



**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA ÇİFT KÜTLELİ
VOLAN KULLANIMI VE TAŞIT GÜÇ AKTARMA
SİSTEMİNİN PERFORMANSINA ETKİLERİ**

Abdurrahman YILMAZ



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**İÇTEN YANMALI MOTORLARDA ÇİFT KÜTLELİ VOLAN KULLANIMI VE
TAŞIT GÜÇ AKTARMA SİSTEMİNİN PERFORMANSINA ETKİLERİ**

Abdurrahman YILMAZ

Prof. Dr. Emin GÜLLÜ
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA– 2019

TEZ ONAYI

Abdurrahman YILMAZ tarafından hazırlanan “İçten Yanmalı Motorlarda Çift Kütleli Volan Kullanımı ve Taşıt Güç Aktarma Sisteminin Performansına Etkileri” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Emin GÜLLÜ

Başkan : Prof. Dr. Emin GÜLLÜ
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik
Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Prof. Dr. Necmettin KAYA
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik
Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Doç. Dr. Hakan GÖKDAĞ
Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa
Bilimleri Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü

24.7.2019

B.U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

18/07/2019

Abdurrahman YILMAZ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

İÇTEN YANMALI MOTORLARDA ÇİFT KÜTLELİ VOLAN KULLANIMI VE TAŞIT GÜÇ AKTARMA SİSTEMİNİN PERFORMANSINA ETKİLERİ

Abdurrahman YILMAZ

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Emin GÜLLÜ

Otomotiv sektörünün, performans, konfor, ekonomi ve çevre koruma taleplerini karşılayabilmesi için güçlü bir araştırma geliştirme yapısı ve bilgi birikimine sahip olması gerekir. Bu nedenle bir araçta motordan tekerleklere gücün aktarımını sağlayan sistem elemanlarının tasarımı ve güç aktarım sisteminin dinamiği, önemli çalışma konularıdır. Volan, içten yanmalı motorlarda krank milindeki hız dalgalanmalarını gideren bir parçadır. Bunun yanında güç aktarım sisteminin ilk elemanıdır. Çift kütleli volan basitçe klasik tek kütleli volanın iki parçaya ayrılmış ve bu iki parçanın bir yay damper sistemiyle birleştirilmiş şeklindedir. Genellikle dizel motorlarda kullanılan çift kütleli volanın güç aktarım sisteminin dinamiği üzerinde klasik tek kütleli volana göre daha olumlu etkilere sahip olduğu düşünülmektedir.

Bu çalışmada makinelerde volanın gerekliliği ve çift kütleli volanın yapısı hakkında bilgi verildikten sonra tek ve çift kütleli volanın kullanıldığı güç aktarım sistemleri, sistem doğal frekansı ve kavrama dinamiği açısından karşılaştırılmıştır. Bu amaçla gerekli kuramsal bilgiler açıklandıktan sonra her iki güç aktarım sisteminin matematik modelleri oluşturulmuştur. Bu modeller, bütün vites durumları için Matlab programında çözümlenerek her iki sistem rezonans ve kavrama dinamiği yönünden karşılaştırılmıştır. Ek olarak çift kütleli volanın bazı parametrelerindeki değişimlerin güç aktarım sisteminin doğal frekansına etkileri de incelenmiştir. Çift kütleli volanın bütün viteslerde rezonansın meydana geldiği motor hızını rölanti hızının oldukça dışına ötelediği ve motorun çalışma bölgesinden uzak tuttuğu tespit edilmiştir. Kavrama dinamiği açısından bakıldığında her iki sistemde kavrama süreleri hemen hemen aynı olmaktadır. Bununla birlikte çift kütleli volanın kullanıldığı sistemde kavrama işlemi daha sarsıntısız gerçekleşmektedir. Elde edilen sonuçlara bakılarak çift kütleli volanın taşıt güç aktarım sisteminin performansı üzerinde olumlu etkileri olduğu söylenebilir.

Anahtar Kelimeler: Çift Kütleli Volan, Güç Aktarımı, Dinamik Analiz, İçten Yanmalı Motor

2019, x + 89 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

APPLICATION OF DUAL MASS FLYWHEEL ON INTERNAL COMBUSTION ENGINES AND ITS EFFECTS ON PERFORMANCE OF VEHICLE POWERTRAIN SYSTEM

Abdurrahman YILMAZ

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Emin GÜLLÜ

The automotive sector must have a strong research and development structure and knowledge to meet the demands of performance, comfort, economy and environmental protection. Therefore the design of the system elements that provide the transfer of power from the engine to the wheels in a vehicle and the dynamics of the power transmission system are important study topics. The flywheel is a part that reduces the speed fluctuations on the crankshaft in the internal combustion engines. Besides, it is the first element of the power transmission system. The dual mass flywheel is simply the form that single mass flywheel is divided into two parts and these parts are combined with a spring damper system. It is considered the dual mass flywheel that generally used in diesel engines has the positive effects on the dynamic of power transmission system according to single mass flywheel.

In this study after giving information about the requirement of flywheel in machines and the structure of dual mass flywheel, the power transmission systems that used single and dual mass flywheel are compared in terms of the system natural frequency (resonance) and clutch dynamics. For this purpose, mathematical models of both power transmission systems were formed after the necessary theoretical information was explained. These models were solved in Matlab environment for all gear situations and both systems were compared in terms of resonance and clutch dynamics. In addition, the effects of changes in some parameters of the dual mass flywheel on the natural frequency of the powertrain were also investigated. It was determined that the dual mass flywheel shifted the engine speed at which the resonance occurred for all gears away from the idle speed and kept away from the engine's working range. In terms of clutch dynamics the clutch times are almost the same in both systems. However, in the system where the dual mass flywheel is used, the clutching process is performed more smoothly. According to the results, it can be said that the dual mass flywheel has positive effects on the vehicle power transmission system's performance.

Key words: Dual Mass Flywheel, Powertrain, Dynamic Analysis, IC Engine

2019, x + 89 pages.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca danışmanım olan, akademik bilgi ve görüşlerinden çok yönlü istifade ettiğim, bu çalışmanın hazırlanması sürecinde bilgi, tecrübe ve yönlendirmeleri ile başarıya ulaşmamı sağlayan Sayın Prof. Dr. Emin GÜLLÜ Beyefendiye teşekkür ediyorum.

Bu çalışmanın ortaya çıkması sürecinde akademik bilgi ve görüşlerinden yoğun istifade ettiğim Bursa Teknik Üniversitesi öğretim üyesi Sayın Doç. Dr. Hakan GÖKDAĞ Beyefendiye teşekkürü bir borç bilirim.

Tezin hazırlanması sürecindeki yardımları için Sayın Arş. Gör. Tufan Gürkan YILMAZ Beyefendiye teşekkür ediyorum.

Bu süreçte verdiği destek, gösterdiği sabır ve anlayış için eşim Dilek Hanıma, sağladıkları motivasyon ve umut için kızım Janset ve oğlum Korhan'a çok teşekkür ediyorum.

Abdurrahman YILMAZ

18/07/2019

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
1.GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	3
2.1. Taşıtlarda Güç Aktarma Organları.....	3
2.2. Makine Hareket Denklemi Kavramı.....	4
2.2.1. Makine kuvvet alanı.....	5
2.2.2. Makinenin eşdeğer kütle atalet momenti.....	5
2.2.3. Makine hareket denkleminin yazılması.....	6
2.3. Volan.....	8
2.4. Titreşim.....	12
2.5. Periyodik Titreşim.....	13
2.6. Harmonik Titreşim.....	14
2.7. Doğal Frekans.....	15
2.8. Rezonans.....	15
2.9. Frekans Yanıt Fonksiyonu.....	15
2.10. Rezonans Halinde Sönümsüz Zorlanmış Titreşim.....	18
2.11. Motor Mekanizmasının Dinamiğinin İncelemesi.....	19
2.11.1. Pistonun silindir içinde aldığı yol, piston hızı ve ivmesi.....	20
2.11.2. Motor mekanizmasında kuvvetler.....	22
2.11.3. Motor mekanizmasının (krank biyel mekanizması) eşdeğer ataleti.....	24
2.12. Taşıt Dinamiği ile İlgili Kavramlar.....	26
2.13. Kaynak Araştırması.....	29
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	33
3.1. Çift Kütleli Volan.....	33
3.2. Çift Kütleli Volanın Önemi.....	35
3.3. Güç Aktarım Sistemlerinin Modelleri.....	38
3.3.1. Tek kütleli volan kullanılan güç aktarım sisteminin modeli.....	38
3.3.2. Çift kütleli volan kullanılan güç aktarım sisteminin modeli.....	40
3.4. Rezonans İncelemesi İçin Güç Aktarım Sistemlerinin Düzenlenmiş Modelleri.....	40
3.4.1. Tek kütleli volan kullanılan sistemin modeli ve hareket denklemleri.....	41
3.4.2. Çift kütleli volan kullanılan sistemin modeli ve hareket denklemleri.....	42
3.4.3. Rezonans için hareket denklemlerinin dönüşümlerinin yapılması.....	42
3.4.4. Hareket denklemlerinin matlab programına aktarılması.....	44
3.5. Güç Aktarım Sistemlerinde Kavrama Dinamiğinin İncelenmesi.....	44
3.5.1. Tek kütleli volan kullanılan güç aktarım sisteminin hareket denklemleri.....	44
3.5.2. Çift kütleli volan kullanılan güç aktarım sisteminin hareket denklemleri.....	46
3.5.3. Hareket denklemlerinin matlab programına aktarılması.....	46
3.6. Modellerde Kullanılan Verilerin Elde Edilmesi ve Kabulü.....	48
3.6.1. Tek kütleli ve çift kütleli volanın kütle atalet momentleri.....	49
3.6.2. Motor mekanizmasının eşdeğer kütle atalet momenti.....	50
3.6.3. Kavrama diskini oluşturan kısımların kütle atalet momentleri.....	52

3.6.4. Yük kütle atalet momenti	53
3.6.5. Kavrama diskindeki burulma yaylarının eşdeğer katılığı	57
3.6.6. Çift kütleli volan yayının eşdeğer katılığı	59
3.6.7. Vites kutusu giriş mili eşdeğer katılığı	59
3.6.8. Yük momenti.....	60
3.6.9. Motor momenti	62
3.6.10. Diyafram yayların neden olduğu normal kuvvet	63
4. BULGULAR.....	64
4.1. Rezonans Davranışları ile İlgili Bulgular.....	64
4.2. Kavrama Dinamiği ile İlgili Bulgular	72
5. TARTIŞMA VE SONUÇ	78
KAYNAKLAR	80
EKLER	82
EK 1 TKV Kullanılan Sistemin Rezonans Davranışı için Matlab Programı	83
EK 2 ÇKV Kullanılan Sistemin Rezonans Davranışı için Matlab Programı.....	84
EK 3 TKV Kullanılan Sistemin Kavrama Dinamiği için Matlab Programı	85
EK 4 ÇKV Kullanılan Sistemin Kavrama Dinamiği için Matlab Programı	87
ÖZGEÇMİŞ	89

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
ω	Açısal hız ($\dot{\theta}$)
α	Açısal ivme ($\ddot{\theta}$)
θ	Açısal konum
C_a	Aerodinamik direnç katsayısı
R_a	Araca etki eden aerodinamik direnç kuvveti
R_g	Araca etki eden yokuş direnç kuvveti
R_r	Araca etki eden yuvarlanma direnç kuvveti
i_v	Aracın bulunduğu vitesin çevrim oranı
A_f	Aracın ön izdüşüm alanı
G	Araç ağırlığı
F_t	Araç çeki kuvveti
i_t	Araç hangi viteste ise ona ait toplam çevrim oranını
r_b	Balatada sürtünme kuvvetlerinin etki ettiği ortalama yarıçap
θ_0	Başlangıç harmonik moment girişine karşılık sistem cevabının genliği
M_0	Başlangıç harmonik moment girişinin genliği
m_A	Biyelin dönen kısmının kütlesi
m_b	Biyelin kütlesi
m_B	Biyelin öteleme yapan kısmının kütlesi
η	Burulan milin sönüm katsayısı
k_b	Burulma mili katılığı
I_{v_1}	Çift kütleli volanın birinci kütesinin kütle atalet momenti
I_{v_2}	Çift kütleli volanın ikinci kütesinin kütle atalet momenti
M_y	Direnç, yük veya iş kuvvetlerinin momentleri
ω_n	Doğal frekansın ortaya çıktığı açısal hız, sönümsüz serbest titreşimin frekansı
v	Doğrusal hız
a	Doğrusal ivme
m_e	Eşdeğer araç kütlesi
$I_{eş}$	Eşdeğer kütle atalet momenti
I_y	Güç aktarma organlarının geri kalanının indirgenmiş kütle atalet momenti
R_T	Hareket dirençlerinin toplamı
ρ_a	Havanın yoğunluğu
c	Hız farklarına istinaden sürtünme katsayısını değiştiren bir değişken
W	İş
I_b	Kavrama disk balatasının kütle atalet momenti
I_g	Kavrama disk göbeğinin kütle atalet momenti
I_{kd}	Kavrama disk kompleksinin indirgenmiş kütle atalet momenti
k_k	Kavrama diskindeki burulma yaylarının eşdeğer katılığı
N	Kavrama diyafram yaylarının ürettiği yüzeylere dik baskı (normal) kuvveti
M_k	Kavrama sürtünme momenti

M_g	Kavrama yastık diski ile disk göbeği arasında oluşan sürtünme momenti
KE	Kinetik enerji
I_k	Krank milinin bir silindire ait kısmının kütle atalet momenti
r_k	Krank yarıçapı
λ	Krank yarıçapı ve biyel uzunluğu oranı
m_k	Krankın bir silindire ait kısmının kütlesi
F	Kuvvet
m	Kütle
I	Kütle atalet momenti
M	Moment
F_d	Motor mekanizmasının dönen parçalarının kütle atalet kuvveti
F_l	Motor mekanizmasının öteleme yapan parçalarının kütle atalet kuvveti
A_p	Motor pistonunun üst yüzey alanı
γ	Motor ve güç aktarım sistemi elemanları için tanımlanan dönen kütle faktörü
M_m	Motor veya tahrik momenti
F_{l1}	Öteleme yapan parçalarının birinci mertebeli kütle atalet kuvveti
F_{l2}	Öteleme yapan parçalarının ikinci mertebeli kütle atalet kuvveti
m_p	Pistonun kütlesi
s	Pistonun silindir içinde aldığı yol
F_{gaz}	Pistonun üzerine etki eden gaz kuvveti
p_{me}	Silindirdeki ortalama efektif gaz basıncı
i_d	Son dişli oranı yani diferansiyel dişli oranı
M_s	Sürtünme momenti
μ_0	Sürtünme yüzeylerinin sabit sürtünme katsayısı
r_w	Tekerlek yarıçapı
ψ	Titreşimin faz açısı
f	Titreşimin frekansı
θ	Titreşimin genliği
T	Titreşimin periyodu
ξ	Titreşimin sönümlenme oranı ($\xi = \eta/2I\omega_n$)
k_t	Vites kutusu giriş milinin (prizdirekt mili) eşdeğer katılığı
η_t	Vites kutusundaki viskoz sönüm katsayısı
k_v	Volan kütleleri arasındaki eğrisel yayın eşdeğer katılığı
I_v	Volanın kütle atalet momenti
M_{th}	Volanlar arasındaki yayın histerezisinden kaynaklanan sönüm momenti
M_c	Yardımcı veya korunumlu kuvvetlerin momentleri (yay ve ağırlık kuvvetleri)
t	Zaman

Kısaltmalar Açıklama

ÇKV	Çift kütleli volan
TKV	Tek kütleli volan

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Arkadan itişli ve önden çekişli araçlarda güç aktarım sistemi.....	3
Şekil 2.2. Makine sistemi	7
Şekil 2.3. Volanın taşıt üzerindeki yeri ve motora bağlanma şekli (Anonim 2019a)	8
Şekil 2.4. Kavrama sistemini oluşturan temel parçalar (Shaver 1997)	10
Şekil 2.5. Kavramanın hareket iletimi ve hareketi kesme durumu (Anonim 2019b)	11
Şekil 2.6. Kavrama diski	11
Şekil 2.7. Kavrama diski parçaları ve yastık diskin konumu (Anonim 2019c)	12
Şekil 2.8. Tek serbestlik dereceli disk- burulma yayı sistemi.....	13
Şekil 2.9. Peryodik titreşim hareketine ait konum-zaman diyagramı	13
Şekil 2.10. Harmonik titreşim hareketine ait konum-zaman diyagramı	14
Şekil 2.11. Frekans yanıt diyagramı.....	18
Şekil 2.12. Krank biyel mekanizması	20
Şekil 2.13. Krank biyel mekanizmasının kinematik şeması	20
Şekil 2.14. Motor mekanizmasına etki eden kuvvetler	22
Şekil 2.15. Her silindirdeki motor mekanizmasının disk elemanlara indirgenmesi	24
Şekil 2.16. Genel halde bir araca etki eden kuvvetler.....	26
Şekil 3.1. Çift kütleli volan ve parçalarının dağıtılmış montajı (Anonim 2012a)	33
Şekil 3.2. Tek kütleli volanın kullanıldığı güç aktarım sistemi	34
Şekil 3.3. Çift kütleli volanın kullanıldığı güç aktarım sistemi	34
Şekil 3.4. Tek ve çift kütleli volan ile kullanılan kavrama sistemleri.....	35
Şekil 3.5. Çift kütleli volan ile birlikte kullanılan burulma yaysız kavrama diski.....	35
Şekil 3.6. Motor devir ve moment eğrisinin zamanla değişimi (Shaver 1997).....	35
Şekil 3.7. Dış boşluğu (Anonim 2019d)	36
Şekil 3.8. Dişli tıkrırtı gürültüsü muhtemel kaynakları (Lechner, Naunheimer 1999)	37
Şekil 3.9. TKV ve ÇKV kullanılan sistemlerde gürültü ölçümü (Fischer ve ark. 2015)	37
Şekil 3.10. Çift kütleli volanın çalışması (Anonim 2012b)	38
Şekil 3.11. Tek kütleli volanın kullanıldığı sistemin matematik modeli	39
Şekil 3.12. Çift kütleli volanın kullanıldığı sistemin matematik modeli	40
Şekil 3.13. Tek kütleli volanın kullanıldığı sistemin düzenlenmiş matematik modeli ...	41
Şekil 3.14. Çift kütleli volanın kullanıldığı sistemin düzenlenmiş matematik modeli ...	42
Şekil 3.15. Çift kütleli volan birinci ve ikinci kütlelerinin iki ve üç boyutlu resimleri	49
Şekil 3.16. Çift kütleli volan birinci ve ikinci kütlelerinin malzeme tanımlanması	49
Şekil 3.17. ÇKV birinci ve ikinci kütlelerinin kütle atalet momentinin bulunması	50
Şekil 3.18. Krank mili iki ve üç boyutlu resimleri	50
Şekil 3.19. Biyelin iki boyutlu resmi ve kütlelerinin iki noktaya indirgenmesi	51
Şekil 3.20. Kavrama disk kompleksi	52
Şekil 3.21. Vites kutusu şematik resmi	53
Şekil 3.22. Motor, kavrama ve dişlilerden meydana gelmiş sistem (Akkurt 1980).....	54
Şekil 3.23. Motor, kavrama ve dişliler sisteminin matematik modeli (Akkurt 1980)	55
Şekil 3.24. Her bir vites için güç iletimine katılan elemanlar	56
Şekil 3.25. Kavrama diskindeki burulma yaylarının yerleşimi ve yayların ölçüleri.....	58
Şekil 3.26. Çift kütleli volan yayının yerleşim şekli ve yay ölçüleri	59
Şekil 3.27. Vites kutusunun giriş mili	60
Şekil 4.1. Birinci vites yük ataleti için rezonans eğrileri	64
Şekil 4.2. İkinci vites yük ataleti için rezonans eğrileri	65

Şekil 4.3. Üçüncü vites yük ataleti için rezonans eğrileri	65
Şekil 4.4. Dördüncü vites yük ataleti için rezonans eğrileri	66
Şekil 4.5. Beşinci vites yük ataleti için rezonans eğrileri	66
Şekil 4.6. ÇKV yayının farklı katılık değerleri için rezonans devrinin değişimi.....	67
Şekil 4.7. Aynı yük ve yay katılığında her iki sistemin rezonans devrinin değişimi.....	68
Şekil 4.8. ÇKV birinci ve ikinci kütlesi oranına göre rezonans devrinin değişimi.....	69
Şekil 4.9. Birinci vites yük ataleti için logaritmik dB birimli rezonans eğrisi.....	70
Şekil 4.10. İkinci vites yük ataleti için logaritmik dB birimli rezonans eğrisi	70
Şekil 4.11. Üçüncü vites yük ataleti için logaritmik dB birimli rezonans eğrisi	71
Şekil 4.12. Dördüncü vites yük ataleti için logaritmik dB birimli rezonans eğrisi.....	71
Şekil 4.13. Beşinci vites yük ataleti için logaritmik dB birimli rezonans eğrisi.....	72
Şekil 4.14. Birinci viteste her iki sistemin kavrama dinamiği	72
Şekil 4.15. İkinci viteste her iki sistemin kavrama dinamiği	73
Şekil 4.16. Üçüncü viteste her iki sistemin kavrama dinamiği	73
Şekil 4.17. Dördüncü viteste her iki sistemin kavrama dinamiği	74
Şekil 4.18. Beşinci viteste her iki sistemin kavrama dinamiği	74
Şekil 4.19. TKV’li sistemde yük ataletindeki değişimin kavrama dinamiğine etkisi.....	75
Şekil 4.20. ÇKV’li sistemde yük ataletindeki değişimin kavrama dinamiğine etkisi.....	76
Şekil 4.21. TKV’li sistemde yük momentindeki değişimin kavrama dinamiğine etkisi	76
Şekil 4.22. ÇKV’li sistemde yük momentindeki değişimin kavrama dinamiğine etkisi	77

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. İncelenen araca ait motor, vites kutusu ve tekerlek karakteristikleri.....	48
Çizelge 3.2. Vites kutusundaki parçaların kütle atalet momentleri	54



1.GİRİŞ

Otomotiv sektöründeki motorlu taşıt üreticisi firmaların tüketicilerin performans ve konfor beklentilerini karşılamanın yanında en önemli hedefi yakıt tüketiminin azaltılması yani ekonomik taşıt kullanımı olmuştur. Bu hedefi gerçekleştirmek için araç ağırlığını azaltmak, aracın aerodinamik tasarımını iyileştirerek rüzgar direncini düşürmek, güç aktarım sisteminin verimini arttırmak gibi çalışmalar yapılmaktadır. Bunların yanı sıra yakıt tüketimini azaltmak için içten yanmalı motorlar üzerine yapılan başlıca önemli çalışmalar olarak aşağıdakiler söylenebilir.

1- Özellikle dizel motorlarda ve son yıllarda benzinli motorlarda kullanılan turboşarj başta olmak üzere çeşitli aşırı doldurma sistemleri sayesinde güç/ağırlık oranı yüksek dört ve altı silindirli motorlar elde edilmektedir.

2-Elektronik yakıt enjeksiyon sistemleri ile hava-yakıt oranı ve yanma prosesinin hassas kontrolü sayesinde motor verimleri arttırılmaktadır.

Bu ikisinin doğrudan sonucu olarak motorun çalışma aralığı özellikle dizel motorlarda düşük devir sayıları yönünde genişlemekte ve rölanti bölgesine yaklaşmaktadır. Bu durumda düşük devirlerde yüksek momentler elde edilmektedir. Yüksek momentler için yüksek devirlere çıkmak gereksinimi ortadan kalktığı için yakıt tüketimi de azalmaktadır.

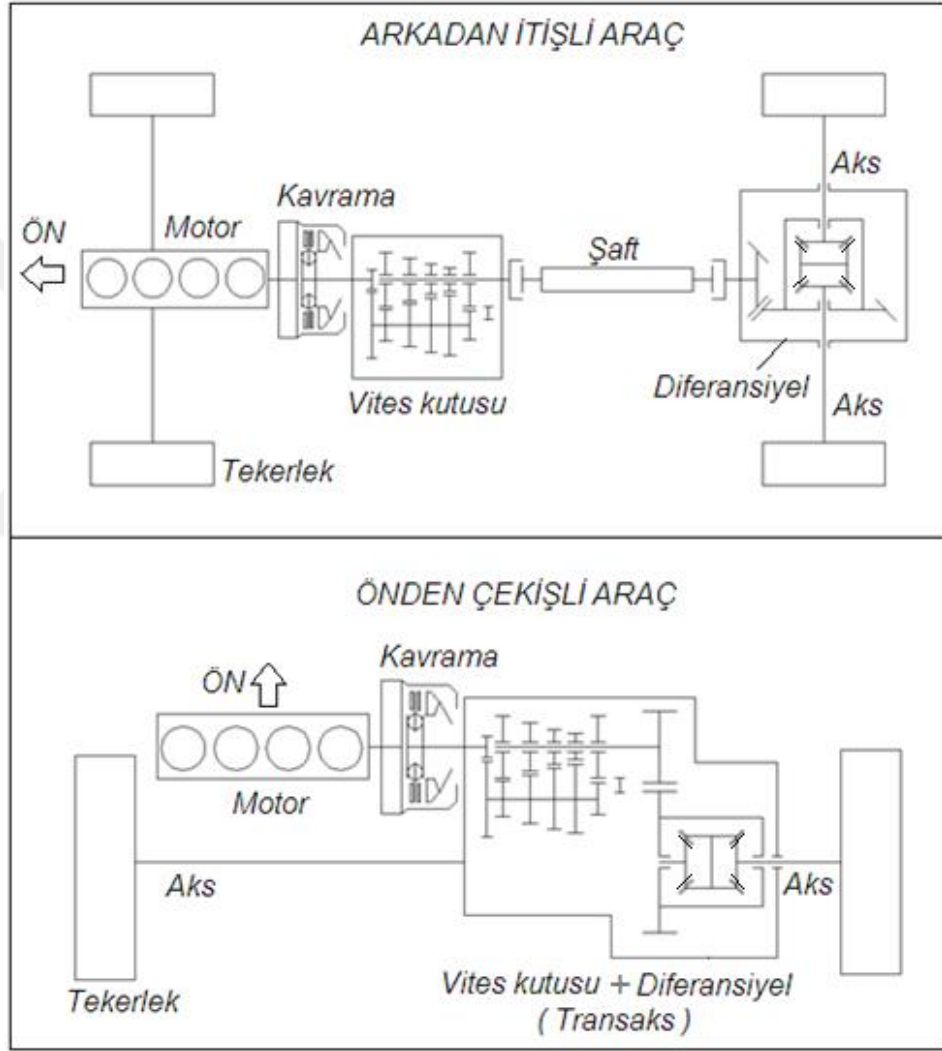
Motorun düşük devirlerde çalıştırılması eğilimi bazı problemleri de beraberinde getirmektedir. Öncelikle motorun düşük hızlarda çalışması hız düzensizliklerinde artışa neden olur. Hızdaki dalgalanmalar, motor krank milinde burulma titreşimlerini ortaya çıkarır. Hız düzensizliklerinden kaynaklanan burulma titreşimlerinin vites kutusuna iletilmesi ile vites kutusundaki yüksüz dişli çiftlerinin dişleri arasında oluşan darbeler tıkırtı şeklinde gürültüler olarak hissedilirler. Bu durum, gürültünün yanı sıra vites dişlilerinin ilave yüklere maruz kalması anlamına da gelmektedir. Motor tasarımında motor ataletinin arttırılması, hız dalgalanmalarını azaltmada etkili bir yöntem olmaktadır. Bu amaçla krank miline volan adı verilen disk şeklinde ilave bir kütle eklenmektedir. Volanın gideremediği hız dalgalanmalarının oluşturduğu burulma titreşimlerinin önemli bir kısmı, kavrama diskindeki burulma yayları tarafından sönmülenerak vites kutusu titreşimlerden olabildiğince korunmaktadır. Klasik tek kütleli disk volan ve klasik kavrama diskinin kullanıldığı güç aktarım sistemindeki bu işleyiş, hız dalgalanmalarındaki yüksek artışlar karşısında yetersiz kalmaktadır. Klasik

volan, hız dalgalanmalarını yeterince giderememekte ve ortaya çıkan burulma titreşimleri de klasik kavrama damper yayları ile yeterince sönümlenememektedir. Rölantiye yakın devirlerde meydana gelen bu titreşimler, güç aktarım sisteminin rölantiye yakın devirlerdeki doğal frekanslarından biriyle karşılaşabilmektedir. Motorun doğal frekansın meydana geldiği devirde çalışması esnasında güç aktarım sisteminde rezonans meydana gelmektedir. Rezonans nedeniyle vites kutusunda patlamaya benzer gürültüler oluşmaktadır. Sürüş konforunda azalmanın yanı sıra güç aktarım sistemi, tahrip edici yüklere maruz kalmaktadır. Bu sorun, rezonansın gerçekleştiği devir sayısını motorun çalışma bölgesi dışına çıkararak çözülebilmektedir. Çift kütleli volan, klasik tek kütleli disk volanın biri motor krank miline diğeri vites kutusu giriş miline bağlı iki parçaya ayrılmış hali olup sahip olduğu yay sistemi sayesinde burulma titreşimlerini etkili biçimde sönümlenmekte ve rezonansın ortaya çıktığı hızı rölanti hızının altına düşürmektedir. Çift kütleli volan, ilk kez 1985 yılında geliştirilmiştir. Çift kütleli volanın diğeri bir avantajı, üzerinde titreşim damperleri olmayan rijit bir kavrama diski ile birlikte kullanılmasıdır. Vites değişiminde senkronize edilmesi gereken kütle miktarının azalması vites değişiminin daha kolay ve kısa sürede yapılmasını sağlar ve senkronizasyon aşınmasını azaltır (Schulte 1986). Bu çalışmada öncelikle analiz ve çalışmada kullanılacak verilerin elde edilmesi için gerekli kuramsal bilgiler belirli bir anlam bütünlüğü içinde sunulmuştur. Daha sonra tek kütleli volan (TKV) ve klasik kavrama sisteminin kullanıldığı güç aktarım sistemi ile çift kütleli volanın (ÇKV) kullanıldığı güç aktarım sistemi için oluşturulan titreşim matematik modelleri uygun dönüşümler ile çözümlenerek her iki sistem rezonansın meydana geldiği motor devri yönünden karşılaştırılmıştır. Bunun yanı sıra ÇKV'nin yapısal özelliklerinin rezonans oluşum devrine etkisi incelenmiştir. Çalışmada incelenen diğeri bir husus, kavramanın devreye girmesi esnasındaki dinamik olayların incelenmesi ve her iki sistemin kavrama dinamiklerinin karşılaştırılmasıdır. Bu amaçla sistem denklemleri, Runge-Kutta sayısal analiz yöntemiyle çözümlenerek her iki sistemde sistem elemanlarının zamana bağlı olarak hızlarının değişimi incelenmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Taşıtlarda Güç Aktarma Organları

Motorda yakıtın yanması ile elde edilen ısı enerjisi, piston, biyel ve krank mekanizması ile krank milinde mekanik dönme hareketine çevrilir. Elde edilen dönme hareketi, aracın tekerleklerine güç aktarım sistemi elemanları ile ulaştırılır. Şekil 2.1’de bu elemanlar, arkadan itişli bir araçta ve önden çekişli bir araçta görülmektedir.



Şekil 2.1. Arkadan itişli ve önden çekişli araçlarda güç aktarım sistemi

Bunların fonksiyonları kısaca tanımlanacak olursa:

Kavrama: Motor ile vites kutusu arasındaki irtibatı sağlar ve gerektiğinde vites değişimi yapılacağı zaman bu irtibatın kesilmesini sağlar.

Vites kutusu: Aracın kalkış, hızlanma, yokuş çıkma gibi çeşitli yük durumlarında tekerlek moment ve hızını değiştirmek için uygun dişli çevrim oranının seçilmesini sağlar.

Diferansiyel: Vites kutusundan çıkan dönme hareketini doksan derece çevirerek tekerleklere iletir. Bu görevinin yanı sıra dönüşlerde viraj içindeki tekerleğin dışındaki tekerleğe göre daha yavaş dönmesini sağlayarak aracın savrulmasını engeller.

Akslar: Diferansiyel ve tekerlek arasındaki irtibatı sağlayan millerdir.

Şaft: Arkadan itişli araçlarda vites kutusu ve diferansiyel arasındaki irtibatı sağlayan mildir. Önden çekişli araçlarda yoktur.

2.2. Makine Hareket Denklemi Kavramı

Tez çalışmasının konusu olan çift kütleli volandan bahsetmeden önce bir içten yanmalı motor veya herhangi bir makinede volan parçasının gerekliliğini izah etmek gerekmektedir. Bu amaçla makine hareket denklemi kavramına ihtiyaç vardır. Makineye etki eden kuvvet ve momentlerin makinenin hareketli parçalarının kütle atalet kuvvet ve momentlerine karşı çalıştığı düşünüldüğünde herhangi bir makinenin dinamiği incelenirken üç temel problemle uğraşılır. Bu problemler şunlardır (Kopmaz ve Çetin 2014) :

1-Bilinen aktif kuvvetler altında makinenin nasıl hareket ettiğinin incelenmesi (Dinamiğin Birinci Esas Problemi)

2-Makinenin istenen hareketi yapması için gerekli tahrik momentinin bulunması (Dinamiğin İkinci Esas Problemi)

3-Makinenin çalışması sırasında hareketin belli şartları sağlaması (mesela hızdaki değişimlerin belli limitlerde tutulması, düzgünlük katsayısının kontrolü)

Bu problemlerin çözülmesi için makine hareket denklemi yazılmalı ve çözümlenmelidir. Bu denklem nonlinear adi bir diferansiyel denklemdir. Makine hareket denklemini yazmak için öncelikle şunlar belirlenmelidir (Kopmaz ve Çetin 2014):

1-Makineye etki eden kuvvet veya momentlerin oluşturduğu makine kuvvet alanının belirlenmesi ve makine miline indirgenmesi

2-Makinenin hareketli uzuvlarının kinetik enerjileri toplamının makine tahrik miline indirgenmesi ve makinenin tüm hareketli uzuvlarının eşdeğer kütle atalet momentinin bulunması

2.2.1. Makine kuvvet alanı

Makinenin hareketine destek olan kuvvetler pozitif ve karşı olan kuvvetler negatif işaretli olmak üzere makine kuvvet alanı

$$M(\theta, \dot{\theta}, t) = M_m(\theta, \dot{\theta}, t) + M_c(\theta) - M_s(\theta, \dot{\theta}) - M_y(\theta, \dot{\theta}, t) \quad (2.1)$$

şeklinde yazılır. Burada M_m , M_c , M_s , M_y sırayla motor veya tahrik momenti, yardımcı kuvvetler veya korunumlu kuvvetlerin momentleri (yay ve ağırlık kuvvetleri), sürtünme momenti, direnç veya iş kuvvetlerinin momentleri olarak ifade edilir. Ayrıca θ konum, $\dot{\theta}$ hız ve t zaman olmak üzere parantez içleri bu kuvvet veya momentlerin bağımlı olduğu değişkenleri ifade etmektedir.

