



# MOTORLU TAŞIT KAVRAMASININ DİNAMİK ANALİZİ

**Emin GÜLLÜ , Osman KOPMAZ**

Uludağ Üniversitesi, Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 16059/Görükle/Bursa

Geliş Tarihi : 17.04.2002

## ÖZET

Bu çalışma, kapsamlı bir araştırmanın ilk aşaması olarak motorlu taşıtlarda yaygın biçimde kullanılan mekanik kavramalarda hareket ve güç aktarımının dinamiğini incelemeye yönelik bir modelin geliştirilmesini ele almaktadır. Modelde sürücünün debriyaj ve gaz pedalları üzerindeki kontrolü yansıtılabilmektedir. Burada baskı plakasının sabit hız ve ivme ile ilerlemesi halleri incelenmektedir. Ayrıca sürücünün gaz kumandası da belirli bir senaryo ile modele dahil edilmiştir. Kavrama sırasında ve kavrama gerçekleşikten sonra farklı gaz verme halleri ile yük momentinin kavrama süresi ve kavrama sonrası taşıt hızına etkileri incelenmektedir.

**Anahtar Kelimeler :** Kavrama dinamiği, Dinamik analiz, Debriyaj

## DYNAMIC ANALYSIS OF A VEHICLE CLUTCH

### ABSTRACT

In this study as a first step of an ongoing investigation, a dynamic model was developed to analyse motion and power transmission phenomenon in mechanical clutches used commonly in motor vehicles. The control of a driver on clutch and speed pedals was reflected in the model. The movement of clutch disk with constant speed and acceleration can be investigated by using the model. In addition, the control of speeding by driver was included to the model via a certain scenario. During clutch engagement and after, the effects of loading torques in different gears on the time of perfect engagement and on the speed of the vehicle were investigated.

**Key Words :** Clutch dynamics, Dynamic analysis, Clutch

## 1. GİRİŞ

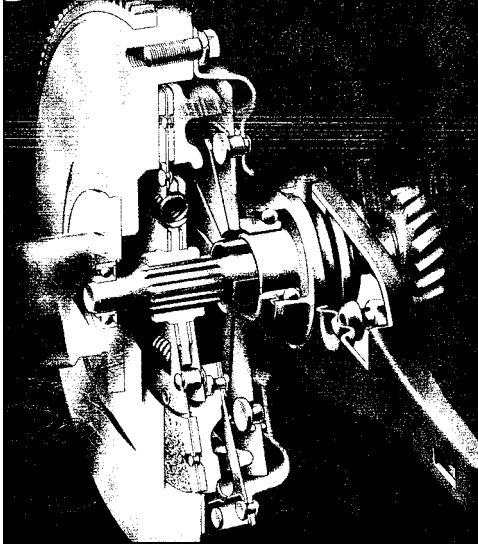
Mekanik kavramalar (debriyaj) taşıtlarda hareketin motordan alınıp tekerleklere aktarılmasında çok önemli bir rol üstlenen hareket iletim (transmisyon) elemanlarıdır.

Bir mekanik kavramanın çalışma prensibi, sürtünme katsayısı oldukça yüksek malzemelerden yapılmış balataların vites kutusu giriş mili üzerinde eksenel hareket edebilen bir diskle itilerek bu disk ile volan arasında sıkıştırılmasına dayanır. Motor momenti, sıkıştırılan bu balatalar üzerinde oluşan çevresel sürtünme kuvvetlerinden yararlanılarak tedrici olarak vites kutusu vasıtasıyla tekerleklere

aktarılmakta ve bu suretle taşıtın hareketi veya hızının değişmesi sağlanmaktadır.

Mekanik kavramalar imalat ve bakım kolaylığından ötürü otomatik yani hidrolik esaslı kavramalara göre daha yaygın kullanılmaktadırlar.

Günümüzde özellikle binek otolarında kullanılan mekanik kavramalar esas itibarıyla kavrama kapağı, diyafram yay, baskı plakası (ki bu üçlü birbirlerine monte edilmiş olup, pratikte baskı kompleksi denmektedir), balataların bağlı olduğu ondüleli sac ve ondüleli saca helis yaylarla bağlantılı olan ve priz direğe (vites kutusu giriş mili) yataklanmış diskten (bu ikili grup da pratikte disk kompleksi diye anılmaktadır) ibarettir, Şekil 1.



Şekil 1. Bir mekanik kavramanın kesit resmi

Halen kullanılmakta olan tasarımın geçmişi 1900'li yılların başlarına dayanmaktadır. Bugünkü tasarıma 1950'lerde ulaşılmıştır. Ancak tasarıma esas oluşturan ve transmisyon hattının sadece bu kısmını ele alan ayrıntılı dinamik analizlere ilişkin literatür pek fazla değildir. Bu konuda SAE tarafından yayınlanmış bir eser, mekanik kavramalarla ilgili temel kavramların ele alındığı önemli bir kaynaktır (Shaver, 1997).

Keza sayılı mekanik kavrama üreticileri arasında yer alan LUK firmasının eğitim notları da kayda değer niteliktedir (Anon., 1999). Bu iki kaynaktan hareket iletme sisteminin tümünü kapsayan dinamik modellere de yer verilmiştir.

Couderc et al., (1998) statik tork altında ve motor torkundaki bozulmalarla uyarılan transmisyon hattı burulma titreşimlerini incelemişler ve bu amaçla 16 tekil kütleli ayırık bir model geliştirmişlerdir. Bu model kavramanın kuru sürtünme ve dişli kutusunun viskoz sönümlerini içermektedir. Ayrıca dişli boşlukları sisteme dahil edilmiştir. Kavrama yayları ve dişlilerin esnekliğini temsil eden yaylarla da sistem elastikliği temsil edilmektedir. Son zamanlarda üretilen iki yeni araç üzerinde deneylerden ve bu modelle yapılan simülasyonda bulunan tahrik hattı doğal frekanslarının fevkalade uyumlu olduğu görülmektedir. Bağlı hata % 3-6 arasındadır.

Sawanobori and Suehiro (1995), kavrama kaynaklı taşıt sarsıntısını (judder) incelemişlerdir. Bu olayın iki ana nedeni, kuru sürtünme içeren kavramada hız değişiklikleri ve tahrik hattındaki montaj hataları olup, bu iki nedenin sarsıntı olayı üzerindeki etkilerini ayrı ayrı incelemeye yarayan bir simülasyon yöntemi vermektedir.

Patmanabhan and Rook, (1995), taşıtlarda dişli tırlamasını (rattle) ve bu konudaki gelişmeleri ele aldıkları çalışmalarında bu olayın neticesinde ortaya çıkan gürültü ve titreşimin kontrolünde kavramaya ait çeşitli parametrelerin rolüne değışmişlerdir.

