

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**VİTES KUTUSU DİŞLİ TİTREŞİMLERİNİN
DEBRİYAJ DAMPERİ KULLANILARAK AZALTILMASI**

ALİŞAN YÜCEŞAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNE TEORİSİ VE KONTROL PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. SEMİH SEZER**

İSTANBUL, 2014

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

VİTES KUTUSU DIŞLI TİTREŞİMLERİNİN
DEBRİYAJ DAMPERİ KULLANILARAK AZALTILMASI

Alişan YÜCEŞAN tarafından hazırlanan tez çalışması 13.10.2014 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Semih SEZER
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Semih SEZER
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Mehmet BOZCA
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. İ.Murat KOÇ
İstanbul Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Bu çalışmada bilgi ve deneyimleriyle önemli katkıda bulunan değerli hocam Doç. Dr. Semih SEZER'e ve öğrenim hayatım boyunca bana emeği geçen tüm hocalarıma en içten dileklerimle teşekkür ederim.

Ekim, 2014

Alişan YÜCEŞAN

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÖZET	xi
ABSTRACT.....	xiii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti.....	2
1.2 Tezin Amacı.....	4
1.3 Problemin Tanımı ve Kabuller	4
BÖLÜM 2	
TAŞIT GÜÇ AKTARMA ORGANLARI.....	7
2.1 İçten Yanmalı Motorlarda Tork Oluşumu	8
2.1.1 Krank Mekanizmasının Geometrisi ve Kinematiği	9
2.1.2 Krank Mekanizması Dinamiği.....	10
2.1.3 Atalet Torku.....	11
2.1.4 Sıkıştırma-Genişleme Torku.....	11
2.1.5 Yanma Torku	13
2.1.5.1 Isermann Metodu.....	14
2.1.5.2 Isermann/Pennec Metodu	15
2.2 Volan.....	16
2.2.1 Çift Kütleli Volan (Dmf)	18
2.3 Debriyaj	22
2.3.1 Debriyaj Elemanları.....	23
2.4 Vites Kutusu	27
2.5 Şaft / Kardan Mili	29
2.6 Diferansiyel.....	30
2.7 Aks	31

BÖLÜM 3

TİTREŞİM TEORİSİ.....	33
3.1 Temel Kavramlar	33
3.2 Titreşimlerin Sınıflandırılması.....	36
3.2.1 Sönümlü ve Sönümsüz Titreşimler.....	36
3.2.2 Serbest ve Zorlanmış Titreşimler.....	37
3.2.3 Lineer ve Nonlinear Titreşimler	37
3.3 Titreşim Sistemlerinin Temel Elemanları.....	37
3.3.1 Elastik Elemanlar - Yaylar.....	37
3.3.2 Atalet Elemanları	38
3.3.3 Sönüm Elemanları.....	38
3.4 Lagrange Yöntemi	38
3.5 Helisel Dişlilerde Birbirine Geçme (Kavrama)	39
3.5.1 Katılık (Stiffness) Fonksiyonu.....	40

BÖLÜM 4

TAŞIT GÜÇ AKTARMA SİSTEMİNİN ANALİTİK MODELİ	44
4.1 Dişli Titreşimlerinin Analitik Modeli	45
4.2 Debriyaj Damper Mekanizmasının Analitik Modeli	47
4.3 Sistemin Sadeleştirilmiş Analitik Modeli	47
4.4 Sistemin Analiz Sonuçları	49
4.5 Test ölçüm sonuçları.....	81

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER.....	92
KAYNAKLAR	94
ÖZGEÇMİŞ	96

SİMGE LİSTESİ

b	Diş genişliği (mm)
β_o	Dişli helis açısı ($^\circ$)
c	Sönüm katsayısı (N/ms)
C_2, C_3	Viskoz sönüm katsayıları (Nms/r)
C_y	Dişli sönüm katsayısı (N/m/s)
d	Piston çapı
ε	Sıkıştırma oranı
e	Dişli toplam kavrama oranı
e_a	Dişli enine (transverse) temas oranı
e_β	Dişli atlama oranı
$e(t)$	Zamana bağlı transmisyon hatası (μm)
e_1, e_2	Transmisyon hatası katsayıları
ξ	Helisel dişli sönüm oranı
f	Ateşleme frekansı (Hz)
F_{app}	Pistona etkiyen kuvvet (N)
$F_{c,r}$	Pistona etkiyen radyal kuvvet (N)
$F_{c,t}$	Pistona etkiyen teğetsel kuvvet (N)
H	Toplam diş derinliği (mm)
h_c	Debriyaj diski damper mekanizması sönüm katsayısı (Nms/r)
I	Atalet momenti (kgm^2)
$\bar{k}$	Ortalama zamana bağlı değişken dişli katılığı
K_c	Debriyaj diski damper mekanizması yayı katılığı (Nm/r)
k_p	Temas noktasında dişli grubun katılığı (N/ μm)
$K(t)$	Zamana bağlı değişken dişli katılığı (N/ μm)
l	Biyel boyu (mm)
m_e	Eşdeğer kütle
m_n	Normal modül
m_{osc}	Dönen kütle (kg)
n	Motor hızı (rpm)
r	Krank yarıçapı (mm)
R	Dişli temas çapları (mm)
T_{comb}	Yanma torku (Nm)
T_{c-exp}	Sıkıştırma-genişleme torku (Nm)
T_{crank}	Krank mili torku (Nm)
t_z	Kavrama periyodu (s)
V_c	Clearence hacmi (mm^3)
V_d	Yerdeğiştirme hacmi (mm^3)
z	Diş sayısı

KISALTMA LİSTESİ

AÖN	Alt Ölü Nokta
DMF	Dual Mass Flywheel - Çift Kütleli Volan
TGAS	Taşıt Güç Aktarma Sistemi
ÜÖN	Üst Ölü Nokta

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Rijid volan ve predamperli disk [25].....	5
Şekil 1.2 Dmf ve yaysız disk [22]	5
Şekil 2.1 Taşıt güç aktarma organları [23]	7
Şekil 2.2 İçten yanmalı motorlarda dört-zaman çevrimi [17]	8
Şekil 2.3 Dinamik tork bileşenleri [17]	8
Şekil 2.4 Krank mekanizması [17]	9
Şekil 2.5 Krank mekanizması dinamiği [17]	10
Şekil 2.6 Bir tam çevrim için atalet torku [17]	11
Şekil 2.7 Silindir basınç ölçümü [17]	12
Şekil 2.8 Yanma torku [17]	13
Şekil 2.9 Yanma torku [17]	13
Şekil 2.10 T_{stat} 'ın yanma torkuna etkisi [17]	14
Şekil 2.11 φ_{max} 'ın yanma torkuna etkisi [17]	14
Şekil 2.12 β 'nın yanma torkuna etkisi [17]	15
Şekil 2.13 α 'nın yanma torkuna etkisi [17]	15
Şekil 2.14 Tek silindir için dinamik tork [17]	16
Şekil 2.15 Toplam dinamik motor torku [17]	16
Şekil 2.16 Solid ve dmf volan örnekleri [22],[24]	17
Şekil 2.17 Dmf bileşenleri [23]	19
Şekil 2.18 Dmf'in yıllar içersindeki gelişimi [23]	20
Şekil 2.19 Farklı dmf modellerinin titreşim izolasyon performansları [23]	20
Şekil 2.20 Debriyaj diski ile dmf'in titreşim izolasyon performansları [23]	21
Şekil 2.21 Debriyaj diski ile dmf'in titreşim aktarımları [23]	21
Şekil 2.22 Debriyaj diski ile dmf'in yakıt tüketim değerleri [23]	21
Şekil 2.23 Basma ve çekme tip debriyaj örnekleri	22
Şekil 2.24 Debriyaj baskısı bileşenleri [18],[23]	23
Şekil 2.25 Debriyaj baskı bileşenlerinin görevleri [23]	24
Şekil 2.26 Debriyaj diski bileşenleri [18],[24]	25
Şekil 2.27 Debriyaj damper mekanizması tork karakteristiği [23]	26
Şekil 2.28 Diskde sürtünme kuvveti ve histerezis	27
Şekil 2.29 Debriyaj rulmanı bileşenleri [18]	27
Şekil 2.30 Vites kutusu / şanzuman örneği	28

Şekil 2.31 Vites kutusu şematik gösterimi	28
Şekil 2.32 Senkromeç örneği.....	29
Şekil 2.34 Diferansiyel kutusu örneği	31
Şekil 2.35 Aks örneği	32
Şekil 3.1 Harmonik hareket eğrisi [13]	34
Şekil 3.2 Periyodik hareket eğrisi [13].....	35
Şekil 3.3 Geçici-Transient hareket eğrisi [13].....	35
Şekil 3.4 Gelişigüzel-Random veya uzun zamanlı hareket eğrisi [13].....	35
Şekil 3.5 Çeşitli yay karakteristikleri [13].....	37
Şekil 3.6 Helisel dişliler için eşdeğer aksiyon çizgisi ve aksiyon yüzeyi [8]	39
Şekil 3.7 Helisel diş profili açılımı [8]	39
Şekil 3.8 Dişli kavraması için direngenlik değişimi	40
Şekil 3.9 Fonksiyonların karşılaştırılma modeli.....	42
Şekil 3.10 Y.Cai fonksiyonu grafiği.....	43
Şekil 3.11 Yeni fonksiyonun grafiği.....	43
Şekil 3.12 Her iki fonksiyonun grafiği	43
Şekil 4.1 TGAS şematik gösterimi	44
Şekil 4.3 Tek serbestlik dereceli dişli kavraması şematik gösterimi [16]	45
Şekil 4.4 Tek serbestlik dereceli dişli kavraması şematik gösterimi [16]	46
Şekil 4.5 Dişli kavraması ve elastik kompresyon kuvveti F_d	46
Şekil 4.6 Debriyaj damper mekanizmasının dinamik karakteristiği.....	47
Şekil 4.7 Manuel şanzuman için sadeleştirilmiş modelin şematik gösterimi	47
Şekil 4.8 Rölanti gürültüsü analizi için matlab-simulink modeli	49
Şekil 4.9 İki farklı rölanti devir ölçümü [23].....	50
Şekil 4.10 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri.....	51
Şekil 4.11 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	52
Şekil 4.12 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	53
Şekil 4.13 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	54
Şekil 4.14 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	55
Şekil 4.15 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	56
Şekil 4.16 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	57
Şekil 4.17 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	58
Şekil 4.18 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	59
Şekil 4.19 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	60
Şekil 4.20 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	61
Şekil 4.21 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	62
Şekil 4.22 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	63
Şekil 4.23 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	64
Şekil 4.24 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	65
Şekil 4.25 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	66
Şekil 4.26 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	67
Şekil 4.27 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	68
Şekil 4.28 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	69
Şekil 4.29 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	70
Şekil 4.30 Yay katsayısı, aç ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	71

Şekil 4.31 Yay katsayısı, açısı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	72
Şekil 4.32 Yay katsayısı, açısı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	73
Şekil 4.33 Yay katsayısı, açısı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	74
Şekil 4.34 Yay katsayısı, açısı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	75
Şekil 4.35 Yay katsayısı, açısı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	76
Şekil 4.36 Yay katsayısı, açısı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	77
Şekil 4.37 Yay katsayısı, açısı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	78
Şekil 4.38 Yay katsayısı, açısı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	79
Şekil 4.39 Yay katsayısı, açısı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri	80
Şekil 4.43 Motor ölçüm sonuçları	83
Şekil 4.44 1 nolu predamper mekanizmalı debriyaj diski ile yapılan ölçüm sonuçları	84
Şekil 4.45 2 nolu predamper mekanizmalı debriyaj diski ile yapılan ölçüm sonuçları	85
Şekil 4.46 3 nolu predamper mekanizmalı debriyaj diski ile yapılan ölçüm sonuçları	86
Şekil 4.47 Ölçüm ile simulasyon sonuçlarının karşılaştırılması (5s)	87
Şekil 4.48 Ölçüm ile simulasyon sonuçlarının karşılaştırılması (0.5-2s)	88
Şekil 4.49 Ölçüm ile simulasyon sonuçlarının karşılaştırılması (2-3s)	89
Şekil 4.50 Ölçüm ile simulasyon sonuçlarının karşılaştırılması (3-5s)	90
Şekil 4.51 Ölçüm ile simulasyon sonuçlarının karşılaştırılması (starting behavior)	91

VİTES KUTUSU DIŞLI TİTREŞİMLERİNİN DEBRİYAJ DAMPERİ KULLANILARAK AZALTILMASI

Alişan YÜCEŞAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Semih SEZER

Son yıllarda otomobillerde kullanılan içten yanmalı motorlar ile ilgili çalışmalar daha çok silindir sayısını azaltmak, düşük devirlerde yüksek tork elde etmek ve rölanti devrini düşürmek gibi yakıt tasarrufu sağlayabilecek çalışmalar üzerinde yoğunlaşmıştır. Özellikle dizel motorlar üzerinde yapılan bu çalışmalar neticesinde elde edilen yüksek tork değerleri beraberinde de yüksek tork dalgalanmalarını getirmektedir. Bilindiği gibi torkdaki dalgalanmalar aracın güç aktarma organlarında yüksek vibrasyona ve kullanıcıyı rahatsız edecek seviyede yüksek gürültüye yol açmaktadır. Bu gürültü kaynaklarından biri de vites kutusu gürültüsüdür. Vites kutusu gürültüsü hem sürüş esnasında (driving gear-rattle noise) ve hem de kullanıcıların en çok şikayet ettikleri durum olan taşıtın rölanti durumu (idle-neutral rattle noise) esnasında ortaya çıkmaktadır.

Takdim edilen çalışmada taşıtların vites kutularında meydana gelen ve taşıtlarda akustik konforu en çok etkileyen rölanti gürültüsü konusu irdelenmiştir. Gürültüye neden olan vites kutusu dışlı titreşimlerinin oluşma nedenleri ortaya konularak taşıt güç aktarma sistem bileşenlerinden debriyaj diski içerisindeki pre-damper mekanizmasının bu titreşimlere olan etkisinin analizi için analitik bir model oluşturulması hedeflenmiştir.

Karşılıklı çalışan dişlilerin zamana bağlı birbirlerine geçme ilişkilerini (time-varying gear mesh stiffness) analitik olarak modellerken Umezawa'nın [20] ve Y.Cai'nin [8]

alışmaları referans alınmıştır. Umezawa'nın ve Y.Cai'nin çalışmasında yer alan direngenlik (stiffness) fonksiyonu sadece tek bir birbirine geçme yada kavrama mesafesini (meshing length) tanımlamaktadır. Dişlilerin geri kalan tüm kavrama (meshing) işlemlerini kullanılan simülasyon programı gerçekleştirmektedir. Bu çalışmada ise direngenlik fonksiyonu tüm dişlilerin birbirine geçme işlemlerini tanımlamayabilecek şekilde genişletilerek yeniden tanımlanmış ve çıkan sonuçlar Y.Cai'in çalışmasıyla [8] karşılaştırılarak doğrulanmaya çalışılmıştır. Elde edilen bu yeni direngenlik fonksiyonu dişli titreşim modelinin temelini oluşturmaktadır.

Çalışmada vites kutusu dişlileri; giriş mili(prizdirek) kütlesi ve üzerindeki dişliler ile birlikte döndüren dişli (driving gear), üzerindeki dişliler ise döndürülen dişli (driven gear) olarak iki dişliye indirgenerek tek bir grup dişli modeli oluşturacak şekilde sadeleştirilmiştir. Motordaki tork dalgalanmaları nedeniyle oluşan devir dalgalanmaları da sinüs fonksiyonu ile tanımlanarak kullanılmıştır. Elde edilen analiz sonuçları ile yapılan deneysel ölçümler karşılaştırılarak oluşturulan analitik model doğrulanmaya çalışılmıştır.

Literatürde konuyla ilgili çok miktarda uluslararası yayın bulunmaktadır ve her yıl bunlara yenileri eklenmektedir ancak taşıt tasarım aşamasında iken taşıtta meydana gelebilecek titreşimleri bütünüyle tahmin edebilecek bir analitik modeli içeren herhangi bir yayın henüz yapılmamıştır.

.

Anahtar Kelimeler: Motor titreşimleri, dişli titreşimleri, debriyaj pre-damper mekanizması, vites kutusu gürültüsü, zamana bağlı dişli direngenlik fonksiyonu

**GEARBOX VIBRATION ISOLATION
WITH CLUTCH DISK DAMPER**

Alişan YÜCEŞAN

Department of Mechanical Engineering

Msc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Semih SEZER

In recent decades, studies on the increasing internal combustion engine's efficiency is intensified on the concept of getting higher torque values with lower fuel consumption by decreasing the number of cylinders and working at low speed range with decreasing idle speed. Especially for diesel engines, higher torque values create higher speed fluctuations which mainly comes from combustion process leads excessive vibrations in the vehicle's powertrain as a result. Vibrations in the drivetrain can create an explicit, audible, irritating noise for drivers and passengers inside. One of these kind of noises is the transmission noise which can occur both at driving condition that is called driving gear-rattle noise and at idle/neutral operating position which is called idle-neutral gear-rattle noise.

In this presented thesis, both creating a lumped analytic model for being able to investigate root causes of gear vibrations which is leading the noise in the vehicle gearboxes as called in literature idle rattle or gear rattle phenomenon and how the parts of vehicle's drivetrain particularly the clutch damper mechanism effects on this phenomenon were aimed.

Umezawa and Y.Cai's pattern of time varying gear mesh stiffness function is the key and basis for this thesis. But their function is describing only one meshing length or a

period. Because of the fact that it was expanded to calculate all gear meshing steps for the whole simulation time.

The gears in the gearbox was divided into two lumped groups; All the gears on the input-shaft with input shaft inertia was lumped to a driving gear and all the gears on the output-shaft without output shaft inertia was lumped to a driven gear to compose a gear couple. The engine speed fluctuations were represented by a lumped sinus function. Analysis results supported with the experimental measurements in order to validate the analytical model.

Although there are so many published international papers related to the issue in the literature and new essays have being released every year, still there is no published an analytical model guessing possible vibrations in powertrain at the vehicle design phase.

Keywords: Engine vibrations, gear vibrations, clutch pre-damper mechanism, transmission/gearbox noise, idle rattle, time-varying gear mesh stiffness

GİRİŞ

İki mil arasında güç iletiminde kullanılan şekil bağlı sistemlerin başında dişli çark mekanizmaları gelir. Dişliler insanoğlunun icatları arasında en eski olanlarından. Günümüzde dişli çark mekanizmaları havacılık ve uzay sanayinden tarım makinalarına kadar her alanda yaygın olarak kullanımı olan en önemli mekanizma grubudur. Bu mekanizmalar gerek iletilebilen güç ve gerekse ulaşılabilen çevre hızları bakımından da mekanizmalar içinde özel bir yere sahiptirler. Dişli çark mekanizmalarının kendilerine has hesap yöntemleri, kendine has teknolojileri yani özel imal usulleri, takım tezgâhları ve kesici takımları, kendilerine ait boyut ve tolerans standartları söz konusudur [1].

Dişli çark mekanizmasının statik ve dinamik davranışının belirlenmesi için yapılan çalışmaların başlangıcı oldukça eskiye gider. Bununla birlikte mekanizmaların özellikle dinamik davranışı hususunda hala önemli ölçüde belirsizlik mevcuttur. Dişli çark mekanizmasının sahip olduğu geometrik ve işletme parametrelerinden yalnız bir parametrenin bile değişmesi bile farklı bir dişli çark mekanizması anlamına gelir. Bu nedenle dişliye ait davranış araştırılırken deneysel yöntemlerle elde edilecek sonuçların genelliği sınırlı kalmakta ve olası her dişli çiftine uygulanması mümkün olmamaktadır. Ayrıca, model bazlı analitik yöntemler ile elde edilen sonuçlarda dişli davranışı hakkında sınırlı ve ancak belirli bir yakınsaklıkta fikir vermektedir. Kaynaklarda dişli dinamiği ve modellenmesi hakkında çok sayıda eser bulunmaktadır. Son kırk yılda değişik amaçlara yönelik pek çok farklı model geliştirilmiştir. Genellikle yay-kütle elemanları olarak oluşturulan bu modeller; gürültü analizinden düzgün çalışmaya kadar değişik amaçlar için oluşturulmuşlardır. Ancak dinamik bir modelden beklenen analizler: gerilmeler (eğilme gerilmesi, temas gerilmesi gibi), aşınmalar, transmisyon hatasının incelenmesi, gürültü, makina parçalarının yük paylaşımları (özellikle yataklara gelen yükler), sistemin doğal frekansları, sistemin titreşim karakteri, güvenilirlik ve ömür gibi hususlardan biri ya da birkaçıdır [1].

Dişli çark mekanizmasının dinamik davranışının bir problem olarak ortaya çıkışı yaklaşık olarak yüz yıl önceye dayanır. Ancak ilk elli yılda bu konuda kayda değer bir yol alındığını söylemek pek mümkün değildir. 1960'lerden sonra bilgisayarların kapasitelerindeki gelişmeler sayesinde, dişli esnekliklerinin dikkate alındığı sayısal çözüme uygun modeller ortaya çıkmıştır. Dinamik davranışın daha iyi anlaşılmasına imkan veren bu çalışmalar çeşitli seviyelerde modeller ile yapılmıştır. Çok sayıda teorik çalışmaya ek olarak az sayıda deneysel çalışma ile ilgili yayınlar literatürde mevcuttur. Ayrıca, son dönemlerde sonlu elemanlar yöntemi de dişliler ile ilgili çeşitli hesaplarda sıkça kullanılan bir yöntemdir. Dişli çark dinamiği ile ilgili kaynaklar sayı olarak fazla olsa da önemli çalışmaları şöyle özetlemek mümkündür [1];

1.1 Literatür Özeti

Dişli tıktırtısı/titreşimi/gürültüsü olgusu son yıllarda hem teorik hem de deneysel olarak derinlemesine araştırılmaktadır. Yapılan bu deneysel ve teorik çalışmalar neticesinde araştırmacılar farklı çözümler ileri sürmüşlerdir [2-12,14-17,19-21]. Taşıtlarda dişli tıktırtısını/titreşimini (şanzıman/vites kutusu gürültüsünü) azaltmak için temel olarak konu; çok kademeli debriyaj damperi veya çift kütleli volan ile şanzımanın dışından ve dişli parametreleri, yağ ve yağlama araçları ile şanzımanın içinden olmak üzere iki temel çözüm sunulmuştur. Pek çok çalışma titreşimin sadece non-linear matematik modeli üzerinde yoğunlaşmıştır. Literatürdeki deneysel analize dayanan çalışmalarda genellikle gürültü ölçümü, ivme ölçer ile yapılan dişli kutusu titreşim ölçümleri neticesinde elde edilen veriler ilişkilendirilmiş. Bazı çalışmalarda kurulan deney setinde yağın dişli tıktırtısı üzerindeki etkisi araştırılmış, bunun için optik encoderlar kullanılarak dişlilerin birbirlerine göre rölatif(izafi) hızları ölçülmüştür.

[2] nolu çalışmada dişli gürültüsü öncelikle deneysel olarak tanımlanmaya çalışılmıştır. Bu amaçla ilk olarak basit bir dişli kutusuna sahip bir test düzeneği oluşturulmuş ve farklı dişli kutuları sisteme entegre edilerek gürültü sınırları ve gelişimi karakterize edilmesi hedeflenmiştir. Buradan elde edilen sonuçlarla basit bir model elde edilerek gürültü üzerinde en çok etkili olan parametreler belirlenmeye çalışılmıştır.

[3] ve [4] nolu çalışmalarda modül, diş sayısı, dişli boşluğu, basınç açısı gibi dişli geometrisi tasarımında kullanılan parametrelerdeki değişimlerin gürültü seviyesi üzerindeki etkileri analiz edilmiştir.

[5] nolu çalışmada dişliler arasındaki boşlukta yer alan yağ tabakasının gürültü üzerindeki etkisinin analizi için tek serbestlik dereceli non-lineer model sunulmuş, yağlama durumuna ve yağ karakteristiklerine göre gürültü seviyesindeki değişimler irdelenmiştir.[6] ve [7] nolu çalışmalarda da yine yağ tabakasının etkileri üzerinde durulmuştur. [7] nolu çalışmada bu amaçla bir test düzeneği kurularak oluşturulan analitik modelin doğrulaması yapılmış [6] nolu çalışmada ise bu yağ tabakasının TGAS üzerindeki etkileri irdelenmiştir. [16] nolu çalışmada ise periyodik dişli boşluğu dalgalanmalarının dişli titreşimine olan etkisi hem teorik hem de bu teorik modeli destekleyecek sonuçlar vermiş olan deneysel bir çalışma ile desteklenmiştir.

[20] nolu çalışmada Umezawa helisel dişliler için literatürden farklı olarak yeni bir hareket denklemi tanımlamış ve bu teori deneysel verilerle doğrulanmaya çalışılmıştır. Daha sonra bu çalışmada yer alan direngenlik fonksiyonu Y.Cai tarafından modifiye edilerek, deneysel sonuçlarla desteklenip yeniden sunulmuştur [8]. Bu hareket denklemi takdim edilen çalışmanın temelini oluşturmakla birlikte, direngenlik fonksiyonu genişletilerek yeniden tanımlanıp kullanılmıştır. Değişiklikler ilgili bölümde açıklanmıştır.

[11] nolu çalışmada dişli hataları tespitinde kullanılan yan bant yapıları üzerinde durulmuştur. Bu amaçla parametrik olarak tahrik edilen dişli kavraması hem deneysel hem de teorik olarak irdelenmiş ve elde edilen sonuçlarla muhtemel yan bant genlikleri tahmini yapılmıştır.

[12],[14],[15] nolu çalışmada rölanti gürültüsü hem analitik hem de deneysel olarak bir taşıtın TGAS'inde irdelenmiş ve önerilen farklı matematiksel modellerin doğruluğu ispatlanmaya çalışılmıştır. [15] nolu çalışmadaki direngenlik fonksiyonu ile ilgili benzer bir açıklama yer almaktadır.

[17] nolu çalışmada LuK GmbH & Co. desteğiyle Matlab/Simulink ortamında içten yanmalı motorlar için teorik tork değerleri elde edilmeye çalışılmış ve sonuçlar deneysel verilerle desteklenmiştir.

[19] nolu çalışmada dişli boşluğunun tıkrıtya etkileri lineer ve non-lineer modellerle teorik olarak analiz edilmiştir. Konu ile ilgili ilk yapılan çalışmalardan birisidir ve kendisinden sonraki çalışmaların bir çoğuna referans olmuştur.

1.2 Tezin Amacı

Bu çalışmada güç aktarma sisteminde debriyaj bulunduran taşıtlar için;

Vites rölanti konumda iken, motor torkundaki dalgalanmalar nedeniyle vites kutusunda meydana gelen dişli titreşimlerine, debriyaj damper mekanizmasının etkisinin analizi için analitik bir model oluşturulması hedeflenmiştir. Bu amaçla öncelikle bu sorunun kaynağı olan motor tork dalgalanmalarının oluşum nedenleri ortaya konulmaya çalışılmış, taşıt güç aktarma organları ile ilgili temel ve genel bilgilendirme yapılmış, problemin analitik modeli çıkartılarak Matlab&Simulink yazılımında simule edilmiş, konu ile ilgili deneysel ölçümler yapılmış ve elde edilen sonuçlar birbirleriyle ilişkilendirilerek analitik model doğrulanmaya çalışılmıştır.

1.3 Problemin Tanımı ve Kabuller

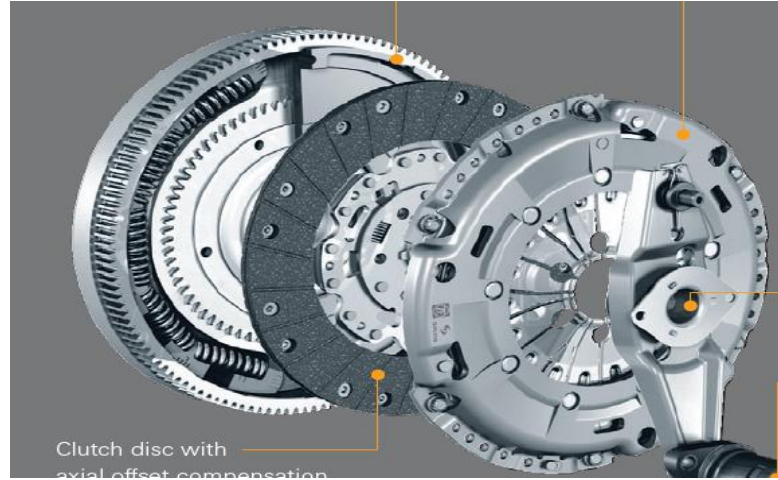
Transmisyon gürültüsü, tıktırtı ve uğultu şeklinde ortaya çıkmaktadır. Tıktırtı, üzerinde moment iletimi olmayan dişli gruplarının temas yüzeyi noktası değişimi sesidir. Vites kutusunda çıkış şaftı üzerindeki dişliler avaredir ve backlash denen belli bir diş boşluğu ile giriş şaftı üzerindeki dişlilere monte edilmişlerdir ve senkromeç ile tork aktarımı için kilitlenmedikleri sürece serbest hareket ederler. Bilindiği üzere motorun ürettiği tork özellikle silindirlerdeki yanma çevriminden dolayı sabit olmadığından yani motor sabit yada dalgalanmayan açısal hız üretmediğinden giriş şaftı üzerine sabitlenmiş dişliler, çıkış şaftı üzerindeki dişliler ile aralarındaki backlash nedeniyle çarpışarak çalışmak durumunda kalırlar. Bu çarpışmalar da gürültü meydana getirir. Bu çarpışmalar ile meydana gelen gürültü özellikle taşıtlarda kolaylıkla diğer seslerden ayrılacak bir yapıdadır.

Günümüz taşıtlarında bu titreşimler temel olarak iki prensiple sönümlenmeye çalışılmaktadır. Birinci yöntem tek kütleli volan – pre-damperli debriyaj disk kombinasyonu ikincisi ise çift kütleli volan (DMF) – yaysız debriyaj disk kombinasyonudur. Birinci yöntem otomotivde ilk kullanılmaya başlanılan yöntem olmakla beraber hala günümüzde çok yaygın olarak kullanılmaktadır ancak belli teknik sınırlar içerisinde kalması gerektiğinden yeni nesil yüksek verimli dizel motorlu taşıtlar için tasarımı ve üretimi ikinci yönteme göre nispeten daha zordur. İkinci yöntem olan çift kütleli volan DMF - yaysız disk kombinasyonu ise en yeni çözüm olup ilk kez 1985 yılında kullanılmaya başlansa da rezonans sorunu 1989 yılında çözülmüş ve gerçek anlamda ilk kez 1990 model Porsche Carrera 2s ve 4s’de kullanılmıştır. Transmisyon

gürültüsü düşük devirlerde daha yüksektir ve düşük devirlerde DMF çok daha iyi performans göstermesine karşın maliyeti birinci yöntemle göre çok daha yüksektir.



Şekil 1.1 Tek kütleli volan ve pre-damperli disk [25]



Şekil 1.2 Dmf ve yaysız disk [22]

Analitik model için aşağıdaki kabuller yapılmıştır;

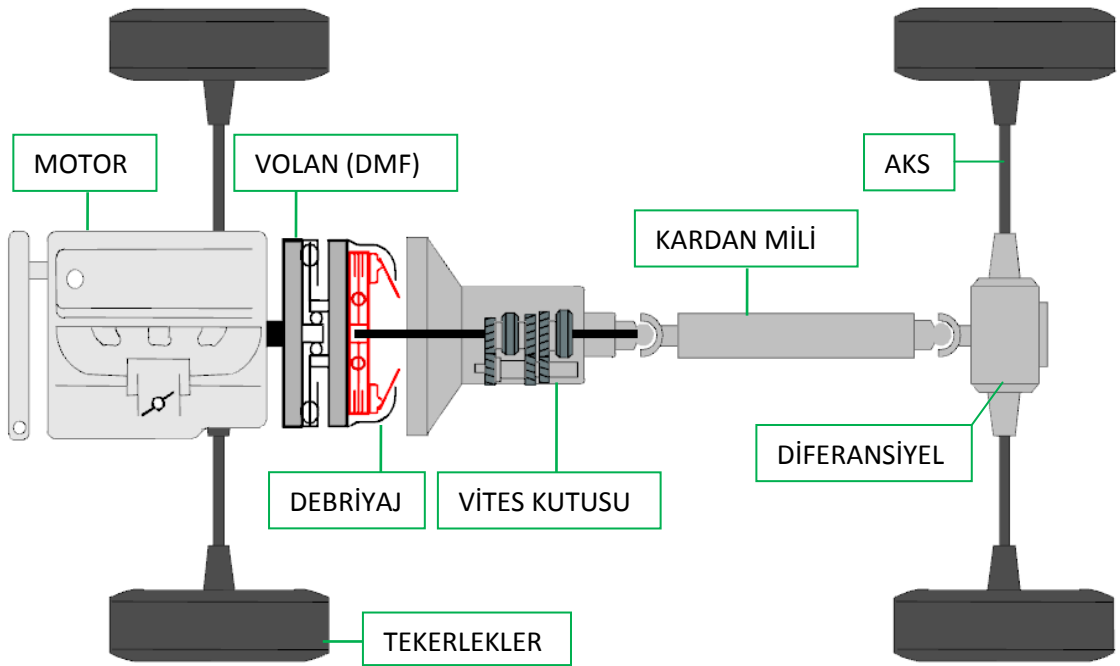
- Vites kutusunun motora sadece prizdirek ile debriyaj diskine bağlı olduğu kabul edilmiş motordan gelen diğer yönlerdeki titreşimler ihmal edilmiştir.
- Vites kutusu içersindeki giriş mili üzerindeki dişliler prizdirek ataletiyle birlikte tek dişliye ve çıkış mili üzerindeki dişliler mil ataleti olmadan tek dişliye indirgenerek kullanılmıştır.
- Dişliler arasındaki eksen kaçıklığı ihmal edilmiştir.
- Çıkış mili üzerindeki dişlilerin sürtünmesiz şekilde yataklandığı kabul edilmiştir.
- Debriyaj diski göbeği ile prizdirek arasındaki diş boşluğu ihmal edilmiştir.

- Giriş ve Çıkış milinin şanzımanda sabitlendikleri yataklardaki sürtünme ihmal edilmiştir.
- Vites kutusunda yer alan yağın sönüm katsayısının sıcaklıkla değişmediği kabul edilmiştir.

Literatürde konu ile ilgili yapılan çalışmalar incelendiğinde gürültüye etki eden başlıca parametreler şöyle özetlenebilir ;

- Motor tork karakteristiği
- Bileşenlerin atalet momentleri
- DMF veya debriyaj diskinin yay, izafi hareket miktarı ve histerezis karakteristiği
- Dişli boşluğu (backlash) miktarı
- Sürükleyici tork
- Yağ karakteristiği
- Dişli geometrisi ve yapısı
- Eksenel kaçıklık

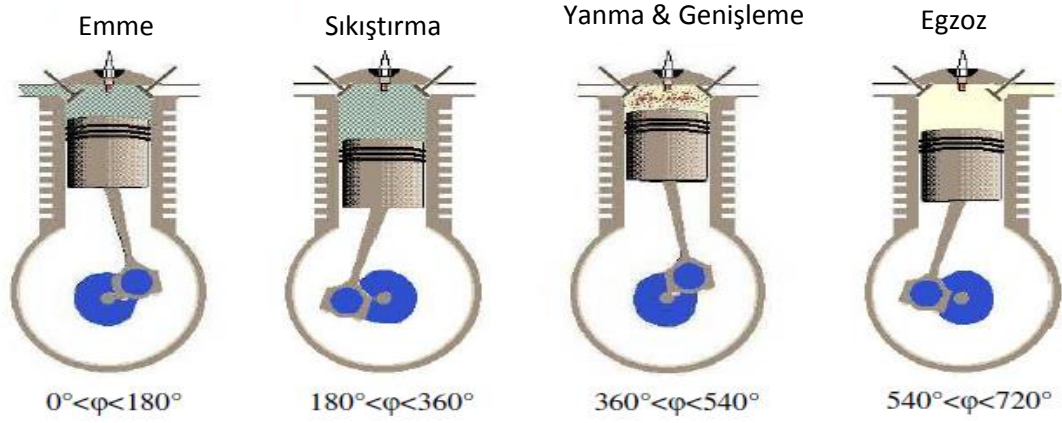
TAŞIT GÜÇ AKTARMA ORGANLARI



Şekil 2.1 Taşıt güç aktarma organları [23]

Hareket halindeki bir taşıta etkiyen kuvvetler, taşıtı hareket ettiren kuvvetler ve bu harekete etki eden kuvvetler olmak üzere ikiye ayrılır. Hareket ettirici temel kuvvet; motor tarafından üretilerek, aktarma organları aracılığıyla tekerleklere ulaştırılan ve tekerlekle yol arasındaki etkileşime bağlı ortaya çıkan kuvvettir. Motor tarafından üretilen kuvvet ve hareketi tekerleklere ileten sisteme, tahrik sistemi veya taşıt güç aktarma sistemi denilmektedir. Sistem bileşenleri volan, debriyaj, vites kutusu, kardan mili, diferansiyel, aks ve tekerleklerdir. Şekil 2.1’de Taşıtın güç aktarma organları gösterilmiştir.

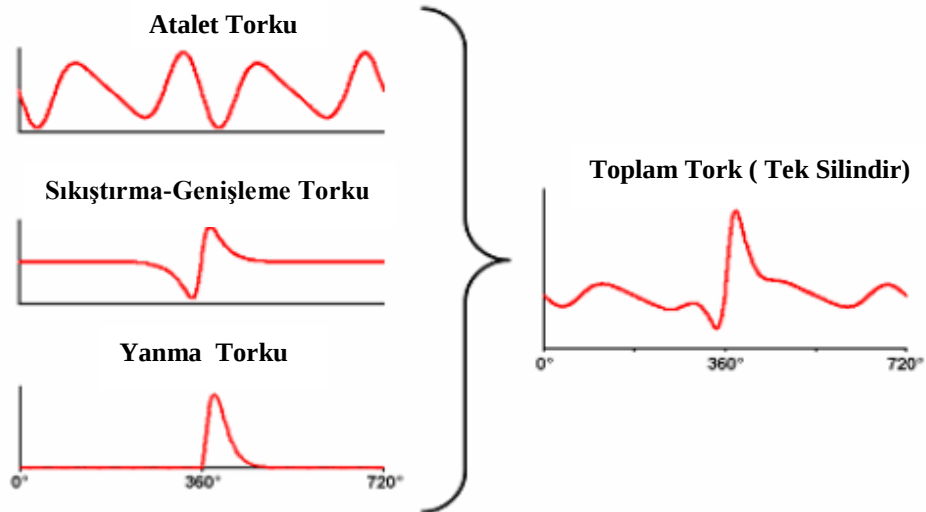
2.1 İçten Yanmalı Motorlarda Tork Oluşumu



Şekil 2.2 İçten yanmalı motorlarda dört-zaman çevrimi [17]

Bir silindirden elde edilen dinamik tork değerlerine bakıldığında; elde edilen bu değeri üç farklı tip torkun toplamı olarak ifade edebiliriz. Bunlar [17] ;

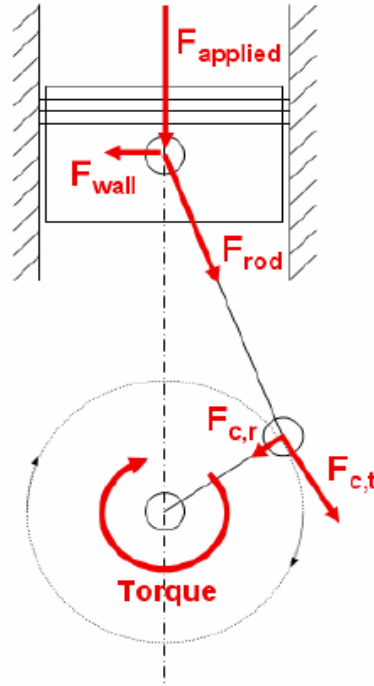
1. Atalet Torku (Mass Torque); İvmelendirilmiş piston kütesinin oluşturduğu kuvvetler neticesinde oluşan tork
2. Sıkıştırma-Genişleme Torku (Compression/Expansion Torque); Sıkıştırma ve genişleme proseleri esnasında oluşan tork
3. Yanma Torku (Combustion Torque); Yanma esnasında oluşan tork



Şekil 2.3 Dinamik tork bileşenleri [17]

Bu üç tork bir silindirden oluşturulan toplam torktur. Net torku elde etmek için sürtünme torku'un (Friction Torque) toplam torktan çıkarılması gerekmektedir [17].

2.1.2 Krank Mekanizması Dinamiği



Şekil 2.5 Krank mekanizması dinamiği [17]

Krank mili üzerine etki eden kuvvetler radyal kuvvet $F_{c,r}$ ve teğetsel $F_{c,t}$ kuvvet olarak ikiye ayrılır. Krank mili torkuna sadece teğetsel kuvvet etmektedir [17].

