinin hızı, ω; açısal hız, R; tekerlek yuvarlanma yarıçapı, X_m; tekerlek genişliğinin yarısı, μ; sürtünme katsayısı, α; kayma açısı, F_z; düşey yük, X_p; tekerlek temas yüzeyi genişliği, k_{rr}; düşey yüke bağlı yuvarlanma direnci katsayısı. Anizotropik brush modelinde; k_x, k_y; tekerlek yatay direngenliği, κ; tekerlek kayma oranı, μ; max çekiş katsayısı, σ_x, σ_y : x ve y yönlerindeki gerilim değerleri, C₀; düzeltme katsayısı. Polinom modelinde; R; tekerlek yuvarlanma yarıçapı, ω; açısal hız, λ; kayma, μ_x; sürtünme katsayısı, λ_p; kayma sırasında sürtünme katsayısının en yüksek değeri, α; kayma açısı, m₁, m₂; sürtünme katsayısı-kayma grafiğinden elde edilen katsayılardır.

Some mathematical expressions recently gain widespread use in the determination of brke forces are given in table 1. In the Lacombe’s model; C₁ is the coefficient used for the longitudinal direction, V_x is the velocity of the wheel center, ω is the wheel angular velocity, R is the the tire rolling radius, X_m is the half of the tire width, μ is the friction coefficient, α is the slip angle, F_z is the vertical load, X_p is the tyre contact surface width and k_{rr} is the vertical load depended rolling resistance coefficient. For the anistropic brush model the variables are: k_x, k_y; tire horizontal stiffness, κ; tire slip ratio, μ; maximum traction coefficient, σ_x, σ_y; stress components in the x and y directions and C₀; correction stiffness. In the polinomial model the variables are given as; R : rolling radius of the tyre, ω ; angular velocity, λ; longitudinal slip, μ_x; coefficient of friction, λ_p; pick value of the friction coefficient during siding, α; slip angle, m₁, m₂; coefficient obtained from friction–slip graph.

Table 2. Coefficients for stiffnes, shape, pick and curve of the Magic formula
Çizelge 2. Sihirli formülde katılık, şekil, tepe ve eğri faktörleri için kullanılan katsayılar

Value Değer	Coefficient Katsayı	Unit Birim	Value Değer	Coefficient Katsayı	Unit Birim
b ₀	1.65	Birimsiz/dimensionless	b ₆	0	1/(kiloNewton) ²
b ₁	0	1/megaNewton	b ₇	0	1/kiloNewton
b ₂	1688	1/kilo	b ₈	-10	Birimsiz/dimensionless
b ₃	0	1/megaNewton	b ₉	0	1/kiloNewton
b ₄	229	1/kilo	b ₁₀	0	Birimsiz/dimensionless
b ₅	0	1/kiloNewton			

Son yıllarda Pacejka’nın 1987 yılında geliştirdiği tekerlek modeli kullanılmakta olup, (2) bu model sihirli formül olarak adlandırılmaktadır. Bu formülde, Çizelge 2’de görülen katsayılar kullanılmaktadır. Bu formülde katsayılar kullanılmakta ve kaymaya bağlı olarak frenleme kuvveti hesaplanabilmekte, değişik parametrelere bağlı olarak hesaplama yapılamamaktadır. Sihirli formülde λ değeri hesaplamalarda değiştirilebilmekte, C düşey yüke bağlı bir katsayı (1.65 gibi), B, D ve E değerleri iç içe bir takım formüllerden oluşmakta, bu alt formüllerde Çizelge 2’den

In recent years, a wheel model developed by Pacejka in 1987 is used (eq. 2). This model is also called as magic formula. In this formula, the coefficients given in Table 2 are used. The brake force can be calculated by this equation depending on the slip rate. The coefficients of the equation are obtained by utilising several equations which also have several coefficients. The coefficients of these latter equations are given in Table 2. In the magic formula, λ value can be changed in calculations. C a constant which determine the vertical loads characteristics (such as 1.65). B, D and E values are formed by some complicated

yararlanılmaktadır..

$$F_x = D \sin [C \arctan \{B \cdot \lambda - E (B \cdot \lambda - \arctan (B \cdot \lambda))\}]$$

(2)

Sistemantik deneylerin yapıldığı Tofaş-Şahin markalı (11130 N) taşıta ait doğrusal frenleme kuvveti sihirli formüle göre hesaplanmış ve Şekil 3'de görülen grafik elde edilmiştir. Şekil ön akstaki tek tekerleğe ait olarak elde edilmiştir.

formulas.

$$F_x = D \sin [C \arctan \{B \cdot \lambda - E (B \cdot \lambda - \arctan (B \cdot \lambda))\}]$$

(2)

Linear brake force of Tofaş-Şahin vehicle (11130 N) has been calculated according to this magic formula and the diagram in fig. 3 has been acquired. The figure belongs to only wheel at the front of the axle

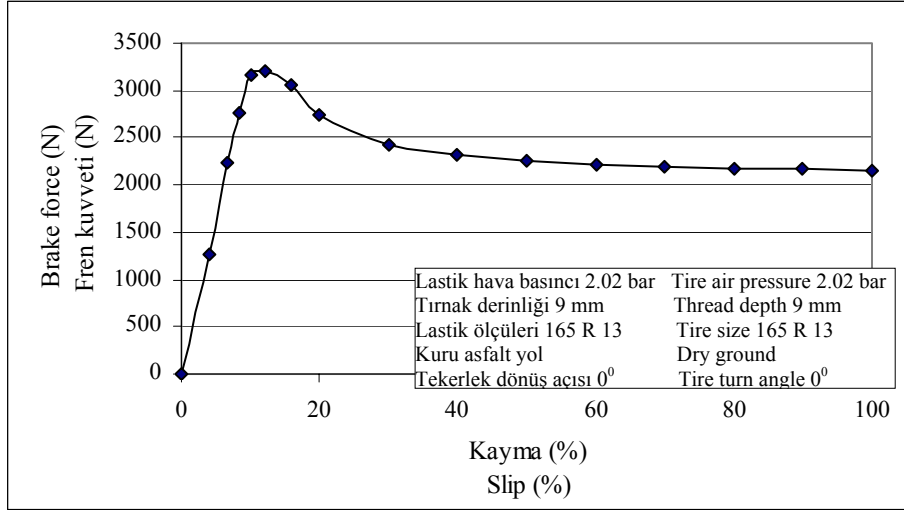


Figure 4. Brake force-slip graphics according to Magic formula

Şekil 4. Sihirli formülden hesaplama ile elde edilen fren kuvveti – kayma grafiği

Bu fren kuvveti-kayma değerleri aynı taşıt için deneysel olarak da kontrol edilmiş ve % 1.1'lik bir fark ortaya çıkmıştır. Kayma değeri yaklaşık % 10 oluncaya kadar fren kuvveti artışı doğrusal olmakta, kaymanın yaklaşık %15 olduğu bölgede frenleme kuvveti maksimum değerine ulaşırken, daha büyük kayma değerlerinde fren kuvvetinde azalma olmakta, bu düşüş önce hızlı daha sonrada yavaş bir şekilde gerçekleşmektedir.

