



T.C.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DEBRİYAJ SİSTEMİNİN DİNAMİK ANALİZİ

BATUHAN ORDU

Prof. Dr. EMİN GÜLLÜ

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2018

Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Batuhan ORDU tarafından hazırlanan "Debriyaj Sisteminin Dinamik Analizi" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile 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
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

Üye : Doç. Dr. Fatih KARPAT
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

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

İmza

İmza

İmza

Ali Bayram

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Ali BAYRAM

Enstitü Müdürü

19.1.2018

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.

09/4/2018

Batuhan ORDU

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DEBRİYAJ SİSTEMİNİN DİNAMİK ANALİZİ

Batuhan ORDU

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Emin Güllü

Otomotiv sektörü talepler ve ihtiyaçlar karşısında her geçen gün hızla gelişen, değişen ve yenilenen bir sektördür. Bu taleplerden en çok öne çıkanlar konfor, performans ve yakıt verimliliğidir. Motordan gelen hareketi ve gücü vites kutusuna aktarmasından dolayı debriyaj otomobiller için önemi yüksek kritik bir organdır. Debriyajın karakteristikleri konfor, performans ve yakıt tüketimine doğrudan etkide bulunur.

Bu çalışmada, otomobillerde kullanılan bir debriyaj sisteminin kavrama esnasındaki geçici dinamik davranışları incelenmektedir. Mekanik kavrama olan debriyajın, hareket ve güç iletim dinamiğini anlamak üzere önce basit matematiksel model ele alınmıştır. Bu modelde, debriyaj tek bir parça gibi kabul edilip motor ile teker arası moment hız geçişi ve enerji kaybı incelenmiştir. Sonra ise debriyaj içindeki elemanları da kapsayan bir model oluşturulmuştur. Bu matematiksel model volan, kavrama disk, göbek ve yük olmak üzere dört kısımdan oluşmaktadır. Bu kısımlarda hareket ve güç aktarımı sürtünme, sıkışma, burulma gibi mekaniklerle gerçekleşir ve sürtünme katsayısı, burulma rijitliği gibi elemanların karakteristikleri kavramaya etki eder. Ayrıca volan ataleti, kavrama disk ataleti gibi tasarım parametreleri de kavrama dinamiklerini değiştirir. Oluşturulan matematik model ile çeşitli karakteristiklerin ve tasarım parametrelerin kavrama sürelerine, hızlarına ve titreşimlerine etkileri nümerik olarak Matlab'ta incelenmektedir.

Anahtar Kelimeler: Mekanik Kavrama, Otomobil Debriyajı, Matematiksel Model, Güç ve Hareket Aktarımı, Nümerik Analiz, Matlab İncelemesi.

2018, vii + 72 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

DYNAMIC ANALYSIS OF CLUTCH SYSTEM

Batuhan ORDU

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Emin GÜLLÜ

Automotive is a sector which is continuously improving, changing and renewing according to customer demands and needs. The demands of top priority are generally comfort, performance and fuel efficiency. The clutch is one of the most important and critical member of cars because of transmitting motion and power to gear box. Characteristics of clutch directly effects comfort, performance and fuel efficiency.

In this study, transient dynamic behaviour of clutch systems which is used in automotive, has been examined during the engagement phase. To understand clutch dynamics of transmitting power and motion, first of all basic mathematical model has been used. In this section the clutch is accepted as a one part and power transmission between engine and tires has studied with energy losses. Then the model which contains clutch parts will be developed. In this mathematical model consist of four parts which are flywheel, friction plate, hub and load. These parts transmit power and motion by friction torsion and compression. Therefore characteristic of these parts as friction coefficient, torsional rigidity has influence on engagement. Also design parameters as a flywheel inertia, friction plate inertia effects engagement dynamics. The designs and characteristics parameters which effects engagement times, vibrations and speeds will be investigated on Matlab as a numerical by mathematical model which has been developed.

Key Words: Mechanical Clutch, Automotive Clutch, Mathematical Model, Transmission of Power and Motion, Numerical Analysis, Matlab Examine.

2018, vii + 72 pages.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
TEŞEKKÜR.....	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	v
ÇİZELGELER DİZİNİ	vii
1.GİRİŞ	1
2.KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	4
2.1. Türkiye’de Otomotiv Sektörü	4
2.2. Otomobil Güç Aktarma Elemanları	7
2.3. Debriyaj Hakkında Yapılmış Çalışmalar ve Literatüre Genel Bakış	13
3.MATERYAL VE YÖNTEM	21
3.1. Tek Diskli Kuru Tip Debriyaj ve Elemanları.....	22
3.1.1. Volan	27
3.1.2. Kavrama Diski	30
3.1.3. Debriyaj Muhafazası ve Baskı Tertibatı	35
3.1.4. Kavrama Ayırma Mekanizması	38
3.2. Tek Diskli Kuru Sürtünmeli Debriyaj Dinamiği	41
3.2.1. Kavrama Moment Aktarma Dinamiği	41
3.2.2. Sürtünmeli Yüzeylerde Moment Oluşumu	43
3.2.3. Diyafram Yay Kuvveti Baskı Plakası Hareketi ve Baskı Kuvveti.....	46
3.3. Kavrama Diskinin Kavrama Anındaki Dinamiği	51
3.3.1. Hareket Denklemlerinin Dönüşümü	56
3.3.2. Debriyaj Değerlerinin Elde Edilmesi ve Kabulü	57
3.3.3. Denklemlerin Matlab’a Aktarılması	59
4.BULGULAR	61
5.TARİŞMA VE SONUÇ.....	68
6.KAYNAKLAR	70
ÖZGEÇMİŞ	72

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimimde ve tezimde danışmanlığımı yapan, her türlü yardımlarını esirgemeyen, bilgi ve görüşlerinden faydalanıp yönlendirmeleriyle başarıya ulaştıran değerli, saygıdeğer danışman hocam Prof. Dr. Emin Güllü'ye teşekkürü bir borç bilirim.

Yüksek lisans tezi yazım sürecinde, bilgi ve görüşlerini paylaşıp yardımcı olan değerli Dekanımız Prof. Dr. Osman Kopmaz'a teşekkür ederim.

Yüksek lisans hayatım boyunca paylaşımlarını ve desteklerini esirgemeyen, tez yazım esnasında bilgi ve fikir alışverişinde bulunduğumuz değerli arkadaşlarım Cevdet Hacıali ve Araştırma Görevlisi Oğuz Doğan'a teşekkür ederim.

Bugünlere gelmemde büyük emeği olan ve her türlü desteklerini esirgemeyen aileme ve eğitim hayatım boyunca emekleri geçmiş tüm hocalarıma teşekkür ederim.

Batuhan ORDU

09/4/2018

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Otomotiv Sektörünün ülkelere göre yıllık üretim artışları.....	4
Şekil 2.2. Türkiye otomotiv ana sanayi üreticileri	6
Şekil 2.3. Motoru önde arkadan itişli bir otomobilde güç aktarma elemanları.....	7
Şekil 2.4. Benzinli bir motorda devire göre güç ve tork eğrileri.....	8
Şekil 2.5. Yedi vitesli bir otomobilin vites kutusu	9
Şekil 2.6. Mekanik vites kutusunda hareket iletimi	10
Şekil 2.7. Virajda tekerleklerin izlediği yollar	11
Şekil 2.8. Diferansiyelin yapısı	12
Şekil 2.9. Pedal titreşimi oluşumu ve ilerleyişi.....	15
Şekil 2.10. Sırasıyla üç ve iki sönümleyicili debriyaj diskleri	16
Şekil 3.1. Tek diskli kuru sürtünmeli debriyaj sistemi	22
Şekil 3.2. Sürtünmeli tek diskli debriyaj parçaları.....	23
Şekil 3.3. Kavrama durumundaki debriyaj sistemi kesit görüntüsü	24
Şekil 3.4. Ayrılma halindeki debriyaj sisteminin kesit görüntüsü	25
Şekil 3.5. İstenen bazı debriyaj özellikleri ve gerekçeleri	26
Şekil 3.6. Motorun volan ile bağlantısı	27
Şekil 3.7. Katı volan.....	28
Şekil 3.8. Çift kütleli tek sıralı volan	28
Şekil 3.9. Çift kütleli çift sıralı volan.....	28
Şekil 3.10. Katı volanlı debriyajda titreşim eğrileri	29
Şekil 3.11. Çift kütleli volanda titreşim eğrileri.....	29
Şekil 3.12. Burulma damperli kavrama diskleri.....	30
Şekil 3.13. Kavrama disklerinin parçaları ve montajı	30
Şekil 3.14. Farklı tiplerdeki yastık diskler	31
Şekil 3.15. Kavrama disklerinin kesiti	31
Şekil 3.16. Burulma yaylarının çalışma şekilleri	32
Şekil 3.17. Farklı malzemelerden üretilmiş kavrama diskleri balataları.....	34
Şekil 3.18. Debriyaj muhafazası	35
Şekil 3.19. Debriyaj muhafazası elemanları	35
Şekil 3.20. Diyafram yay	36
Şekil 3.21. Çekme ve basma tipi debriyaj baskı kompleleri	37
Şekil 3.22. Kavrama ayırma mekanizması elemanları.....	38
Şekil 3.23. Ayırma mekanizmasının hidrolik elemanları	39
Şekil 3.24. Ayırma çatalı ve ayırma rulmanı	39
Şekil 3.25. Ayırma rulmanının diyafram yayla ilişkisi	40
Şekil 3.26. Sürtünmeli kavramada moment iletim prensibi.....	41
Şekil 3.27. Sürtünme kuvveti etkisi altında moment oluşumu	43
Şekil 3.28. Sürtünme diskleri kesit ve katı görünüşü	44
Şekil 3.29. Diyafram yay kesiti ve h/t eğrileri	46
Şekil 3.30. Ayırma rulmanı hareketi ve baskı plakası ilerlemesi.....	46
Şekil 3.31. Baskı kuvveti ile baskı plakası yer değişimi ilişkisi	48
Şekil 3.32. Kavrama esnasında baskı plakası ile baskı kuvveti ilişkisi	49
Şekil 3.33. Diyafram yay kesiti ve geometrik parametreleri	50
Şekil 3.34. İki diskli kavrama modeli	51

Şekil 3.35. Devreye girme esnasında açısal hız – zaman grafiği	51
Şekil 3.36. Dört diskli kavrama modeli	53
Şekil 3.37. Volan ve kavrama diskli serbest cisim diyagramı	54
Şekil 3.38. Kavrama diskli ve göbeğin serbest cisim diyagramı	55
Şekil 3.39. Göbek ve yükün serbest cisim diyagramı	55
Şekil 3.40. ‘Kavrama’ ve ‘Kavrama_ana’ matlab programları	60
Şekil 4.1. Standart değerlerle dört diskin kavrama esnasında zamana göre hız eğrileri .	61
Şekil 4.2. $k_m = 4000$ Nm/rad için hız eğrileri	62
Şekil 4.3. $k_m = 8000$ Nm/rad için hız eğrileri	62
Şekil 4.4. $k_k = 3307$ Nm/rad için hız eğrileri	63
Şekil 4.5. $k_k = 6614$ Nm/rad için hız eğrileri	63
Şekil 4.6. $T_y = 10$ Nm için hız eğrileri	64
Şekil 4.7. $T_y = 15$ Nm için hız eğrileri	64
Şekil 4.8. $\mu_0 = 0,20$ için hız eğrileri	65
Şekil 4.9. $\mu_0 = 0,23$ için hız eğrileri	65
Şekil 4.10. $\mu_0 = 0,27$ için hız eğrileri	66
Şekil 4.11. $I_v = 7 \cdot 10^{-2}$ kgm ² için hız eğrileri	66
Şekil 4.12. $c = 0,001$ için hız eğrileri	67
Şekil 4.13. $c = 0,005$ için hız eğrileri	67

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1. Türkiye'nin otomotiv sektöründeki üretim sıralaması	5
Çizelge 2.2. Firma bazında Türkiye ar-ge 250 sıralaması	6
Çizelge 3.1. Kavrama çifti malzeme değerleri	33



1. GİRİŞ

Dünyanın her bir yanında milyonlarca insan tarafından kullanılan otomobil hayatın vazgeçilmez bir parçası olmuştur. Otomotiv sektörü, ülkelerin ekonomilerinin kalkınmalarını, istikrarlı bir şekilde büyümelerini sağlayan, teknolojik gelişmelere önemli düzeyde katkı yapan ve bağlantılı olduğu birçok sektöründe gelişmesini sağlayan lokomotif bir sektördür (Pişkin 2017).

Otomotiv sektörü çok hızlı ve çarpıcı bir şekilde değişmektedir. Tüketici talepleri, maliyetleri düşürme gereksinimi ve artan rekabet otomobil üreticileri için araştırma ve geliştirmeye yaptıkları yatırımları her geçen gün arttırmaktadır. Dünyada ar-ge için en çok yatırım yapan ilk yirmi şirket içinde beş adet otomotiv firması bulunmaktadır.

Geçmişten günümüze sürekli olarak otomobiller için gerçekleştirilmek istenen ve arzu edilenler; konfor, güvenlik ve sürüş dinamiklerin geliştirilmesi diğer taraftan da yakıt tüketimi, karbon salınımı ve ağırlıkların düşürülmesidir. Bu faktörleri karşılamak adına yenilikçi çözümler tasarımlar ve malzemeler üzerinde geliştirmeler yapılmaktadır.

Motor bir otomobilin kalbi olarak kabul edilen hareketin ve gücün üretildiği yerdir. Bu güç ve hareket tekerleklere aktarıldığında iş yapabilme kabiliyetine sahip olur. Bu işlemi otomobillerde güç aktarma organları yerine getirmektedir. Günümüz otomotiv sektöründe içten yanmalı motorlardan tahrik alan otomobiller sektörün büyük bir çoğunluğunu oluşturmaktadır. İçten yanmalı motorlar belirli bir devirin altında çalışmadıklarından dolayı hız ve moment dönüştüren mekanizmalara ihtiyaç duyarlar. Tekerleklerde sürücü tarafından talep edilen moment ve kuvvetlerin uygun motor devirlerinde karşılayabilmek adına vites kutusuna ihtiyaç duyulmaktadır. Motordan gelen moment ve gücün vites kutusuna aktarılması, vites değişimlerinde iletilen hareketin kesilmesi ve yeniden bağlantının kurulmasını sağlayan eleman ise debriyaj sistemidir. Debriyaj sistemi motordan aldığı moment ve hareketi düzgünleştirir ve titreşimi azaltarak konforu artırır. Bu nedenle debriyaj sistemi otomobil içinde kritik görevi olan konfor performans ve yakıt tüketimine doğrudan etkisi olan kritik bir sistemdir.

Mekanik debriyajlar 1930'dan buyana araçlarda kullanılmakta ve diyafram yay içeren şeklini alarak günümüze ulaşmıştır. Otomobillerde debriyajın hareket aktarması dışında bir diğer görevi ise esneklik ve sönümlenme kabiliyetleriyle vites kutusuna ve tekerleklere giden titreşimleri kontrol altına almaktır. Günümüze kadar yapılan birçok çalışmada debriyajın titreşimlerine bağlı olarak meydana gelen kaymaya ve vites kutusunda oluşan dişli seslerine odaklanılmıştır. Yapılan bu çalışmada da debriyaj tasarım parametrelerinin ve kullanılan malzemelerin karakteristiklerinin kavrama esnasında kavrama sürelerine ve oluşan titreşimlere etkisi incelenmektedir.

Çalışmanın kuramsal temeller ve kaynak araştırması bölümünde, Türkiye'deki otomotiv sektörünün durumuna, yapılan çalışmalara ve gelişmelere değinilmiştir. Otomobillerdeki güç aktarım sistemleri ve bu sistemlerin içinde debriyajın öneminden bahsedilmiştir. Sonraki adım olarak debriyaj sistemleri üzerine yapılan ilmi çalışmalara ve araştırmalara geçilmiştir. İlk başta deney yoluyla yapılan çalışmalara yer verilip sonrasında debriyaj ile ilgili yapılmış nümerik analizler konu alınmıştır.

Çalışmanın materyal ve metot bölümünde, otomobil güç aktarma sistemine giriş yapılmış olup debriyajın bu sistemdeki önemi ve görevleri işlenmiştir. Burada debriyajın çalışma prensiplerinden debriyaj elemanları ve bu elemanların görevlerinden detaylı bir şekilde bahsedilmiştir. Debriyajda kavrama ve ayrılma durumlarında yaşanan olaylar anlatılmış ve bu olayların mekaniği incelenmiştir. Sonra kavrama esnasında oluşan dinamiklerin volan, sürtünme plakası, göbek ve yükten meydana gelen dört disk üzerinden matematik modeli oluşturulmuştur. Bu matematik model içinde bulunan değişkenlerin elde edilme denklemleri ve bazı değerlerin kabulü gerçekleştirilmiştir. 2.dereceden nonlinear diferansiyel denklem olan matematik modelin Runge-Kutta metodu ile 1.dereceden lineer denkleme çevrilmesi gerçekleştirilip nümerik analizi yapılmak için Matlab'a aktarılmıştır.

Çalışmanın bulgular kısmında, 1.dereceye indirgenmiş ve Matlab'a aktarılmış matematik modeldeki değişkenlerin kavrama üzerine etkisi gözlemlenmiştir. Tasarım parametrelerinden olan volan ataleti, motor ve yük momentlerinin etkileri ile

karakteristik özelliklerden olan sürtünme katsayısı, mil, yay rijitlikleri ve sürtünme gradyenlerinin titreşime ve kavrama sürelerine etkileri grafikler üzerinde incelenmiştir.

Tartışma ve sonuç kısmında ise matematik modelin Matlab analizi ile bulunan grafiklerinden elde edilen veriler yorumlanmıştır. Debriyaj içindeki elemanların, tasarım ve malzeme özelliklerinin kavrama üzerine etkileri açıklanmıştır. Bu etkilerin konfor, performans ve yakıt tüketimi ile ilişkileri tartışılmıştır.



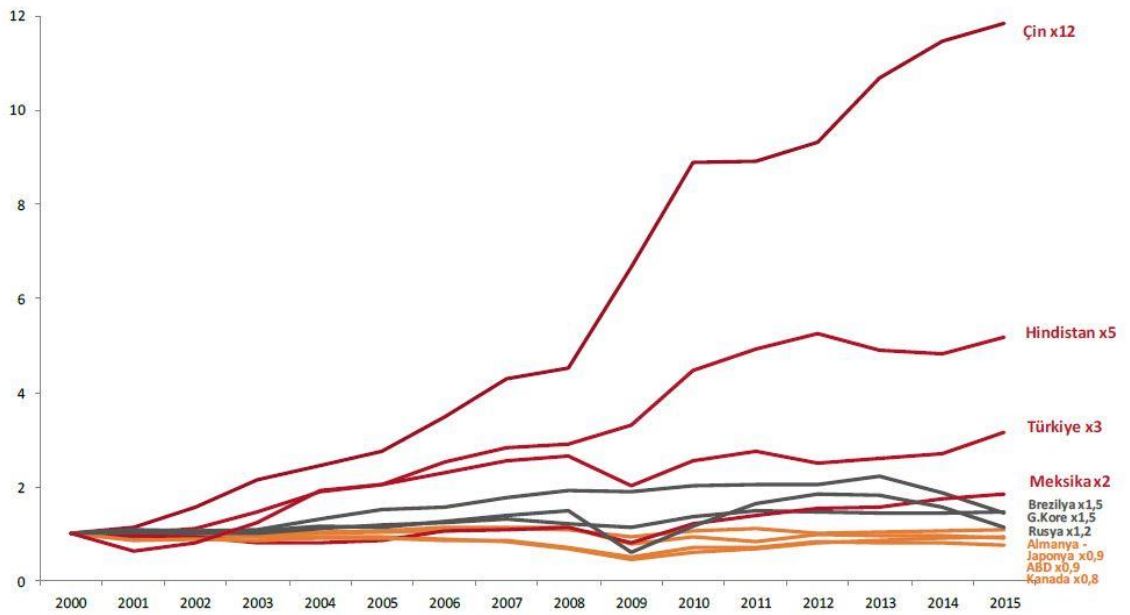
2. KURAMSAL TEMELLER VE KAYNAK ARAŞTIRMASI

Çalışmanın bu bölümünde, Türkiye'deki otomotiv sektörünün geçmişi gelişimi ve durumuna değinilmiştir. Otomobildeki güç aktarım sistemine genel bir giriş yapılmış olup debriyaj sisteminin bu sistem içindeki önemine vurgu yapılmıştır. Daha sonra debriyaj sistemi konusunda yapılmış olan araştırmalara, akademik çalışmalara ve deneylere göz atılmıştır.

2.1. Türkiye'de Otomotiv Sektörü

Toplam büyüklüğü yaklaşık 4 trilyon dolara ulaşan otomotiv sektörü dünyanın en büyük sektörlerinden biri olup dünya ekonomisinin %5'ine tekabül eder. Böylelikle dünyanın en büyük 4. ekonomisi olarak kabul edilmektedir. Doğrudan ve dolaylı olarak dünyada 80 milyon insan için istihdam sağlamıştır (Pişkin 2017).

Dünyada 2000'li yıllardan sonra özellikle 2008 küresel finans krizinden sonra otomotiv sektörünün büyümesi Kuzey Amerika, Batı Avrupa ve Japonya gibi gelişmiş ülkelere kaymıştır.



Şekil 2.1. Otomotiv sektörünün ülkelere göre yıllık üretim artışları (OICA 2015)

2000’li yıllardan buyana son 15 yıllık süreçte Çin, Hindistan ve Türkiye gibi gelişmekte olan ülkeler üretimlerini sırasıyla 12, 5, 3 kat arttırarak gelişmiş ülkelere çok daha fazla bir büyüme ile otomotiv sektöründen aldıkları payları radikal bir biçimde arttırmışlardır (OICA 2015).

2000 yılına kadar Türkiye’ye gelen yatırımcılar genellikle iç piyasa ihtiyaçlarını karşılamak amacı ile yatırımlarını yapmışlardır. 1996 yılında Avrupa Birliği ile yapılan Gümrük Birliği Anlaşması ile Türkiye’de Avrupa Birliği’ni besleyecek ihracat odaklı yatırımlar artmaya başlamıştır. Bu dönemde küresel üreticilerin Türkiye’ye yapmış olduğu yatırımlar yalnızca üretim kapasitelerini arttırmaya yönelik bant ve hat çalışmalarından ziyade rekabet için teknolojik yenileme, yeni model yatırımları ve ar-ge çalışmaları şeklinde olmuştur.

Türkiye, otomotiv sektöründe otomobilden kamyonu tüm segmentleri kapsayan geniş bir yelpazede üretimini gerçekleştirmektedir. Türkiye’deki toplam taşıt üretimi (traktör hariç) 2000 yılındaki 461 bin adet düzeyinden 2015 yılında 1 milyon 359 bin adet düzeylerine ulaşmıştır. 2015 yılında Türkiye otomotiv sektöründe taşıt araçları üretimi sıralamasında Avrupa’da 5. dünyada ise 15. sırada yer almıştır. Ayrıca Türkiye Avrupa’nın en büyük ticari araç üreticisi olmuştur (Pişkin 2017).

Çizelge 2.1. Türkiye’nin otomotiv sektöründeki üretim sıralaması (Pişkin 2017)

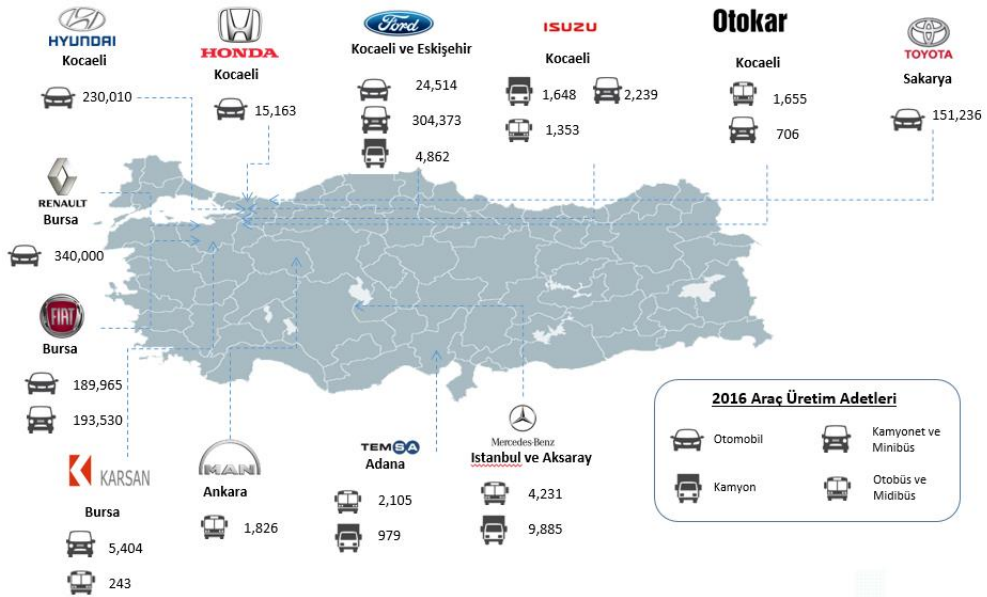
	Avrupa	Dünya
Taşıt Araçları	5	15
Otomobil	8	18
Hafif Ticari Araç	1	7
Ağır Ticari Araç	1	11
Otobüs	1	5

Türkiye’nin toplam Ar-Ge/GSYH oranı %1 iken otomotiv sektöründe bu oran %3'lere tekabül etmektedir. Türkiye’de tüm sektörlerde 276 adet ar-ge merkezi bulunurken bunların 78 tanesi otomotiv sektörüne aittir.

Çizelge 2.2. Firma bazında Türkiye ar-ge 250 sıralaması (Pişkin 2017)

2014 Sıralaması	Şirket	2014'te Yapılan Ar-Ge Harcaması (Milyon TL)
2	Tofaş	548
3	Ford Otomotiv	328
7	Mercedes Benz - Türk	86
13	Otokar	41
15	Karsan	38
22	Oyak Renault	21
27	Temsa Global	16
30	Anadolu Isuzu	16

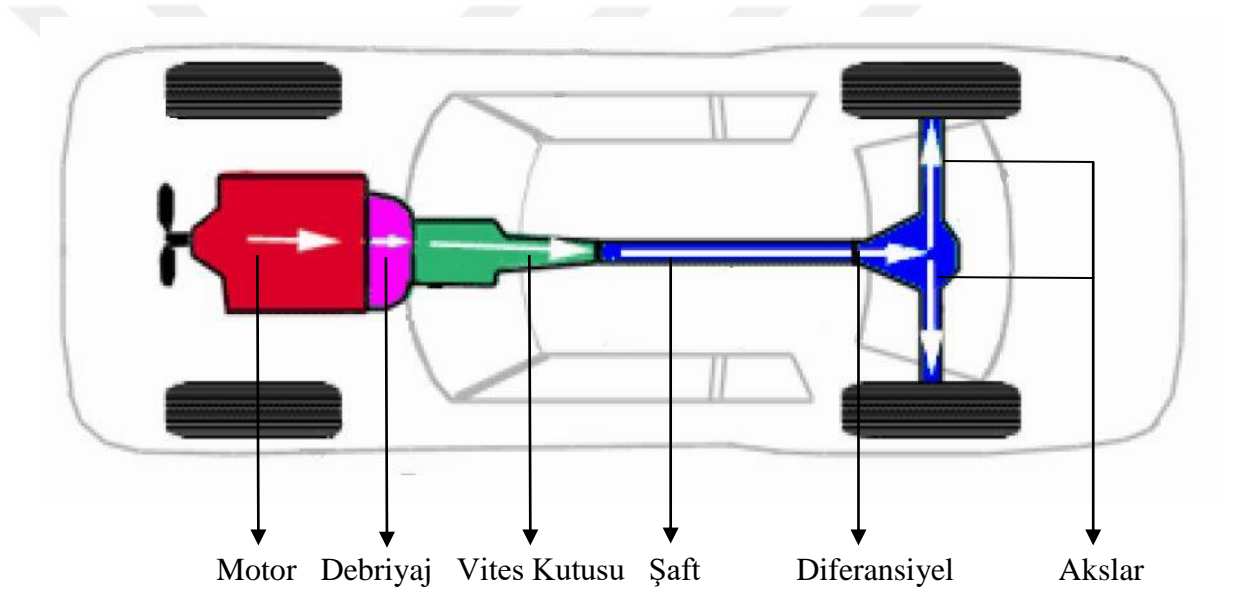
Türkiye'nin en fazla ar-ge harcaması yapan ilk üç firması arasında yer alan Ford ve Tofaş'ın kurmuş olduğu ar-ge merkezleri ve laboratuvarları, küresel otomotiv firmalarının kurmuş olduğu sayılı tesisler arasında yer almaktadır. Bu durum Türkiye'nin otomotiv sektöründe sadece montajlama süreci değil aynı zamanda ürün geliştirme teknolojik yenilik yapma aşamalarını da yürüttüğüne ve sektörün dinamik bir yapıda olduğuna işaret etmektedir.