Pistona gelen kuvvet ile krank miline etkiyen teğetsel kuvvet $F_{c,t}$ arasında;

$$F_{c,t} = F_{\text{applied}} * \left(\sin(\varphi) + \frac{\lambda \cdot \sin(2\varphi)}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)}} \right) \quad (2.7)$$

Eğer bu eşitlik krank mili yarıçapı ile çarpılırsa krank mili torku elde edilir.[17]

$$T_{\text{crank}} = r * F_{\text{applied}} * \left(\sin(\varphi) + \frac{\lambda \cdot \sin(2\varphi)}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)}} \right) \quad (2.8)$$

2.1.3 Atalet Torku

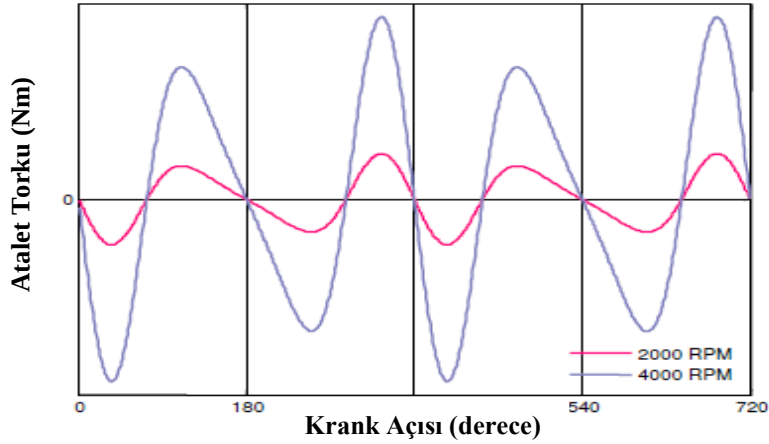
Newton'un II. kanunundan pistona etkiyen kuvvet ve tork aşağıdaki şekilde yazılabilir ;

$$F = -m_{osc} * \ddot{x}(\varphi) \quad (2.9)$$

$$T_{mass} = r * F * \left(\sin(\varphi) + \frac{\lambda \cdot \sin(2\varphi)}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)}} \right) \quad (2.10)$$

$$T_{mass} = -m_{osc} * \omega^2 * r^2 * \left(\sin(\varphi) + \frac{\lambda \cdot \sin(2\varphi)}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)}} \right) * \left(\cos(\varphi) + \frac{\lambda \cdot \cos(2\varphi)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)}} + \frac{\lambda^3 \cdot \sin^2(2\varphi)}{4 \cdot \left(\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)} \right)^3} \right) \quad (2.11)$$

Elde edilen formülden de görülebileceği gibi atalet torku sadece silindir geometrisi ve motor devrine bağlıdır. [17]



Şekil 2.6 Bir tam çevrim için atalet torku [17]

2.1.4 Sıkıştırma-Genişleme Torku

Silindir içerisindeki gazın sıkıştırılması ile artan basınç piston üzerinde kuvvet oluşturur. Bu kuvvet krank mili üzerinde tork oluşumu sağlar. Yanma prosesi olmasa dahi sıkıştırma-genişleme torku yine vardır. Bu tork yanma prosesinden bağımsızdır. Bu torku simule edebilmek için silindir basınç değerine ihtiyaç vardır. Analiz için genellikle aşağıda belirtilen kabuller yapılır [17];

- Silindir içerisindeki gaz idealdir
- Sıkıştırma-Genişleme isentropiktir
- İsentropik katsayı κ sabittir, sıcaklıkla değişmez.

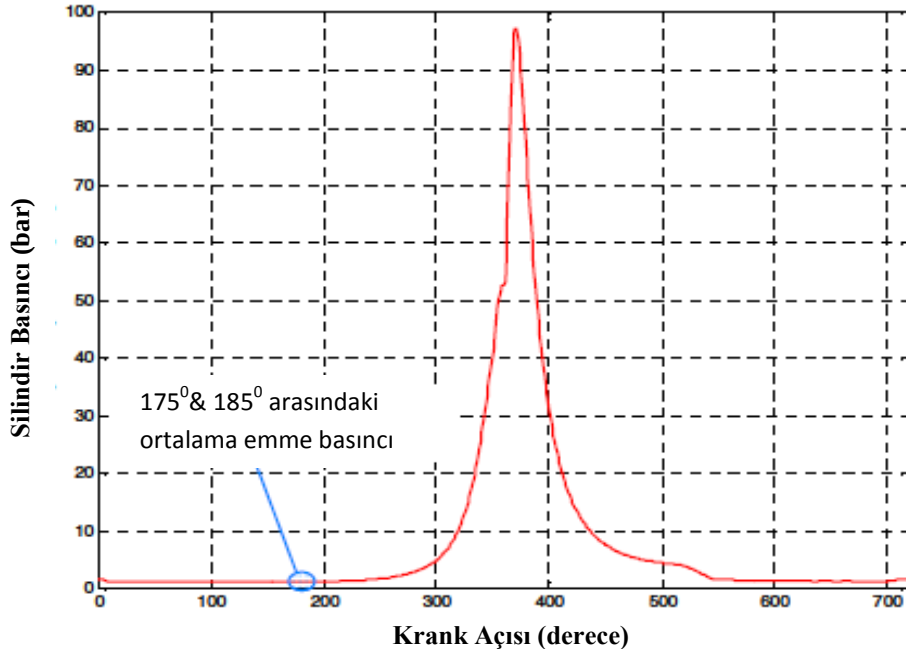
$$P \cdot V^\kappa = \text{Sabit} \quad (2.12)$$

$$P_{comp-exp}(\varphi) \cdot (V(\varphi))^\kappa = P_{intake} \cdot \left(\frac{V_c + V_d}{V(\varphi)} \right)^\kappa \quad (2.13)$$

Krank mili açısına bağlı silindir hacmi;

$$V(\varphi) = V_c + \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot x(\varphi)$$

$$V(\varphi) = \frac{\pi \cdot r \cdot d^2}{4} \cdot \left[\frac{2}{\varepsilon - 1} + (1 - \cos(\varphi)) + \frac{1}{\lambda} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)} \right) \right] \quad (2.14)$$



Şekil 2.7 Silindir basınç ölçümü [17]

Simülasyon için krank mili açısına bağlı basınç değişimleri için aşağıdaki kabuller yapılır [17];

$$* P_{comp-exp}(\varphi) = P_{intake} \quad \varphi < 180^\circ \quad (2.15)$$

$$* P_{comp-exp}(\varphi) = P_{intake} \cdot \left(\frac{V_c + V_d}{V(\varphi)} \right)^\kappa \quad 180^\circ \leq \varphi \leq 540^\circ \quad (2.16)$$

$$* P_{comp-exp}(\varphi) = P_{exhaust} \quad \varphi > 540^\circ \quad (2.17)$$

$P_{exhaust}$ krankmilinin 625°-635° açıları arasındaki ortalama basınç değeridir.

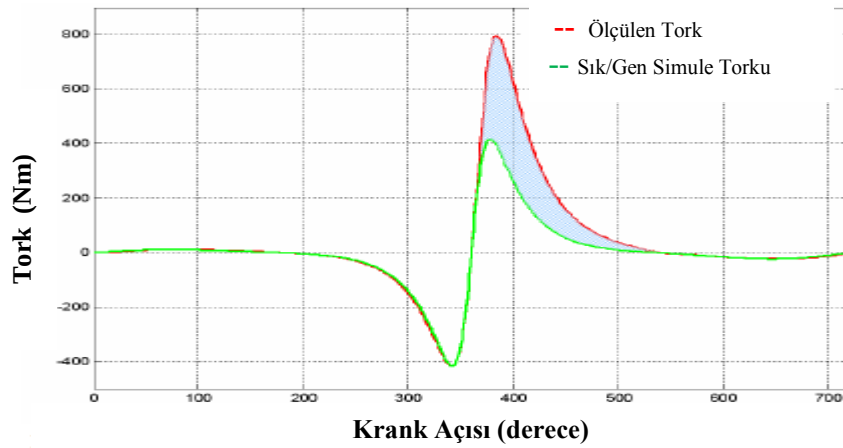
Sıkıştırma-genişleme torku krank mili torkuna dönüştürülebilir;

$$F_{piston}(\varphi) = \frac{\pi \cdot d^2}{4} * (P_{comp-exp}(\varphi) - P_{sur}) \quad (2.18)$$

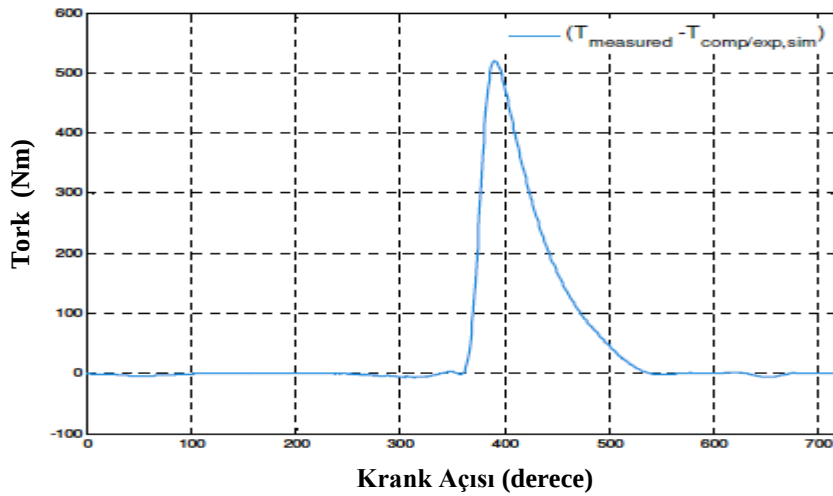
$$T_{comp-exp}(\varphi) = \frac{\pi \cdot d^2}{4} * (P_{comp-exp}(\varphi) - P_{sur}) * r * \left(\sin(\varphi) + \frac{\lambda \cdot \sin(2\varphi)}{2 \cdot \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)}} \right) \quad (2.19)$$

2.1.5 Yanma Torku

Yanma prosesinden oluşan krank mili torku toplam gaz torku ile sıkıştırma-genişleme torku arasındaki fark olarak hesaplanabilir. Toplam gaz torku silindir basınç ölçümünden, sıkıştırma-genişleme torku ise simülasyondan bulunur. Bu iki eğri arasındaki fark yanma torku olarak kabul edilir. Yanma torkunu modellemek için Isermann/Pennec metodu kullanılmıştır [17].



Şekil 2.8 Yanma torku [17]



Şekil 2.9 Yanma torku [17]

2.1.5.1 Isermann Metodu

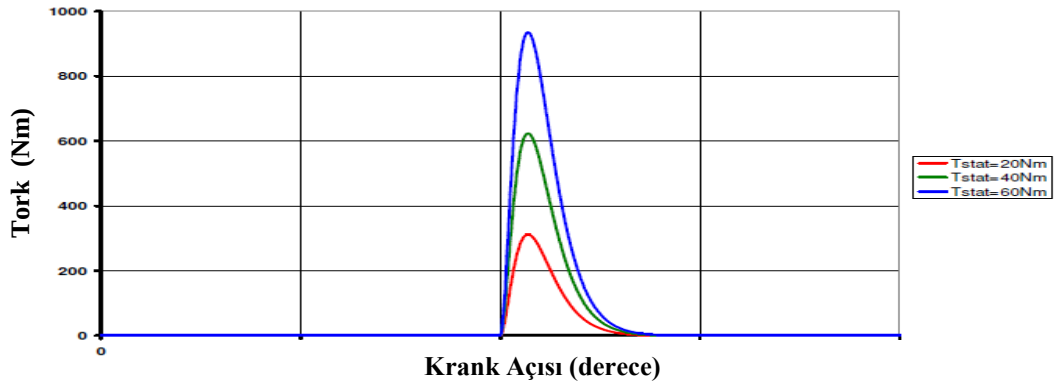
Iserman metodu ile yanma torkunu modellemek için aşağıdaki formülasyon kullanılmaktadır [17].

$$T_{comb}(\varphi) = \frac{16\pi T_{static}}{(\varphi_{max})^3} * \varphi^2 * e^{-2\frac{\varphi}{\varphi_{max}}} \quad 360^\circ < \varphi < 540^\circ \quad (2.20)$$

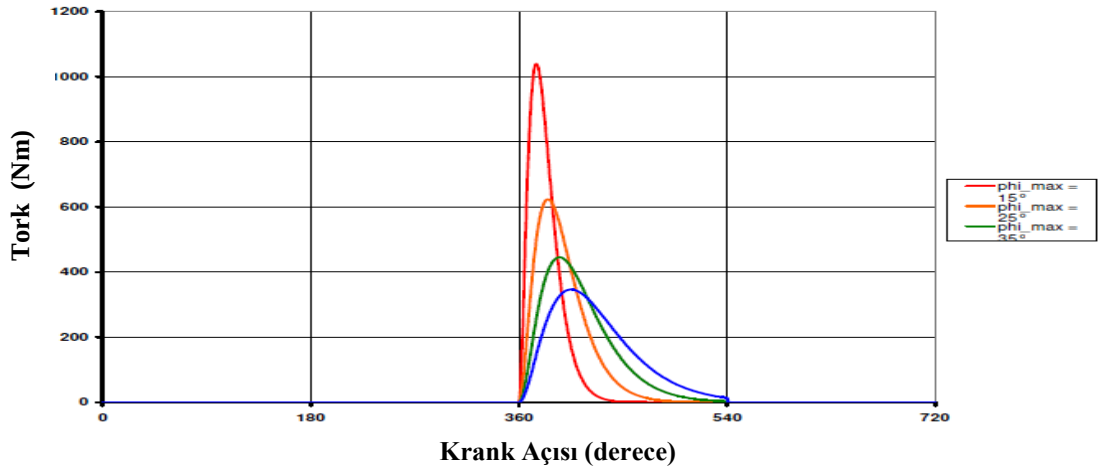
Görüldüğü üzere T_{static} ve φ_{max} iki değere bağlıdır. Bu iki değerde ölçümle elde edilmektedir. Statik tork bir tam çevrim için ortalama değerdir ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$T_{comb}(\varphi) = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} T_{measured}(\varphi) d\varphi = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} P \frac{dV}{d\varphi} d\varphi \quad (2.21)$$

φ_{max} ile yanma torku arasındaki ilişki aşağıdaki grafiklerde verilmiştir. Zamanla Iserman metodunun sınırlı kaldığı gözlenmiş ve Isermann/Pennec metodu geliştirilmiştir.



Şekil 2.10 T_{stat} 'ın yanma torkuna etkisi [17]



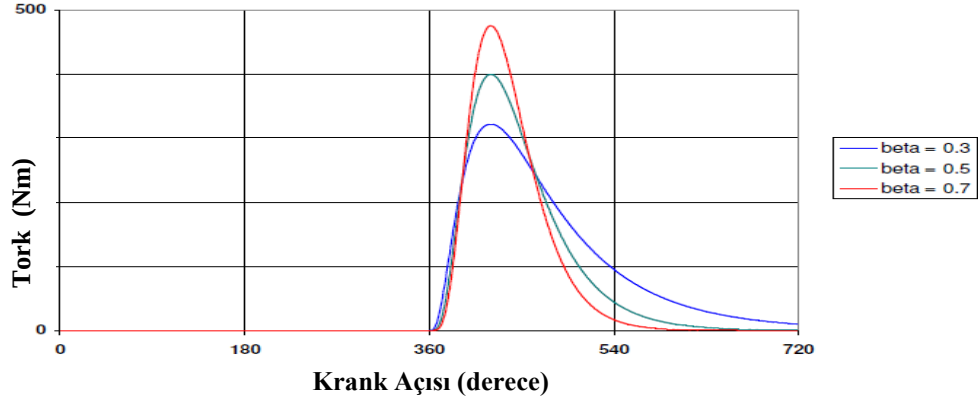
Şekil 2.11 φ_{max} 'ın yanma torkuna etkisi [17]

2.1.5.2 Isermann/Pennec Metodu

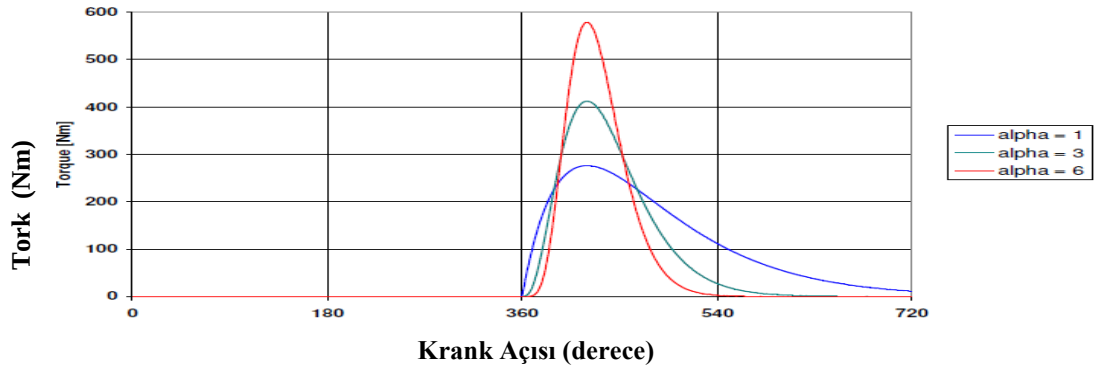
Bu metot yanma torkunu daha doğru modellemek için iki fazla parametre kullanmaktadır [17].

$$T_{comb} = T_{comb}(\varphi, T_{static}, \varphi_{max}, \alpha, \beta) \quad (2.22)$$

Bu iki parametrenin (α, β) yanma torkuna etkisi aşağıdaki grafiklerde verilmiştir.



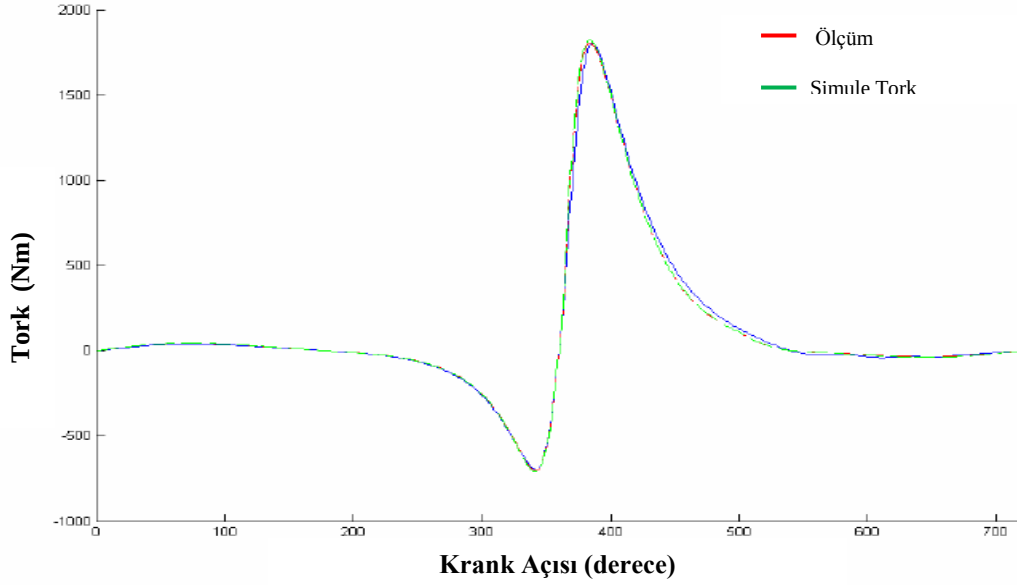
Şekil 2.12 β 'nin yanma torkuna etkisi [17]



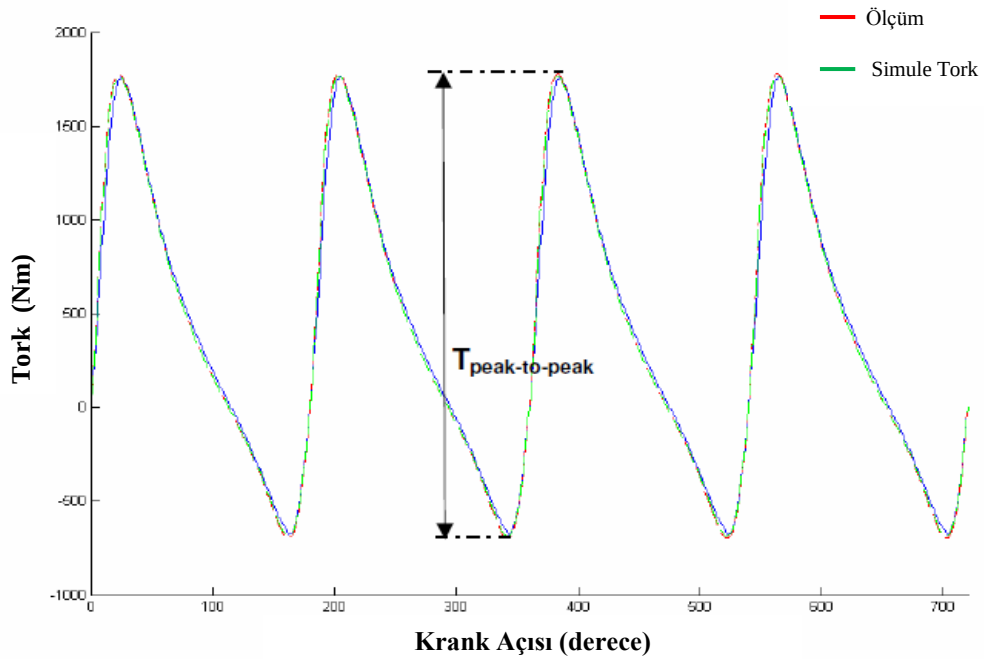
Şekil 2.13 α 'nın yanma torkuna etkisi [17]

Toplam motor torku tek silindir için elde edilen değer ile aşağıdaki formülasyon yardımı ile bulunur; simülasyon ve ölçüm değerleri karşılaştırması aşağıdaki grafiklerde verilmiştir [17].

$$T_{engine} = \sum_{i=0}^{n_{cyl}-1} T_{cyl} \left(\varphi + i * \frac{4\pi}{n_{cyl}} \right) \quad (2.23)$$



Şekil 2.14 Tek silindir için dinamik tork [17]



Şekil 2.15 Toplam dinamik motor torku [17]

2.2 Volan

Krank miline bağlı, krankın hareketi ile direkt dönen ve ateşleme anında aldığı gücü diğer anlarda motorun dönmesi için harcayarak hareketin devamlılığını sağlayan güç aktarma organıdır. Ateşleme aralığı ne kadar fazla olursa motorda kullanılacak volanda o nispette büyük olur. Krank milinde moment değişimleri sonucunda oluşan titreşimleri

üzerine alarak motorun düzenli çalışmasını sağlar. Debriyaj diskine hareket veren bir kavrama parçası olarak da görev yapar. Ayrıca üzerinde bulunan volan dişlisi yardımıyla motora ilk hareket verilir. Tek kütleli ve çift kütleli volan olmak üzere iki tipi mevcuttur [24].



Şekil 2.16 Solid ve dmf volan örnekleri [22],[24]

Bir motorun döndürme momenti sabit değil oldukça değişkendir. Ancak motorlarda sabit bir döndürme momenti istenmektedir. Döndürme momenti eğrisini düzgünleştirmek için kullanılan araç silindirik bir kütle olan volandır. Motorun döndürme momenti ortalama döndürme momentinin üzerinde olduğunda devir biraz artmakta ve volan bir miktar enerji almaktadır. Bunun aksine, motor momenti ortalama momentin altına düştüğünde ise, devir biraz azalmakta ve volan enerji vermektedir. Böylece volan bir enerji düzenleyici görevi yapmakta ve devir sayısı değişimlerini en aza indirmektedir [24].

Otomotiv uygulamalarında genellikle disk tipi çelik volanlar kullanılır. Büyük yarıçaplı ince bir volan, motor için gerekli olan atalet momentini en az ağırlıkla sağlar. Nadiren kullanılan halka tipi volanlarda, göbek ve kollarında atalet momentine bir miktar etkisi olduğundan devir dalgalanmaları belirlenen değerlerden biraz daha az olmaktadır [24].

Motorun dönen diğer bazı parçaları, örneğin krank mili ve biyelin krank muylusundaki eşdeğer kütlesi de volan etkisi yapmaktadır. Taşıtın hareketi sırasında debriyaj kavramış durumda iken tahrik sistemindeki tüm dönen elemanlar ve taşıtın kendisi, motorun devir dalgalanmalarını azaltarak, motorun hemen hemen volana hiç ihtiyaç kalmayacak duruma getirirler. Ancak, otomotiv motorlarındaki volan tasarımında dikkate alınan öncelikli durum düşük hızlı rölanti çalışmasıdır. Volan etkisi ilk çalıştırma sırasında motorun dönmesi içinde önemlidir [24].

Volan, motorun bütün devirlerinde krank milinin düzgün ve dengeli dönüşünü sağlar. Volan iş zamanında bir kısım enerjiyi üzerine alarak diğer zamanlarda pistonların kolayca üst ölü noktaları aşmasını sağlar. Özellikle ateşleme aralığı fazla olan dört veya daha az silindirli motorlarda volana düşen iş daha fazladır. Ateşleme aralığı ne kadar fazla olursa motorda kullanılacak volanda o nispette büyük olur.

Volanlar genellikle grafitli dökme demirden yapılır. Dış tarafına da volan dişlisi denilen çelik bir çember dişlisi geçirilmiştir. Ayrıca volan malzemesi olarak çelik alaşımlar da kullanılmaktadır. Volan yapımında aracın türüne ve motorun özelliklerine göre, volan üzerinde çeşitli işaretler ve parçalar bulunmaktadır. Bazı motorlarda volan yüzeyine ÜÖN, ateşleme supapların açılıp kapanma işaretleri vurulmuştur. Elektronik ateşlemeli ve enjeksiyonlu araçlarda ateşleme avansını ayarlayabilmek için volan üzerine ek bir dişli konulmuştur. Bu dişli üzerinde iki adet diş iptal edilerek, ateşleme sırası gelen silindirin üst ölü noktaya 90 derece uzaklıkta olduğu beyne iletilip uygun avansın verilmesi ve ideal enjeksiyonun yapılması sağlanır. Günümüz motorlarında volan krank miline cıvatalı, sıkı geçme ve kamalı olarak bağlanmaktadır. Kranka etkiyen değişken motor momenti; milin hızında değişmelere neden olduğu gibi, zorlanmış titreşimler de oluşturur. Bu titreşimin frekansı sistemin doğal frekansına eşit olduğunda rezonansa yani aşırı burulmaya ve hatta milin kırılmasına neden olabilir [24].

2.2.1 Çift Kütleli Volan (Dmf)

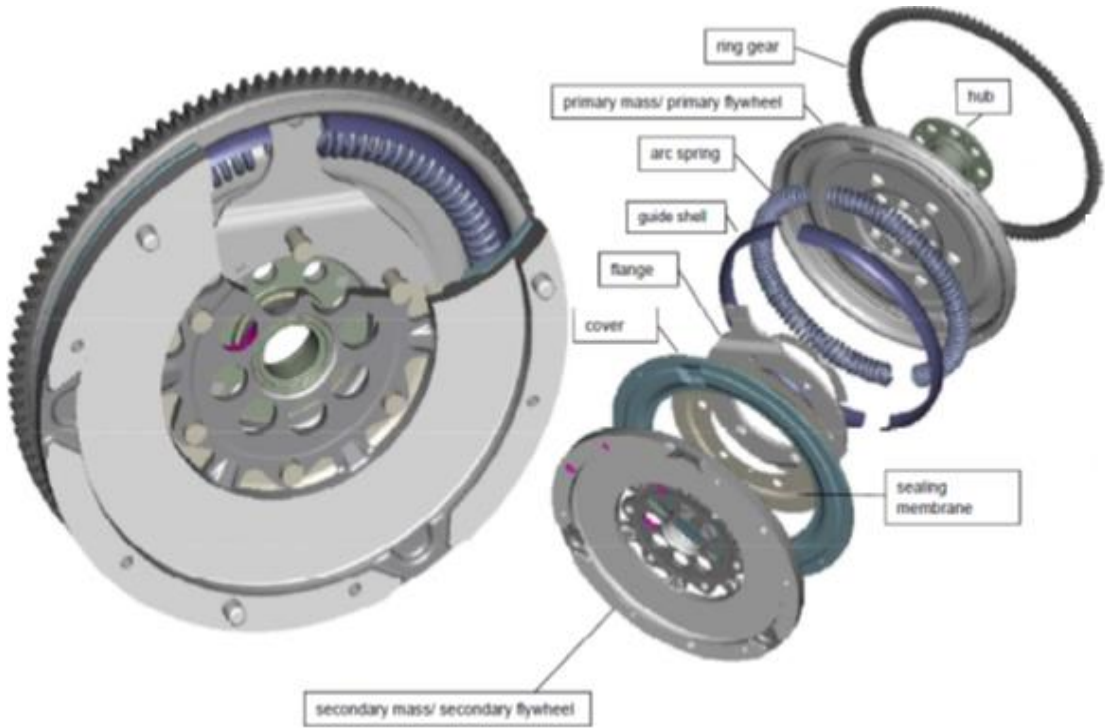
DMF motor ile dişli kutusu arasında debriyaj baskısı ve diski ile birlikte yer alır. DMF birincil ve ikincil kütleleri arasında yağlanmış, tork aktarımı için araçların güç aktarma sistem karakteristiklerine göre dizayn edilmiş, helisel yaylar bulunur. Birincil kütle krank miline cıvatalanmış ve üzerinde marş dişlileri yer alır. Debriyaj baskısı ve diski ikinci kütle üzerinde yer alır. Birincil ve ikincil kütleler birbirinden bağımsız izafi olarak döner [22].

DMF'in konvansiyonel/pre-damper diskli debriyaja göre avantajları;

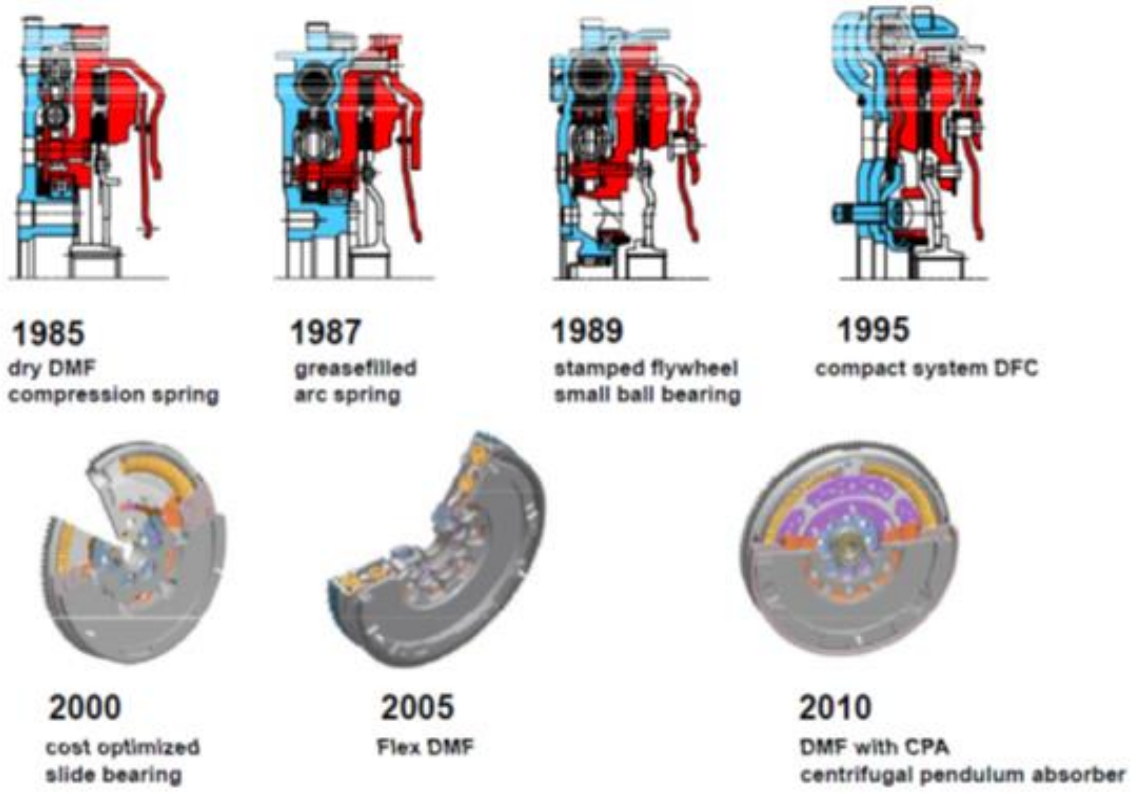
- Düşük gürültü
- Düşük devirlerde kullanılabilme
- Düşük yakıt tüketimi
- Kolay/konforlu vites değişimi
- Tüm motor devirleri için daha yüksek titreşim izolasyonu

- Taşıt dizaynına kolay adaptasyon
- Yüksek start/stop performansı
- Daha az yer kaplama(Kompakt)
- Çekme ve basma tip debriyajlara uygunluk

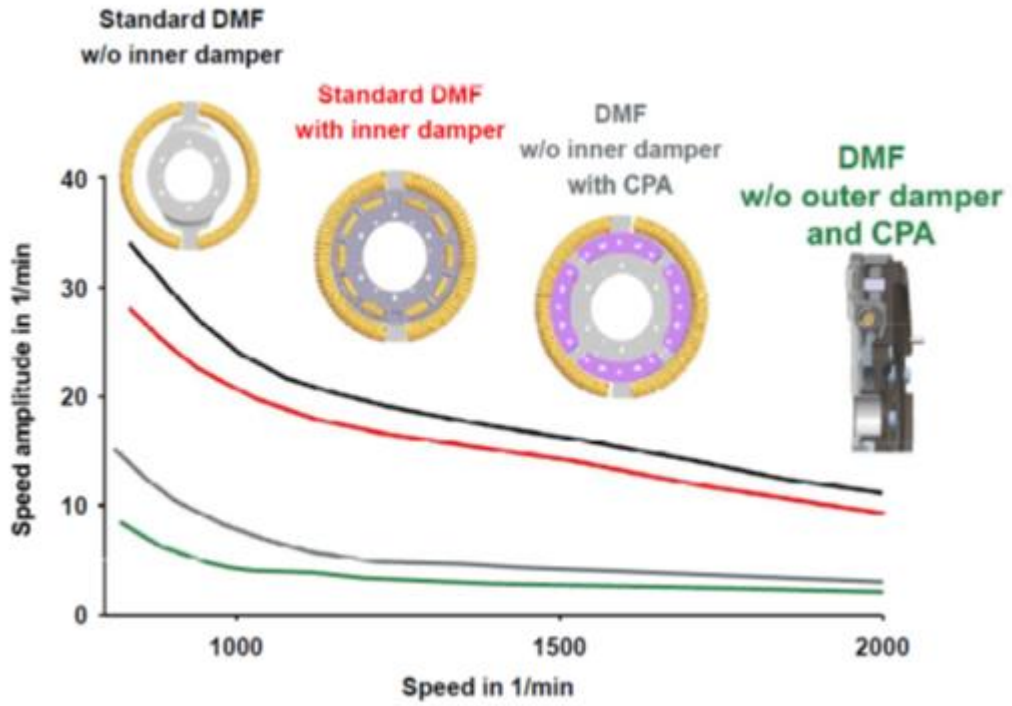
DMF in alt parçaları ve yıllar içerisindeki teknolojik gelişiminin yanı sıra konvansiyonel debriyaj diski ile mukayesesine ait çeşitli grafikler Şekil 2.18, 2.19, 2.20, 2.21 ve 2.22’ de verilmiştir [23].



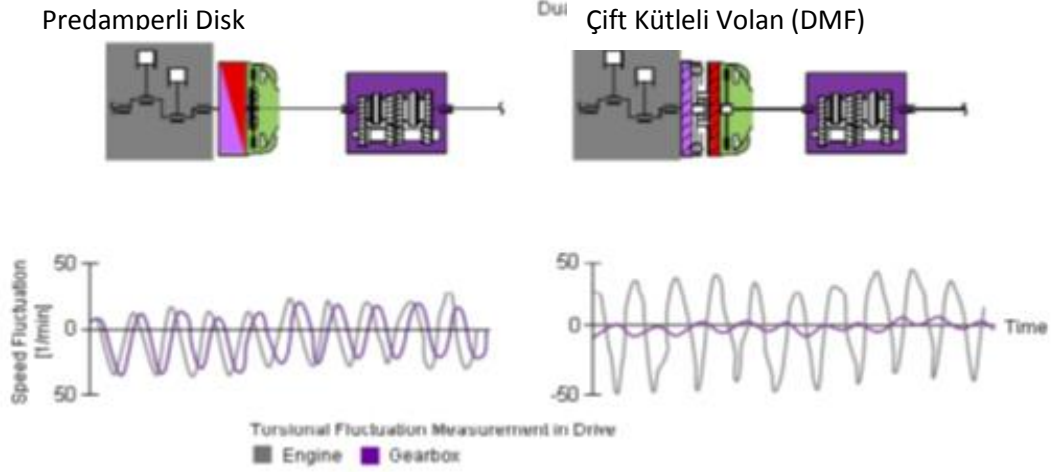
Şekil 2.17 Dmf bileşenleri [23]



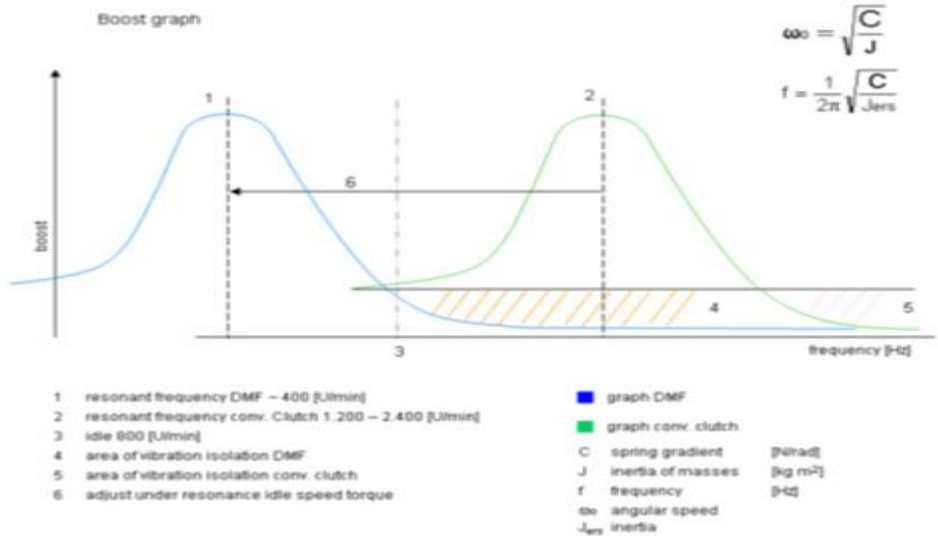
Şekil 2.18 Dmf'in yıllar içersindeki gelişimi [23]



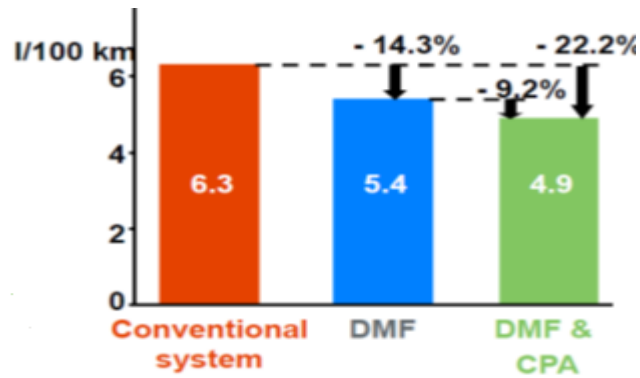
Şekil 2.19 Farklı dmf modellerinin titreşim izolasyon performansları [23]



Şekil 2.20 Debriyaj diski ile dmf'in titreşim izolasyon performansları [23]



Şekil 2.21 Debriyaj diski ile dmf'in titreşim aktarımları [23]



Şekil 2.22 Debriyaj diski ile dmf'in yakıt tüketim değerleri [23]

2.3 Debriyaj

Debriyaj, motorla vites kutusu arasındaki irtibatı keserek vites değiştirme olanağı sağlayan aktarma organıdır. Görevleri ilk hareket sırasında motorun hareketini tekerleklerle ileterek taşıtın sarsıntısız olarak harekete geçişini sağlamak, taşıt hareket halinde iken vites değiştirmek için motordan vites kutusuna hareket iletimini geçici olarak kesmek ve tekrar iletilmesini sağlamak ayrıca motor hızındaki dalgalanmaları sönümleyerek vites kutusuna iletmek olarak özetlenebilir. Baskı - Disk ve Rulmandan oluşur . Çalışma prensibine göre genel olarak Basma (Push) Tip ve ekme (Pull) Tip olmak ikiye ayrılmaktadır.



şekil 2.23 Basma ve çekme tip debriyaj rnekleri

Motor torkunun vites kutusuna aktarılmasında debriyaj diskinin , volan yüzeyi ve baskı plakası arasındaki sürtünme kuvvetinden yararlanılır. Debriyaj kavrama pozisyonunda iken volan ile birlikte dönmeye zorlanarak hareket iletilir.