Gaillard and Singh (2000) beş farklı parametre içeren lineer ve nonlineer modeller yardımıyla bir taşıt kavramasının burulma titreşimlerine ait dinamik karakteristiklerini incelemişlerdir. Bu çalışmada ayrıca dinamik histerezis eğrileri de incelenmiştir. Statik ve dinamik olmak üzere iki ayrı kavrama modeli oluşturan yazarlar dişli tırlamasında gürültü seviyesinin statığe göre daha düşük hesaplandığını göstermişlerdir.

Bu çalışmada ise kavramanın devreye girmesi esnasındaki dinamik olayların incelenmesine imkan verecek aşamalı bir modelin geliştirilmesi hedeflenmiştir. Bu çerçevede öncelikle kavrama yayları ve sistem esnekliğinin göz önüne alınmadığı bir model kurulmuştur. Tofaş kuş serisinden bir otomobilden alınan fiziksel değerlerden yararlanılarak rijit bir kavrama modeli ön görülmüştür. Sürücünün gaz kumandası davranışı bir parametre yardımıyla modele dahil edilmiştir.

## 2. MATERYAL VE YÖNTEM

### 2. 1. Dinamik Model

Dinamik modeli kurmadan evvel bir mekanik kavramanın çalışma aşamalarını incelemek yararlı olacaktır. Bunun için sükunette olan taşıtın harekete geçirileceği durum göz önüne alınacaktır ki, bu hal pratikte birinci viteste kalkışa tekabül eder.

Yukarıda bahsedilen kavrama kapağı esasen volana bağlıdır. Baskı plakası zor esneyen kulakçıklarla bu kapağa bağlanmıştır. Ancak baskı eksenel doğrultuda itildiğinde bu bağlantı elemanları baskı plakasının az miktarda eksenel hareketine müsaade etmektedirler.

Kapak ve baskı plakası arasına diyafram yay (ya da literatürdeki diğer adıyla Belleville yayı veya tabak yay) monte edilmiştir. Diyafram yay kapağa çevrede birkaç noktada pimlenmiş olup, kenarlarda baskı plakasına oturmaktadır. Diyafram yayın göbek kısmına "rulman" tabir edilen ve debriyaj pedalı vasıtasıyla priz direk mili üzerinde ileri-geri kaydırılabilen bir kayar uzuv temas etmektedir.

Sürücü debriyaj pedalına bastığında diyafram yay pimlere dayanarak esner ve çevresi boyunca baskı

plakasıyla olan teması kesilir. Bu anda kulakçıklar esneyerek baskı plakasını geri çeker.

Neticede ezilmiş haldeki balatalar açılır ve bu arada sistemde bir boşluk doğar. Bunların pratikteki sayısal değerlerine aşağıda sırası geldikçe değinilecektir. Şayet sürücü debriyaj pedalını yavaşça bırakırsa rulman geriye, vites kutusuna doğru hareket eder.

Diyafram yay yine çepçevre baskı plakasına temas eder ve rulmanın hareketiyle ilişkili olarak baskı plakası balatalara doğru harekete geçer. Sistemdeki boşluk alındığında pratikte “dantel” diye adlandırılan ondüleli sac, iki taraflı dairesel monte edilmiş balata gruplarının birisi volanla ve diğeri baskı plakasıyla temas eder halde sıkıştırılmaya başlanır. Bu arada balata grupları arasındaki ondüleli sac deforme olmaktadır. Bu sacın görevi baskının balatalara temasının darbe etkisini azaltmak ve aynı zamanda sürtünme momentlerinin tedrici oluşmasını sağlamaktır. Nihayet bu deformasyon bittiğinde diyafram yay ve kulakçıklardan oluşan eşdeğer yay sisteminin uyguladığı kuvvet balata yüzeylerinde normal kuvvetler oluşturur. Bu esnada kavrama hadisesi başlamıştır.

Baskı plakası ve volan aynı hızda döndüklerinden balata sacı bu hızda dönmeye zorlanır. Balata sacı da helis yaylar üzerinden priz direğe bağlı olan diski döndürmeye çalışır. (helis yaylar da motorun yük momentini ve yük tarafının da tahrik momentini kademeli olarak algılamasını sağlar. Bu yaylar transmisyon hattının doğal frekansları üzerinde etkilidir.) Böylece vites kutusuna, oradan diferansiyele ve nihayet tekerleklere hareket aktarılmaya başlanmış olmaktadır.

Bir müddet sonra, motor momenti yeterli olduğu takdirde vites kutusu girişi de motor devir sayısına ulaşacaktır.

Yukarıda ayrıntılı bir şekilde açıklanan kavrama olayı göz önünde tutularak şimdi dinamik bir model geliştirilecektir. Ancak bu modelin kurulmasına geçmeden kavramayı oluşturan unsurların yaptıkları hareketlerin belirlenmesi yararlı olur.

Daha önce de değinildiği gibi kavrama kapağı, diyafram yay ve baskı plakası birbirleriyle bağlantılı olup kapak da volana monte edildiğinden baskı kompleksi denen bu üç uzuv grup halinde motorun devir sayısıyla dönerler. Bu dönmeye ilaveten baskı plakası diyafram yayın kontrollü itmesi sonunda eksenel bir hareket yani öteleme de yapar. Öte yandan priz direk diski ve helis yaylarla buna irtibatlı olan balata diski de ondüleli saca birlikte baskı plakası tarafından itilirken eksenel bir hareket

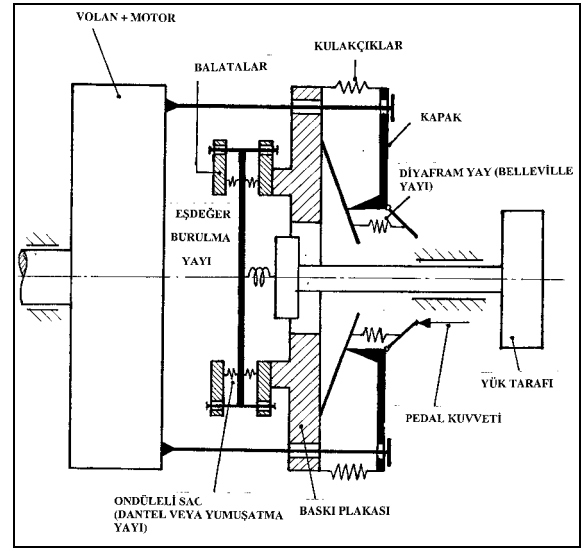
yaparlar. Şayet hareket halindeki taşıtta vites değiştirme söz konusu ise bu iki eleman ayrıca dönme hareketi de yaparlar.

Ancak burada ilk harekete geçiş durumu ele alındığından başlangıçta bunlar dönme hareketi yapıyor veya yapmıyor olabilir. Şöyle ki, duran taşıtta motor çalıştırıldığında vites boşta iken kavrama devrede olabilir. Birinci vites geçilmek istendiğinde debriyaj pedalına basıldığında baskı plakasının serbest bıraktığı balata ve priz direk diskleri (yani disk kompleksi) giderek azalan hızda dönüyor olacaklardır.