Makine veya mekanizmanın kuvvet alanının elde edilmesinde dinamikteki virtüel işler prensibi kullanılır. Virtüel işler prensibine göre n adet uzva sahip bir makine veya mekanizmanın uzuvlarına etki eden kuvvet ve/veya momentlerin bunların türü ne olursa olsun (tahrik, yardımcı, direnç, sürtünme) sonsuz küçük formda işler (virtüel işler) yaptığı kabul edilir. Eğer bu işlerin toplamı sıfır ise makine veya mekanizmanın statik dengede olduğunu, değilse dinamik hareket halinde olduğunu ifade eder.

Makinedeki her bir uzuv için aşağıdaki köşeli parantez içindeki virtüel iş ifadesi uygulanır ve bunlar toplanarak makinenin kuvvet alanı elde edilir.

$$M(\theta)d\theta = \sum_i [F_i dr_i(\theta) + M_i d\theta_i] \quad (2.2)$$

2.2.2. Makinenin eşdeğer kütle atalet momenti

Makineyi oluşturan hareketli uzuvların her birinin kinetik enerjileri toplamını karşılayan ve makine miline bağlı olduğu varsayılan bir cismin kütle atalet momentine makinenin eşdeğer kütle atalet momenti $I_{e\dot{s}}$ denir. Makine parçalarının kinetik enerjileri, makine mili konumuna bağlı olarak değiştiğinden $I_{e\dot{s}} = I_{e\dot{s}}(\theta)$ şeklinde ifade edilir.

Her bir uzvun kinetik enerjileri toplamı, makinenin toplam kinetik enerjisini oluşturmak üzere ve makine miline bağlı olan varsayımsal cismin açısal hareket yaptığı da göz önüne alınarak makinenin toplam kinetik enerjisi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\sum_i^n KE_i = \frac{1}{2} I_{e\dot{s}}(\theta) \dot{\theta}^2 \quad (2.3)$$

Burada makinenin her bir uzvu sadece açısai hareket veya öteleme hareketi yapabileceği gibi bu ikisinin karışımı genel düzlemsel hareket de yapıyor olabilir. Bunu göz önüne alarak makinenin toplam kinetik enerjisi, s_i i uzvunun kütle merkezi, v_{si} i uzvunun kütle merkezinin mutlak hızı, I_{si} i uzvunun kütle merkezinden geçen hareket düzlemine dik eksene göre kütle atalet momenti, $\dot{\theta}_i$ i uzvunun açısai hızı, $\dot{\theta}$ makine milinin açısai hızı olmak üzere makinenin toplam kinetik enerjisi

$$\sum_i^n KE_i = \frac{1}{2} \sum (m_i v_{si}^2 + I_{si} \dot{\theta}_i^2) \quad (2.4)$$

şeklinde yazılır. (2.4) denkleml (2.3) denklemlne yazılarak makinenin eşdeğer kütle atalet momenti çekilir.

$$I_{eş}(\theta) = \sum_i m_i \left(\frac{v_{si}^2}{\dot{\theta}^2} + I_{si} \frac{\dot{\theta}_i^2}{\dot{\theta}^2} \right) \quad (2.5)$$

2.2.3. Makine hareket denkleminin yazılması

Makine hareketinin denkleml, kinetik enerji teoremlne (iş-enerji ilkesi) dayanarak elde edilir (Kopmaz ve Çetin 2014). İş Enerji ilkesine göre mekanik bir sistemde yapılan iş, sistemin kinetik enerjisindeki değişime eşittir. İş Enerji ilkesi sonlu formda şöyle yazılır

$$W_{1-2} = KE_1 - KE_2 = \Delta KE \quad (2.6)$$

Bu ifadeye göre 1 ve 2 konumu arası yapılan iş 1 ve 2 konumu arasındaki kinetik enerji değişimine eşittir. İş Enerji ilkesi, sonsuz küçük bir zaman dilimi için aşağıdaki formda yazılır.

$$dW = dKE \quad (2.7)$$

Makinenin toplam kinetik enerjisi (2.3) ifadesinin diferansiyeli

$$dKE = \frac{1}{2} \frac{dI(\theta)}{d\theta} \dot{\theta}^2 d\theta + I(\theta) \dot{\theta} \frac{d\dot{\theta}}{d\theta} d\theta \quad (2.8)$$

olur. Burada $\dot{\theta} \frac{d\dot{\theta}}{d\theta}$ ifadesinin $\dot{\theta} \frac{d\dot{\theta}}{d\theta} = \frac{d\theta}{dt} \frac{d\dot{\theta}}{d\theta} = \frac{d\dot{\theta}}{dt} = \frac{d^2\theta}{dt^2} = \ddot{\theta}$ ifadesine eşit olduğunu hatırlayarak (2.8) ifadesi aşağıdaki gibi yazılır.

$$dKE = \left[\frac{1}{2} \frac{dI(\theta)}{d\theta} \dot{\theta}^2 + I(\theta) \ddot{\theta} \right] d\theta \quad (2.9)$$

Makine kuvvet alanının makine üzerinde yaptığı işin diferansiyeli

$$dW = M(\theta) d\theta \quad (2.10)$$

olmak üzere bu ifade, (2.9) ifadesi ile birlikte (2.7) ifadesinde yazılır ve gerekli sadeleştirme yapılırsa makine hareket denklemleri aşağıdaki gibi elde edilir.

$$M(\theta) = \frac{1}{2} \frac{dI(\theta)}{d\theta} \dot{\theta}^2 + I(\theta) \ddot{\theta} \quad (2.11)$$

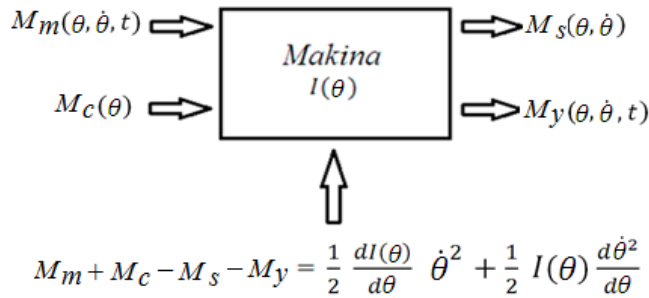
Bu denklem, θ 'ya bağlı, ikinci mertebe, nonlineer, homojen olmayan bir diferansiyel denklemdir. Bu denklemin belirli başlangıç koşullarında analitik çözümü zor hatta bazı durumlarda imkânsız olmakla birlikte Runge-Kutta yöntemi gibi sayısal analiz yöntemleriyle çözümü mümkündür. Makine hareket denklemleri (2.11) ifadesinde ikinci terim

$$I(\theta) \ddot{\theta} = I(\theta) \frac{d\dot{\theta}}{dt} = I(\theta) \frac{d\dot{\theta}}{d\theta} \dot{\theta} = \frac{1}{2} I(\theta) \frac{d(\dot{\theta}^2)}{d\theta} \quad (2.12)$$

şeklinde yazılırsa makine hareket denklemleri volanın gerekliliğinin izah edilmesinde daha elverişli olan aşağıdaki forma dönüşür.

$$M(\theta) = \frac{1}{2} \frac{dI(\theta)}{d\theta} \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I(\theta) \frac{d\dot{\theta}^2}{d\theta} \quad (2.13)$$

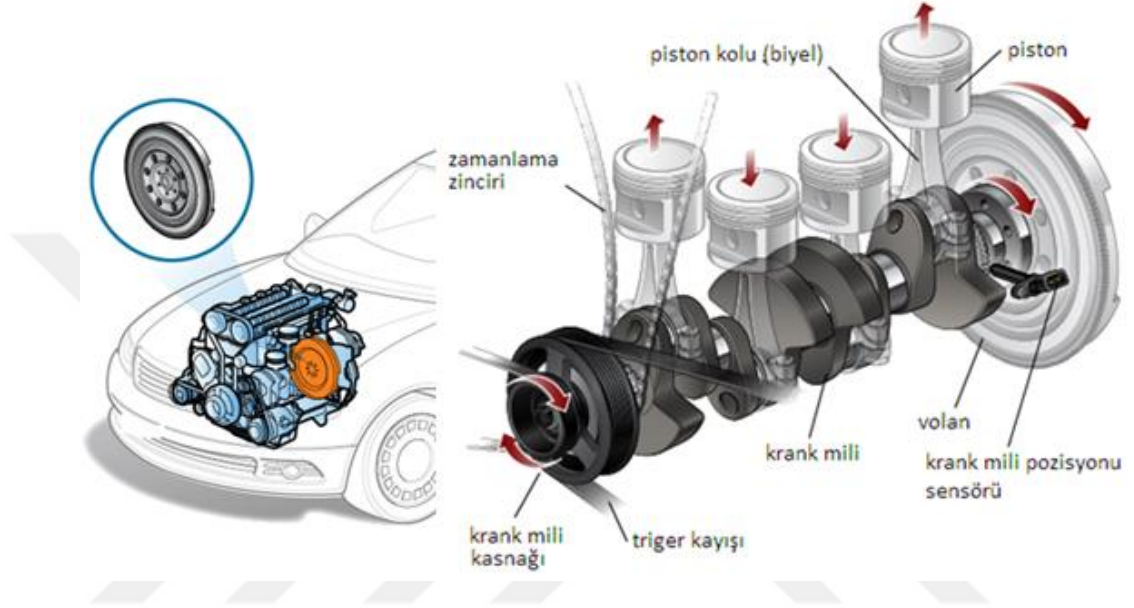
Özetle makine veya mekanizma, kendisine uygulanan M_m tahrik ve M_c korunumlu kuvvetlerin etkisi altında, makine hareket denklemlerine ve $\theta(t)$ makine mili konumuna göre $\dot{\theta}$ ve $\ddot{\theta}$ (hız ve ivme) hareketlerini yaparken ortama M_y iş kuvveti ve M_s sürtünme kuvvetlerini uygulayan $I(\theta)$ ataletine sahip bir mekanik yapıdır. Turhan'a (2014) göre bu ifade, Şekil 2.2'de diyagram şeklinde gösterilmiştir.



Şekil 2.2. Makine sistemi

2.3. Volan

Motorun krank milinden, güç aktarma sisteminin ilk elemanı kavramaya hareket volan üzerinden aktarılır. Şekil 2.3’de volan parçasının taşıt üzerindeki konumu ve dört silindirli sıra tipi bir motorun piston, biyel ve krank mekanizmasına bağlantısı görülmektedir.



Şekil 2.3. Volanın taşıt üzerindeki yeri ve motora bağlanma şekli (Anonim 2019a)

İçten yanmalı motor veya herhangi bir makinenin sürekli dönme hareketi yapan ve mil adı verilen uzvunun makine sürekli rejimde çalışırken mümkün merteye sabit bir hızda dönmesi amaçlanır. Ancak pratikte makinenin ürettiği momentin düzgünlüğü nedeniyle makine milinin açısal konumuna bağlı olarak milin hızı sabit bir değer etrafında dalgalanmalar arz eder. Makine milindeki bu hız dalgalanmaları veya düzgünlüğü arzu edilen bir durum değildir. Örneğin bir jeneratörün dinamosuna hareket veren dizel motorun milindeki hız düzgünlüğü, üretilen elektrik akımında dalgalanmalara neden olacaktır. Makine hareket denklemi (2.13), hız değişimi yalnız kalacak şekilde düzenlenirse aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\frac{1}{2} \frac{d\dot{\theta}^2}{d\theta} = \frac{M(\theta) - \frac{1}{2} \frac{dI(\theta)}{d\theta} \dot{\theta}^2}{I(\theta)} \quad (2.14)$$

Bu ifadeye göre sabit hızda ($\dot{\theta} = \text{sabit}$) hız değişimi ($d\dot{\theta}/d\theta$) sıfır olacaktır. Pratikte bu mümkün olmamakla birlikte ifadenin sağ tarafı sıfıra yaklaştırılabilir. Bu iş iki yolla gerçekleştirilebilir.

Birinci yol, makinenin hareketinde etki sahibi olan ve makine milinin açısıl konumuna bağlı olan veya olmayan kuvvetler ve/veya momentler ile yine makine milinin açısıl konumuna bağlı olarak değişen makinenin hareketli parçalarının atalet momentleri arasında bir uyum veya eşitlik sağlamak yani (2.14) ifadesinin payını sıfıra yaklaştırmaktır.

$$M(\theta) \sim \frac{dI(\theta)}{d\theta} \quad (2.15)$$

İçten yanmalı motorlarda atalet kuvvet ve momentlerini dengeleyecek şekilde krank milini tasarlamak ve motora çeşitli dengeleme mekanizmaları eklemek, bu amacı gerçekleştirmek için uygulanan yöntemlerdir.

İkinci yol, makinenin ataletini arttıracak şekilde makine miline bağlı olarak dönen bir disk kütlesi (volan) eklemek yani (2.14) ifadesinin paydasına makinenin eşdeğer kütle ataletini büyütecek bir I_v kütle atalet momenti değeri eklemektir. Böylece (2.14) ifadesi aşağıdaki gibi olur ve uygun I_v değeri aranır.

$$\frac{1}{2} \frac{d\dot{\theta}^2}{d\theta} = \frac{M(\theta) - \frac{1}{2} \frac{dI(\theta)}{d\theta} \dot{\theta}^2}{I(\theta) + I_v} \quad (2.16)$$

Volan, ek bir kütle olarak motorun krank miline bağlanır. Periyodik yanma çevrimi sonucunda motorun hareketli parçalarının oluşturduğu mekanizmadan kaynaklanan kütle atalet kuvvetlerinin krank milinde meydana getirdiği hız dalgalanmalarının giderilmesine yardımcı olur. Denkleme bakıldığında eşdeğer atalet eklenecek volan ataletinin I_v arttırılması bu amaca hizmet eder. Ancak I_v sınırsız arttırılamaz. Çünkü volan kütesinin aşırı arttırılması, makinenin ilk harekete geçmesini zorlaştırır. Bir optimizasyon yapılması gerekmektedir. İçten yanmalı motorlar, volan seçiminin ciddi olarak çalışıldığı en önemli uğraşı alanlarından biridir.

Volan, hız dalgalanmalarını giderme görevinin yanı sıra anlık bir enerji deposu gibi etki göstererek içten yanmalı motorda bir çevrimin sonunda depoladığı enerji sayesinde motorun çalışmasında bir süreklilik sağlar. Pistonların ölü noktaları kolayca aşmasını sağlayarak motorun düzenli çalışmasını sağlar.

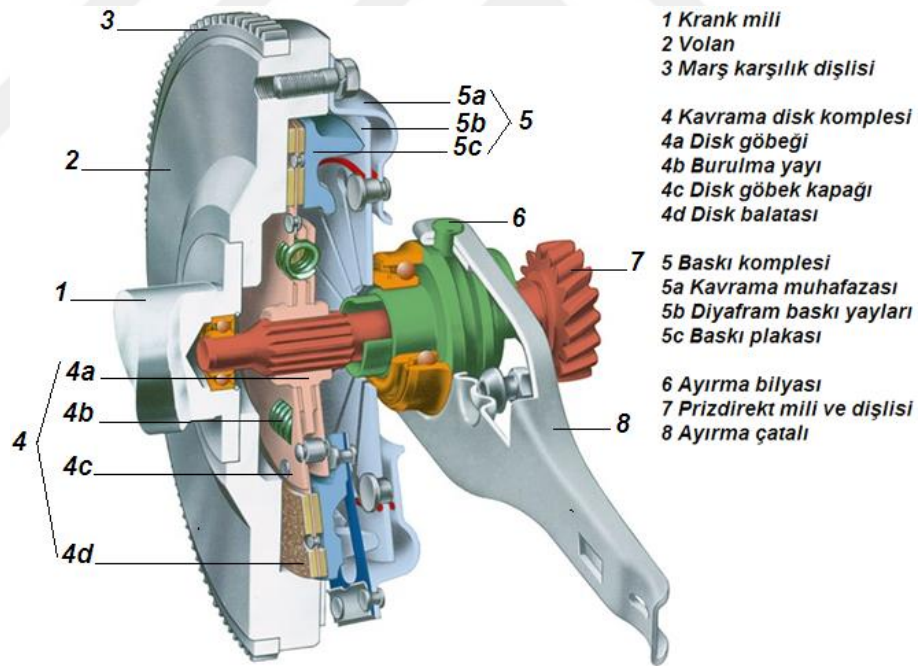
Volan, içten yanmalı motorda yukarıda bahsedilen esas görevlerinin yanı sıra motor üzerindeki konumunun bir avantajı olarak aşağıdaki görevleri de yerine getirir.

1-Kavrama sistemini üzerinde taşır ve kavramaya hareketi iletir.

2-Üzerinde bulunan halka dişli sayesinde marş motoru dişlisinin karşılık dişlisini oluşturur ve motora ilk hareketin verilmesini sağlar.

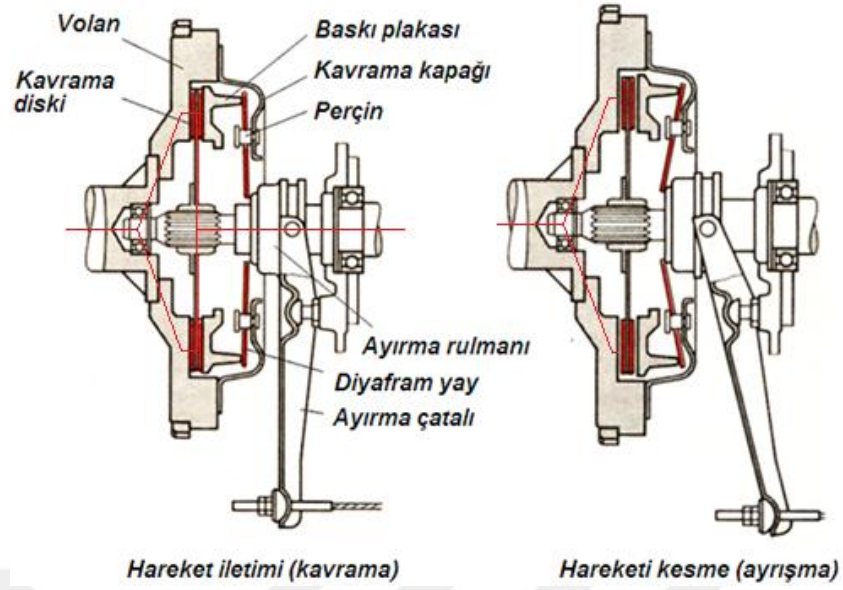
Volan, motordaki hız düzensizliklerini gidermede etkili bir çözüm olmasına rağmen hız düzensizlikleri volan tarafından tamamen giderilemez ve bunun sonucunda krank milinde burulma titreşimleri meydana gelir.

Bu titreşimlerin vites kutusuna iletilmesi sonucunda vites kutusuna ek yükler getiren ve sürüş konforunda da azalmaya neden olan dişli tıkırtısı şeklinde duyulan gürültüler meydana gelir. Bu titreşimlerin aktarma organlarına iletilmemesi gerekir. Bu amaçla tek kütleli volan ile birlikte klasik kavrama sisteminin kullanıldığı taşıtlarda kavrama diski üzerinde burulma damper yayları bulunmaktadır. Kavrama sistemini oluşturan temel parçalar ve bunların volan ile bağlantısı, Şekil 2.4’de görülmektedir.



Şekil 2.4. Kavrama sistemini oluşturan temel parçalar (Shaver 1997)

Şekil 2.5’de kavramanın debriyaj pedalına basılmamışken hareket iletimi (kavrama) durumu ve debriyaj pedalına basıldığında hareketi kesme (ayırma) durumu görülmektedir.



Şekil 2.5. Kavramanın hareket iletimi ve hareketi kesme durumu (Anonim 2019b)

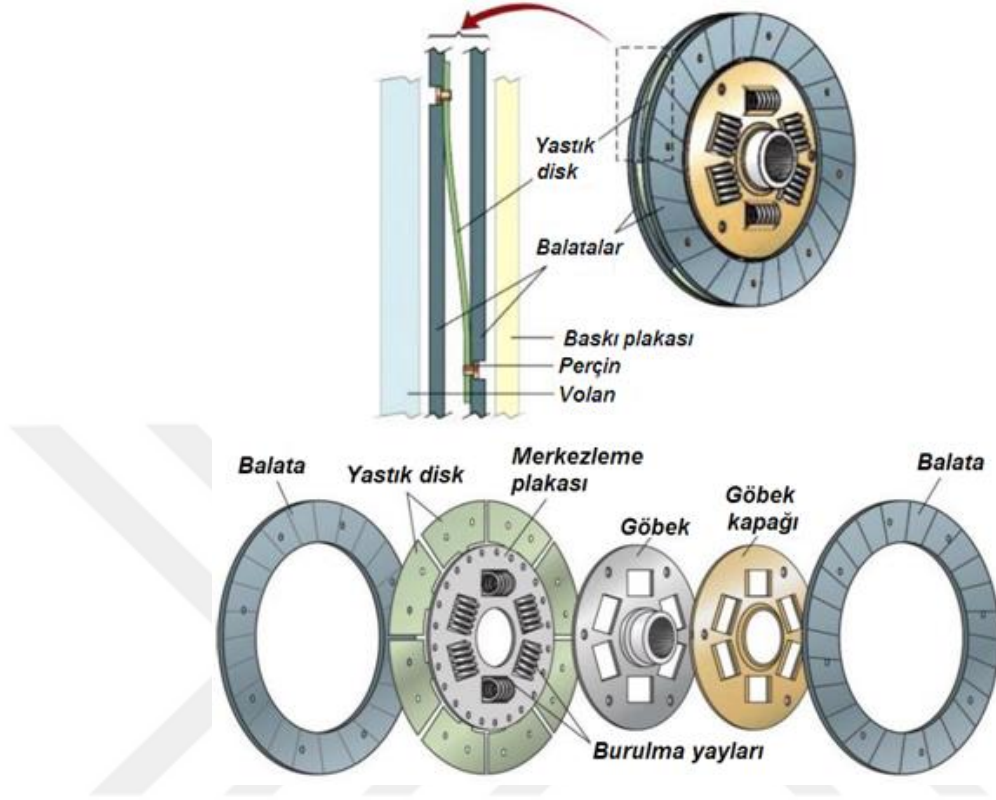
Şekil 2.6’da kavrama sisteminin önemli bir parçası olan kavrama diski ve diskin göbeğine dairesel sıralanmış helisel burulma yayları görülmektedir. Bu yaylar, krank milindeki hız düzensizliklerinin neden olduğu burulma titreşimlerini sönümler. Kavrama diskinin göbek kısmı frezeli olup vites giriş miline (prizdirekt mili) bağlanır. Damper yaylarında sönümlenemeyen burulma titreşimleri vites kutusuna etki etmektedir.



Şekil 2.6. Kavrama diski

Şekil 2.7’de kavrama diskini oluşturan parçaların dağıtılmış montajı ve yastık disk ve balata bağlantısının detay resmi görülmektedir. Disk balataları perçinler ile yastık diske bağlanmıştır. Kavrama durumunda balatalar baskı plakası ve volan arasında sıkıştığından yastık diskin eğri yayları düzleşir. Ayrışma halinde baskı ortadan

kalktığından yaylar eski halini alır. Bu sayede esneklik kabiliyeti kazandırılmış balatalar, hareketin sarsıntısız iletimini sağlarlar.



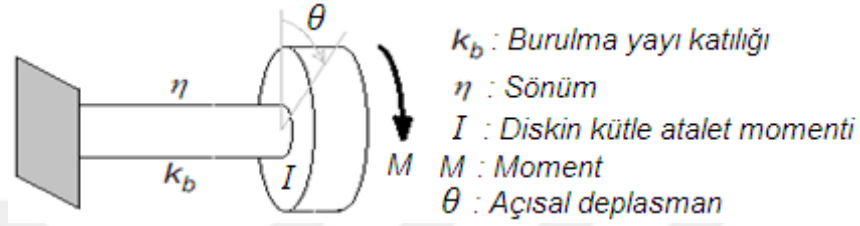
Şekil 2.7. Kavrama diski parçaları ve yastık diskin konumu (Anonim 2019c)

2.4. Titreşim

Sabit bir referans eksene veya ortalama bir pozisyona göre belli bir süre sonra kendini tekrar eden hareketlere titreşim veya salınım denir. Bir sarkacın salınması ve gergin bir telin enine doğrultuda titreşimi, tipik titreşim örnekleridir. Titreşim teorisi, cisimlerin ve bu cisimlerle ilgili kuvvetlerin salınımlı hareketleri ile ilgilenir. Bir sistemin serbest titreşimi, dönüşümlü olarak elastik elemanın potansiyel enerjisinin kinetik enerjiye ve kinetik enerjisinin potansiyel enerjiye aktarılmasını içerir. Sistemde sönüm varsa her titreşim çevriminde bir kısım enerji dağıtılacaktır. Titreşimin devam etmesi isteniyorsa dışarıdan sisteme kuvvet uygulanmalıdır.

Bir titreşim sistemi, genel olarak potansiyel enerjiyi depolayan eleman (yay veya elastik yapı elemanı), kinetik enerjiyi depolayan eleman (kütle veya atalet) ve enerjiyi kademeli bir şekilde kaybeden elemandan (sönüm veya damper) meydana gelmektedir. Sönüm, sistemin titreşim hareketine karşı etki eden sürtünme veya diğer direnç

etkileridir. Sisteme kuvvet uygulanabilir veya uygulanmayabilir. Çalışmada incelenen volan ve kavrama sisteminin yanı sıra dişli çark, kasnak, disk gibi dönme hareketi yapan makine elemanlarında burulma titreşimleri meydana gelir. Burulma titreşimi elastik millerin ve bunlara rijit olarak bağlı dönen cisimlerin periyodik ve açısal hareketidir (Seto 1977). Şekil 2.8’de tek serbestlik dereceli, dönme hareketi yapan disk-burulma yayı sisteminde temel titreşim sistemi elemanları görülmektedir.

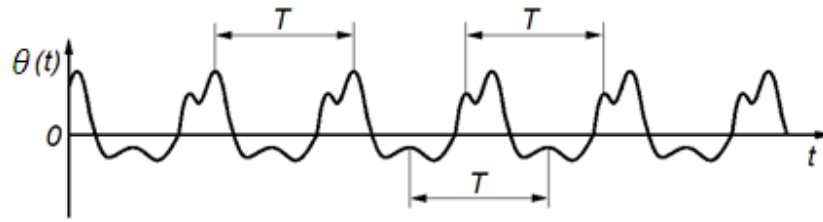


Şekil 2.8. Tek serbestlik dereceli disk- burulma yayı sistemi

2.5. Periyodik Titreşim

Bir titreşim sisteminin hareketi belirli zaman dilimlerinde kendini tekrar ediyorsa meydana gelen titreşim hareketine periyodik titreşim denir.

Şekil 2.9’da bir periyodik titreşim hareketine ait konum – zaman ($\theta - t$) grafiği görülmektedir. Periyodik titreşimde hareketin kendini yenileme süresine periyot denir. T ile gösterilir (Şekil 2.9). Birimi SI birim sisteminde saniye [s] olarak ölçülür.



Şekil 2.9. Periyodik titreşim hareketine ait konum-zaman diyagramı

Titreşim hareketinin birim zamandaki kendini yenileme sayısına frekans denir. Frekans f sembolü ile gösterilir ve $f = 1/T$ formülü ile hesaplanır. Frekansın birimi [1/s]’dir. Bu ifade hertz diye adlandırılır ve [Hz] şeklinde gösterilir. Periyodik titreşimde sisteme etki eden kuvvetin frekansı değişmediğinden sistem cevabı değişmez.

2.6. Harmonik Titreşim

Konumun zamana göre sinüs veya kosinüs eğrisi şeklinde değiştiği önemli bir periyodik titreşim hareketi türüdür. Çalışmada ele alınan sisteme harmonik bir moment girişi yapılacağından bu titreşim hareketinden bahsedilmesi gerekmektedir. Kosinüs fonksiyonu tercih edilerek harmonik titreşimde konumun

$$\theta(t) = \Theta \cos(\omega t - \psi) \quad (2.17)$$

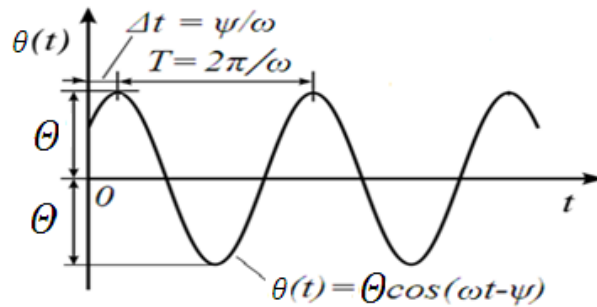
şeklinde değiştiği ifade edilir. (2.17) ifadesinde Θ sabitine genlik, ψ sabitine ise faz açısı adı verilir. Kosinüs fonksiyonunun maksimum konumu 2π olduğundan harmonik titreşim hareketinin periyodu

$$T = 2\pi/\omega \quad (2.18)$$

olur. Buna göre frekans da

$$f = 1/T = \omega/2\pi \quad (2.19)$$

şeklinde yazılır. Burada ω dairesel frekans veya açısal frekans olup birimi [rad/s]'dir. Harmonik titreşim hareketine ait konum-zaman ($\theta - t$) diyagramı Şekil 2.10'da görülmektedir.



Şekil 2.10. Harmonik titreşim hareketine ait konum-zaman diyagramı

Harmonik titreşim (2.17) ifadesi, trigonometrik fonksiyon şeklinde gösterildiği gibi üstel fonksiyon şeklinde de gösterilebilir. Bunun için $\cos \theta = \frac{1}{2} \cdot (e^{i\theta} + e^{-i\theta})$ trigonometrik ifadesi, (2.17) ifadesine uyarlanarak yazılırsa

$$\theta(t) = \Theta/2 \cdot [e^{i(\omega t - \psi)} + e^{-i(\omega t - \psi)}] = (\Theta/2 \cdot e^{-i\psi}) e^{i\omega t} + (\Theta/2 \cdot e^{-i\psi}) e^{-i\omega t} \quad (2.20)$$

şeklinde üstel ifadeye geçiş sağlanır. Buradan birbirinin karmaşık eşleniği olan

$$A = \theta/2 e^{-i\psi} = \theta/2 (\cos \psi - i \sin \psi), \quad B = \theta/2 e^{i\psi} = \theta/2 (\cos \psi + i \sin \psi)$$

ifadeleri ve $\theta = 2\sqrt{AB} \psi = \tan^{-1} iAB/A + B$ karmaşık sabitleri tanımlanarak

$$\theta(t) = Ae^{i\omega t} + Be^{-i\omega t} \quad (2.21)$$

ifadesine gelinir. Harmonik titreşimlerin gösteriminde (2.17) ve (2.21) ifadelerden biri kullanılabilir. Çalışmada (2.21) ifadesinin kullanılması daha uygun görülmüştür.

Gerçek hayatta eğer özel olarak oluşturulmuyorsa düzgün salınımlı periyodik titreşimlere rastlamak olanaksızdır. Periyodik titreşimler harmonik titreşimlere dönüştürülebilir. Bunun için Fourier serileri kullanılır.

2.7. Doğal Frekans

Sisteme ilk hareket verildikten sonra zorlayıcı bir kuvvet uygulanmadan ve sistemde sönüm olmadığı halde meydana gelen serbest titreşim hareketinin frekansına doğal frekans adı verilir. Eğer serbest titreşim yapan sistemde sürtünme veya sönüm varsa bu durumdaki frekansa sönümlü doğal frekans adı verilir.

2.8. Rezonans

Sisteme dışarıdan uygulanan kuvvetin (işletme kuvveti) frekansı sistemin doğal frekanslarından birine yaklaştığında veya eşit olduğunda rezonans olarak adlandırılan bir durum meydana gelir. Rezonans durumunda sistemdeki hareket genliği sınırsız olarak artmaktadır. Bu nedenle sistem tehlikeli büyük salınımlara maruz kalır. Binalar, köprüler, makineler, uçak kanatları gibi yapılarda rezonansın neden olduğu hasarlara rastlanılabilir. Rezonans, sistemde bir sönüm (sürtünme vd.) olması halinde kontrol edilebilmektedir. Sistemleri rezonanstan koruyabilmek için o sistemin doğal frekansı bilinmeli ve gerekli tedbirler alınmalıdır.

2.9. Frekans Yanıt Fonksiyonu

Sisteme etki eden kuvvete karşılık sistemin cevabını ifade eden fonksiyondur. Bu çalışmada harmonik titreşim hareketi ele alındığından harmonik kuvvet girişi ve incelemenin kolay olması bakımından tek serbestlik dereceli bir sistemin frekans yanıt

fonksiyonu ele alınmaktadır. Tek serbestlik dereceli bir titreşim sisteminin harmonik kuvvet girişine karşılık cevabını bulmak için Şekil 2.8'de görülen sisteme ait hareket denklemi yazılır.

$$I\ddot{\theta} + \eta\dot{\theta} + k_b\theta = M_0e^{i\omega t} \quad (2.22)$$

$M_0e^{i\omega t}$ harmonik moment girişine karşılık sistem cevabı harmonik olup $\Theta e^{i\omega t}$ şeklindedir. Bu ifadeler (2.22) denkleminde yerine yazılır ve düzenlenirse

$$\frac{\theta}{M_0} = \frac{1}{(k_b - I\omega^2) + i(\eta\omega)} \quad (2.23)$$

şeklinde frekans yanıt fonksiyonu elde edilir. Bu ifade, belirli frekanstaki zorlayıcı moment etkisi altında sistem cevabını ifade eden karmaşık sayı fonksiyonudur. Bu ifadenin daha iyi incelenebilmesi için karmaşık sayıya dönüşmesi ve kutupsal gösterimde¹ yazılması gerekir. Bunun için ifadenin pay ve paydası, paydanın eşleniği ile çarpılarak payda reel hale getirilir. Böylece elde edilen karmaşık değerli fonksiyon

$$\frac{\theta}{M_0} = \frac{(k_b - I\omega^2) - i(\eta\omega)}{(k_b - I\omega^2)^2 + (\eta\omega)^2} \quad (2.24)$$

olur. Bu karmaşık değerli fonksiyonun kutupsal gösterimi ise

$$\theta/M_0 = |\theta/M_0|e^{\pm i\psi} = \frac{1}{\sqrt{(k_b - I\omega^2)^2 + (\eta\omega)^2}} (\cos\psi \pm i\sin\psi) \quad (2.25)$$

şeklinde yazılır. (2.25) ifadesi, harmonik kuvvet girişine karşılık sönümlü sistemin cevabıdır. Burada sistemde sönüm olmadığında $\eta = 0$ ve buna bağlı olarak $\psi = 0$ olduğunda 2.22'deki sistem denklemi

$$I\ddot{\theta} + k_b\theta = M_0e^{i\omega t} \quad (2.26)$$

şeklini alır. (2.26) ifadesi, sönümsüz zorlanmış titreşim hareketinin denklemdir.

¹ $z = a + bi$ karmaşık sayısı kutupsal biçimde $z = |z|e^{\pm i\psi} = |z|(\cos\psi \pm i\sin\psi)$ şeklinde gösterilir. Burada $|z|$ karmaşık sayının modü olup $|z| = \sqrt{\text{Re}(z)^2 + \text{Im}(z)^2} = \sqrt{a^2 + b^2}$ şeklinde hesaplanır. ψ karmaşık sayının argümanı olup $\psi = \tan^{-1} = \frac{\text{Im}(z)}{\text{Re}(z)} = \frac{b}{a}$ şeklinde hesaplanır.