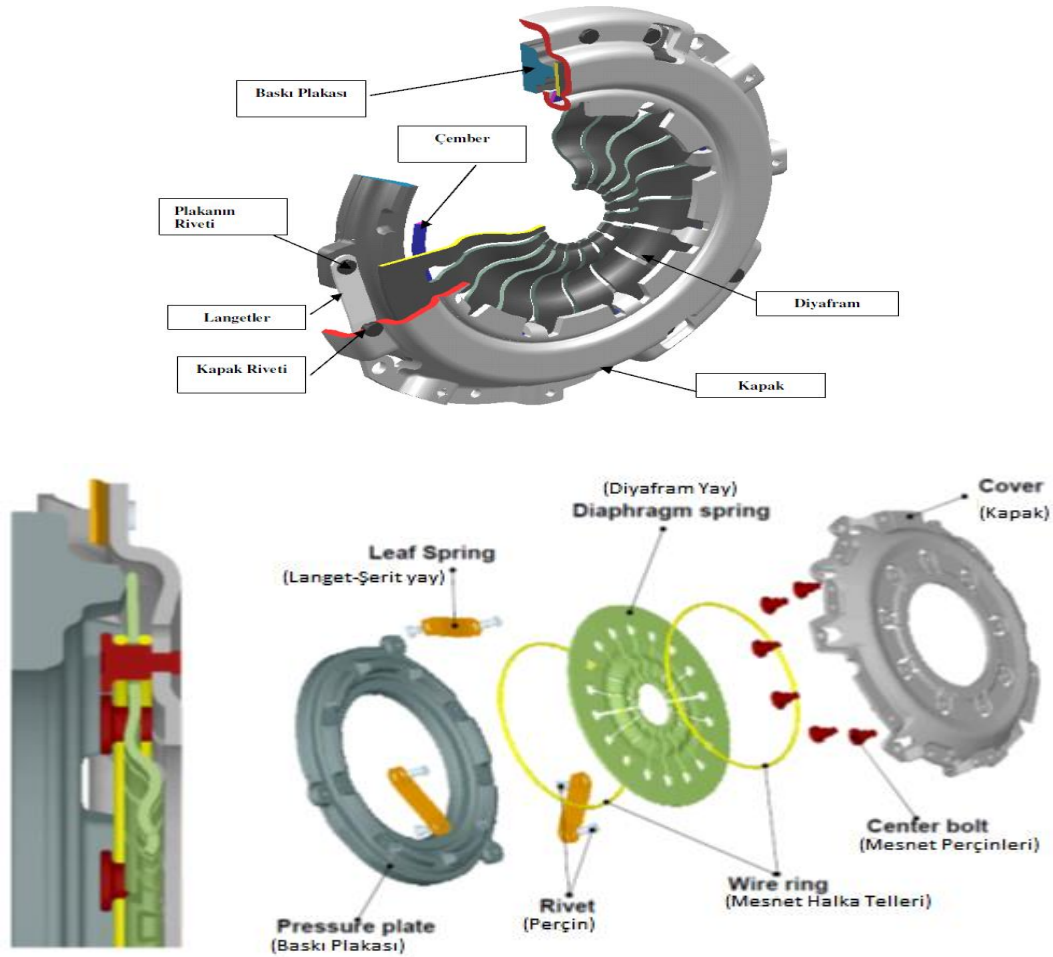
Debriyajın, g iletiminin sağlanmasıdaki özel görevi onu çok önemli bir parça durumuna getirmektedir. İçten yanmalı motorlarda uygun olmayan bir çok özellik

vardır. Bunlardan en istenmeyeni titreşimdir. Debriyaj, bu titreşimi engellemek için, bir çok yaylar ve titreşim yutucu elemanlarla donatılmıştır. Farklı hızlarda dönmelerine rağmen, motor ile vites kutusunun yeniden birleşmesini sağlar ve bu işlem sırasında oluşan ısıyı hasara sebep olmayacak şekilde dağıtır [18].

Debriyajın başka bir fonksiyonu da, motor ve vites kutusu arasında, bir emniyet valfi olmasıdır. Yüksek ve ani torkların, vites kutusuna zarar vermesini önleyen bir sigorta görevi görmektedir [18].

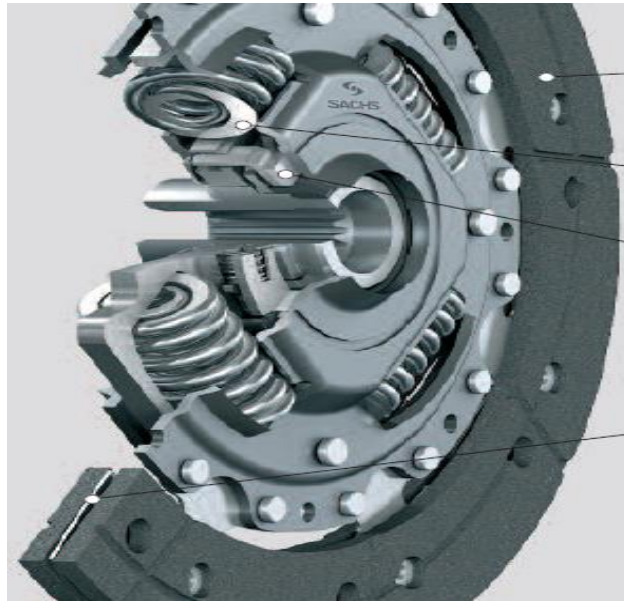
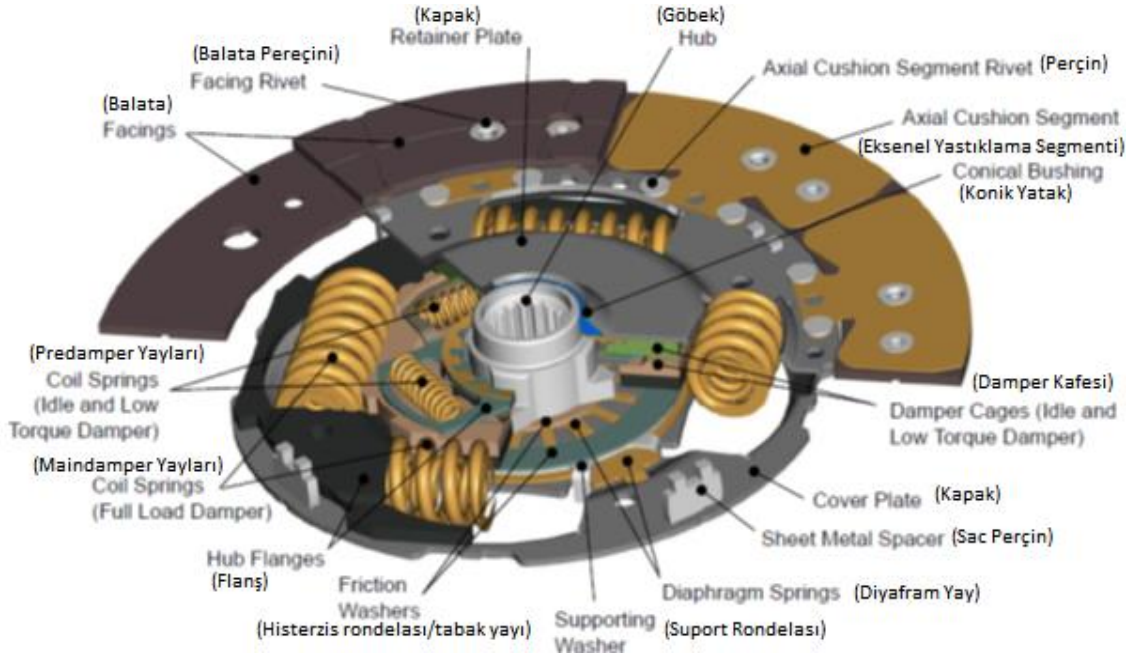
2.3.1 Debriyaj Elemanları

Debriyajın üç önemli parçası vardır. Bunlar Baskı, Disk ve Rulman kompleleridir [18],[23].



Şekil 2.24 Debriyaj baskısı bileşenleri [18],[23]

disk üzerindeki balataya baskı kuvveti uygulayarak motor torkunun vites kutusuna aktarılmasını sağlar. Baskı plakası aracı çalıştırma ve vites değiştirme esnasında kaybolan termal ısıyı absorbe eder. Baskı plakasının karakteristik eğrisi baskı plakası, rulman yükü ve ayrılma gibi birçok kriterle cevap verecek şekilde tanımlanmıştır. Baskı yükü, yeni ve de aşınmış haldeki minimum yük, tork iletimini garanti etmelidir. Bu yük uygun seçilmemişse araç üzerinde kaçırma problemi görülür [18],[23].

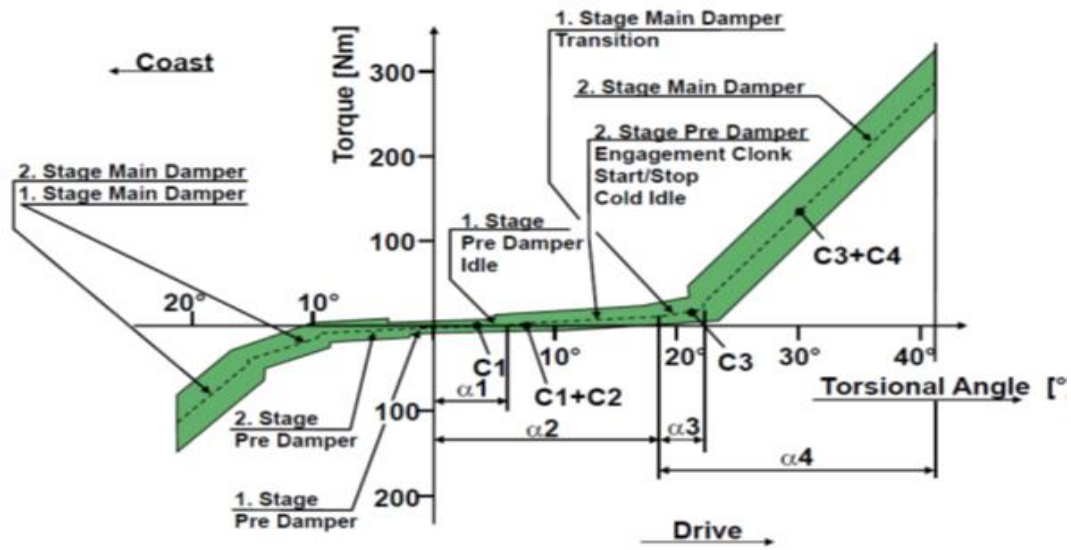


Şekil 2.26 Debriyaj disk bileşenleri [18],[24]

Debriyaj disk vites kutusundan çıkan prizdirek üzerine, serbest geçmiş durumdadır. Baskı plakası ile volan arasındadır. Prizdirek'e hareket iletir. İki tarafı sürtünme

balataları ile donatılmıştır. Çalışma esnasında sesler meydana getirebilecek ve aktarma organlarında, aşınmaya yol açabilecek titreşimleri sönümleyebilecek çeşitli damper mekanizmalarına sahiptir. Debriyajın çalışması esnasında genel olarak diskin rolü aşağıdaki gibidir [18];

- Kavrama noktasında torku iletmek ve sarsıntısız bir kalkış sağlamak (Balata sürtünme katsayısı, ortalama çap, judder faktör).
- Motor torkunu progresiviteli olarak ayarlamak(Eksenel yastıklama segmentleri).
- Motorun dönüş esnasında oluşturduğu düzensiz hareketleri filtre etmek (Pre-damper yayları, açısı ve histerezis).



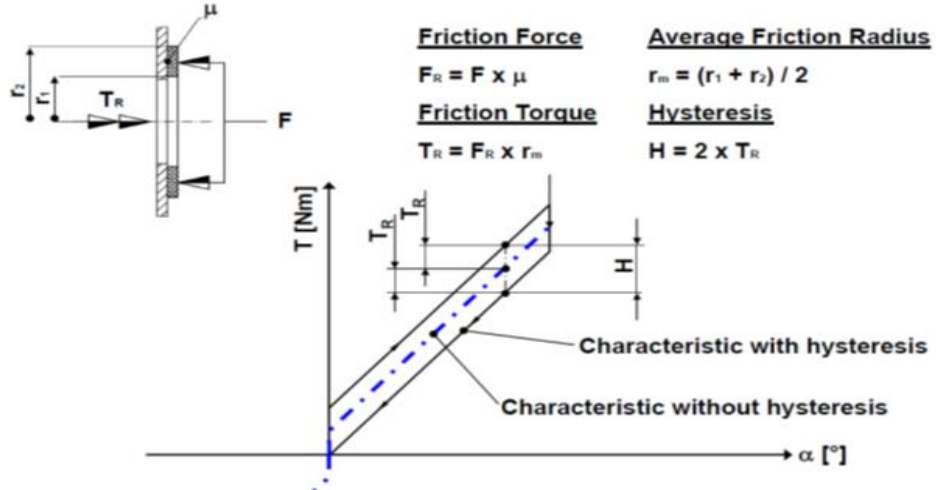
Şekil 2.27 Debriyaj damper mekanizması tork karakteristiği [23]

Motordan gelen düzensizlikleri/titreşimleri debriyajda ortadan kaldırma görevi temel olarak üç kavramla sağlanır;

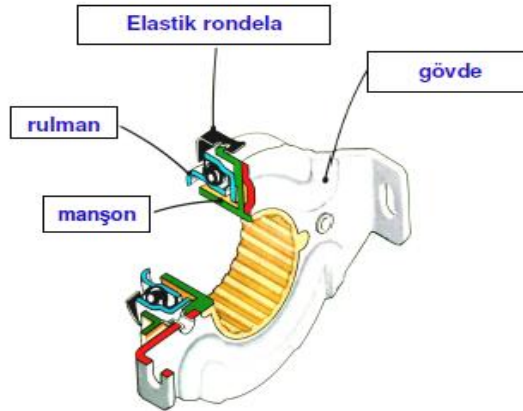
Damper mekanizması tork karakteristiği uygun seçilmezse aracın konforunu olumsuz yönde etkiler. Bunun dışında yay direngenlik değeri artıkça vites geçişleri zorlaşır kolay vites değiştirilemez .

Histerezis, Debriyajın çalışması esnasında iç komponentlerin birbirine göre göreceli hareketleri vardır. Bu hareketler sonucu sürtünme kuvveti oluşur. Motordan gelen düzensizlikleri filtre etmek için oluşturulan bu sürtünme kuvvetlerinin oluşturduğu etkiye histerezis denir. Histerezis seviyesi bu sürtünme kuvveti ile kontrol edilir. Komponentlerin malzemelerini, çaplarını ve bunlara etki eden dikey kuvvetleri kontrol ederek histerezis istenilen seviyede tutulabilir. Belli aralıktaki histerezisin aracın akustik konforunu artırmakta olumlu etkisi vardır [18].

Atalet momenti, genel olarak parçaların atalet momentleri arttıkça titreşimde azalma görülür. Ancak bu artışın aracın hızlanma, yakıt tüketimi ve kompaktlık gibi diğer birçok konuda taşıta olumsuz etkisi vardır.



Şekil 2.28 Diskde sürtünme kuvveti ve histerezis



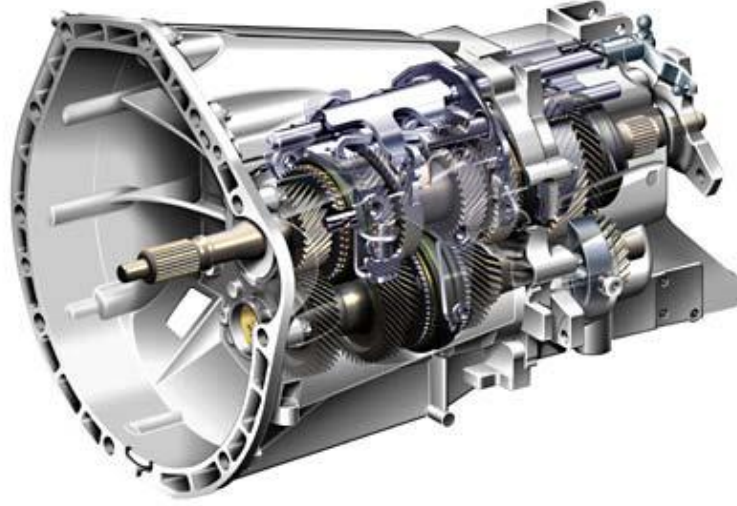
Şekil 2.29 Debriyaj rulmanı bileşenleri [18]

Rulman Kompleksi, Otomatik merkezlemeli ve temelde bir manşon ile bilyalı bir rulmandan oluşur. Vites kutusuna sabitleştirilmiş prizdirek muhafazası üzerinde bulunur. Çatal yardım ile hareket eder. Otomatik merkezleme sistemi ile de volan ve prizdirek eksenlerinin çakışmaması durumunda, eksenel kaçıklığı tolere ederek, aşınmaları önler. Günümüz taşıtlarında klasik debriyaj rulmanlarının yerini çok daha kompleks yapıdaki hidrolik rulmanlar almıştır [18].

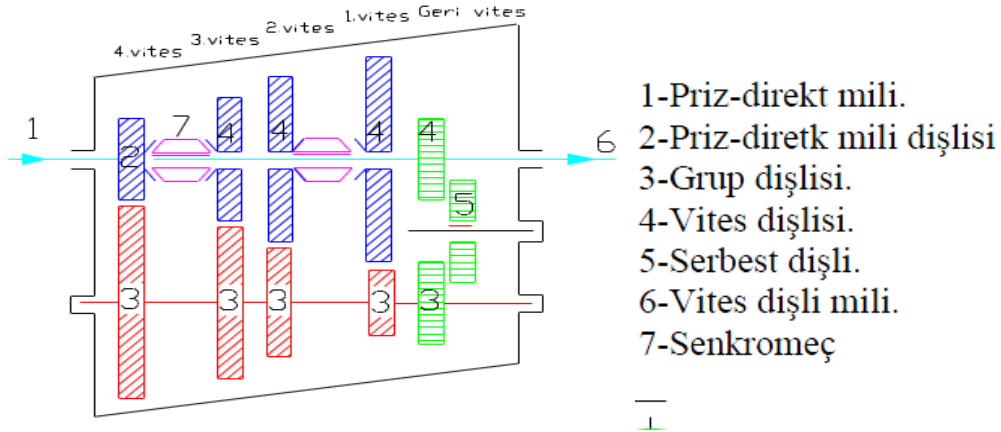
2.4 Vites Kutusu

Motordan, Debriyaj ile aldığı hareketi istenilen hız ve tork dönüşümlerini sağlayarak şaft ile diferansiyele ileten aktarma organıdır. Motorun doğrudan tahrik tekerlerine bağlanması, tahrik tekerlerinin yüksek hızda dönmesine ve elde edilecek itme

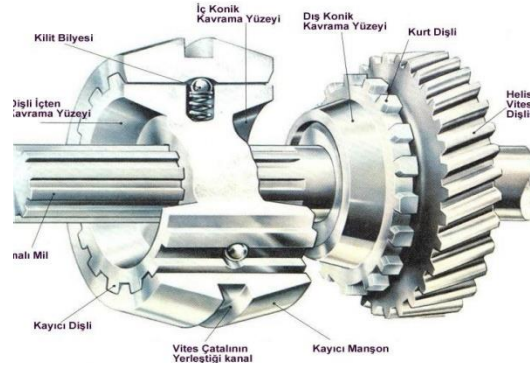
kuvvetinin taşıtı hareket ettiremeyecek düzeyde kalmasına neden olur. Değişik seyir koşullarında gerekli itme kuvvetinin oluşturulabilmesi için motor momentinin belirli oranlarda aktararak tahrik tekerlerine iletilmesi gerekir. Bu işlem vites kutuları ile gerçekleştirilir. Görevleri; Momenti arttırarak aracın kalkışını sağlamak (1.vites), araç dururken motorun çalışır vaziyette kalmasını sağlamak (rölanti konum) ve yol durumuna göre de araca en uygun olan hızı ve torku sağlamaktır.



Şekil 2.30 Vites kutusu / şanzıman örneği



Şekil 2.31 Vites kutusu şematik gösterimi



Şekil 2.32 Senkromeç örneği

Prizdirek milinden gelen hareket prizdirek dişlisinden karşılığı olan grup dişlisine geçer ve debriyajın kavrama durumunda grup dişlileri motordan gelen hareketle dönerler. Vites dişlileri, vites dişli mili üzerine yataklanmıştır ve karşılığı olan grup dişlisiyle sürekli temas halindedir. Vites dişlilerinden vites dişli miline hareketin aktarılması senkromeç mekanizması sayesinde gerçekleşir. Senkromeç, vites dişli miline kayar kama ile yataklanmıştır. Senkromeçli vites kutularında kamalı mil üzerindeki dişliler mil üzerinde serbest yataklanmıştır. Grup dişlileri ile kamalı mil dişlileri daimi iştirak halinde olduğundan helisel olarak yapılırlar. Vites değiştirmek için vitesine ait bir senkromeç sistemi kullanılır. Senkromeç sisteminde senkromeç göbeği, kamalı mil ile beraber dönecek şekilde tasarlanmıştır. Senkromeçler mil üzerinde serbest olarak döner. Ayrıca aksel hareket yapabilir.

2.5 Şaft / Kardan Mili



Şekil 2.33 Kardan mili örneği

Şaft, şanzımanı diferansiyele bağlayan elemandır. Yollar düzgün olmadığından ve şanzımanın da sabit olması gerektiğinden şaft gerekli esnemeyi sağlayacak kadar esnek olmalıdır. Sürüş açısı değiştiğinde universal mafsallar şaftın esnek olmasını sağlar. Mafsallar sürüş açısına göre şafta gerekli esnekliği sağlarlar. Kardan mili, arkadan itişli araçlarda motorun önde olmasından dolayı arka tekerleklerle güç verir. Binek otomobillerin günümüzde artık önden çekişli olması nedeniyle kardan millerinin giderek kullanımı azalmaktadır ancak yük araçlarında, motorun önde olması ve arkadan

itiş sağlamak amacıyla kardan milleri vazgeçilmez bir parçadır. Şaft/Kardan Mili otomobilin değişen yol ve yük koşullarında vites kutusu ile diferansiyel arasındaki değişen mesafe ve açılar altında hareket geçişini sağlarken, kayıcı mafsallarda değişen mesafeyi, istavroz mafsalları ise açılarını karşılar. Esnek kaplin ise hareket geçişlerindeki titreşimleri yok eder.

2.6 Diferansiyel

Diferansiyel bir milleden, iki ayrı milleden hareket veren ve farklı hızlarda dönebilen, bu millere eşit döndürme momenti iletebilen bir dişliler sistemidir. Diferansiyeli oluşturan parçalar;

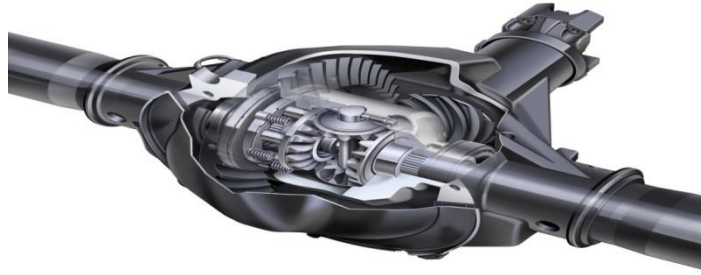
- Ayna dişli
- Mahruti dişli
- İstavroz dişlileri
- Aks dişlileri
- Diferansiyel dişli kutusu
- Diferansiyel muhafazasından oluşmaktadır.

Diferansiyel gerekli hallerde farklı devirlerde dönmesi, hareket yönünün değiştirilmesi ve moment artışı gibi önemli görevler üstlenir. Tekerleklerle hareket iletimi sağlayan her iki aks milinin uçlarında konik aks dişlileri mevcuttur.

Virajlarda iç ve dış tekerleklerin hız farkı diferansiyel ile düzenlenir ve diferansiyel kutusunun hızı aks hızının aritmetik ortalaması kadardır. Taşıt düz yolda giderken ise aks dişlisinin diferansiyel kutusu ile birlikte dönerler ve kutuya göre bağıl bir hareket yapmazlar. Ayrıca diferansiyel dönüşlerde içte ve dışta kalan tekerleklerin hız farklılıkları düzenlemekle beraber , ayna dişli ve mahruti dişli arasındaki redüksiyon oranı vasıtasıyla bir miktar sabit tork artışı da sağlarlar. Bununla birlikte motordan gelen hareketi 90° kırarak motor dönüş yönünü taşıt hareket yönüne çevirirler.

Diferansiyellerin yapılarını arkadan itişli ve önden çekişli olma üzere iki grupta incelemek daha uygun olur. Ancak yapıda ve parçalarda köklü bir farklılığın olmadığı görülmektedir. Tek değişiklik, önden çekişli diferansiyelde hareket, vites kutusu çıkış milinden alınan helisel dişli olan pinyon (mahruti) dişliye verilmektedir. Arkadan itişli diferansiyellerde ise hareket, şafttan konik dişli olan pinyon (mahruti) dişliye

verilmektedir. Pinyon dişliden hareket ayna dişliye verilmekte, hareket aynaya bağlı olan diferansiyel kafesine iletilmektedir. Kafese istavroz miliyle bağlı bulunan sayısı model, markaya ve çeşide göre değişen istavroz dişlileri bulunur. İstavroz dişlilerinin ileri gidişlerde dönme hareketi yoktur. İstavroz dişlileri kendi etrafında dönmezler. Ancak bunlarla kavramış olan aks dişlilerine hareketi iletirler. Aks dişlileri iç kısımlarından frezeli dişliler yardımıyla aks millerine hareketi iletirler. Arkadan itişli araçlarda diferansiyelin yapısı genellikle daha önceden sabitlenmiş olan ark aks kovani içerisine yerleştirilirler.



Şekil 2.33 Diferansiyel kutusu örneği

Kardan milinin istavroz mafsallı bağlantı flanşına sabitlenmiştir ve bu bağlantı flanşı pinyon dişliyi döndürür. Pinyon dişli gövde içerisine iki konik rulmanla oturtulmuştur. Ayna dişli ve diferansiyel kutusu iki yan rulmanla diferansiyel gövdesi içine tek parça hâlinde yerleştirilmişlerdir. Ayna ile pinyon arasındaki dişli boşluğunu ayarlamak için her iki tarafa iki yan rulmanının arkasına şimler ya da diş tarafına ayar somunu yerleştirilmiştir.

Aks dişlilerine, aks milleri frezeli dişliler aracılığı ile bağlanmıştır. Yağ kaçağını önlemek için bağlantı flanşına yakın bir yerde yağ keçesi bulunur. Önden çekişli araçlarda diferansiyel vites kutusu ile birleştirilmiştir. Ayna dişli olarak bir helisel dişli kullanılmaktadır. Bu dişli diferansiyel kutusu ile birleştirilmiş ve iki yan rulman arasına oturtulmuştur. Rulmanların yanlarına ayar şimleri yerleştirilmiştir. Akslar, aks dişlisi içerisine frezelerle geçerek bağlanırlar. Genelde iki adet istavroz dişlisi kullanılırken güçlü motorlarda dört istavroz dişlisi kullanılır.

2.7 Aks

Diferansiyellerde döndürülmüş ve momenti arttırılmış olan hareketin, araç çekiş şekline göre, araçların ön veya arka tekerleklerine verilerek aracın yürütülmesi sağlanır. Akslar,

diferansiyellerden aldıkları momentleri tekerleklere ileten ve aracın yükünü üzerinde taşıyan parçalardır.

Akslarda diferansiyel tarafında 3'lü mafsal tekerlek tarafında ise sabit hız mafsalı bulunmaktadır. Sağ aks milinde araç ve motor tip farklılığına bağlı olarak diferansiyel tarafından olacak şekilde belirli bir mesafede balans ağırlığı vardır.

Akslar güçlerini diferansiyelden tekerlere aktarırlar. Önden çekişli araçlarda aks aynı zamanda iki farklı görevi yerine getirmektedir; Tekerlerin aşağı yukarı hareketleri ile ortaya çıkan şaft boyundaki değişimleri karşılayabilecek bir mekanizmaya sahip olmalıdır. Tahrik ve direksiyon için aynı tekerin kullanılmasından dolayı ön tekerler döndürülürken aynı çalışma açısının sağlayacağı kapasite de olmalıdırlar ve tekerlere hızlarında değişmeye sebep olmadan döndürmelilerdir.



Şekil 2.34 Aks örneği

TİTREŞİM TEORİSİ

3.1 Temel Kavramlar

Titreşim, en genel haliyle bir cismin denge konumu etrafında yaptığı salınım hareketi olarak tarif edilir. Eğer yapılan salınım hareketi t saniyede kendini tekrar ediyorsa böyle hareketlere periyodik hareket denir. En basit periyodik hareket harmonik hareket adını alır [26].

Hareket halindeki bir sistemin elemanlarının durum ve konumlarını belirleyen parametrelere koordinat denir. Bir sistemin bütün parçalarının her hangi bir zamanda konumlarının tamamen belirli olması için gerekli birbirinden bağımsız minimum koordinat sayısına serbestlik derecesi denir. Sonlu sayıda serbestlik dereceli sistemlere ayrık sistem denir. Serbestlik derecesi sonsuz olan sistemlere sürekli sistem denir [26].

Sistemlerdeki titreşimler, dış kuvvetler ve sistemin bu dış kuvvetlere cevap verme özelliğinden kaynaklanır. Dış kuvvetler, sistemin bağlı olduğu temelden gelen kuvvet, dönen sistemlerde dengelenmemiş kütleler, motorlarda gidip gelen kütleler, darbe deprem vb. nedenlerle oluşan herhangi bir kuvvet olabilir. Makinalarda titreşim olması genelde istenmez. Çünkü titreşimler sırasında makina parçalarına uygulanan kuvvetler gürültü, yüksek gerilmeler, aşınma, malzeme yorulması gibi istenmeyen davranışlara bazı durumlarda ise rezonans oluşturarak makinenin tahrip olmasına sebep olabilmektedir. Diğer taraftan tüm bu bozulmalar titreşimi oluşturan veya şiddetini artıran unsurlardır. Titreşime maruz kalan insanlarda çalışma performansının azalması, yorgunluk, dikkat azalması, ortopedik rahatsızlıklar gibi fiziksel ve psikolojik olumsuz etkiler gözlenmektedir [26].

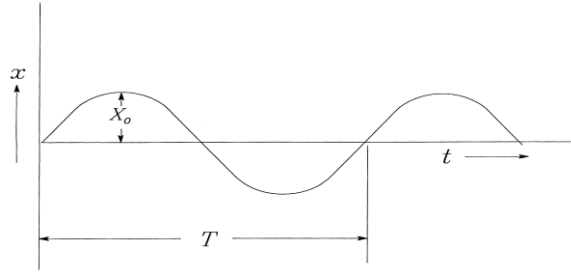
Titreşim hareketinin birim zamandaki tekrarlanma sayısına frekans denir. İki değişik şekilde ifade edilir. Bunlardan ilki titreşim hareketinin bir saniye süre içinde tekrarlanma miktarıdır ve birimi hertz (Hz)'dir. Diğeri ise titreşim hareketinin bir dakika süre içinde tekrarlanma miktarıdır ve birimi rpm olarak alınır.

Frekans ile periyot arasında $f = 1/T$ bağıntısı vardır.

Dönme hareketi yapan bir cismin birim zamanda kat ettiği yolun radyan cinsinden değerine açısal hız(ω) adı verilir. Birimi rad/s'dir ve $\omega = 2\pi f$ formülü ile ifade edilir.

Titreşimin şiddeti Genlik (X) ile ifade edilir. Eğri üzerindeki sıfır noktası ile tepe noktası arasındaki mesafedir. Birimi uzunluk boyutundadır. Genlik; tepe değer, tepeler arası değer, RMS, ortalama olmak üzere dört şekilde ifade edilebilir [13].

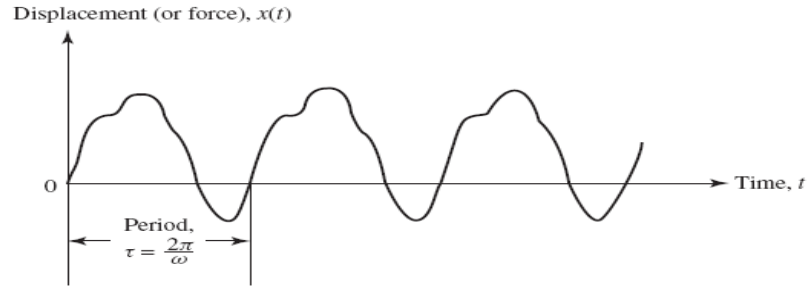
En basit titreşim çeşidi harmonik titreşimdir. Bütün harmonik hareketler periyodiktir ama bütün periyodik hareketler harmonik değildir. Harmonik hareket grafiği Şekil 3.1'de gösterilmiştir [13].



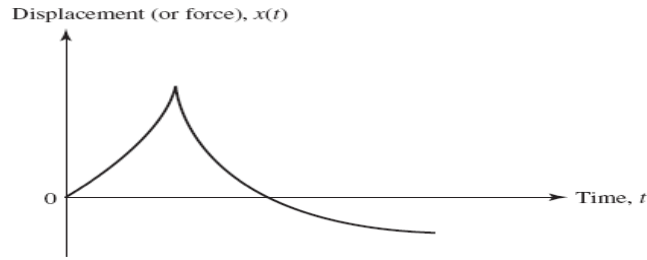
Şekil 3.1 Harmonik hareket eğrisi [13]

Kütlenin sıfır konumundan deplasmanın sonuna kadar olan hareketi ve tekrar sıfır konumuna dönmesi ve alt deplasmanına ulaşması ve sıfır konumuna dönmesi bir çevrimi oluşturmaktadır. Bu bir çevrimlik hareket bu sistemin titreşiminin ölçülmesi için gerekli olan tüm bilgiyi içermektedir. Kütlenin sürekli hareketi basit olarak aynı çevrimi tekrarlayacaktır. Bu hareket periyodik ve harmonik olarak adlandırılmaktadır.

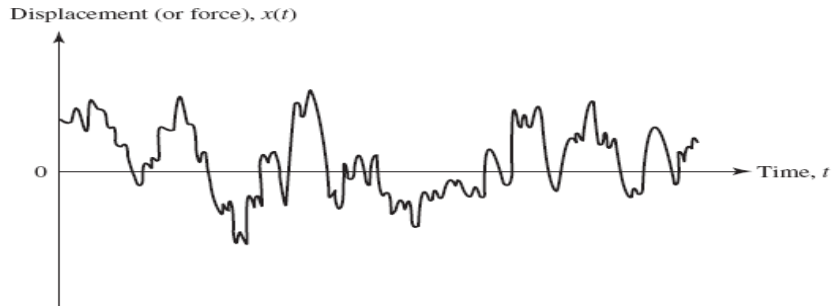
Şekil 3.2'de periyodik hareket, Şekil 3.3'de periyodik olmayan veya geçici (transient) hareket, Şekil 3.3.'de ise gelişigüzel veya uzun zamanlı periyodik olmayan hareket eğrileri görülmektedir.



Şekil 3.2 Periyodik hareket eğrisi [13]



Şekil 3.3 Geçici-Transient hareket eğrisi [13]



Şekil 3.4 Gelişigüzel-Random veya uzun zamanlı hareket eğrisi [13]

Sistemin serbest titreşimi esnasındaki frekansı doğal frekans olarak adlandırılır. Titreşen her eleman ya da eleman bütününe cinsine, kütesine, boyutlarına, yapılarına ve sınır şartlarına bağlı doğal frekansları vardır.

Rezonans, mekanik, akustik veya elektriksel titreşim yapan sistemlerde, kendi doğal frekanslarına yakın frekanslarda genlikleri giderek artan titreşim yapmaları hali olarak da tanımlanmaktadır. Rezonans olduğu zaman, sistemin genliği sınırsız olarak artar ve bu olay ancak, sistemde sönüm olması halinde kontrol edilebilir [13].

3.2 Titreşimlerin Sınıflandırılması

Titreşim olayı potansiyel enerjinin kinetik enerjiye, kinetik enerjinin ise potansiyel enerjiye dönüşümünü içermektedir. Bu nedenle titreşim yapan sistemler potansiyel enerji ve kinetik enerji depolayan elemanlara sahip olmalıdır. Potansiyel enerji depolayan elemanlar yay veya elastik elemanlar, kinetik enerji depolayan elemanlar ise kütle veya atalet elemanlarıdır. Elastik elemanlar potansiyel enerji depolar ve bu enerjiyi atalet elemanına kinetik enerji olarak geri verir [13].

Titreşim yapan sistemlere uygulanan başlangıç zorlaması kütleye uygulanan başlangıç deplasmanı ve/veya hızı şeklinde olabilir. Bu başlangıç girdisi sisteme potansiyel ve/veya kinetik enerji kazandırılmasına neden olur. Bu başlangıç girdisi sistemi serbest titreşim olarak adlandırılan salınımlı bir harekete sürükler. Serbest titreşim anında potansiyel ve kinetik enerji arasında bir değişim söz konusudur. Eğer sistem konservatif/korunumlu ise sistemin potansiyel ve kinetik enerjisinin toplamı sabittir ve zamana göre değişimi sıfırdır. Bu durumda sistem teorik olarak sonsuza dek titreşir. Pratikte ise titreşim yapan sistemlerde sönüm veya sistemi çevreleyen ortamdan kaynaklanan sürtünme mevcuttur ve bu etkiler hareket sırasında sistemin enerjisini kaybetmesine sebep olur. Sönüm etkisi sistemin toplam enerjisinin sürekli olarak azalmasına ve sıfırlanmasına sebep olur. Eğer sisteme sadece ilk hareket şartları ile girdi sağlanmış ise ortaya çıkan salınımlı hareket sonunda sonlanacaktır. Bu şekildeki başlangıç girdilerine geçici zorlama (transient excitation) ve sonuç olarak ortaya çıkan harekete ise geçici hareket (transient motion) adı verilir. Eğer sistem belirli bir genlikteki cevapta tutulmak isteniyor ise sürekli bir dış kaynak ile uyarılmalıdır. Titreşim problemleri aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilir. [13]

3.2.1 Sönümlü ve Sönümsüz Titreşimler

Eğer sistemde sürtünme veya benzeri dirençler sebebi ile enerji kaybı ve sönümüne sebep olacak bir etki yok ise titreşim problemi sönümsüz olarak adlandırılır. Eğer sistemde sönüm mevcut ise sistem sönümlü olarak adlandırılır. Titreşim problemlerini incelerken sönüm ihmal edilerek çözüm basitleştirilebilir, fakat sönüm etkileri özellikle rezonans durumu için oldukça önemlidir [13].

3.2.2 Serbest ve Zorlanmış Titreşimler

Eğer sistem ilk şartlar neticesinde titreşiyor ise sistem titreşimlerine serbest titreşim adı verilir. Eğer sistem dış zorlama etkisi ile titreşiyor ise oluşan titreşimlere zorlanmış titreşim adı verilir [13].

3.2.3 Lineer ve Nonlinear Titreşimler

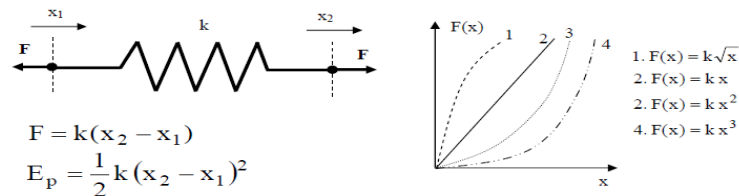
Eğer titreşim yapan sistemin tüm bileşenleri doğrusal (lineer) davranışa sahip ise oluşan titreşimlere lineer titreşim adı verilir. Eğer sistem elemanlarından herhangi biri doğrusal olmayan davranışa sahip ise oluşan titreşimlere lineer olmayan (non-linear) titreşim adı verilir. Bu tip sistemlerin hareketini ifade eden diferansiyel denklemler lineer olmayan formdadır. Birçok titreşim sistemi, büyük titreşim genlikleri için lineer olmayan davranışa sahiptir [13].

3.3 Titreşim Sistemlerinin Temel Elemanları

Titreşim yapan sistemlerde potansiyel ve kinetik enerji depolayan elemanlar ile sönümlü sistemlerde enerji sönümünü sağlayan elemanlar mevcuttur. Bu elemanlara ait denklemler aşağıda verilmiştir [13].

3.3.1 Elastik Elemanlar - Yaylar

Yaylar titreşim sistemlerindeki kütleleri birbirine bağlayan ve kütlelerin bağlı hareketlerini sağlayan elemanlardır. Yaylar lineer ve non-lineer karakteristiğe sahip olabilirler. Lineer karakteristiğe sahip yaylar Hooke yasasına uygun davranırlar ve yayda oluşan elastik kuvvet yaydaki şekil değişimi ile orantılıdır. Fakat titreşim genliklerinin yüksek olduğu zaman ve/veya metal olmayan malzemeler kullanıldığında yaylar lineer davranışa sahip olmayabilirler. Şekil 3.5.'de bazı yay karakteristikleri gösterilmiştir [13].



Şekil 3.5 Çeşitli yay karakteristikleri [13]

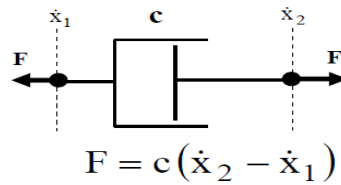
Bir helisel yayın yay katsayısı yay malzemesine ait malzeme özelliği ile yay geometrik boyutlarına bağlıdır.

3.3.2 Atalet Elemanları

Atalet elemanları kinetik enerji depolayan elemanlardır. Atalet elemanları öteleme ve dönme hareketlerini ayrı ayrı yapabilecekleri gibi, hem öteleme hem de dönme hareketini birlikte gerçekleştirebilirler [13].

3.3.3 Sönüm Elemanları

Sönümlü sistemlerde enerji yutumunu sağlayan elemanlardır. Amortisör tipi elemanlar akışkan sürtünmesi ile enerji kaybını sağlarlar ve titreşim genliklerinin exponansiyel olarak azaltırlar. Sönüm elemanlarında mekanik enerji ısı enerjisine dönüşür. Eleman denklemi aşağıda verilmiştir [13].



Titreşim sistemi elemanlarına ait benzer denklemler dönme hareketi için de yazılabilir. Dönme hareketinde dönel katılık (k_θ), kütle atalet momenti (I), ve dönel sönüm (c_θ) kavramları mevcuttur. Dönüş hareketi yapan titreşim sistemlerinde dış zorlamalar moment girdileri şeklindedir.