Şekil 2.2. Türkiye otomotiv ana sanayi üreticileri (Pişkin 2017)

2.2. Otomobil Güç Aktarma Elemanları

Güç aktarma sistemleri, motorda üretilen moment ve gücü tekerleklere aktarmada kullanılan başlangıcı motor olup tekerleklerde son bulan elemanların tümüdür. Bu sistem, motorun sahip olduğu maksimum güç değeri ve devir limitinin izin verdiği ölçüde motordan aldıkları gücü ve momenti istenilen hız / tork oranı ile tekerleklere aktarır. Klasik bir güç aktarma sistemi 6 elemandan oluşmaktadır. Bu elemanlar Şekil 2.3'te görüldüğü üzere sırasıyla; debriyaj, vites kutusu, şaft, diferansiyel ve akslardan oluşmaktadır (Demir 2008).



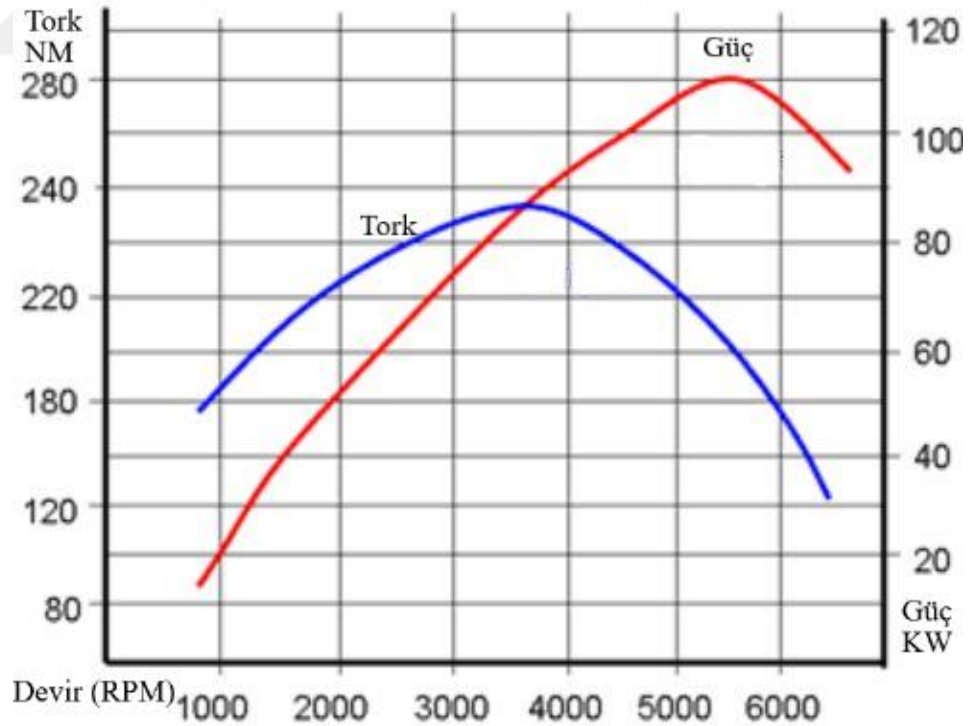
Şekil 2.3. Motoru önde arkadan itişli bir otomobilde güç aktarma elemanları
(Meti 2012)

Arkadan itişli otomobillerde, vites kutusu genellikle motorun arkasına monte edilir. Vites kutusu taşıt hız aralığının motor hız aralığından fazla olmasını ve taşıt ile motor arasındaki yük eşleşmesini sağlar. Vites kutusu ile motor arasındaki bağlantıyı debriyaj sağlar.

Debriyaj, motor ile vites kutusu arasındaki hareket iletimini istenildiğinde keser ve istenildiğinde tekrar bağlantıyı sağlar.

Vites kutusundan aldığı hareketi diferansiyele ileten ise şafttır. Şafttan gelen hareket diferansiyelde yön değiştirir ve tekerlekler arasında oluşan hız farklarını düzenleyerek akslara ve böylelikle tekerleklere aktarılmış olur.

Otomobiller yolda seyir halinde ilerlerken değişen çevre koşullarına bağlı olarak farklı direnç kuvvetleri etkisi altında kalmaktadırlar. Ayrıca sürücü farklı ivmelerde farklı hız artışları isteyebilmektedir. Otomobiller düşük hızlarda ivmelenmek için daha fazla torka ihtiyaç duyarlar. Duran bir otomobilin ilk harekete başlaması için yüksek bir tork değeri gerekmektedir. Buna karşılık içten yanmalı motorların performans grafiklerinde düşük motor devirlerinde düşük tork ve güç üretimi olduğu görülür (Şekil 2.4). Yüksek devirlerden sonra motor hacimsel verimin düşmesine bağlı olarak ta devir başına üretilen tork miktarı düşüş sergiler. Bunun sonucunda yol şartları ya da sürücü isteğine bağlı olarak otomobillerde değişken hızlarda değişken güç ve moment ihtiyacı oluşmaktadır. Bu sebepten içten yanmalı motordan tahrik alan otomobiller güç aktarma elemanlarına gereksinim duymaktadırlar (Demir 2008).

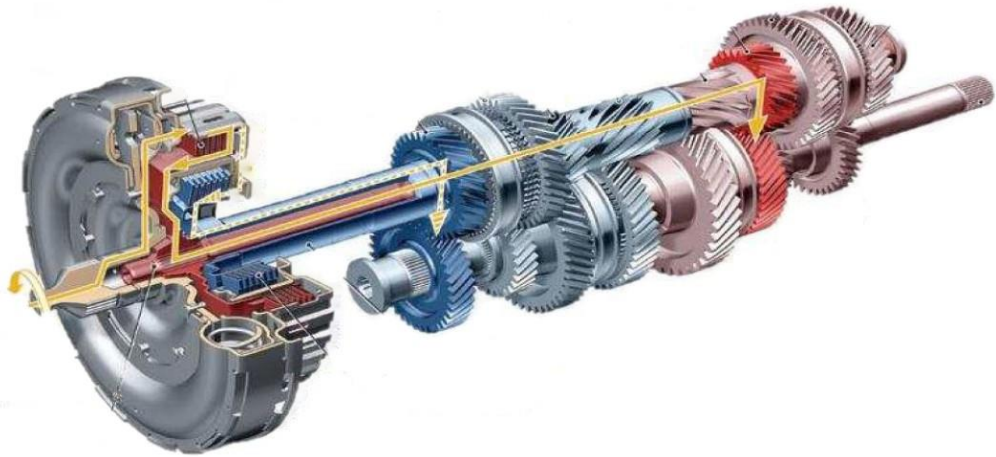


Şekil 2.4. Benzinli bir motorda devire göre güç ve tork eğrileri (Anonim 2013a)

Güç aktarma elemanlarının başlıca temel görevleri aşağıdaki gibidir.

- Otomobillerin ilk harekete geçişini sağlamak
- Hız ve tork dönüşümlerini gerçekleştirmek
- Otomobilin ileri ve geri yönlü hareket etmesini sağlamak
- Dönüşlerde tekerlekler arası hız farklılıklarını düzenlemek
- İçten yanmalı motorlarda yakıt tüketimi ve karbon salınımı miktarlarının azaltılmasında yardımcı olmaktadır.

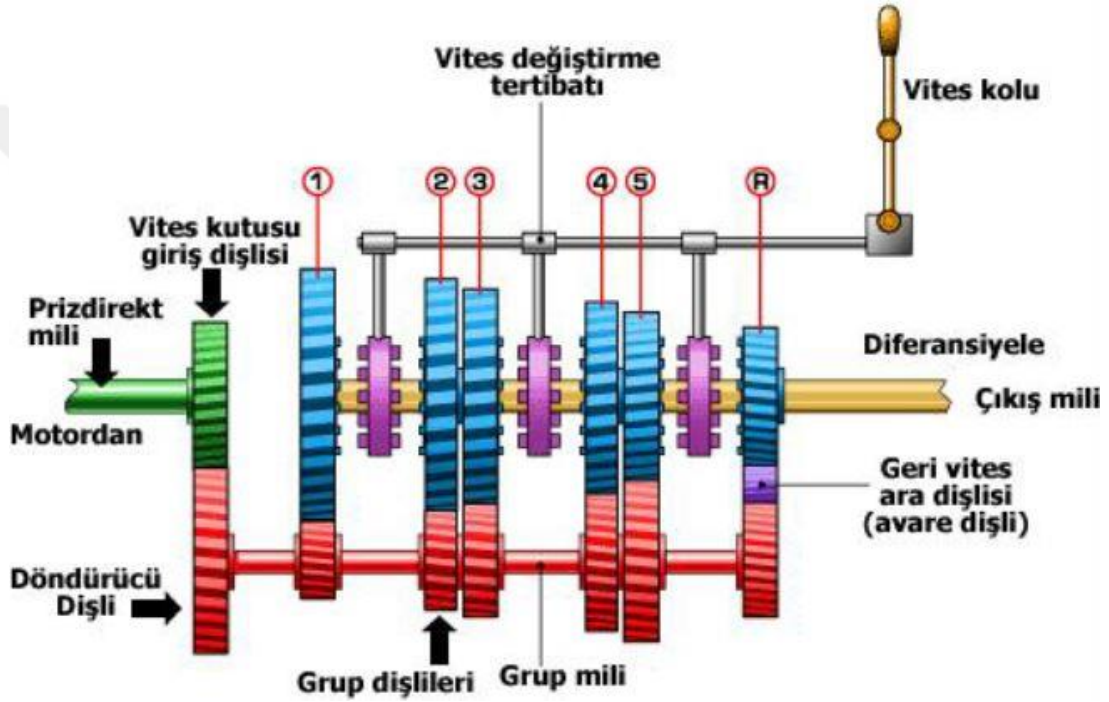
Otomobillerin içten yanmalı motordan elde ettiği gücü tekerleklere iletmesinde, değişen yük ve yol şartlarına göre gereken farklı moment ve hız kademelerin sağlanması için vites kutusu adı verilen bir dişli kutusu kullanılır (Şekil 2.5). Vites kutuları, alüminyum alaşımlı bir gövdenin içerisinde, milleri destekleyen yataklar, dişliler, yapısına göre senkromeç mekanizması ve vites değiştirme tertibatından oluşmaktadır. Gövdenin içindeki parçaların büyüklüğü ve sayısı vites kutusunun yapısına ve vites sayısına göre değişim gösterir (Anonim 2013a).



Şekil 2.5. Yedi vitesli bir otomobilin vites kutusu (Anonim 2013a)

Otomobillerde yaygın olarak kullanılan vites kutularında hareket iletimi, vites kutusu içine yerleştirilmiş olan grup dişlisi ve vites kutusu giriş mili ile aynı ekseninde bulunan ana mil üzerinde yataklandırılmış olan dişlilerin kavraması ile gerçekleşmektedir.

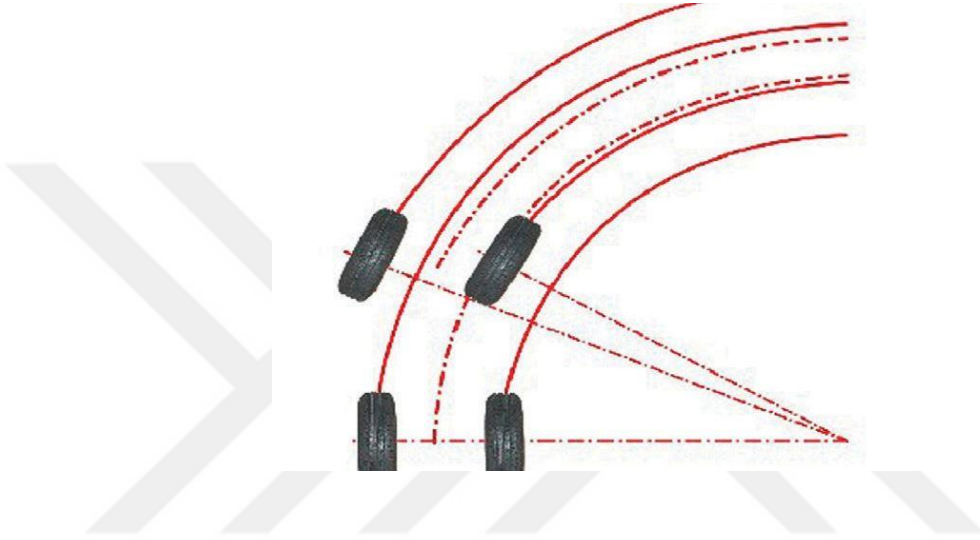
Bu dişlilerden grup dişlisi, motor hareketini vites kutusuna aktaran prizdirek dişlisi üzerinden alır ve bütün bir şekilde dönmeye başlar. Bu dişlilerden herhangi birisinin, ana mil üzerinde bulunan herhangi bir dişliyle kavraması halinde, ana mil ve üzerindeki bütün dişliler dönmeye başlar (Şekil 2.6). Dönen ana mil ile hareket şafta aktarılmış olur. Döndüren dişlinin dişli çapı ve diş sayısı ile döndürülen dişlinin dişli çapı ve diş sayısı aktarılan gücün moment ve hız oranlarına etki eder. Bu şekilde vites kutusu yardımı ile istenilen moment/hız oranları elde edilmiş olunur.



Şekil 2.6. Mekanik vites kutusunda hareket iletimi (Anonim 2013a)

Şaftlar vites kutusunun çıkış milinden gelen hareketi diferansiyele iletmekle görevli millerdir. Bir diğer adı da kardan mili olan şaftlar universal mafsallar ile diferansiyele ve vites kutusu çıkış miline bağlıdır. Ayrıca bağlantı bölgelerinde kayıcı mafsallar bulunur. Kayıcı ve universal mafsallar yardımıyla şaftlar, otomobil bir çukura girdiğinde ya da tümsekten geçtiğinde yaşanan esnemedden kaynaklanan vites kutusu ile diferansiyel arası mesafe değişikliğini tolere ederler.

Otomobiller viraj dönerlerken viraj dairesinin dış kısmını dönen tekerlekleri ile iç kısmını dönen tekerlekleri farklı mesafeler kat ederler (Şekil 2.7). Bu sebeple dış tarafta kalan tekerlek iç taraftaki tekerlekten daha fazla bir hızla dönmeye zorlanır. Buda dış tekerleğin kayma ve iç tekerleğin patinaj yapmasına böylelikle harekette dengesizlik olmasına sebebiyet verir. Dönüşlerde bu hareket dengesizliğini ortandan kaldırmak adına Şekil 2.8’de görülen diferansiyel dişli kutusu kullanılır (Anonim 2013a).

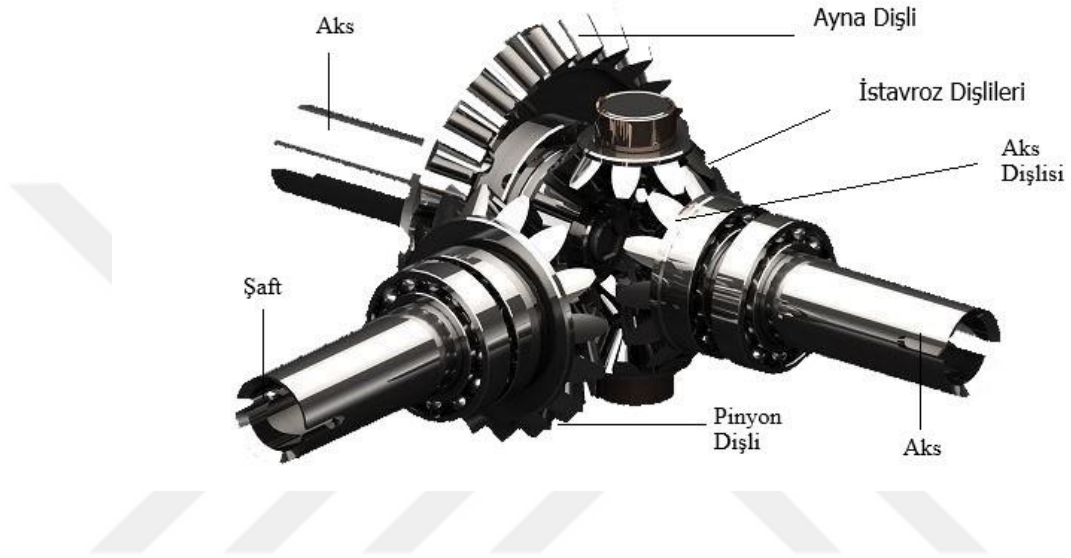


Şekil 2.7. Virajda tekerleklerin izlediği yollar (Anonim 2013a)

Diferansiyelin 3 temel görevi bulunmaktadır. Bunlardan ilki, şafttan aldığı dairesel hareketi ayna mahrutu dişli aracılığı ile yönünü 90° ’lik bir açı ile değiştirerek akslara ve böylelikle tekerleklere iletmektir. İkinci olarak dönüşlerde aks dişlileri ve pinyon dişlileri aracılığı ile iç ve dış tekerlek hızlarını ayarlayıp aracın savrulmasını ve lastik aşınmalarını engeller. Son olarak ta ayna mahrutu dişlileri ile şafttan gelen hareketin hızını düşürerek tork artışı sağlarlar.

Şafttan gelen güç ayna pinyonundan (mahrutu dişli), ayna dişliye aktarılır ve hareket 90° döndürülür. Ayna dişli, diferansiyel gövdesine yataklanmış halde bulunur ve dişli kafesi ile tek parçadır. Ayna dişlisinin dönmesi ile birlikte dişli kafesi de dönmeye başlar ve istavroz dişlileriyle hareket aks dişlilerine aktarılır. Aks milleri ile aks dişlileri yekpare parçalardır ve aks dişlileri dönmesi ile hareket akslara ve tekerleklere iletilmiş olur.

Diferansiyelde tekerleklerin farklı hızlarda hareket etme kabiliyetini sağlayan istavroz dişlilerdir (Şekil 2.8). Otomobil düz yolda ilerlerken istavroz dişlileri kendi eksenleri etrafında dönme yapmaz ve sadece ayna dişlinin gövdesinden aldıkları hareketi aks dişlilerine iletirler. Fakat viraj dönüşü esnasında istavroz dişlileri kendi eksenleri etrafında da dönerek tekerleklere farklı hızlarda dönüş imkânı sağlarlar (Anonim 2013a).



Şekil 2.8. Diferansiyelin yapısı (Anonim 2013a)

Akslar diferansiyelde döndürülmüş hareketi tekerleklere ileten ve otomobilin ağırlığını taşıyan millerdir. Akslar diferansiyelden hareket alabilmeleri için uçları aks dişlisine geçebilecek şekilde frezeli olarak üretilmişlerdir. Aksların tekerleklere bağlantısı 2 farklı yöntem ile gerçekleştirilmiştir. Birincisi aksların uçları konik olarak üretilip somun ile bağlantı yapılmıştır. Diğer yöntem ise flanşlı bağlantıdır. Hareketin en son akslarla tekerleklere iletilmesi ile motorda üretilen güç yola aktarılmış olup güç aktarma sistemi görevini tamamlamış olur.

Debriyaj sistemi ise tüm bu güç aktarma sistemleri ile gücün üretildiği yer olan motorun bağlantısını kuran sistemdir. Bu yüzden debriyaj otomobilin kritik parçalarındandır. Çalışmanın materyal ve metot kısmında debriyajdan kapsamlı bir biçimde bahsedilmiştir.

2.3. Debriyaj Hakkında Yapılmış Çalışmalar ve Literatüre Genel Bakış

Otomobilin günlük hayatımızın vazgeçilmez parçalarından biri olması ve ticari hacminin dünyada ilk beş sektörün içine girmesiyle birlikte, otomotiv alanında yapılan araştırmalarda hızlı bir şekilde artmıştır. Yakıt tüketimi, performans ve konfor geliştirilmek istenen ana başlıklardandır. Güç aktarma organlarının önemli bir parçası olan debriyaj performans konfor ve yakıt tüketimine etkisinden dolayı birçok çalışmaya konu olmuştur.

Nam ve ark. (2000) debriyajda, baskı balatasına kuvvet uygulayan diyafram yayların davranışlarını sonlu elemanlar metoduyla incelemiştir. Amaçları bu analiz ile optimum dizayn parametrelerine ulaşarak diyafram yay şekli tasarlamaktır. Teğetsel gerilmeleri azaltarak yüksek dayanıma ulaşmaya çalışmışlardır. Ardışık doğrusal programlama ile optimizasyon yapılmış olup yapılan bu çalışma ile serbest bırakma kuvveti değişmeden diyafram yay stresi azaltılmıştır.

Capetti ve ark. (2012) yastık diskin, sürtünmeden dolayı açığa çıkan ısıya karşı hassasiyetinin iletilen tork karakteristiğine etkisini incelemiştir. Öncelikle yastık diske 10N'dan 900N'a kadar kuvvet uygulayarak yastık diskte oluşan deplasmanları ölçerek karakteristik eğrisine ulaşmışlardır. Ters mühendislik metodu ile kullanılan yastık diskin geometrisini cad dosyası olarak almışlar ve bu data ile simülasyon için Ansys Sonlu Elemanlar modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan modelde sırasıyla 80°C, 195°C, 250°C, 300°C sıcaklıklarda kuvvet uygulayarak yastık diskte oluşan deplasmanların grafiklerini elde etmişlerdir. Bu grafiklerden sıcaklık ile yastık diskin sertliğinin azaldığını ve oluşan deplasmanların arttığını gözlemlemişlerdir. Bu artan mesafe yastık yay ile volanın öpüşme noktalarının 0,3mm ye kadar kaymasına sebebiyet vermiştir. Capetti ve ark. otomatikleştirilmiş manuel viteslerde tork aktarımının düşmemesi için yastık diskin ısıyla değişen karakteristiğinin vites kontrol ünitesi tarafından göz önüne alınması gerektiği sonucuna ulaşmışlardır.

Danev ve ark. (2014) diyafram yay parmaklarının rijitliğinin artırılması ile debriyaj sürtünme fonksiyonunun iyileştirilmesini amaçlamışlardır. Debriyajda baskı plakasını

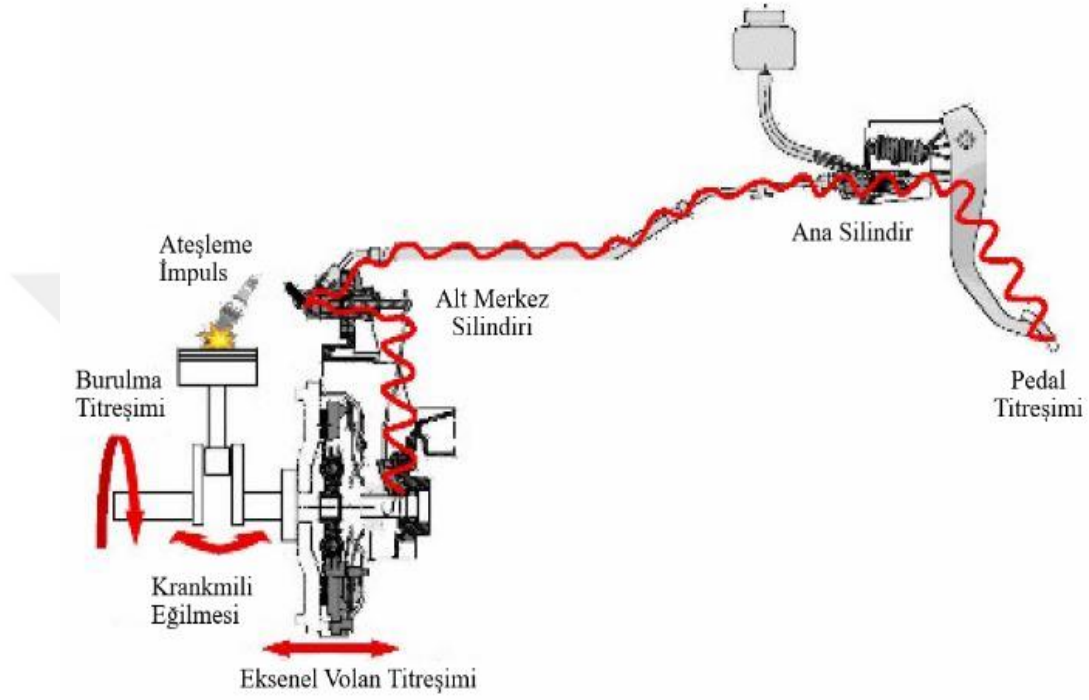
itip sürtünme diski ve volanın kavramasını sağlayan eleman diyafram yaydır. Diyafram yay ne kadar iyi baskı uygularsa kavramada o kadar güçlü olur. Danev ve ark. diyafram yayda rijitliği arttıarak, debriyajda oluşan boşlukları engelleyip, kavrama esnasında oluşan kaymaları azaltmayı hedeflemişlerdir. Parmakların rijitliklerini arttırmak için düz olan parmak Őekillerine form verilmiştir. Böylelikle yapılan sonlu elemanlar analizine ve deneysel sonuçlara göre yayda meydana gelen esnemelerde yüzde 17 – 22 aralığında azalma olduğu tespit edilmiştir.

Esfahani ve ark. (2009) motorun ve güç aktarma organlarının debriyaj pedalında oluşturduğu titreşim ve sesleri incelemişlerdir. NVH olarak otomotiv sektöründe geçen (Noise, Vibration, Harshness) gürültü titreşim ve sertlik, otomobil sürücülerinin konfor talepleri karşısında otomotiv üreticilerinin istemediği bir durumdur. Debriyaj kavrama ve serbest bırakma esnasında oluşan titreşim hem ses hem de sarsıntı olarak sürücünün ayak bölgelerinde sürücü debriyaja basarken veya debriyayı serbest bırakırken hissedilir. Oluşan gürültülerin sebeplerinden biri, içten yanmalı motorun silindir hareketlerinden kaynaklanan krank milinin elastodinamik tepkisidir. Geleneksel titreşim ve ses problemleri için kullanılan ‘Diehl Fix’ yönteminin (debriyaj ayırma çatalına plastik blok sönümleyici ağırlığı konulması) maliyetli ve sadece azaltıcı etkisi olmasından dolayı Esfahani ve ark. debriyaj pedalında oluşan titreşimleri daha iyi anlamak adına debriyaj ve volanında içinde olduğu bir modeli hem Adams programı hem de Matlab programı kullanarak oluşturmuşlardır. Bu programlardan aldıkları veriler NHV problemleri için yol gösterici olmuştur.

LuK Firması bünyesinde Anstatt ve ark. (2005) debriyaj pedalı titreşimlerini engelleme yöntemleri üzerine çalışma yapmışlardır. Motor ateşleme impulsları ve krank milinin dengesizliği, titreşim olarak volandan debriyaja gelerek burada sırasıyla diyafram yay parmakları, debriyaj baskı rulmanı ve hidrolik sıvı aracılığı ile debriyaj pedalına kadar gelebilmektedir. Ayrıca pedala ulaşan bu titreşimler sürücü tarafından ses olarak ta algılanabilimektedir.

Anstatt ve ark. Şekil 2.9’da görülen sürücüye kadar ulaşan bu titreşimleri azaltmak için araştırmalarını  metot üzerinden yürütmüşlerdir. Öncelikle otomobil üzerinden ölçüm

yapmışlar sonra LuK firmasının geliştirdiği hidro-çalkalayıcıyı alt silindir merkezinden pedal hidrolik düzeneğine bağlayıp test mekanizması oluşturmuşlardır. Ve son olarak titreşimleri daha iyi anlamak adına yine LuK firmasının geliştirdiği EFAS analiz programını kullanmışlardır.