Bu durumda frekans yanıt fonksiyonu

$$\frac{\theta}{M_0} = \frac{1}{\sqrt{(k_b - I\omega^2)^2}} \quad (2.27)$$

şeklini alır. (2.27) ifadesinde paydadaki karekökün içindeki ifadeyi sıfıra eşitleyen

$\omega_n = \sqrt{k_b/I}$ ifadesine doğal frekans denir. Doğal frekans

$$I\ddot{\theta} + k_b\theta = 0 \quad (2.28)$$

denkleminin çözümünden elde edilmektedir. (2.28) ifadesi, sönümsüz serbest titreşimin hareket denklemdir. Doğal frekansın sistemin sönümsüz serbest titreşiminin frekansı olduğu daha önce ifade edilmişti. (2.27) ifadesinin paydasının sıfır olması kuvvet girişine karşılık sistem cevabının sonsuz olduğunu yani rezonans durumunu ifade etmektedir.

Sistem bilgilerini ihtiva etmesi için (2.24) ve (2.25) ifadeleri daha önce tanımlanan

doğal frekans $\omega_n = \sqrt{k_b/I}$ ifadesi ve sönümlü sistemlerde sönümleme oranı

$\xi = \eta/2I\omega_n$ olmak üzere $\eta = 2I\omega_n\xi$ ifadesi (2.22) denklemine yazılır ve aynı şekilde çözümlerse frekans yanıt fonksiyonu

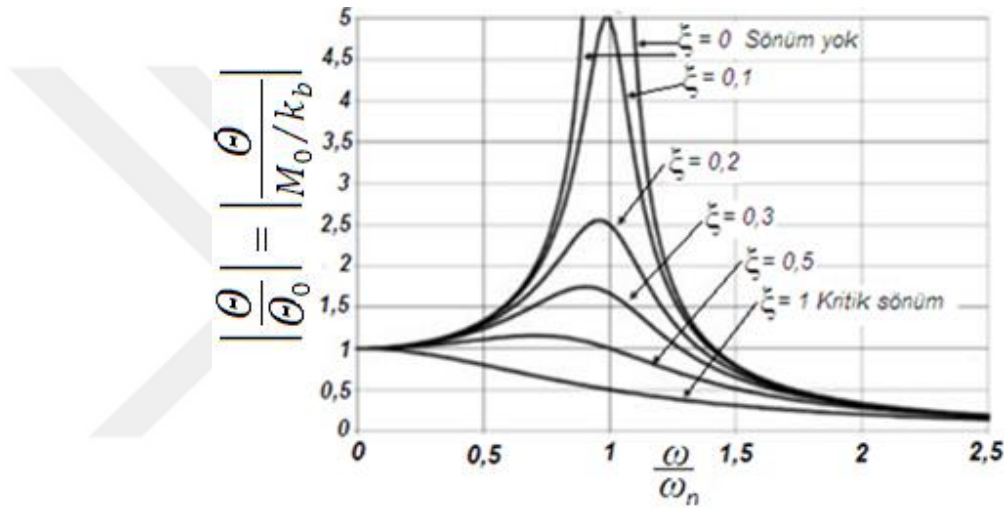
$$\frac{\theta}{M_0/k_b} = \frac{1}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right) + i.2\xi\frac{\omega}{\omega_n}} \quad (2.29)$$

(2.25) ile benzer şekilde (2.29) ifadesi de kutupsal biçimde aşağıdaki gibi gösterilir.

$$\frac{\theta}{M_0/k_b} = \left| \frac{\theta}{M_0/k_b} \right| e^{\pm i\psi} = \frac{1}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(2\xi\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} (\cos\psi \pm i\sin\psi) \quad (2.30)$$

(2.30) ifadesi incelenirse $\xi = 0$ olduğunda sistemde sönüm yoktur. Bu durumda $\psi = 0$ olmaktadır ve sönümsüz zorlanmış sistemin cevabı elde edilir. $\xi = 0$ ile birlikte ve $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$ olduğunda ifadenin paydası sıfır olacak ve frekans yanıt fonksiyonu sonsuza gidecektir. Sisteme uygulanan harmonik girişe karşılık sistemin cevabının genliği sonsuz artacaktır. Rezonans, sistemde sönüm olduğunda giderilir. Sistem rezonansa girse bile yani $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$ durumunda uygun bir sönümleme oranı ξ seçilerek rezonansın olumsuz etkisi önemli ölçüde azaltılır. Sönümlü zorlanmış titreşim hareketinde frekans

yanıt fonksiyonu ($\frac{\theta}{M_0/k_b}$), sönüm (ξ) ve frekans oranları ($\frac{\omega}{\omega_n}$) arasındaki ilişki Şekil 2.11'deki frekans yanıt diyagramı ile gösterilir. Diyagramdan çok iyi anlaşılacağı üzere frekans oranları 1 olduğunda veya 1 e yakın olduğunda yani sistemin doğal frekansı ile dış kuvvet veya momentin frekansı eşit olduğunda veya birbirine yaklaştığında sistem rezonansa girmekte veya girmeye başlamaktadır. Ancak sistemdeki sönümlenme oranına bağlı olarak rezonansa girilse bile rezonans engellenmektedir. Bir sistem uzun süre rezonansda kalacak şekilde tasarlanmamalıdır. Ancak çalışma sırasında zaman zaman rezonansdan geçmesine izin verilir (Turhan 2014).



Şekil 2.11. Frekans yanıt diyagramı

2.10. Rezonans Halinde Sönümsüz Zorlanmış Titreşim

Şekil 2.8'deki tek serbestlik dereceli disk-burulma yayı sistemi için rezonans halinde sistemde sönüm yok $\eta = 0$ ve $\omega_n = \omega$ olmaktadır. Bu durumda Şekil 2.8'deki sistemin hareket denklemi

$$I\ddot{\theta} + k_b\theta = M_0 \cos \omega_n t \quad (2.31)$$

olup her iki taraf I ile bölünürse denklem

$$\ddot{\theta} + \omega_n^2\theta = M_0/I \cos \omega_n t \quad (2.32)$$

şeklini alır. Bu denklem ikinci mertebe, lineer, sabit katsayılı, homojen olmayan bir adi diferansiyel denklemdir. Sistemin cevabını veren ifade bu denklemin genel çözümüdür.

Genel çözüm denklemin homojen ve özel çözümünün toplamıdır. (2.32) denkleminin homojen çözümü için sol taraf sıfıra eşitlenir.

$$\ddot{\theta} + \omega_n^2 \theta = 0 \quad (2.33)$$

(2.33) denkleminin çözümü aşağıdaki gibidir.

$$\theta_h(t) = C_1 \cos \omega_n t + C_2 \sin \omega_n t \quad (2.34)$$

C_1 ve C_2 sabitleri denklemin başlangıç şartlarından belirlenir. Buna göre $t = 0$ için $\theta_h(t) = \theta_h(0) = \theta_0$, $v(t) = v(0) = V_0$ başlangıç şartlarından

$$\theta_h(t) = \theta_0 \cos \omega_n t + V_0/\omega_n \sin \omega_n t \quad (2.35)$$

şeklinde (2.32) denkleminin homojen kısmının çözümü elde edilir. Homojen çözüm, sistemin serbest titreşim cevabı olup eğer sistemde sönüm olursa belli bir süre sonra yok olacaktır. Geriye zorlayıcı kuvvetin neden olduğu kalıcı titreşimler kalacaktır. Rezonans halinde zorlanmış titreşim cevabı, diferansiyel denklemler teorisinde homojen olmayan adi diferansiyel denklemlerin çözümünde kullanılan belirsiz katsayılar yöntemi ile bulunabilir. Buna göre (2.32) denkleminin özel çözümü aşağıdaki gibidir (Pala 2013).

$$\theta_{\ddot{o}}(t) = (M_0/2I\omega_n) t \sin \omega_n t \quad (2.36)$$

Görüldüğü gibi rezonans halinde hareketin genliği sabit kalmayıp zamanla artmaktadır. Genlikteki sürekli artış sisteme zarar vermektedir.

2.11. Motor Mekanizmasının Dinamiğinin İncelemesi

Motor mekanizması, silindir içinde doğrusal öteleme hareketi yaparak motor zamanlarının oluşmasını sağlayan piston, pistonun doğrusal hareketinin dönme hareketine dönüştürüldüğü krank mili ve piston ile krank milini birbirine bağlayarak öteleme ve dönme arası bir hareket olan salınım hareketi yapan biyel (piston kolu) olmak üzere üç temel elemandan oluşur. Şekil 2.12'de krank biyel mekanizmasının resmi görülmektedir.

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\theta} \quad (2.41)$$

elde edilir. (2.41) ifadesi (2.39) ifadesine yazılırsa pistonun kat ettiği yol

$$s = r_k(1 - \cos\theta) + l(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\theta}) \quad (2.42)$$

(2.42) ifadesi, s yolunun hesabı için doğru olmakla birlikte hız ve ivme ifadeleri bulunurken türev için daha uygun bir form oluşturmak gerekmektedir. En uygun form yaklaşık formüller oluşturmaktır (Palavan 1975).

Böyle bir yaklaşık formül elde etmek için (2.42) eşitliğindeki kareköklü terim Newton Binom serisine² açılırsa aşağıdaki ifade elde edilir.

$$(1 - \lambda^2 \sin^2\theta)^{1/2} = 1 - \frac{1}{2}\lambda^2 \sin^2\theta - \frac{1}{2.4}\lambda^4 \sin^4\theta - \dots \dots \dots \quad (2.43)$$

Palavan'a (1975) göre her tür pistonlu makinede λ değeri 0,2-0,5 arasında değerler aldığı göz önüne alındığında ilk iki terimden sonrası ihmal edilirse (2.43) ifadesi

$$\cos\beta = 1 - \frac{1}{2}\lambda^2 \sin^2\theta \quad (2.44)$$

şeklinde yazılabilir. (2.44) ifadesi, (2.39) ifadesinde yazılırsa

$$s = r_k(1 - \cos\theta) + l[1 - (1 - \frac{1}{2}\lambda^2 \sin^2\theta)] \quad (2.45)$$

olur. Ara işlemler sonucunda pistonun kat ettiği yol aşağıdaki gibi elde edilir.

$$s = r_k(1 - \cos\theta + \frac{\lambda}{2}\sin^2\theta) \quad (2.46)$$

Hız yolun zaman göre birinci türevidir.

$$v = \frac{ds}{dt} \quad (2.47)$$

² Newton Binom serisi: k herhangi bir sayı ve $|x| < 1$ olmak üzere

$$(1+x)^k = \sum_{n=0}^{\infty} \binom{k}{n} x^n$$

$$= 1 + kx + \frac{k(k-1)}{2!}x^2 + \frac{k(k-1)(k-2)}{3!}x^3 \dots + \frac{k(k-1)(k-2)\dots(k-n+1)}{n!}x^n \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad \binom{k}{0} = 0$$

(2.47) ifadesinde bulunan s zamana bağlı değildir. s krank açısı olan θ değişkenine bağlıdır. (2.47) ifadesi, θ değişkenine bağlı olarak yazılabilir.

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \quad (2.48)$$

Burada $d\theta/dt = \omega$ açısal hız olup birimi rad/s'dir.

$$\frac{ds}{d\theta} = r_k(\sin\theta + \frac{\lambda}{2} 2 \sin\theta \cos\theta) \quad (2.49)$$

$$\frac{ds}{d\theta} = r_k(\sin\theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta) \quad (2.50)$$

(2.50) ifadesi (2.48) ifadesinde yazılırsa pistonun hızı aşağıdaki gibi elde edilir.

$$v = r_k \omega (\sin\theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta) \quad (2.51)$$

İvme yolun zaman göre ikinci türevidir.

$$a = \frac{d^2s}{dt^2} = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \quad (2.52)$$

$$\frac{dv}{d\theta} = r_k \omega (\cos\theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (2.53)$$

(2.53) ifadesi (2.52) ifadesinde yazılırsa pistonun ivmesi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$a = r_k \omega^2 (\cos\theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (2.54)$$

2.11.2. Motor mekanizmasında kuvvetler

Şekil 2.12'deki motor mekanizmasına etki eden kuvvetler gaz kuvvetleri ve kütle kuvvetlerdir (Şekil 2.14).



Şekil 2.14. Motor mekanizmasına etki eden kuvvetler

Gaz kuvveti, silindirdeki hava ve yakıt karışımının yanması sonucu açığa çıkan gaz basıncının piston yüzey alanına etkimesi ile ortaya çıkar. Silindirdeki ortalama efektif gaz basıncı p_{me} ve pistonun üst yüzey alanı A_p olmak üzere gaz kuvveti aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$F_{gaz} = p_{me}A_p \quad (2.55)$$

Kütle atalet kuvvetleri, mekanizmanın hareketli parçalarının ivmeli hareketleri sonucu ortaya çıkan kuvvetleridir. Bu kuvvetler, mekanizmayı zorlayarak ilave yüklere ve titreşime neden olurlar. Bu nedenle kütle kuvvetlerinin bu kuvvetlerin tersi yönde kuvvetlerle dengelenerek etkilerinin yok edilmesi gerekmektedir. Kütle atalet kuvvetleri, öteleme ve dönme hareketi yapan parçaların kütle kuvvetleri şeklinde iki grupta incelenir. Motor mekanizmasında piston ve biyelin bir kısmı öteleme hareketi yapar. Buna göre pistonun kütlesi m_p , biyelin öteleme yapan kısmının kütlesi m_B ve (2.54) ifadesi piston ve biyelin öteleme yapan kısmının ivmesi olmak üzere Newton mekaniğinde $F = m a$ eşitliğinden motor mekanizmasının öteleme yapan parçalarının kütle atalet kuvveti

$$F_I = (m_p + m_B)r_k\omega^2(\cos\theta + \lambda\cos 2\theta) \quad (2.56)$$

olmaktadır. Bu ifadenin birinci mertebeye kütle atalet kuvveti

$$F_{I1} = (m_p + m_B)r_k\omega^2\cos\theta \quad (2.57)$$

ve ikinci mertebeye kütle atalet kuvveti

$$F_{I2} = (m_p + m_B)r_k\omega^2\lambda\cos 2\theta \quad (2.58)$$

olmak üzere iki bileşene ayrılır. Birinci mertebeye kuvvetler, ikinci mertebeye kuvvetlerden daha büyüktür.

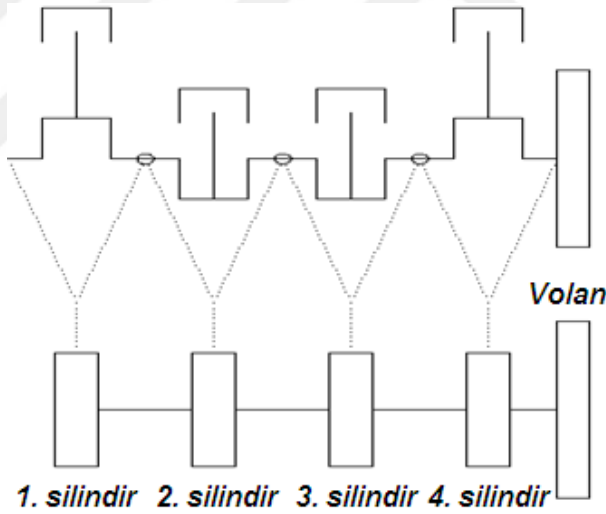
Motor mekanizmasında krank mili ve biyelin bir kısmı dönme hareketi yapar. Buna göre m_k krank milinin kütlesi, m_A biyelin dönen kısmının kütlesi, r_k krank yarıçapı, ω krank dönüş hızı ve $\alpha = r_k\omega^2$ krankın merkezci ivmesi olmak üzere Newton mekaniğinde $F = m a$ eşitliğinden motor mekanizmasının dönen parçalarının kütle atalet kuvveti aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$F_d = (m_k + m_A)r_k\omega^2 \quad (2.59)$$

Çok silindirli motorlarda kütle kuvvetleri ve bu kuvvetlerin oluşturduğu momentler, birbirlerini dengeleyerek yok edebilirler. Aksi takdirde bu kuvvetleri ve momentleri dengelemek için krank milinin yapısal tasarımında bu kuvvetlere karşı ters yönde kuvvetler oluşturan dengeleme ağırlıkları hesaba katılır. Bu şekilde dönen parçaların kütle atalet kuvvetleri dengelenirken, öteleme yapan parçaların kütle kuvvetleri dengelenemeyebilir. Örneğin tek silindirli bir motorda öteleme kütle kuvvetleri tamamen dengelenemez. Bunlar için ilave dengeleme düzeneklerine ihtiyaç vardır.

2.11.3. Motor mekanizmasının (krank biyel mekanizması) eşdeğer ataleti

Her bir silindir motor mekanizmasını oluşturan uzuvlar, bu uzuvların toplam kütle atalet momentine eşit kütle atalet momentine sahip dönen disk elemanlara indirgenir (Şekil 2.15).



Şekil 2.15. Her silindirdeki motor mekanizmasının disk elemanlara indirgenmesi

Bu disk elemanların kütle atalet momentleri, konvansiyonel sistemde tek kütle volanın, çift kütleli volanın kullanıldığı sistemde volan ikinci kütlelerinin kütle atalet momentlerine eklenir. Makine dinamiğinden motor mekanizmasının bütün uzuvlarının kinetik enerjilerinin toplamına eşit kinetik enerjiye sahip ve makine miline (krank mili) bağlı olarak ω hızında dönen $I_{eş}$ kütle atalet momentine sahip bir disk eleman olduğu varsayımıyla, Şekil 2.12'deki mekanizmanın her bir uzvu için kinetik enerji eşitliği aşağıdaki gibi yazılır.

$$\frac{1}{2}I_{e\dot{s}}\omega^2 = \frac{1}{2}I_k\omega^2 + \frac{1}{2}m_A r_k^2 \omega^2 + \frac{1}{2}(m_B + m_P)v_p^2 \quad (2.60)$$

Burada I_k krank milinin her bir silindirdeki mekanizmaya ait kısmının kütle atalet momentidir. m_A ve m_B salınım hareketi yapan biyelin sırayla krank ucuna ve piston pimine indirgenen kütleleridir. Salınım hareketi dönme ve öteleme karışımı bir harekettir. Biyelin m_A kütlesi krank ile birlikte dönme hareketi yapıyor iken m_B kütlesi piston ile birlikte doğrusal öteleme yapmaktadır. m_b biyel kütlesi, l biyel uzunluğu, a biyel ağırlık merkezinin krank milinin biyel muylusu eksenine uzaklığı ve b biyel ağırlık merkezinin piston pimi eksenine uzaklığı olmak üzere m_b biyel kütlesi, makine dinamiğinden statik kütle indirgenmesi ile aşağıdaki gibi m_A ve m_B kütlelerine indirgenir.

$$m_B = \frac{m_b a}{a+b} \quad (2.61)$$

$$m_A = \frac{m_b b}{a+b} \quad (2.62)$$

Piston ve biyelin öteleme yapan kısmının hızı (2.51) ifadesi (2.60) ifadesinde yerine yazılırsa motor mekanizmasının eşdeğer ataleti ifadesi

$$\frac{1}{2}I_{e\dot{s}}\omega^2 = \frac{1}{2}I_k\omega^2 + \frac{1}{2}m_A r_k^2 \omega^2 + \frac{1}{2}(m_B + m_P)r_k^2 \omega^2 (\sin\theta + \frac{\lambda}{2}\sin 2\theta)^2 \quad (2.63)$$

olarak son şeklini alır. (2.63) ifadesinde öteleme hareketi yapan kısmın kinetik enerjisinin krank açısına bağlı olarak değiştiği görülmektedir. Bu nedenle daha doğru bir sonuç elde etmek için (2.63) ifadesinin bir devir esnasındaki ortalama değeri bulunmalıdır. Bunun için (2.63) ifadesinin bir devir için integrali alınır (Palavan 1975).

$$\begin{aligned} \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{1}{2} I_{e\dot{s}} \omega^2 d\theta &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{1}{2} I_k \omega^2 d\theta + \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{1}{2} m_A r_k^2 \omega^2 d\theta + \\ &+ \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{1}{2} (m_B + m_P) r_k^2 \omega^2 (\sin^2\theta + \lambda \sin 2\theta \sin\theta + \frac{\lambda^2}{4} \sin^2 2\theta) d\theta \end{aligned} \quad (2.64)$$

İntegral işlemine devam edilir.

$$\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{1}{2} I_{e\dot{s}} \omega^2 d\theta = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{1}{2} I_k \omega^2 d\theta + \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{1}{2} m_A r_k^2 \omega^2 d\theta +$$

$$+ \frac{1}{2\pi} \frac{2\pi}{0} \left[\frac{1}{2} (m_B + m_P) r_k^2 \omega^2 \frac{1}{96} (12\lambda^2\theta - 3\lambda^2 \sin 4\theta + 48\lambda \sin \theta - 16\lambda \sin 3\theta + 48\theta - 24\sin 2\theta) \right] \quad (2.65)$$

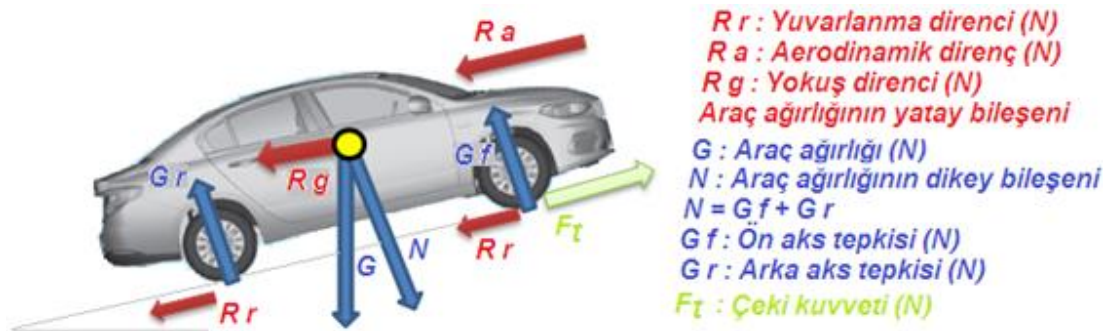
Sonuçta motor mekanizmasının (krank biyel mekanizması) eşdeğer ataleti, aşağıdaki gibi elde edilir.

$$I_{eş} = I_k + \left[m_A + \frac{1}{2} (m_B + m_P) \left(1 + \frac{\lambda^2}{4} \right) \right] r_k^2 \quad (2.66)$$

Bu bilgilere göre çalışmada incelenen aracın motoruna ait her bir silindirdeki motor mekanizması için piston kütlesi, krank yarıçapı, krank milinin kütle atalet momenti, biyelin indirgenmiş kütleleri ve krank biyel oranı ölçülür veya hesaplanır. Bunlar yapıldıktan sonra (2.66) denkleminde göre motorun her bir silindirindeki krank biyel mekanizmasının eşdeğeri kabul edilen disk elemanın kütle atalet momenti hesaplanır. Dört silindirin her biri için ayrı hesaplanan kütle atalet momentleri aritmetik olarak toplanarak bütün motor mekanizmasının eşdeğer kütle atalet momenti elde edilir. Elde edilen toplam eşdeğer kütle atalet momenti, volan veya çift kütleli volan birinci kütlesine eklenerek her iki sistem için motor tarafının kütle atalet momenti elde edilir.

2.12. Taşıt Dinamiği ile İlgili Kavramlar

Aracın çekiş tekerleklerindeki çekiş veya yük momentini bulmak için öncelikle aracın karşı koymak zorunda olduğu toplam direnç kuvvetini bulmak gerekmektedir. Genel halde bir aracın karşı koymak zorunda olduğu direnç kuvvetleri Şekil 2.16'da görülmektedir.



Şekil 2.16. Genel halde bir araca etki eden kuvvetler

Aracın hareket yönünde hareket denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$F_t - R_r - R_g - R_a = m a \quad (2.67)$$

Burada aracın hareketine karşı oluşan yuvarlanma, yokuş ve hava dirençlerinin toplamı toplam hareket direncini ifade eder.

$$\sum R = R_r + R_g + R_a \quad (2.68)$$

Bu durumda (2.67) ifadesi

$$F_t - \sum R = m a \quad (2.69)$$

şeklinde yazılabilir. (2.69) ifadesi için üç olası durum söz konusudur.

$F_t - \sum R = 0$ ise araç durmakta ya da sabit hızla hareket etmektedir.

$F_t - \sum R > 0$ ise araç hareket dirençlerini yendikten sonra ivmelenmekte yani hızı artmaktadır.

$F_t - \sum R < 0$ ise araç yavaşlamakta ya da frenlenmektedir.

$F_t - \sum R$ hareket dirençleri yenildikten sonra elde kalan rezerv kuvvet olarak adlandırılır.

Burada hareket dirençleri hakkında kısaca bilgi vermek gerekmektedir.

Yuvarlanma direnci, yol yüzeyi ile tekerlek lastikleri arasındaki etkileşimden kaynaklanan enerji kaybını ifade eden hareket direncidir. Yuvarlanma direnci a ve b muhtelif katsayılar, araç hızı V ve araç ağırlığı G olmak üzere aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$R_r = (a + bV)G \quad (2.70)$$

a ve b katsayıları $a = 0,0055$, $b = 8 \times 10^{-6}$ olarak kabul edilmiştir Ünlüsoy (1994).

Yokuş direnci eğimli yolda seyreden araca araç ağırlığının yatay bileşeni olarak etki ederek hareketi zorlaştıran hareket direncidir. Yolun eğimi θ olmak üzere yokuş direnci aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$R_g = G \sin \theta \quad (2.71)$$

Aerodinamik direnç aracın havaya göre izafi hareketinden kaynaklanan hareket direncidir. Aerodinamik direnç ρ_a havanın yoğunluğu, V araç hızı, A_f aracın ön izdüşüm alanı ve C_a aerodinamik direnç katsayısı olmak üzere

$$R_a = 0,5 \rho_a C_a A_f V^2 \quad (2.72)$$

şeklinde ifade edilir. Burada $\rho_a = 1,227 \text{ kg/m}^3$ (havanın yoğunluğu için) $C_a = 0,5$ (incelenen araç tipi için ortalama bir değer olarak) kabulleri yapılır (Ünlüsoy 1994).

$A_f = 0,8 \times \text{maks. yükseklik} \times \text{maks. genişlik}$ olarak kabul edilir (Ünlüsoy 1994).

Buna göre ele alınan araç için maks. yükseklik = 2,525 m ve maks. genişlik = 2,05 m olduğundan ön izdüşüm alanı $A_f = 0,8 \cdot 2,05 \cdot 2,525 = 4,141 \text{ m}^2$ olarak bulunur.

Yuvarlanma, yokuş ve aerodinamik dirençlerin yanı sıra açısız hareket yapan motor ve güç aktarım sistemi elemanları sahip oldukları kütsel ataletleri nedeniyle aracın hızlanmasına karşı bir direnç oluşturmaktadırlar. Araç bu dönen elemanların ataletine karşı iş yapmaktadır. Bu direnç, aracın ivmelendirilmesi gereken kütselini arttıran bir etki katsayısı ile ifade edilir. Açısız hareket yapan motor elemanları ve güç aktarım sistemi elemanları için tanımlanan dönen kütle faktörü Y ve araç kütseli m olmak üzere güç aktarım elemanlarının etkisinin dâhil edildiği eşdeğer araç kütseli $m_e = Y m$ şeklinde yazılır. Eşdeğer araç kütseli m_e , (2.69) denkleminde araç kütseli m yerine yazılırsa (2.69) ifadesi

$$F - \sum R = Y m a \quad (2.73)$$

şeklini alır. Bu denkleminde $Y m a$ ifadesi ivme direnci olarak da adlandırılır.

$$R_i = Y m a \quad (2.74)$$

İvme direnci m kütseli bir aracın a ivmesini sağlayabilmesi için aracın çeki kuvvetinden diğer hareket dirençlerinin çıkarılması sonucu elde edilen net çeki kuvvetine eşittir.

Döner kütle faktörü Y vites çevrim oranına göre değişen bir katsayıdır. Her vites için motor ve güç aktarım sistemi elemanlarının hızları tekerlek hızına indirgenerek elde edilir. Bununla birlikte Y için yaklaşık deneysel ifadelerde mevcuttur.

Döner kütle faktörü için Ünlüsoy'a (1994) göre $Y = 1,04 + 0,0025 i_t^2$ yaklaşık ifadesi kullanılmaktadır. Burada i_t araç hangi viteste ise ona ait toplam çevrim oranını ifade etmektedir. Toplam çevrim oranı, i_v aracın bulunduğu vitesin çevrim oranı, i_d son dişli oranı yani diferansiyel dişli oranı olmak üzere $i_t = i_v i_d$ ifadesi ile bulunur.

Tekerlekteki yük momenti aracın hareketine karşı oluşan yuvarlanma, yokuş ve hava dirençlerinin toplamına karşı gelen momenttir. Hareket dirençlerinin toplamı genel durumda

$$R_T = R_r + R_g + R_a = (a + bV)G + G\sin\theta + 0,5\rho_a C_D A_f V^2 \quad (2.75)$$

şeklinde ifade edilir. Hareket direnç kuvvetinin aracın çekiş tekerleğinde meydana getirdiği moment $R_T r_w$ olmak üzere bu moment kavrama çıkışına indirildiğinde kavrama çıkış elemanına uygulanan yük momenti aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$M_y = R_T r_w / i_v i_d \quad (2.76)$$

Burada i_v ve i_d sırayla ilgili vitese ait dişli oranını ve diferansiyel son dişli oranını ifade etmektedir. r_w tekerlek yarıçapını ifade eder. Araçta kullanılan lastik 215/70/R15 olduğundan tekerlek dinamik yarıçapı Ünlüsoy'a (1994) göre

$$r_w = 15.25,4 + 2. (215 \frac{70}{100}) / 2 = 0,341 \text{ m olarak bulunur.}$$

2.13. Kaynak Araştırması

Çift kütleli volan üzerine Türkçe literatürde fazla bir çalışma olmamasına rağmen yabancı literatürde konu ile ilgili birçok çalışmanın olduğu görülmektedir. Burada özellikle bu teknolojinin öncüsü sayılan ve dört senede bir taşıt güç aktarma sistemi teknolojileri üzerine sempozyum düzenleyen Schaeffler LuK firmasının eğitim notlarına ve bu firma bünyesindeki mühendislerin yayınladığı makalelere değinmek gerekmektedir. Bu firma bünyesinde Schulte (1986), Schnurr (1990), Albers (1994), Reik ve ark. (1998) tarafından yazılan makaleler gerek çift kütleli volanın temel özelliklerini gerekse fonksiyonlarını net resim ve grafiklerle birlikte anlatan çok değerli bilgiler içermektedir. Schulte (1986), çift kütleli volan ile ilgili temel yapı ve fonksiyonların açıklandığı ilk çalışmayı gerçekleştirmiştir. Schnurr (1990), geçen zamanla birlikte çift kütleli volan teknolojisindeki gelişimlere değinmekle beraber ilk kez marş esnasındaki davranışının ele alındığı bir çalışma yapmıştır. Albers (1994), sistem ile ilgili teknolojik gelişmeleri özetlemenin yanı sıra çift kütleli volan burulma yaylarının ve flanşının modellendiği bir çalışma yapmıştır. Reik ve ark. (1998), çift kütleli volanın tarihsel gelişiminden başlayarak avantajlarını, marş esnasındaki davranışını ve o dönemde gerçekleştirilen yenilikleri ele almanın yanı sıra güç aktarım sistemindeki burulma titreşimlerinin sönmelenmesi için yeni yöntemleri araştırmışlardır.

Shaver (1997) tarafından SAE bünyesinde hazırlanan ve mekanik kavramalarla ilgili temel kavramların ele alındığı eserde burulma titreşimlerinin vites kutusuna etkilerinin yanı sıra çift kütleli volanın burulma titreşimlerini sönümleyerek vites kutusunda dışlı gürültülerini önlemesi ile ilgili kayda değer bilgiler mevcuttur.

Duran ve Sever (2008), özel bir krank mili dinamik simülasyon programı kullanarak motorun çeşitli çalışma durumları için krank milindeki yorulma emniyet faktörüne tek ve çift kütleli volanın etkisini analiz etmişlerdir.

Mohire ve Burde (2010), motor marş sistemi ve çift kütleli volanın birbirine bağlı davranışlarının değerlendirildiği bir çalışma yapmışlardır. Marş esnasında marş motoru devrinin çift kütleli volanı rezonans bölgesinden çabucak geçirecek yeterlilikte olmamasının çift kütleli volanda hasarlara neden olacağı sonucuna ulaşmışlardır. Bu probleme araç aküsünün yeterli şarjda olmamasının yol açabileceğini de eklemişlerdir.

Meng ve Li (2011), burulma titreşimlerinin sönümlenmesinde çift kütleli volan burulma yayı ve kavrama diski burulma yayının karşılaştırıldığı bir çalışma yapmışlardır. Her iki güç aktarım sistemi için dokuz serbestlik dereceli modeller oluşturarak rölanti doğal frekansı ve rölanti doğal titreşim modelini genelleştirilmiş Jacobi algoritmaları ve derlenmiş Matlab prosedürlerini kullanarak hesaplamışlardır. Sonuçta çift kütleli volanın kavrama diski ile karşılaştırıldığında güç aktarım sistemini rölanti rezonansından koruyabildiğini ifade etmişlerdir.

Chen ve ark. (2012), çift kütleli volanın titreşimleri sönümleme etkisini doğrulamak için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Kurdukları deney düzeneği ile bir motorun rölanti, hızlanma ve yüklenme gibi çalışma şartlarının benzetimlerini yaparak farklı motor hızı ve yüklerinde çift kütleli volanın titreşim sönümleme performansının değiştiğini göstermişlerdir. Sonuç olarak yüksek motor hızları ve yüklerinde çift kütleli volanın daha iyi sönümleme etkisine sahip olduğunu ifade etmişlerdir.

Gupta ve ark. (2017), arkadan çekişli bir aracın güç aktarım sisteminde ayrı sistemler halinde tek kütleli volan, harici titreşim damperi ve çift kütleli volanın gürültü ve titreşim performansını karşılaştıran teorik ve deneysel bir çalışma yapmışlardır. Sonuçta çift kütleli volan ile birlikte harici bir titreşim damperi kullanmanın iyi bir çözüm olduğunu ve aracın gürültü ve titreşim performansını kabul edilebilir seviyelere çıkaracağını ifade etmişlerdir.

Yang ve ark. (2017), burulma titreşimleri ve vites kutusunda meydana gelen dişli tıkrırtı gürültüsü arasındaki ilişkiyi incelemek için önden çekişli bir araçta kavrama sistemi, vites kutusu ve bütün taşıtın eşdeğer yükünü ihtiva eden bir burulma titreşim modeli oluşturmuşlardır. Bu modeli kullanarak volan ataleti, kavrama katılığı ve tahrik mili sertliği gibi bazı parametrelerin vites kutusu girişinde rezonans oluşumuna etkilerini analiz etmişlerdir. Sonuçta optimize edilen güç aktarım sistemi parametrelerinin transmisyon girişindeki rezonans oluşumunu azalttığı sonucuna varmışlardır.

Chen ve ark. (2018), yapısal duyarlılık analizi metodu adını verdikleri bir hesaplama yöntemini kullanarak güç aktarım sisteminin birinci derece doğal frekanslarını (rezonansı) etkileyen en önemli faktörlerin çift kütleli volanın burulma katılığı ve ataletleri olduğunu ifade etmişlerdir.

Bu tez çalışmasında tek ve çift kütleli volanın kullanıldığı güç aktarım sistemlerine ait matematik modeller Matlab programında çözümlenerek her iki sistemdeki rezonans davranışı karşılaştırılmıştır. Burada literatürdeki çalışmalardan farklı olarak daha detaylı bir matematik model oluşturulmuş ve farklı vites yüklerine göre rezonans durumu incelenmiştir. Ek olarak çift kütleli volandaki bazı parametrelerin değişiminin rezonans devrine etkisi incelenmiştir.