3.4 Lagrange Yöntemi

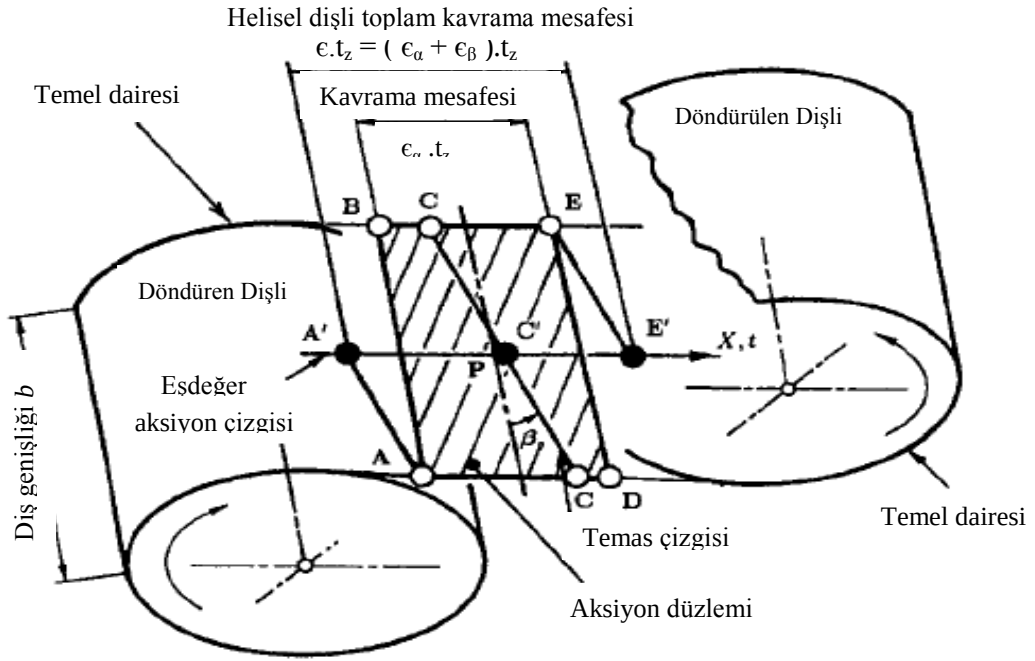
Bu yöntemde incelenen sisteme ait kinetik ve potansiyel enerjiler dikkate alınır. Ayrıca Sanal İş ilkesi ile dış kuvvetlerin ve sönüm kuvvetlerinin sistemin genel koordinatlarında gerçekleştirmiş oldukları sanal işler dikkate alınarak türetilen genel kuvvetler hareket denkleminin türetilmesi için kullanılır. Sisteme ait Lagrange ifadesi kinetik enerji ile potansiyel enerji farkına eşittir.

$$L = E_k - E_p \quad (3.1)$$

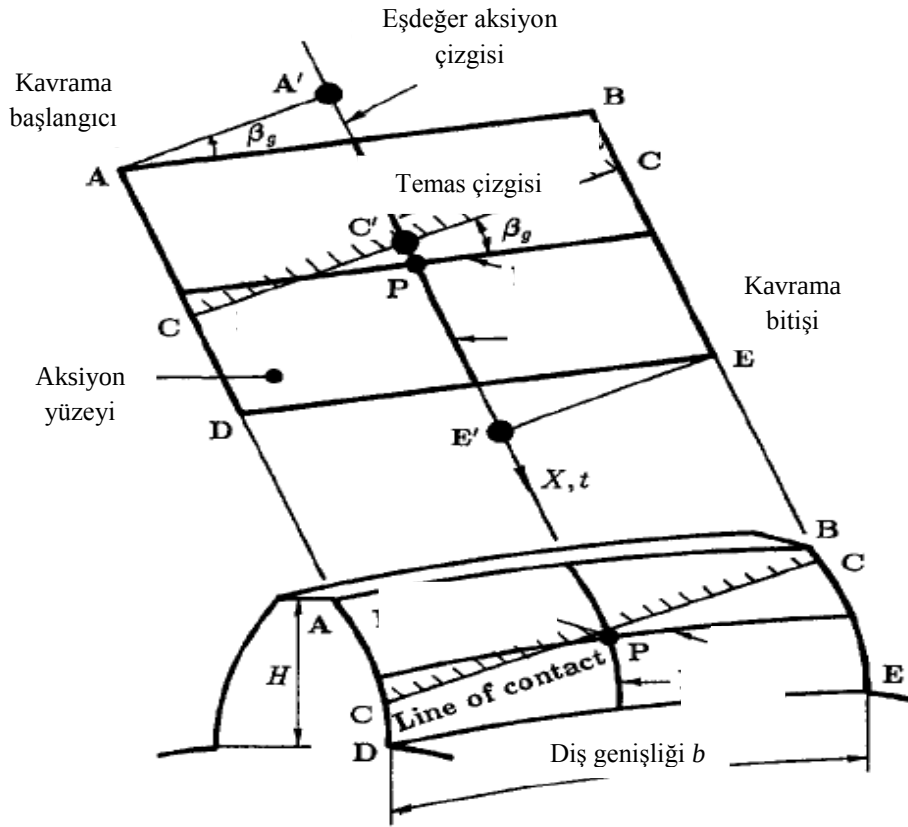
Kinetik enerji-potansiyel enerji farkı aşağıdaki Lagrange denklemine yazılarak ele alınan sisteme ait hareket denklemi elde edilebilir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} + \frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (3.2)$$

3.5 Helisel Dişlilerde Birbirine Geçme (Kavrama)



Şekil 3.6 Helisel dişliler için eşdeğer aksiyon çizgisi ve aksiyon yüzeyi [8]



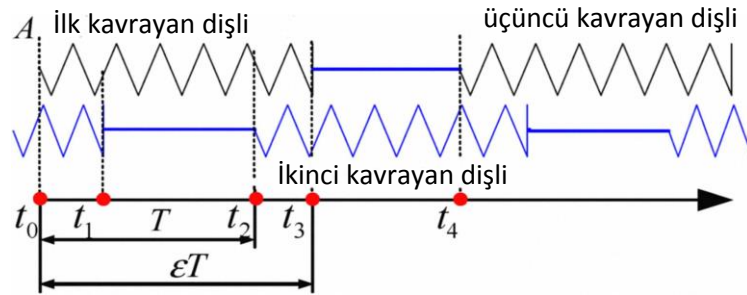
Şekil 3.7 Helisel diş profili açılımı [8]

Şekil 3.6’da kavrama yüzeyi üzerindeki diyagonal temas çizgisinin aksiyon boyunca değişim varyasyonunu göstermektedir. Helisel dişli grubu A noktasında, döndüren dişlinin alt kısmı ile döndürülen dişlinin üst kısmının birbirine temas ettiği noktada kavramaya yapmaya başlar. Bu kavrama işlemi aksiyon yüzeyi içerisindeki diyagonal temas çizgisi boyunca devam eder. Basit tek serbestlik dereceli bir dişli grubunun titreşimleri düşünüldüğünde, dişli grubunun eşdeğer aksiyon çizgisi Şekil 3.6’da görüldüğü gibi diş genişliğini ortalayacak şekilde X ekseninde yer alır ve kavramanın; A' noktasında başladığı, C' noktasını geçip E' noktasında son bulduğu kabul edilmektedir [8].

3.5.1 Katılık (Stiffness) Fonksiyonu

Şekil 3.7’de helisel diş yüzeyi üzerinde diş profili ve temas çizgisi arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Ayrıca eşdeğer aksiyon çizgisi de gösterilmektedir. Helisel diş kavramasına ait direngenlik ve sapma ile ilgili analizler aksiyon düzlemi üzerinde yapılacaktır [8].

Katılık/Stiffness fonksiyonu elde etmek için, Şekil 3.7’de gösterilen eşdeğer aksiyon çizgisi üzerindeki her bir noktanın teorik esneme miktarı hesaplanmalıdır. Umezawa ve Y.Cai yaklaşık katılık fonksiyonu için aşağıdaki bağıntıyı kullanmıştır ;



Şekil 3.8 Dişli kavraması için direngenlik değişimi

$$H = 2,25.m_n \quad (3.3)$$

$$b = (b_1 + b_2) / 2 \quad (3.4)$$

$$C_a = 0,322 \cdot (\beta_0 - 5) + [0,23.(b/H) - 23,26] \quad (3.5)$$

$$k_p = \{[-0,166.(b/H) + 0,08].(\beta_0 - 5) + 44,5\} \cdot (b/H) \cdot m_n \quad (3.6)$$

Yada ;

$$C_0 = \frac{2,25}{[-0,166.(b/H) + 0,08].(\beta_0 - 5) + 44,5} \quad (3.7)$$

$$c_1 = -0,00854, c_2 = -0,11654, c_3 = 2,9784, c_4 = -0,00653, c_5 = 0,00529 \quad (3.8)$$

$$k_p = \frac{b}{c_0 + c_1 \cdot \left(\frac{1}{z_{v1}} + \frac{1}{z_{v2}} \right) + c_2 \cdot \left(\frac{y_1}{z_{v1}} + \frac{y_2}{z_{v2}} \right) + c_3 \cdot \left(\frac{1}{z_{v1}^2} + \frac{1}{z_{v2}^2} \right) + c_4 \cdot (y_1 + y_2) + c_5 \cdot (y_1^2 + y_2^2)} \quad (3.9)$$

Olmak üzere $k(t)$;

$$X = \frac{t - (\epsilon \cdot t_z)/2}{(\epsilon_a \cdot t_z / 2 \cdot m_n) \cdot H} = \frac{t - (\epsilon \cdot t_z)/2}{1,125 \cdot \epsilon_a \cdot t_z} \quad (3.10)$$

$$k(X) = k_p \cdot \exp(C_a \cdot |X|^3) \quad (3.11)$$

$$k(t) = k_p \cdot \exp \left(C_a \cdot \left| \frac{t - (\epsilon \cdot t_z)/2}{1,125 \cdot \epsilon_a \cdot t_z} \right|^3 \right) \quad (3.12)$$

Olarak elde edilir [8].

t aksiyon çizgisinin başlangıcı ile bitişi arasında geçen kavrama süresidir.

Bu durumda;

$$t = 0 \sim \epsilon \cdot t_z \text{ 'dir.}$$

Dolayısıyla mevcut $k(t)$ tek bir kavrama anı için geçerlidir. Fonksiyonun bu hali geriye kalan diğer kavrama anlarını hesaplamak için yeterli değildir ve araştırmacılar bu eksikliği simülasyon yazılımları aracılığı ile gidermişlerdir. Aşağıda tanımlanan yeni fonksiyon ile tüm kavrama anları için zamana bağlı katılık değerleri elde edilebilir.

$$t_z = \frac{60}{n \cdot z} \quad (3.13)$$

$$w = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (3.14)$$

$$t_z = \frac{2 \cdot \pi}{w \cdot z} \quad (3.15)$$

$$p = \text{round}(\epsilon) \quad (3.16)$$

$$r = 0:1:(p-1) \quad (3.17)$$

$$t_r = t - r \cdot \frac{\epsilon \cdot t_z}{p} \quad (3.18)$$

$$t_r \geq 0 \text{ için } i_r = \text{floor}\left(\frac{t_r}{\epsilon \cdot t_z}\right) \quad (3.19)$$

$$X_r = \frac{t_r - i_r \cdot \epsilon \cdot t_z - \epsilon \cdot t_z / 2}{1,125 \cdot \epsilon_a \cdot t_z} \quad (3.20)$$

$$X_r = \frac{t_r / t_z - \epsilon \cdot i_r - \epsilon / 2}{1,125 \cdot \epsilon_a} \quad (3.21)$$

$$X_r = \frac{\frac{t_r}{t_z} - \epsilon \cdot (i_r + 0,5)}{1,125 \cdot \epsilon_a} \quad (3.22)$$

$$k_r(t_r) = k_0(t_0) + k_1(t_1) + \dots + k_r(t_r) \quad (3.23)$$

$$k(t) = K_t = \sum_0^r k_r(t_r) = k_p \cdot \exp(C_a \cdot |X_r|^3) \quad (3.24)$$

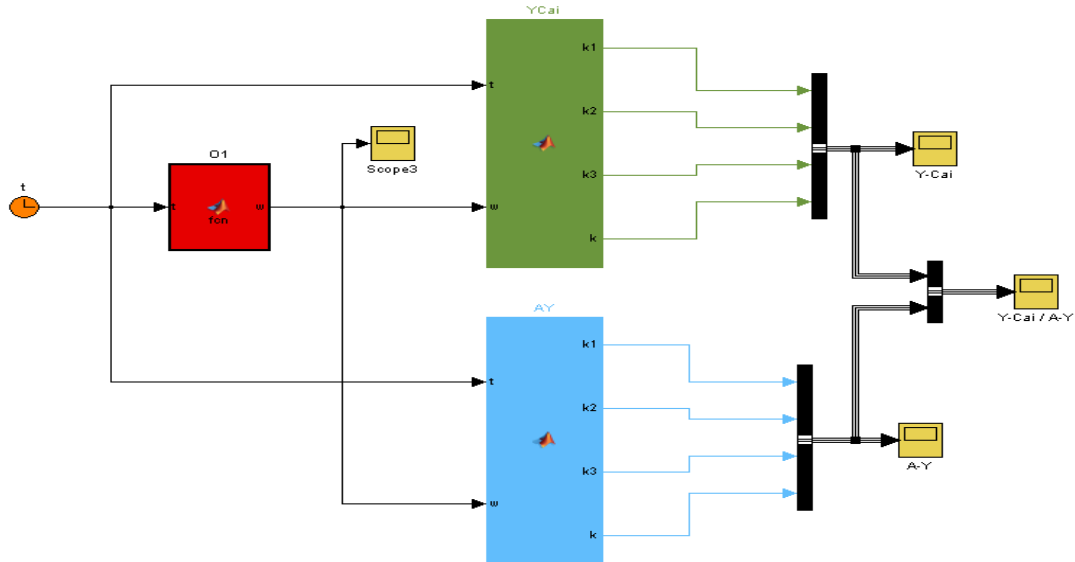
$$k(t) = K_t = \sum_0^r k_r(t_r) = k_p \cdot \exp\left(C_a \cdot \left|\frac{t_r - \epsilon \cdot (i_r + 0,5)}{1,125 \cdot \epsilon_a}\right|^3\right) \text{ olarak elde edilir.} \quad (3.25)$$

Fonksiyonların karşılaştırılması Matlab – Simulink yazılımında ode4(Runge-Kutta) solver kullanılarak yapılmıştır. Kullanılan değerler şöyledir;

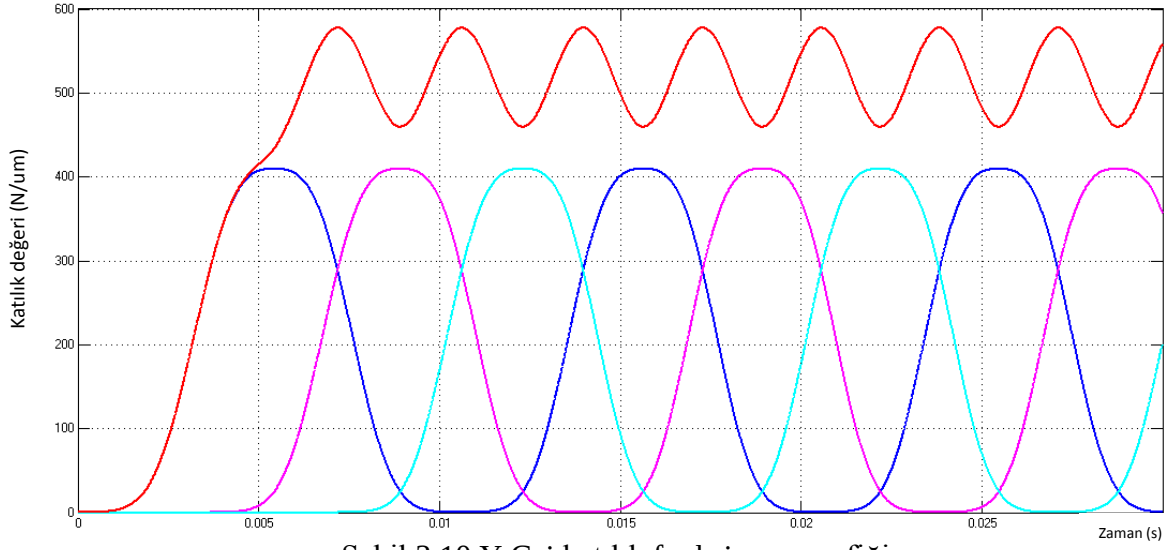
$$w = \frac{\pi}{30} \cdot (500 + 50 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t)) ; f = 8 \text{ Hz}$$

$$\epsilon = 2.791 ; \epsilon_a = 1.427$$

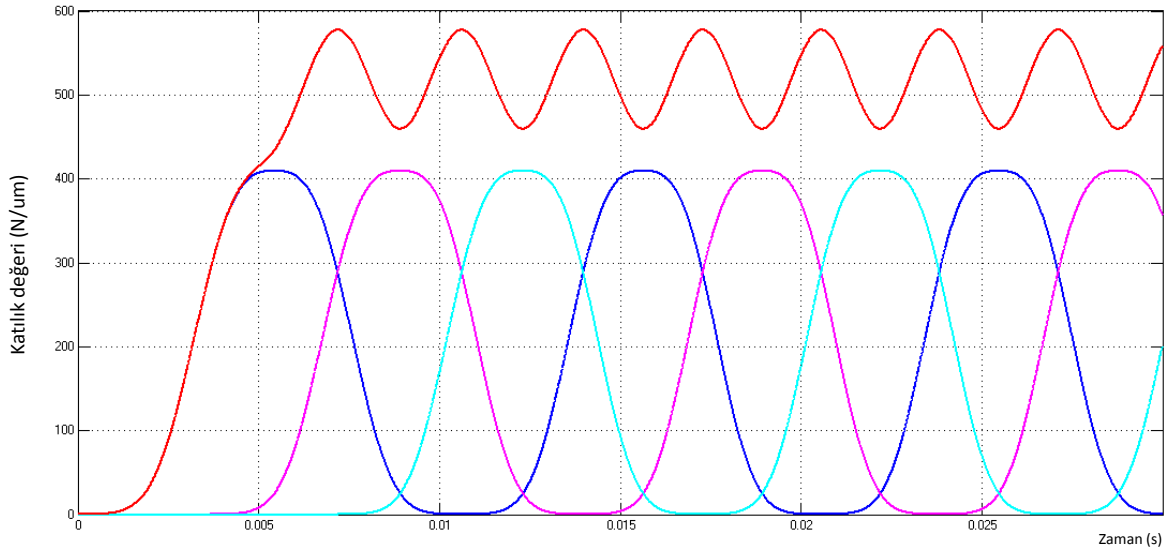
$$z = 30 ; b = 30 ; m_n = 3.5 ; B_o = 30$$



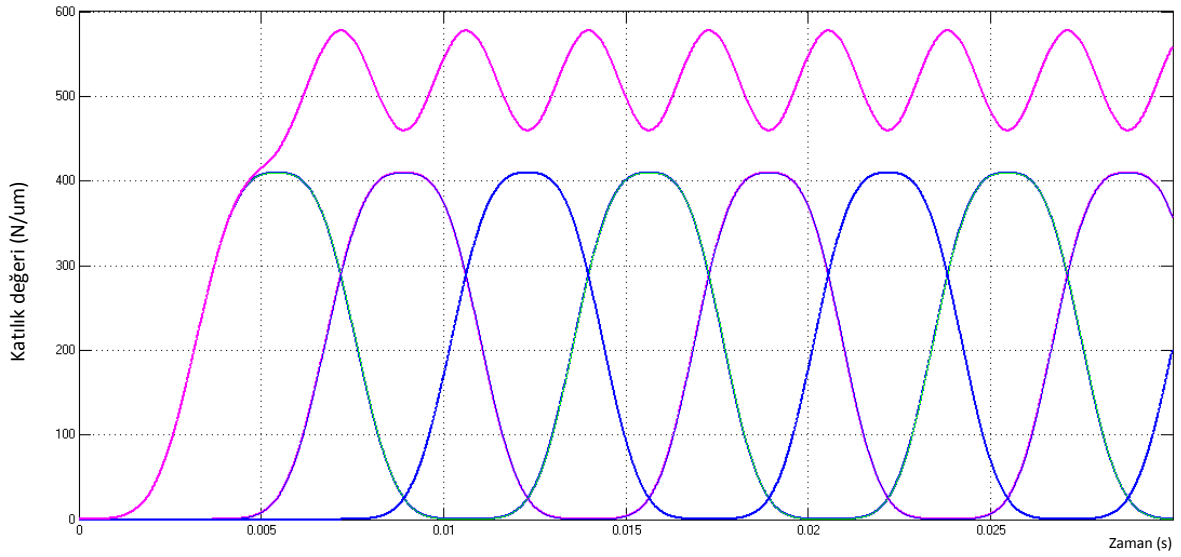
Şekil 3.9 Fonksiyonların karşılaştırılma modeli



Şekil 3.10 Y.Cai katılık fonksiyonu grafiği



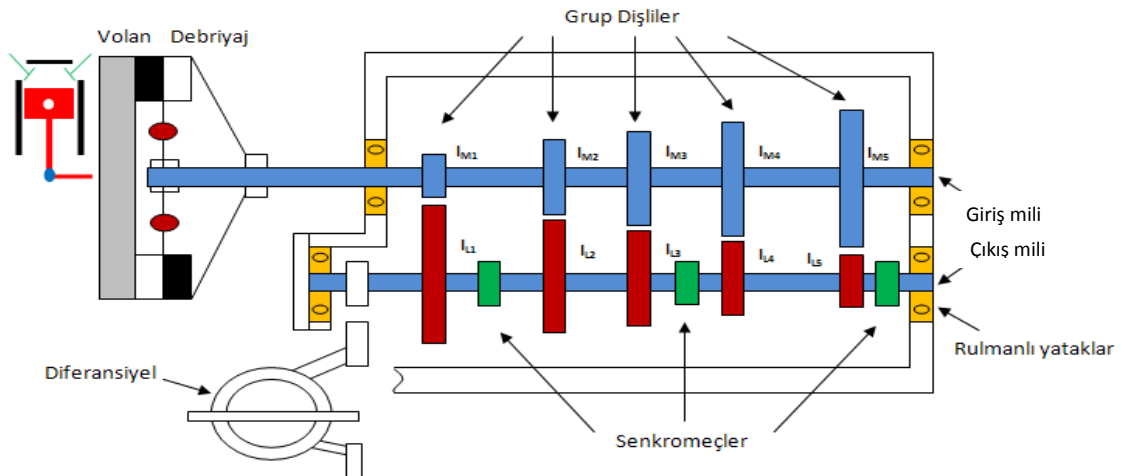
Şekil 3.11 Yeni katılık fonksiyonun grafiği



Şekil 3.12 Her iki katılık fonksiyonun grafiği

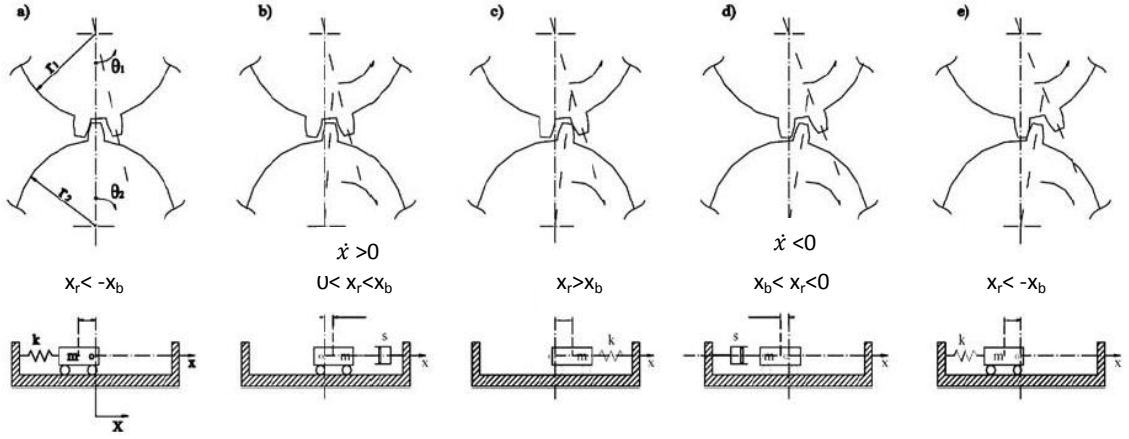
TAŞIT GÜÇ AKTARMA SİSTEMİNİN ANALİTİK MODELİ

Tüm dişli sistemlerinde gerek dizayn gerek üretim hatası yada aşınmalar nedeni ile dişli boşluğu (backlash) bulunur. Kavrama yapan dişliler arasındaki boşluk nedeniyle oluşan tıkırtı (rattle) taşıt transmisyonu gibi dişli sistemlerinde aşırı vibrasyon, gürültü ve dinamik yüklere yol açmaktadır. Dişli titreşimleri temelde yüksüz dişlilerde yüksek gürültüye neden olur. Bu nedenle bu çalışmada vites rölantı konumu için analiz yapılmıştır. Şekil 4.1’ de önden çekişli beş vites manuel şanzımanın şematik gösterimi yer almaktadır. Daha önceki çalışmalar dört serbestlik dereceli sadeleştirilmiş modellerin rölantı gürültüsü analizi için yeterli olduğunu göstermiş ve benzer modeller araştırmacılar tarafından kullanılmıştır [19].

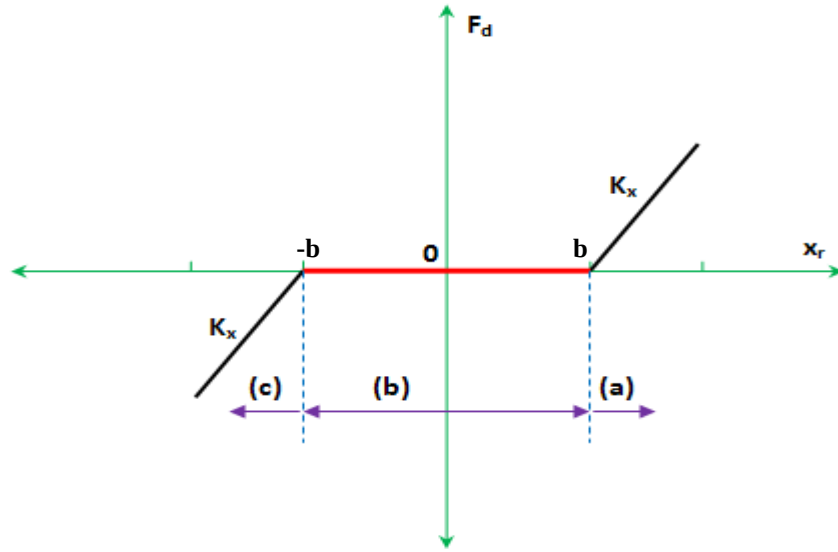


Şekil 4.1 TGAS şematik gösterimi

yaklaşma aşaması yani birbirinden arada yağ tabakası olacak şekilde bulunduğu konumda (b durumu) yağ tabakasının uyguladığı non-lineer sönümleme kuvveti C_x ile gösterilmiştir. Dişlilerin çarpışması dişlinin döndüren ve döndürülen her iki yüzeyinde de gerçekleşebilir.



Şekil 4.3 Tek serbestlik dereceli dişli kavraması şematik gösterimi [16]

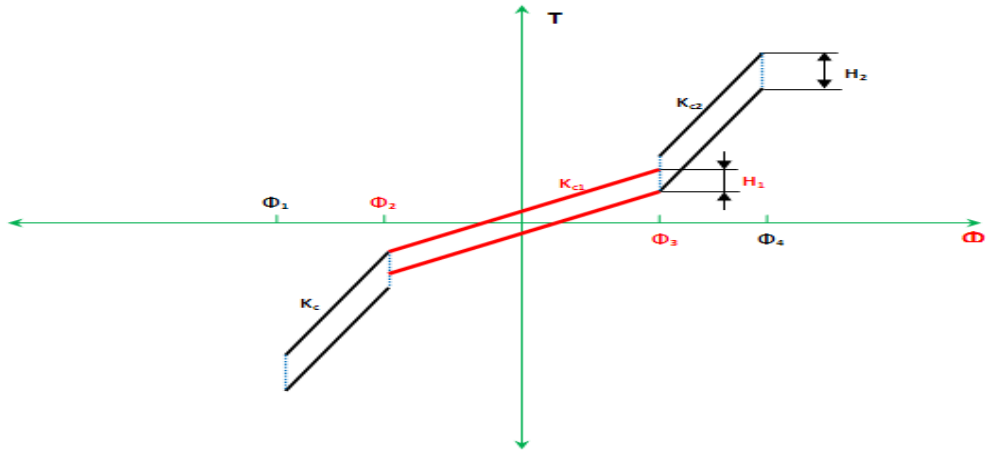


Şekil 4.4 Dişli kavraması ve elastik kompresyon kuvveti F_d

$$F(x_r, x_b) = \begin{cases} x_r - b, & x_r \geq b \\ 0, & -b < x_r < b \\ x_r + b, & x_r \leq -b \end{cases} \quad (4.1)$$

$$x_r = R_3 \cdot \theta_3 - R_4 \cdot \theta_4 \quad (4.2)$$

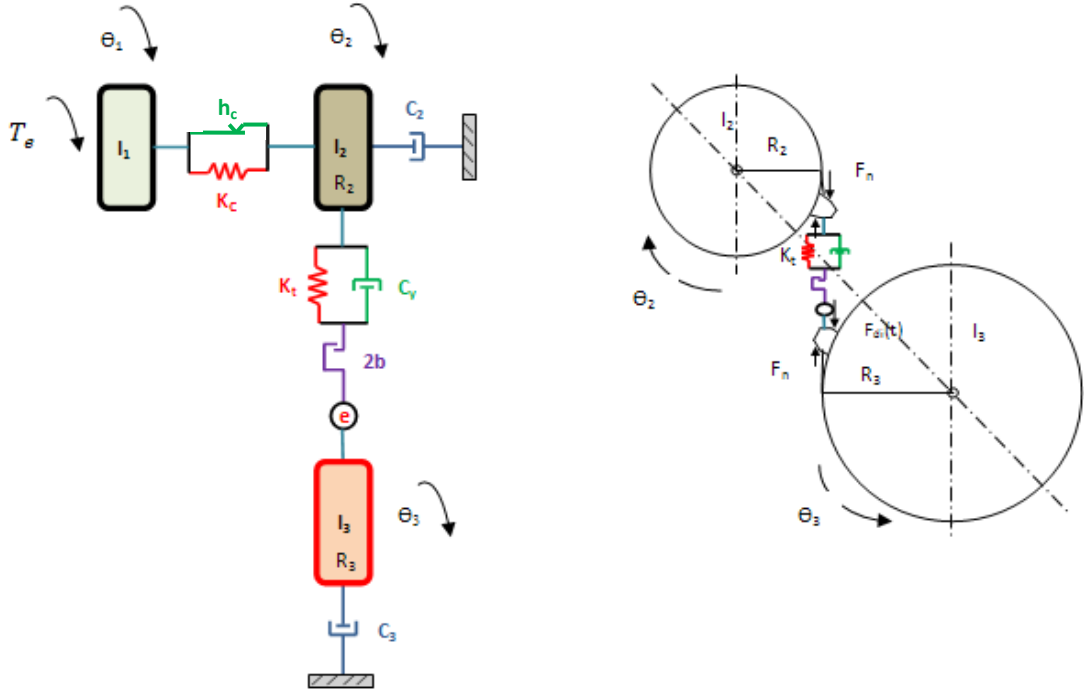
4.2 Debriyaj Damper Mekanizmasının Analitik Modeli



Şekil 4.5 Debriyaj damper mekanizmasının dinamik karakteristiği

Şekil 4.6’da tek kademeli pre-damper mekanizmasına sahip bir debriyaj diskinin genel karakteristiği gösterilmiştir. Çok kademeli mekanizmalar çok yaygın olmamakla birlikte mevcuttur.

4.3 Sistemin Sadeleştirilmiş Analitik Modeli



Şekil 4.6 Manuel şanzıman için sadeleştirilmiş modelin şematik gösterimi

Sadeleştirilmiş sistemin hareket denklemi Lagrange yöntemi kullanılarak aşağıdaki şekilde elde edilmiştir.

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot I_1 \cdot \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot \dot{\theta}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot I_3 \cdot \dot{\theta}_3^2 \quad (4.3)$$

$$E_p = \frac{1}{2} \cdot K_c \cdot (\theta_1 - \theta_2)^2 + \frac{1}{2} \cdot K_t \cdot (\theta_2 \cdot R_2 - \theta_3 \cdot R_3 - b(x_r) - e(t))^2 \quad (4.4)$$

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot h_c \cdot (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2)^2 + \frac{1}{2} \cdot C_2 \cdot \dot{\theta}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot C_y \cdot (\dot{\theta}_2 \cdot R_2 - \dot{\theta}_3 \cdot R_3 - \dot{e}(t))^2 + \frac{1}{2} \cdot C_3 \cdot \dot{\theta}_3^2 \quad (4.5)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\theta}_j} \right) + \frac{\partial E_c}{\partial \dot{\theta}_j} + \frac{\partial E_p}{\partial \theta_j} - \frac{\partial E_k}{\partial \theta_j} = T_e$$

Üstte yer alan eşitlikler $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ için ayrı ayrı aşağıdaki şekilde çözümlenmiştir;

- $\theta_j = \theta_1$

$$I_1 \cdot \ddot{\theta}_1 + K_c \cdot (\theta_1 - \theta_2) + h_c \cdot (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) = T_e \quad (4.6)$$

- $\theta_j = \theta_2$

$$I_2 \cdot \ddot{\theta}_2 - K_c \cdot (\theta_1 - \theta_2) + K_t \cdot R_2 \cdot (\theta_2 \cdot R_2 - \theta_3 \cdot R_3 - b(x_r) - e(t)) - h_c \cdot (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + C_2 \cdot \dot{\theta}_2 + C_y \cdot R_2 \cdot (\dot{\theta}_2 \cdot R_2 - \dot{\theta}_3 \cdot R_3 - \dot{e}(t)) = 0 \quad (4.7)$$

- $\theta_j = \theta_3$

$$I_3 \cdot \ddot{\theta}_3 - K_t \cdot R_3 \cdot (\theta_2 \cdot R_2 - \theta_3 \cdot R_3 - b(x_r) - e(t)) - C_y \cdot R_3 \cdot (\dot{\theta}_2 \cdot R_2 - \dot{\theta}_3 \cdot R_3 - \dot{e}(t)) + C_3 \cdot \dot{\theta}_3 = 0 \quad (4.8)$$

Tork (T_e) için araştırmacılar genellikle aşağıdaki fonksiyonu kullanmışlardır;

$$T_e = T_m + A_1 \cdot \sin(w \cdot t) + A_2 \sin(2 \cdot w \cdot t) \quad (4.9)$$

Ancak bu çalışmada, diğer bazı araştırmacıların da kullandığı şekilde, tork değerindeki dalgalanmalar yerine onun neticesi olan devirdeki dalgalanmalar doğrudan aşağıdaki fonksiyon ile kullanılmıştır;

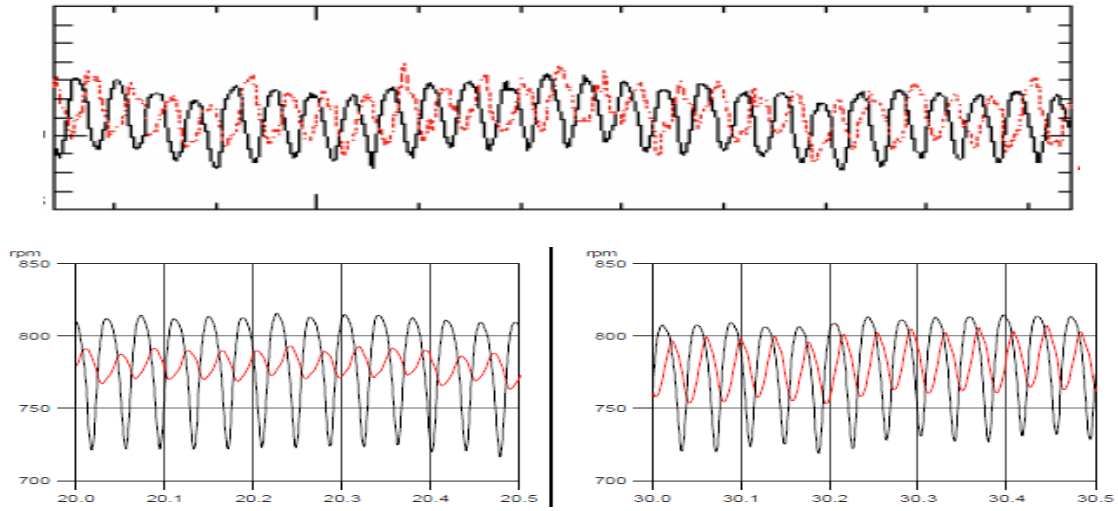
$$\dot{\theta}_1 = \frac{\pi}{30} (n_{1m} + n_{1f} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t)) \quad (4.10)$$

Bu çalışmada yukarıdaki fonksiyon kullanılmakla birlikte , gerçek anlamda motor devir dalgalanmalarını simule eden aşağıdaki fonksiyon da kullanılmıştır;

$$\dot{\theta}_1 = \frac{\pi}{30} (n_{1m} + n_{1f} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) + n_{2f} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f_2 \cdot t)) \quad (4.11)$$

Dişlinin olması gereken pozisyonu ile gerçekte bulunduğu pozisyon arasındaki fark *Transmisyon hatası* olarak ifade edilir. Bu sapma için aşağıdaki fonksiyon kullanılmıştır;

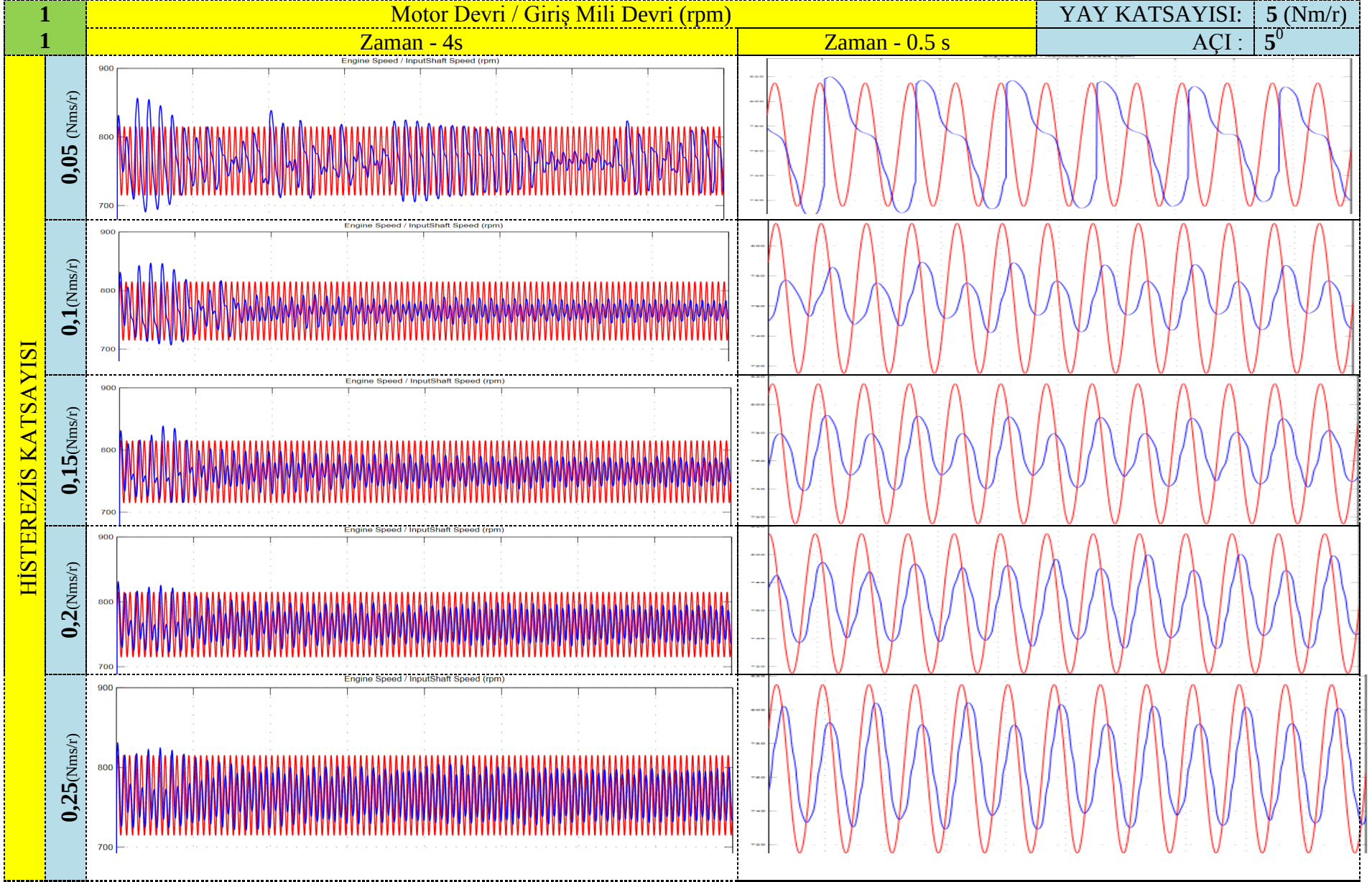
Aşağıdaki tablolarda iki farklı motor rölanti devri (4.10) ve (4.11) için farklı yay katsayısı, aç ve histerezis değerlerindeki giriş mili devirlerinin simülasyon sonuçları verilmiştir. Bu değerlerin giriş mili devri üzerindeki etkileri analiz edilmeye çalışılmıştır. Araştırmacılar çalışmalarında motor devri için genellikle (4.10) fonksiyonunu kullanmışlardır ancak (4.11) fonksiyonu taşıtların gerçek rölanti devrine oldukça yakındır. Aşağıdaki literatürden alınan ölçüm sonuçları da (Şekil 4.9) bunu teyit etmektedir. Daha sağlıklı bir değerlendirme için her iki fonksiyonda bu çalışmada kullanılmıştır.