Frenleme kuvveti ve kaymanın eksi olduğu bölgeler çekiş için kullanılmıştır. Tekerlek üzerine gelen düşey yüklerin artması ile frenleme kuvvetinde de artış olurken, bu artış kaymanın daha yüksek olduğu bölgede gerçekleşmektedir. Frenleme kuvveti kaymanın yaklaşık % 10-20 arasında olduğu bölgede maksimum değerine ulaşmakta, kaymanın artışına bağlı olarak frenleme kuvveti azalmaktadır[14].

These brake force-slipping values has been checked experimentally for the same vehicle and a difference of 1.1 % has been observed. The increase in the brake force is linear until slipping value reaches to 10%. Brake force is at its maximum value on the area where slipping is about 15%. Brake force decreases in greater slipping values; and this decrease happens rapidly at the beginning.

Areas where the brake force and slipping are negative have been used for pulling. Brake force increases when perpendicular loads on the wheel increase. This increase takes place on the area where slipping is greater. Brake force reaches its maximum value on the area where slipping is between 10-20 %. Brake force decreases depending on the increase in slipping [14].

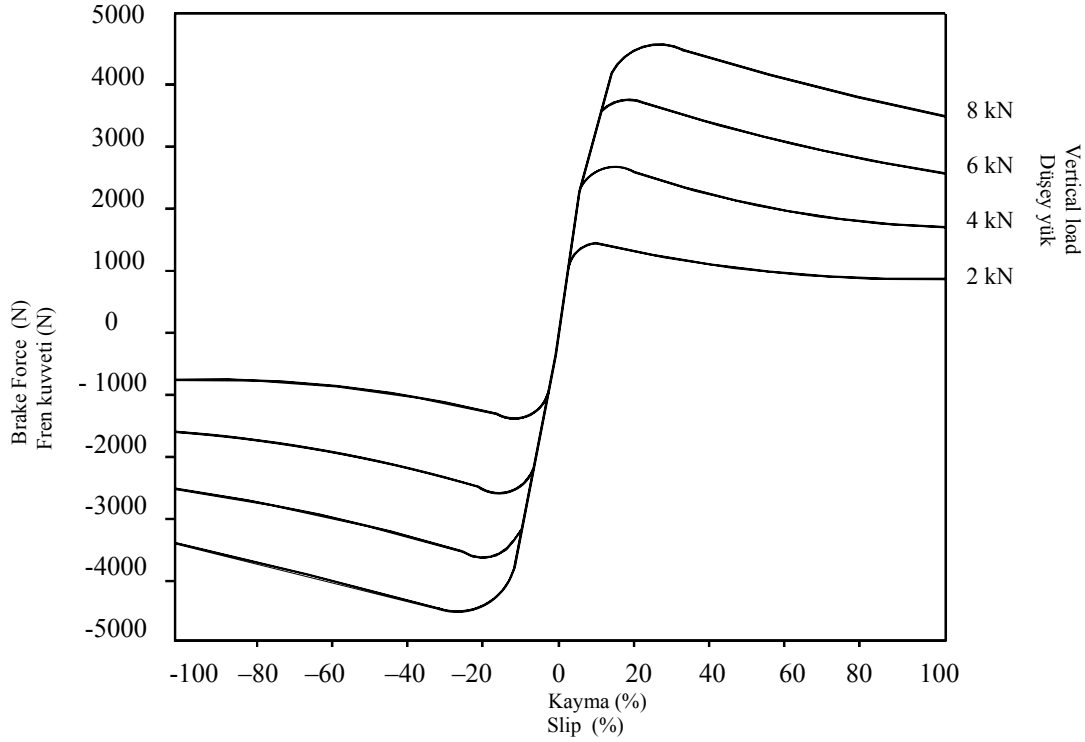


Figure 4. A graphical representation of brake force-slip rate in the Magic Formula [11,15]

Şekil 4. Sihirli formülde fren kuvveti – kayma grafiği [11,15]

3. GELİŞTİRİLEN MATEMATİKSEL MODEL

Deneyler, Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Otomotiv Ana Bilim Dalı servis atelyesinde geliştirilen fren test cihazında yapılmıştır. Sistemik deneyler 1993 model, kütlesi 945 kg, lastik hava basıncı 2.02 bar (30 Psi), toe değeri 2 mm, lastik tırnak derinliği 9 mm, olan Tofaş-Şahin markalı araç üzerinde yapılmıştır. Deneyler sırasında sadece sürücü mahallinde bir kişi bulundurulmuştur (ISO 6597-1991). Deney cihazının şematik resmi Şekil 5’ de görülmektedir. Hidrolik olarak çalışan fren test cihazı elektro-mekanik hale dönüştürülerek saniyede 50 verinin alınması sağlanmıştır. Geliştirilen cihazda kullanılan I/O kartı 12 bitliktir ve 110.8 g, 3016 adam’ın çıkış gerilimi ± 5 volt olduğundan 221,6 g, yük algılayıcısından 908 g, elektrik tesisatından 320 g hata olabileceği tespit edilerek maksimum hata miktarının ~ 0.2 olabileceği belirlenmiştir. Aynı taşıt farklı sistemlerle çalışan (düz zeminli, hidrolik v.b.) fren test cihazları ile denenmiş ve cihazın ölçümlerinin doğru olduğu belirlenmiştir. Fren test cihazının özelliğinden dolayı kaymanın yaklaşık % 40 olduğu bölgeye kadar ölçümler yapılabilmektedir. Ölçümler taşıtın tek dingili üzerinde yapılmıştır. Deneylerde zemin şartları, tekerlek dönüş açısı, toe değeri, lastik tırnak derinliği ve lastik tırnak genişliklerinin frenlemedeki etkileri araştırılmıştır. Yapılan deneylerde ölçüm yapılan parametre değiştirilmiş diğer parametreler sabit tutulmuştur.

3. MATHEMATICAL MODEL OF THE BRAKE FORCE VARIATION

Experiments have been carried out in the brake test equipment at the service workshop of Gazi University, Technical Education Faculty, Automotive Department (Ankara, Turkey). Systematical experiments have been carried out on a Tofaş-Şahin vehicle (production year 1993). Mass of the car was 945 kg, and other standard values are: 2.02 bar (30 psi) tire inflation pressure, 2 mm toe in the wheel aligning, 9 mm tire thread depth. There was one person in the car as a driver during the experiments (ISO 6597-1991). Schematic picture of the experiment apparatus is given in Figure 5. 50 data per second has been acquired by the electro mechanical test equipment. The maximum measurement error may be up to 2 % as the I/O card is 12 bite, output voltage can change in ± 5 volt, 908 g error may come from the load transducer and 320 g from the electric circuit. The same vehicle has been tested with brake test equipment working with different systems (with plain ground, hydraulic, etc.) and it has been determined that the measurements of the apparatus are accurate. Because of the quality of the brake test equipment, measurements could be made upto the area where slipping is about 40%. Measurements have been carried out for one axle of the vehicle. In the experiments, the effects of ground conditions, wheel turn angle, toe value, tire thread depth and tire thread width on the braking have been researched. In the experiments, measured parameter has been changed, however other parameters have been kept constant.