Volan ise motor devir sayısı ile dönmektedir.

Bu incelemeden sonra kavrama olayının analizinde kullanılacak ayrık bir model kurulabilir. Şekil 2’de bu model içerdiği elemanlarıyla birlikte görülmektedir.

Burada ilk aşamada helis yayların etkisi göz önüne alınmayacaktır.



Şekil 2. Kavrama olayını incelemede kullanılacak fiziki model

Şekil 2’deki modelde yer alan her eleman hareket denklemleri irdelenerek çıkarılacaktır. Hareket denklemleri balataların sıkıştırılmaya başladığı ana kadar ve başladığı andan itibaren olmak üzere iki farklı safhada ele alınmalıdır.

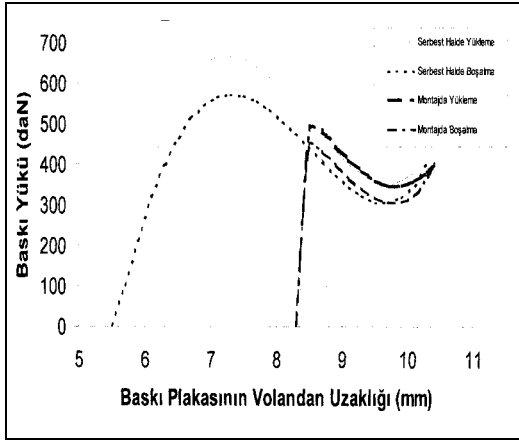
### 2. 1. 1. Baskı Plakası Boşluğunun Alması

Baskı kompleksi motor devriyle dönmeye devam ederken, baskı plakası önce konstrüktif boşluğu alır. Bu boşluk günümüz binek otolarında 1 [mm] civarındadır.

Boşluk alındıktan sonra baskı plakası, disk kompleksi ve dolayısıyla balataları volana yaslayarak sıkıştırmaya devam eder. Bu suretle kavrama olayı başlamış olur. Baskının boşluğu alışı kontrollü veya kontrolsüz olabilir.

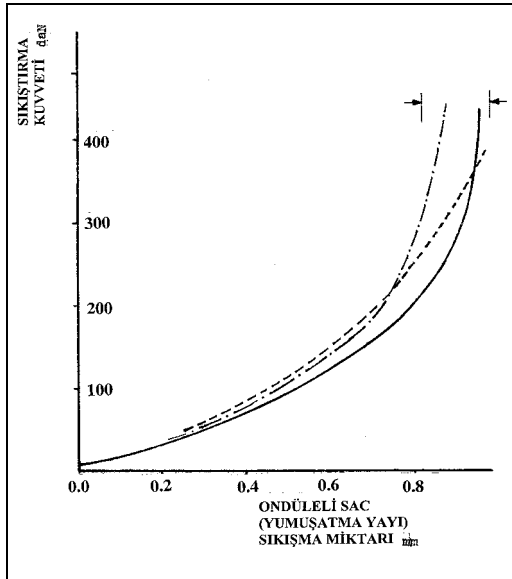
Kontrollü olmaktan kasıt, sürücünün debriyaj pedalından ayağını çekme tarzı ve dolayısıyla baskı rulmanının geri çekilme hızına bağlı olarak boşluğun alınmasıdır.

Şekil 3a'da baskı rulmanının hareketi ile baskı plakasının ötelenmesi arasındaki ilişkiyi gösteren bir ölçme sonucu verilmiştir. Balatalar tamamen sıkışınca kadar bu kontrol devam edebilir.



Şekil 3a. Baskı rulmanının hareketi ile baskı plakasının ötelenmesi arasındaki ilişki

Yine Şekil 3b'de tipik bir ondüleli sacın karakteristiği görülmektedir.



Şekil 3b. Baskı rulmanının hareketi ile ondüleli sacın ötelenmesi arasındaki ilişki

Kontrolsüz hareketten kastedilen ise debriyaj pedalının birden serbest bırakılmasıdır. Bu darbeli bir kavramaya yol açar ve pratikten de bilindiği gibi motorun stop etmesiyle neticelenebilir.

Balataların bağlandığı sac, balataların olduğu kısımda ondüleli imal edilmiştir. Balatalar bu ondüleli sacı tamamen sıkıştırdığında baskı plakası bir miktar daha ilerlemiş olacaktır. Pratikte bu değer 0.9 [mm] civarında olmaktadır. Bu çalışmada baskı plakasının sabit ve düzgün değişen hızlarla boşluğu aldığı kabul edilecektir.

Buna göre,  $\dot{x}(t)$  baskının ilerleme hızı olmak üzere boşluğun alınma süresi

$$t^* = \int_0^b \frac{dx}{\dot{x}} \quad (1)$$

bağıntısından hesaplanacaktır. Burada b boşluk mesafesidir. Şayet  $\dot{x} = v_0$  gibi sabit bir değerdeyse boşluğun alınma süresi

$$t^* = \frac{b}{v_0} \quad (2)$$

bağıntısından bulunur.

Düzgün değişen bir  $\dot{x}$  hızı söz konusuysa a baskı plakasının ivmesi olmak üzere ( $a > 0$  veya  $< 0$  olabilir,  $v_0$  ilk hızdır, bu da sıfır olabilir)  $t^*$  süresi

$$t^* = \frac{v_0}{a} \left( -1 + \sqrt{1 - \frac{a \cdot b}{v_0^2}} \right) \quad (3)$$

şeklinde hesaplanır.

## 2. 1. 2. Balatalar Sıkıştırılıyor

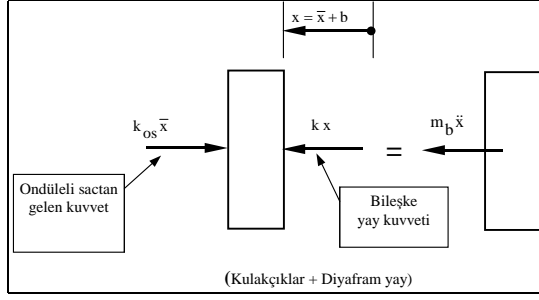
Baskı plakası  $t = t^*$  anında disk kompleksini sıkıştırmaya başlar. Bu aşamadan itibaren baskı plakası ve baskı tarafındaki balata katmanının hareketi iki farklı şekilde devam ettirilebilir; mesela pedaldan kontrol devam ediyor olabilir, yahut kontrol ortadan kalkar ve sistemin eksenel eşdeğer yayıyla bu parçalar sıkıştırılıyor kabul edilebilir.

Bütün bu dallanmalar muhtelif sürücü davranışlarını temsil etmektedir.

Burada önce boşluk alındıktan sonra sürücünün pedali serbest bıraktığı hal ele alınacaktır.

