

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MOTORLU TAŞITLARDA KULLANILAN
KENDİNDEN AYARLI DEBRİYAJLAR İÇİN
AYAR MEKANİZMASININ BİLGİSAYAR
DESTEKLİ TASARLANMASI, TEST EDİLMESİ
VE DOĞRULANMASI**

Serdar AKBULUT

Temmuz, 2019

İZMİR

**MOTORLU TAŞITLARDA KULLANILAN
KENDİNDEN AYARLI DEBRİYAJLAR İÇİN
AYAR MEKANİZMASININ BİLGİSAYAR
DESTEKLİ TASARLANMASI, TEST EDİLMESİ
VE DOĞRULANMASI**

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Mekanik Programı

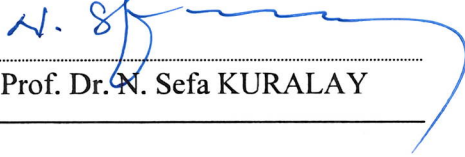
Serdar AKBULUT

Temmuz, 2019

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

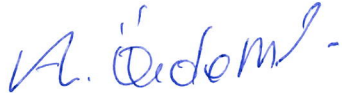
SERDAR AKBULUT, tarafından **PROF. DR. N. SEFA KURALAY** yönetiminde hazırlanan **“MOTORLU TAŞITLARDA KULLANILAN KENDİNDEN AYARLI DEBRİYAJLAR İÇİN AYAR MEKANİZMASININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARLANMASI, TEST EDİLMESİ VE DOĞRULANMASI”** başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.


Prof. Dr. N. Sefa KURALAY

Yönetici


Dr. Öğr. Üyesi Melih BELEVI

Jüri Üyesi


Prof. Dr. Aydoğan ÖZDAMAR

Jüri Üyesi


Prof. Dr. Kadriye ERTEKİN

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada değerli görüşlerini ve desteğini esirgemeyen tez yöneticim Prof. Dr. N. Sefa KURALAY'a, teşekkür ederim.

Çalışma ile ilgili her konuda bilgi, tecrübeleri paylaşan ve destekleyen Mustafa Umut KARAOĞLAN'a teşekkürlerimi sunuyorum. Ayrıca bu projedeki teknik desteğinden dolayı Koray ÇANAKKALE'ye teşekkürlerimi sunarım.

Serdar AKBULUT



MOTORLU TAŞITLARDA KULLANILAN KENDİNDEN AYARLI DEBRİYAJLAR İÇİN AYAR MEKANİZMASININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARLANMASI, TEST EDİLMESİ VE DOĞRULANMASI

ÖZ

Bu çalışmada, binek araçlarda kullanılan kuru sürtünmeli debriyajların debriyaj baskısının matematik modellemesi ve tasarımı yapılmıştır. Motor verileri, volan ölçüleri, debriyaj alt merkezi stroğu gibi bazı parametrelerin değiştirilemeyeceğinden tasarımı bu verilere sadık kalınmıştır. Debriyaj baskısı çapı, debriyaj disk kalınlığı, baskı rulmanı stroku, ayırma mesafesi baskı kuvveti belirlenmiştir. Bileşenlerin katı modelleri oluşturulup, sonlu elemanlar yöntemiyle analizleri yapılarak ürün kontrolü sağlanmıştır. Sonrasında da fiziksel kuvvet ölçümleri yapılarak onaylanmıştır.

İkinci aşamada ise özgün olarak ayar mekanizması tertibatı tasarımı yapılarak katı model ortamında debriyaj sistemine akuple edilmiştir. Ayar mekanizmasının sağlaması gereken kuvvet dengeleri hesaplanarak uygulanması gereken yaylar tayin edilmiştir.

