

BİSİKLET FREN SİSTEMİNDE KABLO BAĞLANTI AÇISININ MEKANİK VERİME ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Nihat GEMALMAYAN

Y. Doç. Dr., Gazi Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü

Hüseyin İNCEÇAM

Gazi Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü

GİRİŞ

Bisiklet fren sisteminde frenleme kuvveti sürücünün gidona monte edilen fren kolunu sıkmasıyla elde edilir. Fren koluna uygulanan sıkma kuvveti kolun kaldıraç oranı nedeniyle artarak fren kablosuna aktarılır. Fren kablosu frenleme kuvvetini tekerleğin iki yanında bulunan pabuç kollarına iletir. Pabuç kollarının fren pabuçlarını janta doğru iterek sürtünmeyi sağlamasıyla frenleme gerçekleşir. Bisikletlerde yaygın olarak kullanılan merkezden çekmeli sıkma fren tipinde, fren kablosu tekerleğin biraz üzerinde çapraz iki kabloya ayrılır ve frenleme kuvveti bu kablolar tarafından pabuç kollarına taşınır.

Bisiklet fren sisteminin etkinliğini belirleyen önemli bir faktör sistemin mekanik verimidir. Bir sistemin kuvvet açısından mekanik verimi sistemden alınan kuvvetin sisteme uygulanan kuvvete oranıdır. Bisiklet fren sisteminde mekanik verim ise; fren pabuçlarını janta doğru iten kuvvetin, bu kuvveti elde etmek için sürücünün fren koluna uygulaması gereken sıkma kuvvetine oranıdır.

Fren sisteminin mekanik verimini belirleyen etkenler öncelikle fren kolunun ve pabuç kollarının geometrisidir. Bunlar üretici tarafından belirlenir ve sonradan değiştirilemez. Ancak merkezden çekmeli fren sisteminde mekanik verim, iki pabuç koluna uzanan çapraz kabloların uzunlukları, dolayısıyla pabuç koluna bağlanma açısı değiştirilerek ayarlanabilir. Bu çalışmada bağlantı açısının fren sisteminin mekanik verimi üzerindeki etkisi incelenecektir.

FARKLI BAĞLANTI AÇILARI İÇİN PABUÇ KOLU KUVVET ANALİZİ

Serbest Cisim Diyagramları ve Denge Denklemleri:

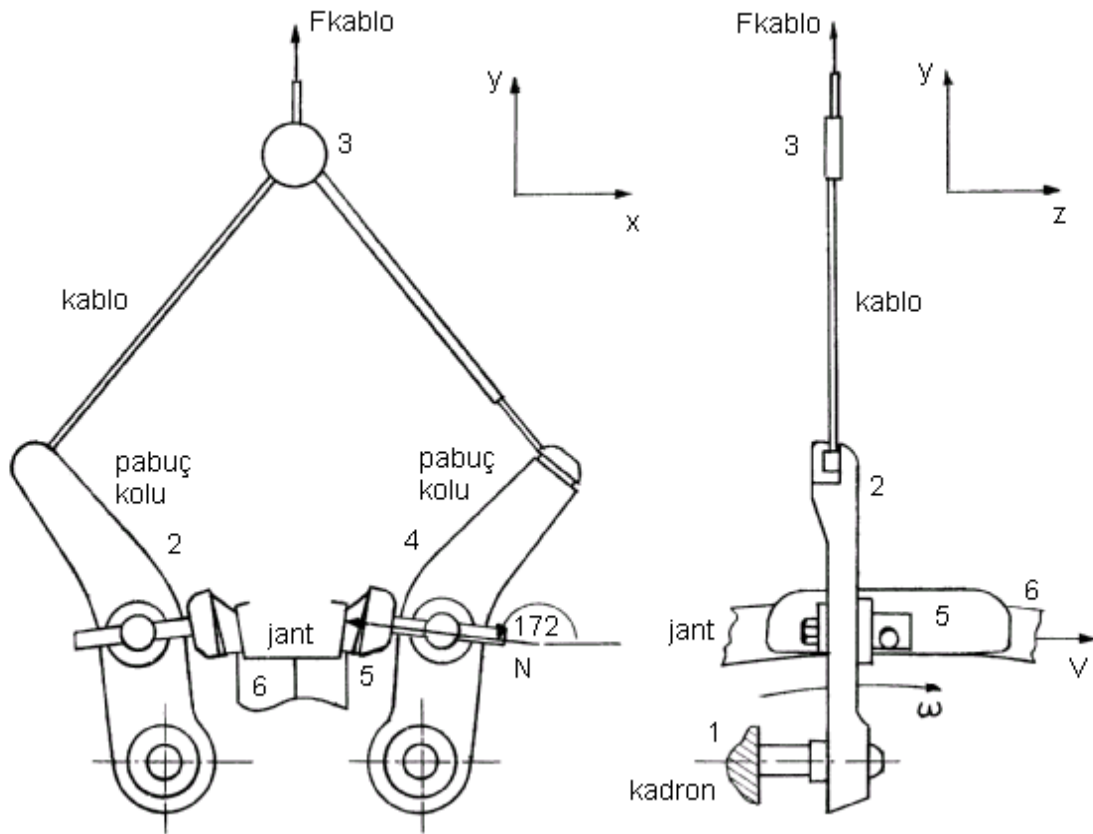
Bu kuvvet analizi için öncelikle aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Sürtünmeler nedeniyle oluşan kuvvet kayıpları ihmal edilebilir,
- Elemanların ağırlıkları uygulanan kuvvetler yanında ihmal edilebilir,
- Bu sistem sabit yükler altında bulunan kararlı bir sistem olarak kabul edilebilir ve statik analiz uygulanabilir.

Sürücü elinin frenleme sırasında fren koluna uyguladığı sıkma kuvveti $F_{ej} = 267$ N olarak kabul edilmiştir. Belirli bir fren kolu geometrisi için, uygulanan 267 N sıkma kuvveti sonucunda kabloda oluşan kuvvet $F_{kablo} = 620$ N olarak önceden hesaplanmıştır.