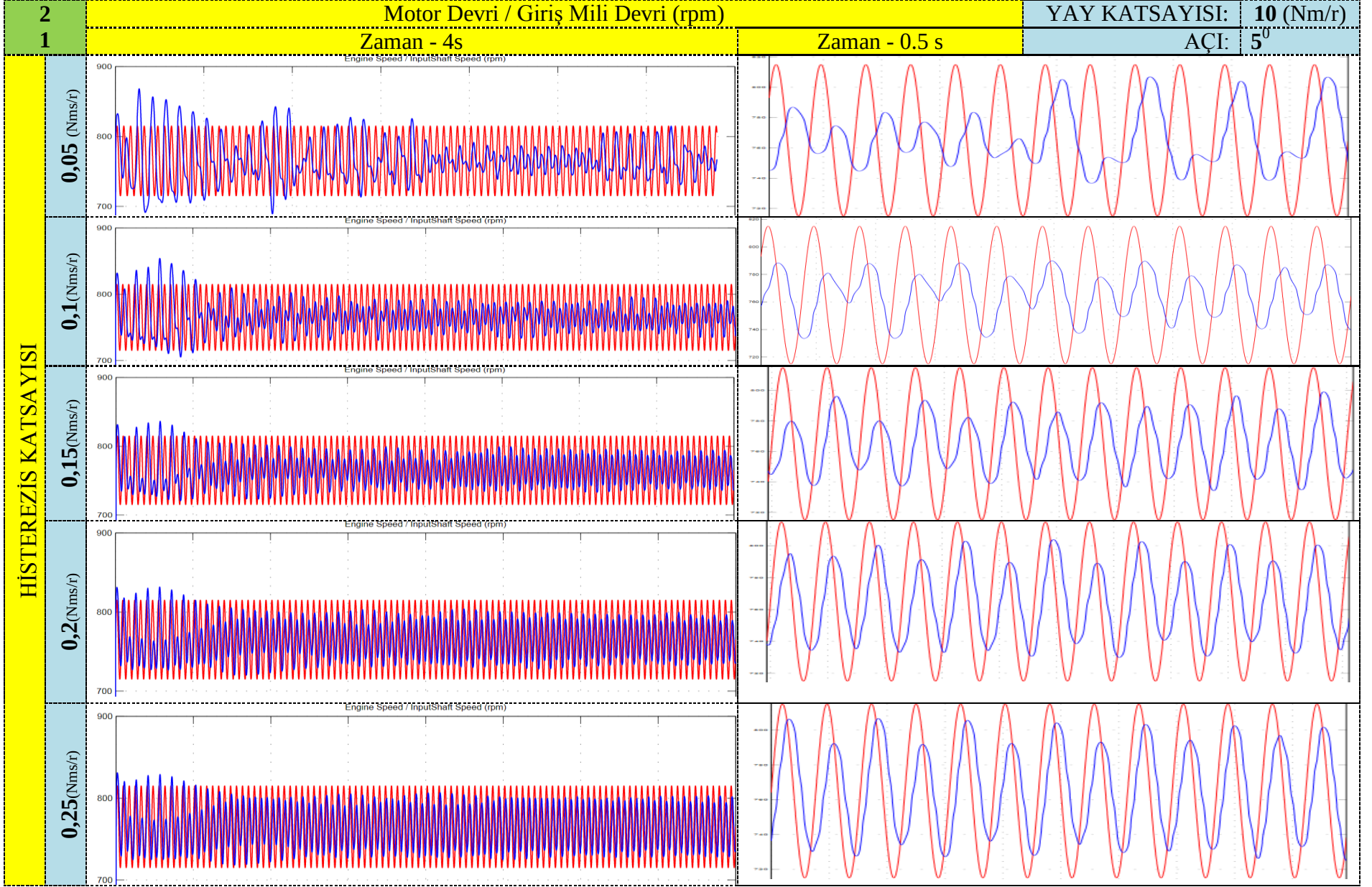
Şekil 4.8 İki farklı rölanti devir ölçümü [23]

Aşağıdaki tablolarda yay katsayısı, histerezis ve aç değişkenleri ayrı ayrı sabit tutulup diğer değişkenler kademeli olarak artırılarak titreşim sönümüne etkileri ortaya konulmaya çalışılmıştır.

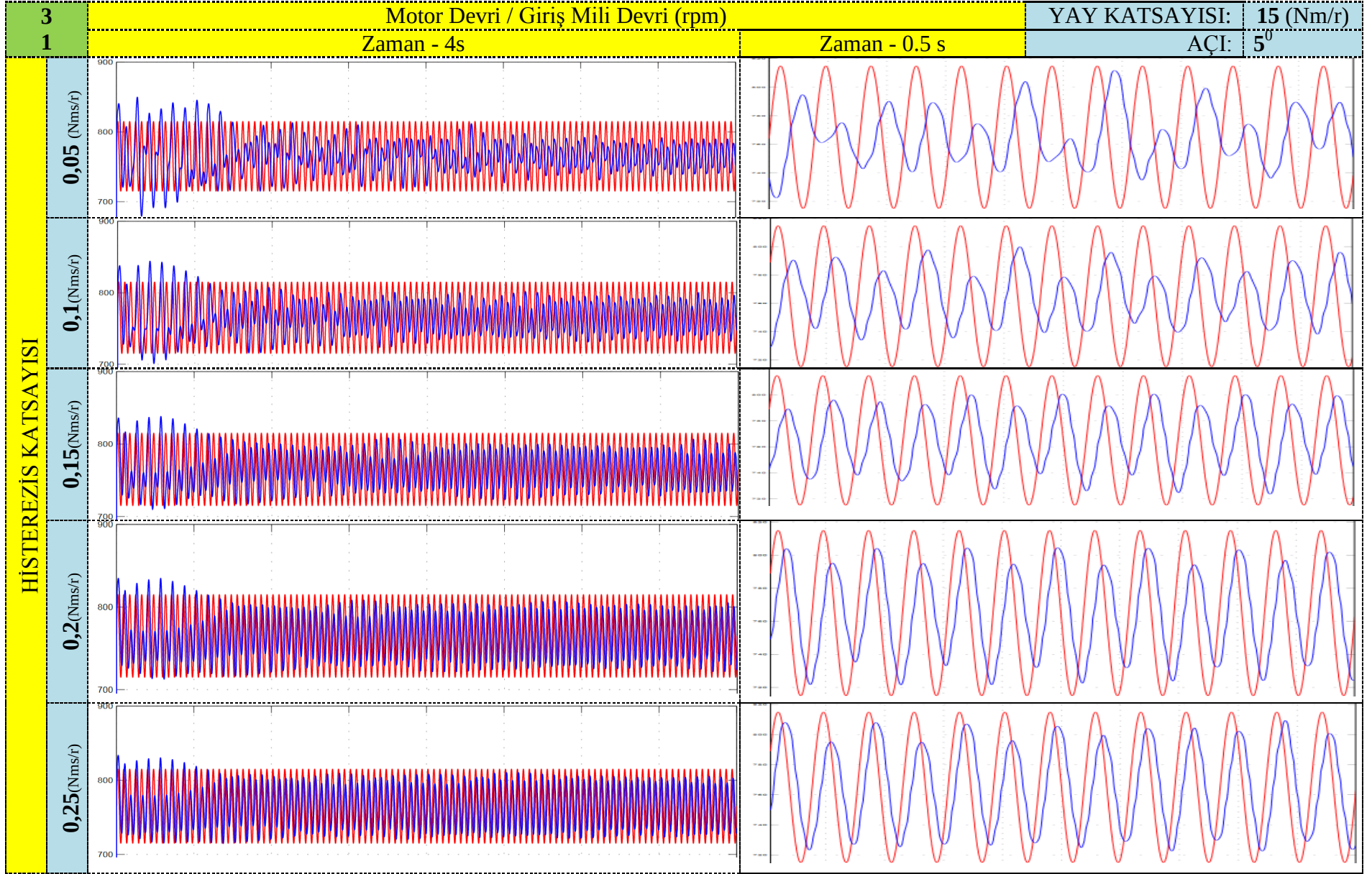
Şekil 4.9 Yay katsayısı, açı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri



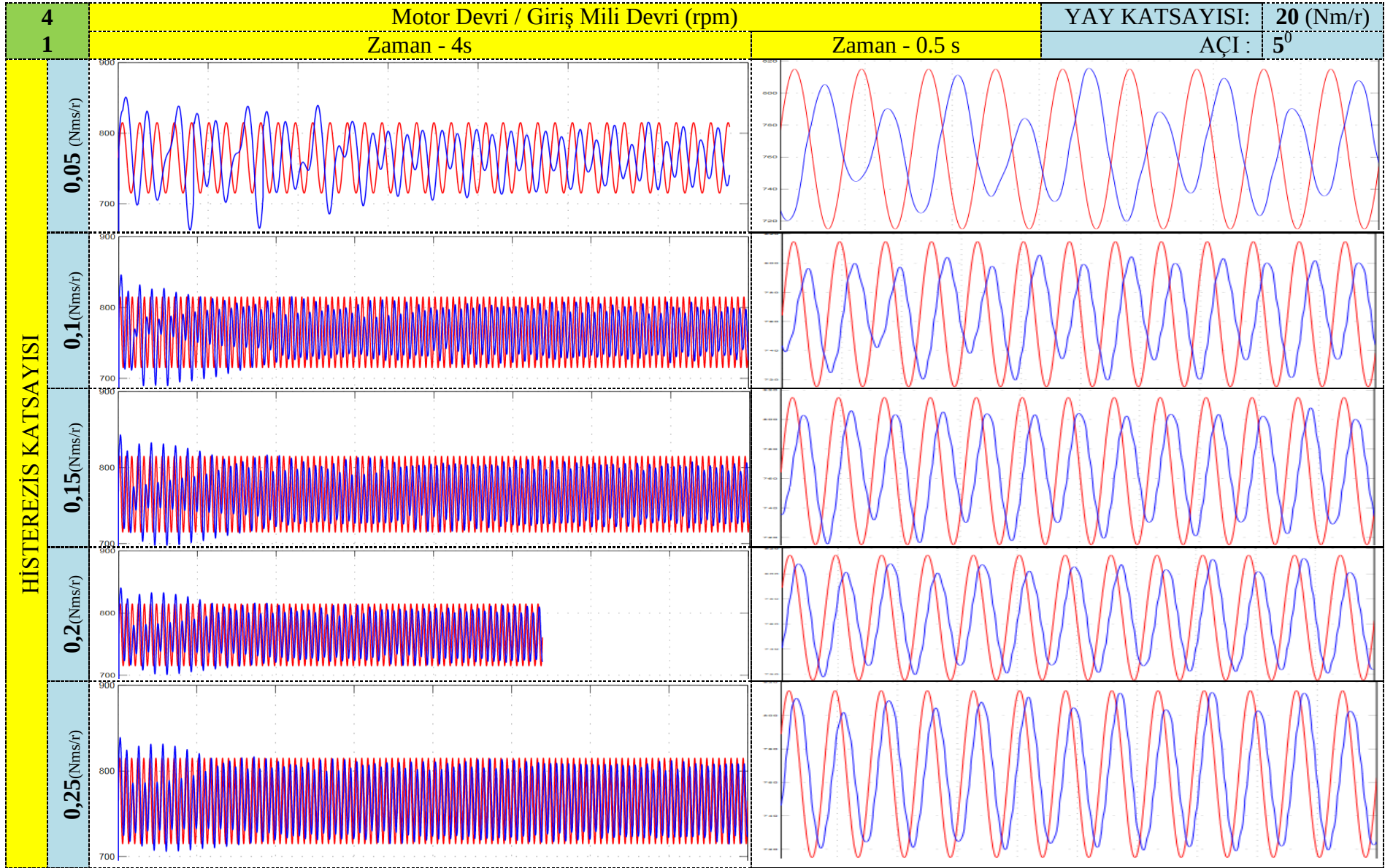
Şekil 4.10 Yay katsayısı, açı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri



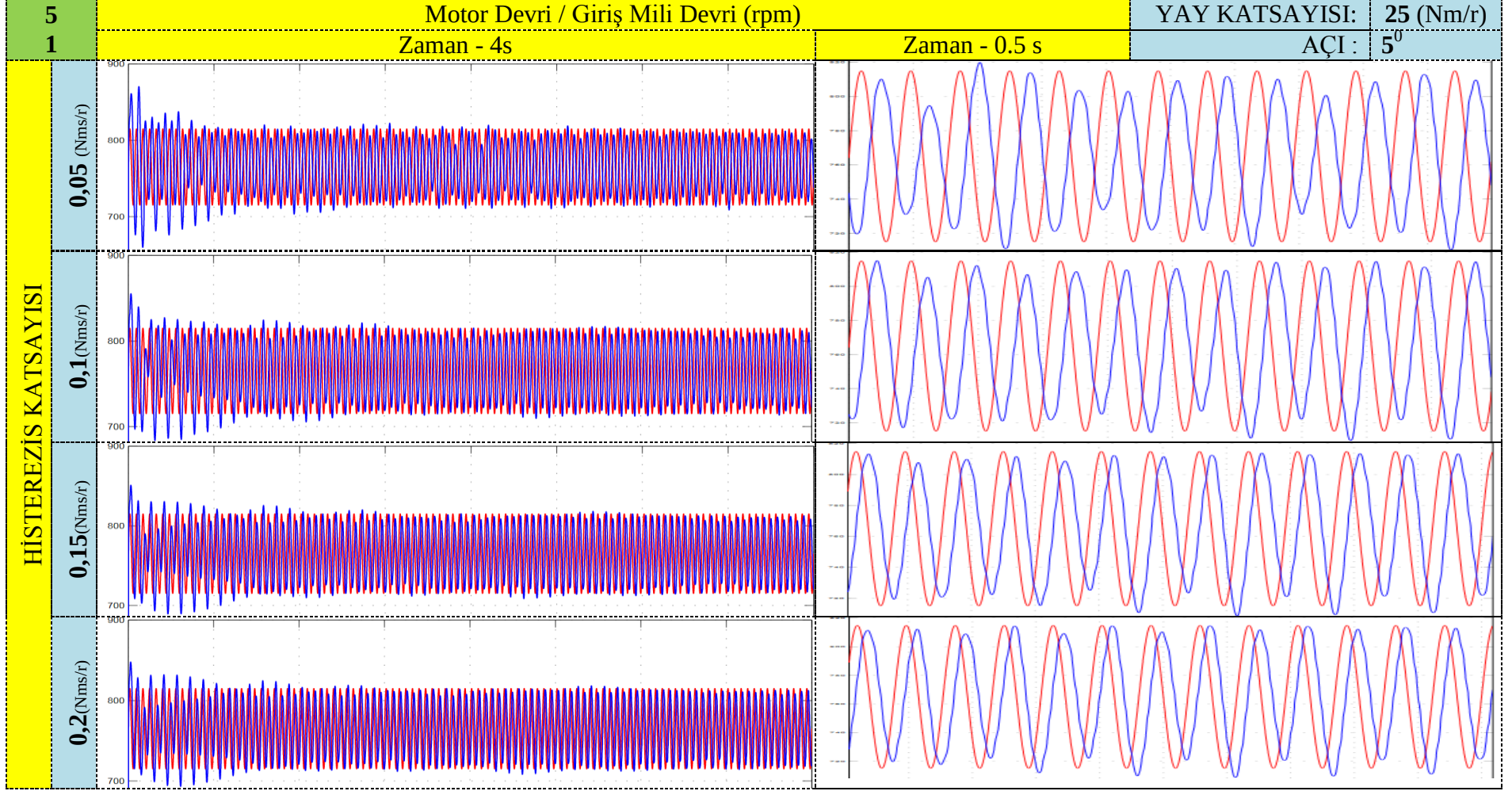
Şekil 4.11 Yay katsayısı, açı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri

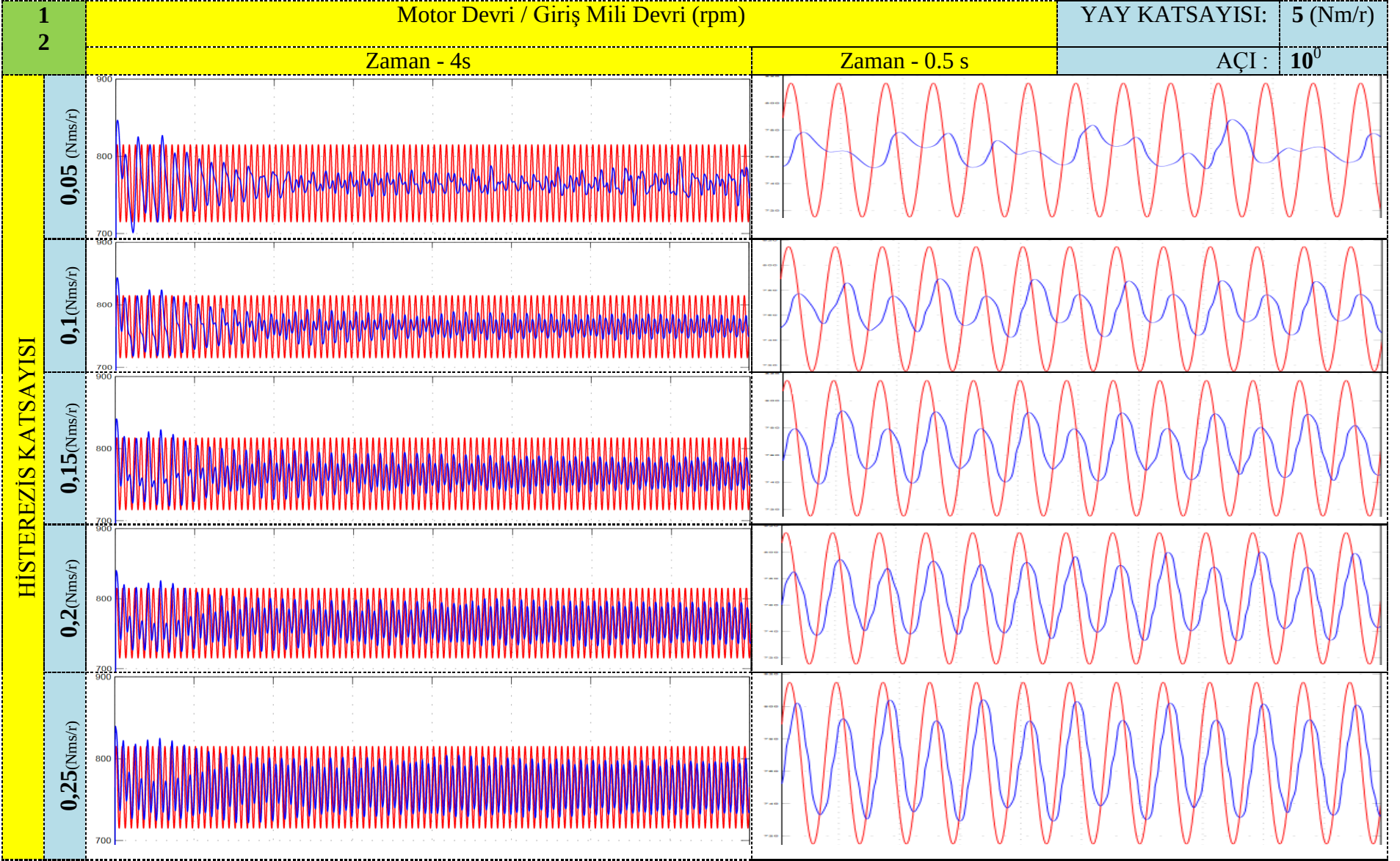


Şekil 4.12 Yay katsayısı, açı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri

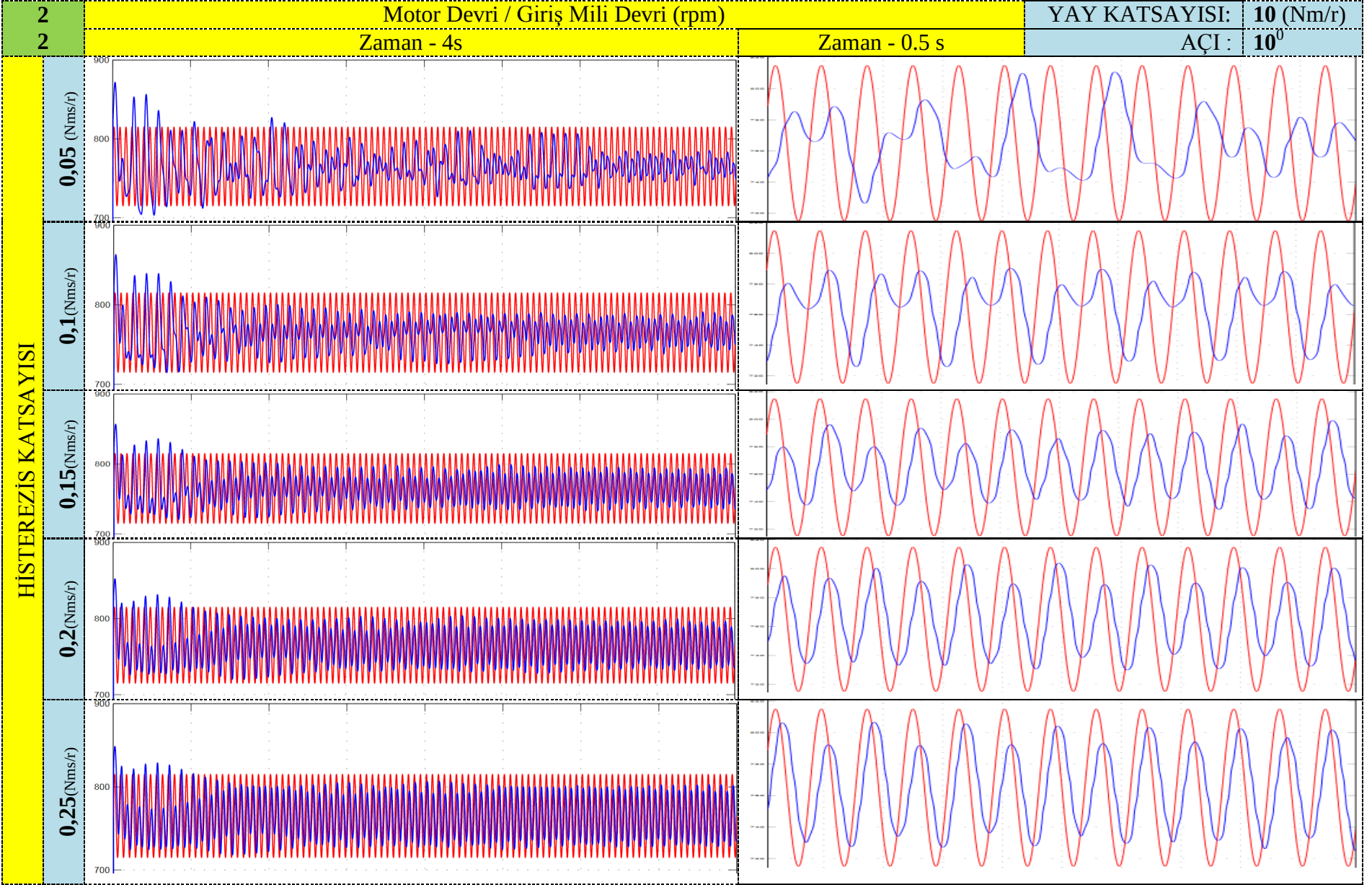


Şekil 4.13 Yay katsayısı, açı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri

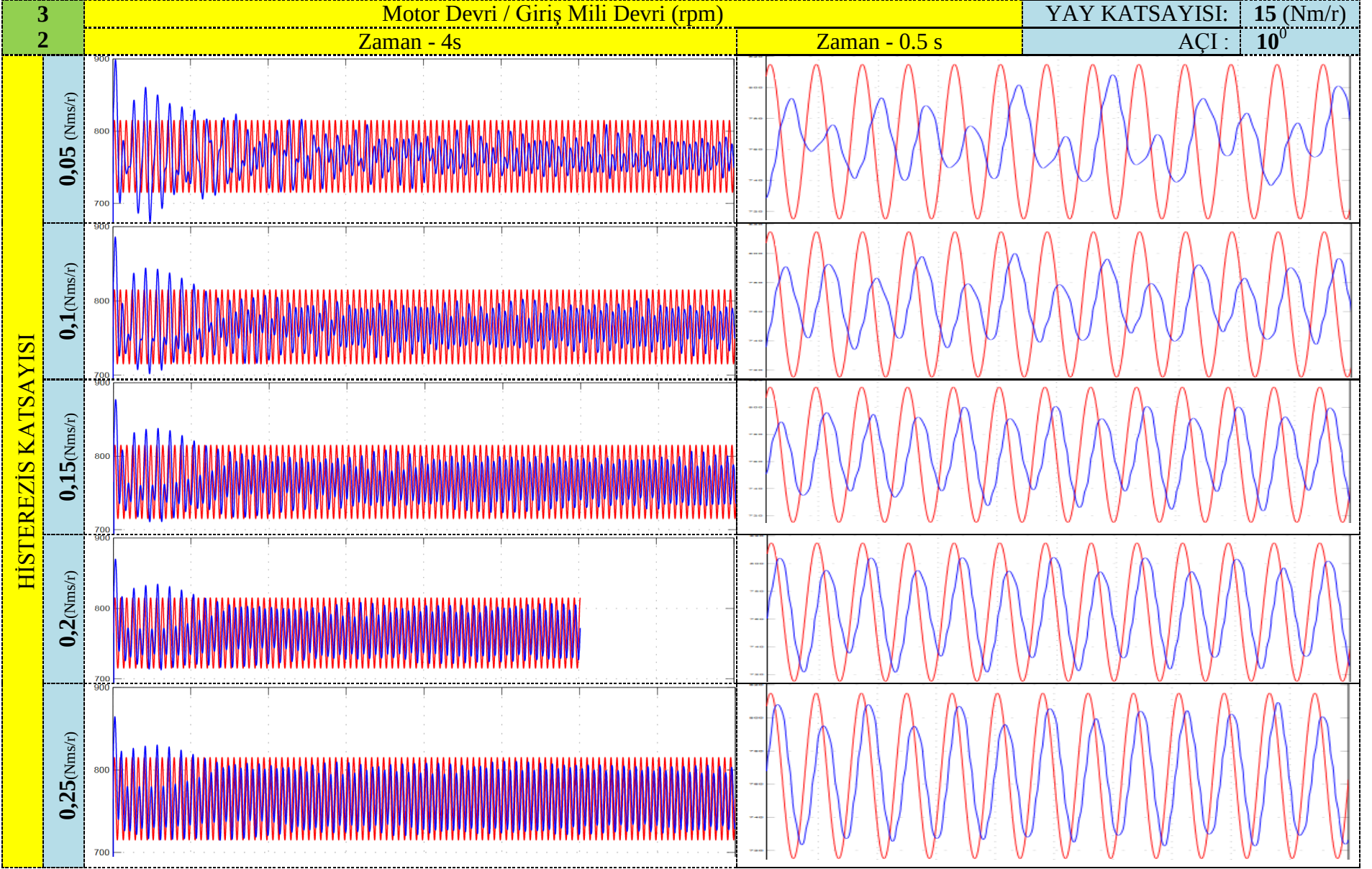




Şekil 4.14 Yay katsayısı, açı ve histeresis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri

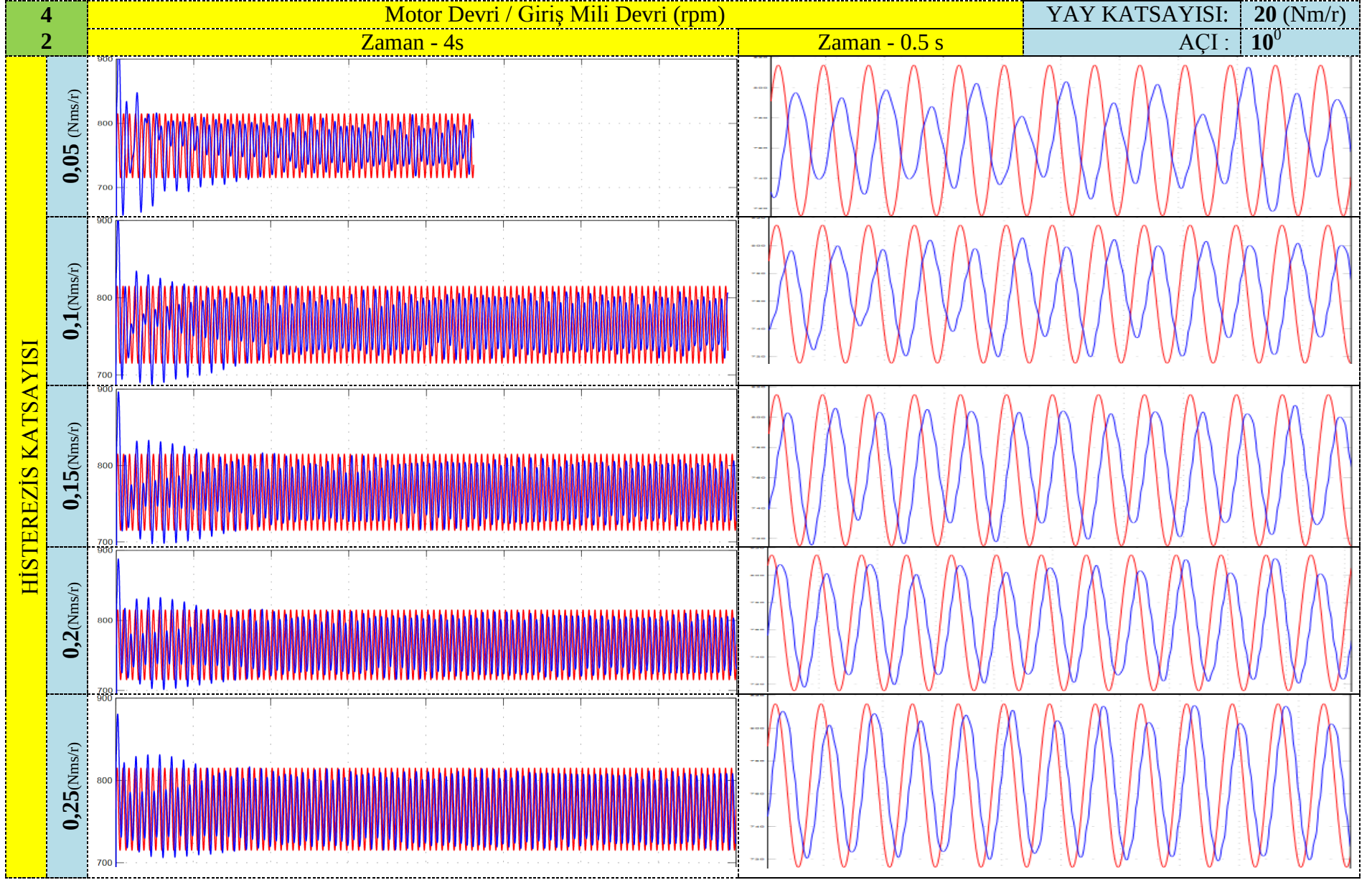


Şekil 4.15 Yay katsayısı, açı ve histererezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri

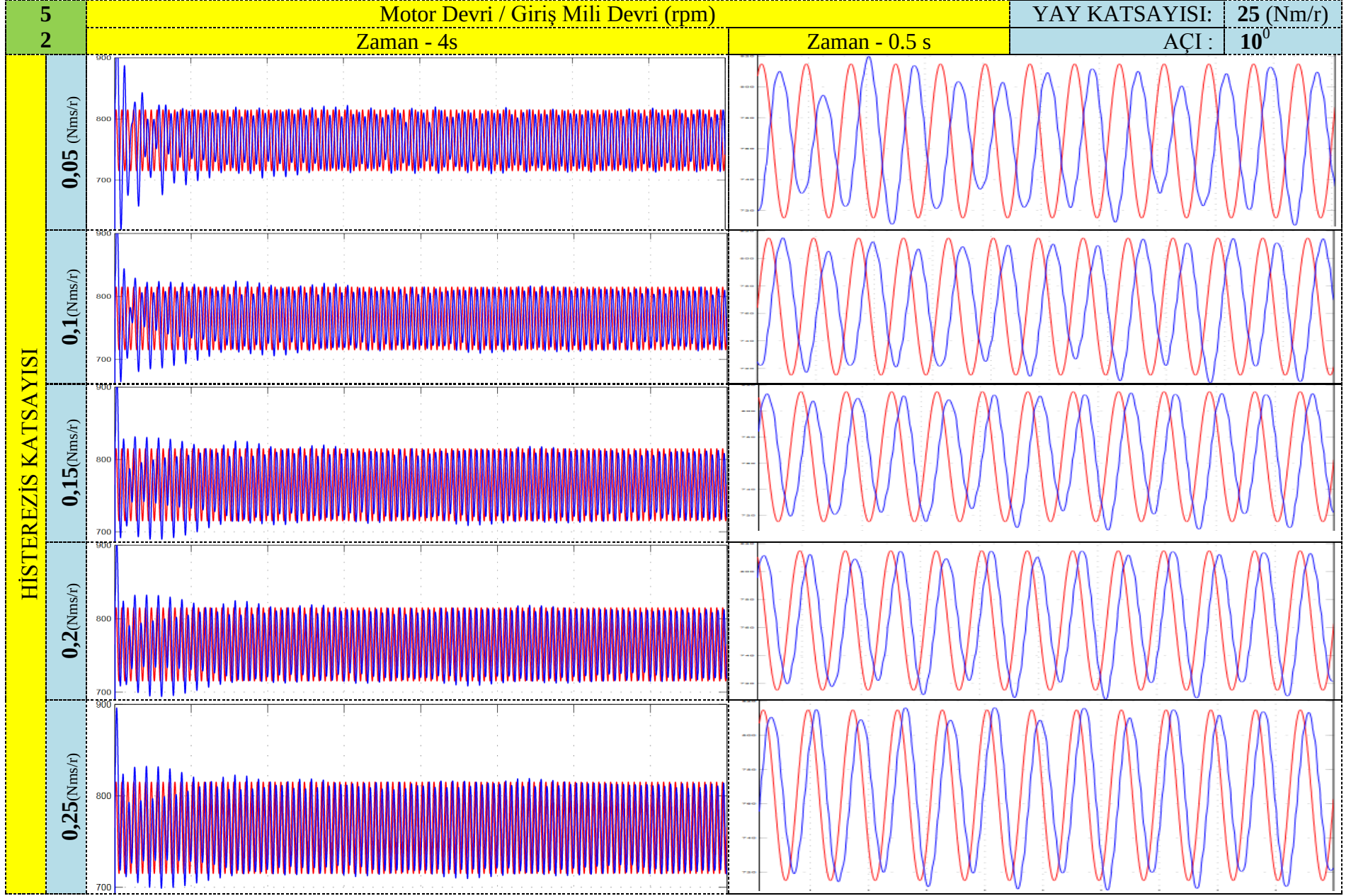


Şekil 4.16 Yay katsayısı, açı ve histerезis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri

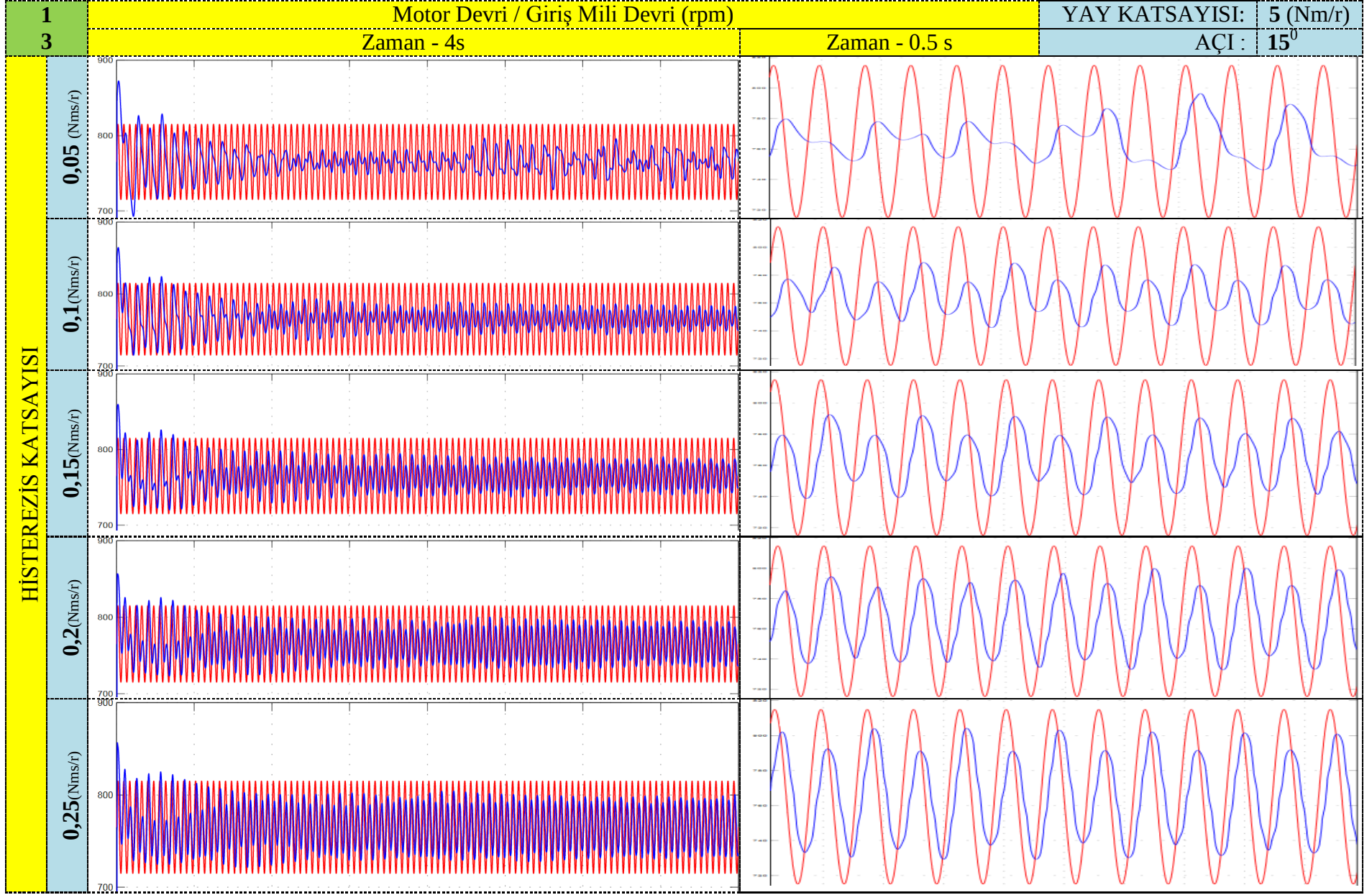
Şekil 4.17 Yay katsayısı, açı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri



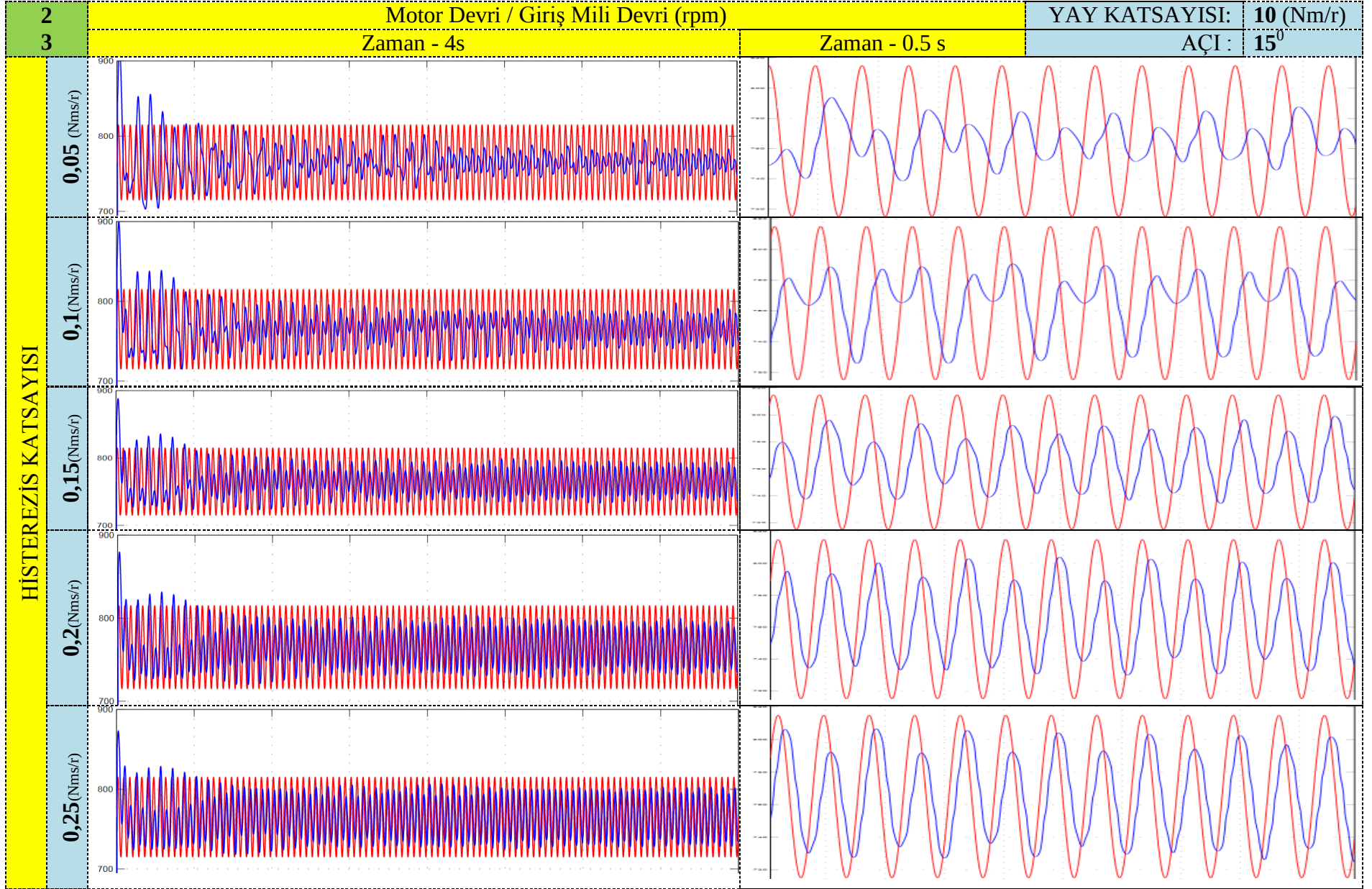
Şekil 4.18 Yay katsayısı, açı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri