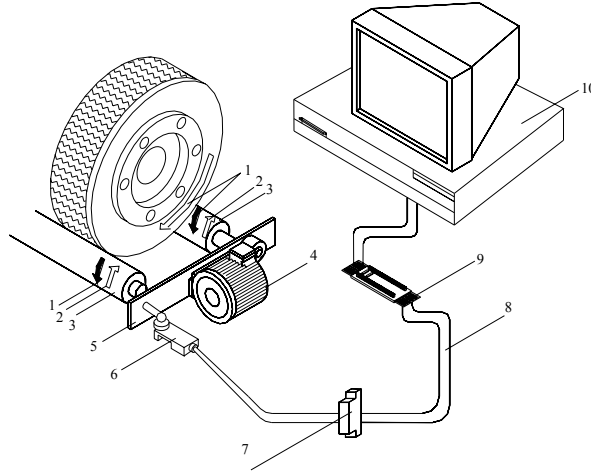


Figure 5. Electro-mechanic brake test equipment data acquisition system (1-2: Braking torque, 3: Rollers, 4: AC motor with Gearbox, 5: Torque lever, 6: Load cell, 7: Transformator, 8: Electrical cables, 9: Signal transducer, 10: Computer)

Şekil 5. Elektro – Mekanik fren test cihazının görünüşü ve parçaları (1. Fren momenti, 2. Döndürme momenti, 3. Tambur çifti, 4. Şanzımanlı elektrik motoru, 5. Moment kolu, 6. Yük algılayıcısı, 7. Voltaj yükseltici, 8. Elektrik kabloları, 9. Sinyal aktarıcı, 10. Bilgisayar)

Fren kuvvetlerinin değişik parametrelere göre değişimlerini incelemek için, deneysel verilerden yararlanarak matematiksel bir model geliştirilmiştir (Çizelge 3). Bu model ile değişik tekerlek – yol şartlarındaki fren kuvvetlerinin doğru bir şekilde hesaplanması sağlanmaktadır. Geliştirilen model deneysel verilerin formüle edilmesi ile elde edilmiştir. Deneysel sonuçları fren kuvveti-kayma grafiğine dönüştürülmüş, grafikteki eğrilerden denklemler oluşturulmuş, bu denklemler arasında korelasyon yapılarak değişen parametrelere bağlı matematiksel modeller elde edilmiştir. Matematiksel modelde frenleme kuvvetinin sadece bir parametrelere bağlı değişimleri tanımlanmış olup diğer parametrelerin sabit olduğu durumlar göz önünde bulundurulmuştur. Modelde tırnak derinliği 9 mm, tekerlek dönüş açısı 0° , zemin kuru, lastik tırnak yapısı z kanallı, lastik hava basıncı 2.02 bar (30 Psi), toe değeri 2 mm'dir.

A mathematical model has been developed by using experimental data to study the changes of brake forces according to different parameters (Table 3). Brake forces in different wheel-road conditions can be calculated accurately with this model. Developed model has been acquired by formulating experimental data. Results of the experiments have been shown in brake force-slipping diagram. Equations have been formed with the curves in the diagram and mathematical models depending on the changing parameters have been acquired by doing correlation between these equations. In the mathematical model, the variations of the brake force with only one parameter have been defined. In the model, thread depth is 9 mm, wheel turn angle is 0° , the ground is dry, tire thread form is with z canal, tire inflation pressure is 2.02 bar (30 psi) and toe in the wheel aligning is 2 mm.

Table 3 a. Constants of developed mathematical model
Çizelge 3 a. Geliştirilen matematiksel modelde kullanılan katsayılar

$F_x = -A\lambda^4 + B\lambda^3 - C\lambda^2 + D\lambda - E$			
Değişken/ Variable	A	B	C
Thread depth dry ground Tırnak derinliği kuru zemin	$0,0097 \cdot \tau^{0,2179}$	$0,9806 \cdot \tau^{0,1958}$	$35,083 \cdot \tau^{0,1723}$
Tire turn angle Tekerlek dönüş açısı	$0,0172 \cdot \varphi^{-0,0936}$	$1,681 \cdot \varphi^{-0,0979}$	$57,899 \cdot \varphi^{-0,1025}$
Ground conditions Zemin durumu	$-0,0033 \cdot (k/\mu)^2 + 0,0101 \cdot (k/\mu) + 0,0088$	$-0,2194 \cdot (k/\mu)^2 + 0,5377 \cdot (k/\mu) + 1,1895$	$-3,3915 \cdot (k/\mu)^2 + 0,2665 \cdot (k/\mu) + 54,351$
Thread type Lastik tırnak genişliği	$0,0156 \cdot r^{-0,1665}$	$1,5078 \cdot r^{-0,1808}$	$51,226 \cdot r^{-0,1934}$
Tire inflation pressure Lastik hava basıncı	$0,0222 \cdot p^{-0,5054}$	$2,089 \cdot p^{-0,4646}$	$68,49 \cdot p^{-0,4093}$
Toe value Toe değeri	$0,0004 \cdot q^4 - 0,0003 \cdot q^3 + 0,0001 \cdot q^2 + 0,0019 \cdot q + 0,0132$	$0,0032 \cdot q^4 - 0,0252 \cdot q^3 + 0,0076 \cdot q^2 + 0,1681 \cdot q + 1,2926$	$0,0905 \cdot q^4 - 0,7271 \cdot q^3 + 0,1794 \cdot q^2 + 5,0555 \cdot q + 44,767$

Table 3 b. Constants of developed mathematical model (continued)
Çizelge 3 b. Geliştirilen matematiksel modelde kullanılan katsayılar

Değişken/ Variable	$F_x = -A\lambda^4 + B\lambda^3 - C\lambda^2 + D\lambda - E$		R^2	
	D	E	En az Min	En fazla Max
Thread depth dry ground Tırnak derinliği kuru zemin	$512,95 \cdot \tau^{0,1444}$	$1,804 \cdot \tau + 59,276$	0.978	0.999
Tire turn angle Tekerlek dönüş açısı	$800,85 \cdot \varphi^{-0,1015}$	$-0,0418 \cdot \varphi^2 + 2,0227 \cdot \varphi + 71,052$	0.996	0.999
Ground conditions Zemin durumu	$20,395 \cdot (k/\mu)^2 - 292,65 \cdot (k/\mu) + 976,72$	$96,377 \cdot (k/\mu)^2 - 449,47 \cdot (k/\mu) + 428,6$	0.996	0.998
Thread type Lastik tırnak genişliği	$704,47 \cdot \tau^{-0,1919}$	$-0,407 \cdot \tau + 75,919$	0.979	0.996
Tire inflation pressure Lastik hava basıncı	$881,7 \cdot p^{-0,3156}$	$-148,06 \cdot p^2 + 689,3 \cdot p - 716,31$	0.967	0.994
Toe value Toe değeri	$0,9638 \cdot q^4 - 0,7,8126 \cdot q^3 + 1,5459 \cdot q^2 + 55,933 \cdot q + 633,5$	$0,3174 \cdot q^4 - 2,8115 \cdot q^3 + 2,6382 \cdot q^2 + 17,904 \cdot q + 46,561$	0.969	1.0