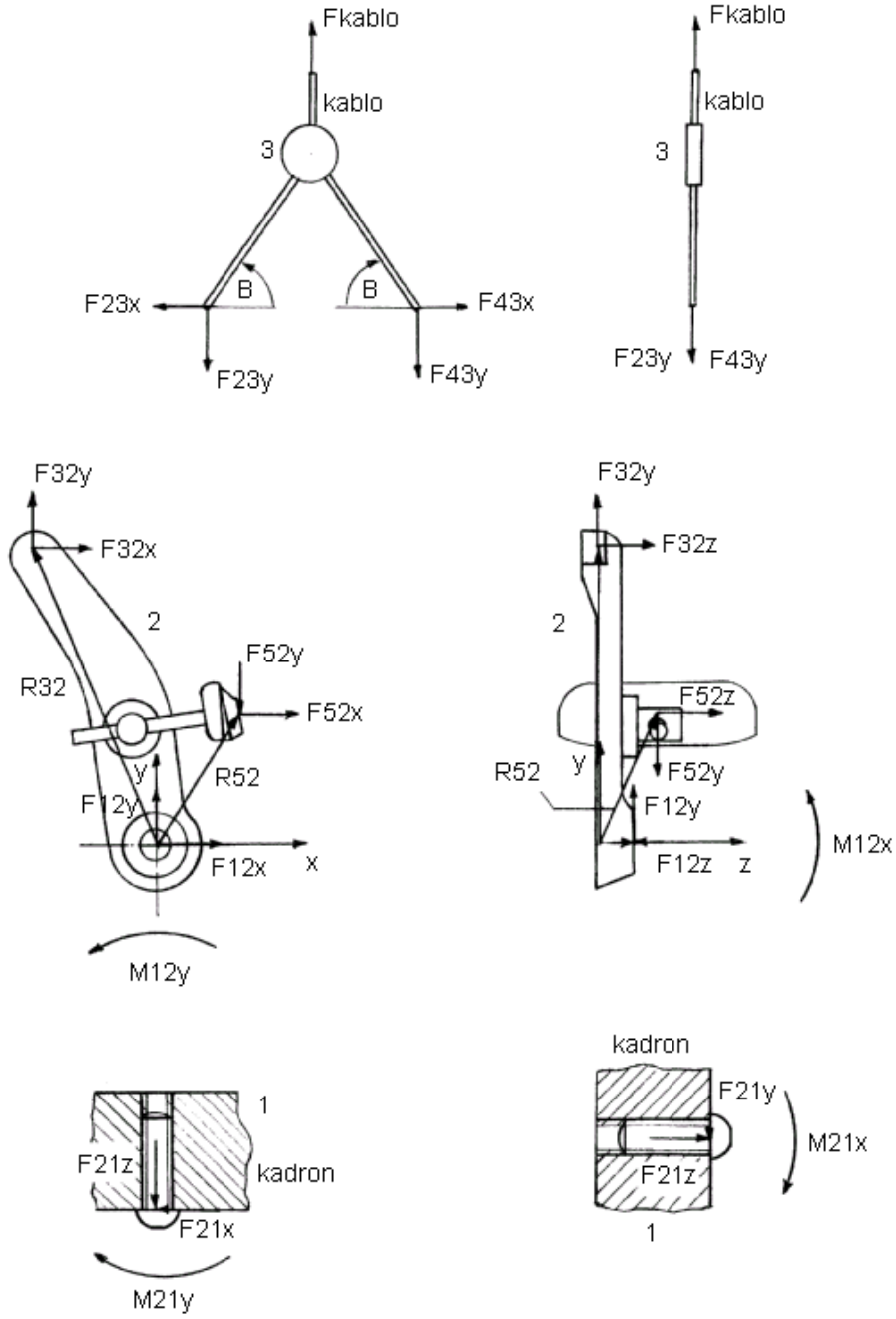
Şekil 1'de bisikletlerde yaygın olarak kullanılan merkezden çekmeli sıkma tipte pabuç kolu kompleksi gösterilmiştir. Komple altı elemandan oluşur. Bunlar; kadron ve vidalar (1), iki adet pabuç kolu (2 ve 4), kablo ayırım elemanı (3), fren pabuçları (5) ve jant (6) 'dır. Bu üç boyutlu bir mekanizma olduğundan kuvvet analizinin de üç boyutlu olarak yapılması gerekir.

Fren pabucuyla jant arasındaki normal kuvvetin doğrultusunun pozitif x eksenine 172°'lik açı yaptığı şekilde gösterilmiştir. Sürtünme kuvveti ise z eksenine doğrultusundadır.



Şekil 1. Pabuç Kolu Kompleksi

Şekil 2 pabuç kolu, kadron, ve kablo ayırım elemanının serbest cisim diyagramlarını göstermektedir. Öncelikle kablo ayırım elemanı kuvvet analizi yapılacaktır. Bu analiz z ekseninde kuvvet etkilediğinden iki boyutlu olarak yapılır. İki boyutta denge denklemleri 3 no'lu eleman için yazılırsa y eksenine göre simetri de gözönüne alınarak;



Şekil 2. Pabuç Kolu Kompleksi Elemanları Serbest Cisim Diyagramları

$$\begin{aligned} \sum F_x &= F_{23x} + F_{43x} = 0 \\ \sum F_y &= F_{23y} + F_{43y} + F_{kablo} = 0 \end{aligned} \quad (2.1)$$

Bu eşitlikler çözümlürse;

$$F_{23y} = F_{43y} = -F_{kablo}/2 = -620/2 = -310$$

$$F_{23x} = F_{23y}/\tan B = -310/\tan B$$

$$F_{43x} = -F_{23x} = 310/\tan B \quad (2.2)$$

olarak hesaplanır. Bu kuvvetlerin pabuç kolunda oluşturduğu kuvvetler Newton'un üçüncü kanunu yardımıyla;

$$\begin{aligned}
F_{32x} &= -F_{23x} = 310/\tan B \\
F_{32y} &= -F_{23y} = 310 \\
F_{32z} &= 0
\end{aligned}
\tag{2.3}$$

olarak bulunur. 2 numaralı pabuç kolu için denge denklemleri:

Kuvvet eşitlikleri:

$$\begin{aligned}
\sum F_x &= F_{12x} + F_{32x} + F_{52x} = 0 \\
F_{12x} + F_{52x} &= -310/\tan B
\end{aligned}
\tag{2.4}$$

$$\begin{aligned}
\sum F_y &= F_{12y} + F_{32y} + F_{52y} = 0 \\
F_{12y} + F_{52y} &= -310
\end{aligned}
\tag{2.5}$$

$$\begin{aligned}
\sum F_z &= F_{12z} + F_{32z} + F_{52z} = 0 \\
F_{12z} + F_{52z} &= 0
\end{aligned}
\tag{2.6}$$

Moment eşitlikleri:

$$\sum M_x = M_{12x} + (R_{12y} F_{12z} - R_{12z} F_{12y}) + (R_{32y} F_{32z} - R_{32z} F_{32y}) + (R_{52y} F_{52z} - R_{52z} F_{52y}) = 0
\tag{2.7}$$

$$\sum M_y = M_{12y} + (R_{12z} F_{12x} - R_{12x} F_{12z}) + (R_{32z} F_{32x} - R_{32x} F_{32z}) + (R_{52z} F_{52x} - R_{52x} F_{52z}) = 0
\tag{2.8}$$

$$\sum M_z = (R_{12x} F_{12y} - R_{12y} F_{12x}) + (R_{32x} F_{32y} - R_{32y} F_{32x}) + (R_{52x} F_{52y} - R_{52y} F_{52x}) = 0
\tag{2.9}$$

Eşitliklerdeki kuvvet ve momentlerin yönleri serbest cisim diyagramındaki yönlerine bakılmaksızın pozitif olarak seçilmiştir. M_{12x} ve M_{12y} momentleri pabuç kolu (2) ve vida arasında x ve y eksenleri etrafında oluşan momentleri göstermektedir. z eksenindeki sürtünme kuvveti ihmal edildiğinden M_{12z} sıfıra eşittir.

Fren pabucu ile jant arasındaki temas yüzeyi bu yüzeye dik bir kuvvet iletir. Temas yüzeyindeki sürtünme kuvveti F_f şu eşitlikle bulunur;

$$F_f = m.N
\tag{2.10}$$

Burada m sürtünme katsayısı, N normal kuvvettir. F_{52x} ve F_{52y} normal kuvvetin bileşenleri olduğundan;

$$F_{52y} = F_{52x} \tan 172^\circ
\tag{2.11}$$

$$N = \sqrt{F_{52x}^2 + F_{52y}^2}
\tag{2.12}$$

Sürtünme kuvveti F_f hareketin tersi yönünde etki edeceğinden jant üzerinde negatif z eksenini yönündedir. Koldaki tepki kuvveti ise bunun tersi yöndedir. [1,2]

$$F_{52z} = -F_f$$

(2.13)

Denge

Denklemlerinin

Çözümü:

Bu durumda on adet bilinmeyen (F_{12x} , F_{12y} , F_{12z} , F_{52x} , F_{52y} , F_{52z} , M_{12x} , M_{12y} , N ve F_f) elde edilen on eşitlik ((2.4)'ten (2.13)'e kadar) kullanılarak çözülebilir. Eşitliklerdeki konum vektörlerinin değerleri aşağıda verilmiştir. Sürtünme katsayısı $m=0.4$ olarak alınmıştır.