Tez çalışmasının diğer yönü çift kütleli volan ile donatılmış bir araçta kavramanın devreye girmesi esnasındaki dinamik olayların yani kavrama dinamiğinin incelenmesidir. Literatürdeki çalışmalara bakıldığında klasik kavrama sisteminin kavrama dinamiği ile ilgili çalışmalara rastlanmaktadır.

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

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

Ünlüsoy ve Akkök (2001), motorlu taşıtlarda özellikle kalkış sırasında kavrama sürecini, araç ve tahrik sisteminin ayrıntılı bir dinamik modelini kullanarak

incelenmişlerdir. Sürücünün debriyaj ve gaz pedallarını kullanımını temsil eden senaryolar geliştirilmiş ve aracın hareketi nonlinear bir modelin sayısal çözümüyle belirlenmiştir. Yapılan analizlerle aracın kalkıştaki performansının belirlenmesine ek olarak, en uygun debriyaj ve gaz pedalı kullanımının elde edilmesi için gerekli veriler sağlanmıştır.

Centea ve ark. (2001), farklı balata sürtünme malzemelerinin kavrama kaynaklı taşıt sarsıntısına (judder) etkisi ile ilgili nonlinear bir dinamik analiz yapmışlardır.

Güllü ve Kopmaz (2003), kavramanın devreye girmesi esnasındaki dinamik olayların incelenmesine imkân verecek aşamalı bir modelin geliştirilmesini hedeflemişlerdir. Bu çerçevede öncelikle kavrama yayları ve sistem esnekliğinin göz önüne alınmadığı bir model kurulmuştur. Burada baskı plakasının sabit hız ve ivme ile ilerlemesi halleri incelenmiştir. Ayrıca sürücünün gaz kumandası da belirli bir senaryo ile modele dâhil edilmiştir. Kavrama sırasında ve kavrama gerçekleşikten sonra farklı gaz verme halleri ile yük momentinin kavrama süresi ve kavrama sonrası taşıt hızına etkileri incelenmiştir.

Crowther ve ark. (2004), kavrama sarsıntısının sürtünme katsayısına bağlı olduğunu kararlılık analizi adı verdikleri bir yöntemle göstermişler ve bu bilgiyi sayısal benzetimlerle doğrulamışlardır. Kavramanın tutma bırakma davranışını modelleyen bir algoritma geliştirmişler ve sayısal benzetimlerde kullanmışlardır. Sayısal benzetimler, tutma bırakma olasılığının kavrama baskı düzensizlikleri ve dış moment düzensizlikleri ile arttığını göstermiştir.

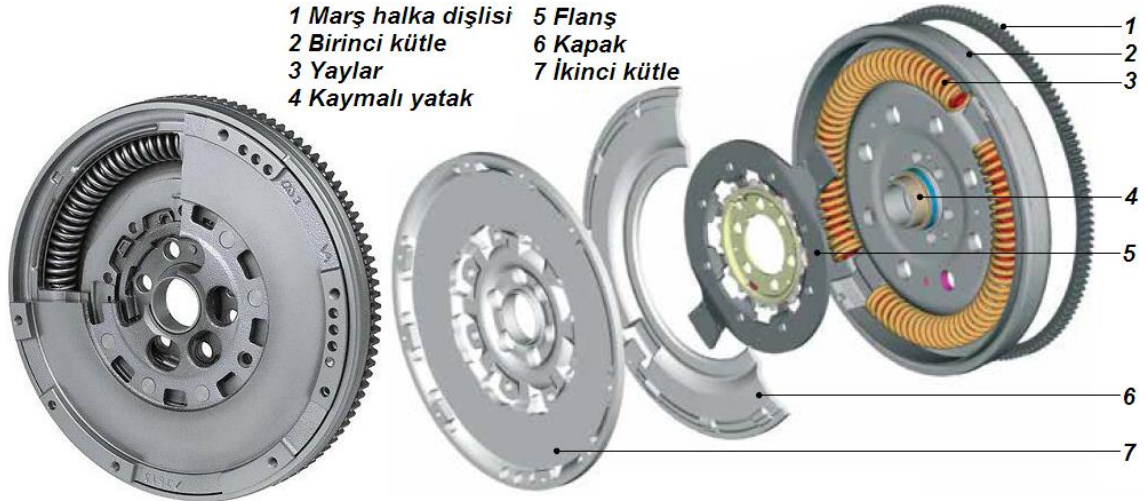
Karadere ve ark. (2010), kavrama yayları ve sistem esnekliğini göz önüne alarak kavramanın devreye girmesi esnasındaki dinamik olayları incelemişlerdir. Debriyaj ve gaz pedal hareketleri için iki farklı senaryoyu temel alarak oluşturdukları dört serbestlik dereceli nonlinear model ile rijitlikler, ataletler, sürtünme gradyanı, viskoz sönümlenme gibi çeşitli sistem parametrelerinin kavrama dinamiğine etkilerini analiz etmişlerdir.

Jadhav (2014), vites kutusundaki dişli tıkırtı gürültülerini yok etmek için gürültü ve titreşim ölçümlerini içeren, vites kutusundaki dişlilerin ve kavrama damper yaylarının optimizasyonu ile ilgili bir çalışma yapmıştır. Motor titreşimlerinin vites kutusuna geçişini azaltmak için vites kutusunun burulma titreşimleri ölçülmüş ve en uygun kavrama damperinin seçimi için analiz edilmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

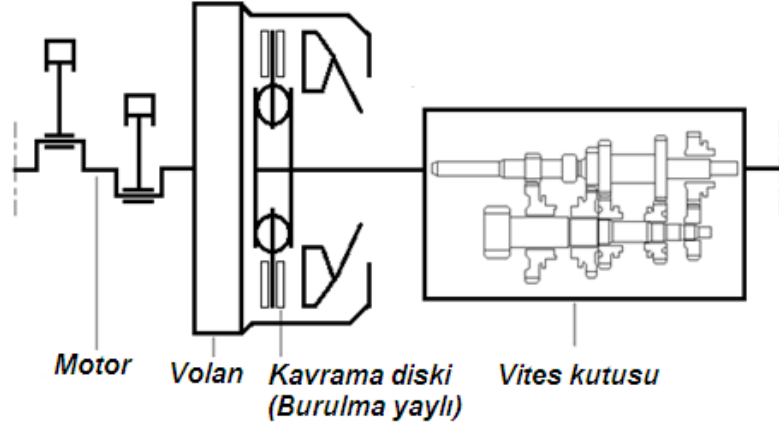
3.1. Çift Kütleli Volan

Çift kütleli volan, genel olarak tek kütleli disk volanın iki parçaya ayrılmış halidir. Motor krank miline bağlı birinci kütle ve vites kutusu giriş miline bağlı ikinci kütle oluşur. Birbirinden bağımsız iki volan kütlesi, eğri formda helis yaylardan oluşan bir yay damper sistemi ile birbirine bağlanır ve karşılıklı olarak ters yönde dönebilmeleri için rulman ya da kaymalı yatakla desteklenir. Volan birinci kütlesi üzerinde marş motoru dişlisine karşı gelen halka dişli bulunmaktadır. Volan birinci kütlesi, birinci kütle kapağıyla birleşerek dairesel yay kanalı için gereken boşluğu oluşturur. Eğri formdaki helisel yaylar, yay kanalları içindeki kılavuzlara oturur. Motor momenti, tahrik flanşı üzerinden iletilir. Tahrik flanşı, ikinci kütleyle sıkıca perçinlenmiştir. Flanşın kulakları, birinci kütlede yay kanalları arasına oturur. Kavrama sistemi, volanın ikinci kütlesi üzerine yerleştirilmiştir. Şekil 3.1’de Schaffler LuK firmasının ürettiği bir çift kütleli volan ve bu çift kütleli volanın parçalarının dağıtılmış hali görülmektedir.



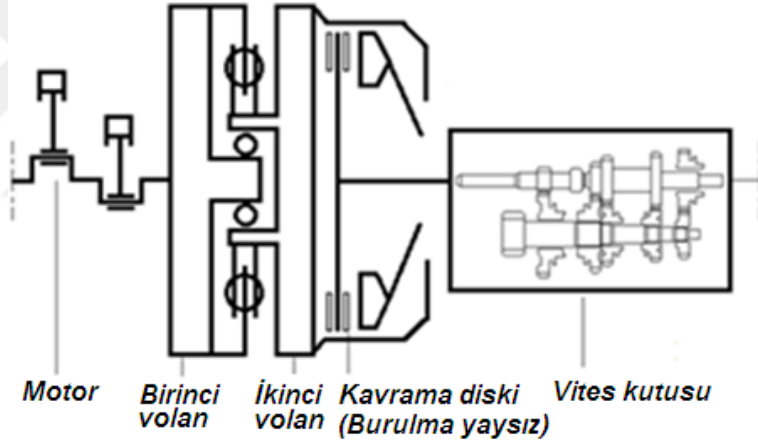
Şekil 3.1. Çift kütleli volan ve parçalarının dağıtılmış montajı (Anonim 2012a)

Şekil 3.2’de klasik tek kütleli disk volanın kullanıldığı kavrama sistemine sahip güç aktarım düzeni görülmüyor.



Şekil 3.2. Tek kütleli volanın kullanıldığı güç aktarım sistemi

Şekil 3.3’de çift kütleli volanın kullanıldığı kavrama sistemine sahip güç aktarım düzeni görülüyor. Çift kütleli volanın kullanıldığı güç aktarım düzeninde kullanılan kavrama diskinde burulma damper yaylarının olmadığı görülmektedir.



Şekil 3.3. Çift kütleli volanın kullanıldığı güç aktarım sistemi

Şekil 3.4’de solda bir otomobilde kullanılan tek kütleli volan, kavrama baskısı ve kavrama diskisi görülmektedir. Şekil 3.4’de sağda ise aynı araçta kullanılan ve üsttekinin eşdeğeri özelliklere sahip olan çift kütleli volan, kavrama baskısı ve kavrama diskisi görülmektedir. Çift kütleli volan kullanılan sistemde bulunan kavrama diskisinin burulma yaylarının olmaması dikkat çekmektedir. Klasik sistemde disk burulma yaylarının görevini volan içindeki yaylar daha etkili bir şekilde yapmaktadır. Şekil 3.5’de çift kütleli volan ile birlikte kullanılan burulma yaylı kavrama diskisi tek başına görülüyor.



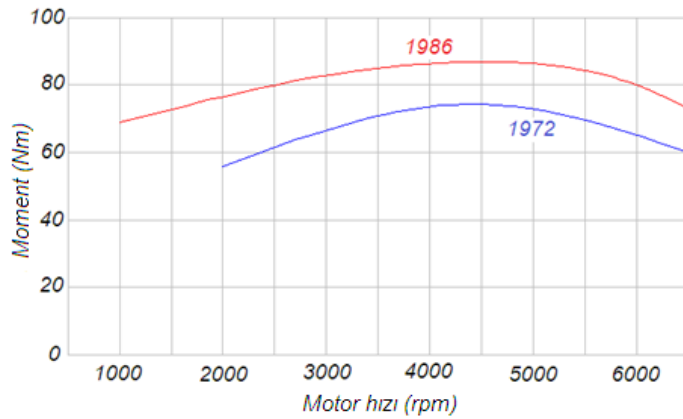
Şekil 3.4. Tek ve çift kütleli volan ile kullanılan kavrama sistemleri



Şekil 3.5. Çift kütleli volan ile birlikte kullanılan burulma yaysız kavrama diski

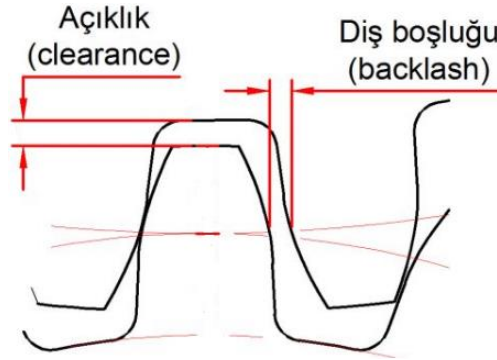
3.2. Çift Kütleli Volanın Önemi

Şekil 3.6'da 1972-1986 tarihleri arasındaki 14 yıllık dönemde geliştirilen motorlardaki hız ve moment eğrisinin değişimi görülmektedir (Shaver 1997). Zamanla düşük motor devirlerinde yüksek momentlerin elde edildiği motorlar yapılmış ve yakıt tüketimi azaltılmıştır.



Şekil 3.6. Motor devir ve moment eğrisinin zamanla değişimi (Shaver 1997)

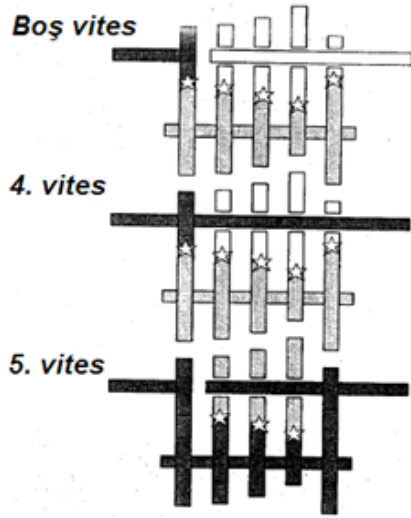
Günümüzde bu eğriler rölanti altı devirlere doğru genişlemeye devam etmektedir. Motor çalışma bölgesinin zamanla rölanti altı devirlere doğru genişlemesi sonucunda motorda meydana gelen hız düzensizliklerinde artışlar olmaktadır. Hız düzensizliklerindeki bu artışlar, klasik tek kütleli volan tarafından giderilememektedir. Hız düzensizliklerindeki artışlar, motorun krank milinde burulma titreşimlerinde de artışlara neden olmaktadır. Bu titreşimler, tek kütleli volanın kullanıldığı güç aktarım sisteminde kavrama diskinin burulma yayları tarafından sönmelenmektedir. Ancak disk burulma yayları artan titreşimleri sönmlemede yetersiz kalmaktadır. Vites kutusuna geçen titreşimler, dişlilerde ilave yüklere ve dişli tıkırtısı (rattling) gibi gürültülere neden olmaktadır. Vites kutusunda titreşimler nedeniyle oluşan tıkırtı gürültüsünün yanı sıra dişli geometrilerindeki bozukluklar nedeniyle üzerinden hareket iletilen dişlilerde görülen gıcırta (squealing) gürültüsü, seçilen vites dişlisini, senkromenç kavramasının vites çıkış veya grup miline bağlayamamasından kaynaklanan kavrama (engagement) gürültüsü ve rulmanlardan kaynaklanan rulman (bearing) gürültüleri görülebilir (Lechner, Naunheimer 1999). Dişli tıkırtı (rattling) gürültüsü, bunlardan farklı olarak vites kutusundaki yüksüz dişli çiftlerinin dişlerinin burulma titreşimleri nedeniyle birbirine çarpması sonucunda ortaya çıkan gürültülerdir. Dişler, aralarında yağlama amacıyla bırakılan boşluklar (backlash) nedeniyle birbirlerine çarpmaktadır (Şekil 3.7).



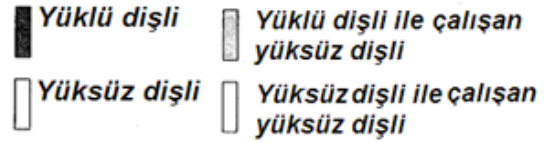
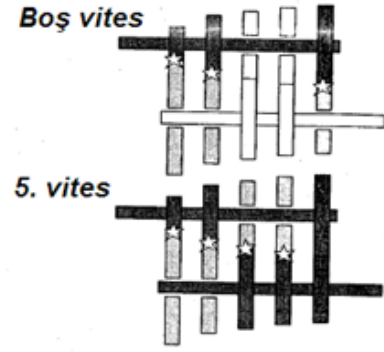
Şekil 3.7. Diş boşluğu (Anonim 2019d)

Dişli çarkların yanı sıra senkromenç halkaları ve diğer parçalardaki gevşeklikler de tıkırtı gürültüsüne neden olabilmektedir. Şekil 3.8’de farklı vites kutusu konfigürasyonlarında tıkırtı gürültüsünün muhtemel kaynakları görülmektedir.

Arkadan itişli araç vites kutusu

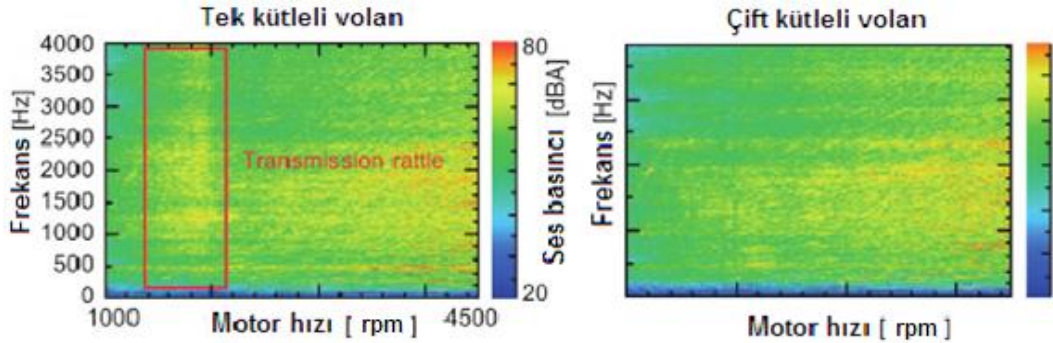


Önden çekişli araç vites kutusu



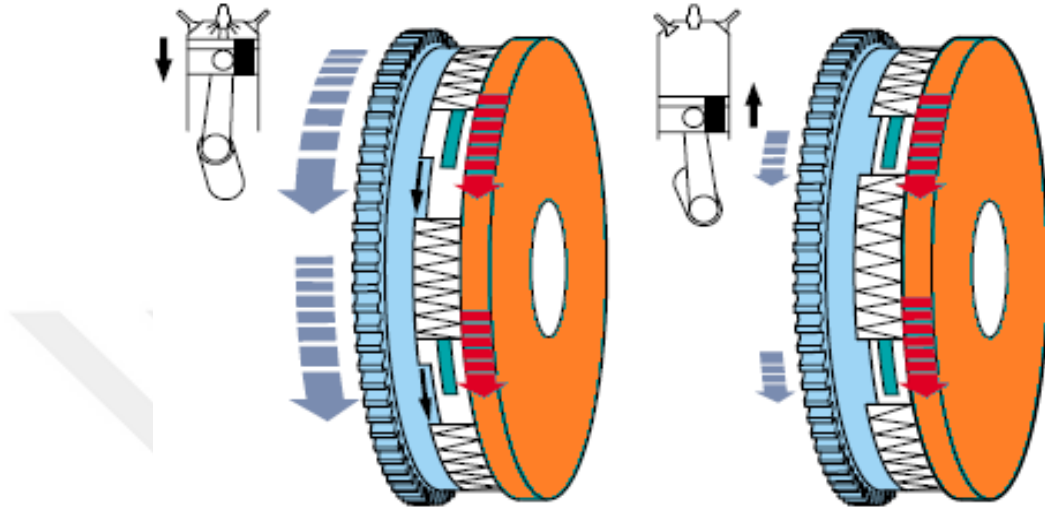
Şekil 3.8. Dişli tıkrıtı gürültüsü muhtemel kaynakları (Lechner, Naunheimer 1999)

Ayrıca rölantiye yakın devirlerde meydana gelen burulma titreşimleri, güç aktarım sisteminin rölantiye yakın devirlerdeki doğal frekanslarından biriyle karşılaşabilmektedir. Bu durumda güç aktarım sisteminde rezonans meydana gelmektedir. Rezonans nedeniyle güç aktarım sistemi tahrip edici yüklere maruz kalmaktadır. Çift kütleli volan, sahip olduğu yay ve damper sistemi sayesinde burulma titreşimlerini etkili biçimde sönmülemekte ve rezonansın ortaya çıktığı hızı rölanti hızının altına düşürmektedir. Şekil 3.9'daki tek ve çift kütleli volanın kullanıldığı güç aktarım sistemlerinde yapılan gürültü ölçümlerinde de görüldüğü gibi çift kütleli volan, klasik sistemde rölantiye yakın düşük devirlerde ortaya çıkan dişli tıkrıtısı gürültülerini gidermektedir.



Şekil 3.9. TKV ve ÇKV kullanılan sistemlerde gürültü ölçümü (Fischer ve ark. 2015)

Şekil 3.10’da çift kütleli volanın motorun çalışması esnasındaki etki şekli görülmektedir. Görüldüğü üzere motorun çalışmasına bağlı olarak hızında dalgalanmalar olsa bile hız dalgalanmaları ve buna bağlı titreşimler giderildiği için vites kutusuna bağlı olan ikinci kütleli hız sabit kalmaktadır.



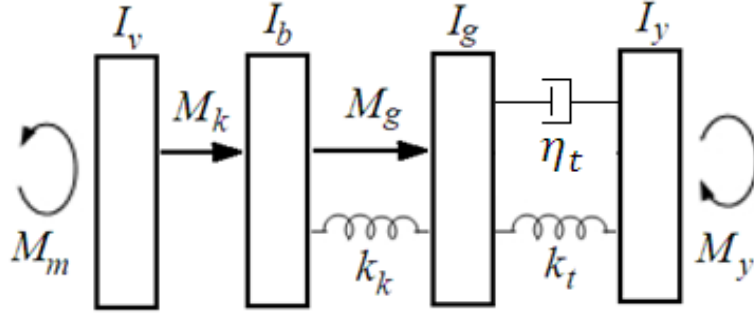
Şekil 3.10. Çift kütleli volanın çalışması (Anonim 2012b)

3.3. Güç Aktarım Sistemlerinin Modelleri

Giriş bölümündeki açıklamalardan ve Şekil 3.2 ve Şekil 3.3’ten hareketle ve sistem elemanların karakteristikleri de göz önüne alınarak tek ve çift kütleli volanın kullanıldığı güç aktarım sistemleri için ayrı modeller oluşturulmuştur. Modellerde sistem elemanları birbirleri ile yay veya moment ile irtibatlı disk elemanlar gibi düşünülmüştür.

3.3.1. Tek kütleli volan kullanılan güç aktarım sisteminin modeli

Karadere ve ark. (2010) tarafından yapılan çalışmada kullanılan güç aktarım sistemine ait modelden ve Şekil 3.2’den hareketle oluşturulan, tek kütleli volanın kullanıldığı güç aktarım sisteminin modeli Şekil 3.11’de görülmektedir.



Şekil 3.11. Tek kütleli volanın kullanıldığı sistemin matematik modeli

Burada I_v, I_b, I_g, I_y sırayla motor ve volan, kavrama disk balatası, kavrama disk göbeği ve güç aktarma organlarının geri kalanının yani kısaca yükün, indirgenmiş kütle atalet momentlerini temsil etmektedir. k_k, k_t sırayla kavrama diskindeki burulma yaylarının eşdeğer katılığı ve vites kutusu giriş milinin (prizdirekt mili) eşdeğer katılığını ifade etmektedir. η_t vites kutusundaki viskoz sönüm katsayısını ifade etmektedir. Bu şekillerde M_m motor momenti, M_k volan ve kavrama diskinin yüzey sürtünmelerinden meydana gelen moment, M_g kavrama diskinin yastık disk bölümü ile disk göbeği arasında oluşan sürtünmeden doğan moment olup Karadere ve ark. (2010) tarafından değeri çok küçük olduğu için ihmal edilmesi uygun bulunmuştur. M_y yük momenti yani kavrama çıkışına indirgenen güç aktarma organlarının momentini olarak ifade edilir.

Volan ve kavrama diskinin yüzey sürtünmelerinden meydana gelen moment M_k Karadere ve ark. (2010) tarafından aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$M_k = r_b N (\mu_0 + c r_b |\dot{\theta}_v - \dot{\theta}_b|) \quad (3.1)$$

Burada r_b sürtünme kuvvetlerinin etki ettiği ortalama yarıçap olup değeri Güllü'ye (1990) göre aşağıdaki ifade ile belirlenir.

$$r_b = \frac{2}{3} \left[\frac{(r_{b_d}^3 - r_{b_i}^3)}{(r_{b_d}^2 - r_{b_i}^2)} \right] \quad (3.2)$$

Burada r_{b_d} ve r_{b_i} sırayla balatanın iç ve dış çapları olmak üzere incelenen araçta kullanılan balata için $r_{b_d} = 0,12$ m ve $r_{b_i} = 0,082$ m olarak ölçülmüştür

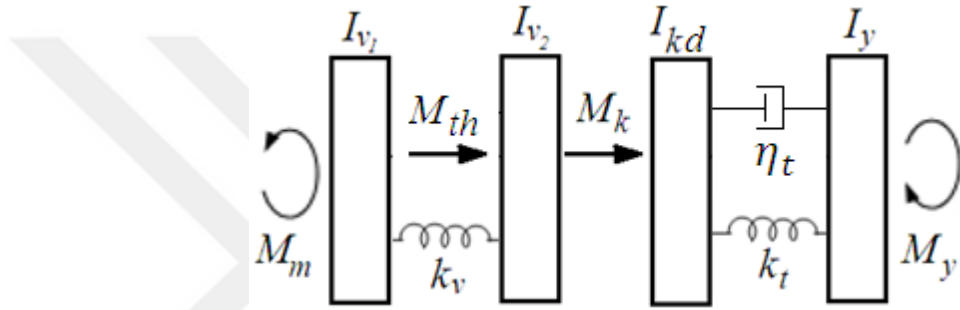
Böylece sürtünme kuvvetlerinin etki ettiği ortalama yarıçap

$$r_b = \frac{2}{3} \left[\frac{(0,12^3 - 0,082^3)}{(0,12^2 - 0,082^2)} \right] \cong 0,1022 \text{ m olarak bulunur.}$$

N , diyafram yayı tarafından üretilen, volan ve kavrama diskini birbirine bastıran yüzeylere dik normal kuvvettir. Sürtünme yüzeylerinin sabit sürtünme katsayısı μ_0 Karadere ve ark. (2010) gibi $\mu_0 = 0,25$ alınmıştır. c , volan ile kavrama diski hız farklarına istinaden sürtünme katsayısını değiştiren bir değişkeni ifade etmektedir. Etkisi ihmal edilmiştir.

3.3.2. Çift kütleli volan kullanılan güç aktarım sisteminin modeli

Şekil 3.11 ile benzer şekilde ve Şekil 3.3'den hareketle oluşturulan, çift kütleli volanın kullanıldığı sistemin matematik modeli Şekil 3.12'de görülmektedir.



Şekil 3.12. Çift kütleli volanın kullanıldığı sistemin matematik modeli

Burada tek kütleli volan kullanılan sistemden farklı olarak I_{v_1} , I_{v_2} , I_{kd} sırayla motor ve çift kütleli volanın birinci kütlesi, çift kütleli volanın ikinci kütlesi ve kavrama disk kompleksinin (balata ve göbek birlikte) indirgenmiş kütle atalet momentlerini ifade etmektedir. Volan kütleleri arasındaki eğrisel yayın eşdeğer katılığı k_v ile ifade edilmektedir. Volan kütleleri arasındaki yayın histerezisinden kaynaklanan sönüm momenti M_{th} ile ifade edilir. Bu momentin değeri, He ve ark. (2019) gibi 1000 d/dk. motor hızı için $M_{th} = 25$ Nm alınmıştır.

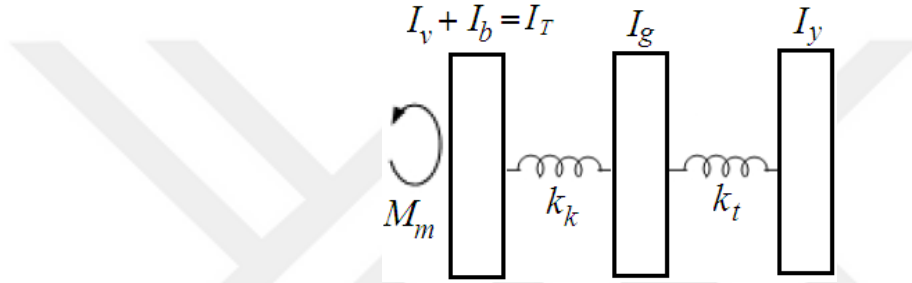
3.4. Rezonans İncelemesi İçin Güç Aktarım Sistemlerinin Düzenlenmiş Modelleri

Her iki sistemin rezonans davranışlarını incelemek için giriş elemanına (volan veya volanın birinci kütlesi) dışarıdan birim harmonik moment uygulanacak ve çıkış elemanının (güç aktarma organları yani yük) açısal deplasman davranışı gözlemlenerek giriş ve çıkış elemanlarının hızlar oranı elde edilecektir.

Sistemlerin doğal frekanslarını bulmak için Şekil 3.11 ve Şekil 3.12'deki modeller giriş elemanındaki (volan veya volan birinci kütlesi) zorlayıcı moment hariç diğer zorlayıcı momentler ve sönüm elemanları olmaksızın yeniden düzenlenmiştir.

3.4.1. Tek kütleli volan kullanılan sistemin modeli ve hareket denklemleri

Tek kütleli volanın kullanıldığı sistemin düzenlenmiş matematik modeli, Şekil 3.13'de görülmektedir. Motor momenti hariç bütün zorlayıcı momentler ve sönüm elemanları devre dışı bırakılmıştır. Burada M_k momenti devre dışı kaldığından volan ve balata ataleti tek bir ataletle indirgenmiştir.



Şekil 3.13. Tek kütleli volanın kullanıldığı sistemin düzenlenmiş matematik modeli

Tek kütleli volanın kullanıldığı sistemdeki üç elemanın her birinin Newton hareket denklemleri aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$I_T \ddot{\theta}_T + k_k (\theta_T - \theta_g) = M_m \quad (3.3)$$

$$I_g \ddot{\theta}_g - k_k (\theta_T - \theta_g) + k_t (\theta_g - \theta_y) = 0 \quad (3.4)$$

$$I_y \ddot{\theta}_y - k_t (\theta_g - \theta_y) = 0 \quad (3.5)$$

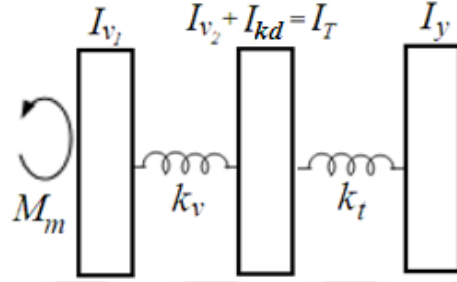
Birinci denklemde volan ve disk balatasının ataletlerinin toplamı $I_T = I_v + I_b$ şeklinde yazılmıştır.

Denklemlerin matris formunda yazımı aşağıda görülmektedir.

$$\begin{bmatrix} I_T & 0 & 0 \\ 0 & I_g & 0 \\ 0 & 0 & I_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_T \\ \ddot{\theta}_g \\ \ddot{\theta}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_k & -k_k & 0 \\ -k_k & (k_k + k_t) & -k_t \\ 0 & -k_t & k_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_T \\ \theta_g \\ \theta_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_m \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

3.4.2. Çift kütleli volan kullanılan sistemin modeli ve hareket denklemleri

Çift kütleli volanın kullanıldığı sistemin düzenlenmiş matematik modeli, Şekil 3.14'de görülmektedir. Motor momenti hariç bütün zorlayıcı momentler ve sönüm elemanları devre dışı bırakılmıştır. Burada da M_k momenti devre dışı kaldığından volan ikinci kütlesi ve kavrama diski ataleti tek bir atalete indirgenmiştir.



Şekil 3.14. Çift kütleli volanın kullanıldığı sistemin düzenlenmiş matematik modeli

Çift kütleli volanın kullanıldığı sistemdeki üç elemanın her birinin Newton hareket denklemleri aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$I_{v_1} \ddot{\theta}_{v_1} + k_v(\theta_{v_1} - \theta_T) = M_m \quad (3.7)$$

$$I_T \ddot{\theta}_T - k_v(\theta_{v_1} - \theta_T) + k_t(\theta_T - \theta_y) = 0 \quad (3.8)$$

$$I_y \ddot{\theta}_y - k_t(\theta_T - \theta_y) = 0 \quad (3.9)$$

Denklem takımının ikinci denkleminde çift kütleli volanın ikinci kütlesi ve disk ataletlerinin toplamı $I_T = I_{v_2} + I_{kd}$ şeklinde yazılmıştır. Denklem takımının matris formunda yazımı aşağıda görülmektedir.

$$\begin{bmatrix} I_{v_1} & 0 & 0 \\ 0 & I_T & 0 \\ 0 & 0 & I_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_{v_1} \\ \ddot{\theta}_T \\ \ddot{\theta}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_v & -k_v & 0 \\ -k_v & (k_v + k_t) & -k_t \\ 0 & -k_t & k_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_{v_1} \\ \theta_T \\ \theta_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_m \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

3.4.3. Rezonans için hareket denklemlerinin dönüşümlerinin yapılması

Genel hareket denklemleri yukarıdaki gibi olan bu sistemlere $\mathbf{M} = \bar{\mathbf{M}}e^{i\omega t}$ şeklinde bir harmonik moment girişi uygulandığında, sistemde herhangi bir sönüm olmadığı için, sistem cevabı da $\boldsymbol{\theta} = \bar{\boldsymbol{\theta}}e^{i\omega t}$ şeklinde olur. Burada $\bar{\mathbf{M}}$ her bir serbestlik derecesine

uygulan momentlerin genliklerini içeren vektör, $\bar{\theta}$ 'de açısai deplasmanların genliklerini içeren cevap vektörüdür. ω ise rad/s biriminde frekans parametresidir. Bu büyüklükler (3.6) ve (3.10) matris denklemlerinin kısa yazımı olan $\mathbf{I}\ddot{\theta} + \mathbf{K}\theta = \mathbf{M}$ matris denkleminde yazıldığında aşağıdaki ifade elde edilir.

$$-\mathbf{I}\omega^2\bar{\theta}e^{i\omega t} + \mathbf{K}\bar{\theta}e^{i\omega t} = \bar{\mathbf{M}}e^{i\omega t} \quad (3.11)$$

Bu ifade sadeleştirilirse

$$(\mathbf{K} - \omega^2\mathbf{I})\bar{\theta} = \bar{\mathbf{M}} \quad (3.12)$$

şeklini alır. Burada $\bar{\theta}$ cevap vektörü

$$\bar{\theta} = \mathbf{R}\bar{\mathbf{M}} \quad (3.13)$$

olarak ifade edilir. Burada \mathbf{R} matrisi $\mathbf{R} = (\mathbf{K} - \omega^2\mathbf{I})^{-1}$ şeklinde tanımlıdır. Bu matrisin bir (i, j) elemanı j . serbestliğe uygulanan girişe karşılık i . koordinattaki cevabı verir ve bu anlatım aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$R_{i,j} = \bar{\theta}_i / \bar{M}_j \quad (3.14)$$

Bu ifadeye göre her iki sistemde de $j = 1$ numaralı elemana (volan veya volan birinci kütlesi) moment girişi uygulayarak $i = 3$ numaralı elemanın (yük) açısai deplasman cevabını verecek ifade aşağıdaki gibi yazılır.

$$R_{3,1} = \bar{\theta}_3 / \bar{M}_1 \quad (3.15)$$

Benzer şekilde $j = 1$ numaralı elemana (volan veya volan birinci kütlesi) moment girişi uygulayarak $i = 1$ numaralı elemanın (volan veya volan birinci kütlesi) açısai deplasman cevabını veren ifade aşağıdaki gibi yazılır.

$$R_{1,1} = \bar{\theta}_1 / \bar{M}_1 \quad (3.16)$$

Böylece çıkış (güç aktarma organları yani yük) ve giriş (volan veya volan birinci kütlesi) elemanlarının açısai deplasmanları oranı aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\bar{\theta}_3 / \bar{\theta}_1 = R_{3,1} / R_{1,1} \quad (3.17)$$

$\theta = \bar{\theta}e^{i\omega t}$ şeklindeki açısal deplasman ifadesine göre hızlar $\dot{\theta} = i\omega\bar{\theta}e^{i\omega t}$ formundadır. Hız şiddetleri vektörü $\Omega = \omega\bar{\theta}$ şeklinde tanımlanırsa, gerekli sadeleştirmelerden sonra, Ω_3/Ω_1 hızlar oranının da (3.17)'nin aynısı olacağı görülür.