Parçaların tasarım sürecinde üç boyutlu modelleme programı Unigraphics NX 11 paket yazılımı ve analizleri de başka bir paket yazılım olan ANSYS Workbench (18.2) yazılımıyla yapılmıştır. Tasarımı yapılırken tamamen özgün bir ürün olmasına, yapının güvenilir olmasına, montaj ve bakımın kolay yapılmasına dikkat edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Ayarlı debriyaj, ayarlı baskı, kuru sürtünmeli debriyaj, kavrama, aşınma telafisi, tasarım, analiz

COMPUTER AIDED DESIGN AND VALIDATION OF WEAR COMPENSATION MECHANISM FOR SELF-ADJUSTING FRICTION CLUTCHES ON COMMERCIAL VEHICLES

ABSTRACT

In this study, force characteristics of friction clutch used on automotive defined by mathematic model and performed design. Since the main variables as engine torque, flywheel dimensions, clutch slave cylinder travel can not be changed clutch diaphragm springs position remains same. Clutch dimensions, clutch disc dimensions, release bearing travel and pressure plate's lift off value is defined for the vehicle. Each part has been modelled and assembled on CAD platform, then the assembly simulated as vehicle conditions and production methods. Then force characteristics are correlated with physical measurements.

By the next step original Self-Adjusting Clutch (SAC) mechanism (which is different from available SACs in market) has been designed in CAD platform and rest of other parts' (springs etc.) force characteristics are defined by freebody diagrams. Then the characteristics are correlated by simulation.

Unigraphics NX11 CAD software is used to create solid models and the analysis (simulations) has been done by Ansys 18.2 simulation software. During design process high attention has been paid to ensure the self adjusting mechanism completely unique on market, the construction of clutch assembly reliable and the easy to install.

Keywords: SAC, self-adjusting clutch, wear compensate, diaphragm spring, pressure plate cover assembly, friction clutch, design, analysis

İÇİNDEKİLER

Sayfa

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	ix
TABLolar LİSTESİ.....	xiii

BÖLÜM BİR - GİRİŞ..... 1

1.1 Giriş.....	1
----------------	---

BÖLÜM İKİ - LİTERATÜR ARAŞTIRMASI..... 3

BÖLÜM ÜÇ - MOTOR-DEBRİYAJ-VİTES KUTUSU İLİŞKİSİ..... 6

3.1 Vites Kutusu (Şanzıman)	6
3.2 Kavramalar	10
3.2.1 Hidrodinamik Kavramalar.....	10
3.2.2 Kuru Sürtünmeli Kavramalar	11
3.2.2.1 İtilerek Çözülen Kavramalar	12
3.2.2.2 Çekilerek Çözülen Kavramalar	13
3.3 Kuru Sürtünmeli Kavrama Mekanizması	14
3.3.1 Kavramanın Tamamen Ön gerilmesiz Serbest Hali.....	17
3.3.2 Kavramanın Birleşme Durumu	18
3.3.3 Kavramanın Ayrılma Durumu	18

BÖLÜM DÖRT - KAVRAMA PARÇALARININ BOYUTLANDIRILMASI . 21

4.1 Baskı Diski	21
4.1.1 Baskı Disk Momentinin İncelenmesi	21
4.1.2 Baskı Disk Esnekliğinin İncelenmesi.....	28

4.2 Diyafram Yay	29
4.3 Mesnet Laması	37
BÖLÜM BEŞ - AYAR MEKANİZMASI BİLEŞENLERİNİN BOYUTLANDIRILMASI VE TAYİNİ.....	39
5.1 Ayar Mekanizmasının Gerekliliği	39
5.1.1 ZF Markasına Ait Otomatik Ayarlı Kavrama Uygulaması, Xtend Modeli.	41
5.1.2 Valeo Markasına Ait Otomatik Ayarlı Kavrama Uygulaması, SAT Modeli	43
5.1.3 Luk Markasına Ait Otomatik Ayarlı Kavrama Uygulaması, SAC Modeli.	45
5.2 Debriyaj Sisteminin Matematik Denklemi	48
5.3 Otomatik Ayar Mekanizmasının Boyutlandırılması	49
5.4 Ayarlı Baskı Bileşenleri	50
5.4.1 Üst Ayar Halkası ve Üst Ayar Halkası Geri Getirme Yayının Tayini	52
5.4.2 Çentikli kızak ve Çentikli Kama Parçalarının Boyutlandırılması	54
5.4.3 Çentikli Kızak Yayının Tayini	56
BÖLÜM ALTI - KAVRAMA BİLEŞENLERİNİN ANALİZİ.....	59
6.1 Analizlerin ve Testlerin Kuvvet Olarak Yorumlanması	61
6.2 Analizlerin Dayanım Olarak Yorumlanması.....	66
6.2.1 Diyafram Yay Parçasının Dayanım Olarak Yorumlanması	66
6.2.2 Mesnet Laması Parçalarının Dayanım Olarak Yorumlanması.....	69
6.2.3 Kafes Parçasının Dayanım Olarak Yorumlanması.....	71
6.2.4 Ayar Halkası Parçasının Dayanım Olarak Yorumlanması.....	72
6.2.5 Çentikli Kızak Parçasının Dayanım Olarak Yorumlanması	72
BÖLÜM YEDİ - SONUÇLAR.....	74
KAYNAKLAR	76