F_x : Longitudinal brake force, λ : Slip (%), q : Toe in the wheel aligning (-2, 0, 2, 4, 6 mm), τ : Thread depth (9 - 2.5 mm), φ : Tire turn angle (0 - 3 - 6 - 9 - 12 - 15 degree (k/μ): ground condition, τ : Thread type (1-2), p : Tire inflation pressure (1,65 - 1,93 - 2,02 bar

F_x : Doğrusal frenleme kuvveti, λ : Kayma, q : Toe değeri (-2,0,2,4,6 mm), τ : Lastik tırnak derinliği (9- 2.5 mm), φ : Tekerlek dönüş açısı (0-3-6-9-12-15 derece), (k/μ): Zemin durumu, τ : Lastik tırnak genişliği (1-2), p : lastik hava basıncı (1,65- 1,93- 2,02.bar)

Sürtünme faktörü, zemin durumunu belirleyen en önemli faktördür. Zemin durumu parametresinde, ıslak zemin için tambur ve lastik yüzeyleri suyla ıslak hale getirilmiş, kaygan zemin için de aynı yüzeyler greslenerek kayganlaştırılmıştır. Matematiksel modelde zemin durumu k/μ (k sabit) sürtünme katsayısına bağlı olarak ifade edilmiştir. Zemin şartlarına göre kullanılan k sabitleri Tablo 4'de verilmiştir.

Lastik tırnak genişliği parametresinde 2 farklı lastik kullanılmış ve lastik tırnak genişliği olarak en geniş tırnaktaki genişlik 10 mm, diğer lastikte 20 mm olarak ölçülmüş ve modele yansıtılmıştır.

Friction factor is the most important factor which determines the ground condition. In the parameter of ground condition, roller and tire surfaces have been wetted with water for wet ground; and the same surfaces have been made slippery by greasing for slippery ground. The ground condition has been expressed depending on k/μ (k is constant) friction coefficient in the mathematical model. The constant values of the parameter k are given in table 4 depending on the ground condition.

Two different tires have been used in tire thread width parameter. In one of the tires, tire thread width is 10mm and in the other one it is 20mm. This has been reflected to the model.

Table 4. Ground parameters constants
Çizelge 4. Zemin durumu parametresi için sabit katsayılar

Parameter (k) for the ground condition Zemin durumu için sabit katsayılar (k)			
Kayma (%) Slip (%)	Kuru Dry	Islak Wet	Kaygan Slippery
0	0	0	0
3,5	0,4839	0,9637	0,8779
5,6	0,8664	1,0550	0,9264
8	1,0207	1,1460	1,0400
13,8	1,0048	1,1312	1,0193
25,6	0,9861	1,1150	1,0115
33,7	0,9815	1,1062	1,0047
37,7	0,9713	1,1020	0,9968

Literatürde bulunan modeller ideal (en iyi) frenleme kuvvetini hesaplayabilmekte yada tek bir parametreye bağlı olarak model oluşturulmuş iken elde edilen model ile frenleme performansını etkileyen parametrelere bağlı

Some of the models in literature can be utilised to calculate the ideal brake force. Some other models, on the other hand, can be used for the determination of the brake forces considering only one variable.

olarak frenleme kuvvetleri ayrı olarak hesaplanabilmektedir.

Geliştirilen modelde, örneğin; Lastik hava basıncının değişimini incelemek için, lastik hava basıncının 1.93 bar, Lastik tırnak genişliği 2 cm, lastik tırnak derinliği 9 mm, tekerlek dönüş açısı 0^0 , toe değeri: 2 mm, kuru zemin ve % 25 kayma şartlarında frenleme kuvveti 2980.3 N olmaktadır. Deneysel olarak aynı şartlarda 3043.7 N ölçülmüştür. Diğer parametreler için benzer şekilde hesaplama yapılabilmesi mümkündür.

$$\begin{aligned} A &= 0,0222 * p^{-0,5054} = 0,0222 * 1,93^{-0,5054} = 0,0159 \\ B &= 2,089 * p^{-0,4646} = 2,089 * 1,93^{-0,4646} = 1,539 \\ C &= 68,49 * p^{-0,4093} = 68,49 * 1,93^{-0,4093} = 52,329 \\ D &= 881,7 * p^{-0,3156} = 881,7 * 1,93^{-0,3156} = 716,5 \\ E &= -148,06 * p^2 + 689,3 * p - 716,31 = -148,06 * 1,93^2 + \\ & \quad 689,3 * 1,93 - 716,31 = 62,5 \\ F_x &= -A\lambda^4 + B\lambda^3 - C\lambda^2 + D\lambda - E = -0,0159 * 25^4 + 1,539 * 25^3 - \\ & \quad 52,329 * 25^2 + 716,5 * 25 - 62,5 = 2980,3 \text{ N} \end{aligned}$$

Fren test cihazında, frenleme performansını etkileyen tırnak derinliği, zemin şartları, tekerlek dönüş açısı, lastik tırnak genişliği, lastik hava basıncı, toe değerine bağlı olarak deneyler yapılmış, elde edilen veriler ile geliştirilen modelden hesaplama ile elde edilen frenleme kuvvetleri arasındaki grafikler aşağıda sunulmuştur. Grafiklerde tekerlek üzerine gelen düşey yük $\sim 3000 \text{ N}$ 'dur.

Şekil 6'da tırnak derinlikleri 9 ve 2,5 mm olan farklı iki lastiğin, tamburlu tip fren test cihazında ölçüm sonucu elde edilen frenleme kuvvetleri ile geliştirilen matematik modelden hesaplama ile elde edilen değerlerin karşılaştırılması görülmektedir.

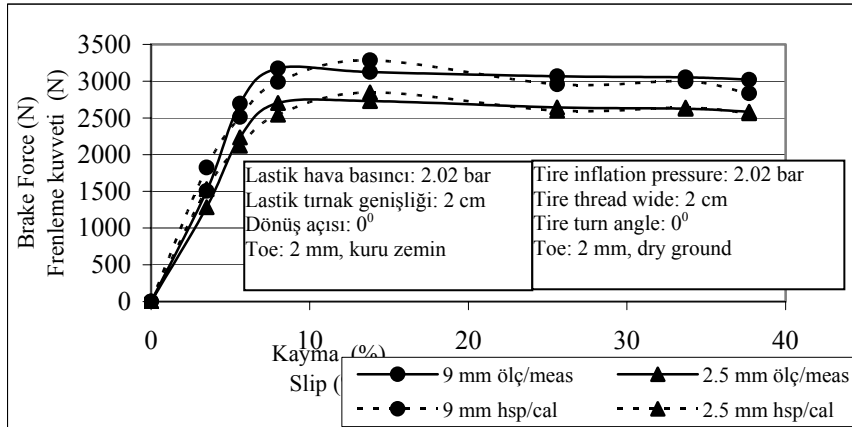


Figure 6. Comparison of calculated and measured brake force values according to thread depth
Şekil 6. Tırnak derinliğine göre ölçülen ve hesaplanan frenleme kuvvetlerinin karşılaştırılması

Ölçülen değerlerle hesaplanan değerler arasında maksimum % 6 fark bulunmaktadır. Tırnak derinliklerinin farklı olması lastik-yol arasındaki tutunmayı etkilediğinden fren kuvvetlerinde farklılıklar oluşmaktadır.