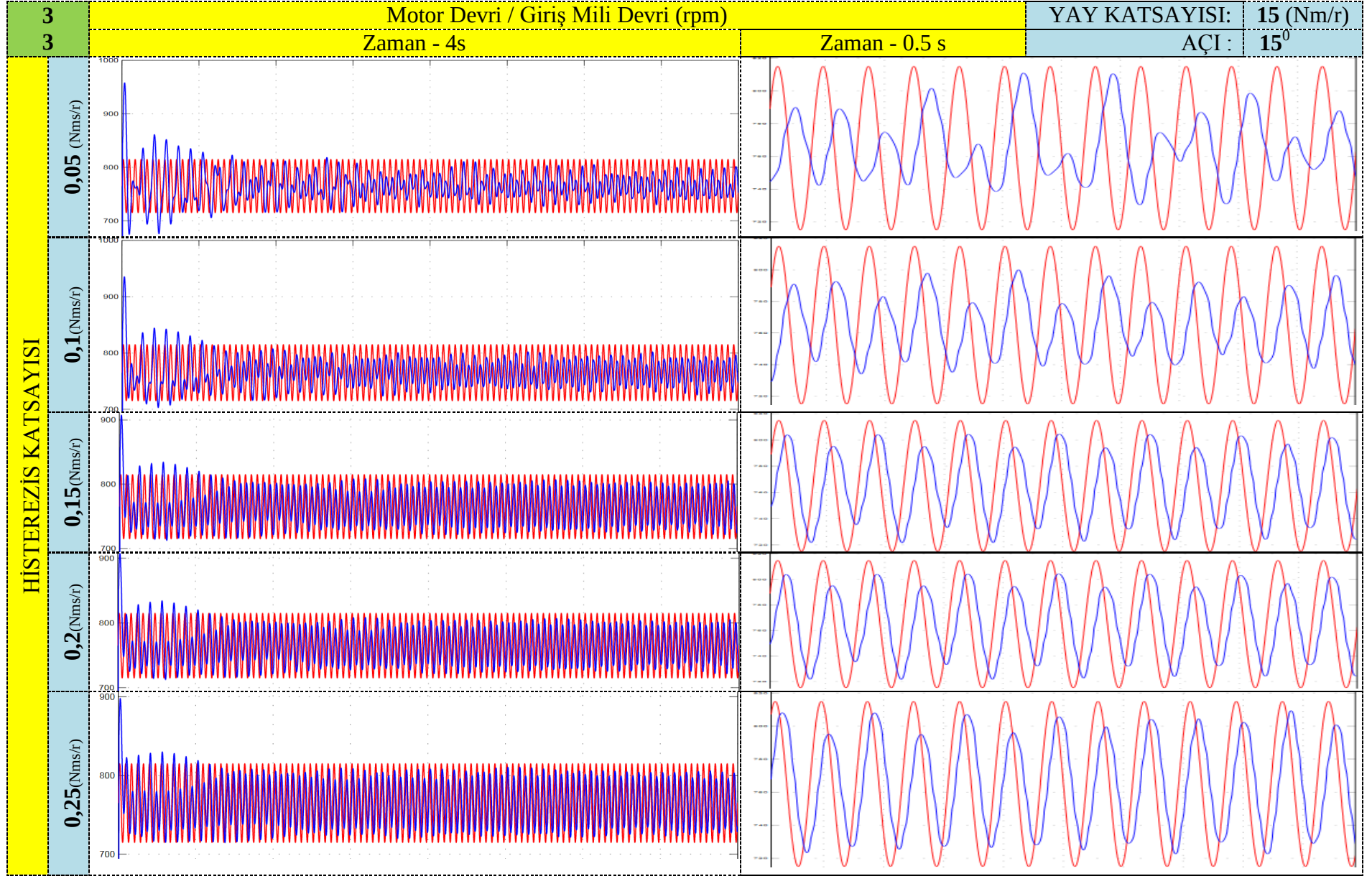
Şekil 4.19 Yay katsayısı, açı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri

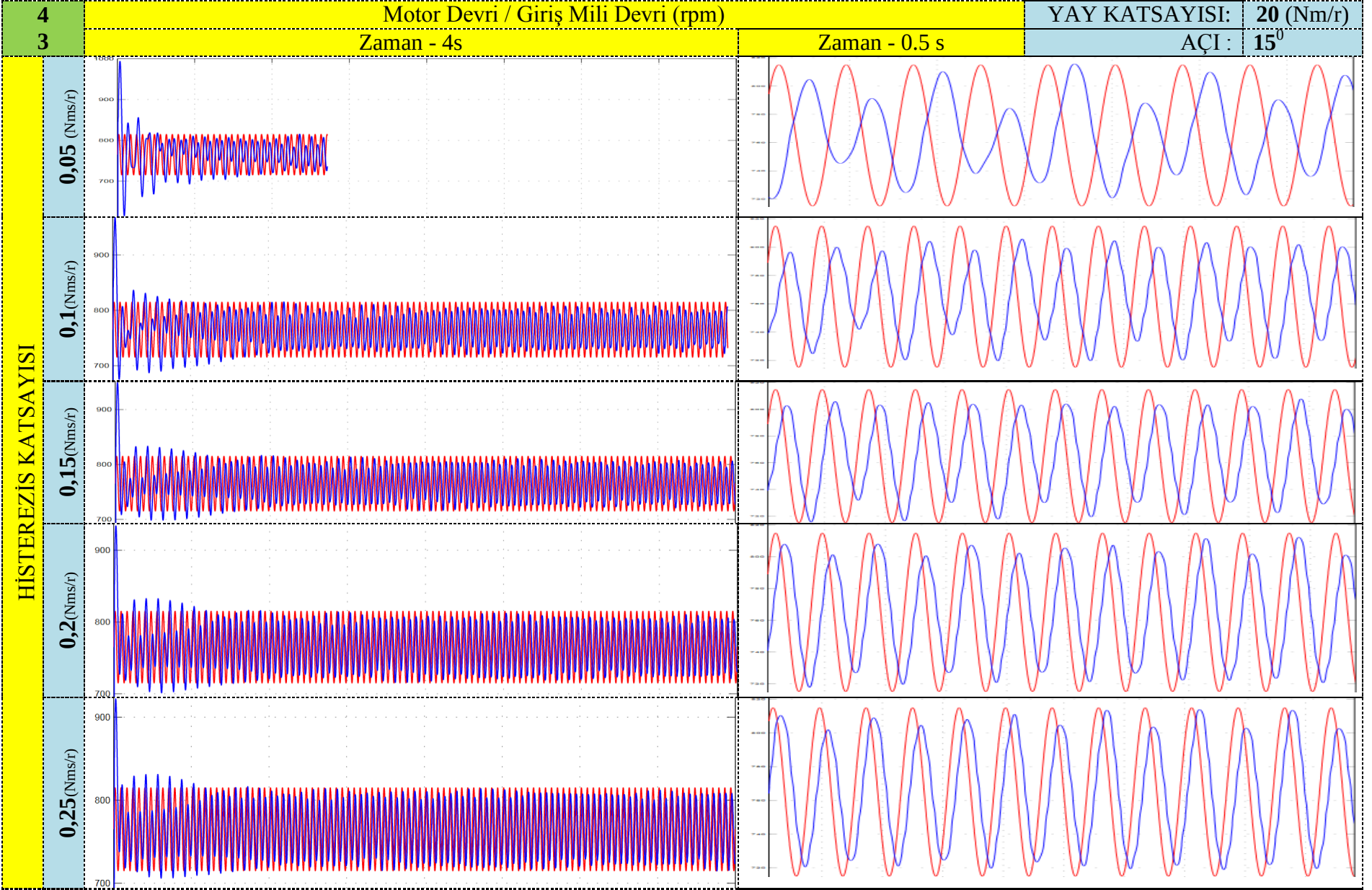


Şekil 4.20 Yay katsayısı, açı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri



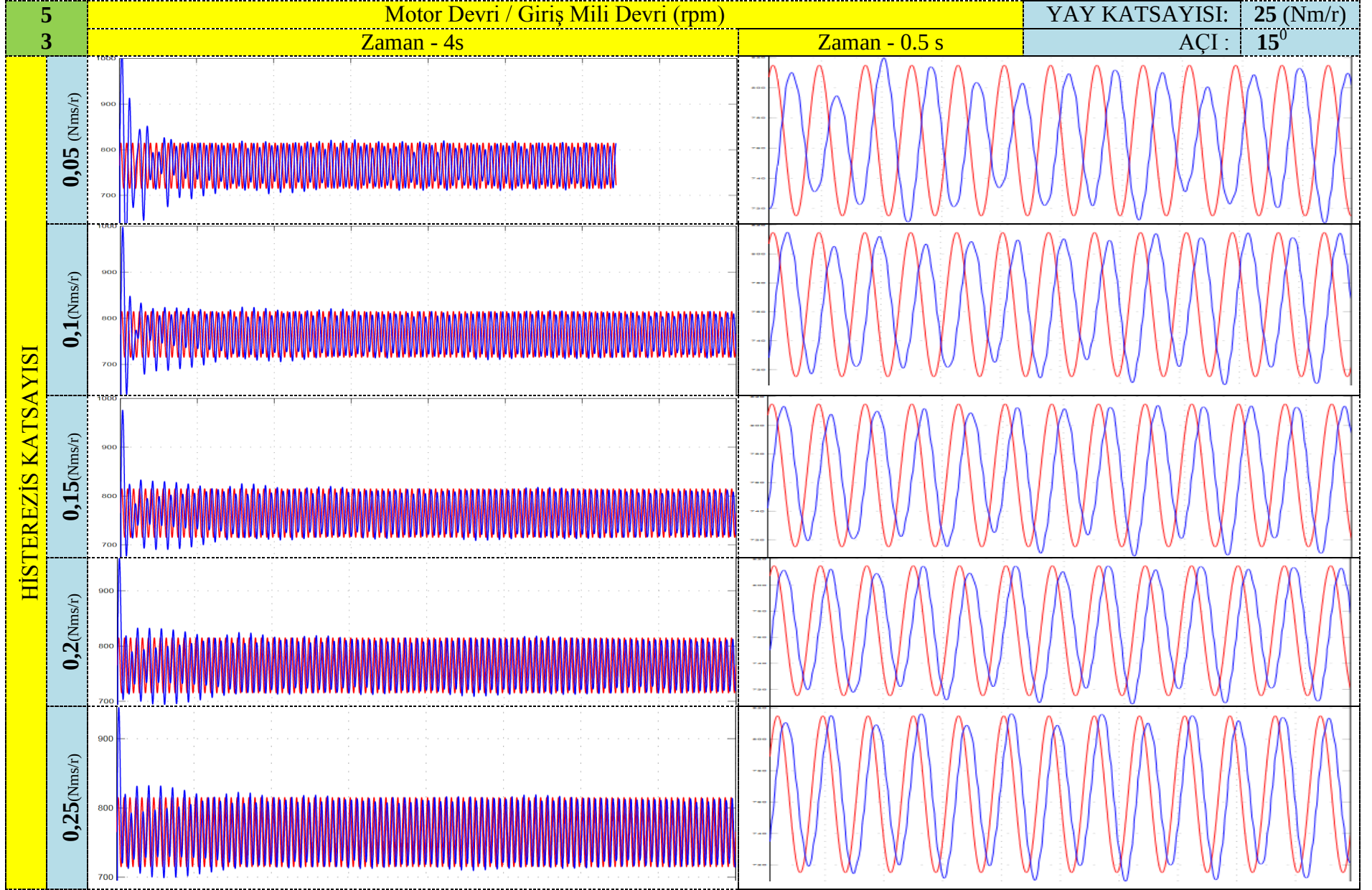
Şekil 4.21 Yay katsayısı, açı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri



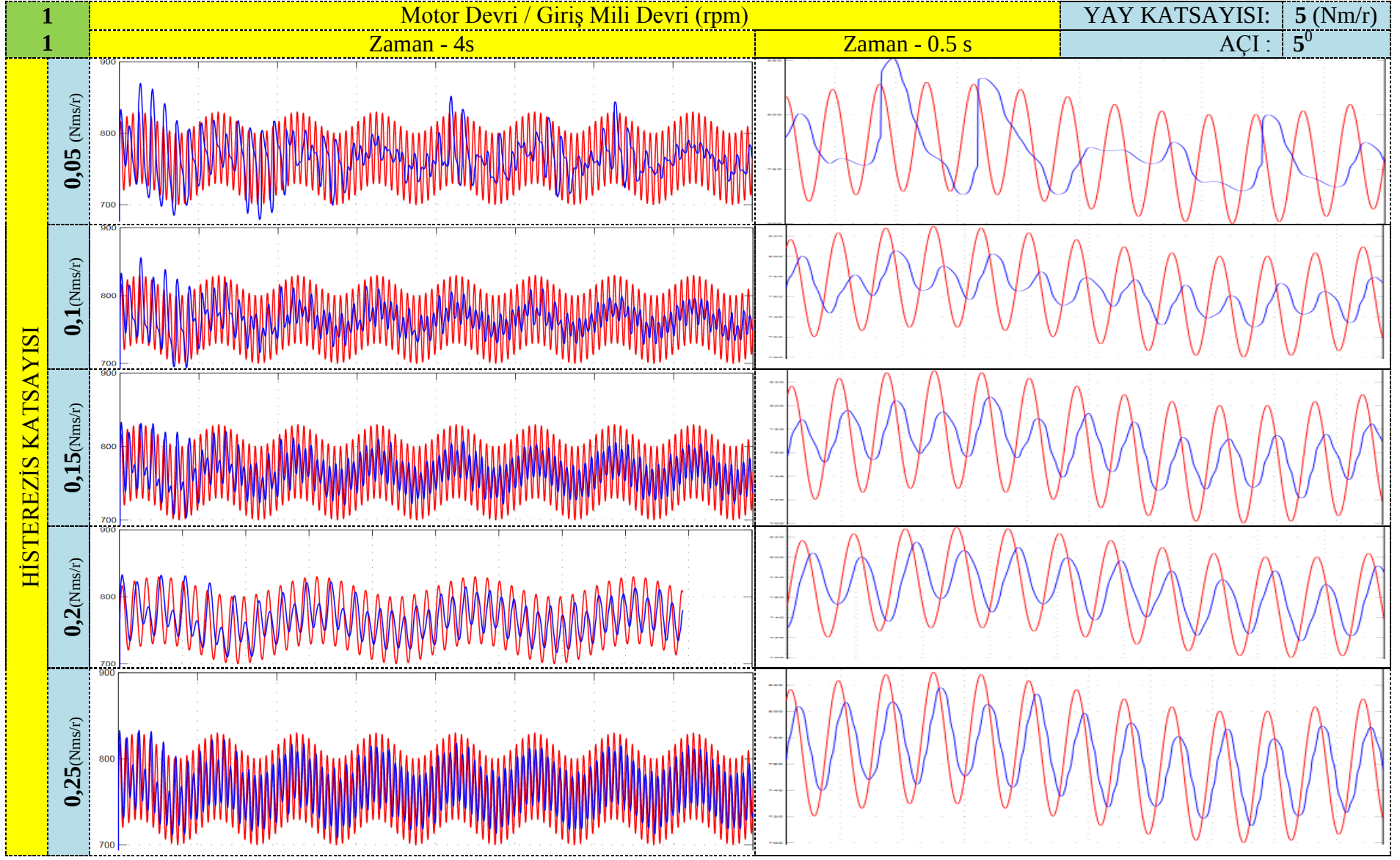


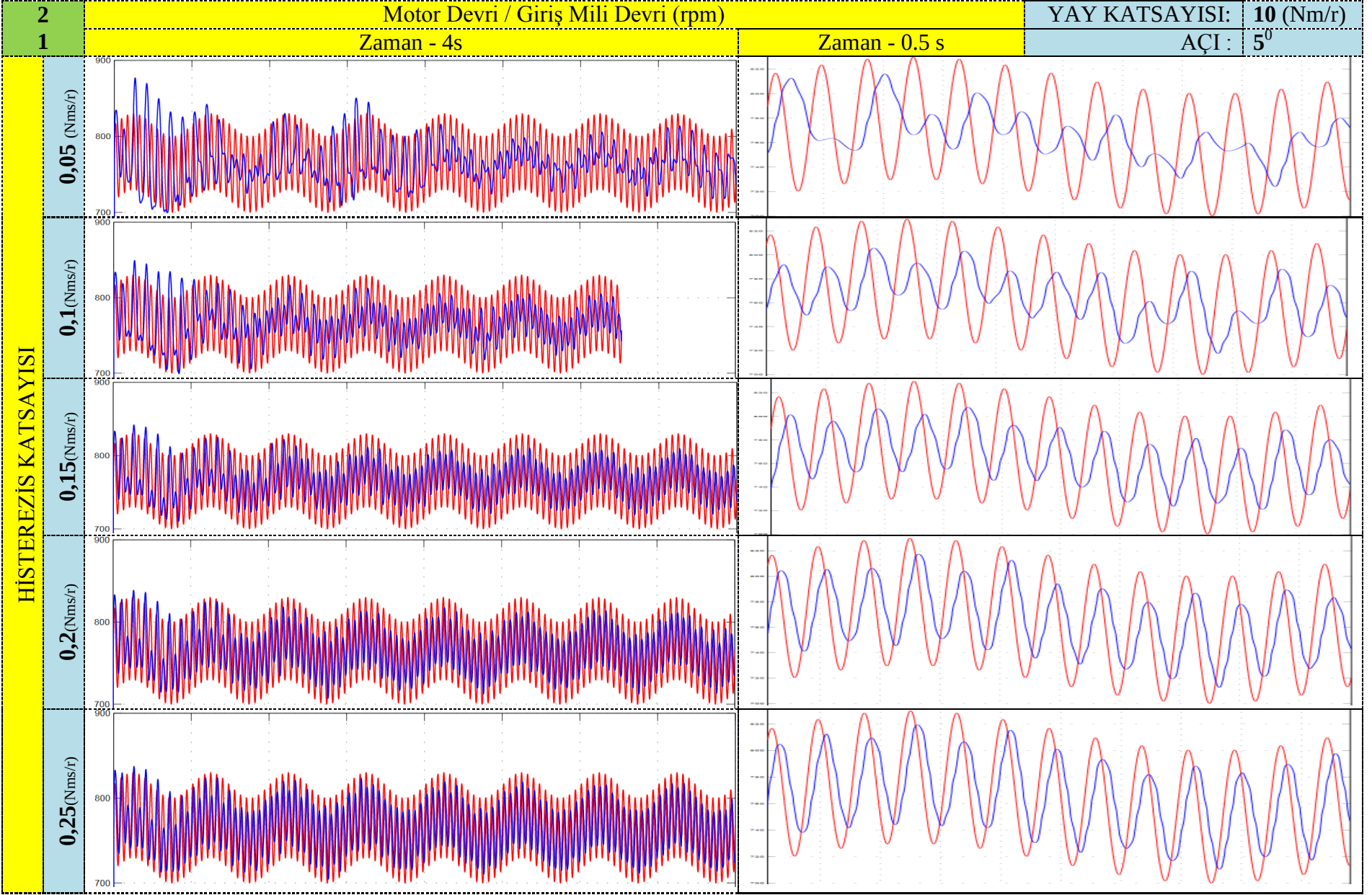
Şekil 4.22 Yay katsayısı, açı ve histerезis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri

Şekil 4.23 Yay katsayısı, açı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri



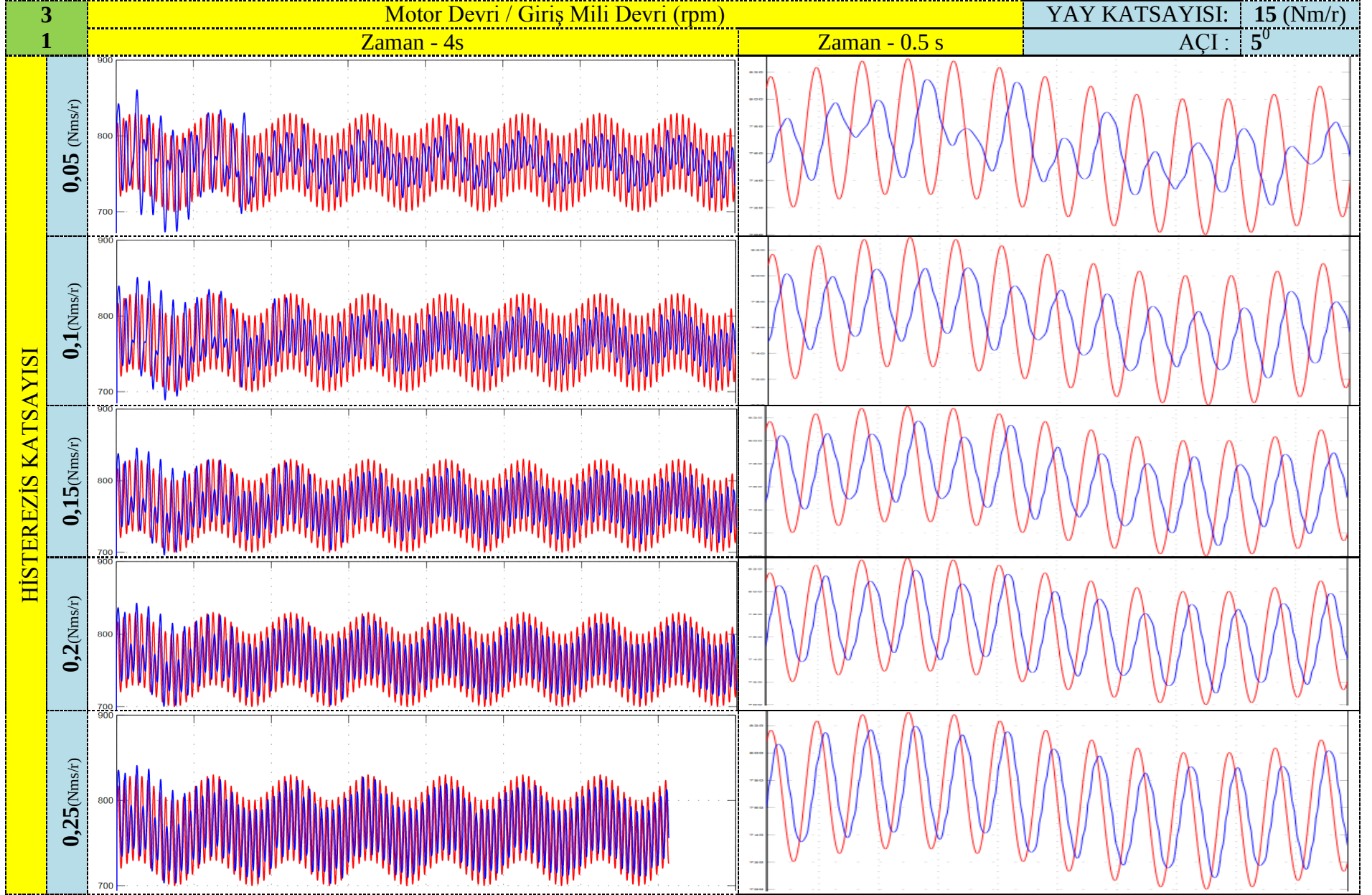
Şekil 4.24 Yay katsayısı, açı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri



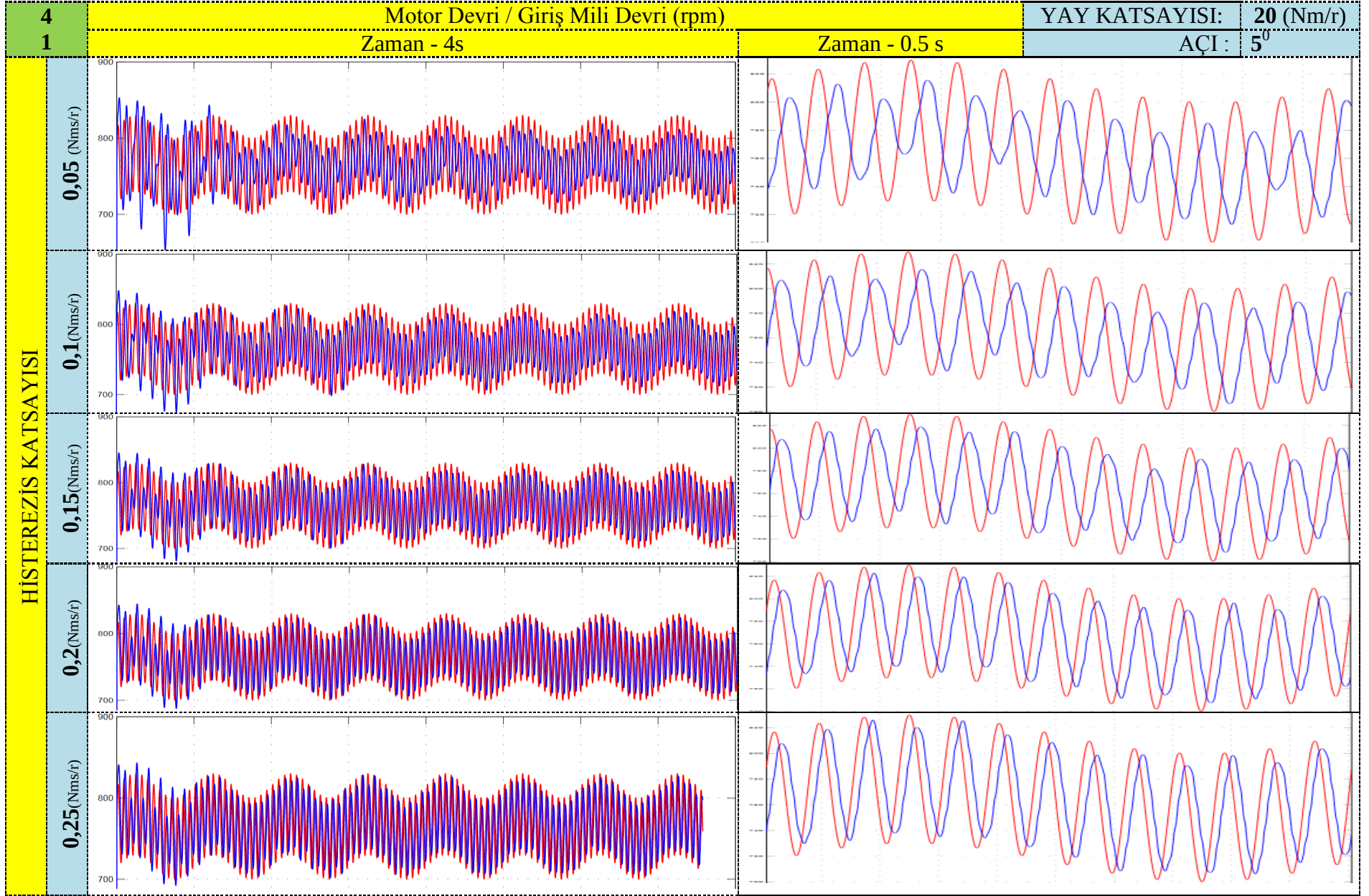


Şekil 4.25 Yay katsayısı, açı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri

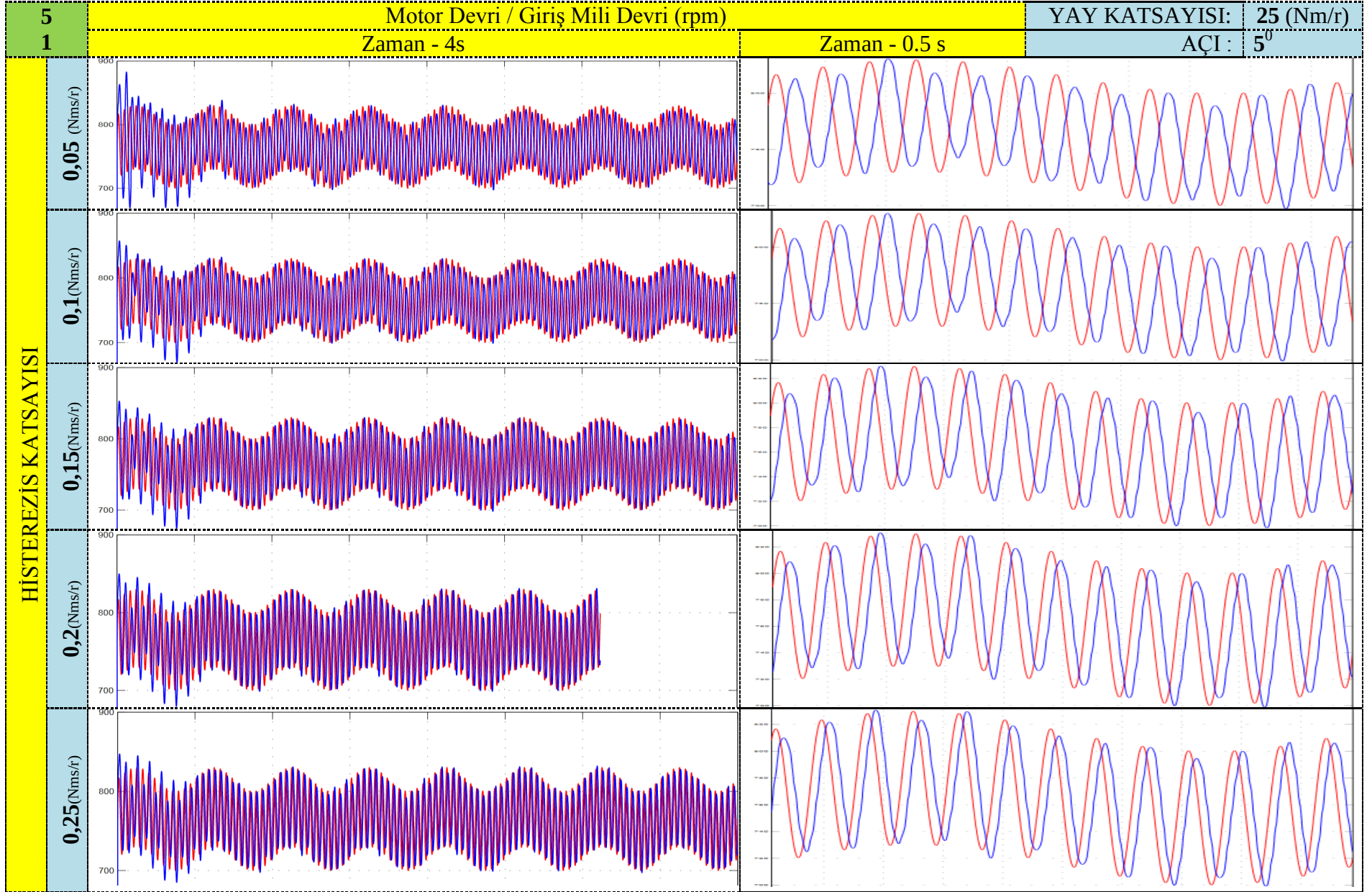
Şekil 4.26 Yay katsayısı, açı ve histeresis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri

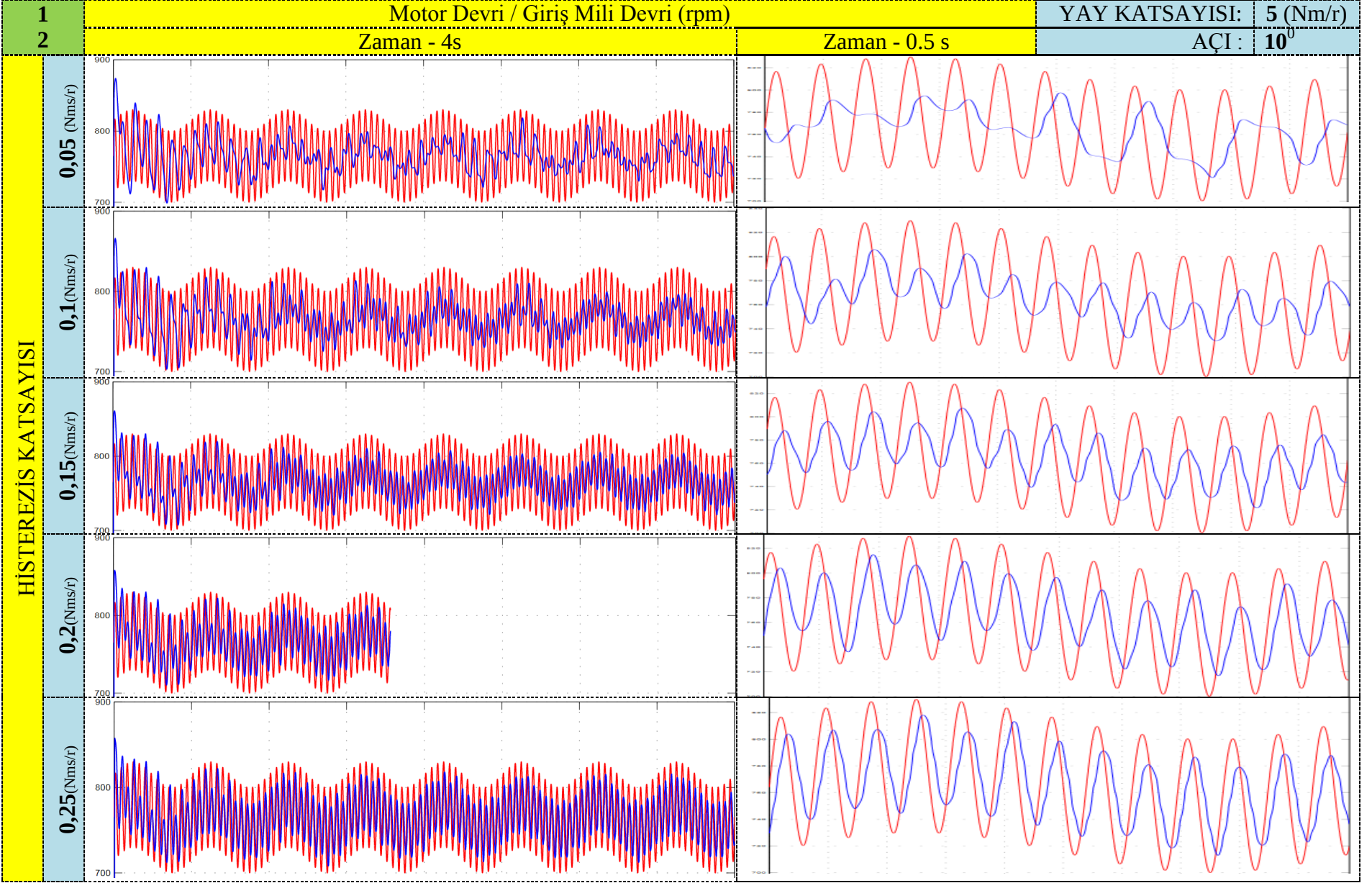


Şekil 4.27 Yay katsayısı, açı ve histeresis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri

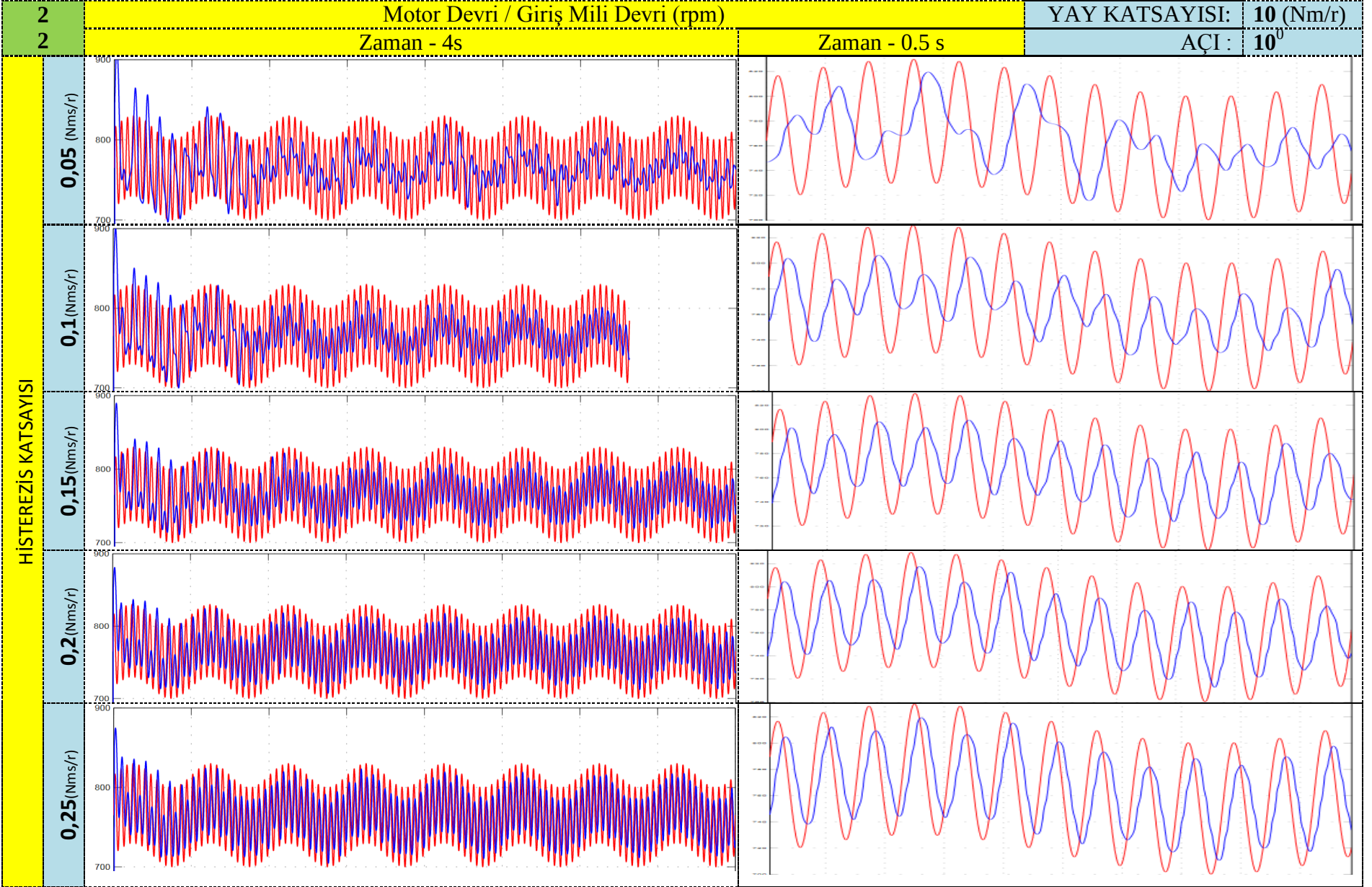


Şekil 4.28 Yay katsayısı, açı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri

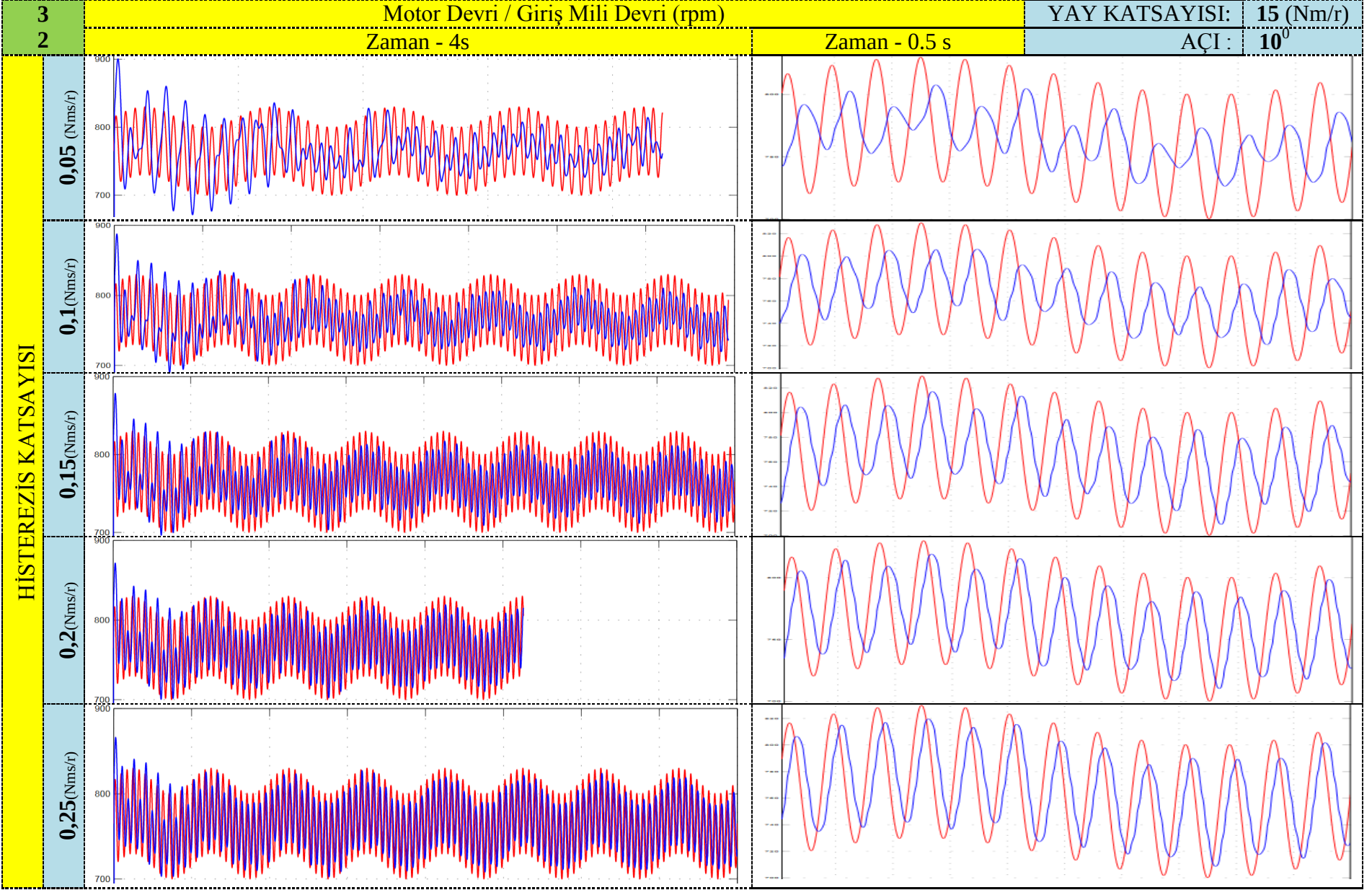




Şekil 4.29 Yay katsayısı, açı ve histererezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri

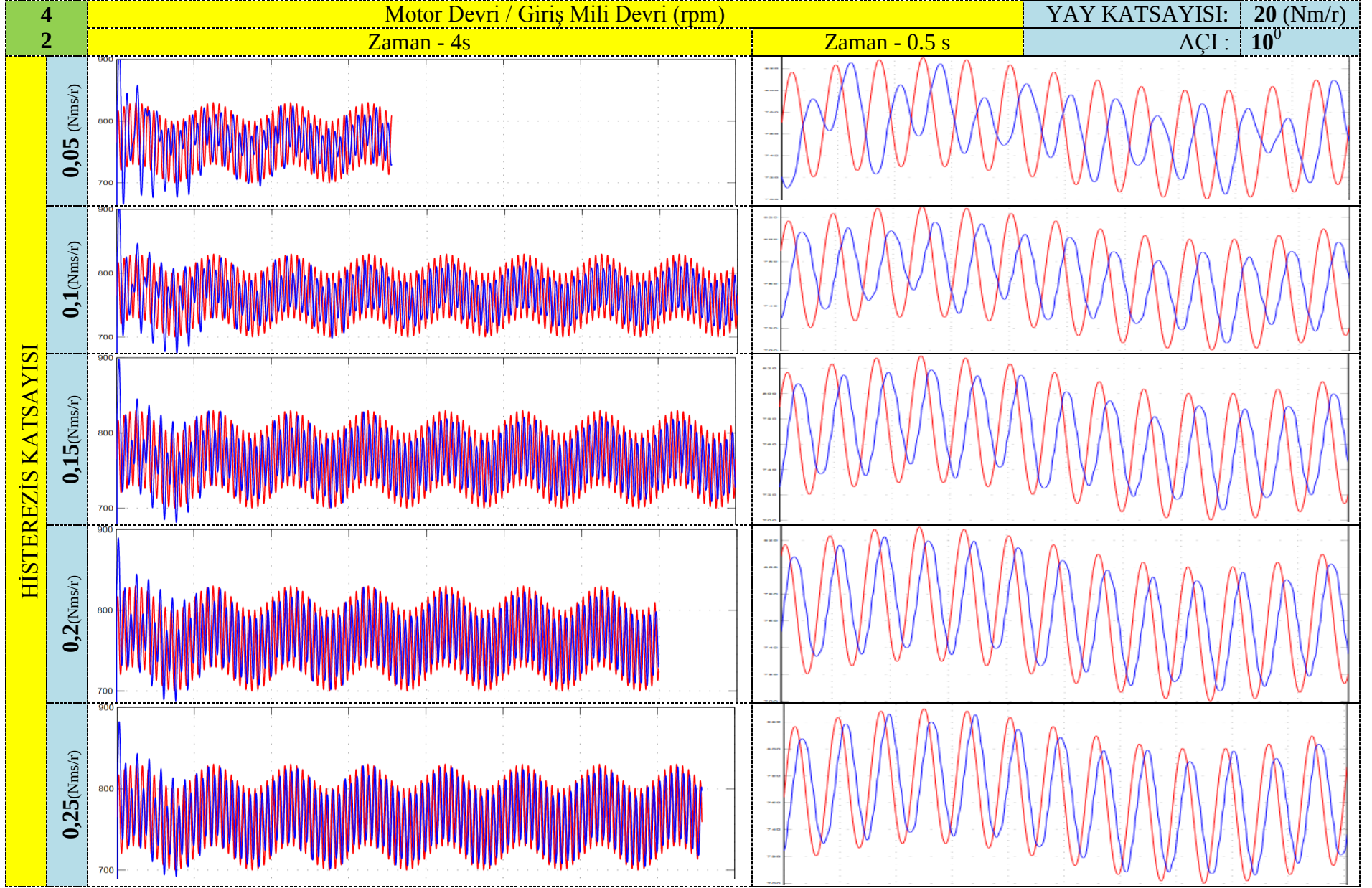


Şekil 4.30 Yay katsayısı, açı ve histerезis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri

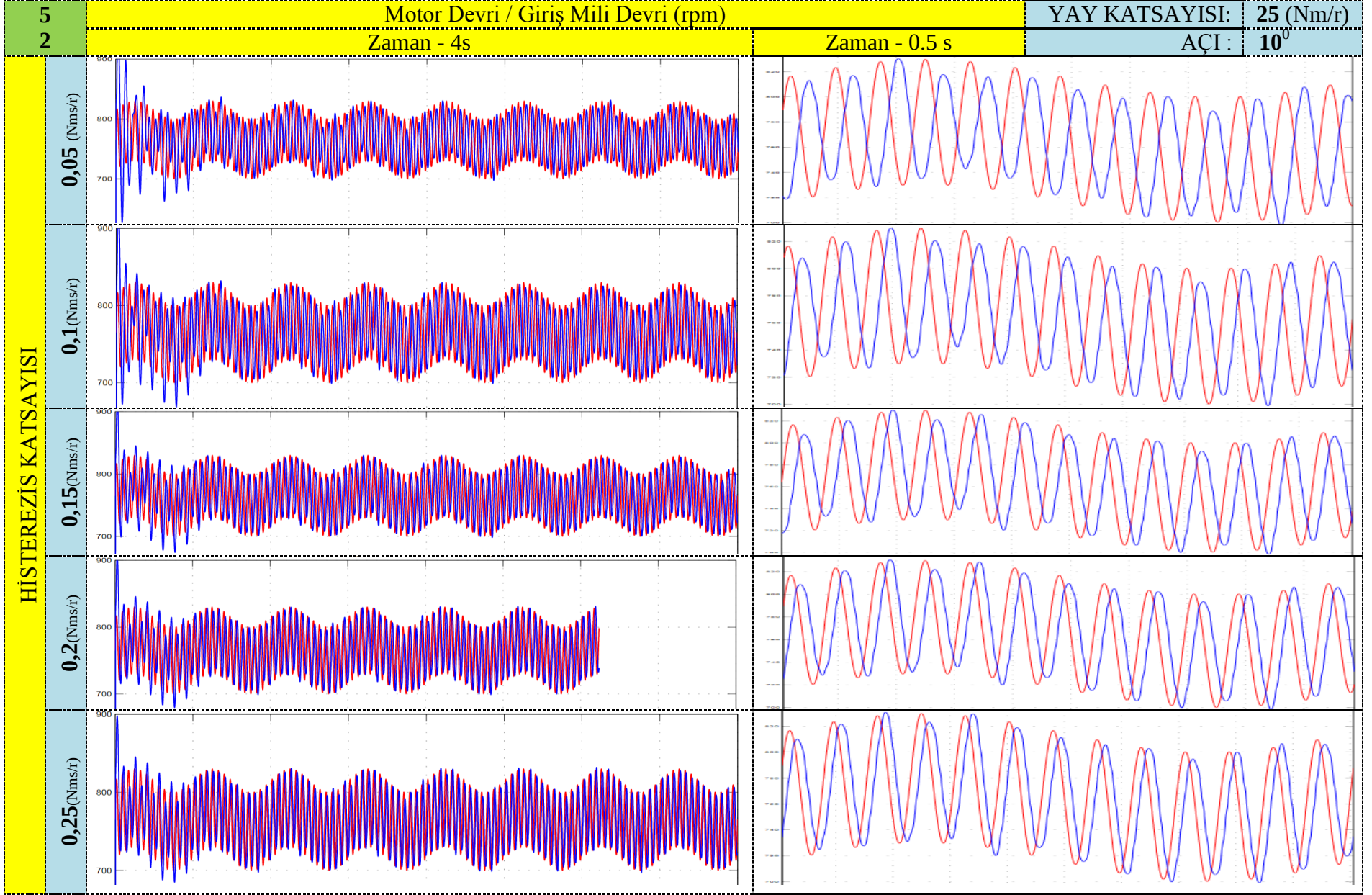


Şekil 4.31 Yay katsayısı, açı ve histerезis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri

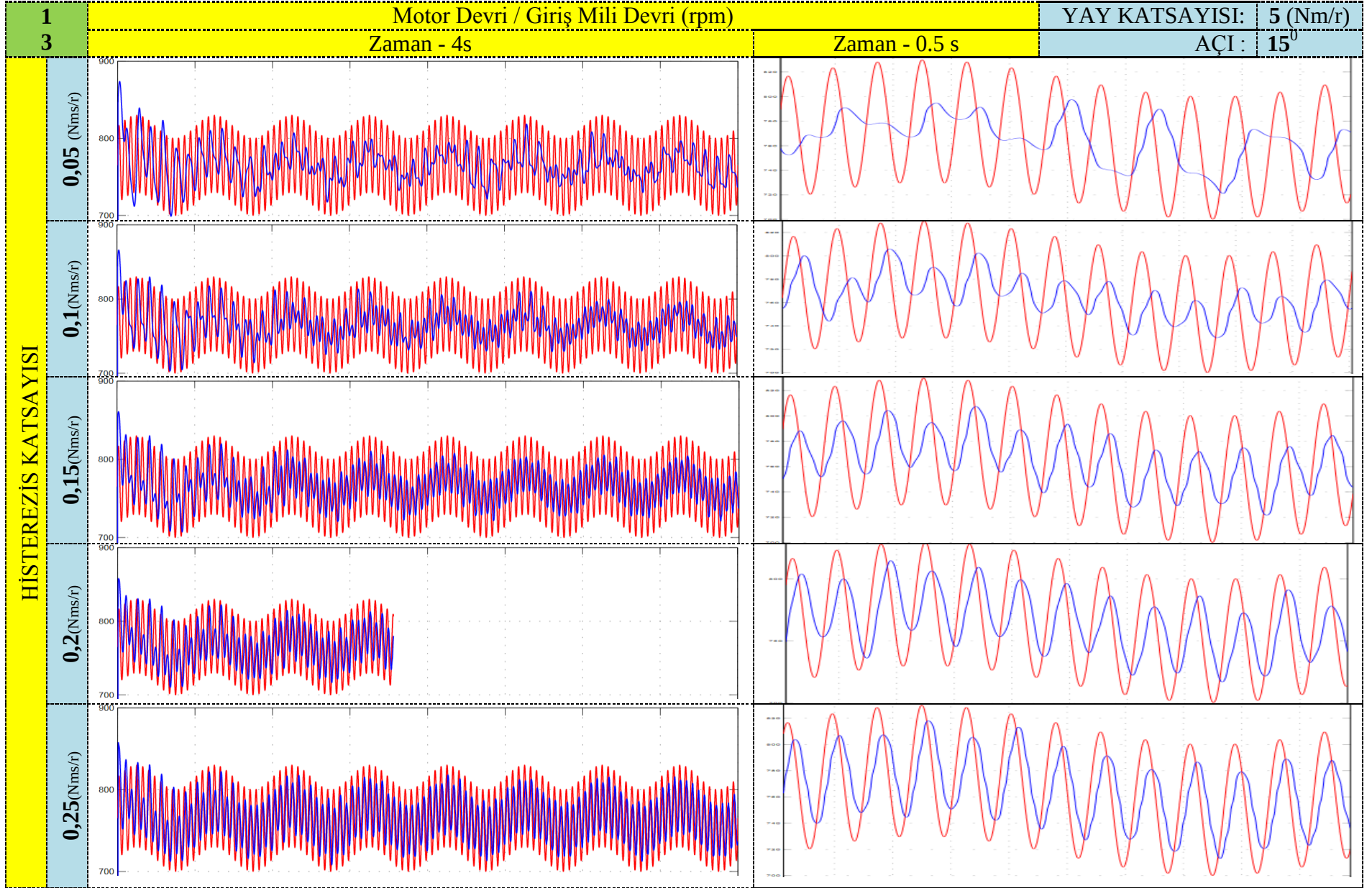
Şekil 4.32 Yay katsayısı, açı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri

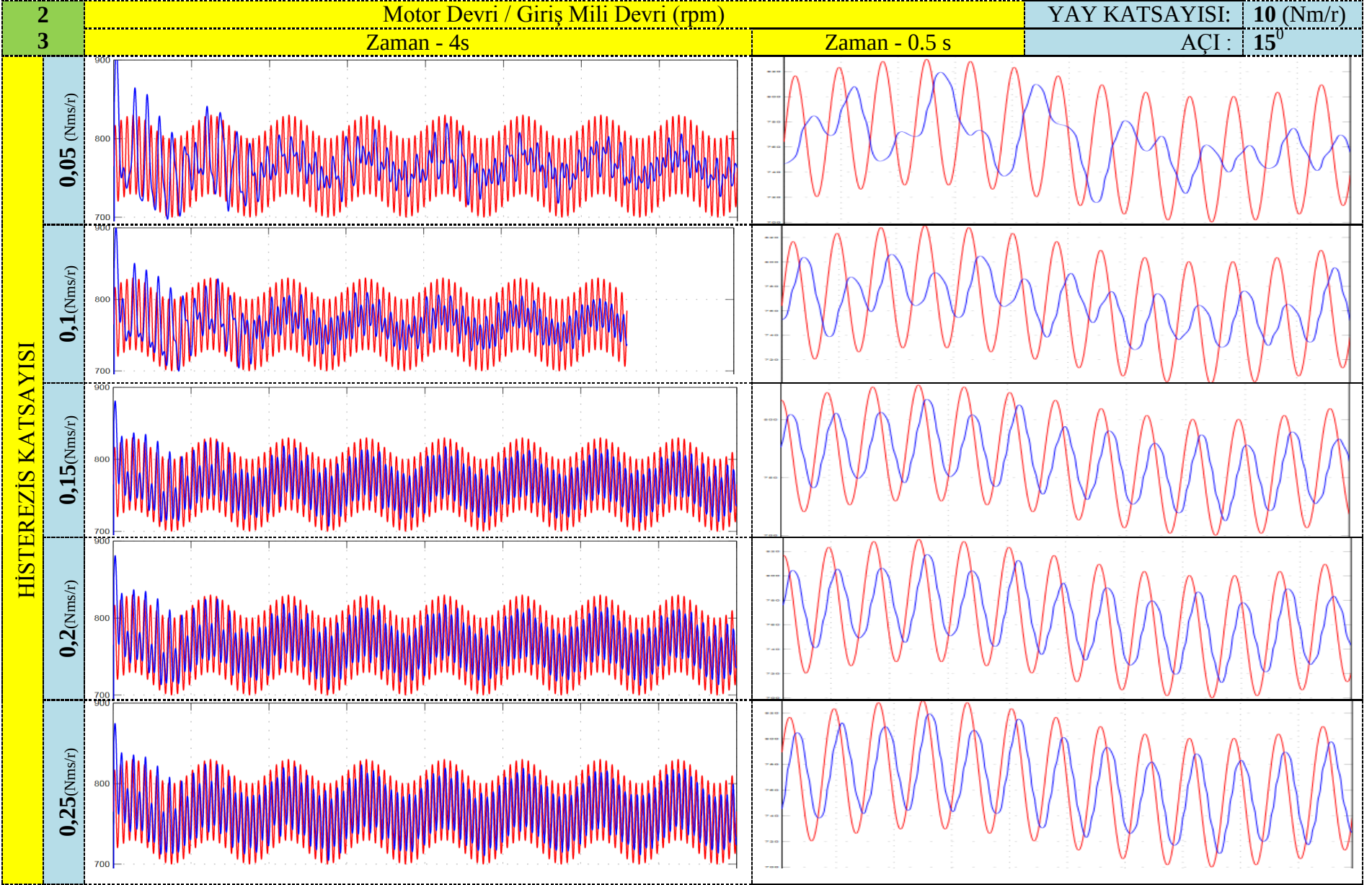


Şekil 4.33 Yay katsayısı, açı ve histeresis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri



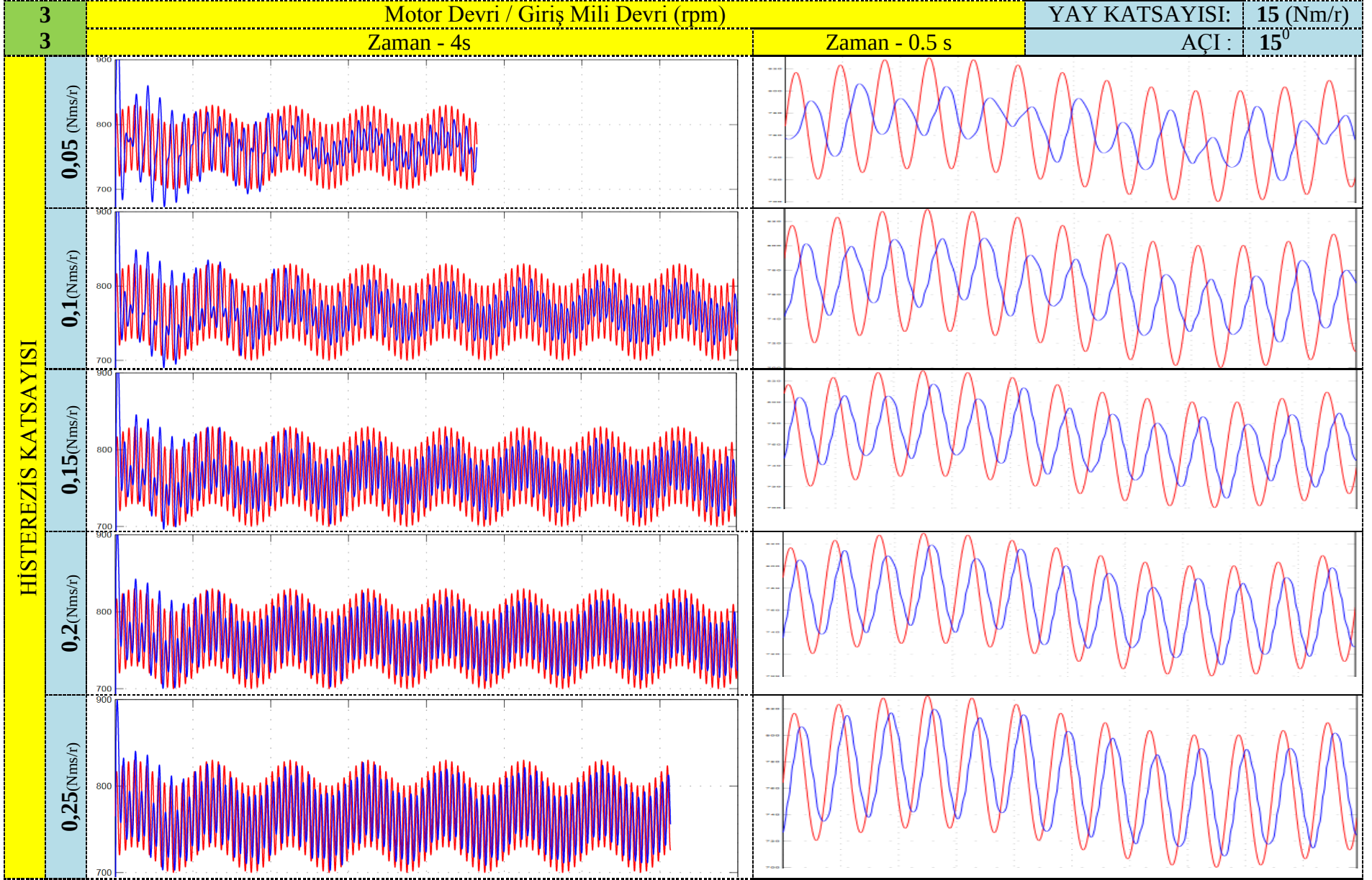
Şekil 4.34 Yay katsayısı, açı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri



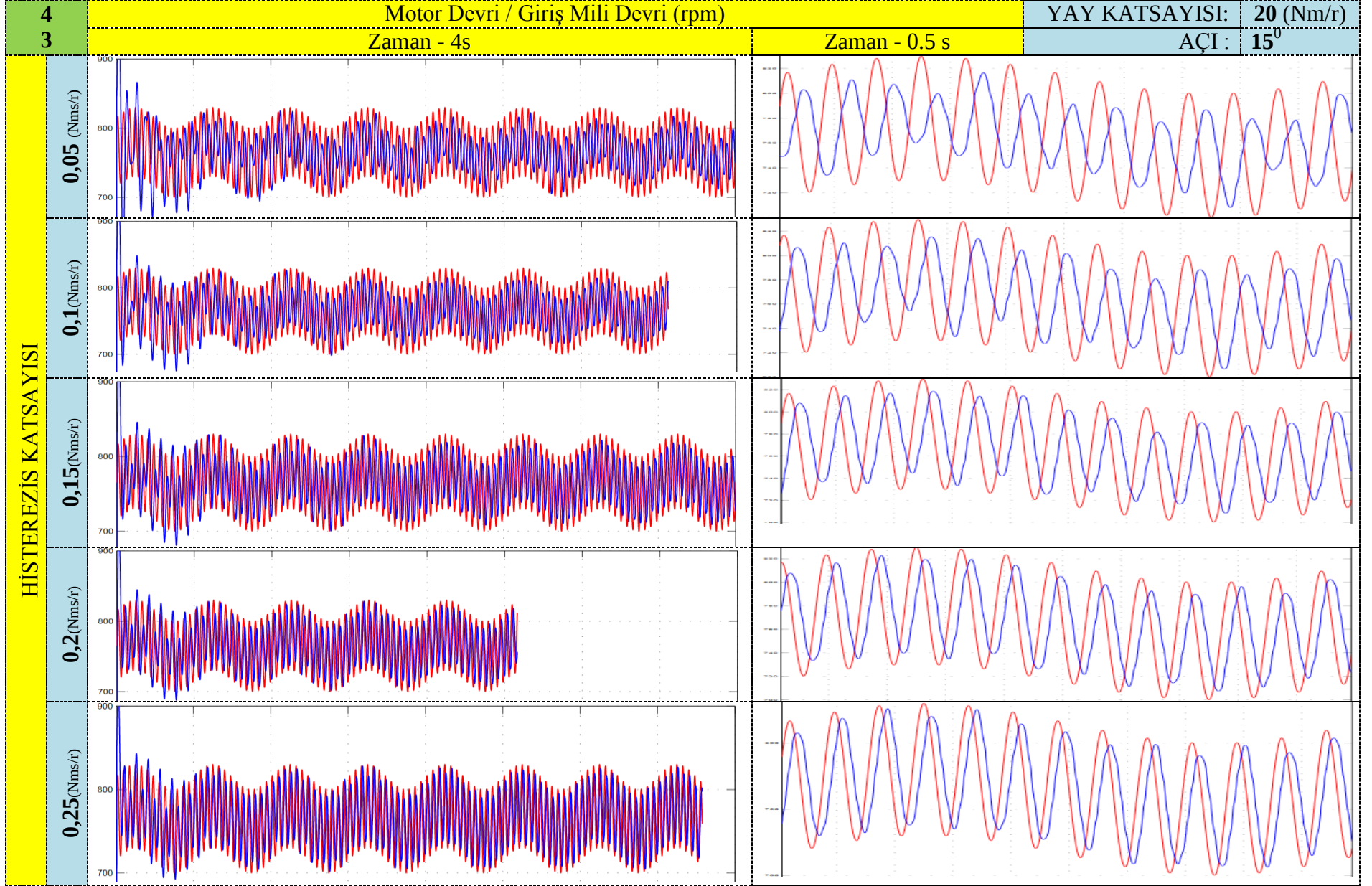


Şekil 4.35 Yay katsayısı, açı ve histerезis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri

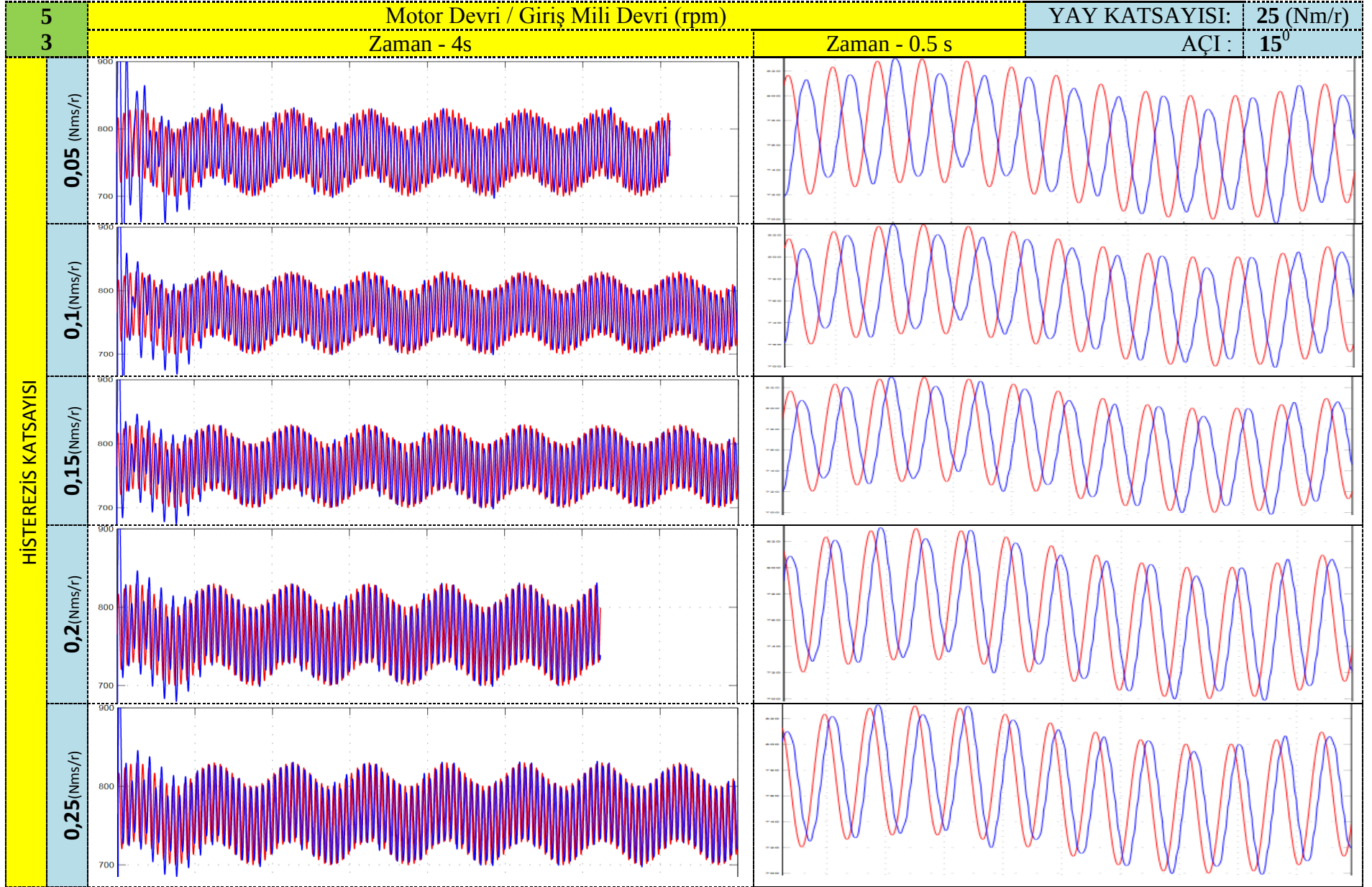
Şekil 4.36 Yay katsayısı, açı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri



Şekil 4.37 Yay katsayısı, açı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri

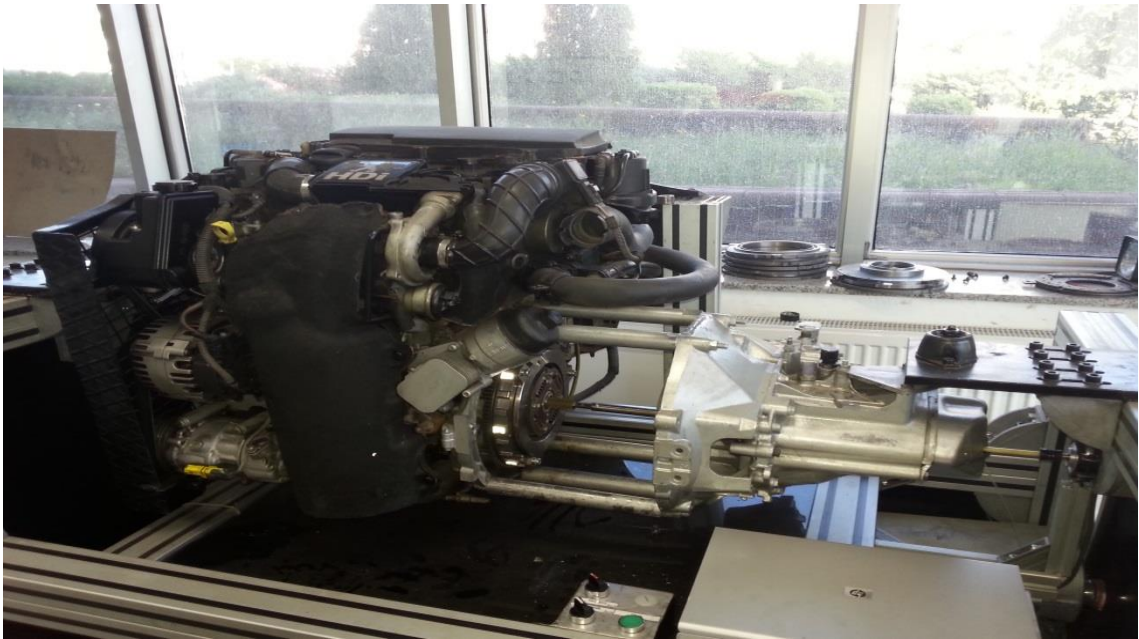


Şekil 4.38 Yay katsayısı, açı ve histerezis katsayısı değerlerinin devir değişimine etkileri



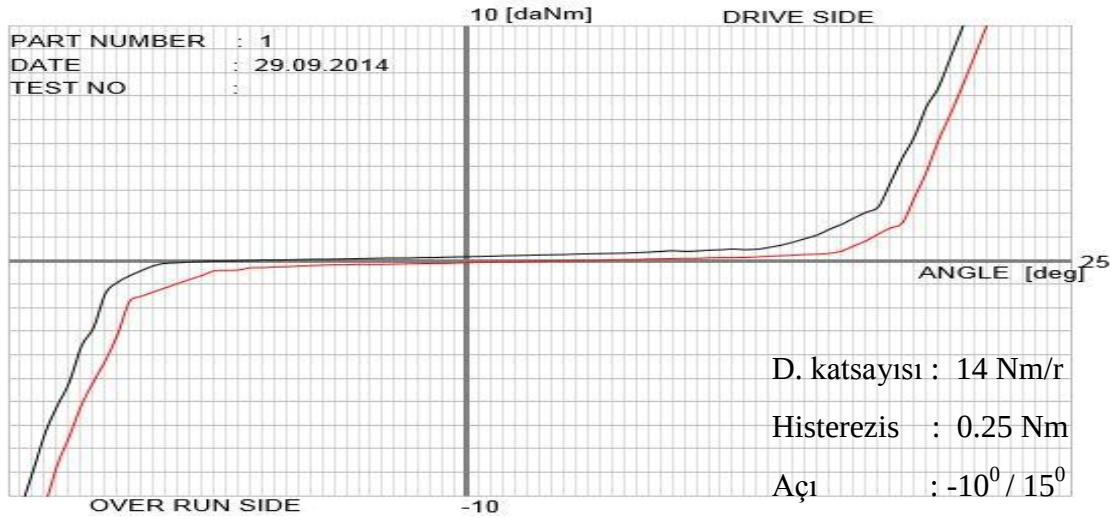
4.5 Test ölçüm sonuçları

Analitik modelden elde edilen sonuçların doğrulaması için Şekil 4.39’da gösterilen test düzeneğinden farklı predamper mekanizmalarına sahip farklı disklerle ölçümler yapılmış, elde edilen sonuçlar aynı zamanda modelde kullanılarak simüle edilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Test düzeneğinde yer alan güç aktarma sistemi Peugeot 206 1.4 hdi araçta kullanılan sistemdir. Ölçüm için iki adet yüksek çözünürlüklü encoder ve yazılım olarak da Labview kullanılmıştır. Test düzeneğinde yer alan vites kutusundaki dişlilerin fiziksel değerlerinin bilinmiyor olması model için mutlak bir doğrulamayı engellemiştir. Elde edilen ölçüm sonuçları ile simülasyon sonuçlarının karakteristiklerinin benzerliklerinden hareket edilerek doğrulama yapılmaya çalışılmıştır.

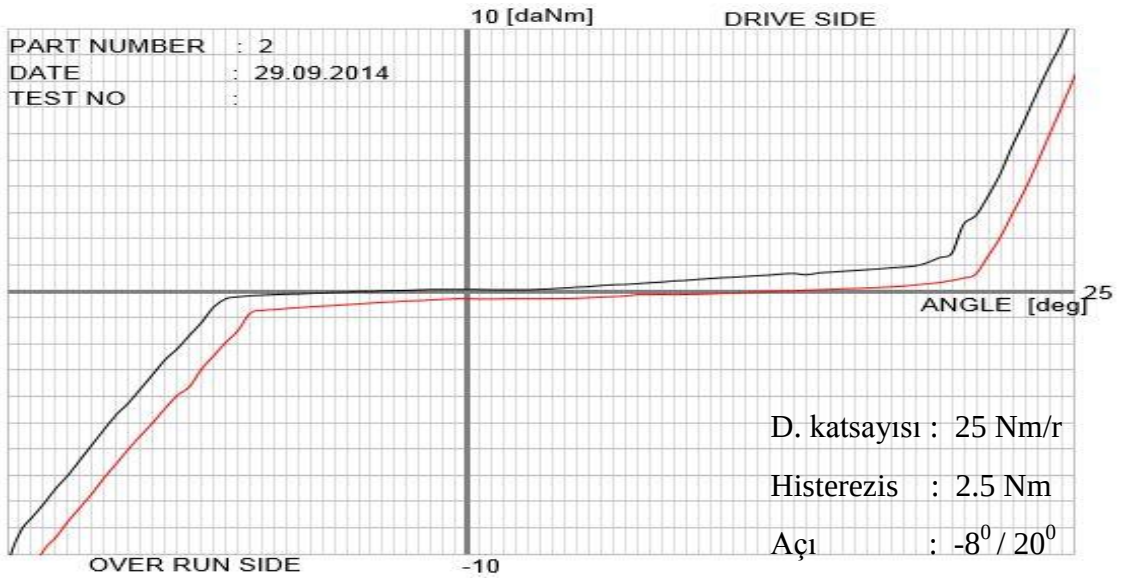


Şekil 4.39 TGAS Test Düzeneği

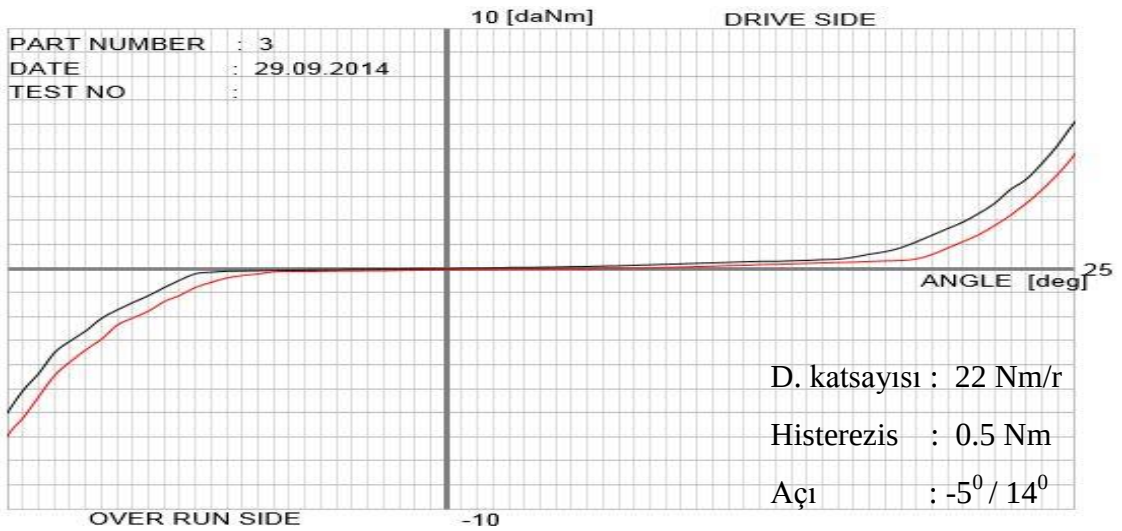
Aşağıdaki tablolarda öncelikle motor devir ölçümleri verilmiş daha sonrasında ise sırasıyla testte kullanılan farklı predamper mekanizmalarıyla gerçekleştirilen ölçüm sonuçları verilmiştir. Daha sonra predamper mekanizmasının güç aktarma sisteminin başlangıç davranışına (starting-behavior) etkisini analiz edebilmek amacıyla ölçülen motor devri modelde kullanılarak farklı yay direngenliği, histerezis ve açılı değerleri ile simülasyon yapılmıştır. Son olarak ölçüm sonuçları ile ölçümde kullanılan predamper mekanizması değerleri modelde kullanılarak bütünsel bir simülasyon yapılarak analiz sonuçlandırılmıştır. Şekil 4.40, Şekil 4.41 ve Şekil 4.42’ de ölçümde kullanılan predamper mekanizmalarının karakteristikleri ile hesaplanan direngenlik, histerezis ve açılı değerleri verilmiştir. Şekil 4.31’de test düzeneğinde kullanılan motora ait devir ölçüm sonuçları verilmiştir.