EKLER..... 80

Ek-1: Araştırmaya Konu Araç Bilgileri 80

Ek-2: 50CrV4 Malzemesinin Mekanik Özellikleri 81

Ek-3: DD13 Malzemesinin Mekanik Özellikleri 84

Ek-4: Şekil 6.4'ün Daha Büyük Görseli..... 85



ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Traktör harici güç çıkışı mili.....	1
Şekil 3.1 Tahrik sistemi	6
Şekil 3.2 Çekme kuvveti diyagramı	7
Şekil 3.3 Tam otomatik şanzıman.....	8
Şekil 3.4 Moment (tork) konvertörlü yarı otomatik şanzıman.....	8
Şekil 3.5 Yarı otomatik (otomatize) şanzıman.....	8
Şekil 3.6 Çift kavrama.....	9
Şekil 3.7 a) Sürtünmeli kavramalı hidrodinamik kavrama b) Hidrolik kavramada pompa ve türbin kanatçıkları arasındaki sıvı hareketi	10
Şekil 3.8 İlk hareket anında açısal hız dengesi	11
Şekil 3.9 Tek plakalı kavramalar	12
Şekil 3.10 İtilerek çözülen kavramalar 1, krank mili; 2, volan; 3, baskı disk; 4, baskı plakası; 5, debriyaj kafesi; 6, diyafram yay; 7, itmeli tip baskı bilyası; 9, vites kutusu prizdirek mili; 11, debriyaj merkez silindiri.....	13
Şekil 3.11 Çekerek çözülen kavramalar 8, çekmeli tip baskı rulmanı; 10, debriyaj çatalı	14
Şekil 3.12 Diyafram yay karakteristiği	15
Şekil 3.13 Debriyaj iç mekanizması ve bileşenleri. 1: Kafes, 2: diyafram yay, 3: destek halkası, 4: yay halkası, 5: baskı plakası, 6: mesnet laması.....	15
Şekil 3.14 Ön gerilmeden ortaya çıkan baskı kuvveti	16
Şekil 3.15 Diyafram yay serbest cisim diyagramı	16
Şekil 3.16 Kavrama detayı	17
Şekil 3.17 Ön gerilmesi verilmemiş baskı grubu	17
Şekil 3.18 Mesnet lamalarına ön gerilme verilmesi.....	18
Şekil 3.19 Diyafram yay mekaniği.....	19
Şekil 3.20 Ayırma mesafesi	20
Şekil 4.1 Debriyaj Diski.....	21
Şekil 4.2 Balata malzemesi sıcaklık ilişkisi	22
Şekil 4.3 Ayrı ve çift kademeli rölanti yaylı disk diyagramı	24
Şekil 4.4 Ayrı ve çift kademeli rölanti yaylı disk	24