Şu halde balatalar volan ve baskı arasında sıkıştırılmaya başlandığında baskı plakasına gelen kuvvetler kulakçıkların geri çevirici kuvvetleri, diyafram yayın itme kuvveti ve baskı tarafındaki balatadan gelen reaksiyon kuvvetinden ibarettir ki, sonucusu balatanın ataleti ihmal edilirse ondüleli sacın yaylanma kuvvetine eşittir.

Bu esnada baskı plakasının serbest cisim diyagramı çizilirse Şekil 4'deki gibi olur.



Şekil 4. Balataların sıkıştırıldığı sırada baskı plakasının serbest cisim diyagramı.

Bu şekilde,  $\bar{x}$  baskı plakasının boşluğu aldıktan sonra kat ettiği mesafeyi göstermektedir ve

$$\bar{x} = x - b \quad (4)$$

bağıntısı mevcuttur. Yine

$$\bar{t} = t - t^* \quad (5)$$

ile  $\bar{x}$  ile birlikte ölçülen bir zaman tanımlanırsa, balataların tamamen sıkışmasına kadar baskı plakasının hareket denklemi (Balata ataletleri ihmal edilmek şartıyla)

$$F_{dy}(x) - F_{os}(x - b) = m_b\ddot{x} \quad (6)$$

veya

$$F_{dy}(b + \bar{x}) - F_{os}(\bar{x}) = m_b\ddot{\bar{x}} \quad (7)$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklem

$$\bar{t} = 0 \text{ da } (t = t^* \text{ da}) \quad \bar{x} = 0 \quad (x=b) \quad (8a,b)$$

$$\bar{t} = 0 \text{ da } (t = t^* \text{ da}) \quad \dot{\bar{x}}(0) = \dot{x}(t^*)$$

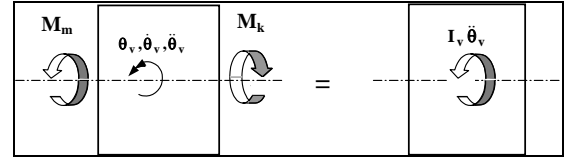
başlangıç şartları altında çözümlenerek balataların  $\bar{t}^*$  anı bulunur. (6) ve (7) denklemlerinde  $F_{dy}$  kulakçık + diyafram yaydan gelen bileşke yay kuvveti olup,  $x$  in bir polinomu şeklinde ifade edilebilmektedir.  $F_{os}$  ise ondüleli sacın uyguladığı kuvveti göstermektedir. Dolayısıyla (6) veya (7) lineer olmayan, ikinci

mertebeden bir denklemdir. Şayet balataların tam sıkıştığı ana kadar sürekli kontrol edilirse  $\bar{t}^*$  süresi duruma göre (1), (2) veya (3) bağıntısından bulunabilir.

Taşıt kavramaları esasen motordan alınan dönme hareketinin değiştirilerek veya aynen tekerleklerle iletilmesi veya iletilmemesi amacıyla tasarlandıklarından volan, balata diski ve yük tarafının dönme hareketlerinin incelenmesi lazımdır. Bu üç grubun hareket denklemleri aşağıda ayrı ayrı irdelenerek çıkartılacaktır.

## 2. 2. Volan Tarafının Hareket Denklemi

Volan tarafı denince volan ve buna bağlı olan kavrama kapağı, diyafram yay, baskı plakası, kısaca baskı kompleksi birlikte kastedilmektedir. Volana etkiyen momentler motor net momenti ile kavrama balatalarından gelen kavrama (sürtünme) momentidir. Motorun net momentini motorun momentinden yardımcı sistemlere (benzin pompası, eksantrik mili, v.s.) giden kısmı çıkarıldığında kalan kısmıdır. Şekil 5'te volanın serbest cisim diyagramı verilmektedir.



Şekil 5. Volan grubunun serbest cisim diyagramı.

Şekil 5 yardımıyla volan tarafının hareket denklemi:

$$M_m - M_k = I_v\ddot{\theta}_v \quad (9)$$

olarak yazılabilir. Burada  $M_k$  ve  $M_m$  momentlerini gözden geçirmek yararlı olacaktır.  $M_k$  momentini kavramaya etkiyen sürtünme kuvvetinin doğrudan moment olup, balatalara gelen normal kuvvetle orantılı değişir. Disk kompleksinin iki tarafı birden göz önüne alınırsa, bu moment şöyle ifade edilebilir:

$$M_k = 2\mu \frac{d_0}{2} N = \mu d_0 N \quad (10)$$

Burada  $\mu$  balataların sürtünme katsayısı,  $d_0$  sürtünme kuvvetinin oluştuğu ortalama çap ve  $N$  ise balataya gelen normal kuvvettir.

$N$  kuvveti, balatalar sıkışırken ondüleli sacın ürettiği kuvvete eşit alınabilir. Sıkışma sona erdiğinde normal kuvvet baskı plakasından gelen ve (diyafram + kulakçıklar) sisteminin katılığıyla orantılı bir

kuvvettir ve balataların sıkışma miktarı  $s$  ile gösterilirse bu kuvvetin değeri  $F_{dy}(b+s)$  den bulunur.

Ara noktadaki  $N$  değerleri ise

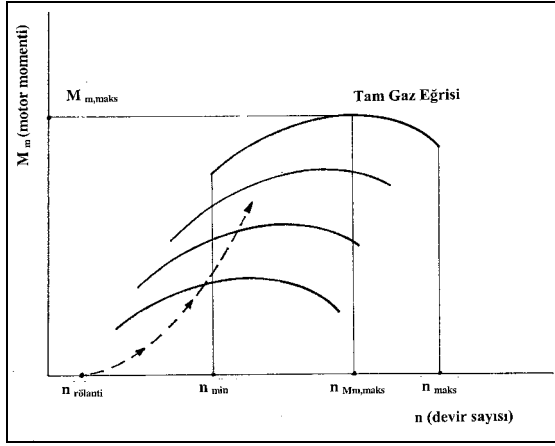
$$N = F_{os}(x - b) = F_{os}(\bar{x}) \quad (11)$$

bağıntısından hesaplanabilir.  $N$ 'nin limit değeri de yukarıdaki açıklamaya göre

$$N_{maks} = F_{dy}(x) \Big|_{x=b+s} = F_{dy}(b+s) \quad (12)$$

olmaktadır.

Bilindiği gibi içten yanmalı motorlarda moment-devir sayısı ilişkisi (kısaca motor karakteristiği) Şekil 6'daki gibidir.



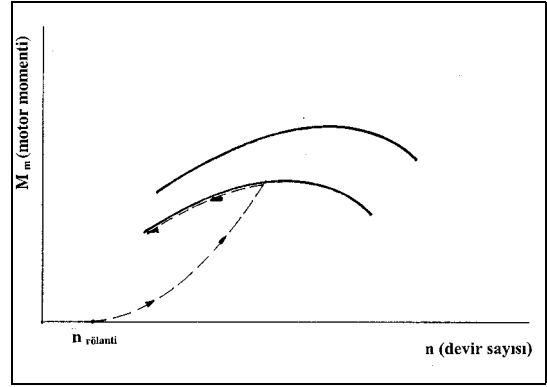
Şekil 6. Farklı gaz kelebeği konumları için motor karakteristikleri

Prensip olarak bu karakteristikler tam gaz durumunda yani gaz kelebeği sonuna kadar açıkken elde edilirler.