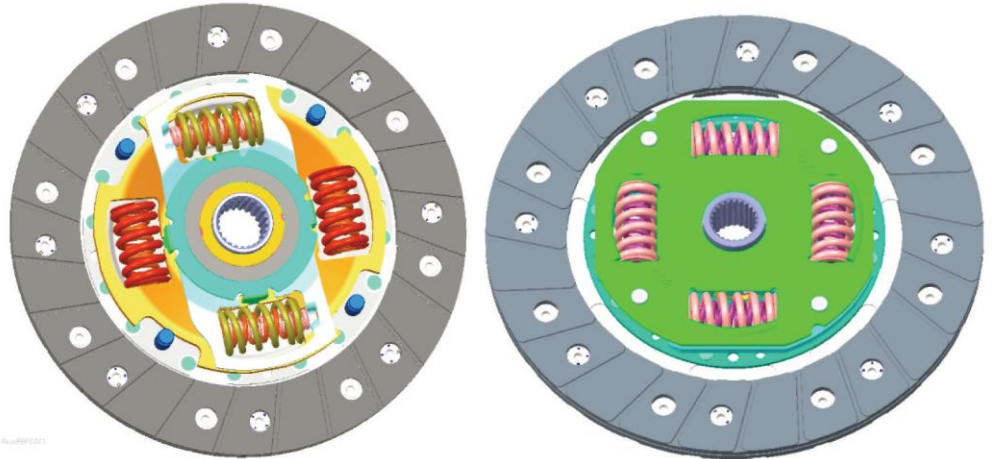
Şekil 2.9. Pedal titreşimi oluşumu ve ilerleyişi (Anstatt ve ark. 2005)

Yaptıkları analiz ile hidrolik boruların rijitliğinin artması ve boyunun kısılması pedal titreşim frekanslarını belli bir ölçüye kadar düşürmüştür. Geliştirilen bir valf (Anti Vibration Unit) ile pedal aksiyon halinde değilken pedala gelen düşük frekanslı titreşimlerin engellenmesi sağlanmıştır. Çift bölümlü diyafram yay geliştirerek farklı karakteristikte olan iki diyafram yayı birbirlerine bağlayıp diyafram yayda, gelen titreşimleri sönmüştür. Son olarak debriyaj baskı rulmanını da içine alan debriyaj kapağı geliştirmişlerdir. Böylelikle debriyaj baskı rulmanı üzerinde oluşan titreşimlerin pedala ulaşması azaltılmıştır. Geliştirilen yeni sistemlerle yapılan analizlerde, pedala ulaşan titreşimlerin %76 oranında azaldığını gözlemlemişlerdir.

Nam ve ark. (2012) debriyaj sisteminde bulunan diyafram yay malzemesi hakkında çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada diyafram yay malzemesi olarak kullanılan yay

çeliğinin farklı ısıl işlemlerden sonraki mekanik özelliklerini deneysel yöntemlerle incelemişlerdir. Farklı ısıl işlemlerin, diyafram yay çeliğinin yüzey dayanımı, sertlik, çekme dayanımı ve yorulma ömrü gibi özelliklerini nasıl değiştiğini ve bu değişen karakteristiklerin debriyaj kavramasına nasıl etki ettiğini ortaya koymuşlardır.

Wu ve Wu (2016) vites kutusunda oluşan dişli seslerini, debriyaj sönümleme elemanı optimizasyonu ile azaltmaya çalışmışlardır. Öncelikle ana güç aktarma organlarından olan, çok kademeli sönümleyicili debriyajı, manuel vites kutusunu, diferansiyeli ve lastikleri detaylı bir şekilde matematiksel olarak modellemişlerdir. Ayrıca yarı süreksiz olarak motoru da modellemişlerdir. Sonrada bu sistemleri bir araya getirerek güç aktarma sisteminin bir bütün olarak matematiksel modelini oluşturmuşlardır. Oluşturdukları bu modelde, ilk olarak günümüzde kullanılan iki kademeli sönümleyicili debriyaj ile numerik analiz yaparak güç aktarma sisteminde oluşan geçici titreşimleri analiz etmişlerdir. Bu analizde sistemin normal titreşimleri ve ses yapan titreşimler ayrılmıştır. Ayrıca genellikle sadece iki dişli çifti üzerinde yapılan vites kutusu analizleri bütün vites dişlileri için kapsamlı olarak yapılmıştır. Sonra sistemde oluşan titreşimleri azaltmak için üç kademeli sönümleyicili debriyaj önerisini getirmişlerdir.



Şekil 2.10. Sırasıyla üç ve iki sönümleyicili debriyaj diskleri (Wu ve Wu 2006)

Üç boyutlu tasarımını gerçekleştirdikleri bu debriyaj disk modelini, oluşturdukları matematiksel model içine koyarak analizini gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları analizler sonucunda üç kademeli sönümleyicili debriyaj diski ile dişli seslerini oluşturan titreşimlerin %50 oranında azaldığını gözlemlemişlerdir.

Özbakış ve ark. (2008) birçok çalışmanın yapıldığı debriyajın önemli bir parçası olan diyafram yayların karakteristiğini incelemişler çalışma koşullarına göre optimizasyonunu yapmışlardır. Çalışmanın ilk aşamasında standart bir diyafram yayın nümerik ve teorik yöntemlerle karakteristiği hakkında deneyler yapıp bulunan sonuçları karşılaştırmışlardır. Bulunan sonuçlara istinaden üretilen farklı karakteristikteki iki tip diyafram yay bilgisayar ortamında simülasyon yapılarak farklı çalışma şartları altındaki dinamik davranışları incelenmiştir. Elde edilen veriler ışığında ölçüleri ve montaj yerleri olmak üzere çeşitli optimizasyonlar yapmışlardır.

Myklebust ve Eriksson (2013) sürtünmeli debriyajda, termal ısınmadan kaynaklanan genişlemenin, otomatikleştirilmiş manuel debriyaj kontrolü üzerine etkilerini araştırmışlardır. Çalışmalarında sadece debriyajı değil tüm güç aktarma organlarını göz önüne alıp, sürtünmeden kaynaklanan ısı genişmesinin konfor, performans ve sürüş dinamiklerini nasıl etkilediğini de incelemişlerdir. Güç aktarma sistemi için oluşturdukları matematiksel modelde, debriyaj kavrama ve ayrılma esnasında debriyaj diski ve volanın kayma hareketinden dolayı oluşan ısının hesabını da modele dahil etmişlerdir. Oluşturulan bu modelde kamyon dataları kullanılmış olup, kavrama, ayrılma durumlarında hız ve tork değişimleri gözlemlenmiştir. Yapılan analizde aldıkları sonuçlar ile gerçek ölçümler birbirleriyle tutarlılık göstermiş ve orta dereceli ısı değişimleri bile otomatikleştirilmiş manuel debriyaj kontrolü üzerine önemli etkileri olduğunu tespit etmişlerdir.

Abdullah ve ark. (2013) kuru sürtünmeli debriyajda, kavrama esnasında diskin üzerinde oluşan ısı dağılımını sonlu elemanlar yöntemi kullanarak analiz etmişlerdir. Analizlerini üç boyutlu olarak, zamana bağlı termo plastik temas üzerine kurgulamışlardır. Debriyaj diski üzerinde bulunan kanal alanı etkisi analizlerini, kanal alanı ile temas yüzeyi alanı oranı karşılaştırması ile yapmışlardır. Ayrıca debriyaj diski kanalları için yeni model

önerisi getirerek literatürde ve günlük kullanımdaki debriyaj kanalları ile sıcaklık dağılımı ve ısı performansı karşılaştırmaları yapmışlardır. Farklı termal yüklere ve farklı kanal çeşitlerine göre oluşan ısı dağılımını zamana bağlı grafikler olarak ortaya koymuşlardır.

Czel ve ark. (2009) debriyajda birçok probleme sebep olan ve istenmeyen, yüksek ısı artışı ve iletimi olgusunu minimize etmek amacı ile otomobil debriyajlarında kullanılan seramik debriyaj disklerinin termal analizini sonlu elemanlar ve deneysel yöntemler kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Analizde, ısı problemi zaman ve hacim içinde değişen iki bağımsız sonlu elemanlar modeli ile incelenmiştir. Isı üretimini, dağılmış bir ısı kaynağı gibi kabul edip modellemişlerdir. Zaman ve ısı geçiş katsayıları da göz önünde bulundurulmuştur. Sonra oluşturdukları test mekanizmasında ürettikleri prototip debriyaj diskini ısıya maruz bırakarak ısı geçişi ve artışlarını incelemişlerdir. Buradan elde ettikleri veriler ile sonlu elemanlar modelinde doğrulama çalışmaları yapmışlardır. Sonuç olarak çevrim sayısına ve zamana bağlı olarak seramik ve çelik debriyaj diski üzerlerinde oluşan ısı ve sıcaklık dağılımlarını elde edilip karşılaştırmasını yapmışlardır.

Li-Jun ve ark. (2008) ana debriyaj parçalarının optimizasyonu yaparak, gereken debriyaj performans verilerini yakalayabilecek, mümkün olan en küçük boyutlardaki debriyaj tasarımını gerçekleştirmek için çalışmışlardır. Otomobil debriyajı optimizasyonunu için Matlab Optimum Toolbox programını kullanmışlardır. Optimizasyondan sonra elde ettikleri 3 boyutlu katı modeli Pro-Engineering programında sonlu elemanlar analizine tabi tutmuşlardır. Analiz sonucunda oluşturdukları matematiksel modeli doğrulamış olup optimizasyon sonucunda elde edilen parametrelerin kullanılabilir olduğunu kanıtlamışlardır.

Aktir ve ark. (2014) manuel vitesli bir otomobil debriyajının eksenel dinamik davranışlarını incelemişlerdir. Bu amaç doğrultusunda üç boyutlu sonlu elemanlar modeli oluşturarak debriyaj sarsıntı testini modellemişlerdir. Her bir debriyaj bileşeninin titreşim özelliklerini belirlemek için test mekanizması oluşturulmuştur. Sonrasında ise mod şekillerinin ve doğal frekansların belirlenmesi için ön gerilmeli modal analiz yöntemi kullanılmıştır. Ayrıca modellenen debriyaj çalkalama testlerine de

katılarak doğal frekanslarını deneysel olarak ta tespit etmişlerdir. Ulaştıkları çalkalama ve simülasyon test sonuçlarını oluşturdukları debriyaj modelini doğrulamak için karşılaştırmışlardır.

Purohit ve ark. (2014) kuru sürtünmeli bir debriyaj sistemi tasarımı ile ilgilenmişlerdir. Çalışmalarında Solid Works Premium kullanarak, debriyaj plakası, baskı plakası ve baskı plakasını debriyaj plakasına iten diyafram yayı üç boyutlu olarak modellemişlerdir. Tasarladıkları bu modelin, Ansys yazılımı kullanarak statik ve yapısal analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Analizlerini üniform aşınma teorisini baz alarak yapmışlardır. Bu analizde debriyaj üzerinde oluşan maksimum gerilme değerleri ile oluşan yer değiştirme değerlerini elde etmişlerdir. Elde edilen sonuçlar neticesinde debriyajda kullanılan üç ayrı malzeme için emniyet katsayılarını tespit etmişler ve önermişlerdir.

Psyllaki ve ark. (2012) debriyaj hasarları hakkında araştırma yapmışlardır. Çalışmalarında, debriyaj diski ve baskı plakasının kavrama ve ayrışma esnasında oluşabilen hasarları üzerinde durmuşlardır. Analiz etmek için buldukları hasarlı debriyaj diski ve baskı plakasını stereo mikroskoplar aracılığıyla incelemişlerdir. Profilometre ile disk yüzeylerinin pürüzlülük ölçümlerini yapmışlardır. Sonrasında temel hasar oluşumu mekanizmasını anlamak adına elektron mikroskobu ile ölçümler yapmışlardır. Yaptıkları metalografik incelemeler sonucu mikro kırık oluşumu ve bu kırıkların gelişmesi hakkında hipotezlerini ortaya koymuşlardır.

Abdullah ve ark. (2013) debriyajda kavramanın gerçekleştiği andan itibaren diyafram yayın baskı balatası ile debriyaj plakası ve volan üzerinde oluşturduğu basıncın ve kuvvetlerin debriyaj sisteminin kompleksi üzerinde oluşturduğu gerilme ve deformasyon miktarını incelemişlerdir. Bu deformasyon ve gerilme miktarlarının incelenmesi için Ansys programı içerisinde sonlu elemanlar modeli oluşturulup analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Temas rijitlik faktörünün temas yüzeyleri arasında meydana gelen basınç ve gerilme deformasyonların üzerine etkisini araştırmışlardır.

Li-Jun ve ark. (2012) debriyaj pedal kuvveti ve hareket stroğu ile sürüş konforu arasındaki ilişkiyi incelemişlerdir. Daha yüksek bir sürüş konforu için pedal kuvvetleri ve hareket strokları için teorik ve pratik hesaplamalar yapmışlardır. Farklı ve çeşitli debriyajlar için yaptıkları testler sonucu 100 ile 125 mm arasında debriyaj stroğu ile 85 ile 100 N arasındaki pedal kuvvetinin sürüş konforu açısından en ideal değerler olduğu tespitini yapmışlardır.

Literatür genelinde debriyaj üzerine yapılan çalışmalara bakıldığında yapılan araştırmaların, tüketicilerin otomotiv sektöründen talep ettikleri performans, konfor ve yakıt verimliliği konularının etrafında olduğu gözlemlenmektedir. Debriyaj kavrama esnasında oluşan ses ve titreşimler üzerine yapılan çoğu araştırma, tüketicilerin sürüş konforu talepleri üzerine gerçekleştirildiğini göstermektedir. Bir diğer taraftan diyafram yaylar ve sürtünme malzemeleri hakkında yapılan birçok çalışma tüketicilerin performans talepleri sonucunda şekillenmiştir. Kavrama esnasında motordan gelen gücün aktarma organlarına kayıpsız ve rijit bir biçimde aktarılması performans ve yakıt tüketimine olumlu bir şekilde etki etmektedir. Bunun sonucunda kavramaya etki eden sürtünme malzemeleri ve kavranın gerçekleşmesini sağlayan diyafram yay üzerine çalışmalar yapılmıştır. Ses, titreşim oluşumuna etkisi, debriyaj parçalarının boyut değişimi ve rijitliği azaltıcı etkisi olan ısı problemleri de birçok çalışmaya konu olmuştur.

Yapılan araştırmalar ve çalışmalar göstermektedir ki dünya üzerinde önemli bir ticaret hacmine sahip olan otomotiv sektörü tüketicilerin talepleri doğrultusunda değişmeye yenilenmeye ve gelişmeye devam edecektir. Otomobilin önemli parçalarından olan, konfor performans ve yakıt verimliliğine doğrudan etkisi bulunan debriyaj sistemi ise birçok çalışmaya daha konu olacaktır.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu bölümde, otomobil güç aktarma organlarından olan tek diskli kuru sürtünmeli debriyaj incelenmektedir. Debriyajın genel tanımı, özellikleri, parçaları ve bu parçaların görevlerinden bu bölümde bahsedilmiştir. Debriyajın kavrama esnasında moment aktarma dinamiği matematik temelleriyle açıklanmıştır.

Bölümün geri kalanında, debriyajın iki ana parçasından olan volan ve kavrama diskinin kavrama esnasında, titreşimlerinin, moment geçişlerinin ve kavrama sürelerinin daha detaylı incelenebilmesi adına, volan, balata, göbek ve yükten oluşmuş dört diskli bir matematik temelli kavrama modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan bu modelden ilk elde edilen matematik model baz alınarak dört disk üzerinden 2. mertebeden lineer olmayan matematik ifade elde edilmiştir. Bu diferansiyel denklemin çözülebilmesi için Runge-Kutta metodu ve bazı düzeltmelerle 1. mertebenden lineer diferansiyel denklem elde edilmiştir. Elde edilen bu diferansiyel denklem çözümlenmek üzere Matlab programına aktarılmıştır.

Gerçeğe uygun ve tutarlı parametreler için 1600cc arkadan itişli otomobil verileri Matlab'a aktarılan denklemde kullanılmış olup bazı tasarım parametrelerin ve malzeme karakteristiklerinin değişimlerinin kavrama sürelerine titreşimlerine ve kavrama sürelerine ne gibi etkileri oldukları analiz edilmiştir.

3.1. Tek Diskli Kuru Tip Debriyaj ve Elemanları

Otomobillerde debriyaj, motor ile vites kutusu arasında güç ve hareket aktarımını istenildiği zaman kesen ve istenildiği zaman aktaran, güç aktarma organlarının başlangıç elemanıdır. Şekil 3.1’de Sachs firması tarafından geliştirilmiş bir otomobil debriyaj sistemi görülmektedir (Doğan 2015).



Şekil 3.1. Tek diskli kuru sürtünmeli debriyaj sistemi (Anonim 2018a)

Debriyaj, içten yanmalı motorda pistonlardan krank miline gelen hareketi düzgünleştirip, titreşimlerini sönümleyerek vites kutusuna iletir. İlk kalkış ve vites değişim esnasında görevleri motordan gelen hareketi kesmek ve tekrar düzgün bir biçimde iletmektir (Güllü ve Kopmaz 2003).

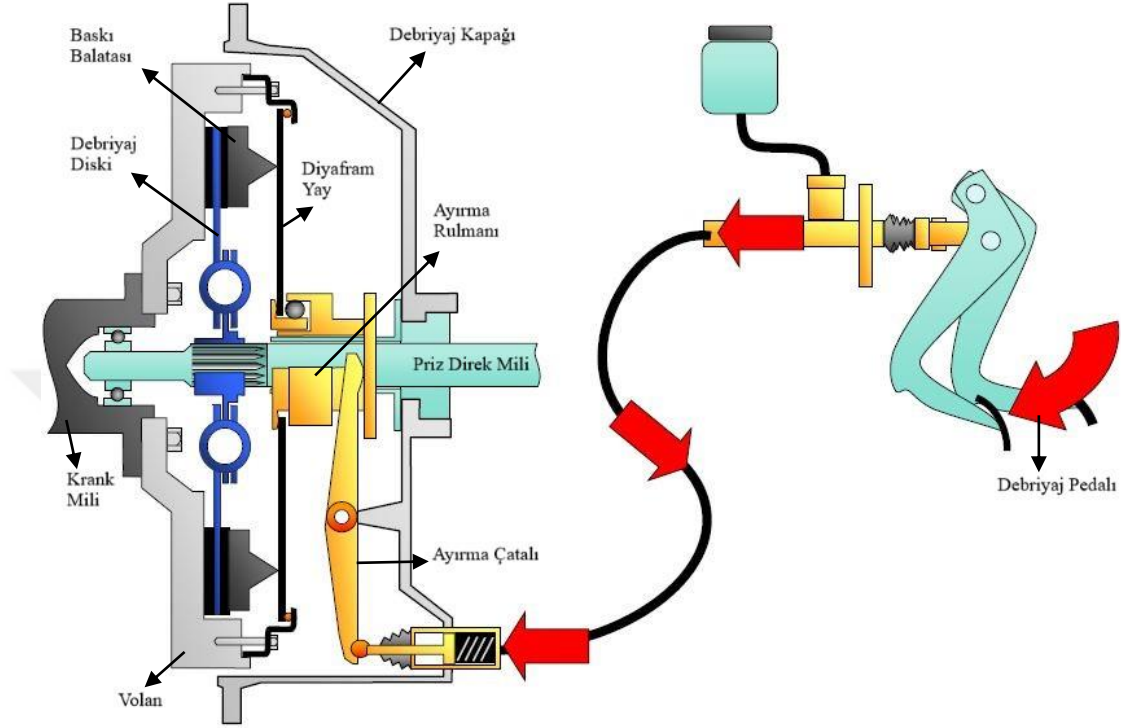
Manuel vitesli otomobillerde genellikle tek diskli kuru sürtünmeli debriyaj sistemi kullanılır. Bu debriyajın çalışma prensibi, sürtünme katsayısı oldukça yüksek malzemelerden yapılmış açısız hızlarda dönen disklerin üzerlerine yerleştirilmiş balataların birbirleriyle sürtünerek çevresel sürtünme kuvvetleri ile moment ve hız iletimine dayanır. Vites kutusu giriş mili doğrultusunda aksel olarak hareket edebilen bir baskı plakası ile debriyaj diskini, motordan hareketi alan ve düzgünleştiren volanın yüzeyine sıkıştırarak oluşturulan sürtünme ile kavrama olayı gerçekleştirilir (Güllü ve Kopmaz 2003).

Şekil 3.2’de gösterilen debriyajın elemanları sırasıyla çift kütleli volan (a), debriyaj diski balatası (b), debriyaj diski (c), debriyaj kapağı (d), diyafram yay (e), ayırma çatalı (f) ve debriyaj pedalı (g) dir.



Şekil 3.2. Sürtünmeli tek diskli debriyaj parçaları (Anonim 2018a)

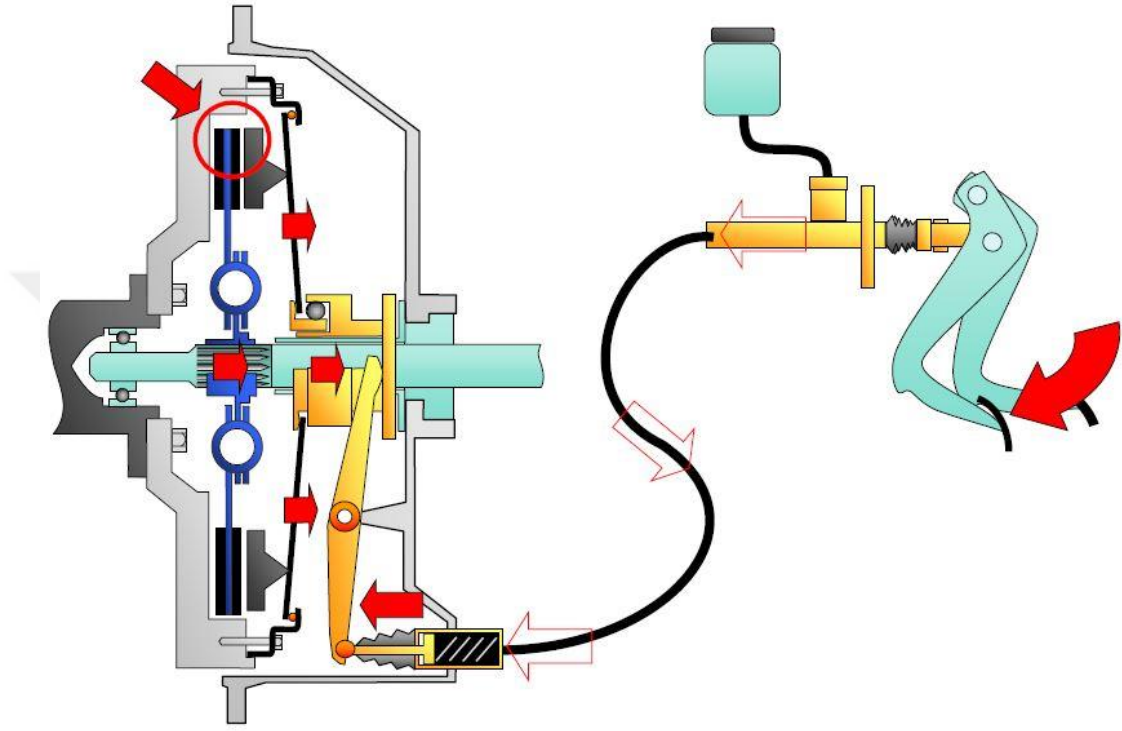
Şekil 3.3'te kavrama durumundaki bir debriyaj sistemi görülmektedir. Burada görülmekte olan krank mili, volan ile bağlantılı durumda olup eş hızlarla açısız dönme hareketi gerçekleştirmektedirler.



Şekil 3.3. Kavrama durumundaki debriyaj sistemi kesit görüntüsü (Demir 2008)

Kavrama kapağı da volana bağlantılıdır ve volan ile birlikte dönmektedir. Baskı plakası zor esneyen kulakçıklarla kavrama kapağına bağlantılı durumdadır. Fakat baskı plakası diyafram yay tarafından aksel doğrultuda debriyaj diskine doğru itildiğinde bu kulakçıklar az miktarda harekete izin verirler. Kapak ve baskı plakası arasında diyafram yay monte edilmiş durumdadır. Bu yay kapağı çevresel olarak pimlenmiş olup kenarlarında baskı plakasına oturmaktadır. Diyafram yayın göbek kısmında ayırma rulmanı adı verilmiş olan bir parça bulunmaktadır. Bu rulman priz direk mili üzerinde ayırma çatalından aldığı tahrik ile ileri geri hareket edebilen bir parçadır. Debriyaj pedalına basıldığında gelen hidrolik basınç ayırma çatalını iter ve ayırma rulmanı geri yönlü hareket ederek diyafram yayın göbeğine uyguladığı kuvveti azaltır. Göbeğindeki kuvvet azalan diyafram yay esneyerek baskı plakası üzerine uyguladığı kuvveti azaltır. Bunun sonucunda baskı plakasını tutan kulakçıklar tekrar eski hallerine gelerek debriyaj

diskine uyguladığı aksel kuvveti ortadan kaldırırlar (Şekil 3.4). Böylelikle debriyaj diski ve volan arasında bir boşluk oluşmuş olur. Bu şekilde krank milinden gelen hareket ile vites kutusuna giden priz direk milinin hareket bağlantısı kesilmiş olur (Güllü ve Kopmaz 2003).



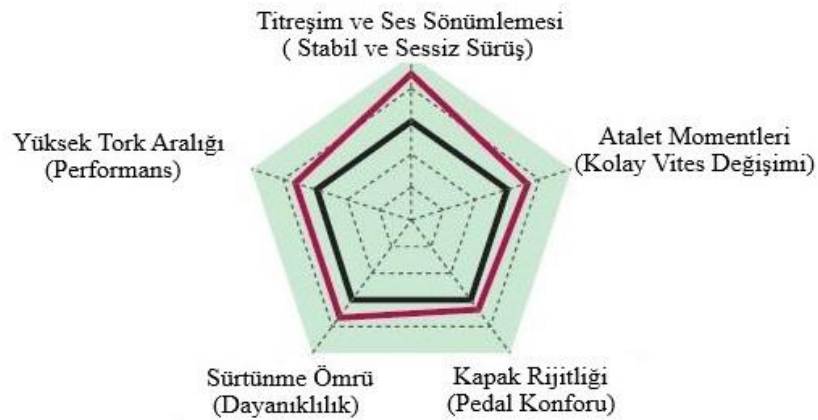
Şekil 3.4. Ayrılma halindeki debriyaj sisteminin kesit görüntüsü (Demir 2008)

Kavrama olmadığı esnada da debriyaj kapağı baskı plakası ve diyafram yay parçaları volan ile birlikte dönme hareketlerini gerçekleştirirler. Sürücü debriyajdan ayağını çekmeye başladığı anda ayırma çatalı tekrardan ayırma rulmanını itip diyafram yayın göbeğine kuvvet uygular. Bu kuvvet etkisi ile diyafram yay baskı plakalarını ittirip debriyaj diskini volanın sürtünmeli yüzeyine doğru itmeye başlar. Debriyaj diski ondüleli (dantel) bir sac üzerine önlü arkalı olmak üzere dairesel bir biçimde balataların yerleştirildiği bir disklerdir. Kavrama esnasında bu balataların bir yüzü baskı plakası ile temas ederken diğer yüzü volanın sürtünmeli yüzeyine temas edecek şekilde sıkıştırılır. Bu sıkıştırma esnasında balata grupları arasındaki ondüleli sac deformasyona uğramaktadır. Bu sacın görevi balata temaslarının darbe etkisini azaltmak ve aynı

zamanda sürtünme momentlerinin sürekli olmasını sağlamaktır. Baskı plakasının volana doğru sıkıştırdığı debriyaj diskinde balatalar arasında oluşan sürtünme kuvvetleri ile debriyaj diskinde moment oluşumu başlar. Kaymaların bittiği ve volan ile debriyaj diskinin aynı hızla dönmeye başladığı anda kavrama gerçekleşmiş olur. Kavrama halindeki debriyaj diski helis yaylarla göbeğe göbekte kamalı bağlantı ile priz direk miline bağlıdır. Bu helis yaylar damper etkisi yaparak motor yük momentinin tahrik tarafına kademeli olarak geçişini sağlar. Burada motordan gelen titreşimler azaltılarak konforlu bir kavrama gerçekleşmesi sağlanır. Böylelikle motordan krank mili ile gelen moment vites kutusu giriş miline aktarılmış olup güç aktarma organlarının ilk ve önemli parçalarından olan debriyaj sistemi görevini yerine getirmiş olur.