Şekil 4.5 Radyal basınç dağılımı.....	25
Şekil 4.6 Kavrama moment oranı ve baskı plakası çapları oranı arasındaki ilişki	25
Şekil 4.7 Deneysel olarak belirlenen diskin esnekliği ve formülü.....	29
Şekil 4.8 Kavrama sistemi detayı.....	30
Şekil 4.9 Baskı kuvveti grafiği.....	31
Şekil 4.10 Baskı kuvveti diyagramı	32
Şekil 4.11 Diyafram yay kesiti.....	33
Şekil 4.12 Diyafram yay kuvvet eğrisi.....	37
Şekil 4.13 Mesnet laması ön gerilmesi	38
Şekil 4.14 Mesnet laması kuvvet-deplasman grafiği	38
Şekil 5.1 Aşınma durumunda rulman yükü ve baskı yükü değişimi.....	39
Şekil 5.2 Debriyaj sistemi diyafram yay ve debriyaj pedal oranları	40
Şekil 5.3 Geleneksel diyafram yaylı debriyajlarda debriyaj pozisyonu	40
Şekil 5.4 a) ZF firması çekme tip kavraması b) ZF firması debriyaj tahrik etici silindir	41
Şekil 5.5 Zf firmasının Xtend isimli ayarlı debriyajı-1.....	42
Şekil 5.6 Zf firmasının Xtend isimli ayarlı debriyajı-2.....	42
Şekil 5.7 Zf firmasının Xtend isimli ayarlı debriyajı-3.....	43
Şekil 5.8 Zf firmasının Xtend isimli ayarlı debriyajı-4.....	43
Şekil 5.9 Valeo firmasının SAT isimli ayarlı debriyajı-1	44
Şekil 5.10 Valeo firmasının SAT isimli ayarlı debriyajı-2	44
Şekil 5.11 Valeo firmasının SAT isimli ayarlı debriyajı-3	45
Şekil 5.12 Luk firması SAC isimli ayarlı debriyajı-1	46
Şekil 5.13 Luk firması SAC isimli ayarlı debriyajı-2	47
Şekil 5.14 Luk firması SAC isimli ayarlı debriyajı-3	48
Şekil 5.15 Baskı kuvveti&rulman kuvveti&deplasman&ayırma mesafesi.....	48
Şekil 5.16 Ayarlı baskı yeni ve aşınmış diyafram yay pozisyonu	49
Şekil 5.17 LuK firması ayarlı baskısı.....	50
Şekil 5.18 Tasarlanan ayarlı baskının bileşenleri 1: Rulman, 2: kafes, 3: diyafram yay, 4: fulcrum ring, 5: üst ayar halkası, 6: manivela tetiği, 7: kızak tutucu, 8: çentikli kızak, 9: geri getirme yayı, 10: çentikli kızak tutucu, 11: bilyalı	

kovan, 12: alt ayar halkası, 13: baskı plakası, 14: baskı diski, 15: volan, 16: kızak geri getirme yayı	51
Şekil 5.19 Manivela tetiği oranı	51
Şekil 5.20 Ayar halkaları grubu serbest cisim diyagramı	53
Şekil 5.21 Üst ayar halkası serbest cisim diyagramı.....	53
Şekil 5.22 Ayarlı baskı kesit görseli	55
Şekil 5.23 Çentikli parçaların ölçü bilgileri	55
Şekil 5.24 Çentikli kızığın durdurulması.....	56
Şekil 5.25 Denge kuvvetinin şematik gösterimi	57
Şekil 5.26 Çentikli kızak serbest cisim diyagramı	57
Şekil 5.27 Kızak mekanizmasına etki eden kuvvetlerin şematiği.....	58
Şekil 6.1 1/3 modeldeki sonlu eleman yapısı.....	60
Şekil 6.2 Sınır şartları: A: debriyaj kafesinin üç boyutlu uzayda sabitlenmesi, C-D-H: 1/3 model çalışılması sebebiyle kesilen yüzeylerin sürtünmesiz destek olarak tanımlanması, E: volan parçasının hareketinin sınır koşulu, F: disk parçasının hareketinin sınır koşulu, G: rulman parçasının hareketinin sınır koşulu, J: üst ayar halkasının hareketinin sınır koşulu, I: mesnet lamalarının ön gerilmesi sınır koşulu (Tablo 6.1’de hangi adımda hangi sınır koşulunun aktif olduğu belirtilmiştir).	60
Şekil 6.3 Analiz sonucundaki baskı kuvveti eğrisi (1. adım, mesnet lamalarının gerilmesi. 2. adım, diyafram yayın gerilmesi).....	62
Şekil 6.4 Analiz, hesaplama ve test ile sonuçların değerlendirilmesi	62
Şekil 6.5 A-B: Üst ayar halkası üzerindeki diyafram yay sürtünme model parçasının sürtünmesiz destek olarak tanımlanması, C: alt ayar halkası sabitlenmesi, D: üst ayar halkası hareket sınır koşulu, E: diyafram yay sürtünme model parçasına normal kuvvet verilmesi sınır koşulu	64
Şekil 6.6 Üst ayar halkasının z-eksenli hareketinin okunduğu nokta	65
Şekil 6.7 Üst ayar halkasının z-eksenli hareket grafiği.....	65
Şekil 6.8 A: bilyalı iticinin yay kuvveti sınır koşulu, B: çentikli kızak tutucu z-eksenli hareketi sınır koşulu, C: çentikli kızak dönme hareketi sınır koşulu.....	66
Şekil 6.9 Diyafram yay Von-Misses (eşdeğer) gerilmeleri.....	67
Şekil 6.10 Diyafram yay vektör gerilmeleri.....	68