Gaz kelebeği kapandıkça karakteristik eğriler aşağıya ve sola doğru kayarlar. Burada  $n_{min}$  ve  $n_{maks}$  motorun imalatçı tarafından belirlenen tam gazda efektif çalışma devirlerinin alt ve üst sınırınıdır. Momentin en büyük olduğu devir sayısı  $n_{Mmaks}$  ile gösterilmiştir.

Gaz kelebeğinin olabildiğince az açık olduğu yani motorun sadece kendi kendini tahrik ettiği devir sayısına rölan devri denir ve  $n_{röl}$  ile gösterilir. Rölan devrinde gaz kuvvetlerinin motorun bir çevriminde yaptığı iş, aynı süre içinde sürtünme ve diğer yardımcı sistemlerin çektiği enerjiye eşittir. Dolayısıyla bu devirde krank milinden çekilecek net tahrik momenti pratik olarak sıfır civarındadır.

Motor karakteristiklerinde yer alan moment değerlerinin o devirde rejim halinde çekilebilecek net tahrik momentini gösterdiği de hatırlanmalıdır. Sükunetten birinci vitese geçilirken gaza basıldığı taktirde karakteristikler diyagramında oklu yörünge veya benzerleri izlenmiş olur, Şekil 7. Burada görülen yörünge kavrama daha devreye girmemişken hızlı bir şekilde gaza basma ve gaz pedalını belirli bir konumda tutma, bilahare yükün motora binmesiyle bu sabit gaz konumunda devir sayısının düşmesini ve o gaz konumunda sebat edildiğinde belirli bir devirde karar kılındığını temsil etmektedir.



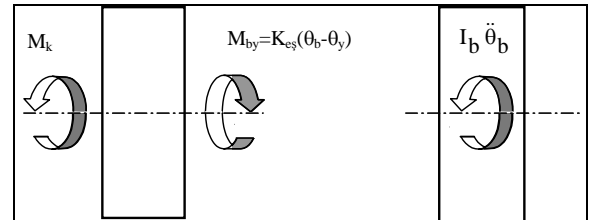
Şekil 7. Araç birinci viteste gaza basılarak kaldırılırken izlenen yol.

Daha farklı durumları yansıtan farklı yörüngeler tasavvur etmek de mümkündür. Bu suretle çeşitli sürücü davranışlarını ve bunun kavramanın dinamiği ve elemanları üzerindeki tesirlerini incelemek mümkün olacaktır.

### 2. 3. Balata Grubunun Hareket Denklemi

Disk kompleksinin balataları taşıyan ve balatalar arasında dalgalı form verilmiş bir sac ile buna helis yaylarla irtibatlandırılmış ve priz direğe bağlı bir diskten (göbek yahut priz direk diski) oluştuğu evvelce söylenmişti.

Burada balataları taşıyan diskin hareket denklemi ele alınacaktır. Şekil 8'de bu diskin serbest cisim diyagramı görülmektedir.



Şekil 8. Balata grubunun serbest cisim diyagramı

Şekil 8' den balata grubunun hareket denklemi :

$$M_k - M_{by} = I_b \ddot{\theta}_b \quad (13)$$

şeklinde yazılabilir. Burada  $M_k$ , (10) bağıntısıyla tanımlanmıştır.  $M_{by}$  helis yaylar grubundan gelen eşdeğer burulma momentidir. Bu moment yerine

$$M_{hy} = k_{eş} (\theta_b - \theta_y) \quad (14)$$

yazılabilir. Burada  $\theta_b$  ve  $\theta_y$  sırasıyla balata diski ve yükün dönme açıları göstermektedir.  $k_{eş}$  ise lineer helis yaylarının katılığı  $k_h$ , adedi  $n$  ve dizilme çapları  $d_h$  ise

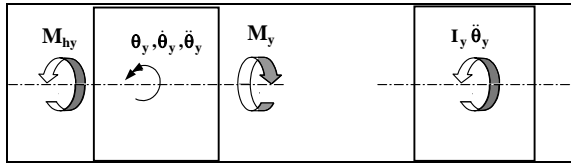
$$k_{eş} = n \frac{d_h^2}{4} k_h \quad (15)$$

bağıntısından elde olunur.

## 2. 4. Yük Tarafının Hareket Denklemi

Burada yük tarafı disk kompleksinin priz direk diskinden başlayarak taşıtın tüm dönen (motor ve yardımcı sistemler hariç) ve ötelenen (motor pistonları ve yardımcı sistemlerde gidip gelen kütleler hariç) kütleleri içermektedir. Buna motor ve yardımcı sistemlerin toplam kütleleri dahildir.

Motor ve yardımcı sistemlerin bazı izafi hareket yapan parçalarının ataletlerinin göz önünde alınmaması analizde net motor momenti kullanıldığı içindir. Yük tarafının serbest cisim diyagramı Şekil 9'da verilmiştir.



Şekil 9. Yük tarafının serbest cisim diyagramı.

Bu şekle göre yük tarafının hareket denklemi

$$M_{ky} - M_y = I_y \ddot{\theta}_y \quad (16)$$

olmaktadır.  $I_y$  yük tarafının priz direk miline indirgenmiş eşdeğer kütle atalet momentidir.  $I_y$  daha sonra açık bir şekilde verilecektir.

Sonuç olarak duran bir taşıtın birinci viteste kalkışı esnasında kavramada cereyan eden dinamik olaylar incelenecekse önce boşluk alınma süresi (1) bağıntısından (veya kabullere göre (2) veya (3)

bağıntılarından) bulunmalı, daha sonra (6) (veya (7)) denklemi ile (9), (13) ve (16) denklemleri birlikte çözülmeli, balata grubu tamamen sıkıştırıldığında (9), (13) ve (16) ile analize devam edilmelidir.

Bununla birlikte helis yayların etkisi göz önüne alınmadığı takdirde (13) ve (16) denklemleri tek bir denkleme dönüştürülmelidir (yaylar göz önüne alınmadığında bunun yol açacağı kuru sürtünme sönümlü burulma titreşimleri incelenemez). Bu ise balata grubunun dönme ataleti yük ataletine dahil edilip helis yaylardan aktarılan momenti doğrudan kavrama momentine eşitleyerek sağlanır. Nitekim aşağıda aktarılan sayısal analiz sonuçları bu yolla elde edilmişlerdir.