Şekil 4.40 1 nolu predamper mekanizması tork karakteristiği ve hesaplanan değerleri



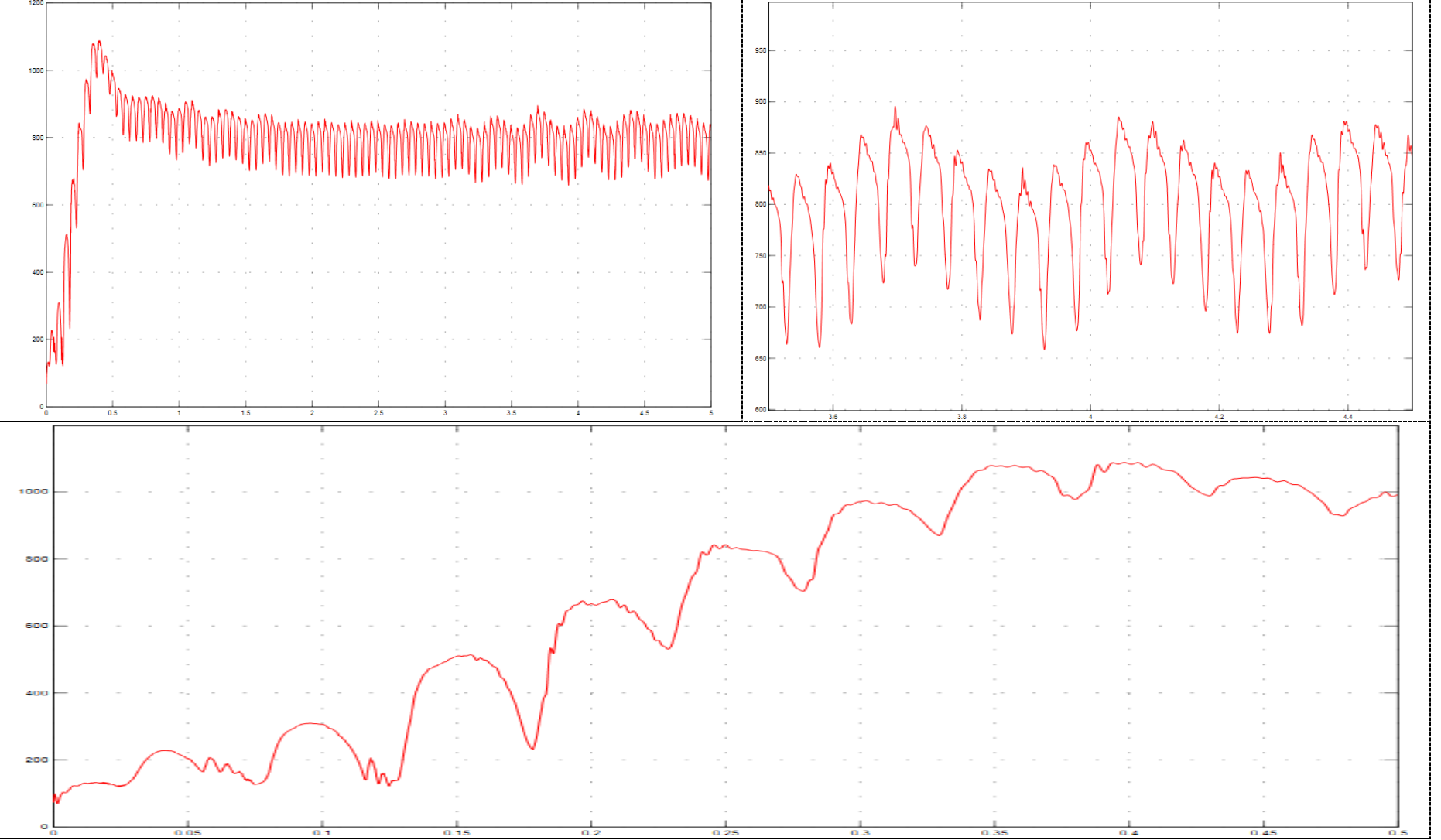
Şekil 4.41 2 nolu predamper mekanizması tork karakteristiği ve hesaplanan değerleri



Şekil 4.42 3 nolu predamper mekanizması tork karakteristiği ve hesaplanan değerleri

6

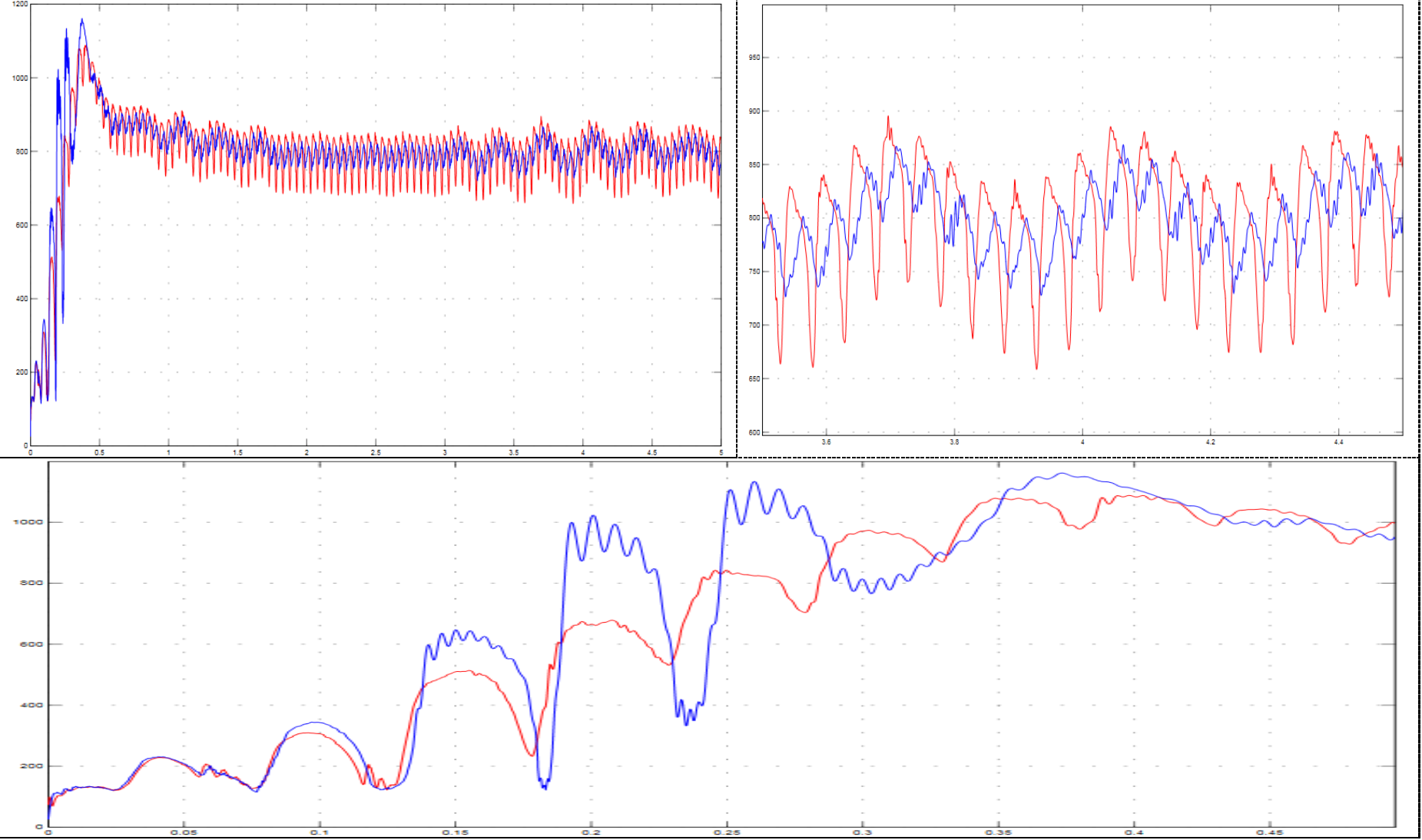
Motor Devri (rpm)



Şekil 4.43 Motor ölçüm sonuçları

6-2

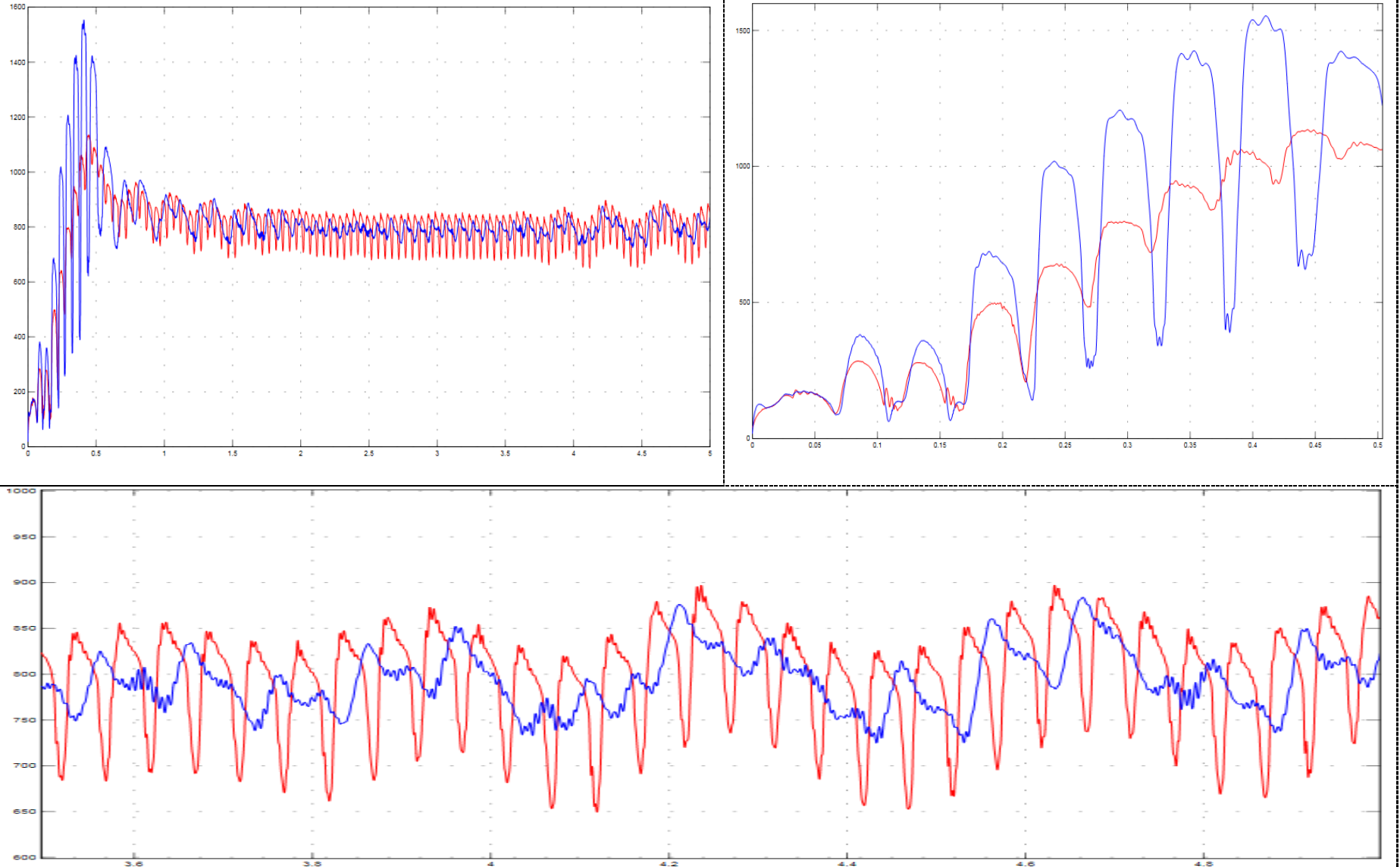
Motor Devri / Giriş Mili Devri (rpm)



Şekil 4.44 1 nolu predamper mekanizmalı debriyaj diski ile yapılan ölçüm sonuçları

6-3

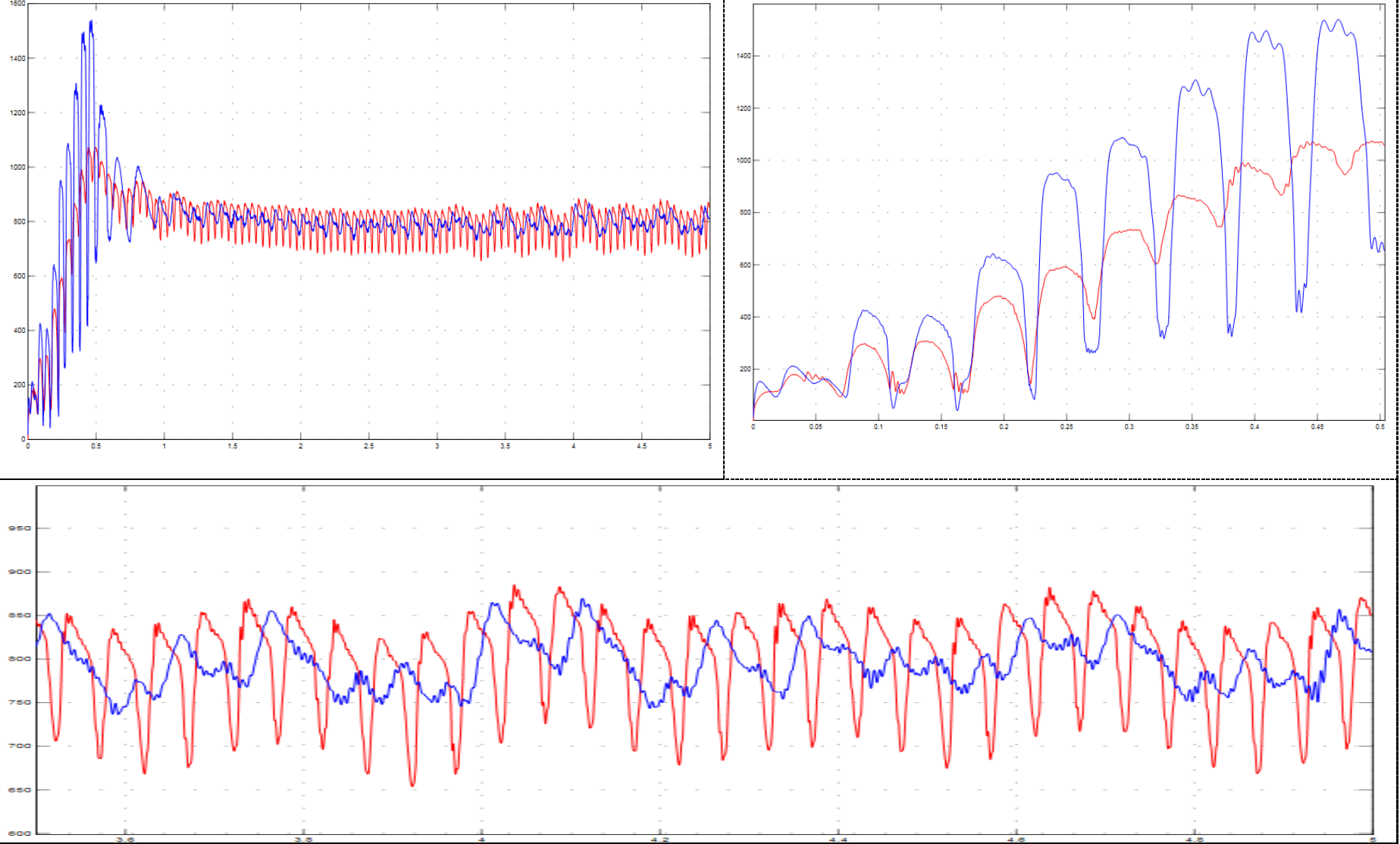
Motor Devri / Giriş Mili Devri (rpm)



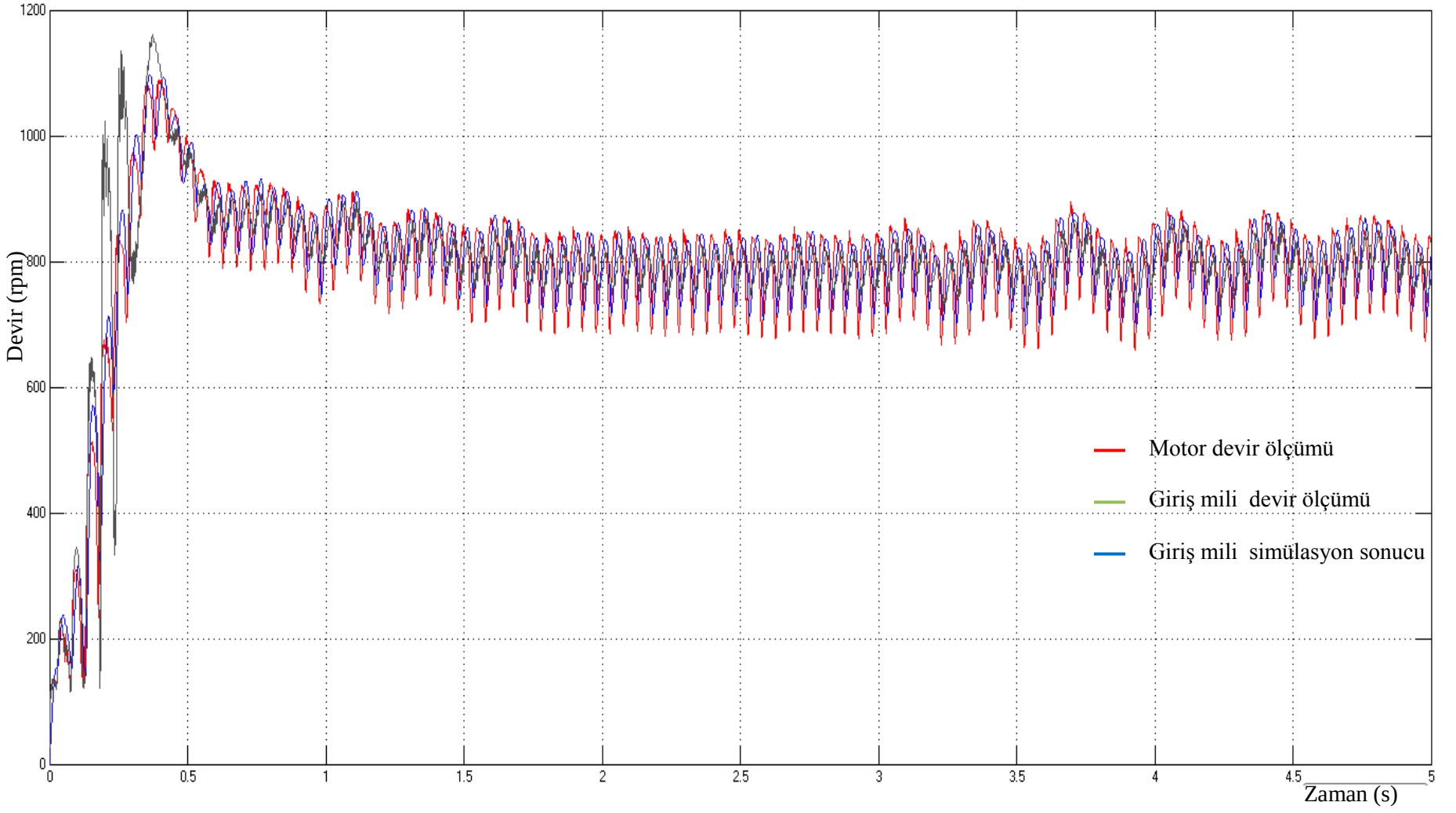
Şekil 4.45 2 nolu predamper mekanizmalı debriyaj diskli ile yapılan ölçüm sonuçları

6-4

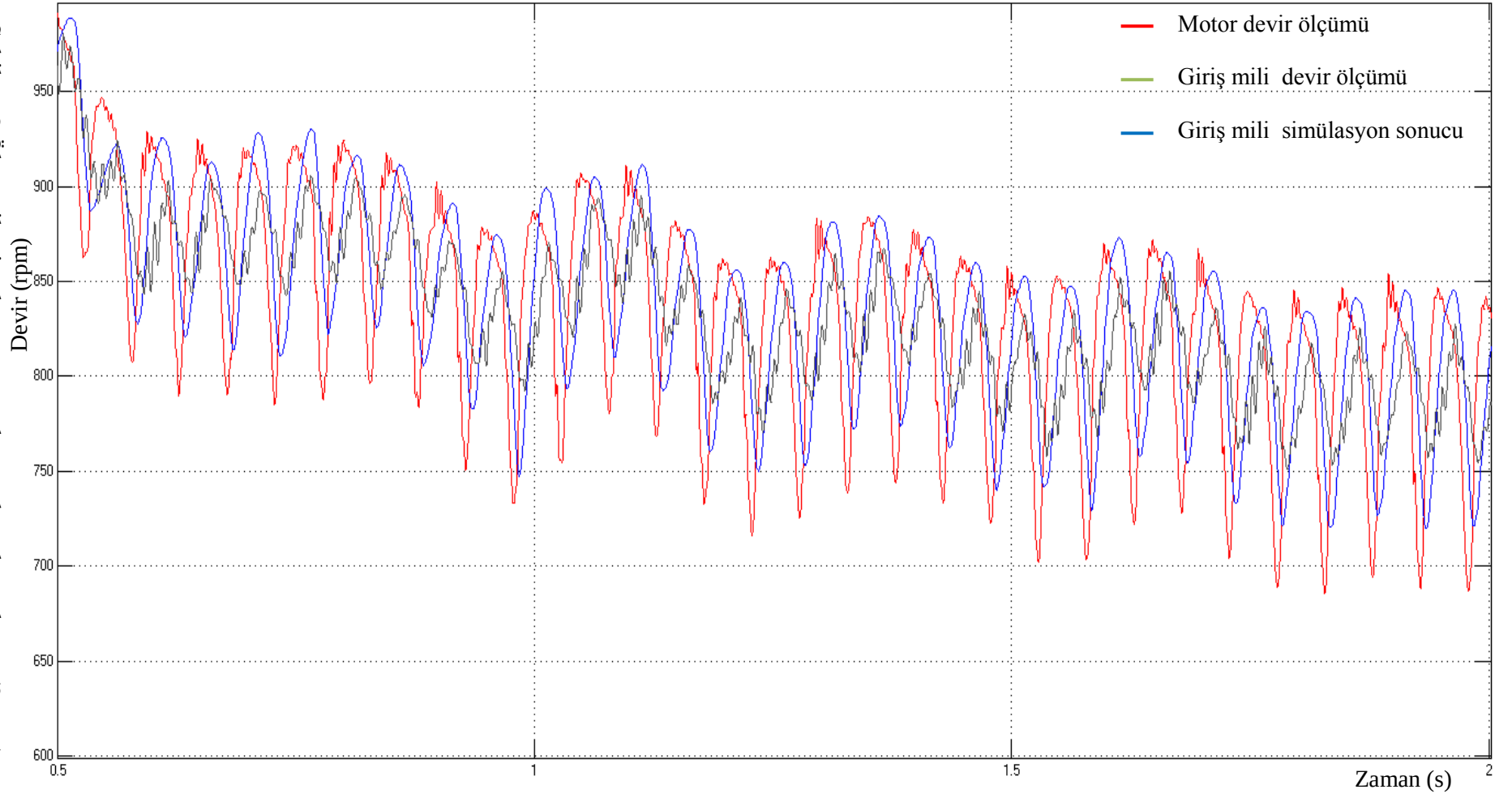
Motor Devri / Giriş Mili Devri (rpm)



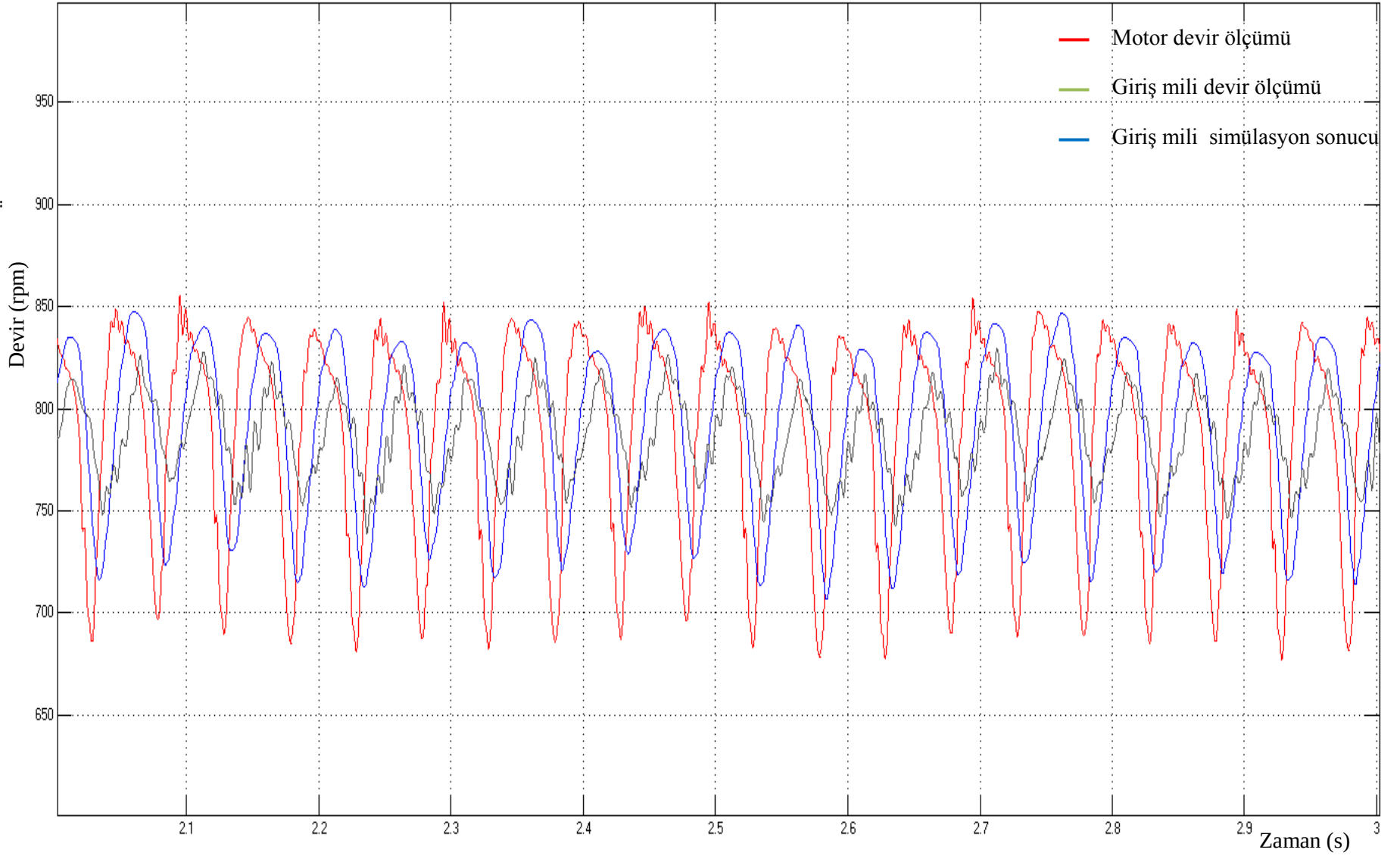
Şekil 4.47 Ölçüm ile simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması (5s)



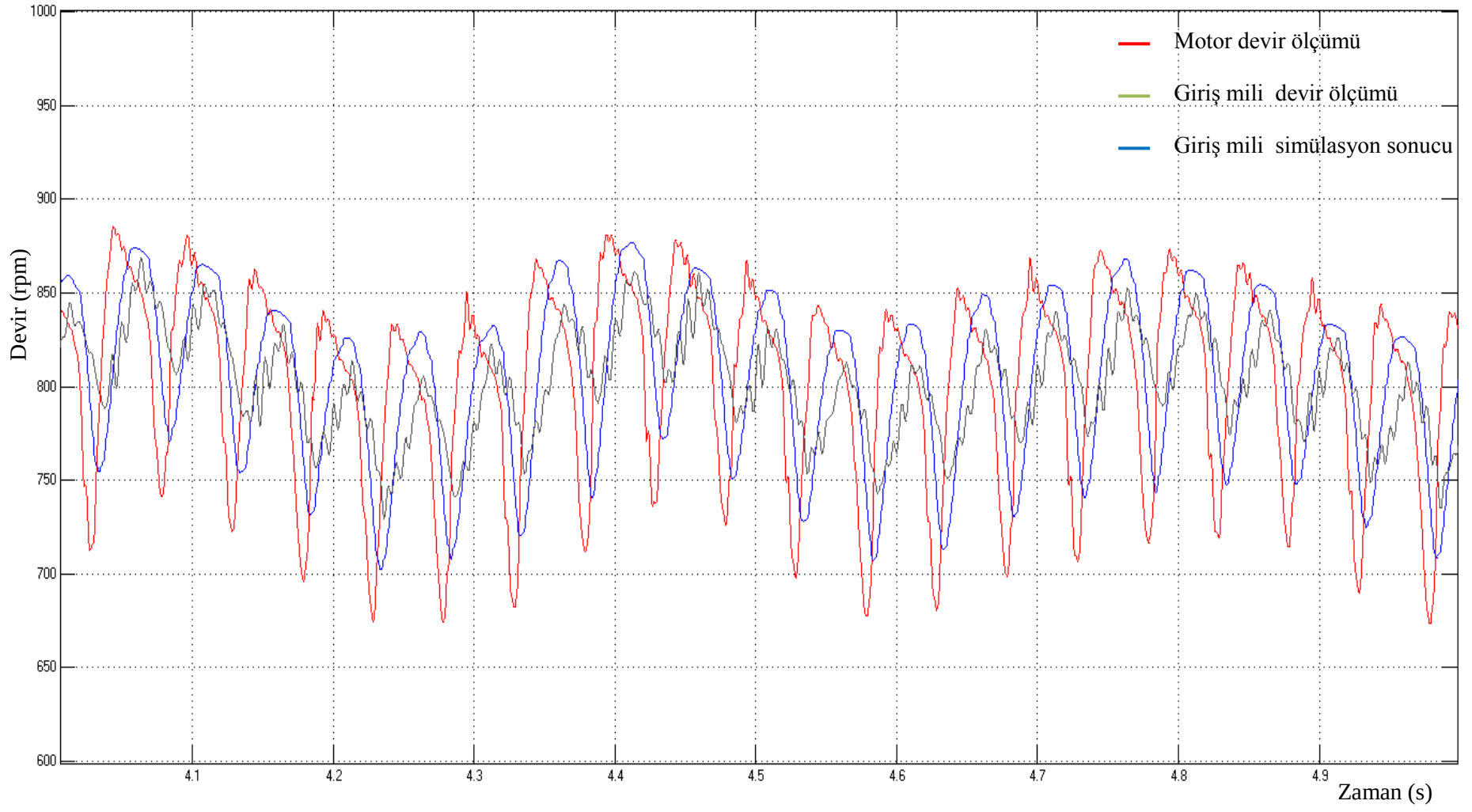
Şekil 4.48 Ölçüm ile simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması (0.5-2s)

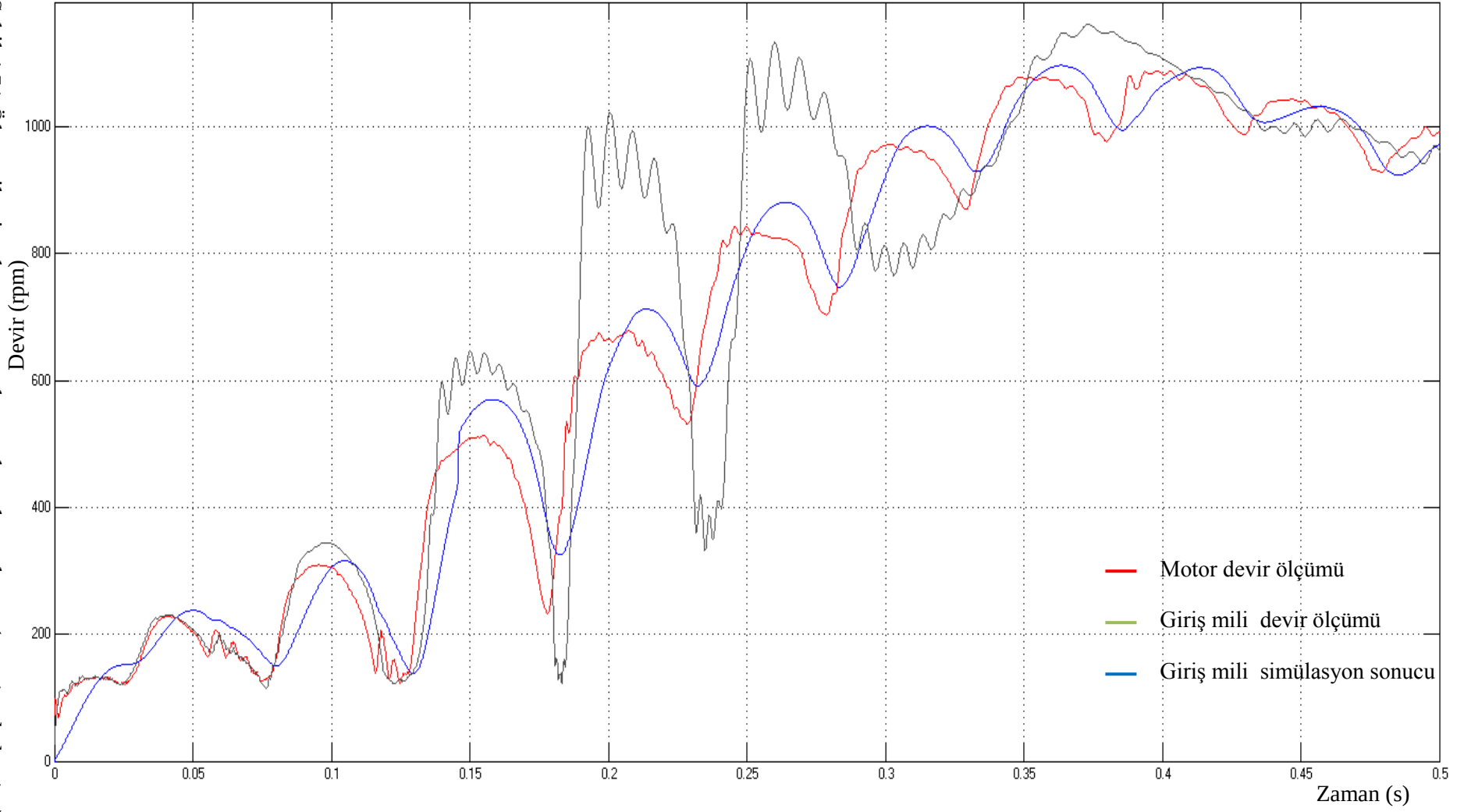


Şekil 4.49 Ölçüm ile simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması (2-3s)



Şekil 4.50 Ölçüm ile simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması (3-5s)





Şekil 4.51 Ölçüm ile simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması (starting behavior)

SONUÇ VE ÖNERİLER

Oluşturulan analitik model ile aracın güç aktarma sistemde kullanılan tüm bileşenlerin fiziksel özellikleri doğrultusunda titreşim üzerindeki etkileri yada maruz kaldıkları titreşim kuvvetleri irdelenebilir. Ancak bu çalışmada vites kutusu titreşimleri ve bunların sönümlenmesi konusu önceliklendirildiğinden TGAS modeli indirgenerek kullanılmıştır. Modelin doğrulanması için kullanılan test düzeneğinde yer alan vites kutusundaki dişlilerin fiziksel değerlerinin bilinmiyor olması model için mutlak bir doğrulamayı engellemiştir. Elde edilen ölçüm sonuçları ile simülasyon sonuçlarının yakınsaklığından ve davranış karakteristiklerinin benzerliklerinden ve de konu özelinde modelden elde edilen analiz sonuçlarından hareketle vites kutusu titreşimlerini (gürültüsü) sönümlemek için tasarlanan yada tasarlanacak olan debriyaj diski damper mekanizması için aşağıdaki çıkarımlar yapılmıştır ;

- Yay katsayısı değeri arttıkça titreşim sönümünün azaldığı görülmüştür. Ancak yay katsayısı değeri seçilirken bu değer neticesinde elde edilecek tork değerinin de mutlaka histerezis torkundan yüksek olmasına dikkat edilmelidir. Yay kuvvetinin sürtünme kuvvetini yenememesi durumunda sistem kilitlenebilir ve neticesinde titreşim sönümü istenilen seviyede gerçekleştirilemez.
- Açı değeri arttıkça titreşim sönümünün arttığı görülmüştür. Açı arttıkça sönüm için gereken volan ile giriş mili arasında izafi hareket miktarı artacaktır ancak bu açı değeri, kullanılacak yayın blok boyu ve buckling boyuna bağlı olarak düşünülme zorundadır. Aksi takdirde yayda çökme veya kırılma meydana geleceğinden, bir süre sonra sistem devre dışı kalır.

- Genel olarak artan histerezis değerinin sönüm miktarını arttırdığı görölmüşür ancak bu ifade tam olarak kullanılamamalıdır. Çünkü bu ifade ancak optimum bir aralık için geçerlidir. Sonuçlardan da kolaylıkla görölebileceğı gibi histerezis miktarı belli bir değerin üstüne çıktıktan sonra sönüme ters bir etki yapmaktadır. Burada dikkat edilmesi gereken bir diğer konu ise histerezisin transmisyonun devreye girdiğı başlangıç değerine olan etkisidir (starting behaviour). Bu konuda histerezis miktarı arttıkça sönüm artmaktadır ancak sistemin genel davranışını da etkilediğinden histerezis değeri istenildiğı kadar yüksek tutulamaz.

KAYNAKLAR

- [1] Aydeniz, A. E. (2007),Yüksek Kavrama Oranının Düz Alın Dişli Mekanizmalarında Statik ve Dinamik Davranışa Etkileri, Doktora Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [2] Barthod,M., Hayne, B., Te'bec, J.L. ve Pin, J.C. (2007) , “Experimental study of gear rattle excited by a multi-harmonic excitation”, Applied Acoustics, 68: 1003–1025.
- [3] Bozca,M.(2010),“Torsional vibration model based optimization of gearbox geometric design parameters to reduce rattle noise in an automotive transmission”, Mechanism and Machine Theory, 45: 1583–1598.
- [4] Bozca,M. ve Fietkau,P. (2010), “Empirical model based optimization of gearbox geometric designparameters to reduce rattle noise in an automotive transmission”, Mechanism and Machine Theory, 45: 1599–1612.
- [5] Brancati,R., Rocca,E. ve Russo,R. (2005), “A gear rattle model accounting for oil squeeze between the meshing gear teeth”, Proceedings of Imech E-PartD,Journal of Automobile Engineering, 219 (9): 1075–1083.
- [6] Brancati,R., Rocca,E. ve Russo,R. (2007), “An analysis of the automotive driveline dynamic behaviour focusing on the influence of the oil squeeze effect on the idle rattle phenomenon”, Journal of Sound and Vibration, 303: 858–872.
- [7] Brancati,R., Rocca,E. ve Russo,R. (2009), “Experimental investigations about the influence of oil lubricant between teeth on the gear rattle phenomenon”, Journal of Sound and Vibration, 321: 647–661.
- [8] Cai,Y.(1995), “Simulation on the rotational vibration of helical gears in consideration of the tooth separation phenomenon(a new stiffness function of helical involute tooth pair)”, Transactions of the ASME,Journal of Mechanical Design, 117: 460–469.
- [9] Cheng-zhong,G., Lie,C. ve Xin-yue,W. (2010),“Effects of Teeth Surface Friction on the Vibration of Gear Transmission”, 2nd International Conference on Mechanical and Electronics Engineering, 2: 287-291.
- [10] Dion,JL., Moyne,S.L.,Chevallier,G. ve Sebbah,H.(2009), “Gear impacts and idle gear noise: Experimental study and non-linear dynamic model”, Mechanical Systems and Signal Processing, 23: 2608–2628.

- [11] Khang,N.V., Cau,T.M. ve Dien,N.P.(2004), “Modelling Parametric Vibration of Gear Pair Systems as a Tool for Aiding Gear Fault Diagnosis”,*Technische Mechanik*, 24: 198-205.
- [12] Kim, T. C., Singh,R. (2001), “Dynamic Interactions Between Loaded and Unloaded Gear Pairs Under Rattle Conditions”, *Society of Automotive Engineers*, 01: 1553.
- [13] Kral,Z. (2010),MAK 4041 - Mekanik Titreşimler Ders Notları, Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü.
- [14] Michael,Y.W., Zhao,W. ve Radhakrishnan,M. (2002), “Numerical Modeling and Analysis of Automotive Transmission Rattle”, *Journal of Vibration and Control*, 8: 921–943.
- [15] Miyasato,H.H., Simionatto,V.G.S. ve Dias Junior,M. (2011), “Study of the gear rattle phenomena in automotive powertrain systems”, 21st International Congress of Mechanical Engineering, Natal, RN, Brazil
- [16] Rocca,E. ve Russo,R. (2011), “Theoretical and experimental investigation into the influence of the periodic backlash fluctuations on the gear rattle”, *Journal of Sound and Vibration*, 330: 4738–4752.
- [17] Römers, L.H.J. (2006), Automatic Generation of Combustion Engine Models using MatLab & Idle Drive Train Model in MatLab / Simulink, Traineeship report, LuK GmbH & Co.,Technical University of Eindhoven, Eindhoven.
- [18] Sayaca,S. (2008), Debriyajda kullanılan histerezis rondelası için yeni bir malzeme seçimi ve geometrisinin belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
- [19] Singh,R., Xie,H. ve Comparin,R.J.(1989), “Analysis of automotive neutral gearrattle”, *Journal of sound and vibration*, 131 (2): 177–196.
- [20] Umezawa, K.,Suzuki, T. ve Sato, T.(1986), “Vibration of Power Transmission Helical Gears (Approximate Equation of Tooth Stiffness)”, *Bulletin of JSME*, 251: 1605-1611.
- [21] Tsujiuchi,N., Koizumi,T. ve Hara,N., “The Effects of Clutch Damper in Idling Driveline Rattle”, Exedy Corporation, 1-1-1 Kidamotomiya, Neyagawa-City,Osaka, 572-8570.
- [22] ZF Sachs AG,
http://www.zf.com/brands/content/en/sachs/products_sx/pc_sx/clutches/clutches.html ,
20 Mart 2013.
- [23] LuK GmbH & Co.,
<http://www.luk.de/content.luk.de/en/services/mediathek/library/library.jsp>,
09 Şubat 2013.
- [24] Otomotiv Bilim ve Teknoloji Topluluğu,
http://data.obitet.net/obitet/motor_tasarimi/volan_tasarimi.htm, 11 Mart 2013.
- [25] Valeo S.A, www.valeo.com , 12 Nisan 2013.
- [26] Demir,C. (2011), Mekanik Titreşimler Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Alişan YÜCEŞAN
Doğum Tarihi ve Yeri : 20.11.1980 / Zara
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : alisanyucesan@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makina Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2004
Lise	Fen-Matematik	Kartal Lisesi	1998

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2006 -	MA-PA Mak. Par. A.Ş	Tasarım Mühendisi
2005 - 2006	Akım Metal San. Ve Tic. A.Ş.	Tasarım Mühendisi