Lastik ve yol arasındaki kararlılık ve kontrol, lastik üzerinde bulunan lastik tırnakları ile sağlanmaktadır. Kuvvet aktarımında önemli olan bu durum üzerinde yoğun olarak çalışılmaktadır[16].

Tekerlek dönüş açısına bağlı olarak, test cihazından elde edilen frenleme kuvvetleri ile matematiksel modelden

As an example for the use of the proposed model, to examine the change of brake force due to the tire inflation pressure, let us consider the pressure is 1.93 bar, tire thread width is 2 cm, tire thread depth is 9 mm, wheel turn angle is 0 and toe value is 2mm with dry ground and 25% slip conditions, then the brake force is obtained 2980.3 N. It has been measured as 3043.7 N under the same conditions in the experiments. A similar calculation is possible for the other parameters.

$$\begin{aligned} A &= 0,0222 * p^{-0,5054} = 0,0222 * 1,93^{-0,5054} = 0,0159 \\ B &= 2,089 * p^{-0,4646} = 2,089 * 1,93^{-0,4646} = 1,539 \\ C &= 68,49 * p^{-0,4093} = 68,49 * 1,93^{-0,4093} = 52,329 \\ D &= 881,7 * p^{-0,3156} = 881,7 * 1,93^{-0,3156} = 716,5 \\ E &= -148,06 * p^2 + 689,3 * p - 716,31 = -148,06 * 1,93^2 + \\ & \quad 689,3 * 1,93 - 716,31 = 62,5 \\ F_x &= -A\lambda^4 + B\lambda^3 - C\lambda^2 + D\lambda - E = -0,0159 * 25^4 + 1,539 * 25^3 - \\ & \quad 52,329 * 25^2 + 716,5 * 25 - 62,5 = 2980,3 \text{ N} \end{aligned}$$

In the brake test apparatus, experiments have been carried out depending on the thread depth, ground conditions, wheel turn angle, tire thread width, tire inflation pressure and toe value all of which affect the brake performance. Diagrams between the data acquired and brake forces acquired from the calculation using the developed model are shown below. Vertical load on the wheel is approximately 3000 N on the diagrams.

A comparison of the measured and calculated brake force values are given in Fig 6. The effect of tread depth is considered in this graph.

The maximum difference is 6% between the measured values and the calculated values. The thread depth affects the grabbing between the tire and the road and, as a result, the brake force changes.

Tire threads on the tire provide control and stability between the tire and the road. Studies are carried out on this situation which is very important for force transfer [16].

In figure 7 gives the effect of tire turn angle and a comparison between the measured and calculated values.

elde edilen değerlerin karşılaştırılması Şekil 7'de görülmektedir. Direksiyon dönüş açısı ile tekerlek dönüş açısı birbirinden farklıdır. Tekerlek dönüş açısı ile kastedilen SAE koordinat sistemindeki kayma açısıdır. İki değer arasındaki maksimum hata % 8'dir. Cihazda yapılan ölçümde tekerlek dönüş açısı cinsinden 0-15 dereceler arasında, 3'er derece aralıklarla frenleme kuvvetleri ölçülmüştür. Tekerlek dönüş açısı 15 derece olduğunda direksiyon bir tam tur döndürülmüştür. Tekerleğin dönüş açısının artmasına paralel olarak frenleme kuvvetlerinde azalma olmaktadır.

Tekerlek dönüş açısının değişmesi frenleme kuvvetinin azalmasına neden olurken, azalma miktarı dönüş açısı ile orantılı olarak gerçekleşmektedir. Maksimum frenleme kuvvetleri, doğrusal kaymanın yüksek olduğu bölgeye doğru değişim göstermektedir [14,17,18].

Değişik zemin şartlarının frenleme kuvveti üzerindeki etkisi, fren test cihazının tamburlarının sürtünme katsayıları değiştirilerek ölçüm yapılmış ve elde edilen değerler Şekil 8'da gösterilmiştir. Ölçümlerin tambur tip fren test cihazında yapılması nedeniyle, lastik ile tambur arasına giren su/yağ miktarı yol şartlarına göre bir miktar farklı olmaktadır. Aynı zamanda lastiğin tambura temas ettiği uzunluk göz önüne alındığında, gerçek yol şartlarında zemin düz iken, tambur tip cihazda dairesel olduğundan homojenlik tam sağlanamamaktadır.

Steering wheel turn angle and wheel turn angle are different. Wheel turn angle is the sliding angle in the SAE coordinate system. Maximum error between the two values is 8%. In the measurement in the equipment, brake forces have been measured, with three degrees interval, between 0-15 degrees in this series of experiments. The steering wheel is turned one complete tour when the wheel turn angle is 15 degrees. The brake forces decrease when the wheel turn angle increases.

The change in wheel turn angle causes the decrease in brake force and the amount of decrease depends on the turn angle. Maximum brake forces moves to the higher the linear slipping [14,17,18].

The measurement about the effect of different ground conditions on the brake force has been carried out by changing friction coefficients of the rollers of the brake test equipment. The values are shown in Fig. 8. The amount of water-oil between the tire and the roller is depending on the road conditions because the measurements are carried out in roller type brake test equipment. Moreover, concerning the length of contact of the tire to the roller, homogeneity cannot exactly be provided because the ground is plain in real road conditions whereas it is circular in roller type equipment.

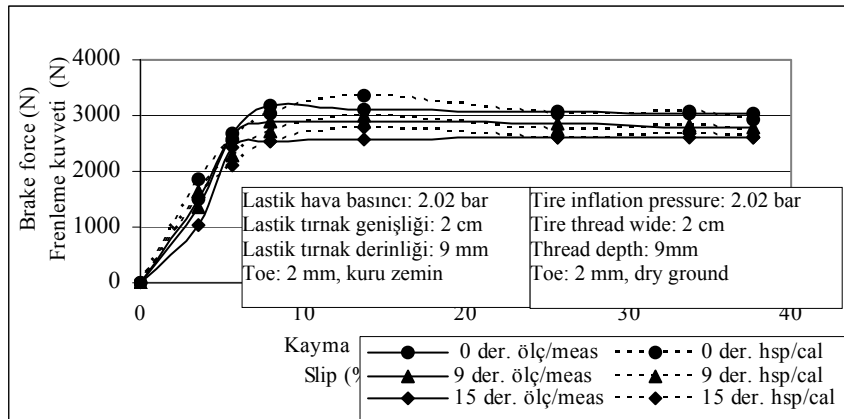


Figure 7. Comparison of calculated and measured brake force values according to tire turn angle.