3.4.4. Hareket denklemlerinin Matlab programına aktarılması

Yukarıdaki açıklamalara göre rezonans davranışı için TKV kullanılan sisteme ait matematik modelin parametrik verileri ile Matlab'da yazılan program Ek 1'de görülmektedir. Program tkv.m ismi ve uzantısıyla kaydedilmiştir. Benzer şekilde rezonans davranışı için ÇKV kullanılan sisteme ait matematik modelin parametrik verileri ile Matlab'da yazılan program da Ek 2'de görülmektedir. Program ckv.m ismi ve uzantısıyla kaydedilmiştir. Matlab programı çalıştırılıp komut satırına tkv veya ckv yazıldığında devir/dakika biriminde kritik hızlar ve grafik sonucu elde edilmektedir.

3.5. Güç Aktarım Sistemlerinde Kavrama Dinamiğinin İncelenmesi

Burada volan, kavrama diski, çift kütleli volan kütleleri ve diğer sistem elemanlarının hız değişimleri, kavramanın devreye girme süresi ve titreşim davranışları incelenecektir.

3.5.1. Tek kütleli volan kullanılan güç aktarım sisteminin hareket denklemleri

Şekil 3.11'de Tek kütleli volanın kullanıldığı güç aktarım sistemindeki dört elemanın her birinin Newton hareket denklemleri aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$I_v\ddot{\theta}_v + M_k \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_v - \dot{\theta}_b) - M_m = 0 \quad (3.18)$$

$$I_b\ddot{\theta}_b - M_k \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_v - \dot{\theta}_b) + k_k(\theta_b - \theta_g) + M_g \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_b - \dot{\theta}_g) = 0 \quad (3.19)$$

$$I_g\ddot{\theta}_g - M_g \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_b - \dot{\theta}_g) - k_k(\theta_b - \theta_g) + k_t(\theta_g - \theta_y) + \eta_t(\dot{\theta}_g - \dot{\theta}_y) = 0 \quad (3.20)$$

$$I_y\ddot{\theta}_y - k_t(\theta_g - \theta_y) - \eta_t(\dot{\theta}_g - \dot{\theta}_y) + M_y = 0 \quad (3.21)$$

sgn (signum) fonksiyonu aktarılan momentin yönünü belirlemek için kullanılmıştır. $\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$ sırasıyla sistem elemanlarının açısal deplasmanlarını, açısal hızlarını ve açısal ivmelerini ifade etmektedir. Yukarıdaki denklem takımı ikinci mertebedir. Bu denklem takımı 4. Mertebe Runge-Kutta yöntemiyle sayısal olarak çözülecektir. Runge-Kutta yönteminde denklem takımının mertebesi birinci mertebeye indirgenir.

Öncelikle her bir elemanın açısai deplasmanları numaralandırılır

$$\theta_v = \theta_1$$

$$\theta_b = \theta_2$$

$$\theta_g = \theta_3$$

$$\theta_y = \theta_4$$

Açısai deplasmanların birinci türevi alınarak her bir elemanın açısai hızı elde edilir.

$$\dot{\theta}_v = \dot{\theta}_1 = \theta_5$$

$$\dot{\theta}_b = \dot{\theta}_2 = \theta_6$$

$$\dot{\theta}_g = \dot{\theta}_3 = \theta_7$$

$$\dot{\theta}_y = \dot{\theta}_4 = \theta_8$$

Açısai deplasmanların ikinci türevi alınarak her bir elemanın açısai ivmesi elde edilir.

$$\ddot{\theta}_v = \ddot{\theta}_1 = \dot{\theta}_5$$

$$\ddot{\theta}_b = \ddot{\theta}_2 = \dot{\theta}_6$$

$$\ddot{\theta}_g = \ddot{\theta}_3 = \dot{\theta}_7$$

$$\ddot{\theta}_y = \ddot{\theta}_4 = \dot{\theta}_8$$

Dönüşümler sonucunda 8 denklemden oluşan aşağıdaki birinci mertebe denklem takımı elde edilir.

$$\dot{\theta}_1 = \theta_5 \quad (3.22)$$

$$\dot{\theta}_2 = \theta_6 \quad (3.23)$$

$$\dot{\theta}_3 = \theta_7 \quad (3.24)$$

$$\dot{\theta}_4 = \theta_8 \quad (3.25)$$

$$\dot{\theta}_5 = \frac{-[\text{sgn}(\theta_5 - \theta_6)M_k - M_m]}{I_v} \quad (3.26)$$

$$\dot{\theta}_6 = \frac{-[-\text{sgn}(\theta_5 - \theta_6)M_k + k_k(\theta_2 - \theta_3) + M_g \text{sgn}(\theta_6 - \theta_7)]}{I_b} \quad (3.27)$$

$$\dot{\theta}_7 = \frac{-[-k_k(\theta_2 - \theta_3) - M_g \text{sgn}(\theta_6 - \theta_7) + k_t(\theta_3 - \theta_4) + \eta_t(\theta_7 - \theta_8)]}{I_g} \quad (3.28)$$

$$\dot{\theta}_8 = \frac{-[-k_t(\theta_3 - \theta_4) - \eta_t(\theta_7 - \theta_8) + M_y]}{I_y} \quad (3.29)$$

3.5.2. Çift kütleli volan kullanılan güç aktarım sisteminin hareket denklemleri

Şekil 3.12’de Çift kütleli volanın kullanıldığı güç aktarım sistemindeki dört elemanın her birinin Newton hareket denklemleri aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$I_{v_1} \ddot{\theta}_{v_1} + k_v(\theta_{v_1} - \theta_{v_2}) + M_{th} \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_{v_1} - \dot{\theta}_{v_2}) - M_m = 0 \quad (3.30)$$

$$I_{v_2} \ddot{\theta}_{v_2} + M_k \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_{v_2} - \dot{\theta}_k) - k_v(\theta_{v_1} - \theta_{v_2}) - M_{th} \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_{v_1} - \dot{\theta}_{v_2}) = 0 \quad (3.31)$$

$$I_{kd} \ddot{\theta}_k + k_t(\theta_g - \theta_y) + \eta_t(\dot{\theta}_k - \dot{\theta}_y) - M_k \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_{v_2} - \dot{\theta}_k) = 0 \quad (3.32)$$

$$I_y \ddot{\theta}_y - k_t(\theta_k - \theta_y) - \eta_t(\dot{\theta}_k - \dot{\theta}_y) + M_y = 0 \quad (3.33)$$

Bu denklem takımı Runge-Kutta yöntemiyle sayısal olarak çözülecektir. Yukarıdaki denklem takımı ikinci mertebedir. Runge-Kutta yönteminde denklem takımının mertebesi birinci mertebeye indirgenir. Yukarıdaki ile benzer işlemlerden sonra ve dönüşümler sonucunda 8 denklemden oluşan aşağıdaki birinci derece denklem takımı elde edilir.

$$\dot{\theta}_1 = \theta_5 \quad (3.34)$$

$$\dot{\theta}_2 = \theta_6 \quad (3.35)$$

$$\dot{\theta}_3 = \theta_7 \quad (3.36)$$

$$\dot{\theta}_4 = \theta_8 \quad (3.37)$$

$$\dot{\theta}_5 = \frac{-[k_v(\theta_1 - \theta_2) + M_{th} \operatorname{sgn}(\theta_5 - \theta_6) - M_m]}{I_{v_1}} \quad (3.38)$$

$$\dot{\theta}_6 = \frac{-[\operatorname{sgn}(\theta_6 - \theta_7) M_k - k_v(\theta_1 - \theta_2) - M_{th} \operatorname{sgn}(\theta_5 - \theta_6)]}{I_{v_2}} \quad (3.39)$$

$$\dot{\theta}_7 = \frac{-[\operatorname{sgn}(\theta_6 - \theta_7) M_k + k_t(\theta_3 - \theta_4) + \eta_t(\theta_7 - \theta_8)]}{I_{kd}} \quad (3.40)$$

$$\dot{\theta}_8 = \frac{-[k_t(\theta_3 - \theta_4) - \eta_t(\theta_7 - \theta_8) + M_y]}{I_y} \quad (3.41)$$

3.5.3. Hareket denklemlerinin matlab programına aktarılması

Diferansiyel denklem takımının çözümü için Matlab programında ode45 komutu kullanılmıştır. Burada ode (ordinary differential equation), adi diferansiyel denklem anlamına gelmektedir. 45 ise 4. ve 5. mertebeden Runge-Kutta yöntemi ile çözüm

yapıldığı anlamına gelmektedir (Gündoğdu ve ark. 2004). Bu komut ile Matlab'da bir adi diferansiyel denklem veya denklem takımı 4. Mertebe Runge-Kutta yöntemiyle çözülebilmektedir.

Yukarıdaki açıklamalara göre kavrama esnasındaki dinamik davranışlar için tek kütleli volan kullanılan sisteme ait matematik modelde kullanılan parametrik değerlerin de olduğu Matlab programında yazılan komutlar Ek 3'de görülmektedir. Program m dosyası olarak oluşturulup tkv.m ismi ve uzantısıyla kaydedilmiştir.

Matlab programı çalıştırılıp komut satırına

1. vites için [t,q]=ode45('tkv',[0:0.001:0.5],[0 0 0 0 1000*pi/30 0 0 0])
2. vites için [t,q]=ode45('tkv',[0:0.001:0.5],[0 0 0 0 1000*pi/30 0 0 8.12])
3. vites için [t,q]=ode45('tkv',[0:0.001:0.5],[0 0 0 0 1000*pi/30 0 0 24.5])
4. vites için [t,q]=ode45('tkv',[0:0.001:0.5],[0 0 0 0 1000*pi/30 0 0 32.25])
5. vites için [t,q]=ode45('tkv',[0:0.001:1],[0 0 0 0 1000*pi/30 0 0 49])

Komutları girilerek denklem takımı verilen başlangıç şartları altında 0,001 saniyelik adımlarla çözümlenmiştir.

Her vites değişiminde kavrama pedalına basıldığında motorun ve dolayısıyla volanın hızı rölanti hızı yani yaklaşık 1000 d/dk olmaktadır. Yük hızı yani tekerlek hızı birinci vites ile kalkışta 0 d/dk iken diğer viteslerde aracın vitesinin değiştirildiği 2000 d/dk motor hızında ulaşabileceği en yüksek hızdır.

Benzer şekilde kavrama esnasındaki dinamik davranışlar için çift kütleli volan kullanılan sisteme ait matematik modelde kullanılan parametrik değerlerin de olduğu Matlab sayısal analiz programında yazılan komutlar Ek 4'de görülmektedir. Program m dosyası olarak oluşturulup ckv.m ismi ve uzantısıyla kaydedilmiştir.

Matlab programı çalıştırılıp komut satırına

1. vites için [t,q]=ode45('ckv',[0:0.001:0.5],[0 0 0 0 1000*pi/30 1000*pi/30 0 0])
2. vites için [t,q]=ode45('ckv',[0:0.001:0.5],[0 0 0 0 1000*pi/30 1000*pi/30 0 8.12])
3. vites için [t,q]=ode45('ckv',[0:0.001:0.5],[0 0 0 0 1000*pi/30 1000*pi/30 0 24.5])
4. vites için [t,q]=ode45('ckv',[0:0.001:0.5],[0 0 0 0 1000*pi/30 1000*pi/30 0 32.25])
5. vites için [t,q]=ode45('ckv',[0:0.001:1],[0 0 0 0 1000*pi/30 1000*pi/30 0 49])

Komutları girilerek denklem takımı verilen başlangıç şartları altında 0,001 saniyelik adımlarla çözümlenmiştir.

Her vites değişiminde kavrama pedalına basıldığında motorun ve dolayısıyla birbirine bağlı birinci ve ikinci volan kütlelerinin hızları rölanti hızı yani yaklaşık 1000 d/dk olmaktadır. Yük hızı yani tekerlek hızı birinci vites ile kalkışta 0 d/dk iken diğer viteslerde aracın vitesinin değiştirildiği 2000 d/dk motor hızında ulaşabileceği en yüksek hızdır.

Çıkan sonuçlar $\text{plot}(t,q(:,5)*30/\pi,q(:,6)*30/\pi,t,q(:,7)*30/\pi,t,q(:,8)*30/\pi)$ komutu ile grafik olarak çizdirilmiştir.

3.6. Modellerde Kullanılan Verilerin Elde Edilmesi ve Kabulü

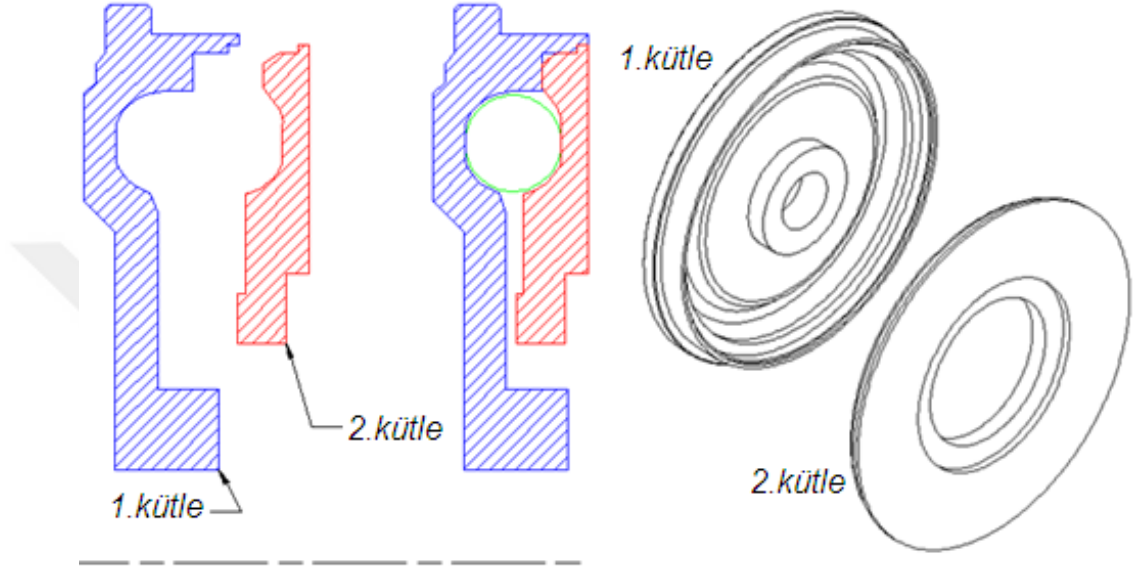
Bu başlık altında bu çalışmada incelenen matematik modellerde kullanılan parametrik verilerin nasıl elde edildiği izah edilecektir. Ülkemizde de üretimi yapılan önden çekilişli minibüs tipi bir araç ve bu aracın 2198 cc hacimli motoru, vites kutusu, diferansiyel çevrim oranları ve tekerlek değerleri temel alınarak modellerde bulunan kütle atalet momenti, yay katılığı, moment ve kuvvet verileri yaklaşık olarak elde edilmiştir. Çizelge 3.1'de bu araca ait motor, vites kutusu ve tekerlek karakteristikleri görölmektedir.

Çizelge 3.1. İncelenen araca ait motor, vites kutusu ve tekerlek karakteristikleri


Motor		
Silindir sayısı ve düzeni	4 silindir, sıralı	
Hacim (cc)	2198	
Sıkıştırma oranı	17,5:1	
Maksimum güç (kW) ve devir sayısı (d/d)	74, 2900	
Maksimum moment (Nm) ve devir sayısı (d/d)	250,1500	
Yakıt	Motorin	
Vites sayısı	5 ileri 1 geri	
Vites oranları	1.vites	3,727:1
	2.vites	1,952:1
	3.vites	1,290:1
	4.vites	0,875:1
	5.vites	0,647:1
	Geri vites	3,154:1
Son dişli (diferansiyel) oranı	4,933:1	
Tekerlekler	215/70 R15 C	

3.6.1. Tek kütleli ve çift kütleli volanın kütle atalet momentleri

Şekil 3.15’de incelenen aracın motoruna ait çift kütleli volanın birinci ve ikinci kütlelerinin üzerinden ölçüler alınarak Auto Cad programında elde edilen yaklaşık kesit resimleri ve bu çizimlerin Catia programına taşınarak elde edilen katı modelleri görülmektedir.




Şekil 3.15. Çift kütleli volan birinci ve ikinci kütlelerinin iki ve üç boyutlu resimleri

Catia programındaki Apply Material  komutu kullanılarak Şekil 3.15’deki katı modellere malzeme olarak Çelik malzemesi tanımlanmıştır (Şekil 3.16).



Şekil 3.16. Çift kütleli volan birinci ve ikinci kütlelerinin malzeme tanımlanması

Catia programındaki Measure Inertia  komutu kullanılarak bu parçaların dönme eksenine göre kütle atalet momentleri elde edilmiştir (Şekil 3.17).

Inertia / G	Inertia / O	Inertia / P	Inertia / Axis	Inertia / Axis System	
Inertia Matrix / G					
IxxG	0,02kgxm2	IyyG	0,041kgxm2	IzzG	0,02kgxm2
IxyG	0kgxm2	IxzG	0kgxm2	IyzG	0kgxm2
Principal Moments / G					
M1	0,02kgxm2	M2	0,02kgxm2	M3	0,041kgxm2

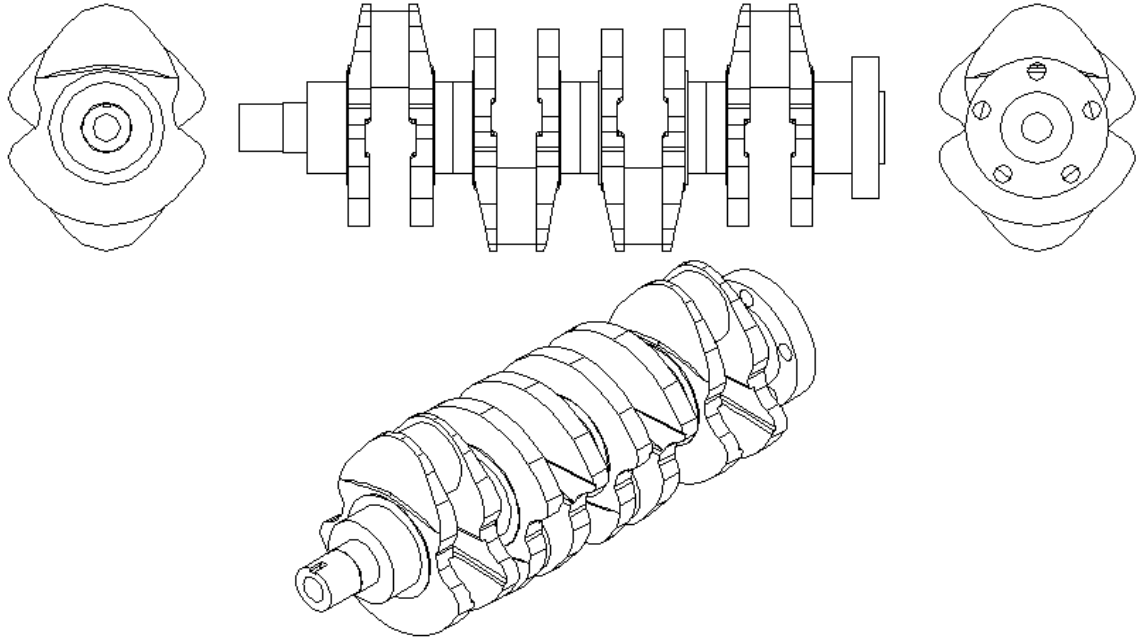
Şekil 3.17. ÇKV birinci ve ikinci kütesinin kütle atalet momentinin bulunması

Bu işlem sırası takip edilerek çift kütleli volanın birinci kütesinin kütle atalet momenti $I_{v1} = 0,09 \text{ kgm}^2$, çift kütleli volanın ikinci kütesinin kütle atalet momenti $I_{v2} = 0,045 \text{ kgm}^2$ olarak bulunmuştur.

Schulte'ye (1986) göre tek kütleli volanın kütle atalet momentinin çift kütleli volanın kütlelerinin toplamına eşit olması gerektiği kabul edilerek bu motorda kullanılan tek kütleli volanın kütle atalet momenti $I_v = 0,135 \text{ kgm}^2$ olarak kabul edilmiştir.

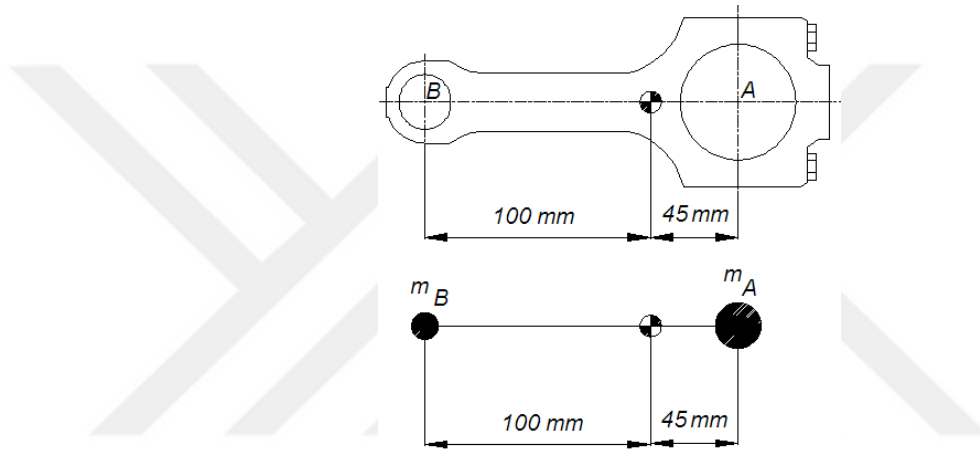
3.6.2. Motor mekanizmasının eşdeğer kütle atalet momenti

İncelenen aracın motoruna ait krank milinin üzerinden ölçüler alınarak Catia programında oluşturulan iki ve üç boyutlu resimler Şekil 3.18'de görülmektedir. Krank milinin her bir silindire ait olan kısımları, biyel muylusu, krank kolları ve iki adet yarı ana muyludan ibarettir.



Şekil 3.18. Krank mili iki ve üç boyutlu resimleri

Krank milinin yapım malzemesi çelik olup Catia programında Apply Material komutu ile tanımlanmıştır. Measure Inertia komutu kullanılarak krank milinin dönme eksenine göre kütle atalet momenti $I_k = 0,029 \text{ kgm}^2$ olarak bulunmuştur. İncelenen aracın motoruna ait biyelin iki boyutlu resmi, Şekil 3.17’de görülmektedir. Biyelin kep ve cıvatalar dâhil kütlesi, $m_b = 0,786 \text{ kg}$ olarak ölçülmüştür. Biyelin muylu merkezinden pim yuvasının merkezine kadar uzunluğu, $l = 145 \text{ mm}$ ’dir. Biyel kütlesi, şekilde görüldüğü gibi biyel muylusunun merkezi ve piston piminin merkezi olmak üzere iki noktaya indirgenir (Şekil 3.19).



Şekil 3.19. Biyelin iki boyutlu resmi ve kütlesinin iki noktaya indirgenmesi

Biyelin ağırlık merkezi, basitçe ip yöntemine göre bulunabilir. Buna göre biyelin muylu merkezine indirgenen kütlesinin biyelin ağırlık merkezine uzaklığı $a = 45 \text{ mm}$ ve biyelin piston pim merkezine indirgenen kütlesinin biyelin ağırlık merkezine uzaklığı $b = 100 \text{ mm}$ olarak elde edilir (Şekil 3.19).

(2.61) ve (2.62) eşitliklerinden biyelin statik olarak indirgenen kütleleri m_A ve m_B aşağıdaki gibi hesaplanır.

Biyelin biyel muylusu merkezine indirgenen kütlesi

$$m_A = \frac{m_b b}{a + b} = \frac{0,786 \cdot 100}{145} \cong 0,542 \text{ kg}$$

Biyelin piston pim merkezine indirgenen kütlesi

$$m_B = \frac{m_b a}{a + b} = \frac{0,786 \cdot 45}{145} \cong 0,244 \text{ kg}$$

Krank biyel oranı, krank yarıçapı $r = 51,5$ mm ve biyel uzunluğu $l = 145$ mm olmak üzere aşağıdaki gibi bulunur.

$$\lambda = r/l = 51,5/145 \cong 0,355$$


Piston kütlesi $m_p = 0,836$ kg olarak ölçülmüştür.

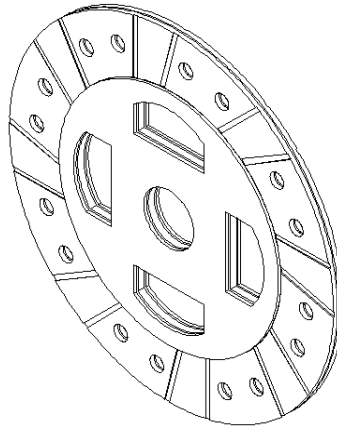
Yukarıda elde edilen değerlere göre (2.66) eşitliğinden krank mili de dâhil olmak üzere bütün motor mekanizmasının eşdeğer kütle atalet momenti bulunur. Her bir silindirdeki motor mekanizmasının pistonları ve biyelleri özdeş olduğundan ve motor dört silindirli olduğundan köşeli parantez içindeki ifade dört ile çarpılır.

$$\begin{aligned} I_{eş} &= I_k + 4 \left[m_A + \frac{1}{2} (m_B + m_p) \left(1 + \frac{\lambda^2}{4} \right) \right] r^2 \\ &= 0,029 + 4 \left[0,542 + \frac{1}{2} (0,244 + 0,836) \left(1 + \frac{0,355^2}{4} \right) \right] 0,0515^2 \cong 0,04 \text{ kgm}^2 \end{aligned}$$


3.6.3. Kavrama diskini oluşturan kısımların kütle atalet momentleri

İncelenen aracın aynı motora sahip olan ve çift kütleli volanın kullanılmadığı veya daha sonra çift kütleli volandan tek kütleli volana dönüşümü yapılmış olanlarında kullanılan bir kavrama diskinin balata ve göbek parçalarının kütle atalet momentleri, daha önce uygulanan işlem sırası takip edilerek elde edilmiştir.

Şekil 3.20'de Kavrama disk kompleksinin Catia programında elde edilen katı modeli görülmektedir. Kavrama diskinde Catia programındaki Apply Material  komutu kullanılarak balataya sinter bronz malzemesi göbeğe çelik malzemesi tanımlanmıştır.

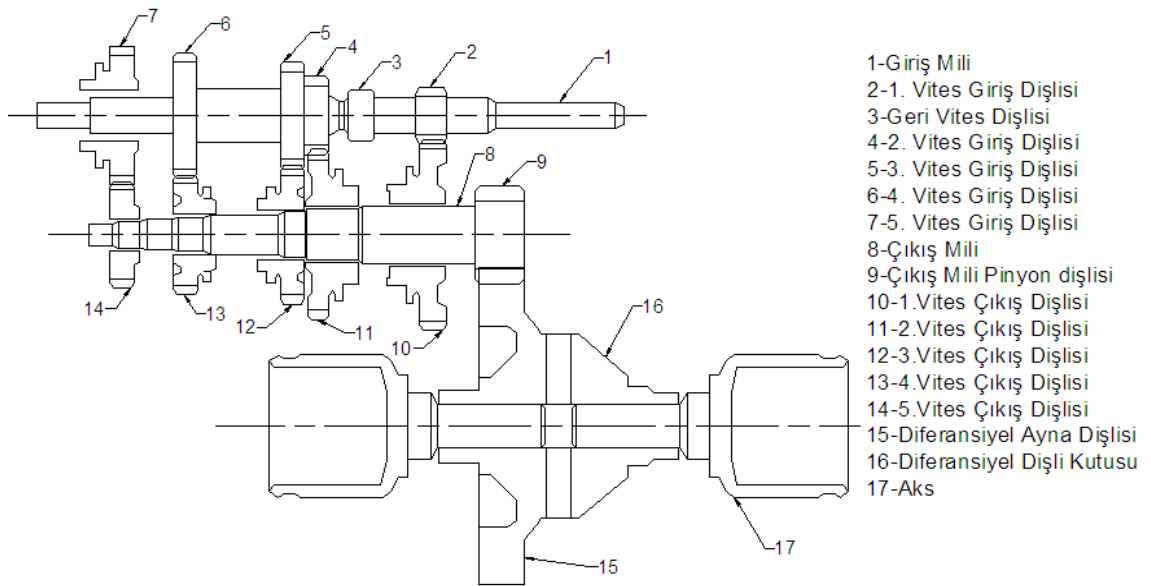


Şekil 3.20. Kavrama disk kompleksi

Catia programındaki Measure Inertia  komutu kullanılarak bu parçaların dönme eksenine göre kütle atalet momentleri elde edilmiştir. Buna göre balatanın kütle atalet momenti $I_b = 0,004 \text{ kgm}^2$ ve göbeğin kütle atalet momenti $I_g = 0,0024 \text{ kgm}^2$ olarak bulunmuştur. Çift kütleli volanın kullanıldığı güç aktarım sisteminde kullanılan kavrama diskinin kütle atalet momenti ise balata ve göbeğin toplamı olmak üzere $I_k = 0,0064 \text{ kgm}^2$ olarak kabul edilmiştir.

3.6.4. Yük kütle atalet momenti

Burada yük olarak ifade edilen unsur, kavrama çıkışından tekerleklere (tekerlekler de dâhil) kadar olan güç aktarım organlarının sahip olduğu kütle atalet momentlerinin toplamıdır. İncelenen araçta kullanılan vites kutusunun (diferansiyel ve akslar dâhil) üzerinden ölçüler alındıktan sonra Auto Cad programı ile elde edilen yaklaşık şematik çizimi Şekil 3.21’de görülmektedir. Burada 5. vites giriş dişlisi hariç diğer viteslerin giriş dişlilerinin giriş mili ile birleşik üretildiği dikkat çekmektedir. Bu şekil kullanılarak vites kutusu ve bağlı parçaları oluşturan mil dişli vb. parçaların hepsinin ayrı ayrı dönme eksenlerine göre kütle atalet momentleri daha önce volanlar ve kavrama diski için uygulanan işlem sırası takip edilerek Catia programında elde edilmiştir. Burada bütün parçalar için çelik malzemesi tanımlanmıştır.



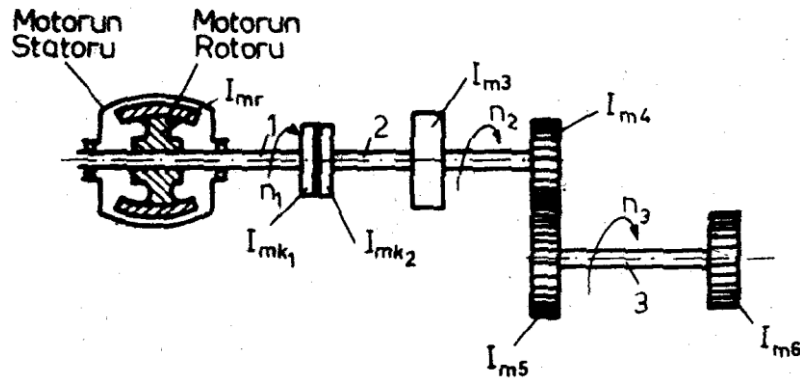
Şekil 3.21. Vites kutusu şematik resmi

Şekil 3.21’de numaralandırılan ve isimleri yazılan parçaların Catia programında daha önceki komutlar kullanılarak elde edilen kütle atalet momentleri Çizelge 3.2’de görülmektedir.

Çizelge 3.2. Vites kutusundaki parçaların kütle atalet momentleri

Parçanın adı	Şekil 3.21’de numarası	Sembolü	Değeri
Giriş mili (2, 3, 4, 5, 6 numaralı dişliler ile birlikte)	1	I_{gm}	0,005 kgm ²
5.vites giriş dişlisi	7	I_{d7}	0,004 kgm ²
Çıkış mili (Sıkı geçme 14 numaralı dişli ile birlikte)	8	$I_{çm}$	0,004 kgm ²
1.vites çıkış dişlisi	10	I_{d10}	0,016kgm ²
2.vites çıkış dişlisi	11	I_{d11}	0,009 kgm ²
3.vites çıkış dişlisi	12	I_{d12}	0,004 kgm ²
4.vites çıkış dişlisi	13	I_{d13}	0,002 kgm ²
Diferansiyel	15-16	I_{dif}	0,207 kgm ²
Akslar	17	I_{aks}	0,035 kgm ²

Aracın bulunduğu vitese göre üzerinden hareket iletimi yapılan parçaların kütle atalet momentleri, kavrama çıkışına indirgenecek ve tek bir yük atalet momenti verisi elde edilecektir. İndirgeme işlemi, Akkurt (1980)’deki örnek dikkate alınarak yapılmıştır. Bu örnekte ele alınan bir kavrama ile birbirine bağlanan motor ve redüktör sistemi, Şekil 3.22’de görülmektedir. Kavramanın sol tarafındaki elemanların ataletleri kavrama girişine, kavramanın sağ tarafındaki elemanların ataletleri kavrama çıkışına indirgenecektir. Elemanları birbirine bağlayan millerin ataletleri ihmal edilmiştir.