Bir otomobilde debriyaj sisteminin aşağıdaki özellikleri karşılaması istenmektedir;

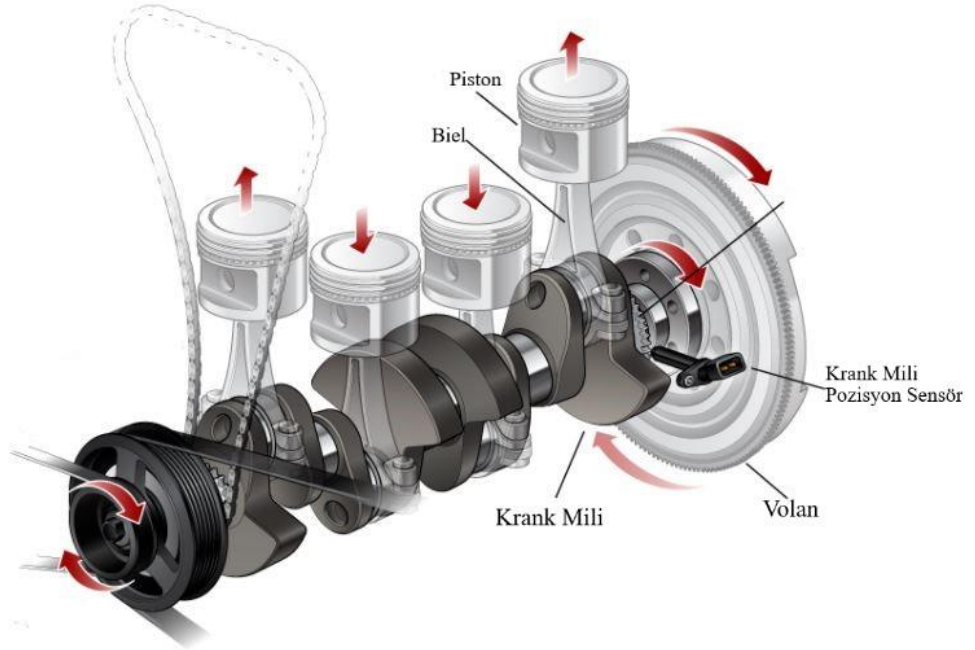
- Kolay ve konforlu vites geçişleri için kavrama diskinin ataletinin küçük olması
- Kavrama diskinin hafif olması
- Ani kopma veya kayma olmadan momenti yumuşak şekilde iletmesi
- Motordan gelen momenti kayıpsız olarak iletmesi
- Krank milinden gelen aksenal titreşimleri ve burulma titreşimlerini sönmülmesi
- Serbest durumuna geçmesi için uygulanacak kuvvetin yüksek olmaması
- Açısal dönme hareketini gerçekleştiren parçaların dengeli ve balanslı olması
- Kavrama esnasında sürtünmelerden açığa çıkan ısıya dayanıklı olması
- Bakımları kolay ve az maliyetli olmasıdır.



Şekil 3.5. İstenen bazı debriyaj özellikleri ve gerekçeleri (Anonim 2015)

3.1.1. Volan

Volan, krank milinden aldığı momenti düzgünleştiren ve kavrama diskine ileten debriyajın bir parçasıdır (Şekil 3.6). Debriyaj kapağı, baskı disk ve diyafram yay volanın üzerine monte edilmiş olup volan ile birlikte açısız dönme hareketi gerçekleştirirler. Volanın kavrama diskine bakan yüzeyi düzgün bir şekilde işlenmiş olup bu disk sürtünme ile döndüren debriyaj elemanıdır. Bu eleman motora, göbeğinde bulunan priz direk mili kılavuz yatağı ile bağlantılıdır. Bazen de volan üzerindeki bu yatağın krank mili ile bağlantısı flanş ile gerçekleştirilir.



Şekil 3.6. Motorun volan ile bağlantısı (Anonim 2015)

Volan için en kullanışlı malzeme dökme demirdir. Dökme demirin içerdiği grafit tanecikleri volan ile kavrama diskinin sürtünmesi esnasında yağlama etkisi göstererek sürtünme yüzeyinde fazla aşınmanın ve derin çiziklerin olmasını önler (Anonim 2013b).

Volanlar aktardıkları tork büyüklüğüne göre ebatları da büyümektedir. Ayrıca sarsıntı ve motor titreşimlerini azaltmak için tek diskli katı modellerinden (Şekil 3.7), çift kütleli tek sıralı (Şekil 3.8) ve çift sıralı (Şekil 3.9) modelleri geliştirilmiştir.

Günümüzde otomobillerin yakıt verimliliği açısından motoru üzerinde yapılan optimizasyonlar neticesinde motorlar daha güçlü fakat daha az silindirli ve hacimli olmaya başlamıştır. Ayrıca yakıt tasarrufu için motorun ortalama çalışma devrileri neredeyse rölanti devrine indirilmeye başlanmıştır. Buda motor üzerinde düzensiz dönme hareketlerine sebebiyet vermektedir. Çift kütleli volanlar bu şartlarda güç aktarma organlarını zararlı titreşimlerden korumak ve sürüş konforunu sağlamak adına ses ve gürültüleri azaltmak için geliştirilmiştir (Freitag ve ark. 2010).



Şekil 3.7. Katı volan

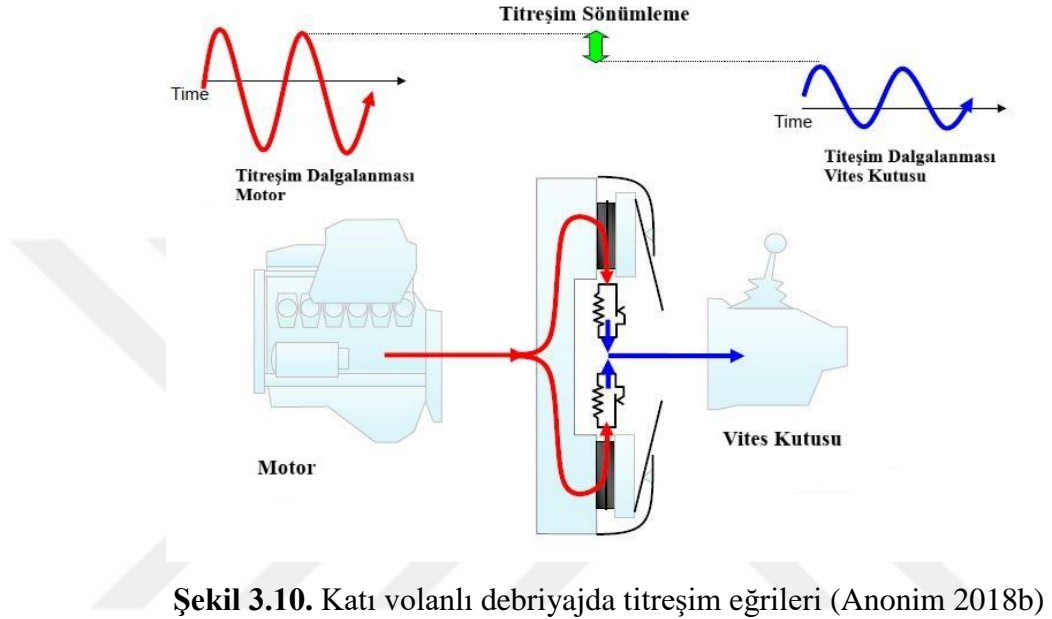
Şekil 3.8. Çift kütleli tek sıralı volan



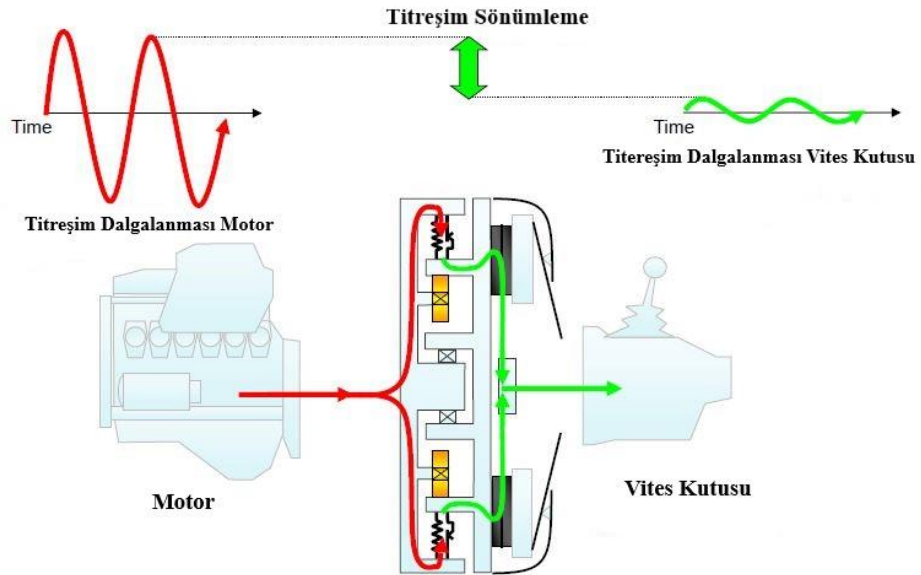
Şekil 3.9. Çift kütleli çift sıralı volan (Anonim 2018a)

Çift kütleli volanlar birincil kütle ve ikincil kütle olmak üzere iki diskten meydana gelip bu diskler birbirlerine yağlanmış yay setleri ile bağlanmışlardır. Birincil kütle cıvatalı bağlantı ile krank miline montelenmiştir. Birincil ve ikincil kütleler birbirlerinden bağımsız hareket edebilecek şekilde yerleştirilmiş olup aralarında bulunan yay setleri hareket geçişlerini sağlar (Demir 2008).

Çift kütleli volanlardaki bir sonraki gelişme çift sıralı yay sisteminin entegre edilmesidir. Bu ikinci yay sistemi dönme yönünde radyal olarak yerleştirilmiş olup volanın burulma rijitliğini düşürmektedir. Bu farklı karakteristikteki yay çifti yüksek bir titreşim damper özelliği sağlayıp yüksek devirlerden düşük devirlere titreşimleri önemli ölçüde düşürür.



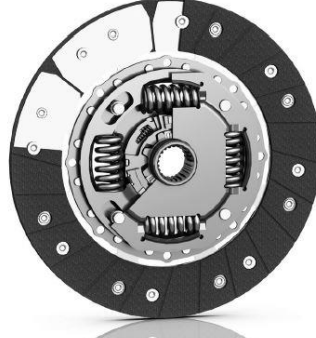
Şekil 3.10. Katı volanlı debriyajda titreşim eğrileri (Anonim 2018b)



Şekil.3.11. Çift kütleli volanlı debriyajda titreşim eğrileri (Anonim 2018b)

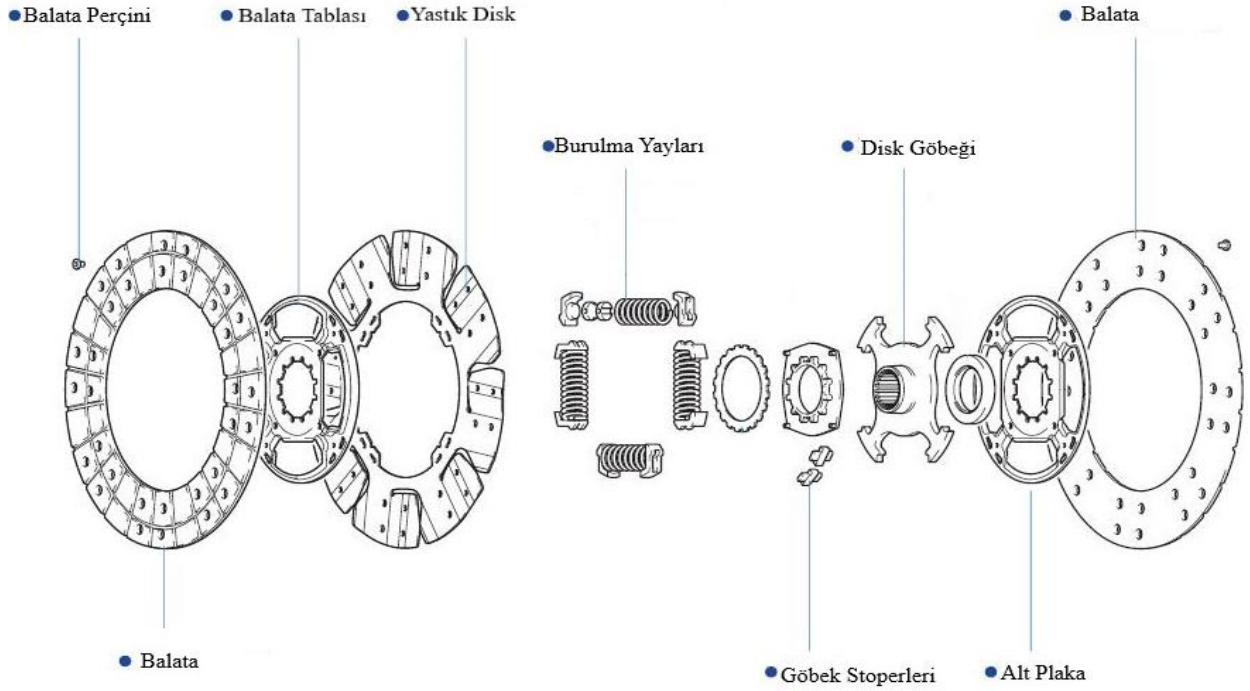
3.1.2. Kavrama Diski

Kavrama disk, kavramanın döndürülen elemanı olup yastık disk, frezeli göbek, titreşim damperleri ve balatalar olmak üzere 4 ana parçadan oluşmaktadır (Şekil 3.12).



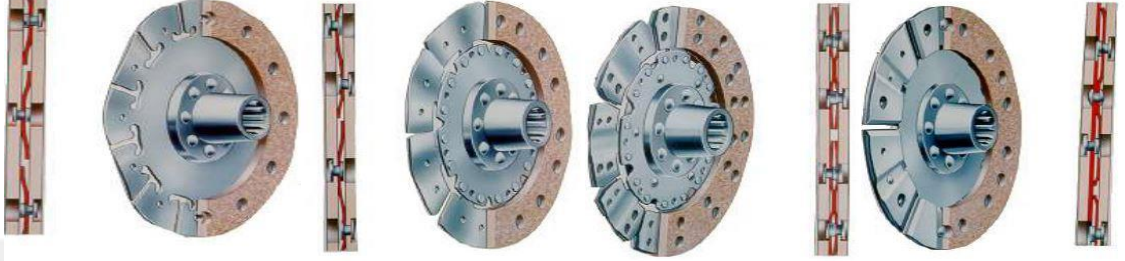
Şekil 3.12. Burulma damperli kavrama disk (Anonim 2018a)

Kavrama disk, ince ve yüksek kaliteli çelikten yapılmış yastık disk ve bu disk üzerine monte edilmiş parçalardan meydana gelmektedir (Şekil 3.13). Diskin ortasında frezeli bir göbek bulunur ve priz direk mili bu göbeğe geçer. Kavrama diskinin dış yüzeyi balatalar ile kaplıdır.



Şekil 3.13. Kavrama diskinin parçaları ve montajı (Anonim 2015)

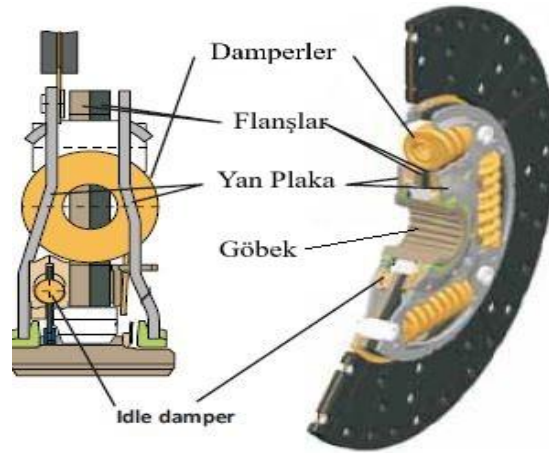
Kavrama esnasında daha yumuşak bağlantı ve kavramanın sürekliliği için yastık disk, dilimli bir biçimde tasarlanmıştır (Şekil 3.14). Bu dilimler iç ve dış bükey olmak üzere dalgalı biçimdedirler. Üzerlerine baskı kuvvetleri geldiğinde bu dalgalı yapı yastık etkisi göstererek aksenal titreşimleri sönümlerler. Ayrıca kavrama esnasında elastik deformasyonla baskının sürekli olmasını sağlarlar (Demir 2008).



Şekil 3.14. Farklı tiplerdeki yastık diskler (Demir 2008)

Yastık diskler kaliteli yay çeliğinden yapılmış olup sürtünmeden dolayı meydana gelen ısı artışlarına dirençli olması için ısıl işlemlerden geçilmektedir. Yüksek sıcaklıklarda dahi özelliklerinin bozulmaması kavrama dinamiği için önemlidir.

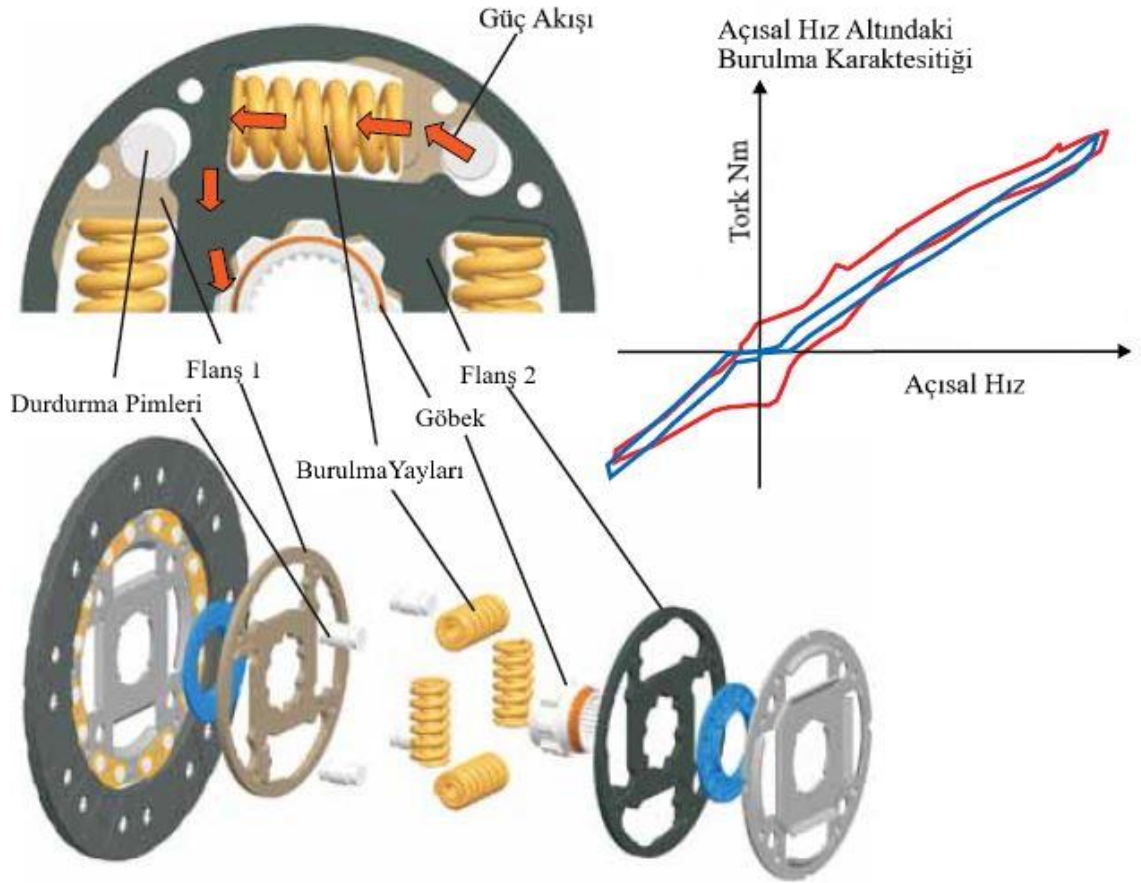
Yastık diskin ortasında kavrama diski ile vites kutusuna hareketi aktaran milin bağlantısını sağlayan göbek bulunur (Şekil 3.15). Bu kısım çelikten veya dökme demirden yapılmaktadır (Freitag ve ark. 2010).



Şekil 3.15. Kavrama diskinin kesiti (Zink 2010)

Göbek, çevresindeki deliklere takılı olan burulma yayları aracılığıyla yastık diskle irtibatı sağlar. Priz direk ile ise ortasında bulunan delikle kamalı olarak bağlantılı şeklindedir. Kavrama diski priz direk mili üzerinde aksel olarak hareket kabiliyetine sahiptir fakat mil üzerinde serbest dönme hareketini gerçekleştiremez.

Burulma yayları, göbekte yastık disk arasında yer alan rijitliği yüksek olan kavrama diskinin sönümlenme elemanlarından biridir. Bu yayların görevi içten yanmalı motorlarda oluşan titreşimlerin güç aktarma organlarına iletimini önlemek ve bu şekilde güç aktarma organlarını korumaktır.



Şekil 3.16. Burulma yaylarının çalışma şekilleri (Freitag ve ark. 2010)

Şekil 3.16’da görüldüğü üzere gücün aktarılması esnasında momentlerde meydana gelen değişimlere uygun olarak yaylar genişleşip sıkışarak titreşimleri sönümlerler. Ani ve aşırı yükler altında yayların fazla sıkışıp kırılmalarını önlemek için esneme miktarlarını sınırlayan durdurma pimleri kullanılmıştır (Freitag ve ark. 2010).

Durdurma pimleri yastık disk ve göbeğe bağlantılı olup göbeğin belli bir oranda yayaları sıkıştırarak dönüşten sonra bu pimplere dayanıp durmasını sağlarlar. Bu şekilde yayaların sıkıştırılmasına ve göbeğin yastık diskten bağımsız dönüşüne yalnızca belli bir miktarda izin verilmiş olunur.

Balatalar, kavrama diskinin volan ve baskı plakasına bakan her iki yüzeyinde bulunur. Yüzeyler arasındaki sürtünme kuvvetini arttırmak amacıyla yastık diskin her iki tarafına yerleştirilmişlerdir. Yüzeylerinde, kavrama serbest hale geldiğinde, balataların volan ve kavrama diskine yapışmasını önlemek için hava kanalları bulunur. Ayrıca bu kanallar, kavrama diskinin volan ve baskı plakası yüzeylerine iyi bir şekilde temas etmesini, aşınmayla oluşan parçacıkların uzaklaştırılmasını ve sürtünen yüzeylerin soğumasını sağlar (Myklebust ve Eriksson 2013).

Çizelge 3.1. Kavrama çifti malzeme değerleri

Balata	Karşıt malzeme	Sürtünme katsayısı			max Isı °C		Emn. yüzey basıncı p_{EM} N/mm ²
		Kuru	Hafif yağlı	Yağlı	Kısa zaman	Devamlı	
Reçineli amyant	St, GG	0,4...0,2	0,35...0,15	0,15...0,1	500	250	0,05...1 (8)
Metal yünlü malzeme		0,55...0,45	0,35...0,15	---	300	250	0,05...1 (8)
Deri	Metal	0,6...0,3	0,25	0,15			0,08...0,1
Çelik	Sertleştirilmiş St	---	---	0,1...0,03			0,7...3
Sinterlenmiş bronz		0,17...0,12	---	0,11...0,06	150	100	0,5...3

Parantez içindeki değerler hareketsiz hal için geçerlidir. Hareketsiz halde geçerli olan sürtünme katsayısı $\mu_0 = 1,25 \cdot \mu$ olarak kabul edilebilir.
Emniyetli yüzey basıncı p_{EM} seçimi için aşınma ve ısı çok önemlidir.
Otomobil disk freni için $p_{OTO} = (1...2) \cdot p_{EM}$ alınır.

Balatalar sürtünme katsayısı fazla, ısıya ve basınca dayanıklı materyallerden üretilmişlerdir. Ayrıca balata malzemeleri volan ve baskı plakasının sürtünme yüzeylerinin aşınmalarını azaltacak özellikte seçilmektedir. Kavrama balatalarının çoğu ısıya karşı dayanıklı olan ve yapışmayı sağlayan özel maddelerin karışımından meydana gelmişlerdir. Dayanımlarını arttırabilmek için pirinç tellerde ilave edilebilmektedir.

Günümüz manuel vitesli araçların debriyaj sistemlerinde kullanılan balatalar için genellikle organik materyaller tercih edilmektedir (Şekil 3.17). Sinterlenmiş metaller, karbon fiber ve seramik malzemeler içinde birçok testler yapılmakta ve geliştirilmeye devam edilmektedir. Fakat bu malzemelerin debriyaj balatalarında kullanımı yaygınlığa ulaşmamış olup sadece özel uygulamalarla sınırlı kalmaktadır. Bilinen sürtünme karakteristikleri, konfor özellikleri ve yaşam ömürleri konularındaki avantajlarıyla organik bazlı sürtünme malzemelerinin, dökme demir ve çelikle oluşturdukları kavrama çiftleri günümüzde en yaygın kullanılan kavrama çiftlerindedir (Welter ve ark. 2010).



Şekil.3.17. Organik malzemelerden üretilmiş kavrama diski balatları (Anonim 2018b)

Organik bazlı sürtünme malzemeleri, termoset reçinesi ve kauçuk tutkal bileşenlerini içermektedir. Bu polimerik bağlayıcılar sürtünme fonksiyonu için gerekli olan dolgu ve dayanıklı lifli yapıyı oluştururlar.

Bir otomotiv debriyajında kavrama yüzeyi olarak kullanılan sürtünme malzemesi, çok yüksek tribolojik ve mekanik gereklilikleri karşılamalıdır. Bu malzemelerin son derece balanslı, dengeli ve üniform yapıda olması gerekmektedir. Ayrıca performans ihtiyaçlarını karşılayabilmek adına düşük atalet momentlerine sahip hafif ve ince yapıda olmaları önemlidir (<https://aftermarket.zf.com/go/en/sachs/products>, 2018).

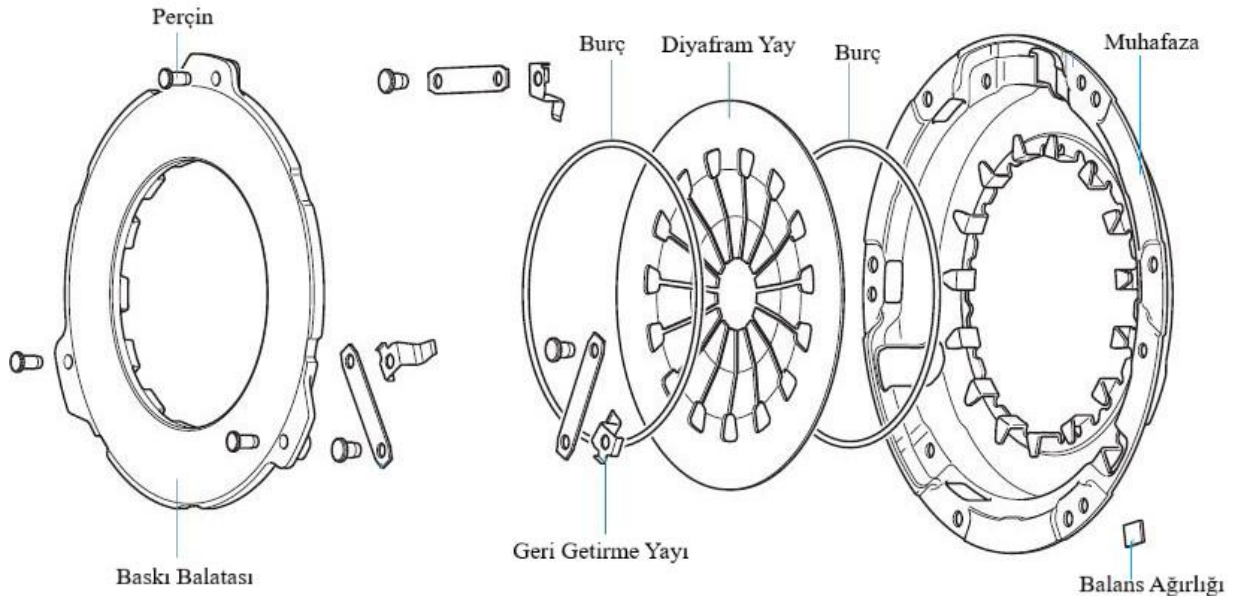
3.1.3. Debriyaj Muhafazası ve Baskı Tertibatı

Debriyaj muhafazası, motor torkunun kavrama diskine iletilmesini ve bu diskin muhafazasını sağlamaktadır (Şekil 3.18).