Şekil 7. Tekerlek dönüş açısına bağlı olarak ölçülen hesaplanan frenleme kuvvetlerinin karşılaştırılması

Ölçülen değerler ile hesaplanan değerler arasında maksimum % 5 fark bulunmaktadır. Kuru zemin şartlarında maksimum frenleme kuvveti, ıslak zemindeki frenleme kuvvetinden % 43.3, kaygan zeminde ise % 65.8 fazla olmaktadır. Yapılan deneylerde, deney cihazın tamburlarının ıslatılması ayrıca kaygan hale getirilmesi ile deneyler yapılmıştır. Tamburların dönmesi nedeniyle homojen ıslak zemin yada buzlu yol şartı tam olarak sağlanamamıştır.

Maximum difference is 5% between the measured values and calculated values. Maximum brake force on the dry ground conditions is 43.3% more than the brake force on wet ground and 65.8% more than slippery ground. Experiments have been carried out by wetting the rollers of the equipment and making it slippery. However, homogeneous wet ground or icy road condition couldn't be provided exactly because of the turning of rollers.

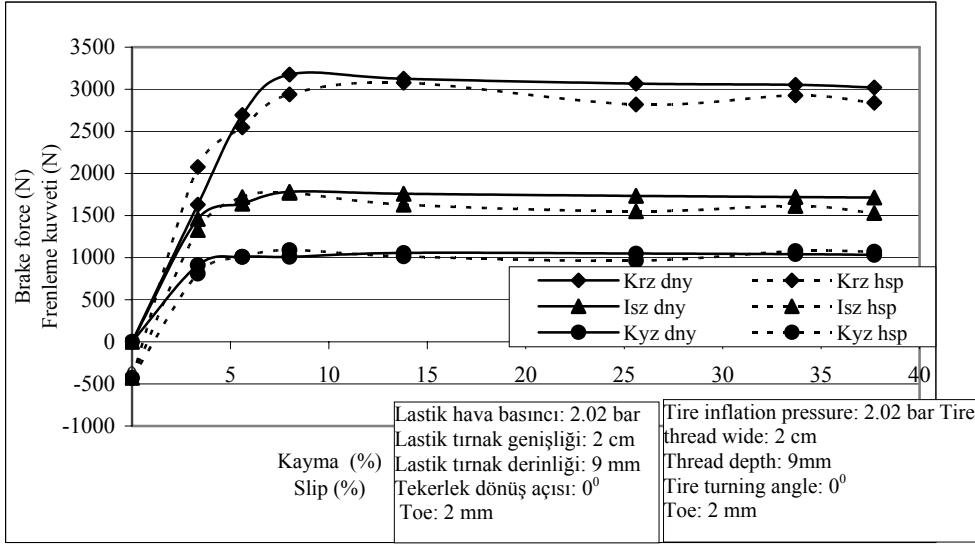


Figure 8. Comparison of calculated and measured brake force values according to ground conditions

Şekil 8. Değişik zemin şartlarına göre ölçülen ve hesaplanan frenleme kuvvetlerinin karşılaştırılması

Yol-tekerlek arasında, kuru beton asfalt, ıslak asfalt ve buzlu zeminde yapılan değişik fren kuvveti ölçümlerinde, en yüksek frenleme kuvveti her kayma durumunda kuru beton asfaltta olurken, sırasıyla ıslak asfalt ve buzlu yolda oluşmaktadır[2,7,19].

Lastik tırnak genişliklerinin farklı olması, frenleme sırasında ortaya çıkan frenleme kuvvetlerini etkilemektedir. Lastik tırnaklarının, lastik-yol arasındaki tutunmayı en iyi şekilde sağlayacak özellikte olması frenleme performansını da büyük ölçüde iyileştirmektedir. Şekil 9 'da farklı tırnak genişliğine sahip taşıtların, kaymaya bağlı olarak sağladıkları frenleme kuvvetleri ile matematiksel modelden elde edilen frenleme kuvvetlerinin karşılaştırılması görülmektedir. Ölçüm yapılan lastiklerin tırnak genişlikleri, en geniş tırnak yüzeyine sahip olan (yaklaşık lastik genişliğinin ortalarında) tırnak genişliği ölçülerek modele yansıtılmıştır. Deneylerde kullanılan lastik tırnaklarındaki en büyük mesafe 1mm (a), diğer tekerlekte ise 2 mm'dir. Ölçülen ve hesaplanan değerler arasında maksimum % 5 fark bulunmaktadır.

The maximum brake force is on dry concrete asphalt and then in the order of wet asphalt and icy roads on every slip rate conditions between the road and the wheel [2,7,19].

The difference of tire thread widths affects the brake force during braking. On condition that tire threads provide the best grabbing between the tire and the road, brake performance improves at a great extend. In Fig. 9 a comparison between the brake forces for different thread width is given. Thread widths of measured tires have been reflected to the model by measuring the thread width with the widest thread surface. The greatest distance on tire threads used in the experiments is 1 cm and 2 cm. The maximum difference is 5 % between the measured and calculated values.

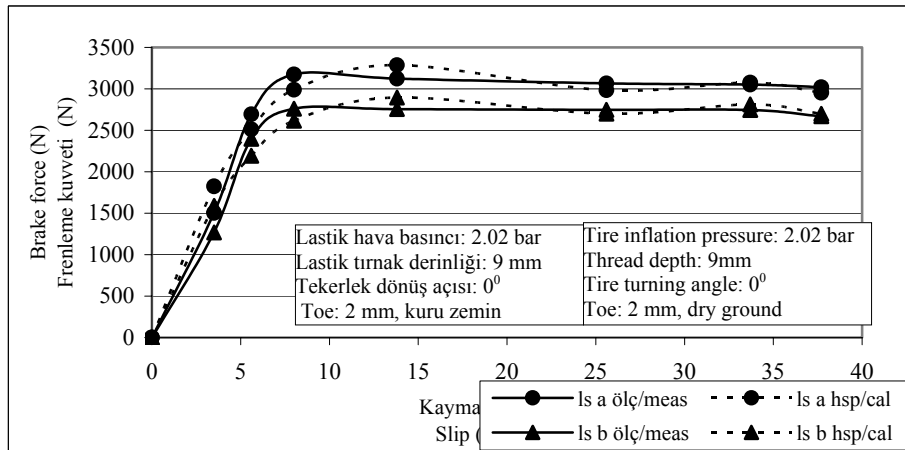


Figure 9. Comparison of measured and calculated brake forces according to different tire thread widths.