Şekil 3.22. Motor, kavrama ve dişlilerden meydana gelmiş sistem (Akkurt 1980)

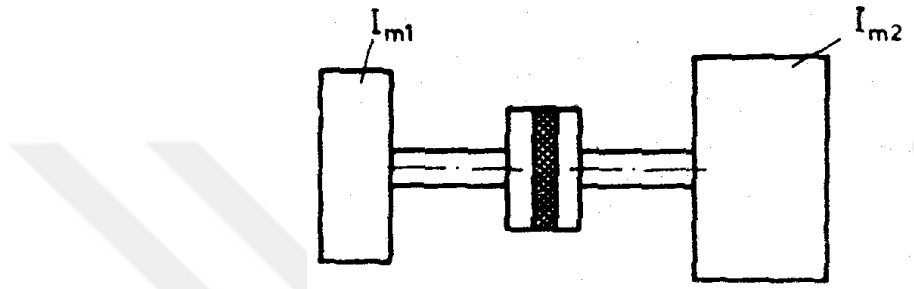
Kavrama sol tarafındaki parçaların indirgenmiş kütle atalet momenti

$$I_{m1} = I_{mr} + I_{mk1} \quad (3.42)$$

ve kavrama sağ tarafındaki parçaların indirgenmiş kütle atalet momenti

$$I_{m2} = I_{mk2} + I_{m3} + I_{m4} + I_{m5}(n_3/n_2)^2 + I_{m6}(n_3/n_2)^2 \quad (3.43)$$

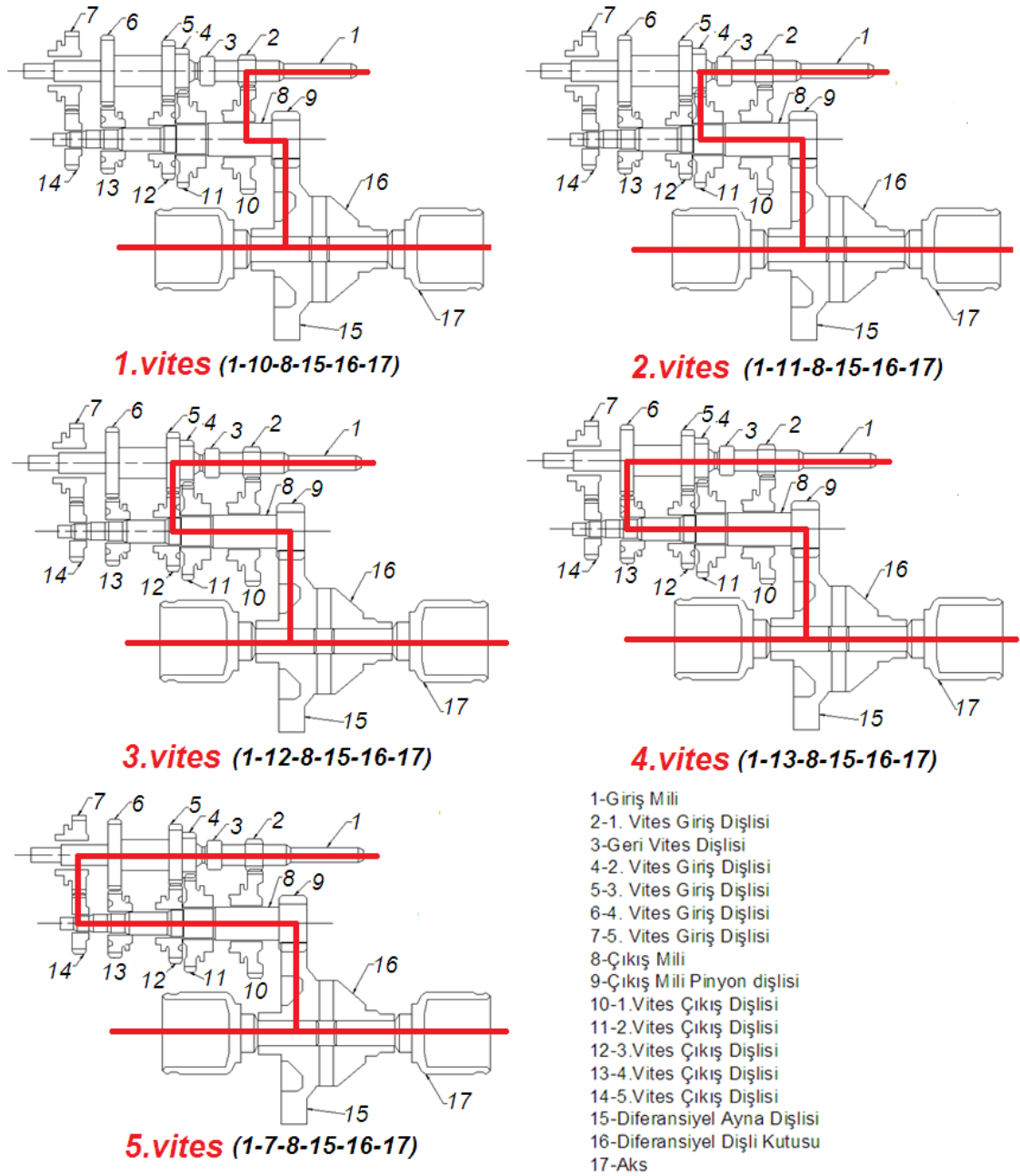
şeklinde bulunur. Burada $n_3/n_2 = 1/i$ olmaktadır. Böylece Şekil 3.22'de görülen sistemin hesap modeli Şekil 3.23'de gösterildiği gibi olur.





Şekil 3.23. Motor, kavrama ve dişliler sisteminin matematik modeli (Akkurt 1980)

Bu örnek dikkate alınarak incelenen araca ait vites kutusunda her bir vites durumu için kavrama çıkışından akslara (tekerlekler de dâhil), hareket iletimine katılan parçaların kavrama çıkışına indirgenen kütle atalet momentleri bulunacaktır.

Yukarıda izah edilen indirgeme işleminin Şekil 3.21'deki vites kutusuna uygulanabilmesi için o viteste üzerinden hareket iletimi yapılan dişli ve millerin hangileri olduğunun bilinmesi gerekmektedir. Şekil 3.24'de her bir vites için güç iletimine katılan elemanlar gösterilmiştir.



Şekil 3.24. Her bir vites için güç iletimine katılan elemanlar

Ayrıca tekerleği oluşturan lastik ve jant, ölçülerine göre Catia programında katı model olarak çizilmiş, janta çelik ve lastiğe kauçuk malzemesi Apply Material  komutu ile tanımlanmıştır. Measure Inertia  komutuyla tekerleğin dönme eksenine göre toplam kütle atalet momenti $I_{teker} = 1,586 \text{ kgm}^2$ olarak bulunmuştur. Yukarıda izah edilen tüm bilgilerin ışığında her bir viteste yük ataleti için aşağıdaki sonuçlar elde edilir.

1.Vites için kavrama çıkışına indirgenen yükün kütle atalet ataleti

$$I_{y_{1v}} = I_{gm} + \frac{I_{d10} + I_{\zeta m}}{i_{v1}^2} + \frac{I_{dif} + I_{aks} + I_{teker}}{i_{v5}^2 \cdot i_d^2} \quad (3.44)$$

$$I_{y_{1v}} = 0,005 + \frac{0,016 + 0,004}{3,727^2} + \frac{0,207 + 0,035 + 1,586}{3,727^2 \cdot 4,933^2} = 0,0118 \text{ kgm}^2$$

2.Vites için kavrama çıkışına indirgenen yükün kütle atalet ataleti

$$I_{y_{2v}} = I_{gm} + \frac{I_{d11} + I_{\zeta m}}{i_{v2}^2} + \frac{I_{dif} + I_{aks} + I_{teker}}{i_{v2}^2 \cdot i_d^2} \quad (3.45)$$

$$I_{y_{2v}} = 0,005 + \frac{0,009 + 0,004}{1,952^2} + \frac{0,207 + 0,035 + 1,586}{1,952^2 \cdot 4,933^2} = 0,0281 \text{ kgm}^2$$

3.Vites için kavrama çıkışına indirgenen yükün kütle atalet ataleti

$$I_{y_{3v}} = I_{gm} + \frac{I_{d12} + I_{\zeta m}}{i_{v3}^2} + \frac{I_{dif} + I_{aks} + I_{teker}}{i_{v3}^2 \cdot i_d^2} \quad (3.46)$$

$$I_{y_{3v}} = 0,005 + \frac{0,004 + 0,004}{1,290^2} + \frac{0,207 + 0,035 + 1,586}{1,290^2 \cdot 4,933^2} = 0,0549 \text{ kgm}^2$$

4.Vites için kavrama çıkışına indirgenen yükün kütle atalet ataleti

$$I_{y_{4v}} = I_{gm} + \frac{I_{d13} + I_{\zeta m}}{i_{v4}^2} + \frac{I_{dif} + I_{aks} + I_{teker}}{i_{v4}^2 \cdot i_d^2} \quad (3.47)$$

$$I_{y_{4v}} = 0,005 + \frac{0,002 + 0,004}{0,875^2} + \frac{0,207 + 0,035 + 1,586}{0,875^2 \cdot 4,933^2} = 0,111 \text{ kgm}^2$$

5.Vites için kavrama çıkışına indirgenen yükün kütle atalet ataleti

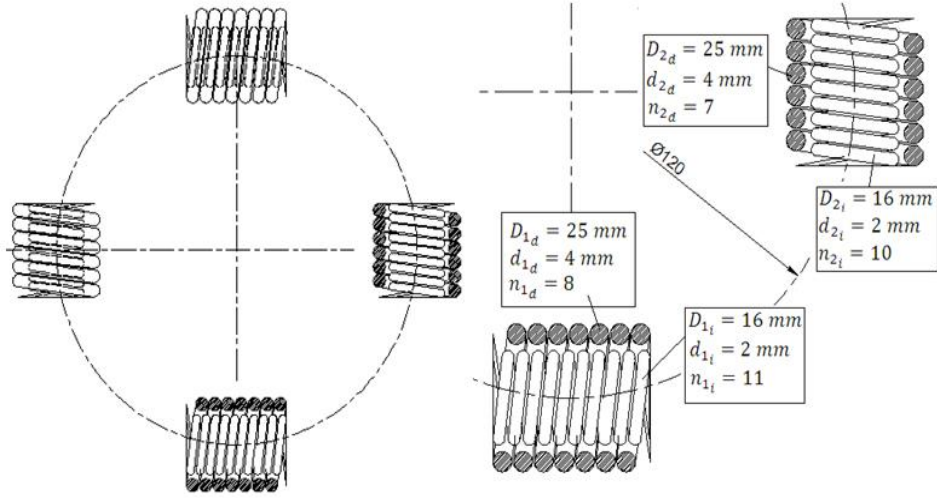
$$I_{y_{5v}} = I_{gm} + I_{d7} + \frac{I_{\zeta m}}{i_{v5}^2} + \frac{I_{dif} + I_{aks} + I_{teker}}{i_{v5}^2 \cdot i_d^2} \quad (3.48)$$

$$I_{y_{5v}} = 0,005 + 0,004 + \frac{0,004}{0,647^2} + \frac{0,207 + 0,035 + 1,586}{0,647^2 \cdot 4,933^2} = 0,198 \text{ kgm}^2$$

Vites büyüdükçe yük ataletinin arttığı elde edilen değerlerden anlaşılmaktadır.

3.6.5. Kavrama diskindeki burulma yaylarının eşdeğer katılığı

İncelenen araçta kullanılan kavrama diskindeki burulma yaylarının disk üzerine yerleşim çapı 120 mm her bir yayın sarım çapları (D), sarım sayıları (n) ve tel çapları (d) Şekil 3.25’de verilmiştir.



Şekil 3.25. Kavrama diskindeki burulma yaylarının yerleşimi ve yayların ölçüleri

Burada ikişer tanesi özdeş olmak üzere toplamda sekiz yay vardır. Bütün yaylar paralel olarak bağlanmıştır. Yay malzemesi çeliktir. Yay katılığı, G yay malzemesinin kayma modülü, d yayın tel çapı, D yayın sarım çapı ve n sarım sayısı olmak üzere aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8D^3n} \quad (3.49)$$

Buna göre her bir yayın katılığı

$$k_{1d} = \frac{G \cdot d_{1d}^4}{8 \cdot D_{1d}^3 \cdot n_{1d}} = \frac{79,5 \times 10^9 \cdot (4 \times 10^{-3})^4}{8 \cdot (25 \times 10^{-3})^3 \cdot 8} = 20352 \text{ N/m}$$

$$k_{1i} = \frac{G \cdot d_{1i}^4}{8 \cdot D_{1i}^3 \cdot n_{1i}} = \frac{79,5 \times 10^9 \cdot (2 \times 10^{-3})^4}{8 \cdot (16 \times 10^{-3})^3 \cdot 11} = 3533 \text{ N/m}$$

$$k_{2d} = \frac{G \cdot d_{2d}^4}{8 \cdot D_{2d}^3 \cdot n_{2d}} = \frac{79,5 \times 10^9 \cdot (4 \times 10^{-3})^4}{8 \cdot (25 \times 10^{-3})^3 \cdot 7} = 23259 \text{ N/m}$$

$$k_{2i} = \frac{G \cdot d_{2i}^4}{8 \cdot D_{2i}^3 \cdot n_{2i}} = \frac{79,5 \times 10^9 \cdot (2 \times 10^{-3})^4}{8 \cdot (16 \times 10^{-3})^3 \cdot 10} = 3878 \text{ N/m}$$

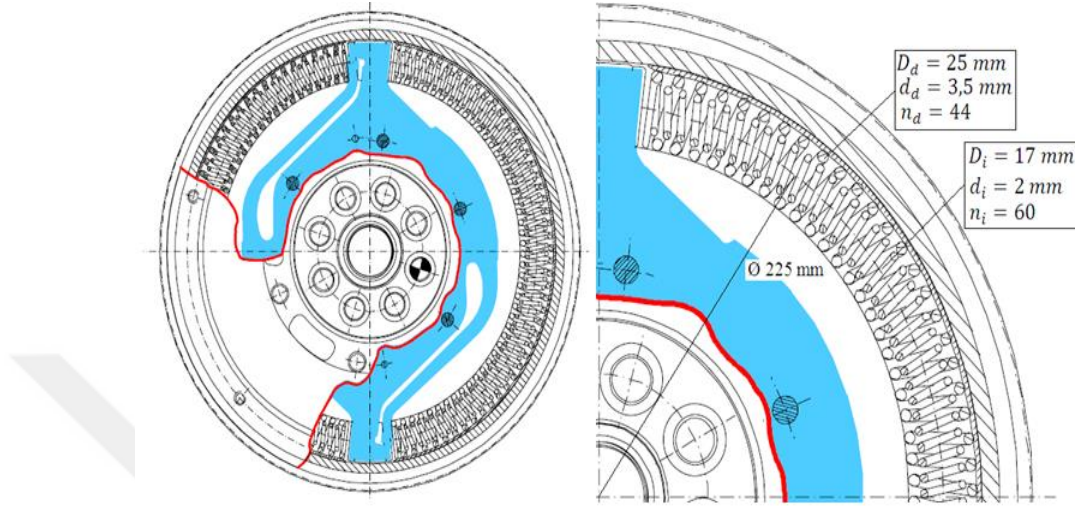
Eşdeğer yay sabiti ise

$$k_k = 2 \cdot (k_{1d} + k_{1i} + k_{2d} + k_{2i}) \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \quad (3.50)$$

$$k_k = 2 \cdot (20352 + 3533 + 23259 + 3878) \cdot \left(\frac{120 \times 10^{-3}}{2}\right)^2 \cong 367 \text{ Nm/rad}$$

3.6.6. Çift kütleli volan yayının eşdeğer katılığı

İncelenen araçta kullanılan çift kütleli volan yayının yerleşim çapı 225 mm her bir yayın sarım çapları(D), sarım sayıları (n) ve tel çapları (d) Şekil 3.26’da verilmiştir



Şekil 3.26. Çift kütleli volan yayının yerleşim şekli ve yay ölçüleri

Burada ikişer tanesi özdeş olmak üzere toplam dört yay vardır. Bütün yaylar paralel olarak bağlanmıştır. Yay malzemesi çeliktir.

Her bir yayın katılığı (3.49) formülüne göre

$$k_d = \frac{G \cdot d_d^4}{8 \cdot D_d^3 \cdot n_d} = \frac{79,5 \times 10^9 \cdot (3,5 \times 10^{-3})^4}{8 \cdot (25 \times 10^{-3})^3 \cdot 44} = 2169 \text{ N/m}$$

$$k_i = \frac{G \cdot d_i^4}{8 \cdot D_i^3 \cdot n_i} = \frac{79,5 \times 10^9 \cdot (2 \times 10^{-3})^4}{8 \cdot (17 \times 10^{-3})^3 \cdot 60} = 539 \text{ N/m}$$

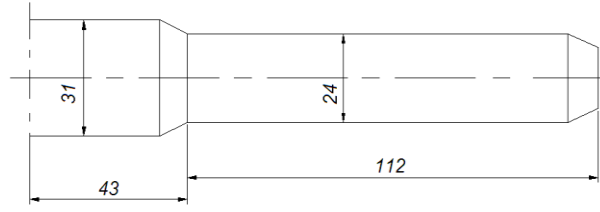
Eşdeğer yay sabiti ise

$$k_{eş} = 2 \cdot (k_d + k_i) \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \quad (3.51)$$

$$k_v = 2 \cdot (2169 + 539) \cdot \left(\frac{225 \times 10^{-3}}{2}\right)^2 \cong 68 \text{ Nm/rad}$$

3.6.7. Vites kutusu giriş mili eşdeğer katılığı

İncelenen araçta kullanılan vites kutusunun giriş milinin kavrama çıkışına bağlanan kısmının resmi ve ölçüleri Şekil 3.27’de verilmiştir.



Şekil 3.27. Vites kutusunun giriş mili

İki kademeli mil, birbirine seri bağlı iki yay eleman şeklinde düşünülür. Burulmaya zorlanan milde G mil malzemesinin kayma modülü, I_p mil kesidinin polar atalet momenti ve l mil uzunluğu olmak üzere milin katılığı aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$k = \frac{G \cdot I_p}{l} \quad (3.52)$$

Dairesel kesit için polar atalet momenti $I_p = \pi \cdot d^4 / 32$ olmaktadır. Buna göre iki kademeli milin her bir elemanının kesit polar atalet momenti ve katılığı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$I_{p1} = \frac{\pi \cdot d_1^4}{32} = \frac{\pi \cdot (24 \times 10^{-3})^4}{32} = 3,255 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$k_1 = \frac{G \cdot I_{p1}}{l_1} = \frac{79,5 \times 10^9 \cdot 3,255 \times 10^{-8}}{112 \times 10^{-3}} = 23105 \text{ Nm}$$

$$I_{p2} = \frac{\pi \cdot d_2^4}{32} = \frac{\pi \cdot (31 \times 10^{-3})^4}{32} = 9,062 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$k_2 = \frac{G \cdot I_{p2}}{l_2} = \frac{79,5 \times 10^9 \cdot 9,062 \times 10^{-8}}{43 \times 10^{-3}} = 167542,5 \text{ Nm}$$

Milin eşdeğer katılığı, mil kısımları birbirine seri bağlı iki yay eleman olarak düşünüldüğünden aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$k_{eş} = \frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2} \quad (3.53)$$

$$k_t = \frac{k_1 \cdot k_2}{k_1 + k_2} = \frac{23105 \cdot 167542,5}{23105 + 167542,5} = 20305 \text{ Nm/rad}$$

3.6.8. Yük momenti

Aracın her bir vites durumu için eğimsiz düz yolda ($R_g = 0$), her vitese geçişte çeki tekerleğinin yenmek zorunda olduğu, hareket dirençleri toplamının oluşturduğu yük

momenti bulunacaktır. Her bir vites için aracın karşı koymak zorunda olduğu R_T toplam hareket direnci, (2.75) ifadesinden gerekli düzenlemeler yapılarak bulunur. Daha sonra her bir vites için yük momenti, (2.76) ifadesinden hesaplanır.

1.vites kalkış vitesi olduğu için araç hızı $V = 0$ km/h yani $R_a = 0$ olacağından toplam hareket direnci

$$R_{T_{1v}} = R_r = (a + bV)G \cong 108 \text{ N}$$

$$R_{T_{1v}} = 0,0055 \cdot 2000 \cdot 9,81$$

$$M_{y_{1v}} = R_T \frac{r_w}{i_{v1} \cdot i_d} = 108 \frac{0,341}{3,727 \cdot 4,933}$$

$$M_{y_{1v}} \cong 2 \text{ Nm}$$

2.vitese geçişte araç hızı $V = 10$ km/h $\cong 2,77$ m/s buna bağlı tekerlek hızı $n=77,6$ d/dk $= 8,12$ rad/sn olacağından toplam hareket direnci

$$R_{T_{2v}} = R_r + R_a = (a + bV)G + 0,5\rho_a C_D A_f V^2$$

$$R_{T_{2v}} = (0,0055 + 8 \times 10^{-6} \cdot 2,77)2000 \cdot 9,81 + 0,5 \cdot 1,227 \cdot 0,5 \cdot 4,141 \cdot 2,77^2 \cong 118 \text{ N}$$

$$M_{y_{2v}} = R_{T_{2v}} \frac{r_w}{i_{v2} \cdot i_d} = 118 \frac{0,341}{1,952 \cdot 4,933}$$

$$M_{y_{2v}} \cong 4,18 \text{ Nm}$$

3.vitese geçişte araç hızı $V = 30$ km/h $\cong 8,33$ m/s buna bağlı tekerlek hızı $n= 233,4$ d/dk $= 24,5$ rad/sn olacağından toplam hareket direnci

$$R_{T_{3v}} = R_r + R_a = (a + bV)G + 0,5\rho_a C_D A_f V^2$$

$$R_{T_{3v}} = (0,0055 + 8 \times 10^{-6} \cdot 8,33)2000 \cdot 9,81 + 0,5 \cdot 1,227 \cdot 4,141 \cdot 8,33^2 \cong 197 \text{ N}$$

$$M_{y_{3v}} = R_{T_{3v}} \frac{r_w}{i_{v3} \cdot i_d} = 197 \frac{0,341}{1,290 \cdot 4,933}$$

$$M_{y_{3v}} \cong 10,55 \text{ Nm}$$

4.viteye geçişte araç hızı $V = 40 \text{ km/h} \cong 11 \text{ m/s}$ buna bağlı tekerlek hızı $n=308 \text{ d/dk} = 32,25 \text{ rad/sn}$ olacağından toplam hareket direnci

$$R_{T_{4v}} = R_r + R_a = (a + bV)G + 0,5\rho_a C_D A_f V^2$$

$$R_{T_{4v}} = (0,0055 + 8 \times 10^{-6} \cdot 11)2000 \cdot 9,81 + 0,5 \cdot 1,227 \cdot 4,141 \cdot 11^2 \cong 307 \text{ N}$$

$$M_{y_{4v}} = R_{T_{4v}} \frac{r_w}{i_{v_4} \cdot i_d} = 307 \frac{0,341}{0,875 \cdot 4,933}$$

$$M_{y_{4v}} \cong 24,25 \text{ Nm}$$

5.viteye geçişte araç hızı $V = 60 \text{ km/h} \cong 16,7 \text{ m/s}$ buna bağlı tekerlek hızı $n=468 \text{ d/dk} = 49 \text{ rad/sn}$ olacağından toplam hareket direnci

$$R_{T_{5v}} = R_r + R_a = (a + bV)G + 0,5\rho_a C_D A_f V^2$$

$$R_{T_{5v}} = (0,0055 + 8 \times 10^{-6} \cdot 16,7)2000 \cdot 9,81 + 0,5 \cdot 1,227 \cdot 4,141 \cdot 16,7^2 \cong 819 \text{ N}$$

$$M_{y_{5v}} = R_{T_{5v}} \frac{r_w}{i_{v_5} \cdot i_d} = 819 \frac{0,341}{0,875 \cdot 4,933}$$

$$M_{y_{5v}} \cong 65 \text{ Nm}$$

3.6.9. Motor momenti

Gaz pedal hareketindeki değişimler ile M_m motor momenti, sürücü tarafından şekillendirilmektedir. Böylece sürücü davranışının da kavrama dinamiğine etkisi görülmektedir. Motor momenti için Karadere ve ark. (2010) gibi aşağıdaki senaryo kurgulanmıştır.

Kavrama başlangıcı $t = 0$ anındaki motor momenti $M_{mb} = 50 \text{ Nm}$, Kavrama bitişi anındaki motor momenti $M_{ms} = 100 \text{ Nm}$ ve başlangıç ve bitiş momentleri arasında geçen zaman $t_c = 0,57 \text{ sn}$ olmak üzere kavrama süresine bağlı olarak motor momenti aşağıdaki bağıntıyla hesaplanır.

$$M_m = M_{mb} + \frac{(M_{ms} - M_{mb})t}{t_c} \quad (3.54)$$

3.6.10. Diyafram yayların neden olduğu normal kuvvet

Kavrama pedal hareketindeki değişimler ile N baskı kuvveti şekillenmektedir. Böylece sürücü davranışının da kavrama dinamiğine etkisi görülmektedir. Baskı kuvveti için Karadere ve ark. (2010) gibi aşağıdaki senaryo kurgulanmıştır.

Baskı plakası üzerindeki kavrama boşluğu alınmaya başladığı andaki normal kuvvet $F_b = 1250 N$, baskı plakası üzerindeki azami normal kuvvet $F_s = 4500 N$ ve boşluk alınmaya başladığı andaki normal kuvvetten azami normal kuvvete ulaşıncaya kadar geçen zaman $t_c = 0,54 sn$ olmak üzere kavrama süresine bağlı olarak baskı plakasına etki eden normal kuvvet aşağıdaki bağıntıyla hesaplanır.

$$N = F_b + \frac{(F_s - F_b)t}{t_c} \quad (3.54)$$

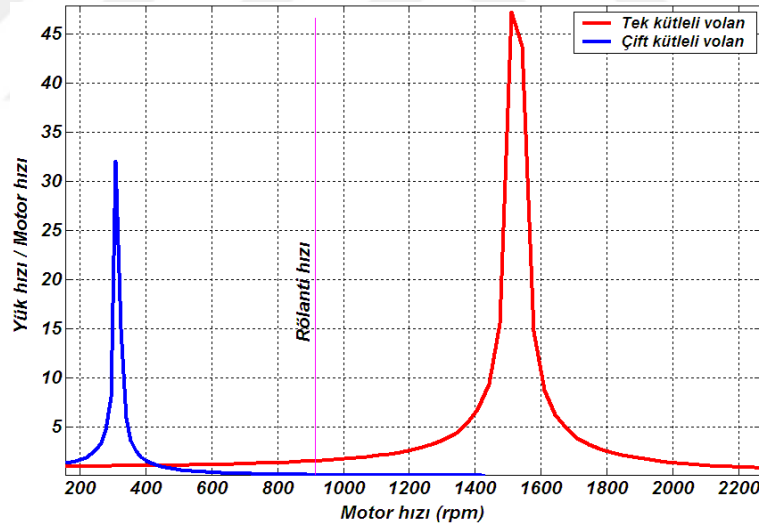
4. BULGULAR

Bu bölümde tek kütleli volanın kullanıldığı klasik güç aktarım sistemi ve çift kütleli volanın kullanıldığı güç aktarım sistemi için Matlab'da yazılan programların çözümleri grafik olarak elde edilmiş ve bu sistemler rezonans davranışları ve kavrama esnasındaki dinamik davranışları yönünden karşılaştırılmıştır. Her iki sistem iki yönden incelenmiştir. Sistemlere ait parametrelerin incelenen özelliklere etkisini gösteren bulgulara da yer verilecektir.

4.1. Rezonans Davranışları ile İlgili Bulgular

Birinci vites yük ataletinde her iki sistemde rezonans oluşum hızları Şekil 4.1'de görülmektedir.

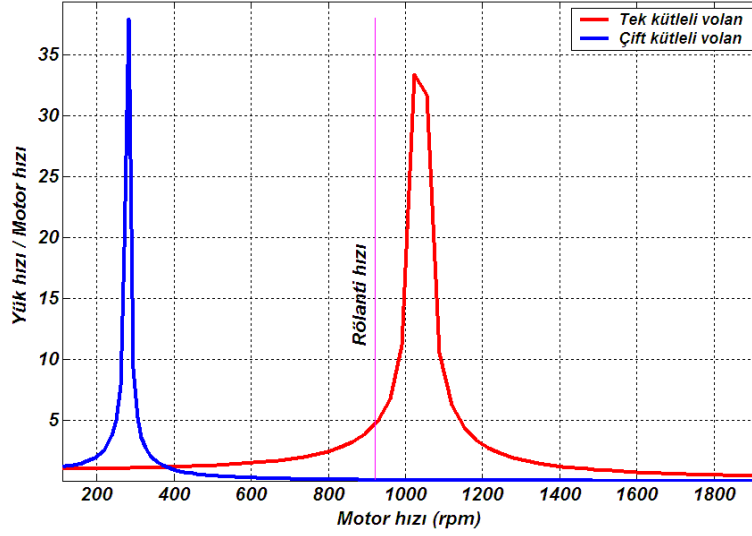
Şekil 4.1'in elde edilmesinde $I_v = 0,135 \text{ kgm}^2$, $I_b = 0,004 \text{ kgm}^2$, $I_g = 0,0024 \text{ kgm}^2$, $k_k = 367 \text{ Nm/rad}$, $I_{v_1} = 0,13 \text{ kgm}^2$, $I_{v_2} = 0,045 \text{ kgm}^2$, $I_{kd} = 0,0064 \text{ kgm}^2$, $k_v = 68 \text{ Nm/rad}$, $k_t = 20305 \text{ Nm/rad}$, $I_{y_{1v}} = \mathbf{0,0118 \text{ kgm}^2}$ verileri kullanılmıştır.



Şekil 4.1. Birinci vites yük ataleti için rezonans eğrileri

İkinci vites yük ataletinde her iki sistemde rezonans oluşum hızları Şekil 4.2'da görülmektedir.

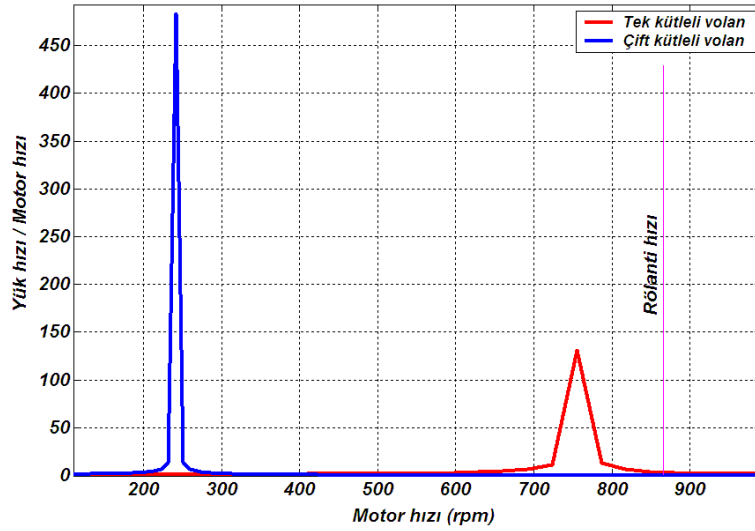
Şekil 4.2'nin elde edilmesinde $I_v = 0,135 \text{ kgm}^2$, $I_b = 0,004 \text{ kgm}^2$, $I_g = 0,0024 \text{ kgm}^2$, $k_k = 367 \text{ Nm/rad}$, $I_{v_1} = 0,13 \text{ kgm}^2$, $I_{v_2} = 0,045 \text{ kgm}^2$, $I_{kd} = 0,0064 \text{ kgm}^2$, $k_v = 68 \text{ Nm/rad}$, $k_t = 20305 \text{ Nm/rad}$, $I_{y_{2v}} = \mathbf{0,0281 \text{ kgm}^2}$ verileri kullanılmıştır.



Şekil 4.2. İkinci vites yük ataleti için rezonans eğrileri

Üçüncü vites yük ataletinde her iki sistemde rezonans oluşum hızları Şekil 4.3'de görülmektedir.

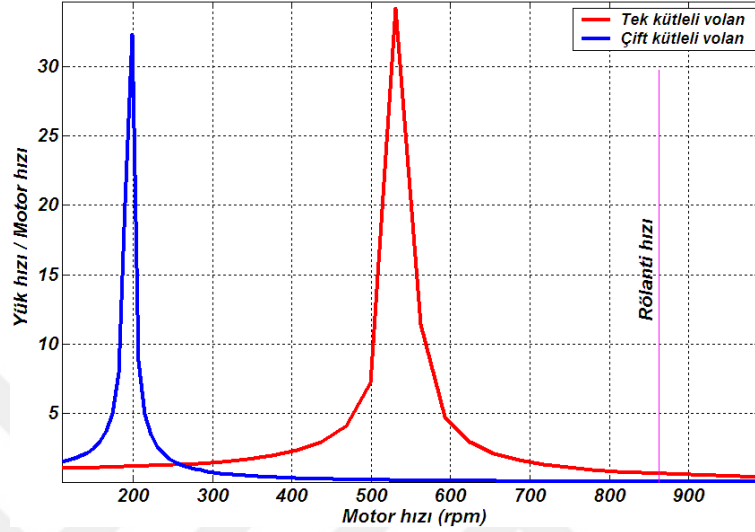
Şekil 4.3'ün elde edilmesinde $I_v = 0,135 \text{ kgm}^2$, $I_b = 0,004 \text{ kgm}^2$, $I_g = 0,0024 \text{ kgm}^2$, $k_k = 367 \text{ Nm/rad}$, $I_{v_1} = 0,13 \text{ kgm}^2$, $I_{v_2} = 0,045 \text{ kgm}^2$, $I_{kd} = 0,0064 \text{ kgm}^2$, $k_v = 68 \text{ Nm/rad}$, $k_t = 20305 \text{ Nm/rad}$, $I_{y_{3v}} = \mathbf{0,0549 \text{ kgm}^2}$ verileri kullanılmıştır.



Şekil 4.3. Üçüncü vites yük ataleti için rezonans eğrileri

Dördüncü vites yük ataletinde her iki sistemde rezonans oluşum hızları Şekil 4.4'de görülmektedir.

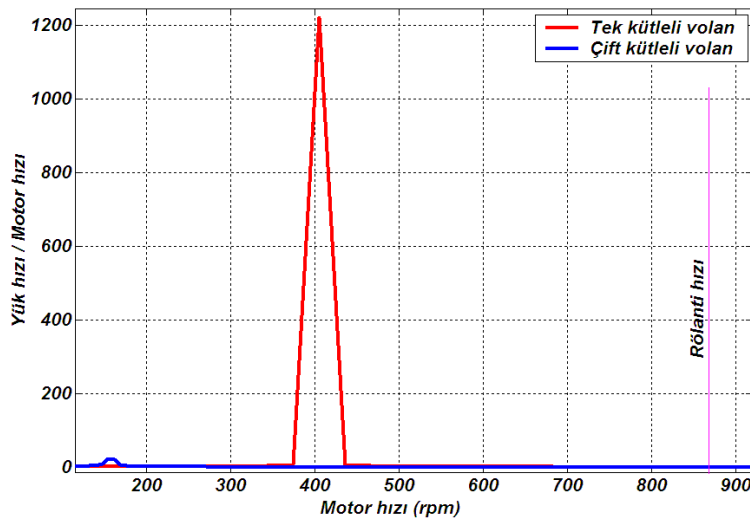
Şekil 4.4'ün elde edilmesinde $I_v = 0,135 \text{ kgm}^2$, $I_b = 0,004 \text{ kgm}^2$, $I_g = 0,0024 \text{ kgm}^2$, $k_k = 367 \text{ Nm/rad}$, $I_{v_1} = 0,13 \text{ kgm}^2$, $I_{v_2} = 0,045 \text{ kgm}^2$, $I_{kd} = 0,0064 \text{ kgm}^2$, $k_v = 68 \text{ Nm/rad}$, $k_t = 20305 \text{ Nm/rad}$, $I_{y_{4v}} = \mathbf{0,111 \text{ kgm}^2}$ verileri kullanılmıştır.



Şekil 4.4. Dördüncü vites yük ataleti için rezonans eğrileri

Beşinci vites yük ataletinde her iki sistemde rezonans oluşum hızları Şekil 4.5'de görülmektedir.