Şekil 6.11 Diyafram yaydaki maksimum prensip gerilmeleri	68
Şekil 6.12 Mesnet lamaları eşdeğer gerilmesi dağılımı	70
Şekil 6.13 Perçin dayaması	70
Şekil 6.14 Kafes parçası eşdeğer gerilme dağılımı	71
Şekil 6.15 Ayar halkası eşdeğer gerilme dağılımı	72
Şekil 6.16 Ayar halkası eşdeğer gerilme dağılımı	73



TABLÖLAR LİSTESİ

Sayfa

Tablo 4.1 Motor momentine bağlı olarak kavrama çapının seçimi için verilen yönlendirici değerlerdir	27
Tablo 4.2 Diyafram yay hesaplamaları	34
Tablo 4.3 Diyafram yay verilerinin işlenmesi.....	35
Tablo 4.4 Excel'de parametrelerin hesaplanması	36
Tablo 4.5 Diyafram yay kuvvetinin belirlenmesi	36
Tablo 6.1 8 adımlı analizde uygulamalar	61
Tablo 6.2 Baskı, rulman kuvveti ve ayırma mesafesi karşılaştırma tablosu.....	63
Tablo 6.3 Üst ayar halkası geri getirme yayı kuvveti karşılaştırma tablosu	65
Tablo 6.4 Çentikli kızak geri getirme kuvveti karşılaştırma tablosu	66
Tablo 6.5 Diyafram yay parçası gerilme karşılaştırma tablosu.....	69
Tablo 6.6 Mesnet laması parçası gerilme karşılaştırma tablosu	70
Tablo 6.7 Kafes parçası gerilme karşılaştırma tablosu	71
Tablo 6.8 Ayar halkası parçası gerilme karşılaştırma tablosu	72
Tablo 6.9 Çentikli kızak parçası gerilme karşılaştırma tablosu	73

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

1.1 Giriş

Kavramalar motorlu taşıtlarda daima tahrik sistemleri üzerine yerleştirilirler. Her ne kadar taşıtı hareket ettirmek maksadıyla, motor ve vites kutusu arasında oldukları bilinse de motordan ilave bir güç çıkışı da almak için kullanılabilirler. Şanzıman içine akuple bir kaplin vasıtasıyla bu ilave çıkış sağlanabilmektedir. Örneğin traktörlerde pulluk hareketini sağlamak için traktör arkasına veya önüne tahrik sağlamak adına kullanılabilir (Şekil 1.1). Bu kaplini devreye alabilmek için debriyaja basılması gerekmektedir.



Şekil 1.1 Traktör harici güç çıkışı mili (John Deere firması, b.t.)

Kavramalar, bilinen ismiyle debriyajlar, motorlu taşıtlarda krank mili ile eşmerkezli olarak vites kutusu ve motor arasına yerleştirilirler. Böylece sürücü kabininden bir komut veya müdahale ile vites kutusuna, dolayısıyla tekerleklerle iletilen tahrik momenti kesilmesi sağlanır.

Kavramalara iki sebeple gereksinim vardır:

Sabit bir kütleye hareket verebilmek için belirli bir moment gücüne ihtiyaç vardır. Duran bir taşıtın ilk hareketinin sağlanabilmesi için öncelikle motordan alınan momentin artırılması, yani tahrik verilmeden önce motorun belirli bir devire getirilmesi sağlanmalıdır. Taşıtın ivmesinden bağımsız olarak motordaki hız artışının yegane yolu tahrik sisteminden motor ve şanzımanı ayırmaktan geçer.

Durağan taşıtı hareket ettirdikten sonra aracın hızını artırmak için vites değişimi sağlanmalıdır. Vites kutusundaki değişim senkromeçlerinin de zorlanmadan vites geçişini sağlayabilmeleri için de prizdirek miline (vites kutusu mili) gelen tahriğin kesilmesi gerekir. Bunu sağlayan tahrik bileşeni yine debriyajdır.