Şekil 3.18. Debriyaj muhafazası (Anonim 2018a)

Metal bir gövdeden oluşan debriyaj muhafazası volana sağlam bir şekilde cıvatalı bağlantı ile monte edilmiştir. Bu yüzden motor devri ile dönen muhafazanın çok iyi bir biçimde balansı alınmış olması gerekir. Ayrıca kavrama esnasında açığa çıkan ısıda muhafaza tarafından uzaklaştırılır.

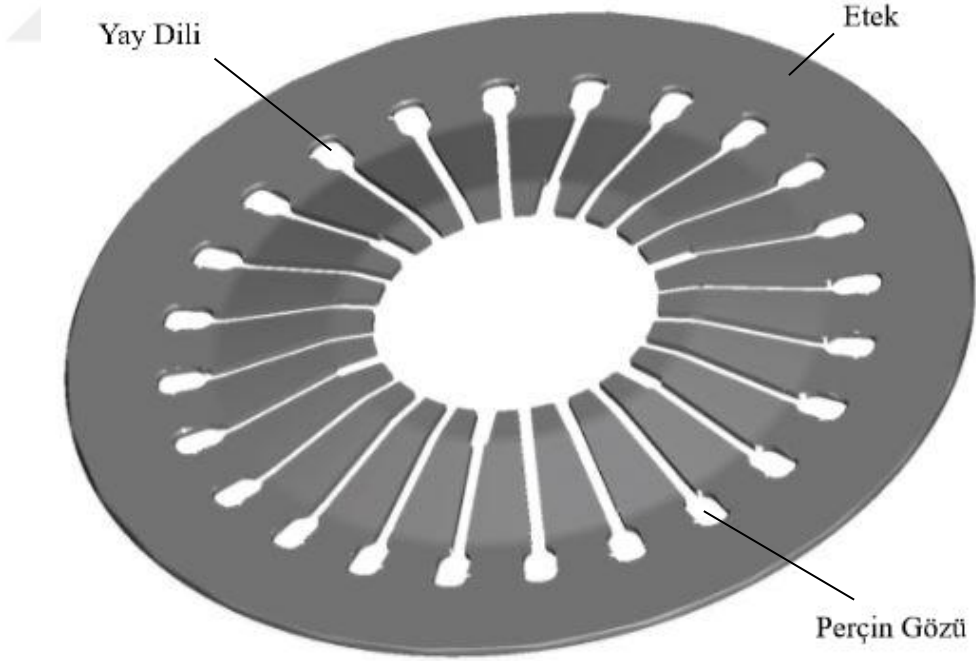


Şekil 3.19. Debriyaj muhafazası elemanları (Anonim 2015)

Debriyajın en önemli parçalarından baskı balatası ve diyafram yay, debriyaj muhafazası içinde bulunur.

Baskı plakası esneklik modülü düşük kulakçıklarla debriyaj kapağına bağlıdır. Bu plakalar genellikle iyi aşınma ve ısı taşınım özelliklerine sahip olan gri dökme demirden yapılmaktadırlar. Kavrama için gerekli sürtünme yüzeyleri, gri dökme demir baskı plakası ve debriyaj balatasındaki yoğun demir esaslı matris arasındaki metalürjik uyumlulukla sağlanır. Gerekli özellikler kimyasal bileşim ve ısıl işlemlerle elde edilmektedir.

Kapak ve baskı plakası arasında ise diyafram yay bulunmaktadır (Şekil 3.20). Diyafram yay, kapağı çevresel olarak pimlenmiş olup kenarları baskı plakasının üstüne oturmaktadır. Diyafram yay malzemesi olarak genellikle yay çeliklerinden olan 50 CrV4 çelikleri kullanılmaktadır. Düşük alaşımli paslanmaz çelikler grubuna giren bu malzeme yüksek mukavemet ve yorulma dayanımları özellikleri dolayısıyla diyafram yay malzemesi olarak kullanılmaktadır (Özbakış 2008).



Şekil 3.20. Diyafram yay (Anonim 2015)

Diyafram yayda, kuvvet baskı plakasına parmaklar aracılığı ile büyütülerek iletilir. Baskı plakasında sürtünmeden dolayı açığa çıkan ısının yaylara geçmemesi için bazı kavramalarda baskı plakası ile diyafram yay arasına fiber altlıklar konulmaktadır. Diyafram yay baskı plakasının her tarafına eşit bir baskı kuvveti uygulamalı ve kavrama halinde, kavrama diskinin volanla baskı plakası arasında kaymasına imkân vermeyecek yeterlilikte olmalıdır.



Şekil 3.21. Çekme ve basma tipi debriyaj baskı kompleleri (Anonim 2018a)

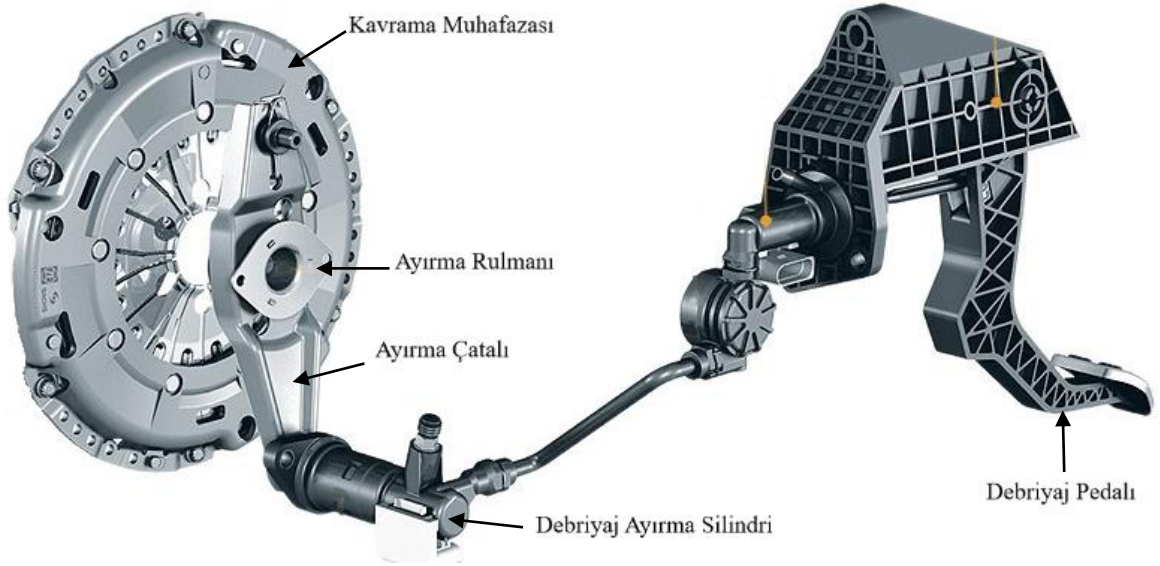
Günümüzde, baskı plakasına tahriki sağlamak için kullanılan helezon yaylar yerini diyafram yaylara bırakmıştır. Diyafram yayların helezon yaylara istinaden tercih edilmelerinin sebepleri aşağıdaki gibidir.

- Daha düşük kalınlıklarda ve ağırlıklarda olup, kompakt yapıları sayesinde daha yüksek yük taşıma kapasitelerine sahiptirler.
- Aynı miktarda tork transferi yapan debriyajlarda, kavramayı ayırmak için gerekli debriyaj pedalı baskı kuvveti daha düşüktür.
- Tork aktarma yetenekleri daha yüksek olup baskı plakasına üniform yapıda baskı uygularlar.

- Tork aktarma yetenekleri motor ani hız değişimlerinden daha az etkilenmektedir.
- Helezon yaylara istinaden diyafram yaylarda debriyajın ayrılma mekanizması daha basit bir yapı ile gerçekleştirilir.
- Baskı plakasının çok daha verimli, balanssız ve dengeli bir biçimde çalışmasını sağlamaktadır (Nunney 2007).

3.1.4. Kavrama Ayırma Mekanizması

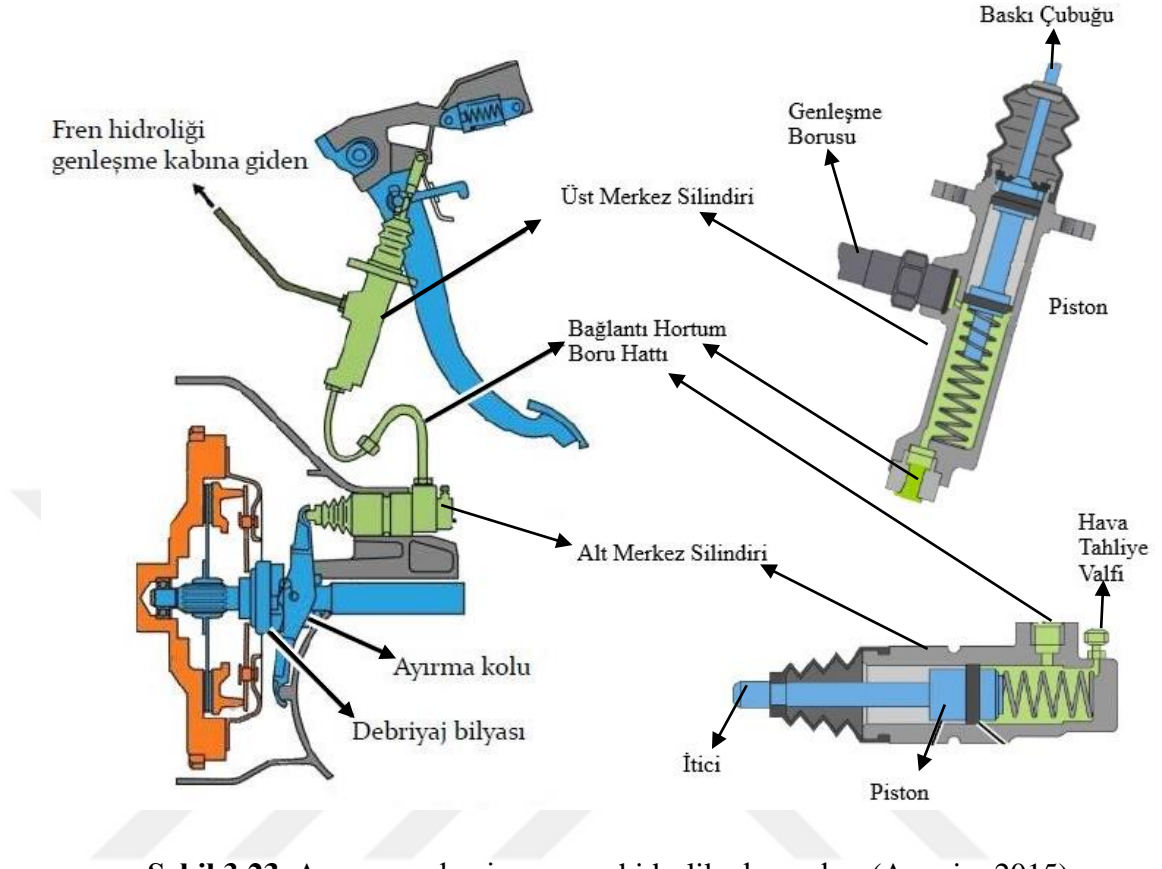
Debriyaj, diyafram yayın tatbik ettiği kuvvet ile kavrama durumundadır. Kavrama ayrılmak istendiğinde, sürücünün komutası ile baskı plakasını kavrama diskine doğru iten yayların kuvveti kesilerek baskı plakası geri alınır ve kavrama diski serbest duruma geçirilir. Bu işlemi gerçekleştirmek için kullanılan hareket iletme elemanlarına ayırma mekanizması denilmektedir (Şekil 3.22).



Şekil.3.22. Kavrama ayırma mekanizması elemanları (Anonim 2018a)

Debriyajda kavramayı ayırma işlemi sürücü alanında bulunan debriyaj pedalı ile başlar. Sürücü kavramayı ayırmak istediğinde debriyaj pedalına basar ve hidrolik bir basınç oluşturur. Ana silindir içinde hidrolik yağ debriyaj ayırma silindirine doğru itilir.

Debriyaja basma ile oluşan kuvvet Şekil 3.23'teki hidrolik sistem ile aktarılmaktadır.



Şekil 3.23. Ayırma mekanizmasının hidrolik elemanları (Anonim 2015)

Debriyaj ayırma silindirinden gelen hidrolik basınç ayırma çatalını (Şekil 3.24a) tahrik eder. Bu çatal kavrama muhafazası üzerinde bulunan özel bir vida ile desteklenmiştir. Destek noktası ayırma rulmanına (Şekil 3.24b) daha yakın olduğundan çatal hareketi miktarı azalırken tatbik edilen kuvvet artmış olur.



Şekil 3.24. Ayırma çatalı (a) ve ayırma rulmanı (b) (Anonim 2018a)

Ayrırma rulmanı, ayırma çatalının hareketini diyafram yay parmaklarına iletir. Motor çalışır durumdayken debriyaj muhafazası içinde bulunan diyafram yayda dönme hareketini gerçekleştirdiğinden dolayı, çatalın itme hareketi, aksel bir yatak üzerinde yataklanmış rulman sayesinde dönebilen ve bir yüzü sürtünmeli olan ayırma rulmanı ile gerçekleştirilir. Bu rulman, diyafram yay göbeğine kuvvet uygulayıp bükeyliğini değiştirerek baskı plakası üzerine uyguladığı kuvveti ortadan kaldırır. Bu sayede baskı plakası, geri getirme kulakçıkları tarafından geri çekilerek kavrama diskine uyguladığı baskıyı ortadan kaldırır. Böylelikle kavrama ayrılmış olur.



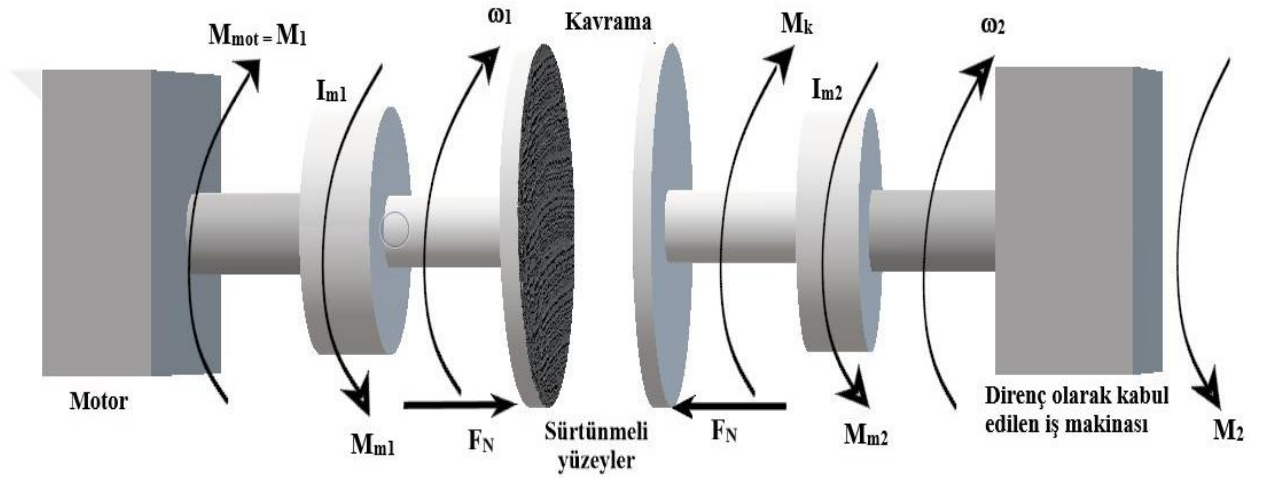
Şekil 3.25. Ayırma rulmanının diyafram yayla ilişkisi (Anonim 2018a)

Debriyajın kavrama halinden çıkması ve tekrar kavrama haline gelmesi durumlarında baskı balatası kavrama diskini ve volan aynı eksen üzerinde birbirlerine paralel olmalıdırlar (Şekil 3.25). Eğer parçalar birbirlerine paralel değiller ise kavrama ayrılma durumunda da temasa devam edeceği için ayrışma tam olarak gerçekleşmez ve sürtünmeden dolayı ciddi debriyaj hasarları meydana gelir (Anonim 2013b).

3.2. Tek Diskli Kuru Sürtünmeli Debriyaj Dinamiği

3.2.1. Kavrama Moment Aktarma Dinamiği

Debriyaj, sürtünmeli kavramanın bir çeşidi olup moment aktarma prensibi sürtünmeli kavrama prensibi ile aynıdır. Sürtünmeli kavramalarda, açısal hızlarda dönen disklerin üzerindeki sürtünme yüzeylerinin belli bir kuvvet ile birbirlerine doğru sıkıştırılması ile sürtünme kuvveti elde edilir (Şekil 3.26). Bu sürtünme kuvveti disklerde moment oluşturarak hız ve güç aktarımını gerçekleştirir (Güllü ve Kopmaz 2003).



Şekil 3.26. Sürtünmeli kavrama moment iletim prensibi

Sürtünmeli debriyajlar, motor karakteristikleri ile tekerlek hareketleri arasında bağlantıyı sağlayan çok önemli, temel bir sistemdir. Motorun ürettiği tork ve gücü kademeli bir şekilde tekerleklere aktarmada önemli rol oynarlar. Motor belirli bir devirde tork ve güç üretirken, debriyaj, krank mili ve vites kutusu giriş mili hızları eşitlenene kadar kayma hareketine izin verir. Bu kayma esnasında debriyaj, motor ve araç hareketi eşitlenene kadar tork iletimini sürekli bir şekilde arttırarak devam ettirir.

Şekil 3.26'da;

$M_{motor} = M_1 =$ motor momenti

$\omega_1 =$ döndüren milin açısal hızı (krank milinin açısal hızı)

$\omega_2 =$ döndürülen milin açısal hızı (vites kutusu giriş mili hızı)

I_{m1} = döndüren mil üzerinde bulunan veya bunlara indirgenmiş dönen ve ötelenen kütlelerin atalet momenti

I_{m2} = döndürülen mil üzerinde bulunan veya bunlara indirgenmiş dönen ve ötelenen kütlelerin atalet momenti

M_2 = İş makinesinin iş yapabilmek için gereksinim duyduğu moment

$$M_{m1} = I_{m1} \frac{d\omega_1}{dt} = \text{döndüren mildeki kütle momenti}$$

$$M_{m2} = I_{m2} \frac{d\omega_2}{dt} = \text{döndürülen mildeki kütle momenti}$$

M_k = kavrama momenti

F_n = yüzeylere dik ve birbirlerine doğru iten baskı kuvvetidir.

Kavramada moment aktarımı esnasında, moment ileten miller üzerinde hız değişimlerinin sebebiyet verdiği hareket yönü tersine direnç oluşturan kütle atalet momentleri oluşur. Bu momentler millerin açılma ivmeleri ile millerin indirgenmiş atalet momentlerinin çarpımıyla elde edilir. Millerin moment iletebilmesi için önce üzerinde bulunan kütle momentlerini yenmesi gerekir (Güllü 2000).

Şekil 3.26' da görüldüğü üzere motorun ürettiği M_1 momenti kavramaya ulaşana dek öncelikle motor ve kavrama arasındaki elemanların kütle momentlerini yenmesi gerekir.

$$M_{\text{motor}} = M_1 = M_{m1} + M_k \quad (1)$$

Debriyajda kavrama oluşumu esnasında $\omega_2 \neq \omega_1$ (genellikle $\omega_2 < \omega_1$) olduğundan dolayı yüzeyler arasında kayma meydana gelir. Bu kayma $\omega_2 = \omega_1$ olana kadar devam eder. Debriyajda kayma kademeli moment ve hız geçişini sağlar konforu artırır. Kaymanın dezavantajı ise motordan alınan enerjinin bir kısmının ısı oluşturularak kaybedilmesidir.

M_k yani kavrama momenti motor momentinin kütle momentlerin ve enerji kaybından sonra kavramanın diğer kısmına aktarılan momenttir. Bu momentin iş yapabilmesi için öncelikli döndürülen mil üzerindeki kütle momentlerini yenmesi gerekir.

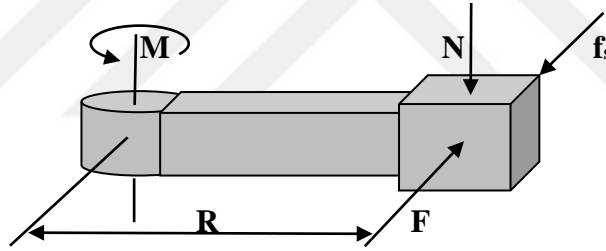
$$M_k = M_{m2} + M_2 \quad (2)$$

Bu (1) ve (2) denklemlerinden;

$$M_{motor} = M_{m1} + M_{m2} + M_2 \text{ denklemini elde edilir.} \quad (3)$$

3.2.2. Sürtünmeli Yüzeylerde Moment Oluşumu

Sürtünme kuvveti, sürtünmeli yüzeyler arasında yüzeylere dik normal kuvvet altında hareket etmeye yönelik tepki kuvvetidir. Hızları eşit olamayan iki disk volan ve kavrama diski baskı kuvveti ile birbirlerine doğru bastırıldıklarında hız farklarından dolayı aralarında sürtünme kuvveti oluşur. F kuvveti ile tahrik edilen ve F_n baskı kuvvetinin altında oluşan sürtünme kuvveti f_s birçok değer alabilir. Alabileceği maksimum değer $f_{s \max} = \mu F_n$ dir. Eğer $F < \mu F_n$ ise hareket oluşmaz. $F > \mu F_n$ ise ivmeli bir hareket oluşur.



Şekil 3.27. Sürtünme kuvveti etkisi altında moment oluşumu

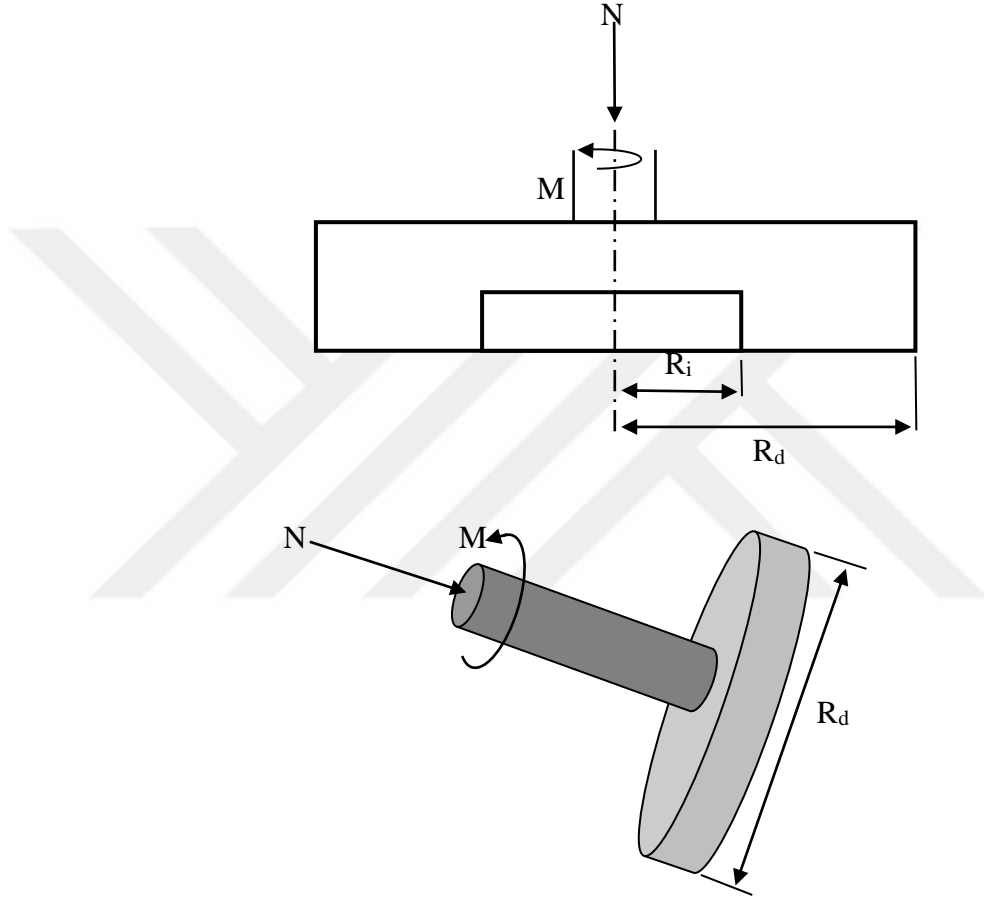
Şekil 3.27' de N normal kuvveti altında F kuvveti ile R yarıçaplı bir daire içinde kayan basit bir blok görülmektedir. Burada oluşan moment aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir.

$$M = (F) (R) = R (\mu N) = M_{maksimum} \quad (4)$$

(4) teki denklem sürtünme ile moment iletiminin en basit formudur ve bu formülden bulunan moment değeri diğer yüzeyde sürtünme kuvvetleri ile oluşan momentin alabileceği maksimum değerdir. Bu maksimum moment değerine moment kapasitesi de denir (Shaver 1997).

Debriyajda moment kapasitesi, debriyaj sürtünme yüzeyleri sürtünme katsayılarına (μ), baskı plakasının uyguladığı normal kuvvete (N) ve ortalama yarıçapa (R) bağlıdır.

Şekil 3.28’de debriyaj kavrama diski ve volan arasında oluşan sürtünme momentleri hesabı için N normal kuvveti altında, R_i iç çap, R_d dış çap ve μ sürtünme katsayısına sahip model oluşturulmuştur.



Şekil 3.28. Sürtünme diski kesit ve katı görünüşü

Burada momentin hesaplanabilmesi için baskı plakasının uyguladığı normal kuvvet N in diskin üzerine üniform dağıldığı kabul edilir ve (5) denklemdaki basınç değeri elde edilir.

$$\rho_0 = \frac{N}{A} = \frac{N}{\pi (R_d^2 - R_i^2)} \quad (5)$$

Disk üzerinde, merkezden r uzaklığında ve ρ_0 basıncı altında küçük bir nokta alınır; $dM = r (\mu N) = r (\mu \rho_0 dA)$ birim noktadaki moment elde edilir. Burada dM merkezden r uzaklığındaki küçük bir noktanın moment kapasitesidir. Bütün disk kompleksi üzerindeki tüm küçük noktaların toplamı toplam moment kapasitesini vermektedir (Shaver 1997).

$$M_{\text{maks}} = \sum_{i=1}^n dT_i = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{i=1}^n dT_i = \int dT = \int_{R_i}^{R_d} \int_0^{2\pi} (\mu \rho_0) r^2 dr d\theta \quad (6)$$

$$M_{\text{maks}} = \frac{2\pi\mu}{3} \rho_0 (r_d^2 - r_i^2) \quad (7)$$

(7) denklemde ρ_0 değeri yerine (5) denklemden $\rho_0 = \frac{N}{\pi (R_d^2 - R_i^2)}$ ifadesi yazılırsa;

$$M_{\text{maks}} = (\mu N) \frac{2}{3} \left[\frac{(R_d^3 - R_i^3)}{(R_d^2 - R_i^2)} \right] = (\mu N) R_g \quad (8)$$

ifadesi bulunmaktadır. Buradaki R_g sürtünmeli yüzeylerin ortalama dönme yarıçapıdır.