Şekil 4.5'in elde edilmesinde $I_v = 0,135 \text{ kgm}^2$, $I_b = 0,004 \text{ kgm}^2$, $I_g = 0,0024 \text{ kgm}^2$, $k_k = 367 \text{ Nm/rad}$, $I_{v_1} = 0,13 \text{ kgm}^2$, $I_{v_2} = 0,045 \text{ kgm}^2$, $I_{kd} = 0,0064 \text{ kgm}^2$, $k_v = 68 \text{ Nm/rad}$, $k_t = 20305 \text{ Nm/rad}$, $I_{y_{5v}} = \mathbf{0,198 \text{ kgm}^2}$ verileri kullanılmıştır.

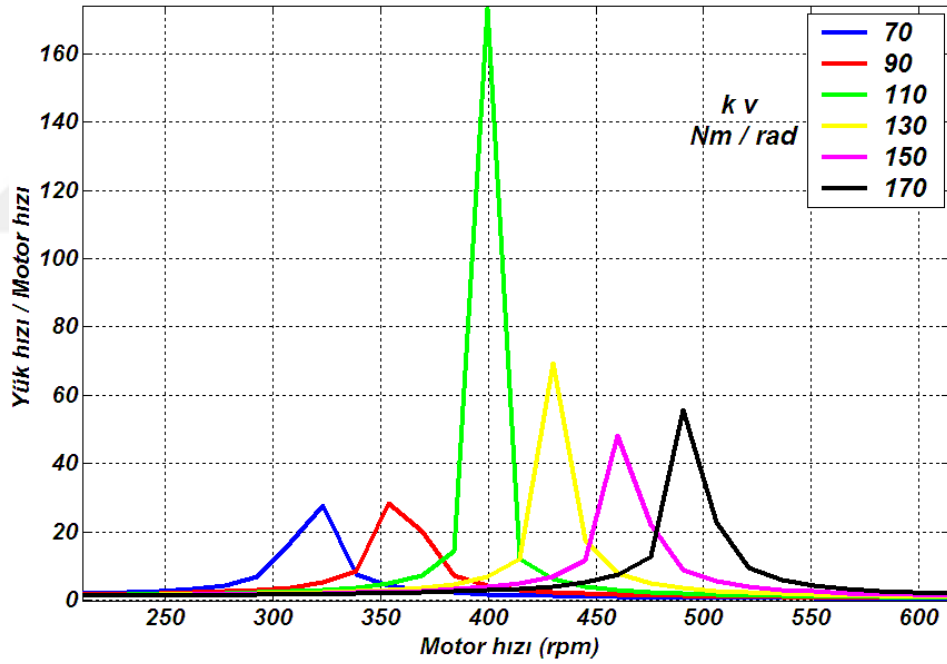


Şekil 4.5. Beşinci vites yük ataleti için rezonans eğrileri

Grafiklerin yatay eksenini motor hızını göstermektedir. Grafiklerin dikey eksenini motor ve yükün (vites kutusu ve diğer güç aktarma organlarını) hız oranını yani hız dalgalanmalarını göstermektedir. Çift kütleli volanın tek kütleli volan ile karşılaştırıldığında rezonans devrini rölanti devrinin oldukça altına düşürdüğü dikkat çekmektedir. Şekillerden yük ataletindeki artışın her iki sistemde rezonansın oluştuğu hızı düşürdüğü görülmektedir.

Şekil 4.6'da çift kütleli volan kullanılan sistemde volan kütleleri arasındaki burulma yayının farklı katılık değerleri için rezonans devrinin değişimi görülmektedir. Burulma yayının katılığı azaldıkça rezonansın oluştuğu hızın düştüğü görülmektedir.

Şekil 4.6'nın elde edilmesinde değişen k_v değerlerinin yanı sıra $I_{v_1} = 0,13 \text{ kgm}^2$, $I_{v_2} = 0,045 \text{ kgm}^2$, $I_{kd} = 0,0064 \text{ kgm}^2$, $k_t = 20305 \text{ Nm/rad}$, $I_{y_{1v}} = 0,0118 \text{ kgm}^2$ verileri kullanılmıştır.

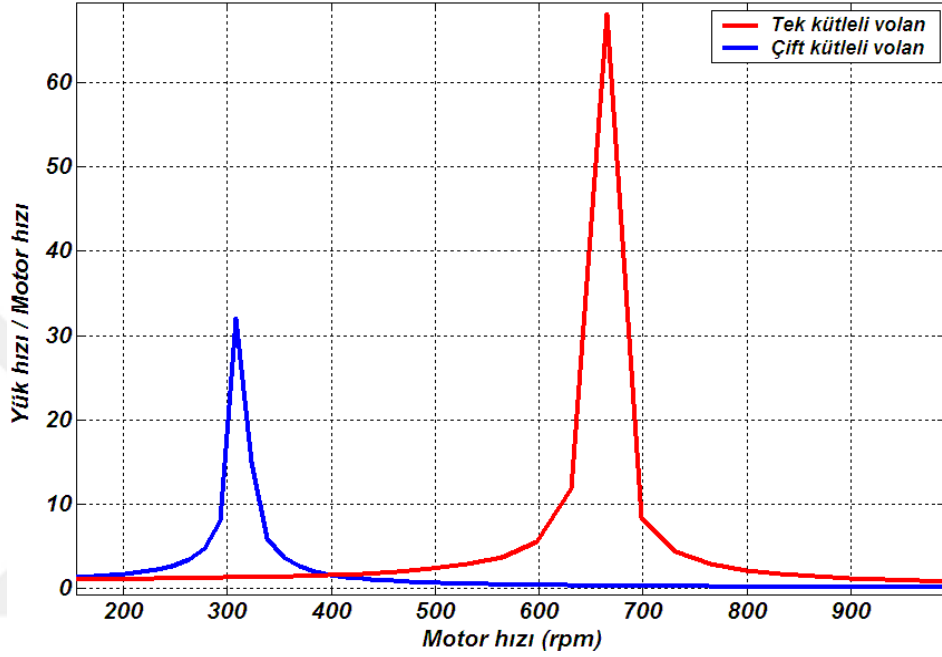


Şekil 4.6. ÇKV yayının farklı katılık değerleri için rezonans devrinin değişimi

Şekil 4.7'de aynı yük ve yay katılığında ($k_k = k_v = 68 \text{ Nm/rad}$) rezonans devrinin değişimi görülmektedir. Tek kütleli volan kullanılan sistemin kavrama diskindeki burulma yaylarının eşdeğer katılığının (k_k) çift kütleli volan kullanılan sistemde volanlar arasındaki burulma yaylarının eşdeğer katılığına (k_v) eşit olduğu farz edilmiştir. Aynı yay katılığı değerlerinde her iki sistemin rezonans devirleri arasındaki

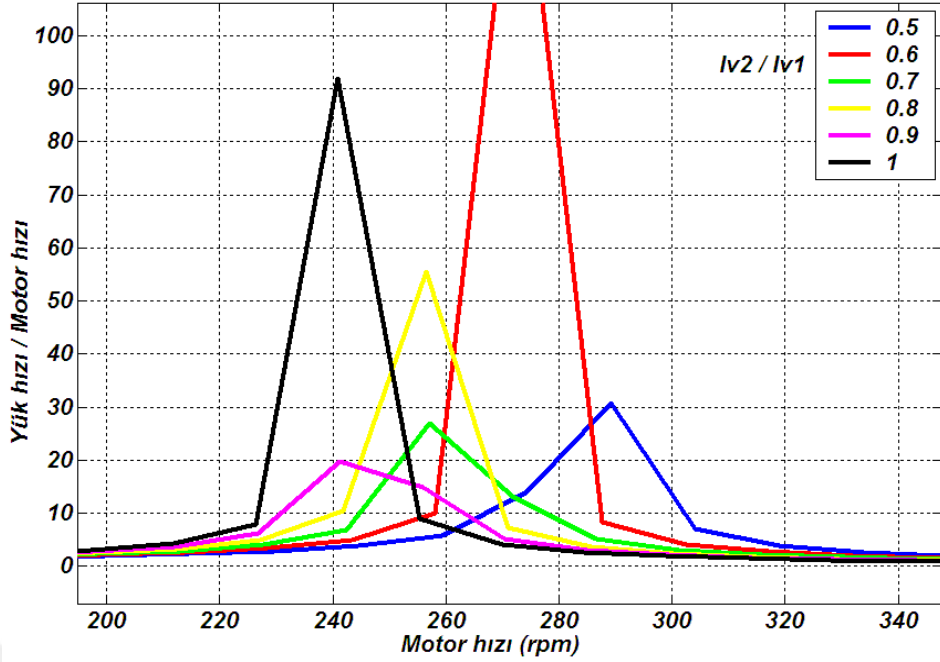
fark küçülmesine rağmen çift kütleli volan kullanılan sistem yine de üstünlüğünü sürdürmektedir.

Şekil 4.7'nin elde edilmesinde eşit yay katılıklarının yanı sıra $I_v = 0,135 \text{ kgm}^2$, $I_b = 0,004 \text{ kgm}^2$, $I_g = 0,0024 \text{ kgm}^2$, $I_{v_1} = 0,13 \text{ kgm}^2$, $I_{v_2} = 0,045 \text{ kgm}^2$, $I_{kd} = 0,0064 \text{ kgm}^2$, $k_t = 20305 \text{ Nm/rad}$, $I_{y_{5v}} = 0,0118 \text{ kgm}^2$ verileri kullanılmıştır.



Şekil 4.7. Aynı yük ve yay katılığında her iki sistemin rezonans devrinin değişimi

Şekil 4.8'de çift kütleli volan kullanılan sistemde, volan birinci ve ikinci kütlelerin farklı oranlarına göre rezonans devrinin değişimi görülmektedir. Çift kütleli volanın ikinci kütle miktarı arttıkça rezonansın oluştuğu hızın azaldığı görülmektedir.



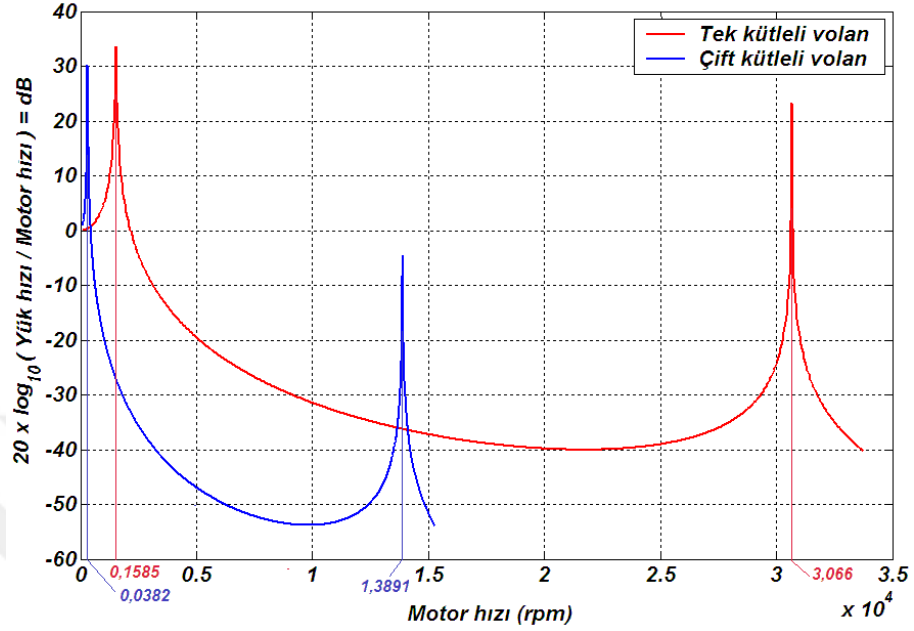
Şekil 4.8. ÇKV birinci ve ikinci kütlesi oranına göre rezonans devrinin değişimi

Şekil 4.8'in elde edilmesinde değişen I_{v_1} ve I_{v_2} değerlerinin yanı sıra $I_{kd} = 0,0064$ kgm^2 , $k_v = 68$ Nm/rad , $k_t = 20305$ Nm/rad , $I_{y_{1v}} = 0,0118$ kgm^2 verileri kullanılmıştır.

Rezonans davranışının incelendiği Şekil 3.13 ve Şekil 3.14'deki matematik modeller için yazılan programların çözümü ile iki rezonans noktası elde edilmiştir. Bunlardan biri yukarıdaki grafiklerde görüldüğü gibi motorun çalışma bölgesi içinde veya yakın noktalarda oluşurken diğeri ise motorun çalışma bölgesinin dışında, pratikte motorun ulaşamayacağı hızlarda görülmektedir. Birinci ve ikinci rezonans noktalarını aynı grafikte göstermeye çalışmak, rezonans noktalarının zor seçilmesi sorununu ortaya çıkarır. Bu nedenle fiziksel iki değer oranını ifade etmede elverişli olan desibel (dB) birimi kullanılmalıdır. Desibel (dB) logaritmik bir birimdir ve 10 tabanlı logaritma ile ilişkilidir. Önceki grafiklerde görülen herhangi bir $\left(\frac{\text{Yük hızı}}{\text{Motor hızı}}\right)$ hızlar oranının desibel birimi ile ifadesi $dB_{\left(\frac{\text{Yük hızı}}{\text{Motor hızı}}\right)} = 20 \cdot \log_{10}\left(\frac{\text{Yük hızı}}{\text{Motor hızı}}\right)$ şeklinde olmaktadır. Böylece daha önce her iki sistem için yazılan programlara aşağıdaki komut eklenerek hızlar oranını logaritmik dB birimi ile gösteren grafikler oluşturulmuştur.

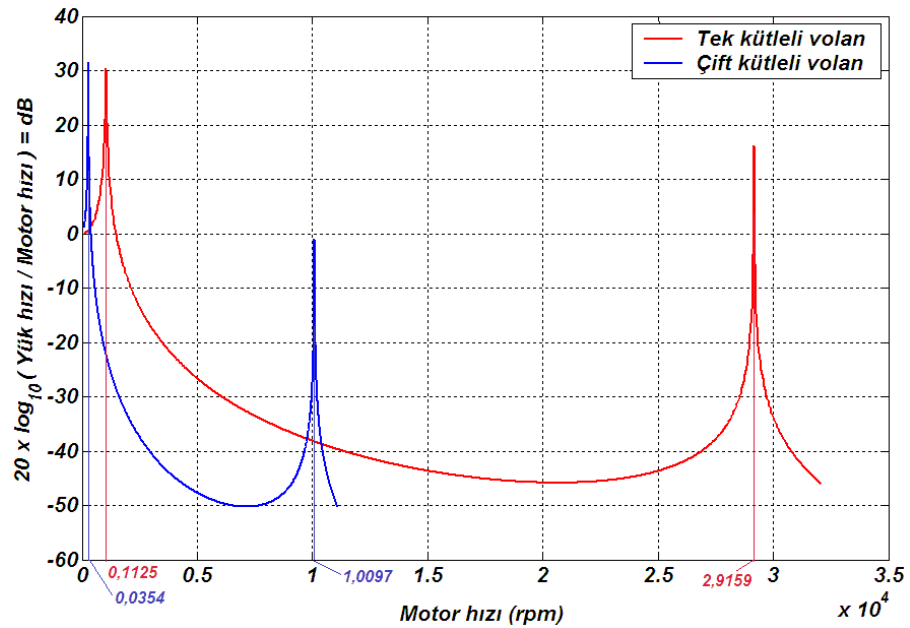
`plot(w*30/pi,20*log10(abs(R31)./abs(R11)), 'b')`

Birinci vites yük ataletinde Şekil 4.1'deki aynı değerler için her iki sitemde rezonans oluşum hızlarının logaritmik dB birimi ile gösterimi Şekil 4.9'da görülmektedir.



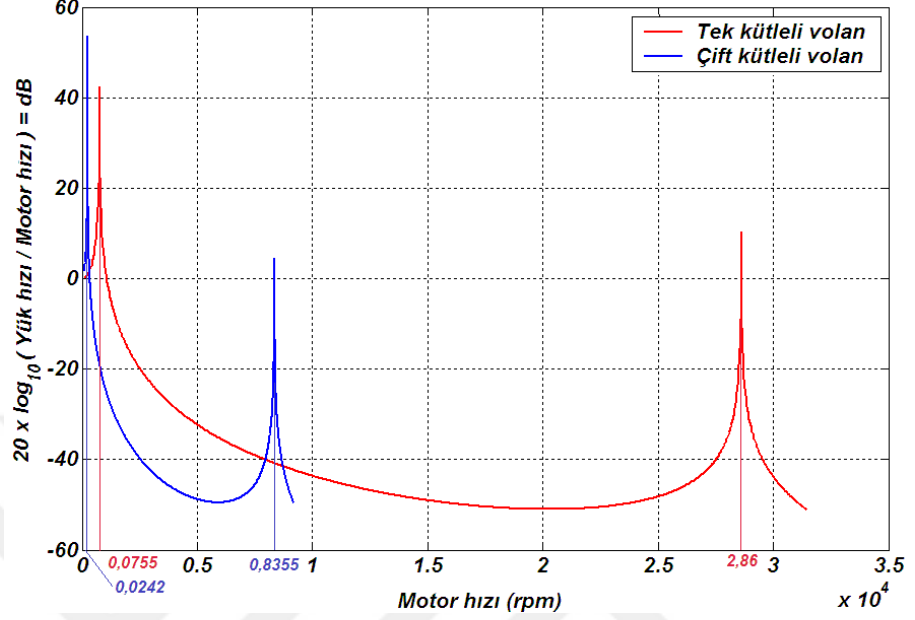
Şekil 4.9. Birinci vites yük ataleti için logaritmik dB birimli rezonans eğrisi

İkinci vites yük ataletinde Şekil 4.2'deki aynı değerler için her iki sitemde rezonans oluşum hızlarının logaritmik ölçekte gösterimi Şekil 4.10'da görülmektedir.



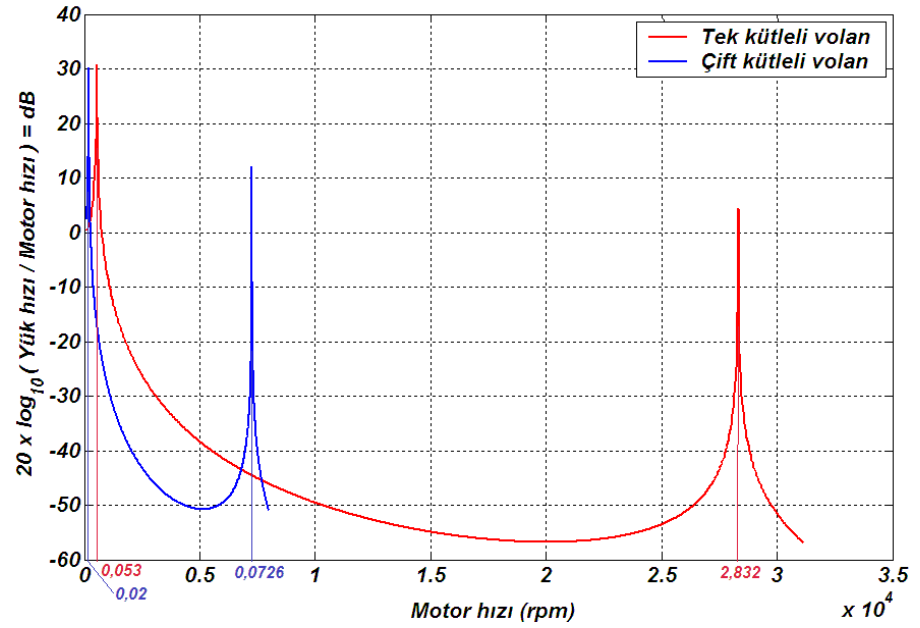
Şekil 4.10. İkinci vites yük ataleti için logaritmik dB birimli rezonans eğrisi

Üçüncü vites yük ataletinde Şekil 4.3'deki aynı değerler için her iki sitemde rezonans oluşum hızlarının logaritmik ölçekle gösterimi Şekil 4.11'de görülmektedir.



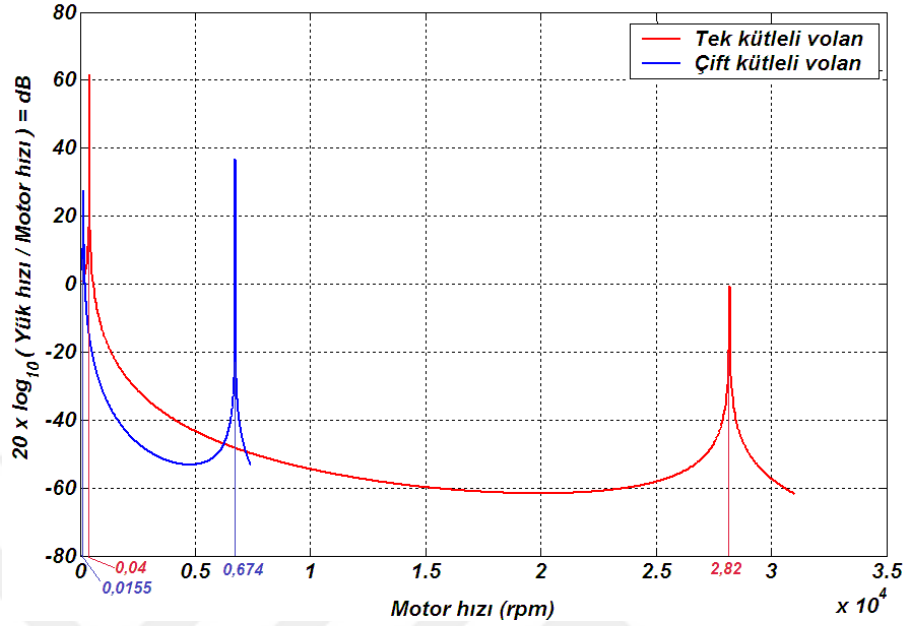
Şekil 4.11. Üçüncü vites yük ataleti için logaritmik dB birimli rezonans eğrisi

Dördüncü vites yük ataletinde Şekil 4.4'deki aynı değerler için her iki sitemde rezonans oluşum hızlarının logaritmik ölçekle gösterimi Şekil 4.12'de görülmektedir.



Şekil 4.12. Dördüncü vites yük ataleti için logaritmik dB birimli rezonans eğrisi

Beşinci vites yük ataletinde Şekil 4.5'deki aynı değerler için her iki sitemde rezonans oluşum hızlarının logaritmik ölçekle gösterimi Şekil 4.13'de görülmektedir.

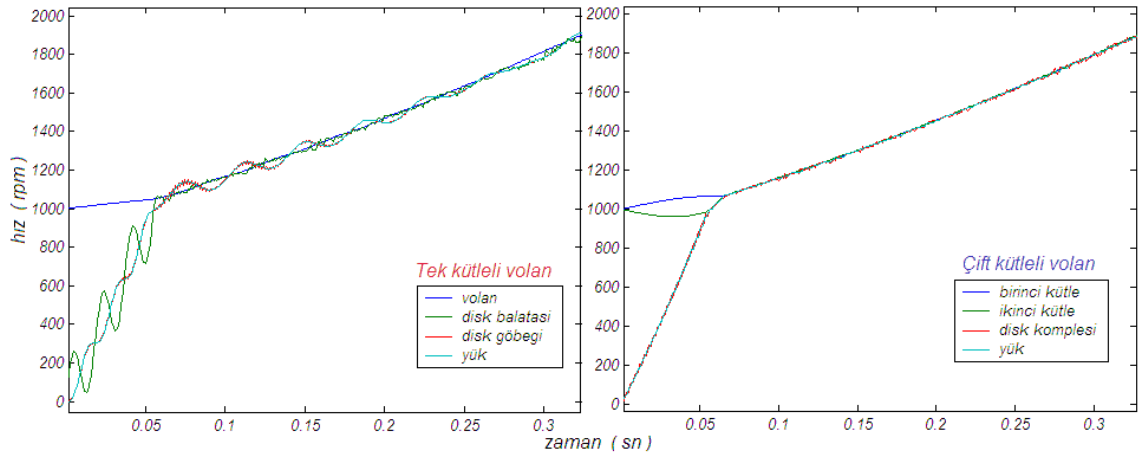


Şekil 4.13. Beşinci vites yük ataleti için logaritmik dB birimli rezonans eğrisi

Burada ikinci rezonans noktasının özellikle 3., 4., ve 5. viteslerde oldukça küçük değerlere sahip olduğu 4 viteste 0 dB'ye yakın 5. viteste ise 0 dB'nin altında olduğu görülmektedir.

4.2. Kavrama Dinamiği ile İlgili Bulgular

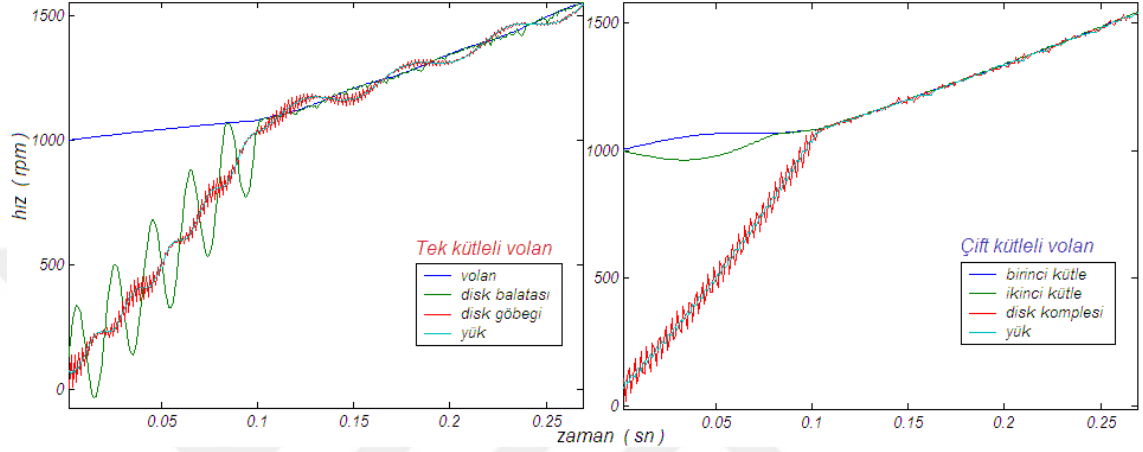
Şekil 4.1'deki değerler aynen kullanılmak üzere birinci viteste TKV ve ÇKV kullanılan sistemlere ait kavrama dinamiği sonuçları Şekil 4.14'te görülmektedir.



Şekil 4.14. Birinci viteste her iki sistemin kavrama dinamiği

Şekil 4.14'te Bölüm 3.6.9 ve Bölüm 3.6.10'daki verilerin yanı sıra $r_b = 0,1022$ m, $\mu_0 = 0,25$, $c = 0$, $M_y = 2$ Nm, $M_{th} = 25$ Nm, $M_g = 0$, $\theta_v = \theta_{v1} = 104,6$ rad/sn, $\theta_y = 0$ verileri kullanılmıştır.

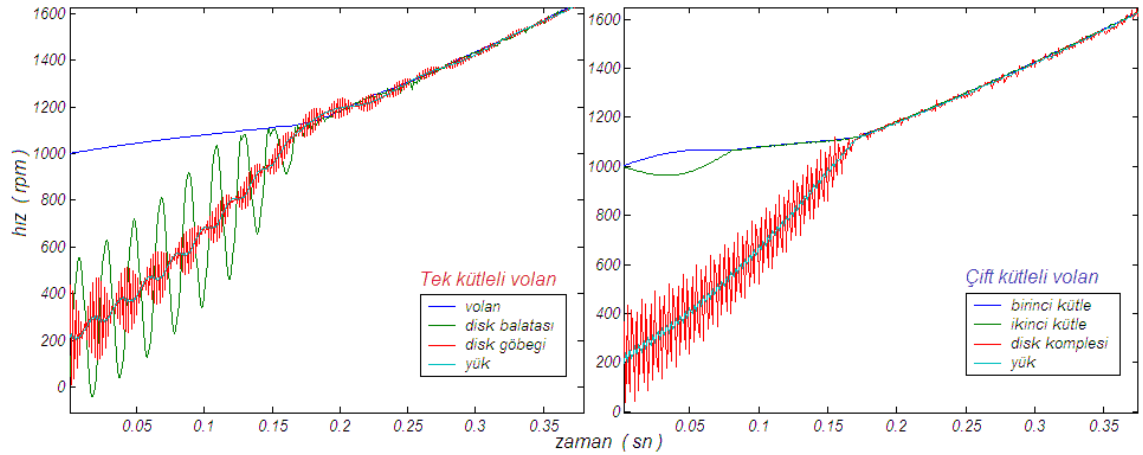
Şekil 4.2'deki değerler aynen kullanılmak üzere birinci viteste TKV ve ÇKV kullanılan sistemlere ait kavrama dinamiği sonuçları Şekil 4.15'te görülmektedir.



Şekil 4.15. İkinci viteste her iki sistemin kavrama dinamiği

Şekil 4.15'te Bölüm 3.6.9 ve Bölüm 3.6.10'daki verilerin yanı sıra $r_b = 0,1022$ m, $\mu_0 = 0,25$, $c = 0$, $M_y = 4,18$ Nm, $M_{th} = 25$ Nm, $M_g = 0$, $\theta_v = \theta_{v1} = 104,6$ rad/sn, $\theta_y = 8,12$ rad/sn verileri kullanılmıştır.

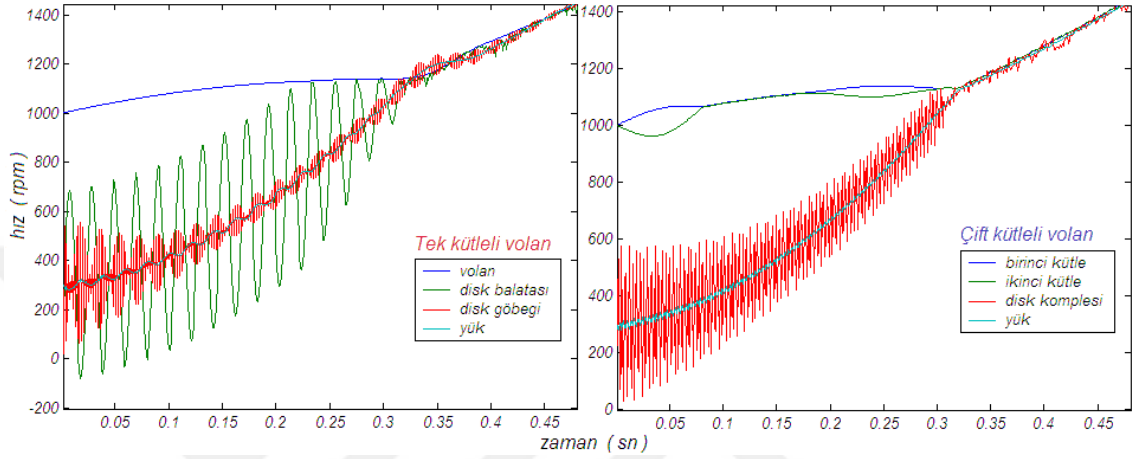
Şekil 4.3'deki değerler aynen kullanılmak üzere birinci viteste TKV ve ÇKV kullanılan sistemlere ait kavrama dinamiği sonuçları Şekil 4.16'da görülmektedir.



Şekil 4.16. Üçüncü viteste her iki sistemin kavrama dinamiği

Şekil 4.16'da Bölüm 3.6.9 ve Bölüm 3.6.10'daki verilerin yanı sıra $r_b = 0,1022$ m, $\mu_0 = 0,25$, $c = 0$, $M_y = 10,55$ Nm, $M_{th} = 25$ Nm, $M_g = 0$, $\theta_v = \theta_{v1} = 104,6$ rad/sn, $\theta_y = 24,5$ rad/sn verileri kullanılmıştır.

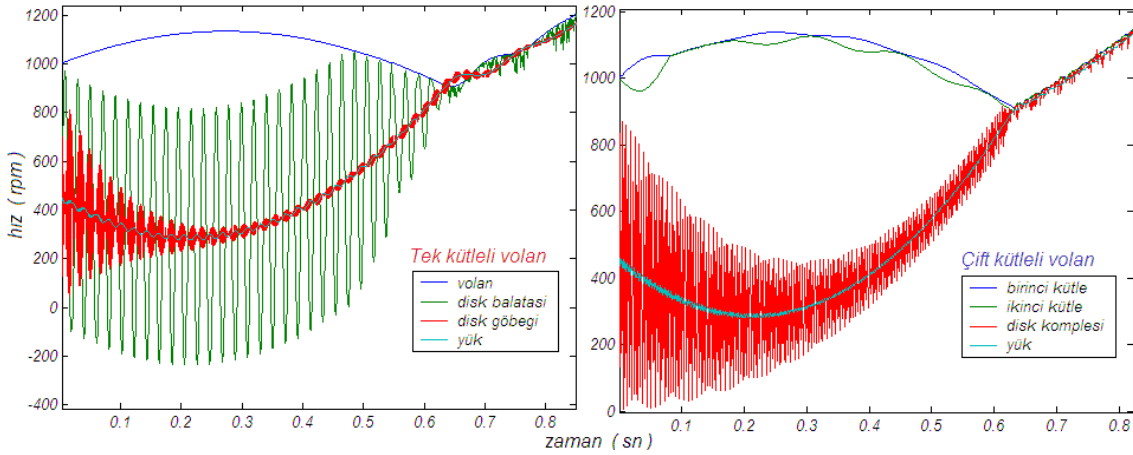
Şekil 4.4'deki değerler aynen kullanılmak üzere birinci viteste TKV ve ÇKV kullanılan sistemlere ait kavrama dinamiği sonuçları Şekil 4.17'de görülmektedir.



Şekil 4.17. Dördüncü viteste her iki sistemin kavrama dinamiği

Şekil 4.17'de Bölüm 3.6.9 ve Bölüm 3.6.10'daki verilerin yanı sıra $r_b = 0,1022$ m, $\mu_0 = 0,25$, $c = 0$, $M_y = 24,25$ Nm, $M_{th} = 25$ Nm, $M_g = 0$, $\theta_v = \theta_{v1} = 104,6$ rad/sn, $\theta_y = 32,25$ rad/sn verileri kullanılmıştır.

Şekil 4.5'deki değerler aynen kullanılmak üzere birinci viteste TKV ve ÇKV kullanılan sistemlere ait kavrama dinamiği sonuçları Şekil 4.18'de görülmektedir.

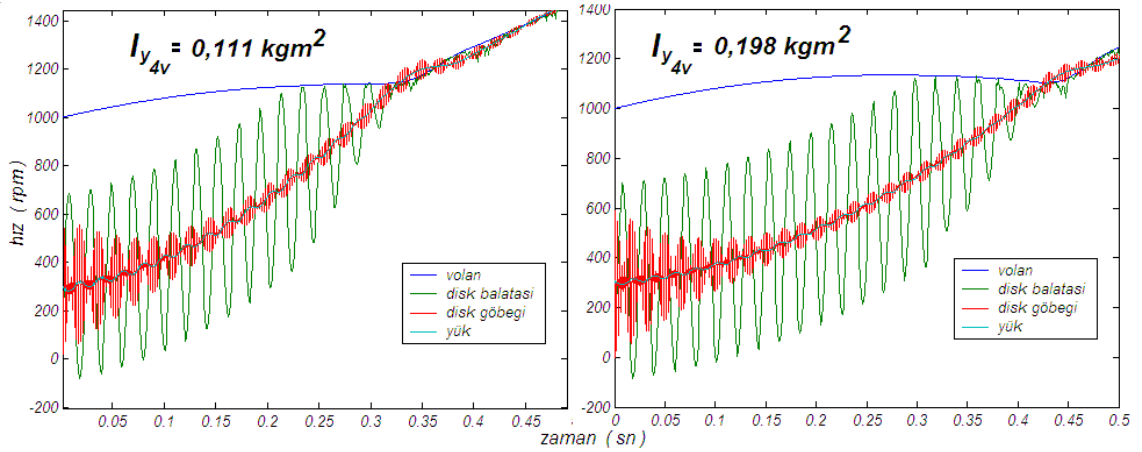


Şekil 4.18. Beşinci viteste her iki sistemin kavrama dinamiği

Şekil 4.18’de Bölüm 3.6.9 ve Bölüm 3.6.10’daki verilerin yanı sıra $r_b = 0,1022$ m, $\mu_0 = 0,25$, $c = 0$, $M_y = 65$ Nm, $M_{th} = 25$ Nm, $M_g = 0$, $\theta_v = \theta_{v1} = 104,6$ rad/sn, $\theta_y = 49$ rad/sn verileri kullanılmıştır.