Şekil 9. Değişik lastik tırnak genişliklerinde ölçülen ve hesaplanan frenleme kuvvetlerinin karşılaştırılması

Lastik hava basıncı değişiminin, frenleme kuvvetleri üzerindeki etkisi Şekil 10'de görülmektedir. Hesaplanan ve ölçülen değerler arasında maksimum % 6,6 fark bulunmaktadır. Lastik hava basıncının azalması ile frenleme kuvvetleri artarken, lastik hava basıncının artması ile frenleme kuvvetlerinde azalma olmaktadır. Kuru zemin şartlarında düşük hava basınçlı lastik tekerleğin tutunma katsayısını artırdığı anlaşılmaktadır.

The effect of tire inflation pressure is given in Fig. 10. The maximum difference is 6,6 % between the calculated and measured values. On the condition that the tire inflation pressure decreases, brake forces increase. On the condition that tire inflation pressure increases, brake forces decrease. It is understood that the tire wheel with low inflation pressure increases grabbing coefficient in dry ground conditions.

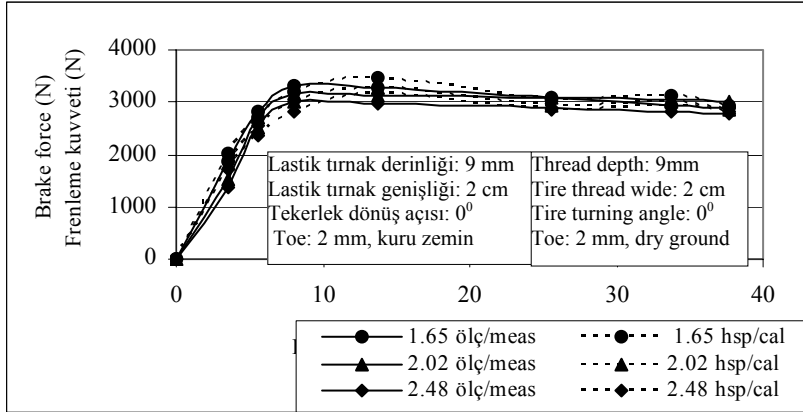


Figure 10. Comparison of calculated and measured brake force values according to tire inflation pressure
Şekil 10. Lastik hava basıncına göre ölçülen ve hesaplanan frenleme kuvvetlerinin karşılaştırılması

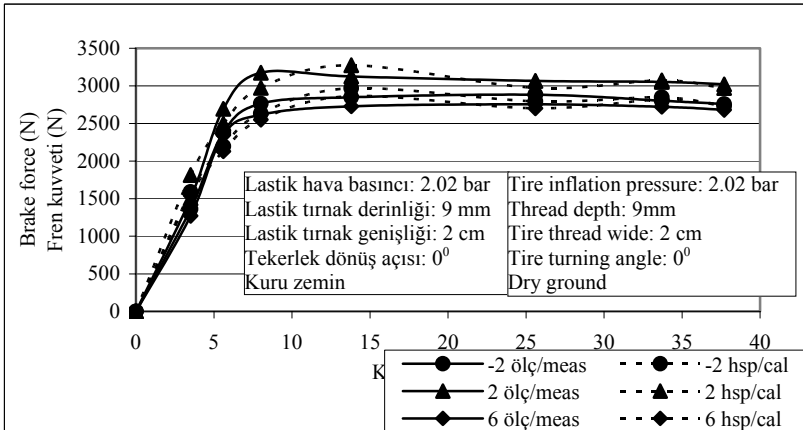


Figure 11. Comparison of calculated and measured brake force values according to toe value
Şekil 11. Toe değerine göre ölçülen ve hesaplanan frenleme kuvvetlerinin karşılaştırılması

Toe değerinin değişmesi, lastik-yol arasındaki tutunma değerini dolayısıyla da frenleme kuvvetlerini değiştirmektedir. Toe değerinin artması da azalması da frenleme kuvvetlerinde düşüşe neden olmaktadır. Cihazdan ölçüm sonucu elde edilen ve matematiksel denklem yoluyla elde edilen frenleme kuvvetlerinin karşılaştırılması Şekil 11'de görülmektedir. Ölçülen ve hesaplanan değerler arasında maksimum % 4,7 fark bulunmaktadır.

4. Sonuçlar

Frenleme sırasında taşıtın frenleme performansını etkileyen unsurlar çok sayıdadır. Matematiksel modellerde bu unsurlar bağımsız katsayılar olarak yer almaktadır. Denklem içindeki her bir katsayı bir veya birkaç değişken parametrenin frenleme kuvveti üzerindeki değişimleri göstermektedir.

Fren kuvvetlerinin tespit edilebilmesi için matematiksel

The change in toe value changes grabbing value between the tire and the road, and consequently, changes brake forces. Increase or decrease in toe value causes decrease in brake forces. Fig. 11 shows the comparison of brake forces acquired by mathematical equation and acquired as the result of measurement from the apparatus. The maximum difference between the measured and calculated values is 4.7%.

4. Conclusion

There are numerous elements which affect the vehicle's brake performance during braking. These elements take place as independent coefficients in mathematical models. Each coefficient in equation shows the differences of one or a few variable parameters on brake force.

A mathematical model has been developed to determine the brake forces. Parameters affecting brake

bir model geliştirilmiştir. Bu model ile tırnak derinliği, tekerlek dönüş açısı, zemin durumu, lastik tırnak genişliği, lastik hava basıncı ve toe değeri gibi fren kuvvetlerine etki eden parametrelerin incelenmiştir. Geliştirilen model deneysel verilerin modellenmesi ile elde edilmiştir.

Fren kuvvetlerinin matematiksel modeller ile tespit edilmesi, fren test cihazları ile yapılan ölçüm sonuçlarının doğruluğunun bir göstergesi olmaktadır. Matematiksel model ile fren kuvvetlerinin tespiti taşıt tasarımında önemli bir almaktadır.

Yapılan deneylerde lastik tırnak derinliği, lastik tırnak genişliği, toe değeri, lastik hava basıncı, tekerlek dönüş açısı, zemin şartlarının etkisi gibi parametrelerin değişimlerine karşılık frenleme kuvvetlerindeki değişimler ölçülmüştür. Bu ölçüm değerleri ile oluşturulan matematik modelin çözümünden elde edilen değerler kıyaslandığında, hata miktarının $R^2 = 0.967$ ile 1.0 arasında değişim göstermektedir. Buna göre, frenleme kuvvetini etkileyen parametrelerdeki değişimin sonuçları yapılacak fren analizi için yeterli görülebilir. Ancak; yapılan deneyler cihaz tamburunun hızı olan 144 min^{-1} (5.8 km/h) ile sınırlı olmuştur. Yüksek hızlardaki atalet etkisi (yol şartlarında) tam olarak cihaza yansıtılamamıştır.

Daha önce yapılan modellerde sadece kaymanın etkisi modelde dikkate alınırken bu çalışmada fren kuvvetini doğrudan etkileyen birçok parametrenin modele dahil edilmesi sağlanmıştır. Ölçme ve buna bağlı olarak düzenlenen matematik modelden elde edilen sonuçlar; zemin şartlarının (zeminin kayganlığı v.b. vasıtasıyla), toe değerinin değişmesi, lastik hava basıncının ve tekerlek dönüşünün frenleme kuvvetini önemli ölçüde değiştirdiğini göstermektedir.