Ayrıca kavrama diski iki yüzeyden de harekete karşı sürtünme direncine maruz kalmaktadır. Kavrama diski, aynı normal kuvvet altında hem baskı plakası ve hem de volan yüzeyinden moment kazanır. Öyle ise (8) denklemden aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\text{Moment Kapasitesi} = (2\mu N) \frac{2}{3} \left[\frac{(R_d^3 - R_i^3)}{(R_d^2 - R_i^2)} \right] \quad (9)$$

Bu modeldeki teori geçerli olmakla beraber büyük oranda basitleştirilmiştir. Çünkü μ , N ve R_g değerleri yukarıdaki denklemlerde belirttikleri gibi sabit değerler değildir.

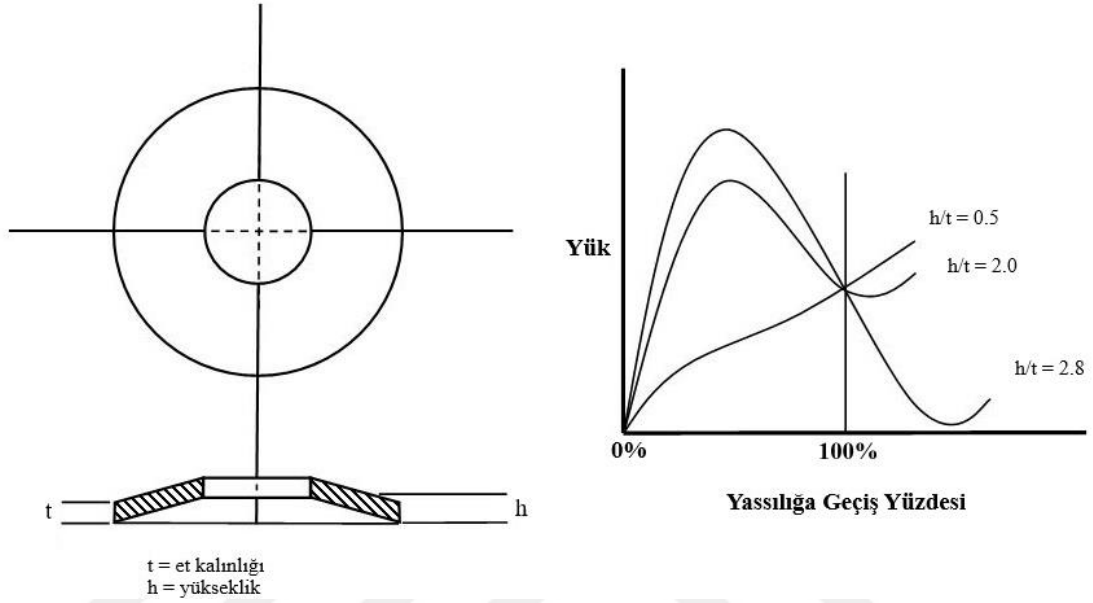
μ : Sürücü kullanışlarına, fiziksel durumuna (aşınmasına) ve sıcaklığa bağlı olarak sürekli değişen bir değerdir.

N: Sürücü kullanışları, sıcaklık ve disk kalınlığındaki küçük değişimler N değerini büyük ölçüde değiştirebilmektedir.

R_g : Sürtünme yüzeyi ($R_d - R_i$), termal bozulmalarla ve yüzey aşınmalarıyla sabitliğini kaybedebilir. Ayrıca kavrama esnasında balataların aşırı ısınması sonucunda oluşan bozulmalarla üniform kavrama oluşmaz. Bunun sonucunda ise R_g değeri değişmektedir.

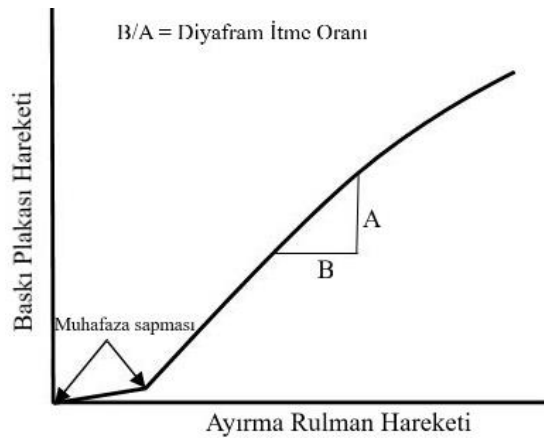
3.2.3. Diyafram Yay Kuvveti Baskı Plakası Hareketi ve Baskı Kuvveti

Diyafram yaylar 1867’de Julien Belleville’in keşfinden sonra debriyajda helisel yayların yerini alıp günümüze ulaşmıştır. Diyafram yay konik şekliyle düşük şekil değişimleriyle bile yüksek kuvvet oluşturması neticesinde moment aktarma kapasiteleri yüksektir.



Şekil 3.29. Diyafram yay kesiti ve h/t eğrileri (Shaver 1997)

Diyafram yay göbeğinde, içe doğru uzanmış manivela işlevi gören parmaklar bulunur. Bu parmaklar ayırma rulmanı ile temas etmektedir. Ayırma rulmanı debriyaj pedalından aldığı tahrikle parmaklara baskı yaparak diyafram yayın şeklinin değişmesini sağlar. Şekil değişimiyle diyafram yayın baskı plakasına uyguladığı kuvvet (N) değişir.



Şekil 3.30. Ayırma rulmanı hareketi ve baskı plakası ilerlemesi (Shaver 1997)

Baskı kuvveti debriyaj için en önemli karakteristiklerden bir tanesidir. Motorun ürettiği momentin verimli bir şekilde güç aktarma organlarına iletilebilmesi için baskı kuvveti N kesin ve kararlaştırılmış olması gerekir. Kaliteli ve etkin kavrama için gereken baskı kuvveti basit moment ve sürtünme formüllerinden elde edilebilir.

$$M = (F) (R)$$

$$F_s = (\mu) (N)$$

Baskı kuvvetinin hesaplanması için;

R_g = Sürtünmeli yüzeylerin ortalama dönme yarıçapı

N = Baskı Kuvveti

Yukarıdaki verileri kullanarak

$$N = \frac{M_{motor}}{(\mu)(R_g)(n)}$$

Ayrıca motor torkunun iletilmesi için gereken baskı kuvveti hesaplanırken güvenlik katsayısı, baskı plakası kulakçıkları (baskı plakasını geri çağıran bağlantılar) ve rulman ön yükü faktörleri de göz önünde bulundurulur.

$$K = (\text{güvenlik katsayısı}) = \frac{\text{Debriyaj moment kapasitesi}}{M_{motor}} \text{ Genellikle } 1,2 \text{ değeri seçilir.}$$

Yukarıdaki 3 faktörde göz önünde bulundurulursa baskı yükü son olarak aşağıdaki formda yazılabilir.

$$N = \frac{(M_{motor})(K)}{(n)(K_s)(R_g)} + SL + (LR) (BP) \quad (10)$$

SL = Baskı plakası bağlantı kulakçıklarının hareket yönüne direnci

BP = Baskı yüküne zıt yönlü olarak ön yüklenmiş ayırma rulmanı kuvveti

LR = Ayırma çatalı oranı (Debriyaj pedalı tahrikini ayırma rulmanına iletme oranı)

M_{motor} = Maksimum motor momenti

R_g = Dönme yarıçapı; Moment oluşturan sürtünme kuvvetlerinin ortalama merkezi

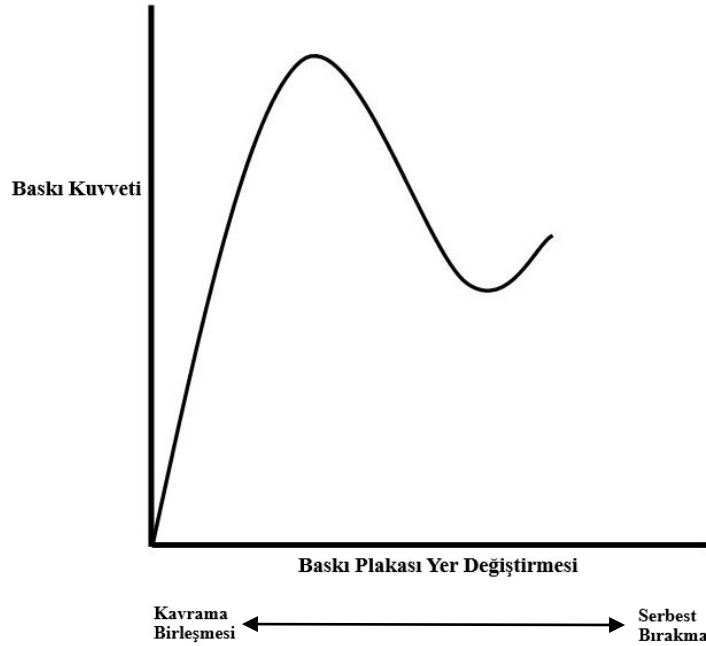
$$R_g = 2/3 \frac{(R_d^3 - R_i^3)}{(R_d^2 - R_i^2)}$$

CF = Sürtünme katsayısı; üretici tarafından belirlenmiş olan minimum değer

n = Sürtünmeli yüzey sayısıdır.

Denklem (10) ile motor momenti iletimi için gerekli olan minimum baskı yükünün bulunması, bu yük için gerekli olan diyafram yay dizaynında kullanılır. Fakat tork aktarımı göz önünde bulundurularak oluşturulan bu denklemlerde sürtünmelerden ve kaymalardan dolayı oluşan enerji kayıpları göz önüne alınmamıştır.

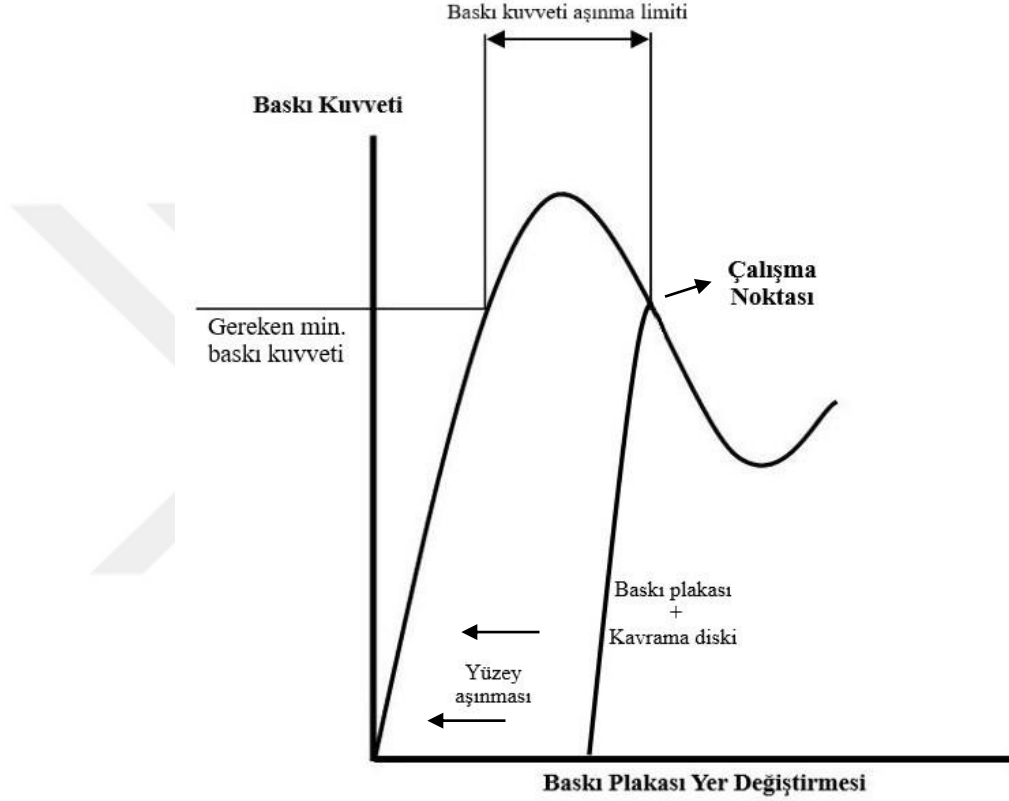
Baskı yükü diyafram yay karakteristiği taşır ve diyafram yayın şekil değiştirmesi (sapması) ile baskı kuvveti değişir. Ayrıca baskı kuvveti (yükü), baskı plakası hareketi ile de ilişkilendirilebilir.



Şekil 3.31. Baskı kuvveti ile baskı plakası yer değişimi ilişkisi (Shaver 1997)

Şekil.3.31’de görüldüğü üzere baskı plakasının yer değişimi diyafram yay şekil değişimi ile baskı kuvveti ise diyafram yay kuvveti ile aynı özelliindedir.

Baskı plakası, diyafram yay kuvveti ile ilerlemeye başladığında kavrama diskini sıkıştırma anına kadar serbest hal denilen durumdadır. Şekil 3.31’de görülen grafik, serbest halde baskı kuvvetinin değişimidir. Serbest halde baskı plakası ilerlerken belirli ölçülerde sürtünme aşınması olmaktadır. Sıkıştırma başladıktan sonra, kavrama başlangıcındaki yeni baskı kuvveti eğrisi oluşur (Şekil 3.32). Bu eğri serbest hal eğrisi ile çakıştığı noktada debriyaj kavramış olur (Shaver1997).



Şekil 3.32. Kavrama esnasında baskı plakası ile baskı kuvveti ilişkisi (Shaver 1997)

Kavrama esnasında oluşan yüzey aşınması önceden belirlenen bir değerdir ve kavrama için yararlıdır. Momentlerin kademeli geçişini sağlar ve ayrıca aşınan parçacıklar yağlayıcı görevi görürler. Aşınma miktarı baskı kuvvetinin eğrisi ve hareket stroğu ile sınırlandırılmıştır. Genellikle diyafram yayın sürtünme provizyonu 2mm civarındadır. Bu mesafe gerekli pedal kuvveti ve balataların yaşam ömürleri için ideal değerlerdir.

Motor momentinin verimli bir şekilde iletilebilmesi için gereken normal kuvvet (N) denklem (10) ile bulunduktan sonra bu kuvvetin oluşturulması için gerekli diyafram yay tasarımı gerçekleştirilir.

Diyafram yay karakteristiğini belirleyen iki büyük faktör baskı kuvveti ve ayırma rulmanı stroğudur. Bu faktörler diyafram yayın büyüklüğünü belirler. Diyafram yayın avantajı düşük şekil değiştirmelerle yüksek kuvvetler elde edebilmesidir. Bu yaylar preslenmiş çeliğin farklı ısıl işlemleriyle arzu edilen çalışma parametrelerine ulaşmaktadırlar (Shaver 1997).

Diyafram yaylar baskı yükü için gerekli kuvvetleri aşağıdaki (11) denklem ile sağlar;

$$F = \left(\frac{4E}{1-\mu^2} \right) \left(\frac{s t^3}{K^1 D_e^2} \right) \left[\frac{h_0-s}{t} \frac{h_0-0.5s}{t} + 1 \right] \quad (11)$$

Yukarıdaki (11) denklemde;

K_1 = diyafram yayın D_d/D_i oranına bağlı sabit

E = elastite modülü $\mu = 0,3$

$D_i - D_d$ = sırasıyla diyafram yayın iç ve dış çapı

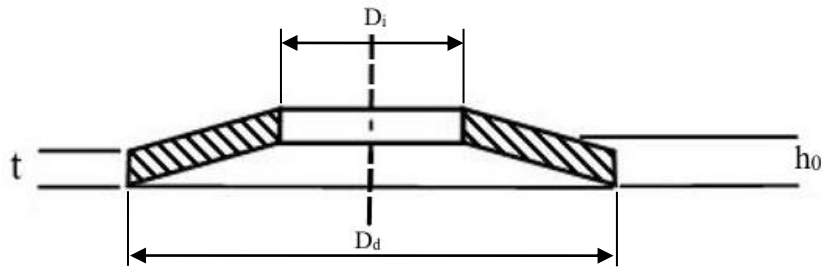
s = diyafram yay şekil değiştirmesi

t = diyafram yay kalınlığı

h_0 = diyafram yayın serbest konik yüksekliğidir.

K_1 sabitinin değeri aşağıdaki bağıntıdan elde edilebilir. Ayrıca $\delta = D_d/D_i$ 'tir.

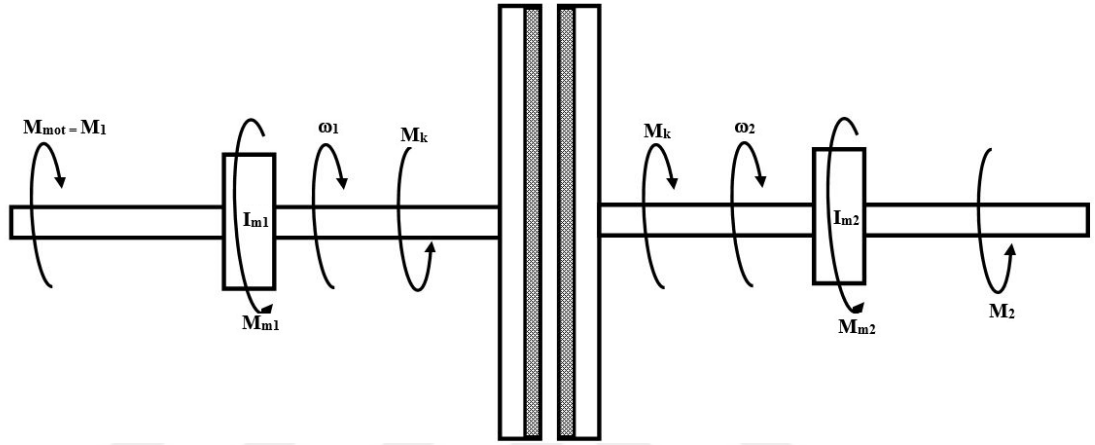
$$K_1 = \left(\frac{1}{\pi} \right) \frac{\left(\delta - \frac{1}{\delta} \right)^2}{\left(\frac{\delta+1}{\delta-1} - \frac{2}{\ln \delta} \right)} \quad (12)$$



Şekil 3.33. Diyafram yay kesiti ve geometrik parametreleri (Shaver 1997)

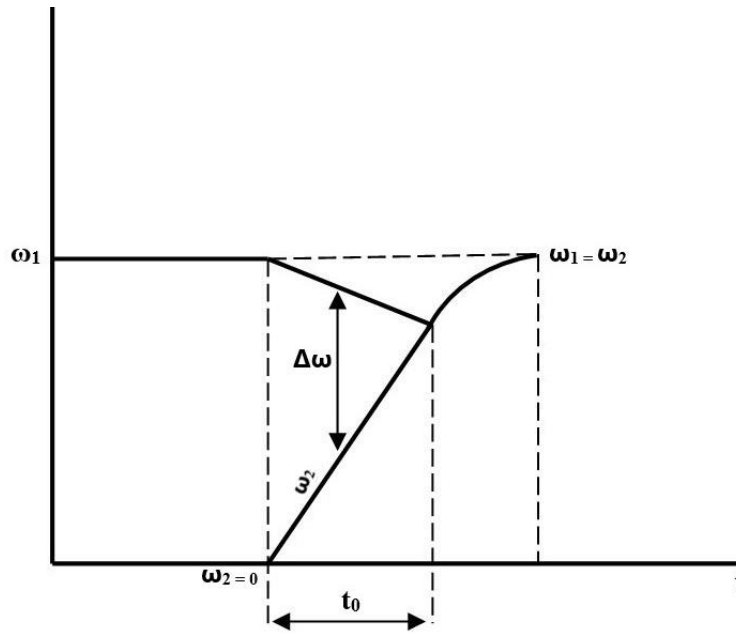
3.3. Kavrama Diskinin Kavrama Anındaki Dinamiği

Kavrama diskini, aksel baskı yükü altında volan sürtünmeli yüzeyi ile sürtünmeye başladıktan sonra sürtünme kuvvetlerinin oluşturduğu moment ile hızı (ω_2) artmaya başlar. Şekil 3.35 te görüldüğü üzere belli bir zaman sonra ω_2 hızı ω_1 hızı ile eşitlenir ve kavrama gerçekleşmiş halde eşit hızda dönme hareketine devam ederler. Hızların eşitlenmesine kadar geçen süreye t_0 devreye girme süresi denir (Güllü 2000).



Şekil 3.34. İki diskli kavrama modeli

Şekil 3.34'te motor momentini kütle momentlerini yenerek iş makinasına ulaşmaktadır.



Şekil 3.35. Devreye girme esnasında açısal hız – zaman grafiği (Güllü 2000)

Şekil 3.35' te ω_1 volan hızını ω_2 ise kavrama diski hızını temsil etmektedir. Grafikte ilk devreye girme esnasında volan, kavrama diski ile temasa başladığı anda volanın hızında azalma kavrama diski hızında ise artma olmaktadır. Bu hız değişikliklerine istinaden dönen parçalar üzerinde döndürülen hız yönüne zıt yönlü kütle momentleri oluşmaktadır. Motorun ürettiği moment bu dirençlerde toplam momentini kaybederek en son iş yapacağı moment olarak iş makinasına ulaşır.

1. Motor tarafı:

$$M_1 - I_{m1} \dot{\omega}_1 = M_k \quad M_1 - I_{m1} \dot{\omega}_1 - M_k = 0 \quad (13)$$

$$\dot{\omega}_1 = \frac{M_1 - M_k}{I_{m1}} < 0 \rightarrow \text{Volan yavaşlıyor,}$$

2. İş Makinesi tarafı:

$$M_k - M_2 - I_{m2} \dot{\omega}_2 = 0 \quad (14)$$

$$\dot{\omega}_2 = \frac{M_k - M_2}{I_{m2}} > 0 \rightarrow \text{Balata hızlanıyor,} \quad (15)$$

Kavrama anına kadar geçen süre (t_0) aşağıdaki eşitlik ile bulunur.

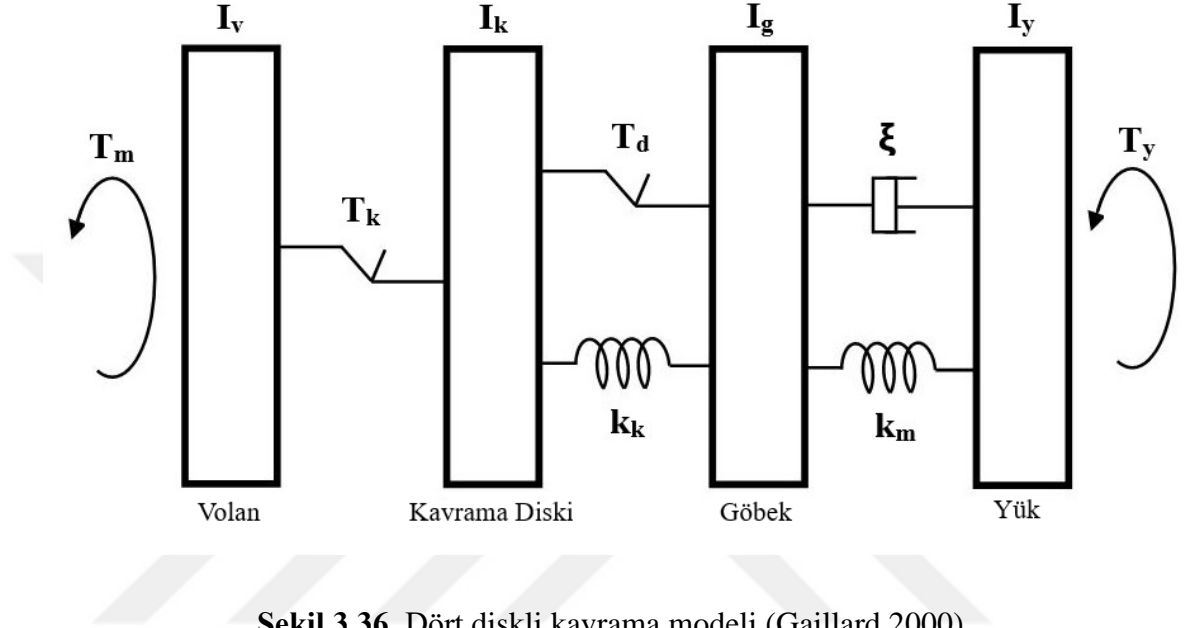
$$t_0 = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\frac{M_k - M_2}{I_{m2}} - \frac{M_1 - M_k}{I_{m1}}} \quad (16)$$

Debriyajın devreye girme sürecince temas halindeki yüzeyler arasında izafi hareket ve devir sayıları arasında fark mevcuttur. İzafi hareketten doğan sürtünme işi ısıya dönüşür. Bu ısı;

$$W_s = \frac{1}{2} M_k \cdot \omega_1 \cdot t_0 \quad (17)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir (Doğan 2015).

Debriyajda, kavrama esnasında moment geçişlerinin ve oluşan titreşimlerin daha iyi anlaşılabilmesi adına şekil 3.34'te görülen iki diskli model şekil 3.36'da ki gibi dört diskli modele geliştirilebilir. Bu dört disk volan, kavrama diski, göbek ve yükten oluşmaktadır. Buradaki yük, güç aktarma organlarının priz direk milinden sonra geri kalanının tümüdür (Karadere ve ark. 2010).



Şekil 3.36. Dört diskli kavrama modeli (Gaillard 2000)

Volan ile kavrama diski arasındaki bağlantı T_k , volan ve kavrama diskinin yüzey sürtünmelerinden meydana gelen moment aktarımıdır. Kavrama diski ile göbek arasında ise k_k rijitliğine sahip helisel yay bulunmaktadır. Bu yay, kavrama diski etrafında dairesel olarak yerleştirilmiş olup, sıkışma ile elastik moment iletmektedir. k_m ise göbeğe kamalı bağlantılı olan priz direk milinin burulma rijitliğidir. T_d kavrama diskinin yastık disk bölümü ile göbek arasında oluşan sürtünmeden doğan moment aktarımıdır. Göbek ve yük arasında bulunan ξ ise vites kutusundaki akışkan sürtünmeyi temsil etmektedir.

Bu modelde I_v , I_k , I_g ve I_y sırasıyla volan, kavrama diski, göbek ve güç aktarma organlarının geri kalanının yani kısaca yükün, indirgenmiş kütle atalet momentlerini temsil etmektedir.

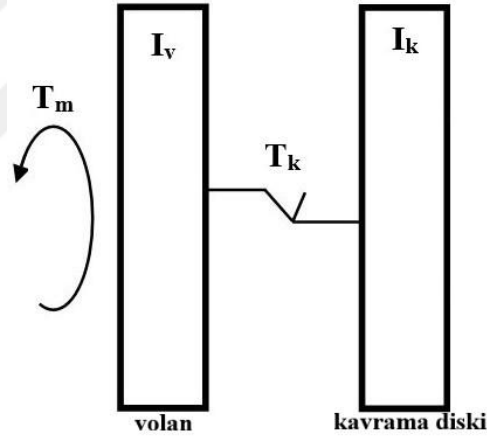
Şekil 3.36’da geliştirilen sistemde k_k ve k_m kavrama üzerinde dairesel olarak konumlandırılmış yayların ve çıkış (priz direk) milinin rijitlikleridir. T_m ve T_y ise sırasıyla motor ve yük momentleridir. T_m motorun ürettiği momenttir. T_y ise sürücünün isteğine göre otomobilin ivmelenmesi ya da sabit hızla devam etmesi için gereken momenttir (Karadere ve ark. 2010).

Sadece volan ve kavrama diskin göz önüne alındığı diskli modelde moment aktarımı;

$$M_1 - I_{m1} \dot{\omega}_1 - M_k = 0 \quad \text{Volan tarafı}$$

$$M_k - M_2 - I_{m2} \dot{\omega}_2 = 0 \quad \text{kavrama tarafı olarak iki denklemlerle açıklanmaktadır.}$$

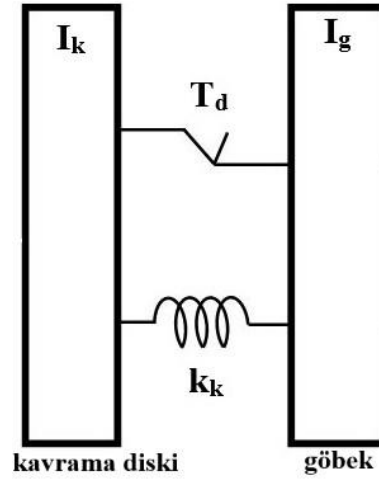
Bu denklemler 4 diskli modelde ayrı ayrı ikişerli olarak serbest cisim diyagramları üzerinde uygulanırsa aşağıdaki hareket denklemleri elde edilir.