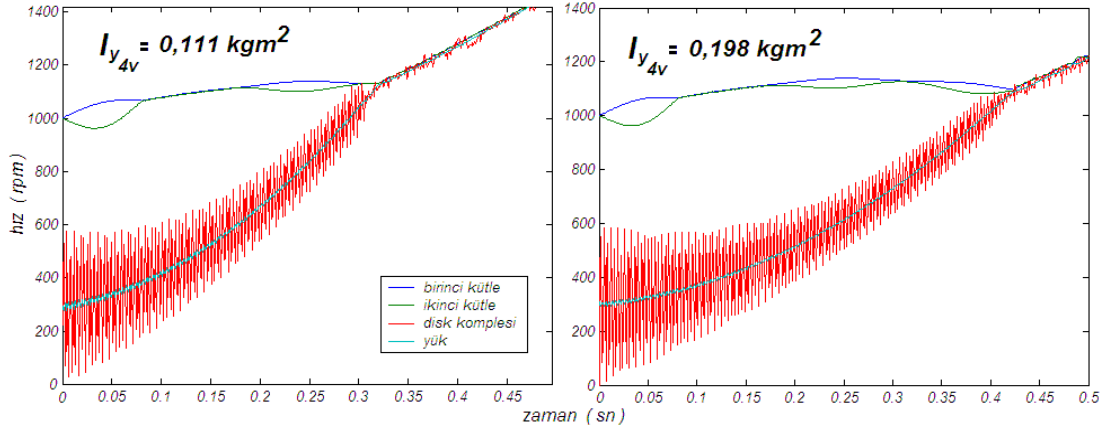
Her iki sistemde kavrama sürelerinin aşağı yukarı aynı olmakla birlikte artan vitesle bağlı olarak arttığı görülmektedir. Çift kütleli volanda birbirlerine yay ve flanş ile bağlı olan ÇKV’li sistemde elemanlar arasında ilk temas olduktan sonra hız salınımları diğer sisteme göre daha az olmaktadır. Bu durum ÇKV’li sistemde kavrama işleminin diğerine göre daha sarsıntısız ve düzenli gerçekleştiğini göstermektedir. Bunun sebebi titreşim veya salınımların ÇKV yayı tarafından klasik sistemdeki disk yaylarına göre daha iyi sönümlenmesidir. ÇKV’li sistemde yaysız yani rijit bir kavrama disk kullanılmaktadır. Çift kütleli volanda birbirlerine yay ve flanş ile bağlı olan ÇKV’nin birinci ve ikinci kütleleri arasında hız salınımı çok az olmaktadır. Buradan ÇKV kullanılan kavrama sisteminde kavrama işleminin kavrama disk ve yük arasında gerçekleştiği anlaşılmaktadır.

TKV’li sistemde yük ataleti hariç diğer tüm veriler aynı olmak üzere kavrama dinamiğindeki değişim Şekil 4.19’da görülmektedir. Bu grafiklerin elde edilmesinde Şekil 4.17’nin elde edilmesinde kullanılan veriler, $I_{y_{4v}}$ hariç aynen kullanılmıştır.



Şekil 4.19. TKV’li sistemde yük ataletindeki değişimin kavrama dinamiğine etkisi

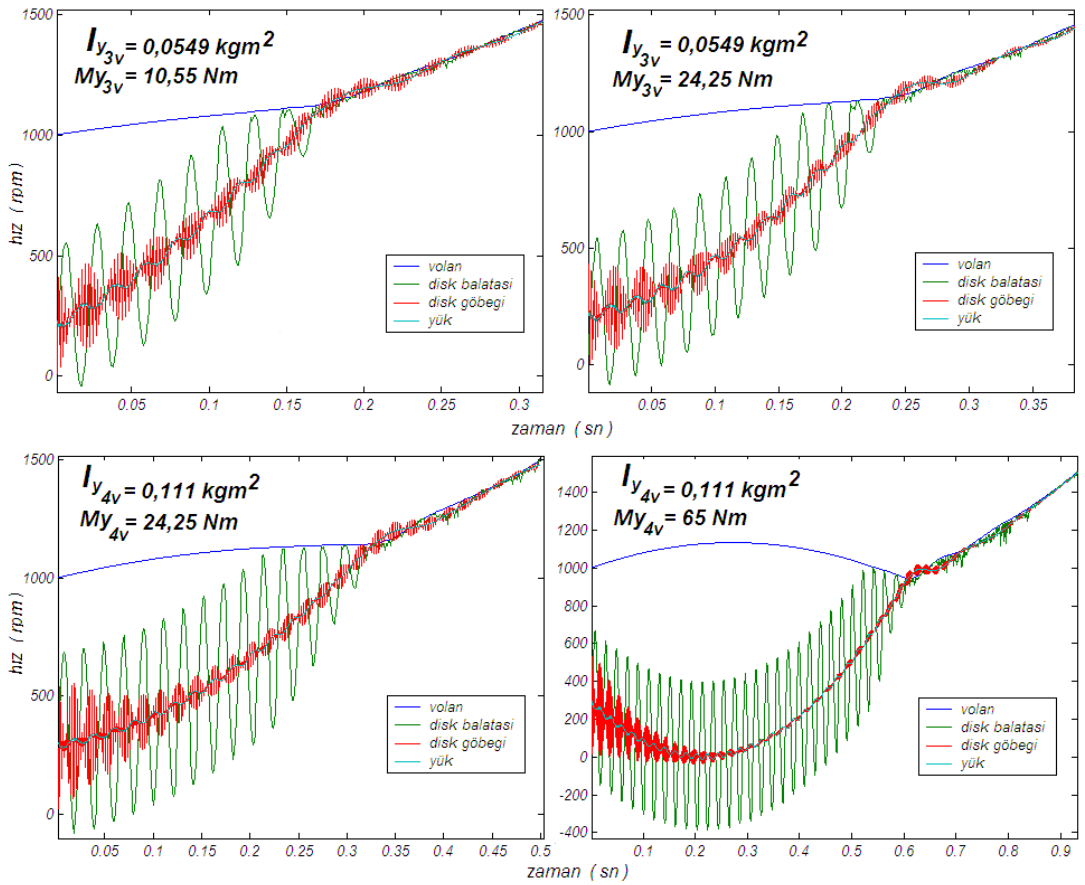
ÇKV’li sistemde yük ataleti hariç diğer tüm veriler aynı olmak üzere kavrama dinamiğindeki değişim Şekil 4.20’de görülmektedir. Bu grafiklerin elde edilmesinde Şekil 4.17’nin elde edilmesinde kullanılan veriler, $I_{y_{4v}}$ hariç aynen kullanılmıştır.



Şekil 4.20. ÇKV'li sistemde yük ataletindeki değişimin kavrama dinamiğine etkisi

Burada her iki sistemde yük ataletindeki yaklaşık iki katı artışın kavrama süresini yaklaşık 0,1 sn arttırdığı görülmektedir.

TKV'li sistemde yük momenti hariç diğer tüm veriler eşit olduğunda kavrama dinamiğindeki değişim Şekil 4.21'de görülmektedir.

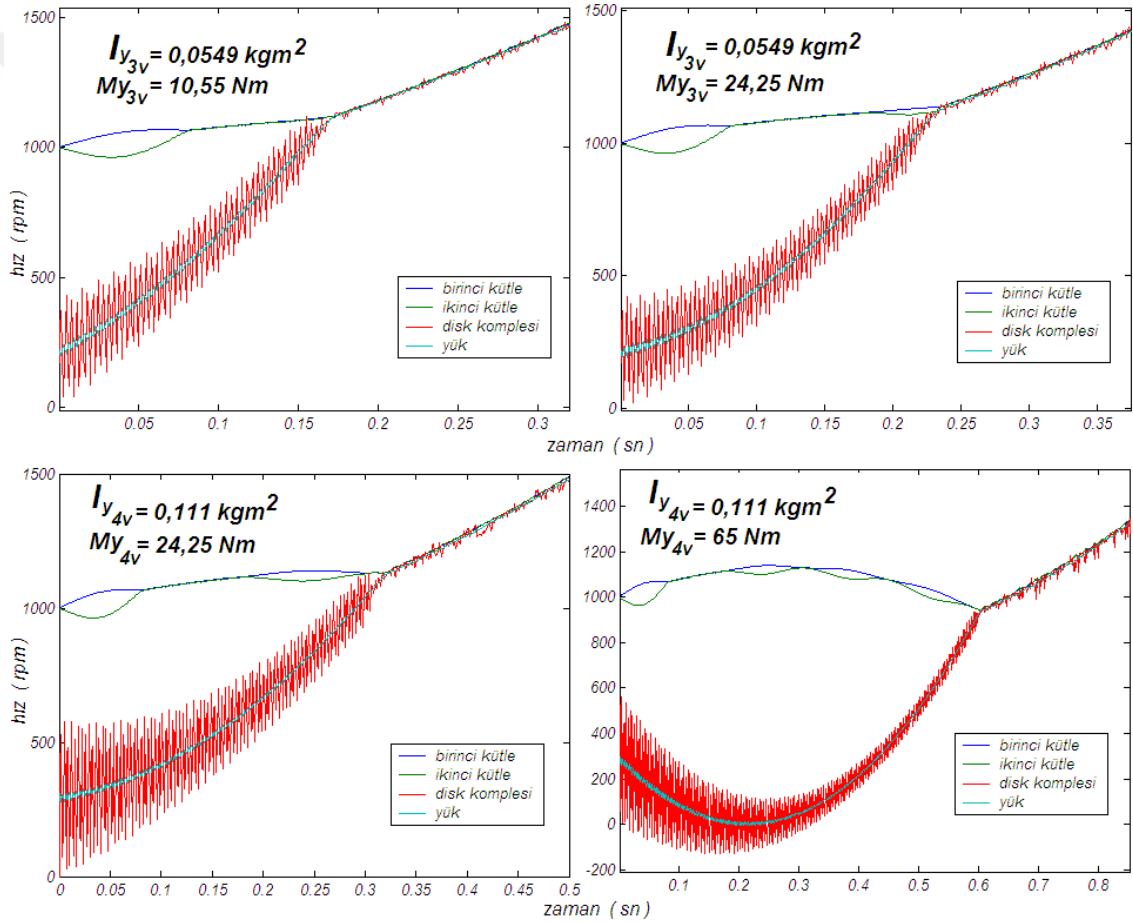


Şekil 4.21. TKV'li sistemde yük momentindeki değişimin kavrama dinamiğine etkisi

Bu grafiklerin elde edilmesinde Şekil 4.16 ve Şekil 4.17'nin elde edilmesinde kullanılan veriler, $M_{y_{3v}}$ ve $M_{y_{4v}}$ hariç aynen kullanılmıştır.

Şekil 4.21'de TKV'li sistem için üstteki iki grafikte $0,0549 \text{ kgm}^2$ yük ataleti sabitken, yük momentindeki yaklaşık iki katı artışta, kavrama süresinde yaklaşık $0,05 \text{ sn}$ artış olmaktadır. Buna karşılık alttaki iki grafikte $0,111 \text{ kgm}^2$ yük ataleti sabitken, yük momentini yaklaşık üç katı artmakta ve kavrama süresinde yaklaşık $0,3 \text{ sn}$ artış olmaktadır.

ÇKV'li sistemde yük momentini hariç diğer tüm veriler eşit olduğunda kavrama dinamiğindeki değişim Şekil 4.22'de görülmektedir.



Şekil 4.22. ÇKV'li sistemde yük momentindeki değişimin kavrama dinamiğine etkisi

Bu grafiklerin elde edilmesinde Şekil 4.16 ve Şekil 4.17'nin elde edilmesinde kullanılan veriler $M_{y_{3v}}$ ve $M_{y_{4v}}$ hariç aynen kullanılmıştır.

TKV'li sistem için yukarıda belirtilen durumun burada da geçerli olduğu görülmektedir.

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada taşıt güç aktarım sistemindeki rezonans davranışına ve kavrama dinamiğine tek kütleli ve çift kütleli volan kullanımının ve çeşitli faktörlerin etkisi incelenmiş ve şu sonuçlara ulaşılmıştır.

Vites kutusu ve güç aktarma organlarının ataletindeki artışın her iki sistemde rezonansın oluştuğu devri düşürdüğü görülmektedir. Bununla birlikte TKV kullanılan sistemde rezonans devirleri motor çalışma bölgesi (900-4000 rpm) içinde kalıyorken, ÇKV'nin rezonans devrini rölanti devri (yaklaşık 900 rpm) altına düşürdüğü dikkat çekmektedir. ÇKV, rezonans devrini motor çalışma bölgesinin oldukça dışına çıkarmaktadır.

Yayların katılığı azaldıkça rezonans devrinin düştüğü göz önüne alındığında bunun sebebi, ÇKV yaylarının sertliğinin kavrama diski yaylarının sertliğinden oldukça küçük olmasıdır ($k_k = 367$ Nm/rad iken $k_v = 68$ Nm/rad). Yay katılığının azaltılması, yani daha yumuşak yay kullanılması sayesinde rezonans devri rölanti devrinin altına düşürülür.

Yay katılığının rezonans devrinin azaltılmasında etkili olduğu anlaşılmaktadır. Kavrama disk yaylarının katılığı, ÇKV yaylarının katılığına eşit alındığında TKV'nin kullanıldığı sistemin rezonans devri rölanti devrinin oldukça altına düşüyor ve her iki sistemin rezonans devirleri arasındaki fark oldukça azalıyor. Buna rağmen ÇKV'nin kullanıldığı sistem, TKV'nin kullanıldığı sisteme karşı üstünlüğünü sürdürmektedir. Volanın ikinci kütlelerinin kütle değeri arttıkça rezonans devrinin azaldığı göz önüne alındığında bunun nedeni, volanın ikinci kütlelerinin, vites kutusunun ve yükün kütle atalet momentini arttırmasıdır. ÇKV'nin kütle ataleti, güç aktarma organlarının yani yükün ataletine eklenmektedir. Yük ataletindeki artış da rezonans devrini azaltmaktadır

Özetle, ÇKV'nin eşdeğer burulma yay sertliği, klasik sistemdeki kavrama diskinin burulma yaylarının eşdeğer sertliğine kıyasla küçüktür. Bu, rezonans devrinin düşürülmesinde oldukça etkilidir. ÇKV'nin ikinci kütlelerinin ataletini arttırmak, ilki kadar olmasada rezonans devrini düşürmede etkili bir özellik olarak görünmektedir. ÇKV kullanılan sistemde de rezonans genliklerinde önemli oranda artışlar olmasına rağmen rezonans devri marşa basma (ilk çalıştırma) durumu dikkate alınmamak kaydıyla motorun çalışma bölgesinin dışında olduğundan bu durum problem olarak görülmeyebilir ve başka bir çalışmanın konusu olarak ele alınabilir.

Her iki sistem kavrama dinamiği yönünden incelendiğinde, benzer ve farklı özellikler gösterdikleri görölmektedir. Her iki sistemde kavrama süreleri, aşağı yukarı aynı olmaktadır. ÇKV'li sistemde elemanlar arasında ilk temas olduktan sonra hız salınımları diğer sisteme göre daha az olmaktadır. ÇKV'de kullanılan yay sistemi, klasik sistemdeki yaylara göre daha iyi sönümleme gerçekleştirdiğinden kavrama işleminin diğerine göre daha sarsıntısız ve düzenli gerçekleşmektedir. ÇKV'nin birinci ve ikinci kütleleri arasındaki hız salınıminin çok az olması, bu sistemde kavrama işleminin kavrama diski ve yük arasında gerçekleştiğini göstermektedir. Her iki sistemde de artan vitesle bağlı olarak kavrama sürelerinin arttığı görölmektedir. Kavrama sürelerinin artmasına, artan vitesle birlikte yük ataletindeki artışın neden olduğu anlaşılmaktadır. Her iki sistemde yük momentindeki belli bir seviyenin altındaki artışlar, kavrama süresini değiştirmemekte ya da çok az değiştirmektedir. Buna karşın belli bir seviyenin üzerindeki artışların kavrama süresini arttırdığı görölmektedir. Yük momentindeki artışa kıyasla yük ataletindeki artış kavrama süresini daha çok arttırmaktadır. Kavrama süresini belirleyen esas unsurun yük momentinden ziyade yük ataletindeki artış olduğu söylenebilir.

Sonuç olarak içten yanmalı motorda tek kütleli volan yerine çift kütleli volan kullanılması ile güç aktarım sisteminde rezonans oluşum devri rölanti altı devirlere ötelenmekte ve kavrama işleminin daha sarsıntısız gerçekleştirilmektedir.

KAYNAKLAR

- Akkurt, M. 1980.** Makine elemanları 2. cilt. İTÜ Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi, İstanbul, 578 s.
- Albers, A. 1994.** Advanced development of DMFW design – noise control for today’s automobiles. 5th LuK Symposium, Germany.
- Anonim, 2012a.** Çift kütleli volan DMF teknolojisi, arıza teşhisi, özel servis takımı, kullanım talimatları. Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG, 2012, Germany.
- Anonim, 2012b.** LuK schadensdiagnose leitfaden für die beurteilung von störungen am kupplungssystem. Schaeffler Automotive Aftermarket GmbH & Co. KG, 2012, Deutschland.
- Anonim, 2019a.** Crankshaft. <https://www.cars.com/auto-repair/glossary/crankshaft/>, (Erişim Tarihi: 08.05.2019).
- Anonim, 2019b.** Debriyajın çalışma prensibi nedir? <https://www.balatadunyasi.com/debriyajin-calisma-prensibi-nedir/>, (Erişim Tarihi: 08.05.2019).
- Anonim, 2019c.** Clutch. <https://www.slideshare.net/ShirishGoel/clutch-66185801>, (Erişim Tarihi: 09.05.2019).
- Anonim, 2019d.** Dişli terminolojisi. <http://www.muhendislikbilgileri.com/?pnun=164&pt>, (Erişim Tarihi: 10.05.2019).
- Centea, D., Rahnejat, H., Menday, M. T. 2001.** Non-linear multi-body dynamic analysis for the study of clutch torsional vibrations (judder). *Applied Mathematical Modelling*, 25: 177-192.
- Crowther, A., Zhang, N., Liu, D. K., Jeyakumaran, J.K. 2004.** Analysis and simulation of clutch engagement judder and stick-slip in automotive powertrain systems. *Journal of Automobile Engineering*, 218(12): 1427-1446.
- Chen, D. M., Xu, J. H., Shi, X. F., Ma, Y. Y. 2012.** Experimental study on torsional vibration of dual mass flywheel. *Advanced Materials Research*, 490-495: 2318-2322.
- Chen, L., Zhong, H., Luo, X., Zeng, R. 2018.** Analysis method of structural sensitivity of dual mass flywheel and power transmission. International Conference on Manufacturing Technology, Materials and Chemical Engineering (MTMCE), 22–24 June 2018, Zhuhai, China.
- Duran, E., Sever, A. 2008.** Dynamic simulation and endurance limit safety factor calculation for crankshaft - comparison of single mass and dual mass flywheel. SAE Commercial Vehicle Engineering Congress and Exhibition, 7-9 October 2008, Rosemont, Illinois, USA.
- Fischer, R., Küçükay, F., Jürgens, G., Najork, R., Pollak, B. 2015.** The automotive transmission book. Springer International Publishing, Switzerland, 351 pp.
- Güllü, E. 1990.** Güç aktarma organları ders notları. Uludağ Üniversitesi, Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi, Bursa, 78 s.
- Gaillard, C. L., Singh, R. 2000.** Dynamic analysis of automotive clutch dampers. *Applied Acoustics*, 60: 399-424.
- Güllü, E., Kopmaz, O. 2003.** Motorlu taşıt kavramasının dinamik analizi. *PAÜ Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 9 (3): 357-367.
- Gündoğdu, Ö., Kopmaz, O., Ceviz, M. A. 2004.** Mühendislik ve fen uygulamalarıyla Matlab. Nobel Yayın Dağıtım, Ankara, 151 s.

- Gupta, K., Choudhary, A., Bidre, R. 2017.** NVH performance improvement study using a dual mass flywheel (DMF), inertia ring type tuned torsional vibration damper (TVD) and single mass flywheel (SMF) in a front engine and rear wheel driveline architecture. SAE 2017 Noise and Vibration Conference and Exhibition, 12-15 June 2017, Michigan, USA.
- He, L., Xia, C., Chen, S., Guo, J., Liu, Y. 2019.** Parametric investigation of dual-mass flywheel based on driveline start-up torsional vibration control. *Shock and Vibration*, 2019: 1-12.
- Jadhav, S. 2014.** Powertrain NVH analysis including clutch and gear dynamics. SAE 2014 World Congress and Exhibition, 8-10 April 2014, Detroit, Michigan, USA.
- Karadere, G., Kopmaz, O., Güllü, E. 2010.** Transient phenomena during engagement phase of a clutch. *International Journal of Materials and Product Technology*, 39 (3/4): 225-239.
- Kopmaz, O., Telli Çetin, S. 2014.** Makine teorisi ders notları. Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi Bursa, 384 s.
- Lechner, G., Naunheimer, H. 1999.** Automotive transmissions fundamentals, selection design and application. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 449pp.
- Mohire, S., Burde, R. 2010.** Evaluation of interdependent behavior of dual mass flywheel (DMF) and engine starting system. SAE 2010 World Congress and Exhibition, 8-10 April 2014, Detroit, Michigan, USA.
- Meng, X., Li, J. 2011.** Idling natural characteristic analysis of the torsion absorber with dual mass flywheel. *Applied Mechanics and Materials*, 80-81: 860-864.
- Palavan, S. 1975.** Pistonlu makinalar dinamiği. İTÜ Kütüphanesi, Sayı: 1020, İstanbul 167 s.
- Pala, Y. 2013.** Modern uygulamalı diferansiyel denklemler. Nobel Akademik Yayıncılık Eğitim Danışmanlık Tic. Ltd. Şti., Ankara, 721 s.
- Reik, W., Seebacher, R., Kooy, A. 1998.** The dual mass flywheel. 6th LuK Symposium, Germany.
- Seto, W.W. 1977.** Mekanik titreşimler. Birsen Kitabevi Yayınları, İstanbul, 319 s.
- Schulte, L.F. 1986.** Dual mass flywheel. 3th LuK Symposium, Germany.
- Schnurr, M. 1990.** Development on the super-long-travel DMFW. 4th LuK Symposium, 20 April 1990, Baden-Baden, Germany.
- Sawanobori T., Suehiro, K. 1995.** An analysis of clutch judder. SAE 1995 Noise and Vibration Conference and Exhibition, 15-18 May 1995, USA.
- Shaver, R. 1997.** Manual transmission clutch systems AE-17. S.A.E. Publications, Warrendale, PA, USA, 200 pp.
- Turhan, Ö. 2014.** Makine Teorisi mekanizmalar ve makine dinamiği. Nobel Akademik Yayıncılık Eğitim Danışmanlık Tic. Ltd. Şti., Ankara, 350 s.
- Ünlüsoy Y. S. 1994.** Performance of motor vehicle. Middle East Technical University, Ankara, 74 s.
- Ünlüsoy, Y. S., Akkök, M. 2001.** Motorlu taşıtlarda kavrama dinamiğinin incelenmesi. *Makine Tasarım ve İmalat Dergisi*, 4 (1): 47-55.
- Yang, X., Pang, J., Wang, L., Tian, X., Tang, Y. 2017.** A study on reducing gear rattle noise based on sensitivity analysis of drivetrain torsional model. SAE 2017 Noise and Vibration Conference and Exhibition, 12-15 June 2017, Michigan, USA.

EKLER

- EK 1** TKV Kullanılan Sistemin Rezonans Davranışı için Matlab Programı
- EK 2** ÇKV Kullanılan Sistemin Rezonans Davranışı için Matlab Programı
- EK 3** TKV Kullanılan Sistemin Kavrama Dinamiği için Matlab Programı
- EK 4** ÇKV Kullanılan Sistemin Kavrama Dinamiği için Matlab Programı



EK 1 TKV Kullanılan Sistemin Rezonans Davranışı için Matlab Programı

```
Iv=0.175; % kgm2
%Volan kütlesinin indirgenmiş kütle atalet momenti
Ib=0.004; % kgm2
%Disk balata kütlesinin indirgenmiş kütle atalet momenti
Ig=0.0024; % kgm2
%Disk göbeğinin indirgenmiş kütle atalet momenti
Iy=0.0157 ; % kgm2
%Güç aktarma organlarının geri kalanının yani yükün
%indirgenmiş kütle atalet momenti
kk=367; % Nm/rad
%Disk göbeği üzerinde dairesel olarak konumlandırılmış
%burulma yaylarının eşdeğer katılığı
kt=20305; % Nm/rad
%Vites kutusu giriş mili (prizdirekt mili) katılığı
I=diag([Iv+Ib,Ig,Iy]); %Ataletler Matrisi
K=[kk -kk 0;-kk (kk+kt) -kt; 0 -kt kt]; % Katılık Matrisi
[U,L]=eigs(K,I); %Özdeğerler hesaplanıyor
wrs=sqrt(diag(L)); %rad/sn cinsinden doğal frekanslar
n=wrs*(60/(2*pi)) %dev/dk biriminde kritik hızlar
wu=max(wrs)*1.1;
w=linspace(10,wu,1000);%en büyük doğal frekansı içine alan
aralık tanımlanıyor
for i=1:length(w)
    A=K-(w(i)^2)*I;
    B=inv(A);
    R11(i)=B(1,1);
    R31(i)=B(3,1);
end
plot(w*30/pi, abs(R31) ./abs(R11), 'r')
```

EK 2 ÇKV Kullanılan Sistemin Rezonans Davranışı için Matlab Programı

```
Iv1=0.13; % kgm2
%Volanın birinci kütlelerinin indirgenmiş kütle atalet
momenti
Iv2=0.045; % kgm2
%Volanın ikinci kütlelerinin indirgenmiş kütle atalet momenti
Ikd=0.0064; % kgm2
%Diskin(balata ve göbek) indirgenmiş kütle atalet momenti
Iy=0.0157; % kgm2
%Güç aktarma organlarının geri kalanının yani yükün
%indirgenmiş kütle atalet momenti
kv=68; % Nm/rad
%Volan kütleleri arasındaki eğrisel helis yaylarının
eşdeğer katılığı
kt=20305; % Nm/rad
%Vites kutusu giriş mili (prizdirekt mili) katılığı
I=diag([Iv1,Iv2+Ikd,Iy]); %Ataletler Matrisi
K=[kv -kv 0;-kv (kv+kt) -kt; 0 -kt kt]; %Katılık Matrisi
[U,L]=eigs(K,I); %Özdeğerler hesaplanıyor
wrs=sqrt(diag(L)); %rad/sn cinsinden doğal frekanslar
n=wrs*(60/(2*pi)) %dev/dk biriminde kritik hızlar
wu=max(wrs)*1.1;
w=linspace(10,wu,1000);%en büyük doğal frekansı içine alan
aralık tanımlanıyor
for i=1:length(w)
    A=K-(w(i)^2)*I;
    B=inv(A);
    R11(i)=B(1,1);
    R31(i)=B(3,1);
end
plot(w*30/pi,abs(R31)./abs(R11),'b')
```

EK 3 TKV Kullanılan Sistemin Kavrama Dinamiği için Matlab Programı

```
function dq = tkv (t,q)
rb=0.1022; % m-Sürtünme kuvvetlerinin etki ettiği ortalama
yarıçap
Fb=1250; % N
%Baskı plakası üzerindeki kavrama boşluğu alınmaya
başladığı andaki normal kuvvet
Fs=4500; % N-Baskı plakası üzerindeki azami normal kuvvet
tc=0.54; % sn-Fb Fs olana kadar geçen zaman
Mmb=50; % Nm-t=0 anında motor momenti
Mms=100; % Nm-t=te anında motor momenti
te=0.57; % sn-Mmb Mms olana kadar geçen zaman
nu0=0.25; %-Sürtünme yüzeylerinin sabit sürtünme katsayısı
C=0; % sn/m
%Volan ve kavrama diski hız farkına göre sürtünme
katsayısını değiştiren bir değişken
Iv=0.175; % kgm2-Volanın kütle atalet momenti
Ib=0.004; % kgm2-Disk balatasının indirgenmiş kütle atalet
momenti
Ig=0.0024; % kgm2-Disk göbeğinin indirgenmiş kütle atalet
momenti
Iy=0.0118; % kgm2
%Güç aktarma organlarının geri kalanının yani yükün,
indirgenmiş kütle atalet momenti
kk=367; % Nm/rad
%Disk göbeği üzerine dairesel konumlandırılmış burulma
yaylarının eşdeğer katılığı
kt=20305; % Nm/rad - Vites kutusu giriş mili (prizdirekt
mili ) katılığı
My=2; % Nm
%Yük torku Tüm güç aktarma sistemi vites kutusu giriş
miline indirgenmiştir
```

```

N=Fb+(Fs-Fb)*t/tc;
%Diyafram yay tarafından üretilen, volan ve kavrama diskini
birbirine bastıran
%yüzeyle dik baskı (normal) kuvveti
Mm=Mmb+(Mms-Mmb)*t/te;
%Motor torqu içten yanmalı motorun torqu anlık açısai hızın
bir fonksiyonudur.
% Sürücü moment ve açısai hız arasındaki iliksiyi gaz
pedalı ile yönetebilir
Mk=rb*N*(nu0+C*R*abs(q(5)-q(6)));
%Volan ve sürtünme yüzeyle arasındaki kavrama sürtünme
torqu:
%Değeri her iki parçanın senkronize dönüp dönmemesine bağılı
olarak değışir
Mg=0; % Nm-Kavrama diskinin yastık yayı ile göbek
arasındaki sürtünme momentii
nt=0.05; %Vites kutusundaki viskoz sönüm katsayısı
qnokta(1)=q(5);
qnokta(2)=q(6);
qnokta(3)=q(7);
qnokta(4)=q(8);
qnokta(5)=- (sign(q(5)-q(6))*Mk-Mm)/Iv;
qnokta(6)=- (-sign(q(5)-q(6))*Mk+kk*(q(2)-
q(3))+Mg*sign(q(6)-q(7)))/Ib;
qnokta(7)=- (-kk*(q(2)-q(3))-Mg*sign(q(6)-q(7))+kt*(q(3)-
q(4))+nt*(q(7)-q(8)))/Ig;
qnokta(8)=- (-kt*(q(3)-q(4))-nt*(q(7)-q(8))+My)/Iy;
dq=[qnokta(1);qnokta(2);qnokta(3);qnokta(4);qnokta(5);qnokt
a(6);qnokta(7);qnokta(8)];

```

EK 4 ÇKV Kullanılan Sistemin Kavrama Dinamiği için Matlab Programı

```
function dq = ckv (t,q)
rb=0.1022; % m - Sürtünme kuvvetlerinin etki ettiği
ortalama yarıçap
Fb=1250; % N
% Baskı plakası üzerindeki kavrama boşluğu alınmaya
başladığı andaki normal kuvvet
Fs=4500; % N - Baskı plakası üzerindeki azami normal kuvvet
tc=0.54; % sn - Fb Fs olana kadar geçen zaman
Mmb=50; % Nm - t=0 anında motor momenti
Mms=100; % Nm - t=te anında motor momenti
te=0.57; % sn - Mmb Mms olana kadar geçen zaman
nu0=0.25; % - Sürtünme yüzeylerinin sabit sürtünme
katsayısı
C=0; % sn/m
%Volan ve kavrama diski hız farkına göre sürtünme
katsayısını değiştiren bir değişken
Iv1=0.135; % kgm2 Volanın birinci kütesinin indirgenmiş
kütle atalet momenti
Iv2=0.045; % kgm2 Volanın ikinci kütesinin indirgenmiş
kütle atalet momenti
Ikd=0.0064; % kgm2 Diskin(balata ve göbek) indirgenmiş
kütle atalet momenti
Iy=0.198; % kgm2
%Güç aktarma organlarının geri kalanının yani yükün,
indirgenmiş kütle atalet momenti
kv=68; % Nm/rad - Volan kütleleri arasındaki eğrisel helis
yayın eşdeğer katılığı
kt=20305; % Nm/rad - Vites kutusu giriş mili (prizdirekt
mili ) katılığı
My=65; % Nm
```

```

%Yük torku Tüm güç aktarma sistemi vites kutusu giriş
miline indirgenmiştir
N=Fb+(Fs-Fb)*t/tc;
%Diyafram yay tarafından üretilen, volan ve kavrama diskini
birbirine bastıran
%Yüzeyle dik baskı (normal) kuvveti
Mm=Mmb+(Mms-Mmb)*t/te;
%Motor torku içten yanmalı motorun torku anlık açısal hızın
bir fonksiyonudur.
%Sürücü tork ve açısal hız arasındaki bu ilişkiyi gaz
pedalı ile yönetebilir
Mk=rb*N*(nu0+C*R*abs(q(5)-q(6)));
%Volan ve sürtünme yüzeyleri arasındaki kavrama sürtünme
torku
%Değeri her iki parçanın senkronize dönüp dönmemesine bağlı
olarak değişir
nt=0.05; %Vites kutusundaki viskoz sönüm katsayısı
Mth=25; %Volan kütleleri arasındaki yayın histerezisinin
sağladığı sönüm momenti
qnokta(1)=q(5);
qnokta(2)=q(6);
qnokta(3)=q(7);
qnokta(4)=q(8);
qnokta(5)=- (kv*(q(1)-q(2))+sign(q(5)-q(6))*Mth-Mm)/Iv1;
qnokta(6)=- (sign(q(6)-q(7))*Mk-kv*(q(1)-q(2))-sign(q(5)-
q(6))*Mth)/Iv2;
qnokta(7)=- (-sign(q(6)-q(7))*Mk+kt*(q(3)-q(4))+nt*(q(7)-
q(8)))/Ikd;
qnokta(8)=- (-kt*(q(3)-q(4))-nt*(q(7)-q(8))+My)/Iy;
dq=[qnokta(1);qnokta(2);qnokta(3);qnokta(4);qnokta(5);qnokt
a(6);qnokta(7);qnokta(8)];

```

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Abdurrahman YILMAZ

Doğum Yeri ve Tarihi : Keles, 1983

Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu

Lise : Yenişehir Endüstri Meslek Lisesi Motor Bölümü, 2000

Lisans : Sakarya Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi
Otomotiv Öğretmenliği Bölümü, 2005

Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi

Makine Mühendisliği Bölümü

(Mühendislik Tamamlama), 2015

Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, 2019

Çalıştığı Kurum/Kurumlar: Kurtsan Paslanmaz Çelik ve Endüstri

Makine ve Tesisleri Ltd. Şti Teknik Ressam, 2008

Milli Eğitim Bakanlığı Teknik Öğretmen 2009-devam

İletişim (e-posta) : yilmaz3426@gmail.com

Yayımları :