Lastik ile yol arasındaki tutunmayı etkileyen faktörlere bağlı olarak frenleme kuvveti değişmekte, lastik tırnak derinliğinin azalması, tekerlek dönüş açısının artması, toe değerinin artması veya azalması, lastik hava basıncının artması frenleme kuvvetini azaltmaktadır.

KAYNAKLAR/ REFERENCES

1. Limpert. R., Brake Design and Safety, Second Edition, *Society of Automotive Engineers Inc.* United States of America, 1999
2. Jagt. P.V.D., Parson. A.W., Road Surface Correction Of Tire Force And Moment Data, Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Edited by H.B. Pacejka, *Proceeding 1.st International Colloquium on Tyre Models For Vehicle Dynamics Analysis*, Netherland, 1991
3. Segel. L., An Overview Of Developments in Road-Vehicle Dynamics, Past, Present and Future, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vehicle Ride and Handling International Conference*, 1993
4. Holmes. K.E., Stone. R.D., Tyre Forces as Functions of Cornering And Braking Slip on Wet Road Surfaces, *Road Research Laboratory Ministry of Transport RRL Report Lr 254*, Crowthorne, Berkshire, 1-43, 1969
5. Liu. C.S., Peng. H., Road Friction Coefficient Estimation for Vehicle Path Prediction, *Vehicle System Dynamics*, vol. 25, 413-425, 1996
6. Gindy. M.E., Ilosvai. L., Vehicle Stability During Braking Manoeuvres, *Int.J. of Vehicle Design*. vol.1, No.3, England, 1980
7. Oppenheimer, P., Comparing Stopping Capability of Cars with and Without Antilock Braking System (ABS), *SAE Paper* No: 880324, 1988

forces such as thread depth, wheel turn angle, ground condition, tire thread width, tire inflation pressure and toe value have been studied with this model. Developed model has been acquired with the modelisation of experimental data.

Determination of the brake forces with mathematical models is an indicator of the accuracy of measurement results carried out with brake test equipment. Determination of brake forces with mathematical model is a very important part of vehicle designs.

In the experiments, changes in brake forces have been measured against changes of parameters such as thread depth, tire thread width, toe value, tire inflation pressure, wheel turn angle and the effect of ground conditions. Error amount as R^2 changes from 0.967 to 1.0 comparing these measurement values with the values from the solution of mathematical model. According to this, results of changes in parameters affecting the brake force may be sufficient for the brake analysis. However, experiments have been limited with 144 min^{-1} (5.8 km/h) which is the speed of equipment roller. Inertia effect during high speed travel could not be exactly reflected to the equipment.

In this study, various parameters directly affecting the brake force have been included to the model, whereas only the effect of slipping was concerned in previous models. Results acquired from measurement and related mathematical model show that ground conditions, change in toe value, tire inflation pressure and turn of wheel greatly change brake force. Brake force changes depending on the factors affecting the grabbing between the tire and the road. The decrease in tire thread depth, the increase in wheel turn angle, increase or decrease in toe value and increase in tire inflation pressure decrease the brake force.

8. Maalej. A.Y., Guenther. D.A., Ellis. J.R., Experimental Development of Tyre Force and Moment Models, *Int. J. of Vehicle Design*. Vol. 10, No. 1, 34-50, 1989
9. Lugner.P., Mittermayr.P., A Measurement Based Tyre Characteristics Approximation, Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Edited by H.B. Pacejka, *Proceeding 1st International Colloquium on Tyre Models For Vehicle Dynamics Analysis*, Nether land, 1991
10. Pacejka. H.B., Takahashi. T., Pure Slip Characteristics of Tyres on Flat and on Undulated Road Surfaces”, SAE Paper No:923064, *Proc. Int. Symp. Advanced Vehicle Control*, Japan, 1992
11. Pacejka. H.B., Sharp. R.S., Shear Force Development by pneumatic Tyres in Steady State Conditions: A Review of Modelling Aspects, *Vehicle System Dynamics*, 20, 121-176, 1991
12. Shang.L.C., Peng.H.,”Road Friction Coefficient Estimation For Vehicle Path Prediction”, *Vehicle System Dynamics*, Vol 25, pp.413-425, 1996
13. Lacombe.J., “Tire Model For Simulations Of Vehicle Motion On High And Low Friction Road Surfaces”, Proceeding of the 2000 *winter simulation conference*, pp.1025-1034, 2000, U.S.A.
14. Bayrakçeken, H., “Motorlu Taşıtlarda Fren Performans Analizi Ve Geliştirilen Test Cihazında Uygulaması”, Doktora Tezi, *Gazi Üni. Fen Bil. Ens.* Ankara, 2002
15. Pacejka, H.B., Bakker, E., Takahashi, T., Description of Tyre Behaviour Including Side Slipping on Uneven Roads, *Vehicle. System. Dynamics*, 1-14, 1987
16. Clark S.K. Mechanics of Pneumatic tires”, DOT HS-805 952, 1981
17. Taheri S., Law. E. H., Slip Control Braking of an Automobile During Combined Braking And Steering Manoeuvres, *Advanced Automotive Technologies*, ASME, vol 40, 1991
18. Bernard. J.E., Segel. L., Wild. R.E., Tire Shear Force Generation During Combined Steering and Braking Manoeuvres, SAE Paper No: 770852, 1977
19. Stewart. E.E., Bowler. L.L., Road Testing of Wheel Slip Control Systems in the Laboratory, *International Automotive Engineering Congress*, Detroit, Mich, SAE paper, No:690215, 1969

Semboller Listesi / Symbol List

B : Katılık faktörü / Stiffness factor	
C : Şekil faktörü / Shape factor	
D : Zirve faktörü / Peak factor	
E : Eğri faktörü / Curvature factor	
Fx: Doğrusal frenleme kuvveti/Longitudinal brake force (N)	
Fz : Düşey yük/ Vertical load	(N)
q: Toe değeri/ Toe value	(mm)
p: lastik hava basıncı/Tire air pressure	(bar)
r : Serbest dönen tekerlek yarıçapı /Effective tire radius (mm)	
t:Lastik tırnak genişliği/Tire thread wide	(mm)
τ: Lastik tırnak derinliği /Thread depth	(mm)
V: Tekerlek hızı / Vehicle longitudinal velocity	(m/s)
ω : Tekerlek açısal hızı/ Wheel angular velocity	(rad/s)
μ : Sürtünme katsayısı /Friction coefficient	
λ : Doğrusal kayma / Longitudinal slip	(%)
φ : Tekerlek dönüş açısı	Tire turn angle (der)

Kısaltmalar / Abbreviation

Der : Derece / Degree
Ölç: Ölçülen / Measurement
Hsp: Hesaplanan / Calculated
Isz : Islak zemin / Wet ground
Krz: Kuru zemin / Dry ground
Kyz : Kaygan zemin / Slipperly ground
Ls : Lastik / Tire