$R_{12x} = 0$ mm	$R_{32z} = 0$ mm		
$R_{12y} = 0$ mm	$R_{52x} = 19$ mm		
$R_{12z} = 8$ mm	$R_{52y} = 34$ mm		
$R_{32x} = -30$ mm	$R_{52z} = 13$ mm		
R_{32y}	=	58	mm

Eşitliklerin çözümünde Gauss-Seidel İterasyon Metodu kullanılmıştır. Bunun için öncelikle değeri bilinen kuvvetlerin ve konum vektörlerinin değerleri denklemlerde yerine konmuş, daha sonra bilinmeyenler eşitliğin bir tarafında yalnız bırakılarak, eşitlikler aşağıdaki gibi düzenlenmiştir.

$$F_{12x} = -310/\tan B - F_{52x}$$
$$F_{12y} = -310 - F_{52y}$$
$$F_{12z} = -F_{52z}$$
$$M_{12x} = 13.F_{52y} - 34.F_{52z} + 8.F_{12y}$$
$$M_{12y} = 19.F_{52z} - 13.F_{52x} - 8.F_{12x}$$
$$F_{52x} = (19.F_{52y} - 9300 - 17980/\tan B)/34$$
$$F_f = 0,4.N$$
$$F_{52y} = -0,1405408.F_{52x}$$

$$F_{52z} = -F_f$$

Bağlantı açısının değeri teorik olarak 0° ile 90° arasında değişebilir. 0° 'lik açı pabuç kollarının aynı doğrultuda iki kabloyla birleştirmesiyle mümkündür. B açısı sıfıra yaklaşırken frenleme kuvveti N ve mekanik verim sonsuza gider.

90° 'lik bağlantı açısı ise çapraz kabloların sonsuz uzunlukta ve böylece düşey doğrultuda olmasıyla sağlanabilir.

Gauss-Seidel iterasyon metodunu kullanmak amacıyla bir Fortran programı yazılmış ve B açısının 5° 'den 90° 'ye kadar 5° 'lik artışlarla değişen değerleri için 20 defa iterasyon yapılarak bilinmeyenler çözülmüştür. Çözüm için kullanılan Fortran programı aşağıda gösterilmiştir;

PROGRAM FREN1

```

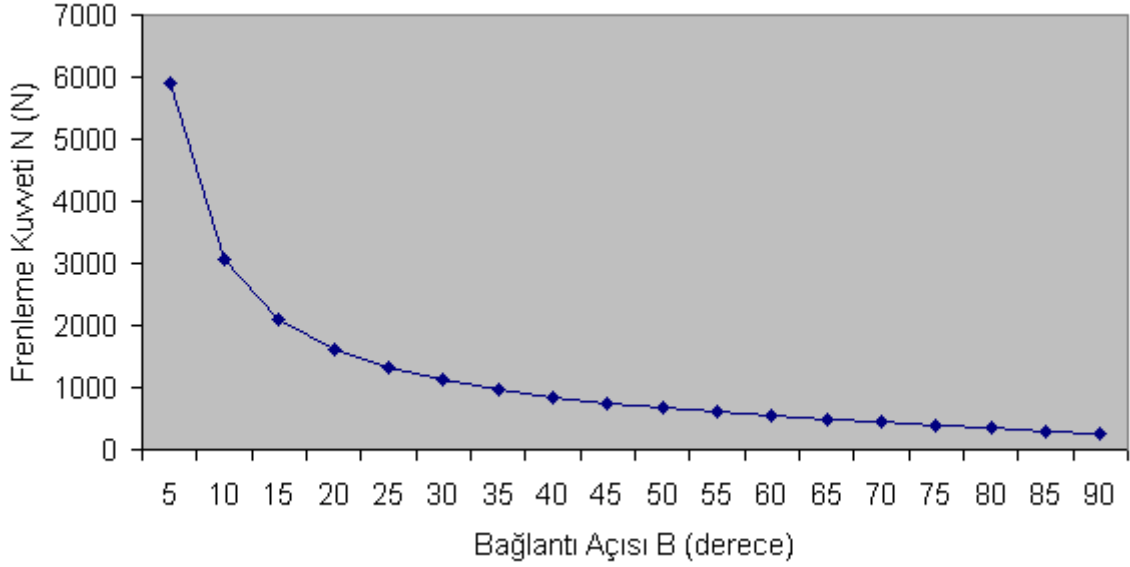
DATA X1,X2,X3,X4,X5,X6,X7,X8,X9,X10/10*10./
PI=3.141592654
B=5.
DO 30 K=1,18
DO 20 L=1,20
ANG=PI*B/180
X1=-310/TAN(ANG)-X2
X3=-310-X4
X5=-X6
X7=13*X4-34*X6+8*X3
X8=19*X6-13*X2-8*X1
X2=(19*X4-9300-17980/TAN(ANG))/34
X10=0.4*X9
X4=-0.1405408*X2
X9=SQRT(X2**2+X4**2)
X6=-X10
20 CONTINUE
WRITE (*,10) 'B=',B,'N=',X9
10 FORMAT (A2,F8.1,2X,A2,F8.1)
B=B+5
30 CONTINUE
END