Şekil 3.37. Volan ve kavrama diski serbest cisim diyagramı

$$I_v \ddot{q}_v + \text{sgn}(\dot{q}_v - \dot{q}_k) T_k - T_m(\dot{q}_v) = 0 \quad (18)$$

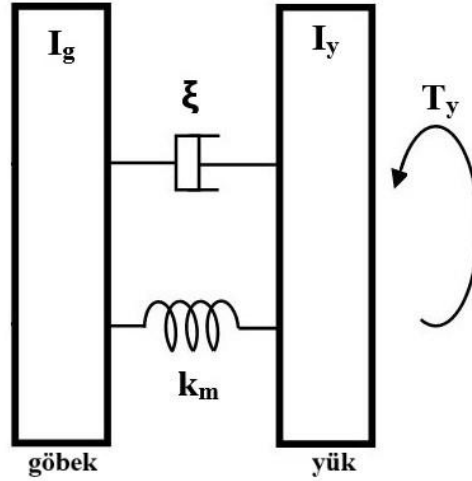
Denklem (18)’de I_v , \dot{q}_v , \ddot{q}_v ifadeleri sırasıyla volanın kütle atalet momenti, açısal hızı ve ivmesini temsil etmektedir. Sgn fonksiyonu aktarılan momentin yönünü belirlemek için kullanılmıştır. $I_v \ddot{q}_v$ volan üzerinde oluşan kütle momentidir. Motor momentini T_m ‘nin yanındaki \dot{q}_v ifadesi motor momentinin açısal hızın anlık bir fonksiyonu olduğunu belirtmek için kullanılmıştır.



Şekil 3.38. Kavrama diski ve göbeğin serbest cisim diyagramı

$$I_k \ddot{q}_k - \text{sgn}(\dot{q}_v - \dot{q}_k) T_k + k_k (q_k - q_g) + T_d \text{sgn}(\dot{q}_k - \dot{q}_g) = 0 \quad (19)$$

Denklem (19)'da moment hem kavrama diski ve göbeğin sürtünmesi ile hem de kavrama diski üzerinde dairesel olarak sıralanmış yaylar ile iletilmektedir. Bu yayların ilettiği moment ortalama yay sabitinin (k_k), kavrama diski ve göbek yer değişimi farkı ($q_k - q_g$) kadar sıkıştırılması ile oluşur.



Şekil.3.39. Göbek ve yükün serbest cisim diyagramı

$$I_g \ddot{q}_g - k_k (q_k - q_g) - T_d \text{sgn}(\dot{q}_k - \dot{q}_g) + k_m (q_g - q_y) = 0 \quad (20)$$

Denklem (20) de yük tarafına aktarılan moment $k_m (q_g - q_y)$ momentidir.

Yük tarafında ise, denklem (21)'de görülen göbekten gelen $k_m(q_g - q_y)$ momenti, debriyaj çıkışı geri kalan aktarma organlarının tümünün indirgenmiş kütle momenti olan $I_y\ddot{q}_y$ 'yı yenerek otomobile gereken T_y momentini sağlamış olur.

$$I_y\ddot{q}_y - k_m(q_g - q_y) + T_y = 0 \quad (21)$$

Şekil 3.37'deki motordan kavramaya aktarılan moment aşağıdaki eşitlik ile bulunur.

$$T_k = RN(\mu_0 + cR|\dot{q}_v - \dot{q}_k|) \quad (22)$$

Denklem (22)'de R sürtünme kuvvetlerinin etki ettiği ortalama yarıçaptır. N diyafram yay tarafından üretilen, volan ve kavrama diskini birbirine bastıran yüzeylere dik baskı (normal) kuvvetidir. μ_0 sürtünme yüzeylerinin sabit sürtünme katsayısıdır. c ise volan ile kavrama diski hız farklarına istinaden sürtünme katsayısını değiştiren bir değişkendir.

Dört diskli model için elde edilen (18), (19), (20) ve (21). denklemler lineer olmayan denklemlerdir. Bu yüzden sgn fonksiyonları ile parçalı olarak lineer hale getirilmişlerdir. Ayrıca matlabta nümerik olarak incelenebilmesi için 2.dereceden diferansiyel denklemden birinci derece diferansiyel denkleme indirgenmelidir. Bu işlem Runge-Kutta metodu ile gerçekleştirilebilir (Karadere ve ark. 2010).

3.3.1. Hareket Denklemleri Dönüşümü

4 diskli model için elde edilen hareket denklemleri aşağıdaki matris formatında yazılabilir.

$$A_{\dot{q}} = B_q + Q_{(q)}$$

Buradaki \dot{q} , q değerinin türevidir ve Runge -Kutta metodu ile aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$q = \{q_1 q_2 q_3 q_4 q_5 q_6 q_7 q_8\}^t \text{ olarak;}$$

$$q_v := q_1 \quad \dot{q}_v := (\dot{q}_1 =)q_5$$

$$q_k := q_2 \quad \dot{q}_k := (\dot{q}_2 =)q_6$$

$$q_g := q_3 \quad \dot{q}_g := (\dot{q}_3 =)q_7$$

$$q_y := q_4 \quad \dot{q}_y := (\dot{q}_4 =)q_8 \text{ olarak dönüşüm yapılır.}$$

Dönüşümler yapıldıktan sonra elde edilen denklem aşağıdaki gibidir.

$$\dot{q}_1 = q_5$$

$$\dot{q}_2 = q_6$$

$$\dot{q}_3 = q_7$$

$$\dot{q}_4 = q_8$$

$$\dot{q}_5 = \frac{-\{sgn(q_{(5)}-q_{(6)}) T_k - T_m(q_{(5)})\}}{I_v} \quad (23)$$

$$\dot{q}_6 = \frac{-\{-sgn(q_{(5)}-q_{(6)}) T_k + k_k(q_{(2)}-q_{(3)}) + T_d sgn(q_{(6)}-q_{(7)})\}}{I_k} \quad (24)$$

$$\dot{q}_7 = \frac{-\{-k_k(q_{(2)}-q_{(3)}) - T_d sgn(q_{(6)}-q_{(7)}) + k_m(q_{(3)}-q_{(4)})\}}{I_g} \quad (25)$$

$$\dot{q}_8 = \frac{-\{-k_m(q_{(3)}-q_{(4)}) + T_y\}}{I_y} \quad (26)$$

Runge – Kutta ile dönüşümü yapıp 1. dereceden lineer denkleme dönüştürülen denklemler çözümlenmek üzere Matlab'a aktarılabilir.

3.3.2. Debriyaj Değerlerinin Elde Edilmesi ve Kabulü

Debriyajın kavrama esnasındaki geçici dinamik davranışlarını, kavrama sürelerini hızlarını ve titreşimlerini incelemek için, bölüm 3.3.1'de bulunan hareket denklemleri elde edilmiştir. Bulunan bu denklemler ile Matlab'ta, debriyajın kavrama esnası dinamiğinin simülasyonunu gerçekleştirmek için bazı debriyaj tasarım parametreleri ve karakteristik özellikleri seçilmesi gerekmektedir. Bu değerler gerçeğe uygun tutarlı ve pratik yöntemler ile 1600cc motor hacmine sahip dört silindirli arkadan itişli bir otomobil parametreleri olarak seçilmiştir.

Sistemde debriyaj içindeki dört diskin kütle atalet momentleri ayrı bir şekilde kabul edilmiştir. Bunlar sırasıyla $I_v = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$, $I_k = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_g = 1 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$ ve $I_y = 3,5 \cdot 10^{-1} \text{ kgm}^2$ olarak alınmıştır (Karadere 2010).

Diyafram yay tarafından sağlanan baskı balatasının, volan ve kavrama diski üzerine yaptığı maksimum baskı yükü 4500 N olarak kabul edilmiştir. Volan ve kavrama diskinin sürtünme yüzeylerinin ortalama yarıçapı 0,08m'dir. Sürtünme yüzeylerinin ortalama sürtünme katsayısı ise 0,25 tir. Denklem (4) kullanılarak aktarılabilecek maksimum moment, $(T_{m \max}) 2\mu rN = 2 \times 0,25 \times 0,08 \times 4500 = 180 \text{ Nm}$ olarak bulunur. Burada sürtünme katsayısı volan ile kavrama diskinin izafi hareketlerine ve bazı çalışma şartlarına göre değişkenlik göstermektedir. İzafi hareketlere göre değişken sürtünme katsayısı aşağıdaki ifade ile bulunabilir.

$$\mu = \mu_0 + c \cdot V_{rel} \quad (27)$$

Modelde, kavrama diski ve göbeğin sıkışma ile hareket bağlantısı sağlayan 6 adet seri yay bulunmaktadır. Bu yaylar kavrama diski üzerinde 0,035m yarıçapında dairesel olarak yerleştirilmiş olup her yay 225000 N/m rijitliğe sahiptir. Bu yayların ortak etkin burulma rijitlikleri (k_k), $6 \times 0,035 \times 225000 = 1654 \text{ Nm/rad}$ olarak bulunur.

Göbekten kamalı bağlantı ile hareketi alıp güç aktarma organlarının geri kalanına yani yüke ileten priz direk milinin rijitliği (k_m) 2000 Nm/rad olarak kabul edilmiştir.

Düz yolda harekete başlayan bir otomobil için, aktarma organlarına harcadığı moment hariç sadece mekanik sürtünme ve yuvarlanma dirençlerini karşılamak için ihtiyaç duyduğu moment (T_y) 5 Nm olarak kabul edilmiştir (Karadere 2010).

Bu simülasyonda, gaz ve debriyaj pedalı hareketinin iki farklı senaryosu kurgulanmıştır. Bu kurguda, sürtünmeye etki eden normal kuvvet ve motor momentinin zamanla değişimi ifadeleri bulunmaktadır.

Diyafram yay tarafından uygulanan baskı (normal) kuvvet değişimi $t < t_c$ durumunda aşağıdaki bağıntı ile hesaplanmıştır.

$$F_n = F_b + \frac{F_{maks} - F_b}{t_c} t, F_n = F_{maks}, t > t_c \quad (28)$$

$$T_m = T_{mb} + \frac{T_{mf} - T_{mb}}{t_e} t ; t \geq 0 \quad (29)$$

Denklem (28)'de F_{maks} , diyafram yayın baskı plakası ile uyguladığı maksimum normal kuvvettir. F_b ise zamanla artan başlangıç baskı kuvvetidir. F_b kuvvetinin artarak F_{maks} kuvvetine ulaşana kadar geçen süre t_c ile gösterilmiştir. Denklem (29)'da T_{mf} ve T_{mb} , motor momentinin $t = 0$ anında ve $t = t_e$ anında final ve başlangıç değerleridir.

Bu denklemler doğrultusunda aşağıdaki senaryolar kurgulanmıştır.

Senaryo 1: $F_b = 1250$ N, $F_{maks} = 4500$ N, $t_c = 0,14$ s

$$T_{mb} = 25 \text{ Nm}, T_{mf} = 100 \text{ Nm}, t_e = 0,17 \text{ s}$$

Senaryo 1: $F_b = 1250$ N, $F_{maks} = 4500$ N, $t_c = 1$ s

$$T_{mb} = 25 \text{ Nm}, T_{mf} = 100 \text{ Nm}, t_e = 1 \text{ s}$$

3.3.3. Denklemlerin Matlab'a Aktarılması

Bu bölümde dört diskli model için bulunan hareket denklemleri, bölüm 3.2.1'de 1.dereceden lineer diferansiyel hale getirilmesi ve bölüm 3.2.2'de kabulü yapılan tasarım parametreleri ve malzeme karakteristikleri verileri ile matlab programına analiz için aktarılmaktadır. Yazılan denklemler ode45 diferansiyel denklem çözme komutu ile çözülmektedir.

Debriyajın kavrama esnasındaki anlık dinamik davranışı analizi, matlabta iki program üzerinden yazılmıştır. Şekil 3.39'da görülen 'Kavrama' adlı ilk programda fonksiyonun biçimi ve değişkenlerin isimleri tanımlanmıştır. Bunlardan zamana bağlı olmayan değişkenlerin değerleri girilmiş olup zamanla değişen değerlerin zamanla değişim fonksiyonları yazılmıştır. Sonra bölüm 3.3.1'de dönüşümleri yapılmış olan (23), (24), (25), (26) hareket denklemleri yazılmıştır.

Şekil 3.40'ta görülen 'Kavrama_ana' adlı ikinci programda ise volan, kavrama diski, göbek ve yük tanımlanmış olup analiz için gerekli olan başlangıç değerleri girilmiştir. Diferansiyel denklem çözümü için ode45 komutu kullanılmış olup denklem 0 ile 0,40 saniyeleri arasında 0,001 saniyelik adımlarla çözümlenmiştir. Çıkan sonuçlar grafik olarak çizdirilmiştir.

```

Editor - C:\Users\Batuh\Desktop\kavrama_ana.m
kavrama.m x +
1 function dq=kavrama(t,q)
2 global R Fb Fmax tc Tmb Tmf te mu0 C Iv Ik Ig Iy kk km Ty Fn Tm Tk Td
3
4 %Zamana bağlı olmayan sabitler
5
6 R=0.08; % metre
7 Fb=1250; % Newton
8 Fmax=4500; % Newton
9 tc=0.14; % saniye
10 Tmb=25; % Newtonmetre
11 Tmf=100; % Newtonmetre
12 te=0.17; % saniye
13 mu0=0.25; % boyutsuz
14 C=0; % saniye/metre
15 Iv=3.5e-2; % kgm2
16 Ik=3.4e-4; % kgm2
17 Ig=1e-4; % kgm2
18 Iy=3.5e-1; % kgm2
19 kk=1654; % Newtonmetre/radyan
20 km=2000; % Newtonmetre/radyan
21 Ty=5; % Newtonmetre
22 Td=0;
23
24 %Zamana Bağlı Sabitler
25 Fn=Fb+(Fmax-Fb)*t/tc;
26 Tm=Tmb+(Tmf-Tmb)*t/te;
27 Tk=R*Fn*(mu0+C*R*abs(q(5)-q(6)));
28
29 %Hareket Denklemleri
30 dq(1)=q(5);
31 dq(2)=q(6);
32 dq(3)=q(7);
33 dq(4)=q(8);
34
35 dq(5)=(-sign(q(5)-q(6))*Tk-Tm)/Iv;
36 dq(6)=(-sign(q(5)-q(6))*Tk+kk*(q(2)-q(3))+Td*sign(q(6)-q(7)))/Ik;
37 dq(7)=(-kk*(q(2)-q(3))-Td*sign(q(6)-q(7))+km*(q(3)-q(4)))/Ig;
38 dq(8)=(-km*(q(3)-q(4))+Ty)/Iy;
39
40 dq=[dq(1) dq(2) dq(3) dq(4) dq(5) dq(6) dq(7) dq(8)]';
41
42 end

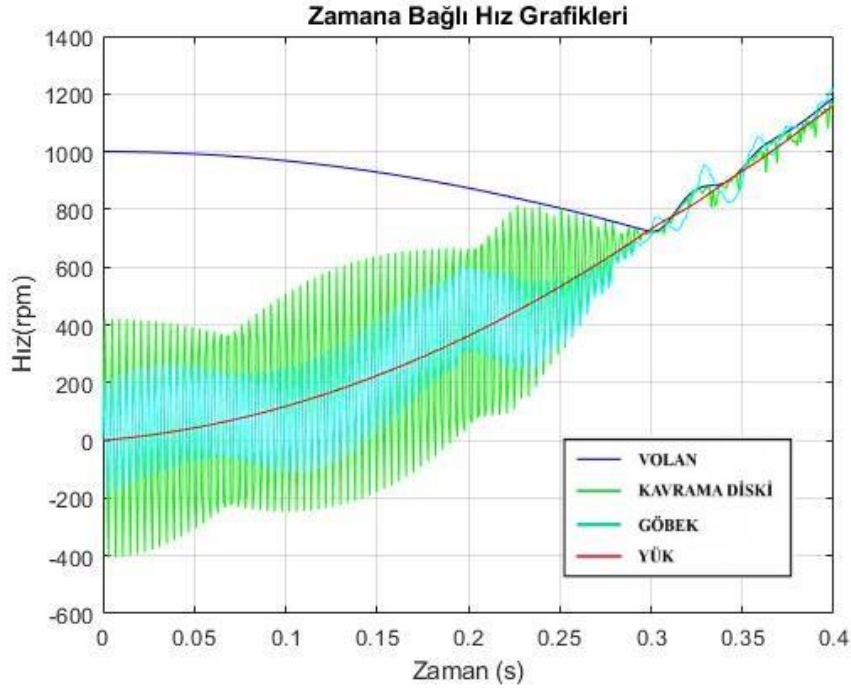
kavrama_ana.m x +
1 %Volan ilk Hizi
2 vv=1000*pi/30;
3 %Kavrama diski ilk hizi
4 vk=0*pi/30;
5 %göbek ilk hizi
6 vg=0*pi/30;
7 %yük ilk hizi
8 yuk=0*pi/30;
9
10 [t,q]=ode45(@kavrama,[0:0.001:0.40],[0 0 0 0 vv vk vg yuk]);
11 plot(t,q(:,5)*30/pi,'b',t,q(:,6)*30/pi,'g',t,q(:,7)*30/pi,'c',t,q(:,8)*30/pi,'r')
12 xlabel('Zaman (s)');
13 ylabel('Hiz(rpm)');
14 title('Zamana Bağlı Hız Grafikleri');
15 grid

```

Şekil.3.40. ‘Kavrama’ ve ‘Kavrama_ana’ Matlab programları

4. BULGULAR

Bu bölümde, elde edilen hareket denklemlerinin Matlab'a aktarılması ile yapılan simülasyon sonuçları grafiklerle gösterilmektedir. Bu grafiklerde, bazı tasarım parametreleri ve malzeme özelliklerinin kavrama sürelerine etkileri incelenmektedir.



Şekil 4.1. Standart değerler ile dört diskin kavrama esnasında zamana göre hız eğrileri

$$(I_v = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2, I_k = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2, I_g = 1 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2, I_y = 3,5 \cdot 10^{-1} \text{ kgm}^2,$$

$$k_k = 1654 \text{ Nm/rad}, k_m = 2000 \text{ Nm/rad}, \mu_0 = 0,25, c = 0, T_y = 5 \text{ Nm})$$

Şekil 4.1'de elde edilen 0,3sn'lik kavrama süresi teorik olarak kontrol edilmek istenirse

denklem(16) kullanılabilir. $t_0 = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\frac{M_k - M_2}{I_{m2}} - \frac{M_1 - M_k}{I_{m1}}}$ eşitlikte değerler yerine yazılırsa;

$$\omega_1 = 1000 \text{ rpm} = 104,7 \text{ rad/sn}$$

$$\omega_2 = 0$$

$$M_k = R \cdot N_{\text{ort}} \cdot \mu = 0,08 \times 2875 \times 0,25 = 57,50 \text{ Nm}$$

$$N_{\text{ort}} = (F_{\text{maks}} + F_b) / 2 = 2875 \text{ N}$$

$$M_1 = (T_{mf} + T_{mb}) / 2 = (50 \text{ Nm} + 100 \text{ Nm}) / 2 = 75 \text{ Nm}$$

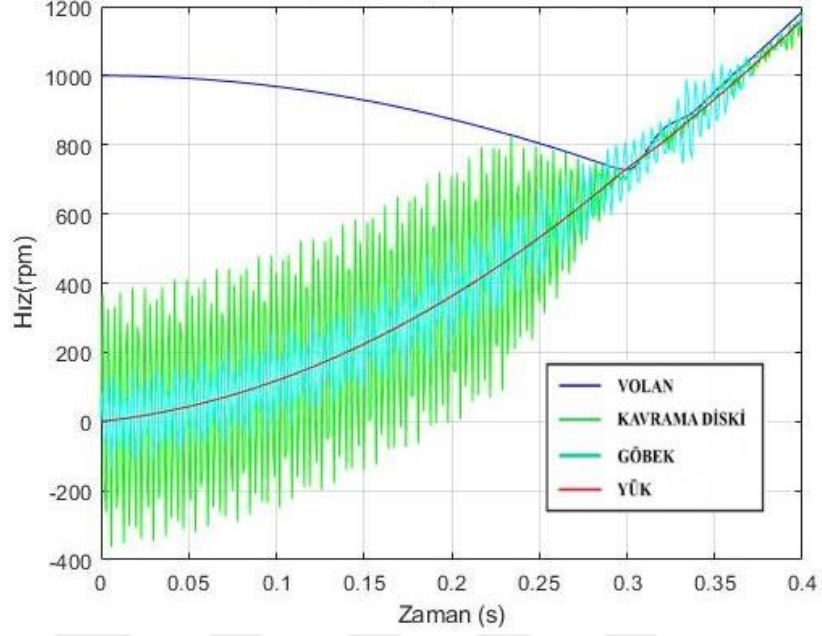
$$M_y = 5 \text{ Nm}$$

$$I_{m1} = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$$

$$I_{m2} = 3,5 \cdot 10^{-1} \text{ kgm}^2$$

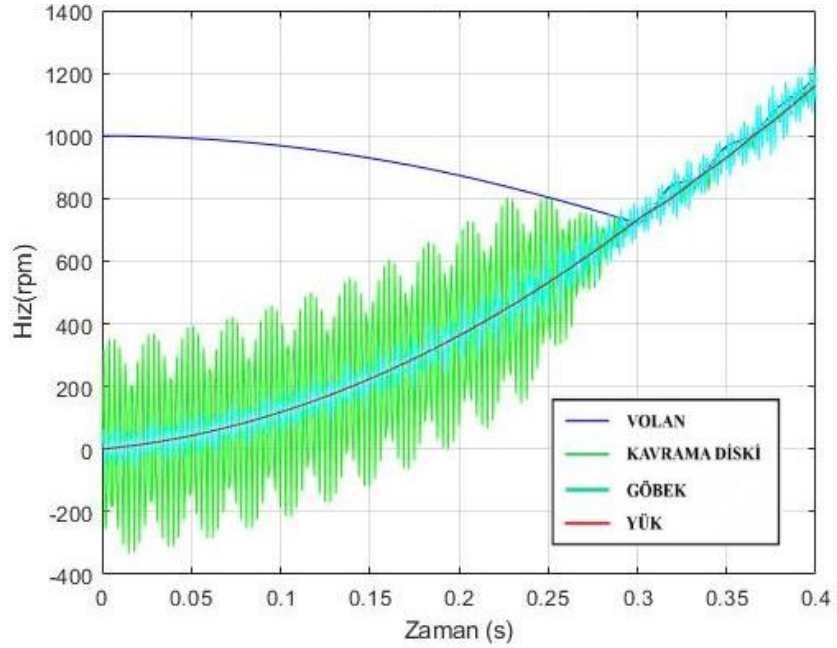
Devreye girme süresi 0,30sn bulunmaktadır.

Şekil 4.2'de $I_v = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$, $I_k = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_g = 1 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_y = 3,5 \cdot 10^{-1} \text{ kgm}^2$, $k_k = 1654 \text{ Nm/rad}$, $k_m = 4000 \text{ Nm/rad}$, $\mu_0 = 0,25$, $c = 0$, $T_y = 5 \text{ Nm}$ değerleri kullanılmıştır.



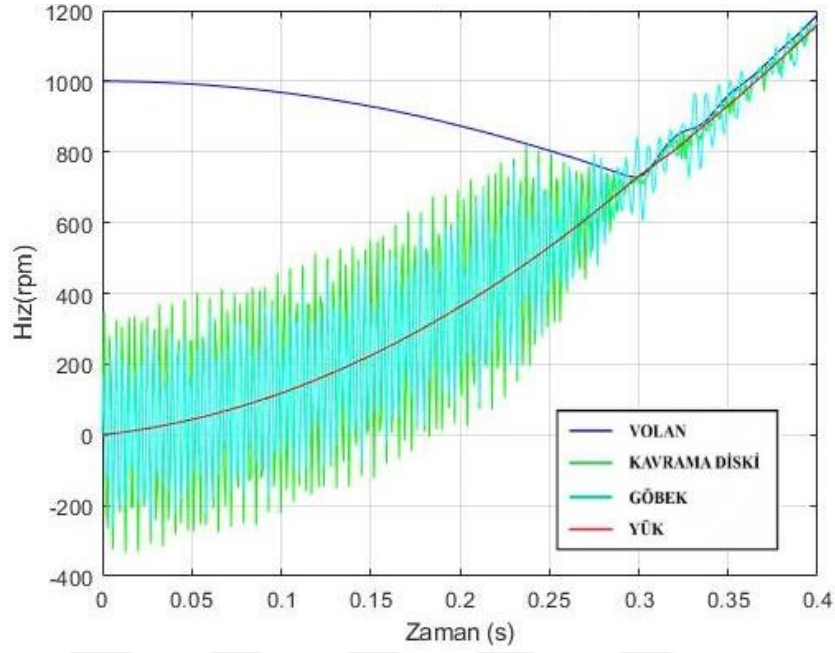
Şekil 4.2. $k_m = 4000 \text{ Nm/rad}$ için hız eğrileri

Şekil 4.3'te $I_v = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$, $I_k = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_g = 1 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_y = 3,5 \cdot 10^{-1} \text{ kgm}^2$, $k_k = 1654 \text{ Nm/rad}$, $k_m = 8000 \text{ Nm/rad}$, $\mu_0 = 0,25$, $c = 0$, $T_y = 5 \text{ Nm}$ değerleri kullanılmıştır.



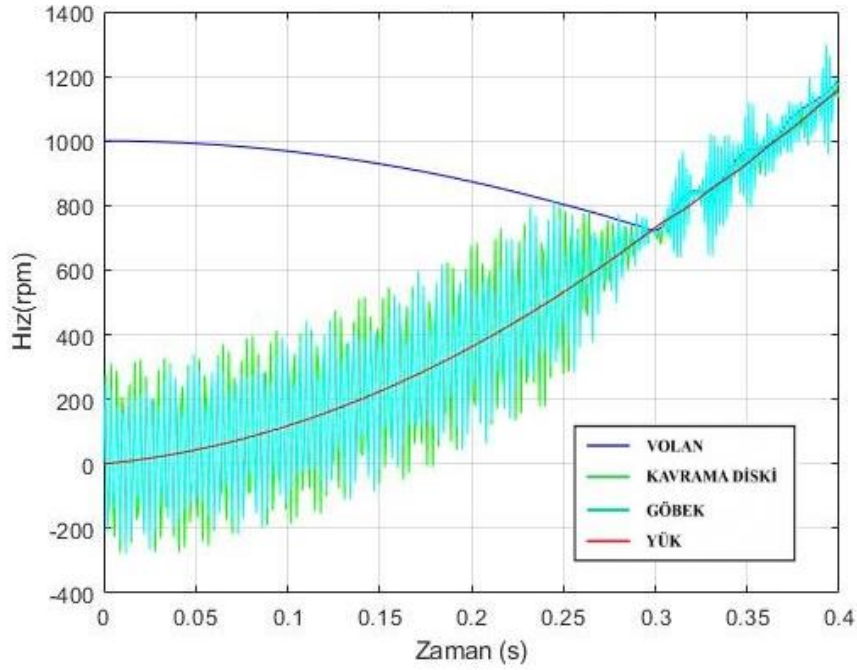
Şekil 4.3. $k_m = 8000 \text{ Nm/rad}$ için hız eğrileri

Şekil 4.4'te $I_v = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$, $I_k = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_g = 1 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_y = 3,5 \cdot 10^{-1} \text{ kgm}^2$, $k_k = 3307 \text{ Nm/rad}$, $k_m = 2000 \text{ Nm/rad}$, $\mu_0 = 0,25$, $c = 0$, $T_y = 5 \text{ Nm}$ değerleri kullanılmıştır.