Debriyajın bir tarafı motora (volana) bir tarafı vites kutusuna bağlıdır. Bakımı ve maliyeti oldukça pahalı olan bu iki parçadan her hangi birisinin karşılaştığı anormal durumları (aşırı yüklemeler, arızalar...) diğerine iletmemesi de emniyet parçası olarak görev yaptığıının kanıtıdır. Aşırı yüklenmiş bir kamyon yokuş aşağı inerken şanzıman tarafından motora aktarılan moment, motora zarar verecek kadar yüksek olursa öncelikle debriyaja zarar verecektir. Bu sayede de motorda olabilecek hasar azalacaktır.

Günümüz araçlarında kavramalar kuru sürtünmeli veya hidrodinamik olabilmektedirler. Ancak genel olarak kuru sürtünmeli olup, otomobiller hafif ticari araçlar ve bazı ağır vasıtalarda tek diskli, bir kısım ağır vasıtalarda çift diskli kavramalar olabilmektedir.

BÖLÜM İKİ

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatür araştırması olarak kullanılmış makaleler bu bölümde verilmiştir. Bu makalelerden faydalanılarak debriyaj parçasının bileşenleri ve komple debriyaj sisteminin boyutlandırılması, modellenmesi ve mukavemet kontrolü yapılmıştır. Bunun yanı sıra mevcut tasarımlar incelenmiş ve özgün bir tasarım ele alınmıştır.

“Design and Analysis of Diaphragm Spring of a Single Plate Dry Clutch” olarak isimlendirilen makalede kuru sürtünmeli bir debriyaj sistemi için diyafram yay tasarımı ele alınmıştır. Bu makalede diyafram yay tasarımı için gereken ana parametrenin baskı kuvveti olduğu görülmüş ve baskı kuvveti parametreleri incelenmiş ve uygun baskı yükü tayin edilmiştir. Benzer bir moment taşıma hesabı bu çalışmada da kullanılmıştır. (Rupnar ve diğer., 2016)

Doktora tezinin bir çıktısı olarak yayınlanan “Multiobjective Pareto Optimal Design of a Clutch System” olarak isimlendirilen makalede debriyaj, disk ve volan olarak ele alınan debriyaj sisteminde kuvvetler ve dinamik ortamdaki titreşim bilgileri incelenmiştir. Bu makalede debriyaj, disk ve volan parçalarının matematik modelleri ortaya konmuştur. Akabinde Almen-Lazslo formülü referans alınarak çalışma şartlarına uygun diyafram yay parametreleri çıkarılmış ve gometrik boyutlandırılmaları yapılmıştır. Diyafram yay boyutlandırılmaları yapıldıktan sonra debriyaj kaydırma güvenlik katsayısı (safety-slip factor) hesaplanmış ve tasarımın güvenli tarafta kaldığı garanti edilmiştir. Bu makalenin devamında komple bir debriyaj sisteminin matematik modeli çıkarılmış ve elde edilen verilerine bağlı olarak sistemin titreşim davranışı ele alınmıştır. Benzer bir debriyaj baskısı modeli yaklaşımı bu çalışmada da kullanılmıştır. (Ozansoy ve diğer., 2015).

“Design and Finite Element Analysis of an Automotive Clutch Assembly” olarak isimlendirilen makalede baskı plakası, diyafram yay parçalarının kuvvet altındaki deformasyonları ve buna karşılık ortaya çıkan gerilme değerleri sonlu elemanlar metodu ile analiz edilmiştir. Akabinde parçaların emniyetli olup olmadıkları kontrol

edilmiştir. Sonlu elemanlar analizi Von-Misses gerilmeleri ve Maksimum Prensip gerilmeleri teorisi incelenmiş ve analizler buna göre yorumlanmıştır. Benzer bir inceleme bu çalışmada da yapılmıştır. Von-Misses gerilmeleri ve Prensip gerilmelerinin neden ve hangi durumlarda kıstas olarak esas alındığı analiz bölümünde açıklanmıştır (Purohit ve diğer., 2014)