Burada motorun ve yükün dönme hareket denklemleri ile baskının ötelenme denkleminde ibaret bir denklem takımı motor momenti için çeşitli senaryolar kabul edilerek çözdürülmüştür. Bu senaryolar daha önce de değinildiği gibi farklı sürücü davranışlarına karşılık gelmektedir. Sürücünün debriyaj pedalına müdahalesi zaten baskının hareket tipi ile temsil edilmektedir. Sürücünün diğer bir kontrol imkanı ise gaz pedalı iledir.

Aslında motor moment karakteristikleri ve gaz kelebeği açıklığının da işe katılması daha gerçekçi olacaktır. Bununla beraber bütün bu etkenler burada motor momenti için kabul edilene benzer eğrilerde sonuçlanacaktır. Dolayısıyla daha ayrıntılı bir modelleme süregelen diğer bir çalışmaya havale edilerek burada mevcut modelin sonuçları verilmekle yetinilecektir.

## 3. SAYISAL SONUÇLAR

Bu bölümde sunulacak olan sayısal analiz sonuçlarına esas alınan ve ülkemizde kullanılan bir binek otomobile ait kavramaya ilişkin fiziksel parametreler aşağıda verilmektedir.

$i_{mot}$	=	0.0350	kgmm <sup>2</sup>
$i_b$	=	0.0005	kgmm <sup>2</sup>
$i_y$	=	0.8050	kgmm <sup>2</sup>
$\mu$	=	0.2	-
$d_0$	=	0,3	m
$m_{bb}$	=	1.5	kg
$T_y$	=	3	Nm
$b$	=	1.1	mm
$k_{os}$	=	0.9	mm
$a_b$	=	0	mm/s <sup>2</sup>
$v_b$	=	4	mm/s
$T_m$	=	5	Nm

Sayısal incelemeler sırasında yukarıda değinildiği gibi helis yayların etkisi göz önüne alınmamıştır. Sürücünün gaz keleşini kontrolü ise iki aşamalı bir senaryo ile tanımlanmıştır.

Kavrama gerçekleşene kadar sürücünün sürekli artan kavrama momentinin belli bir kesri kadar motordan net bir tahrik momenti sağladığı, kavramadan sonra ise motor momentini sabit tutacak tarzda gaz pedalına bastığı varsayılmıştır. Bu ise (kavramadan hemen sonraki 1-2 saniyelik kısa bir sürede) gaz pedalının yaklaşık sabit bir konumda tutulması demektir. Zira (motor+yük) sisteminin hızı arttıkça yardımcı sistemlerin çektiği güç de artacak ve dolayısıyla gaz pedalına biraz daha basılması icap edecektir.

Kavramanın gerçekleşme süresi  $t_k$  ise,  $t \leq t_k$  olduğu sürece  $0 \leq a \leq 1$  olmak üzere net motor momentini  $T_m = aT_k$  şeklinde kabul edilmiştir.  $a < 1$  alınmaktadır, zira bir kavramanın iletebileceği maksimum motor momentini ile kavrama yüzeylerinde oluşan maksimum kavrama momentini arasındaki

$$\text{ilişki } \frac{T_{M,\text{maks}}}{T_{K,\text{maks}}} \leq 1 \text{ olmak durumundadır.}$$

Aksi halde kavrama yüzeylerinde kayma başlayacaktır.

### 3. 1. "a" Katsayısının Değişiminin Etkisi

#### 3. 1. 1. Bu Durumda Baskı Plakasının Sabit Hızla İlerlediği Kabul Edilmektedir. $a = 0.99$ alınmaktadır.

Kavramadan sonraki aşamada  $T_m=5$  [Nm] sabit değerini almaktadır. Yük ataleti ve yük momentini sırasıyla  $I_y=0,805$  [kgm<sup>2</sup>],  $T_y=3$  [Nm] olup, yük momentini yük tarafı harekete geçtiği anda devreye girmektedir.

Esasen bu moment duran taşıt için yuvarlanma direncinin piriz direğe indirgenmiş değeridir. Nitekim 75 [kg] kütlede dört kişi taşıyan ve kendi kütlesi 900 [kg] olan bir binek otosunun ağırlığı

$$G_T = (4.75 + 900) \cdot 9.81 = 11772 \text{ [N]}$$

olup, yuvarlanma direnci katsayısı  $f \cong 0,0125$  alındığı takdirde,  $F_y = 147$  [N] luk bir yuvarlanma direnci kuvveti oluşturmakta, diferansiyel ve birinci vites çevrim oranları  $i_d = 3.9$ ,  $i_1 = 3.612$ , tekerlek yarıçapı  $R = 0.29$  [m] olmak kaydıyla priz direğe hissedilen yük momentini

$$T_y = F_y R / i_d i_1 = f G_T R / i_d i_1 = 0,0125 \cdot 11772 \cdot 0,29 / (3,9 \cdot 3,612) = 3,026 \text{ [Nm]}$$

bulunmaktadır.  $T_y = 3$  [Nm] alınması bu analize dayanmaktadır. Burada sistem verimi % 100 kabul edilmiştir.

Bu kabullere dayalı nümerik analiz sonucu elde edilen motor, yük ve (motor+yük) devir sayıları değişimleri Şekil 10'da görülmektedir. Bu şekilde kavrama olayı sonunda yük tarafı devir eğrisinin  $t = 0.6$  san. den itibaren artış gösterdiği görülmektedir.

Kavramadaki boşluk  $b = 1.1$  [mm], baskı plakası ilerleme hızı  $v_b = 4$  [mm/s] olduğuna göre  $\frac{b}{v_b} = \frac{1.1}{4} = 0.275$  [s]'den itibaren bu eğrinin başlaması gerektiği düşünülebilir.

Mamafih, kavrama momentini oluştuğu andan itibaren yuvarlanma direnci de oluşmaya başlar. Bunun modele dahil edilmesi yerine, kavrama momentinin yuvarlanma direncinden ibaret yük momentine eşit ve ondan büyük olması halinde yük tarafının harekete geçeceği kabul edilmiştir. bu şartın ise  $t = 0.6$  [s] de gerçekleşeceği görülmektedir. Kavrama olayı  $t = 0.975$  [s]'de tamamlanmaktadır.

Kavramadan sonra uygulanan  $T_m=5$  [Nm]'lik motor momentinin mevcut durumu ancak koruyabildiği, motor devrinin başlangıçtaki devrin altına düştüğü dikkat çekmektedir.