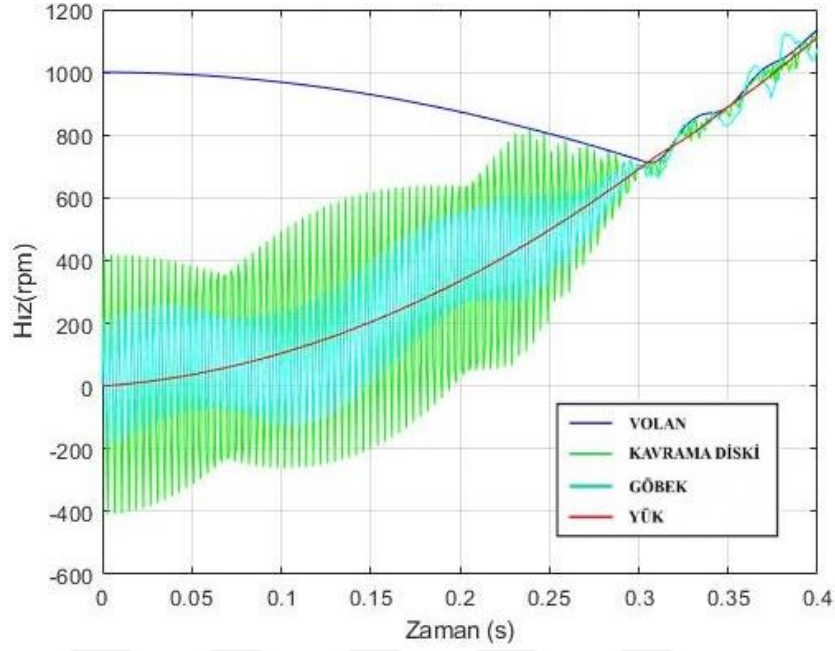
Şekil 4.4. $k_k = 3307 \text{ Nm/rad}$ için hız eğrileri

Şekil 4.5'te $I_v = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$, $I_k = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_g = 1 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_y = 3,5 \cdot 10^{-1} \text{ kgm}^2$, $k_k = 6614 \text{ Nm/rad}$, $k_m = 2000 \text{ Nm/rad}$, $\mu_0 = 0,25$, $c = 0$, $T_y = 5 \text{ Nm}$ değerleri kullanılmıştır.



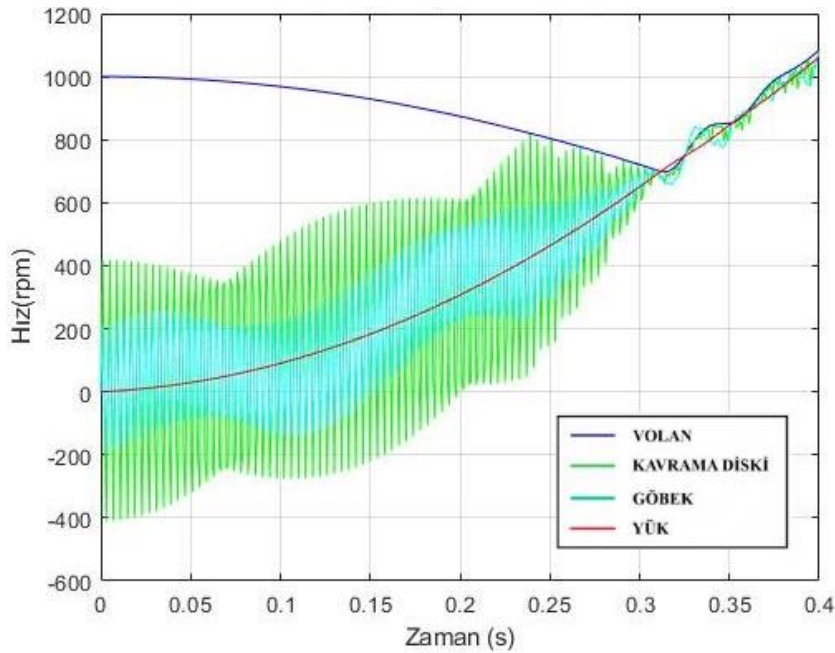
Şekil 4.5. $k_k = 6614 \text{ Nm/rad}$ için hız eğrileri

Şekil 4.6'da $I_v = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$, $I_k = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_g = 1 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_y = 3,5 \cdot 10^{-1} \text{ kgm}^2$, $k_k = 1654 \text{ Nm/rad}$, $k_m = 2000 \text{ Nm/rad}$, $\mu_0 = 0,25$, $c = 0$, $T_y = 10 \text{ Nm}$ değerleri kullanılmıştır.



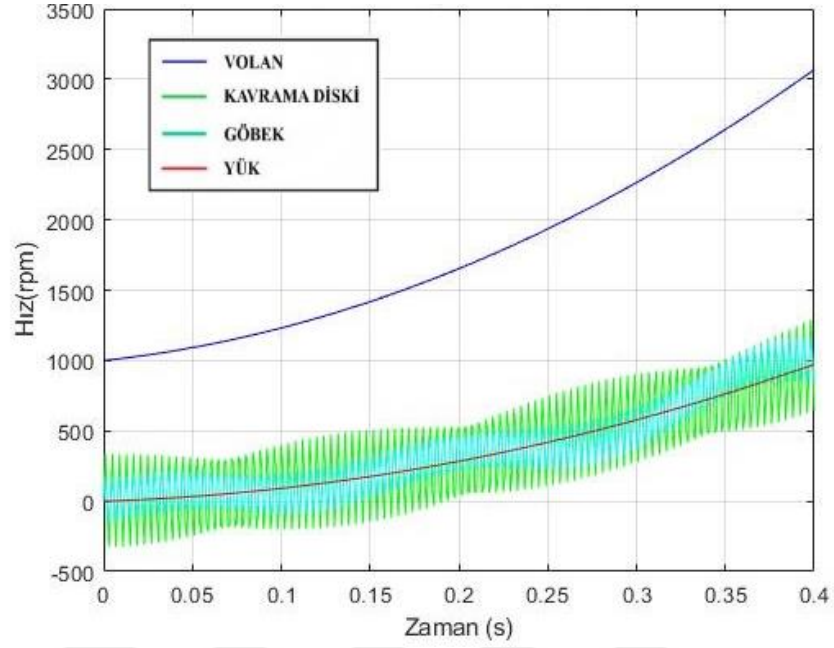
Şekil 4.6. $T_y = 10 \text{ Nm}$ için hız eğrileri

Şekil 4.7'de $I_v = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$, $I_k = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_g = 1 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_y = 3,5 \cdot 10^{-1} \text{ kgm}^2$, $k_k = 1654 \text{ Nm/rad}$, $k_m = 2000 \text{ Nm/rad}$, $\mu_0 = 0,25$, $c = 0$, $T_y = 15 \text{ Nm}$ değerleri kullanılmıştır.



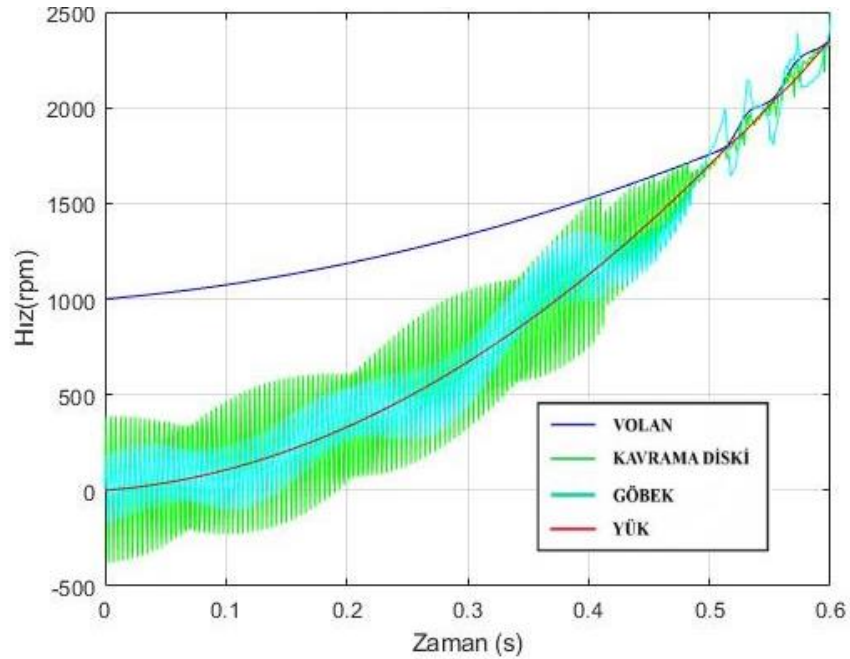
Şekil 4.7. $T_y = 15 \text{ Nm}$ için hız eğrileri

Şekil 4.8'de $I_v = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$, $I_k = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_g = 1 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_y = 3,5 \cdot 10^{-1} \text{ kgm}^2$, $k_k = 1654 \text{ Nm/rad}$, $k_m = 2000 \text{ Nm/rad}$, $\mu_0 = 0,20$, $c = 0$, $T_y = 5 \text{ Nm}$ değerleri kullanılmıştır.



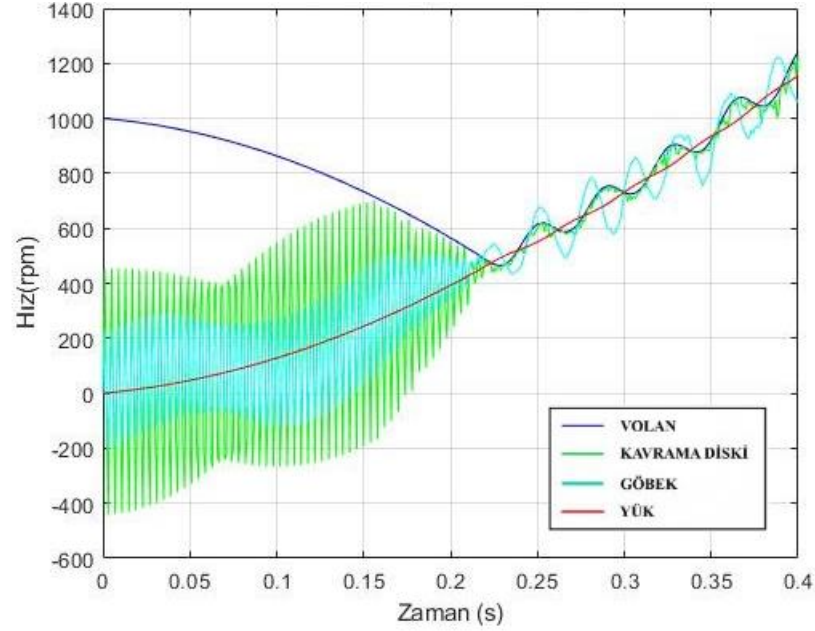
Şekil 4.8. $\mu_0 = 0,20$ için hız eğrileri

Şekil 4.9'da $I_v = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$, $I_k = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_g = 1 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_y = 3,5 \cdot 10^{-1} \text{ kgm}^2$, $k_k = 1654 \text{ Nm/rad}$, $k_m = 2000 \text{ Nm/rad}$, $\mu_0 = 0,23$, $c = 0$, $T_y = 5 \text{ Nm}$ değerleri kullanılmıştır.



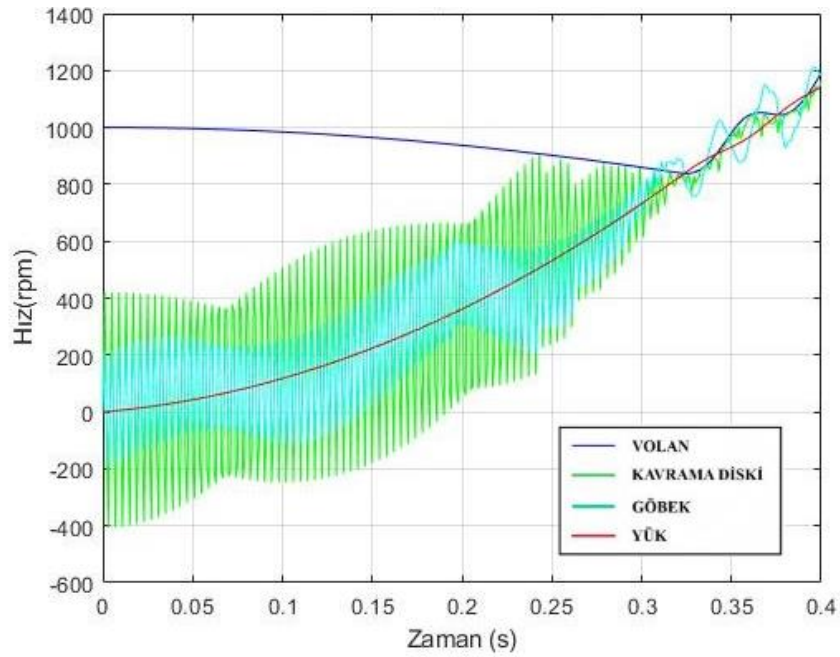
Şekil 4.9. $\mu_0 = 0,23$ için hız eğrileri

Şekil 4.10'da $I_v = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$, $I_k = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_g = 1 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_y = 3,5 \cdot 10^{-1} \text{ kgm}^2$, $k_k = 1654 \text{ Nm/rad}$, $k_m = 2000 \text{ Nm/rad}$, $\mu_0 = 0,27$, $c = 0$, $T_y = 5 \text{ Nm}$ değerleri kullanılmıştır.



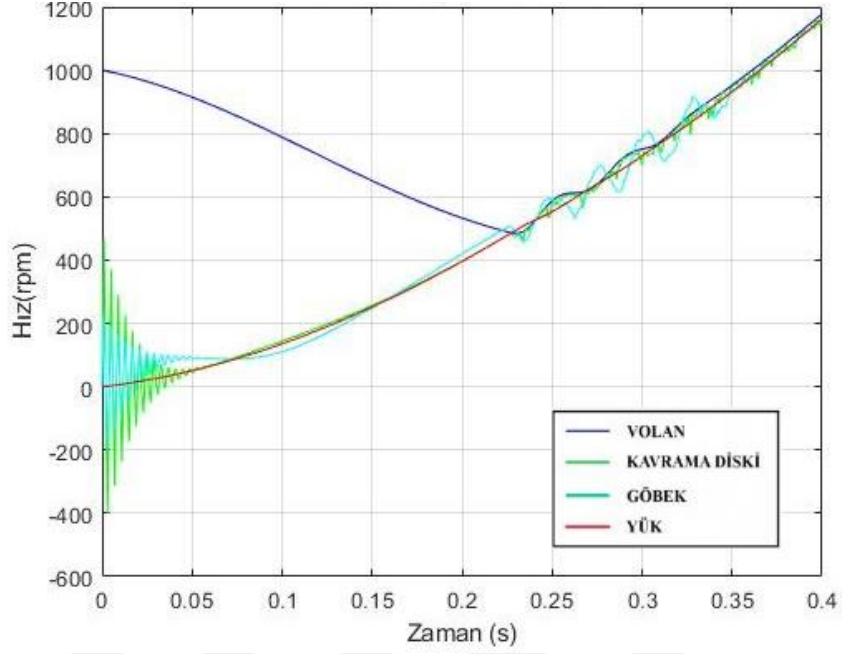
Şekil 4.10. $\mu_0 = 0,27$ için hız eğrileri

Şekil 4.11'de $I_v = 7 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$, $I_k = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_g = 1 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_y = 3,5 \cdot 10^{-1} \text{ kgm}^2$, $k_k = 1654 \text{ Nm/rad}$, $k_m = 2000 \text{ Nm/rad}$, $\mu_0 = 0,25$, $c = 0$, $T_y = 5 \text{ Nm}$ değerleri kullanılmıştır.



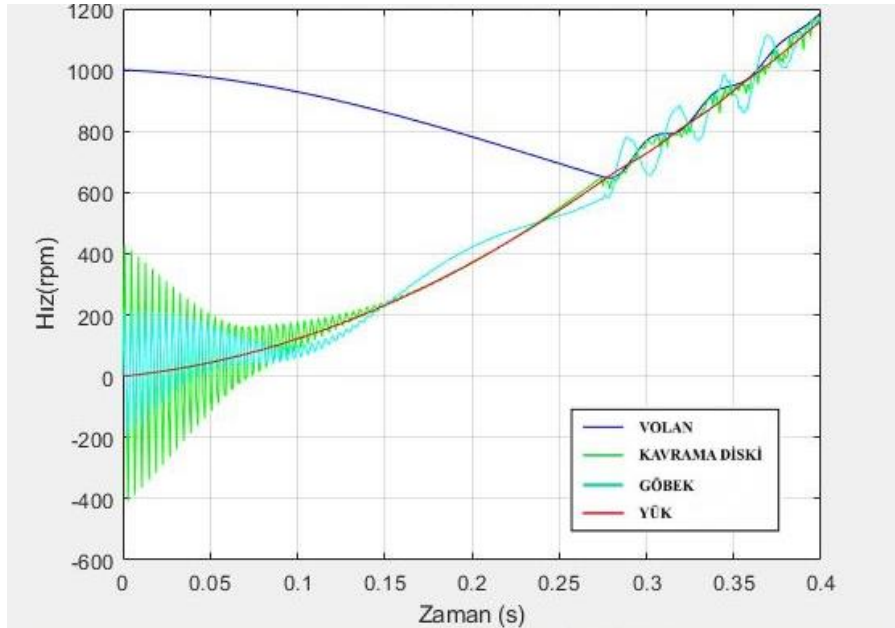
Şekil 4.11. $I_v = 7 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$ için hız eğrileri

Şekil 4.12’de $I_v = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$, $I_k = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_g = 1 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_y = 3,5 \cdot 10^{-1} \text{ kgm}^2$, $k_k = 1654 \text{ Nm/rad}$, $k_m = 2000 \text{ Nm/rad}$, $\mu_0 = 0,25$, $c = 0,001$, $T_y = 5 \text{ Nm}$ kullanılmıştır.



Şekil 4.12. $c = 0,001$ için hız eğrileri

Şekil 4.13’te $I_v = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ kgm}^2$, $I_k = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_g = 1 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$, $I_y = 3,5 \cdot 10^{-1} \text{ kgm}^2$, $k_k = 1654 \text{ Nm/rad}$, $k_m = 2000 \text{ Nm/rad}$, $\mu_0 = 0,25$, $c = 0,005$, $T_y = 5 \text{ Nm}$ kullanılmıştır.



Şekil 4.13. $c = 0,005$ için hız eğrileri

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada, otomobil güç aktarma organlarının önemli parçalarından biri olan debriyajın, kavrama esnasındaki moment ve güç aktarma dinamiği üzerine araştırma yapılmıştır. Debriyaj, motordan aldığı hareketi ve momenti düzgünleştirip kademeli olarak güç aktarma organlarının geri kalanına ilettiği için, otomobilin sürüş dinamiklerine etkileri büyüktür. Kavrama esnasındaki dinamiklerin daha iyi incelenebilmesi adına, dört diskten oluşan kavrama modeli oluşturulmuş, hareket ve moment denklemleri elde edilmiştir. Elde edilen bu denklemlerle kurgulanan senaryo üzerinden, Matlab'ta tasarım parametreleri ve malzeme özelliklerinin kavrama dinamiğine etkileri üzerine sonuca ulaşılmıştır.

Göbeğe kamalı bağlantılı olup burulma ile moment aktaran priz direk milinin Şekil 4.2. ve Şekil 4.3'te k_m rijitliğinin artması, kavrama esnasında göbekte daha stabil bir hız aktarmasına yol açmıştır. Rijitliğin artması titreşimlerini azaltmıştır. Devreye girme süresine etkisi olmamıştır.

Kavrama diski üzerinde dairesel olarak yerleştirilip sıkışma ile moment aktaran helisel yayların k_k rijitliğinin artması, Şekil 4.4. ve Şekil 4.5'te görüldüğü üzere kavrama diskinin titreşiminin azaltıp daha rijit çalışmasını sağlarken, çıkış mili yani yük üzerindeki titreşimi arttırmıştır. Yayların sertleşmesi sönümlenme özelliğini kaybettirip yük üzerinde titreşime yol açmıştır.

Otomobilin düz yolda sürtünme ve yuvarlanma dirençlerini yenerek iş yapmasını için gerekli yük momentinin artırılması Şekil 4.6. ve Şekil 4.7'de görüldüğü üzere titreşimlere etkisi olmamıştır. Devreye girme süreleri küçük oranlarda artmıştır.

Volan ile kavrama diski arasındaki moment aktarımını sağlayan sürtünmeli yüzeylerin sürtünme katsayısı μ_0 değişmesi,

- Şekil 4.8'de görüldüğü üzere azalma fazla ise baskı kuvveti kavrama için yeterli gelmemekte ve kaymalar ile sadece düşük bir moment aktarımı gerçekleşmektedir.

- Şekil 4.9’da görüldüğü üzere azalma çok az olsa bile kavrama sürelerine etkisi büyük olmaktadır. Fakat motor devri düşmediği için daha konforlu bir kavrama olmaktadır.
- Şekil 4.10’da görüldüğü üzere sürtünme katsayısı artar ise kavrama daha hızlı bir biçimde meydana gelmekte fakat, motor devrinin ani düşüşü konfor üzerine negatif etki yaratabilmekte hatta motorun ani duruşuna sebep olabilmektedir.

I_v volan ataletinin artması, Şekil 4.11’de görüldüğü üzere titreşimlere bir etkisi olmamıştır. Volan ile kavrama diski üzerindeki moment aktarımı esnasında düşen motor hızının daha düşük oranla azalmasına ve daha rahat kavrama olmasına etki etmiştir.

Volan ile kavrama diskinin izafi hızlarına bağlı olarak sürtünme katsayısının değişim sabiti c ’nin artması;

- Şekil 4.12’de görüldüğü üzere düşük artışı, kavrama sürelerini ve titreşimleri önemli ölçüde azaltıcı etki göstermiştir.
- Şekil 4.13’de görüldüğü üzere yüksek artışı, kavrama süreleri ve titreşimlerini azaltmakla beraber düşük artışındaki performansı sergileyememiştir.

Grafiklerin geneline bakılacak olunursa, kavrama üzerindeki orta sertlikteki helisel yaylar sürüş konforunu arttırmakta ve titreşimleri azaltmaktadır. Ayrıca yüksek rijitliğe sahip priz direk mili de titreşimleri azaltmaktadır. Volan ataletinin artması, moment aktarımında motor devrini düşürmeyip konfor arttırıcı etkisi olmaktadır. Düşük sürtünme katsayısına sahip sürtünme yüzeyleri devreye girme süresini uzatıp performansı düşürmekle beraber, meydana gelen kaymalar ile yakıt tüketimini arttırıcı etki gösterebilmektedir. Sürtünme katsayısının çok yüksek olması ise ani motor hızı düşümüne sebebiyet verip konforu olumsuz etkileyebilmektedir.

KAYNAKLAR

- Abdullah, O.I., Schlattmann, J., Al-shabibi, A.M. 2013.** Stresses and deformations analysis of a dry friction clutch system. *Tribology in Industry*, 2013.
- Anonim, 2013a.** Hareket iletim sistemleri. Millî Eğitim Bakanlığı, Ankara.
- Anonim, 2013b.** Kavrama sistemleri. Millî Eğitim Bakanlığı, Ankara.
- Anonim, 2015.** Manual transmissions and transaxles course. Toyota Technical Training
- Anonim, 2018a.** Sachs clutches for passenger cars. <https://aftermarket.zf.com/go/en/sachs/products>. (Erişim tarihi: 07.01.2018).
- Anonim, 2018b.** Guidance notes. Noise vibration reduction clutch system. <http://www.aisinaftermarket.jp/en/toollibrary/pdf/CL150301HQ-2.pdf> (Erişim 15.01.2018)
- Anstatt, A., Mohr, C., Klünder, D. 2005.** Clutch pedal vibration – investigation and counter measures. *Forum Acusticum*, 2005, Budapest.
- Capetti, N., Pisaturo, M., Senatore, A. 2012.** Cushion spring sensitivity to the temperature rise in automotive dry clutch and effects on the frictional torque characteristic. *Mechanical Testing and Diagnosis*, 3(2): 28-38.
- Czel, B., Varadi, K., Albers, A., Mitariu, M. 2009.** Thermal analysis of a ceramic clutch. *Tribology International*, 2009: 714–723.
- Danev, D., Kjosevski, M., Simenov, S. 2014.** Increasing stiffness of diaphragm - spring fingers as a part of system approach improvement of friction clutch function. *International Journal of Automobile Engineering Research and Development*, 4(1): 11-22.
- Demir, A. 2008.** Kavrama ve Debriyaj Ders Notları. Marmara Üniversitesi Teknoloji Fakültesi, İstanbul.
- Doğan, O. 2015.** Yeni nesil traktörler için yüksek tork aktarımına sahip uzun ömürlü debriyaj tasarımı. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Esfahani, R., Farshidianfar, A., Shahrjerdi, A., Mustapha, F. 2009.** Longitudinal vibrations analysis of vehicular clutch. *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, 3(4): 3633-3641.
- Freitag, J., Gerhardt, F., Hausner, M., Wittmann, C. 2010.** The clutch system of the future. *Schaeffler Symposium*, 2010.
- Gaillard, C. L., Singh, R. 2000.** Dynamic analysis of automotive clutch dampers. *Applied Acoustics*, 60(2000): 399-424.
- Güllü, E. 2000.** Debriyaj Dinamiği Ders Notları. Uludağ Üniversitesi, Bursa.
- Güllü, E., Kopmaz, O. 2003.** Motorlu taşıt kavramasının dinamik analizi. *Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 9 (3): 357-367.
- Karadere, G., Kopmaz, O., Güllü, E. 2010.** Transient phenomena during engagement phase of a clutch. *Int. J. Materials and Product Technology*, 39(3/4) : 225-239.
- Kimming, K. L. 1998.** The self- adjusting clutch Sac of the 2nd generation. The 6 th LuK Symposium, 1998.
- Li-jun, Z., Tao, L., Bao-Yu, S. 2008.** Optimum design of automobile diaphragm spring clutch. *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, September 3-5, 2008, Harbin, China.

- Li, J., Deng, F., Liu, S., Hu, H. 2012.** Analysis of the influence of clutch pedal to vehicle comfort. Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, Lecture Notes in Electrical Engineering.
- Meti, A. C. 2012.** Automotive transmission systems lecture notes, M.S Ramaiah School of Advanced Studies, Bangalore, India.
- Myklebust, A., Eriksson, L. 2013.** The effect of thermal expansion in a dry clutch on launch control. The 7th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, The International Federation of Automatic Control, September 4-7, 2013, Tokyo, Japan.
- Nam, W., Lee, C., Chai, Young S., Kwon, J. 2000.** Finite element analysis and optimal design of automobile clutch diaphragm spring. Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, June 12-15, 2000, Seoul, Korea.
- Nunney, M.J. 2007.** Light and heavy vehicle technology. Elsevier, Oxford, England
- Özbakiş, M. 2008.** Debriyaj sistemlerinde kullanılan diyafram yayların karakteristiğinin incelenmesi ve optimizasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, DEÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Konstrüksiyon İmalat Anabilim Dalı, İzmir.
- Pişkin, S. 2017.** Otomotiv sektör raporu. Türkiye Sınai Kalkınma Bankası. İstanbul.
- Psyllaki, P., Pantazopoulos, G., Karaiskos, P. 2012.** Failure mechanisms of an automobile clutch assembly cast iron pressure plate. *J Fail Anal and Preven*, 2012.
- Purohit, R., Khitoliya, P., Koli, D.K. 2014.** Design and finite element analysis of an automotive clutch assembly. *Procedia Materials Science*, 6(2014) : 490 – 502.
- Shaver, R. 1997.** Manual transmission clutch systems. S.A.E. Publications, AE-17 Warrendale, PA, USA.
- Welter, R., Lang, V., Wolf, B. 2010.** Clutch operation. Schaeffler Symposium, 2010.
- Wu, H., Wu, G. 2016.** Driveline torsional analysis and clutch damper optimization for reducing gear rattle. *Hindawi Publishing Corporation*, 2016 : 24-34.
- Zink, M., Hausner. M. 2010.** LuK clutch systems and torsional dampers. The 10 th LuK Symposium, 2010.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Batuhan ORDU

Doğum Yeri ve Tarihi : İstanbul, 1990

Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Bursa Erkek Lisesi, 2007

Lisans : Sakarya Üniversitesi, 2013

Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, 2018

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl : Sözeri Demir Çelik Ltd. Şti. 2013- Devam

İletişim (e-posta) : Batuhan.Ordu@hotmail.com