```

B açısının değişen değerlerine karşılık hesaplanan frenleme kuvveti (N) ve mekanik verim değerleri Tablo 1'de verilmiştir. Bağlantı açısı ile frenleme kuvveti arasındaki ilişki grafik olarak Şekil 3'te görülebilir. [3,4]

Tablo 1. Frenleme Kuvveti ve Mekanik Verimin B Açısı İle Değişimi

B (derece)	N (N)	Mekanik Verim	B (derece)	N (N)	Mekanik Verim
5	5915	44,3	50	671	5
10	3064	22,9	55	602	4,5
15	2104	15,8	60	542	4,1
20	1616	12,1	65	487	3,6
25	1317	9,9	70	436	3,3
30	1113	8,3	75	388	2,9
35	963	7,2	80	343	2,6
40	846	6,3	85	299	2,2
45	751	5,6	90	256	1,9



Şekil 3. Bağlantı Açısı-Frenleme Kuvveti Grafiği

SONUÇ

Tablo ve grafikte görüldüğü gibi sıkma fren sisteminde çapraz kablo bağlantı açısı değiştirilerek mekanik verimde büyük farklar elde edilebilir.

Yüksek mekanik verimli bir fren sisteminde fren koluna uygulanan küçük bir sıkma kuvveti fren pabuçlarının jantı büyük kuvvetlerle sıkmasını sağlar. Bunun yanında fren pabuçlarının jantla temasını sağlamak için fren kolunun daha uzun bir mesafe boyunca hareket etmesi gerekir. Yani kuvvette kazanç sağlanırken yolda kayıp vardır.

Sağlıklı frenleme için mekanik verimin yeteri kadar büyük olması gerekir. Ancak mekanik verim çok büyük seçilirse fren pabuçları janta temas etmeden fren kolu gidona değebilir ve frenleme gerçekleşmez. Bu nedenle bağlantı açısının pratikte kullanılan değerleri sınırlı bir aralıktadır.

SEMBOLLER ve KISALTMALAR

- B : Bağlantı açısı (derece)
- F_{kablo} : Kablo kuvveti (N)
- F_{el} : Sürücünün fren koluna uyguladığı sıkma kuvveti (N)
- F_{12} : 1 no'lu elemanın 2'ye uyguladığı kuvvet (N)
- F_f : Sürtünme kuvveti (N)
- N : Frenleme kuvveti (N)
- m : Sürtünme katsayısı
- M : Eğilme momenti (Nm)
- R : Konum vektörü (mm)
- V : Teğetsel hız (m/s)
- w : Açısal hız (rad/s)

KAYNAKÇA

1. **Hibbeler, R. C.**, "Engineering Mechanics Statics and Dynamics", 7th Edition, Prentice-Hall, New Jersey, 1995
2. **Norton, Robert L.**, "Machine Design An Integrated Approach", Prentice-Hall, New Jersey, 1998
3. **Chapra, S. C. and R. P. Canale**, "Numerical Methods for Engineers", 3rd Edition, McGraw-Hill, New York, 1998
4. **Tokdemir, F.**, "Programming with Fortran 77", Middle East Technical University, Ankara, 1991