Taşıttın kalkış hızı ise

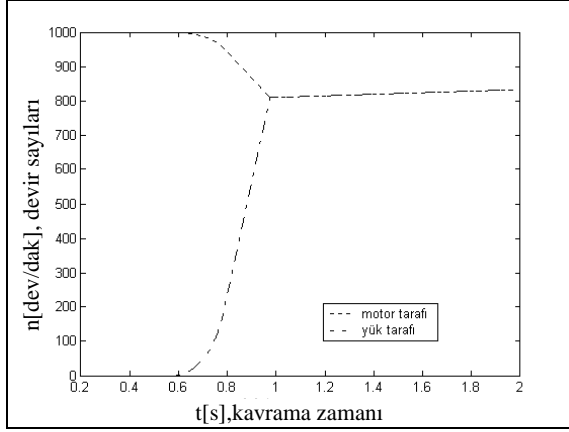
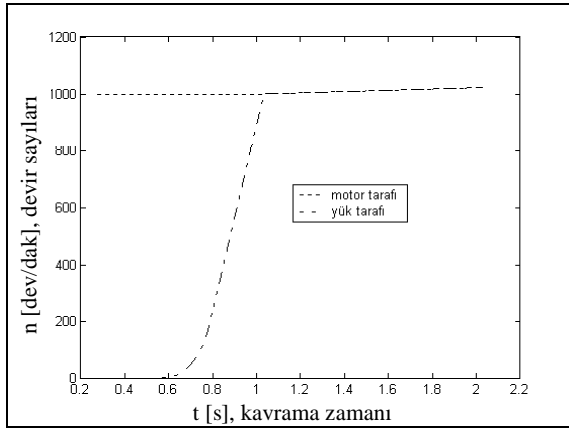
$$v = ((\pi D_m / 30) / (3,9 \cdot 3,612)) \cdot 0,29 \cong 6.21 \text{ [km/saat]} = 1,725 \text{ [m/s]}$$

civarındadır.

$i_y=0.805$  [kgm<sup>2</sup>],  $t_y=3$  [Nm],  $v_b=4$  [mm/s],  $t_m= 5$  [Nm],  $T_y=3$  [Nm] olmak üzere  $a = 0.99$  için kavrama süresi  $t = 0.975$  [s] olarak (Şekil 10).

$a = 1.00$  için ise kavrama süresi  $t = 1.033$  [s] olarak bulunmuştur, Şekil 11.



Şekil 10.  $a = 0.99$  için kavrama davranışıŞekil 11.  $a = 1.00$  için kavrama davranışı.

### 3. 1. 2. Bu Halde de $a = 1$ Alınmakta Olup, Diğer Parametreler Birinci Haldekiyle Aynıdır

Burada kavrama zamanı  $t_k = 1.033$  [s] bulunmaktadır Şekil 11, bu hale ilişkin devir sayısı eğrilerini göstermektedir. Dikkat edilirse motor devir sayısı neredeyse sabit kalmakta, dolayısıyla yükün tarafının bu devre ulaşması daha uzun süre aldığından  $t_k = 1.033$  [s] çıkmaktadır. Bu hal için taşıtın kalkış hızı  $v \cong 2.156$  [m/s]  $\cong 7.76$  [km/saat] olmaktadır.  $a$ 'daki  $0.01$ 'lik değişimin, sonucu önemli ölçüde etkilediği görülmektedir.

### 3. 2. Kavrama Olduktan Sonra $T_m$ Değerlerinin Etkisi

#### 3. 2. 1. Bu İncelemede $T_m = 10$ [Nm] Alınmış Olup, Diğer Tüm Parametreler 3.1.2) Halindekiyle Aynıdır.

Şekil 3'de bu hale ilişkin eğriler görülüyor. Burada kavrama süresi yine 1.2) halindeki gibi  $t = 1.033$  [s] çıkmaktadır. Kavramadan sonraki eğri motor hızının

bu kabul altında yaklaşık 1.2 [s]'lik sürede 100 [dev/dak] civarında arttığını göstermektedir. Taşıt sabit bir ivmeyle hızlanmaktadır.

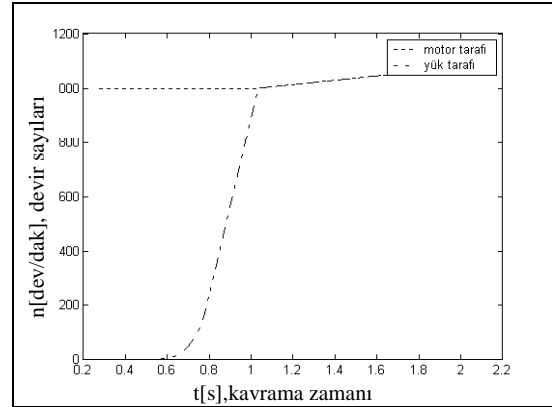
#### 3. 2. 2. $T_m = 5$ [Nm] Olup Bu Hal, 3.1.2) İle Aynı Olduğundan 2.1)'e Göre Daha Küçük Bir Kavrama Sonrası Motor Momentine Karşılık Gelmektedir.

Beklendiği üzere, Şekil 11'den de görüldüğü gibi kavrama sonrası devir sayısı da neredeyse sabit kalmaktadır.

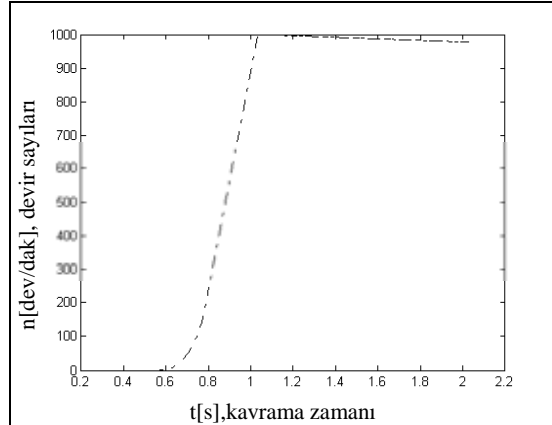
#### 3. 2. 3. Bu Halde İse $T_m = 1$ [Nm] Alınmıştır

$T_m$ 'nin 5 [Nm], 10 [Nm] değerlerindeki grafiklerle mukayese edildiğinde 1 [Nm]'lik değerın hayli küçük olmasına rağmen, motor + yük devrinin çok hızlı dönüşüne yol açmadığı ve devir sayısının yine 1000 [dev/dak] civarında seyrettiği görülmektedir.

$i_y = 0.805$  [kgm<sup>2</sup>],  $v_b = 4$  [mm/s],  $a = 1.00$ ,  $T_y = 3$  [Nm] ve  $t_m = 10$  [Nm] için kavrama süresi  $t = 1.033$  [s] olarak (Şekil 12).

Şekil 12.  $T_m = 10$  [Nm] için kavramanın davranışı.

$t_m = 15$  [Nm] alındığında ise kavrama süresi  $t = 1.033$  [s] olarak bulunmuştur, (Şekil 13).

Şekil 13  $T_m = 1$  [Nm] için kavramanın davranışı

### 3. 3. Yük Momentinin Etkisi

#### 3. 3. 1. $T_{yük}= 5$ [Nm] Olduğunda Kavramanın Gerçekleşme Süresi $t_k=1,037$ [s]'dir

Diğer parametreler 1.2 ve 2.1 hallerindeki gibidir. Burada  $T_m = T_{yük}$  olduğundan kavrama sonrasında motorun devir sayısının sabit kaldığı gözlenmektedir.