“Luk 6th Symposium” isimli sempozyum bildirisinde geleneksel bir debriyaj sisteminin kinematiği ve debriyajın servis ömrü boyunca yapısında olan değişimler incelenmiştir. Servis ömrü boyunca ortaya çıkan kinematik ve mekanik değişimlere bağlı olarak, bunların araç tahrik düzenine ve sürücüye yansıdığı dezavantajlar incelenmiştir. Bu dezavantajların bertaraf edilmesi için kendinden tetiklenen otomatik ayar mekanizmalarının gerekliliği öğrenilmiştir. Bu ayar mekanizmalarının hangi durumlarda tetiklenmesi gerektiği ve hangi durumlarda tetiklenmemesi gerektiği gözlemlenmiştir. Bu durumların kontrol altında tutulması için uygulanması gereken kuvvetlerin tayininde benzer yaklaşımlar bu çalışmada da uygulanmıştır (Luk, 1998).

“Self Adjusting Technology (S.A.T.)” isimli Valeo firmasına ait dökümanda firmanın otomatik olarak aşınmaları telafi eden ayarlı debriyajı anlatılmıştır. Bu sunumda ayarlı bir debriyaj ve ayarlı olmayan bir debriyaj arasında servis ömrü boyunca kuvvetlerin değişimi ifade edilmiştir. Firmanın sunduğu çözüm incelendiğinde rampa mekanizmasıyla bu aşınmaların telafi edildiği görülmüştür. Benzer bir çözüm bu çalışmada da uygulanmıştır. Ancak Valeo firmasının sunduğu çözümde baskı plakası üzerine rampa formları işlenirken, bu çalışmada alternatif tasarım olarak ele alınan ayarlı debriyajda üst ve alt ayar halkaları uygulanarak operasyon açısından daha kolay bir çözüm önerilmiştir. (Self Adjusting Technology, Valeo, b.t.)

Bu çalışmada, binek bir taşıtın motor momentine karşılık bir debriyaj baskı plakasının kuvvet diyagramları ve buna karşılık ortaya çıkan gerilmeleri hesaplanarak yapısal mukavemeti incelenmiştir. Matematiksel modellemeleriyle birlikte bilgisayar destekli analizleri yapıldıktan sonra kuvvet eğrileri ve kritik karakteristikleri karşılaştırılmıştır.

Bununla birlikte literatürde bilinen otomatik ayarlı debriyaj dizaynları incelenmiş ve özgün olarak yeni bir dizayn çalışılmıştır. Aynı kritik karakteristiklere sadık kalınarak özgün bir otomatik ayar mekanizmasının ve otomatik ayarlı debriyaj kompleksinin bilgisayar ortamında modellenmesi yapılmıştır. Modeli yapılan özgün tasarım analiz programında sanal olarak incelenip, matematik modeli ile karşılaştırılmıştır.



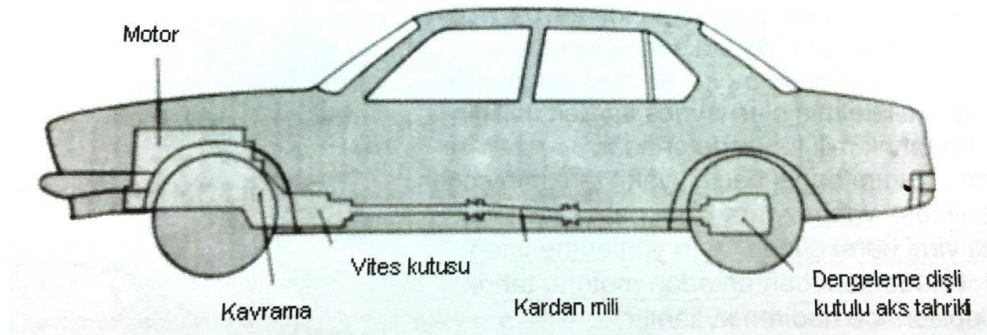
BÖLÜM ÜÇ

MOTOR-DEBRİYAJ-VİTES KUTUSU İLİŞKİSİ

Günümüz araçlarında taşıtın hareketine direngenlik gösteren kuvvet ve/veya momentlerin üstesinden gelerek, taşıtın hareketini sağlayan yegane güç kaynağı motordur. Bu içten yanmalı bir motor olabildiği gibi, dıştan yanmalı (stirling motoru) ya da elektrik motoru olabilmektedir.