#### 3. 3. 2. $T_{yük}=10$ [Nm] Olduğunda Kavrama Süresi Biraz Artarak $t_k=1,045$ [s] Olmuştur.

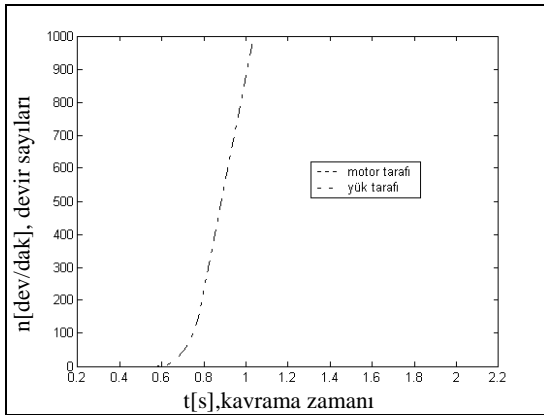
$T_{yük} > T_m$  olduğundan kavrama sonrasında motor devir sayısı azalmaya başlamıştır. Yük momentinin iki misli artışına rağmen devir sayısında ani bir düşüş yoktur.

Burada baskı plakasının boşluğu alma hızı ve ivmesi ile yük ataleti etkisi incelenebilecek diğer parametreler arasındadır. Çalışmada bu parametreler de incelenmiş, ancak elde edilen şekiller buraya hacmi artırmaması için konulmamış olup varılan sonuçlar şöyledir:

Baskı plakasının ilerleme hızı artırılırsa kavramanın devreye daha çabuk gireceği açıktır. Aslında bu hızın artması kavramanın darbeli bir tarzda devreye girmesine yol açar. Ancak mevcut modelin bu hali kapsayacak tarzda iyileştirilmesi gerekmektedir.

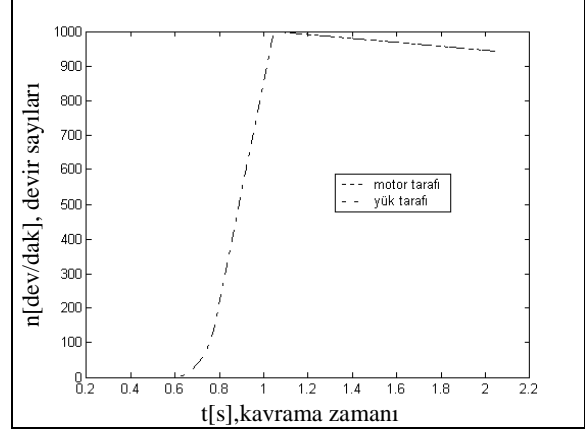
Yük ataletinin artması, yük tarafının harekete geçme süresini artıracaktır. Ayrıca, kavrama sonrasında (motor + yük) birlikte devir sayısındaki artış veya azalmanın miktarı da azalacaktır. Zira sistemin toplam ataleti arttığında aynı bileşke moment daha az bir açılma ivmeye yol açar, bu ise devir sayısında değişim hızının düşük olması demektir.

$i_y = 0.805$  [kgm<sup>2</sup>],  $v_b = 4$  [mm/s],  $t_m = 5$  [Nm],  $a = 1.00$  ve  $T_y = 5$  [Nm] için kavrama süresi  $t = 1.037$  [s] olarak (Şekil 14).



Şekil 14.  $T_y = 5$  [Nm] için kavramanın davranışı

$T_y = 10$  [Nm] için kavrama süresi  $t = 1.045$  [s] olarak bulunmuştur (Şekil 15).



Şekil 15.  $T_y = 10$  [Nm] için kavramanın davranışı

## 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışma, motorlu araçlarda kullanılan mekanik kavramalarda hareket aktarımının dinamiğini daha yakından ele almaya yönelik olup, sürücünün debriyaj ve gaz pedalı üzerinden kavrama olayının gerçekleşmesine etkisini de göz önüne alacak kapsamlı bir araştırmanın ilk aşamasını oluşturmaktadır.

Halen içerdiği eksikliklere rağmen çeşitli parametrelerin kavrama olayına etkisi hakkında fikir vermektedir. Örneğin 3. 2. alt bölümünde kavrama sonrası motor momentinin oldukça farklı mertebelerde olması halinde bile devir sayısı değişiminde dikkat çekici farklılıklara yol açmadığı görülmektedir.

Sürücünün gaz pedalını kontrolünü temsil eden bir "a" parametresinin tanımlanabileceği de görülmüştür. Farklı sürücü durumlarını yansıtan sürücünün gaz pedalına müdahalesinin daha ayrıntılı bir model ile incelenmesi yararlı olacaktır.

Bunun için motorun değişken ataletini ve yardımcı sistemlerin hıza bağlı olarak çektikleri momenti içerecek tarzda motor hareket denkleminin yazılması, gaz pedalı konumuyla gaz kuvvetleri momentlerinin ilişkilendirilmesi, ayrıca debriyaj pedalı ile baskı plakası arasındaki mekanik ilişkinin modele dahil edilmesi halinde, pratikte rastlanan sürücü davranışlarının kavrama olayına etkisi daha gerçekçi biçimde yansıtılabilecektir. Yazarlar halen böyle bir çalışmaya devam etmektedir.

## 5. SEMBOLLER

Tahrik tarafı kütle atalet momenti:	$i_{mot}$
Baskı tarafı kütle atalet momenti:	$i_b$
Yük tarafı kütle atalet momenti:	$i_y$
Balata kinetik sürtünme katsayısı:	$\mu$
Baskı plakası ortalama çapı:	$d_0$
Baskı plakasının kütlesi:	$m_{bb}$
Yük momenti:	$T_y$
Baskı-balata arası boşluk mesafesi:	$b$
Ondüleli sacın kalınlığı:	$k_{os}$
Baskı plakasının ivmesi:	$a_b$
Motor Momenti:	$T_m$
Baskı plakasının hızı:	$v_b$

Burada tanımlı italik harflerle açıklanan parametreler simülasyonlarda değiştirilmiş olanlardır.

## 6. KAYNAKLAR

- Anonymous, 1999. The Lecture Notes From the 6th LuK Symposium.
- Couderc, P., Callenaere, J., Der Hagopian, J., Ferraris, G., Kassai, A., Borjeson, Y., Verdilson, L., Saimard, S. 1998. Vehicle Driveline Dynamic Behaviour: Experimentation and Computer Simulation, Journal of Sound and Vibration, 218 (1), 133-157.
- Gaillard, C. L., Singh, R. 2000. Dynamic Analysis of Automotive Clutch Dampers, Applied Acoustics, 60, 399-424.
- Greif, R. 1988. Natural Circulation Loops. Journal of Heat Transfer, 110, 1243-1258.
- Shaver, R. 1997. Manual Transmission Clutch Systems, Editör, S.A.E. Publications, AE-17. Warrendale, PA, USA.
- Sawanobori T., Suehiro K. 1995. An Analysis of Clutch Judder. SAE Technical Paper No. 951318.