Taşıta direngenlik gösteren kuvvetler, lastik tekerlekte meydana gelen yuvarlanma direnci, hava direngenliği, yokuş direngenliği ve ivmelenme direngenliğidir. Bu direngenliklerden bir kısmı taşıta her an etki ederken, bir kısmı yol koşullarına göre daha az veya daha çok etki eder. Hatta bazen tamamen ortadan kalkar.

Motorun ürettiği gücün ve momentin sabit bir oranla tekerleklere gönderilmesi bu direngenliklerden dolayı kabul edilebilir bir kullanım şekli değildir. Zira aracın yüklü durumu, yokuş tırmanma, sollama durumu gibi hallerde tekerleklere iletilmesi gereken moment artar. Aynı şekilde yokuş aşağı ya da yüksek hız durumlarında taşıtın moment ihtiyacı olmayacaktır, bunun yerine hız ihtiyacı olacaktır.

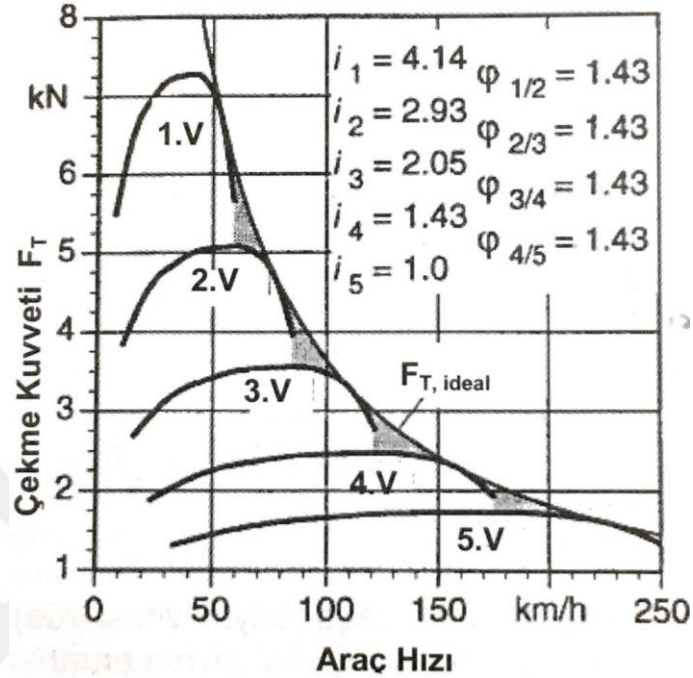


Şekil 3.1 Tahrik sistemi (Kuralay, 2008a)

3.1 Vites Kutusu (Şanzıman)

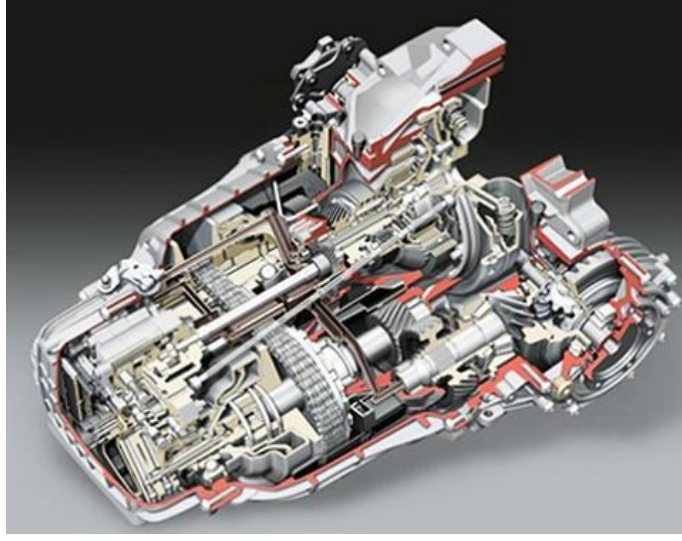
Taşıtın bu gibi hız ve moment ihtiyacı anlık olarak değişebilmektedir. Belirli bir güç-moment-yakıt aralığında çalışan taşıtın bu değişken ihtiyacını karşılamanın yolu moment değiştiricilerden (vites kutusundan) geçmektedir. Motorun ardına bir vites

kutusu (şanzıman) ilave edilmesiyle bu sorun ortadan kalkmaktadır. Şekil 3.2’de 5 vitesli bir aracın çekme kuvveti diyagramı verilmiştir.

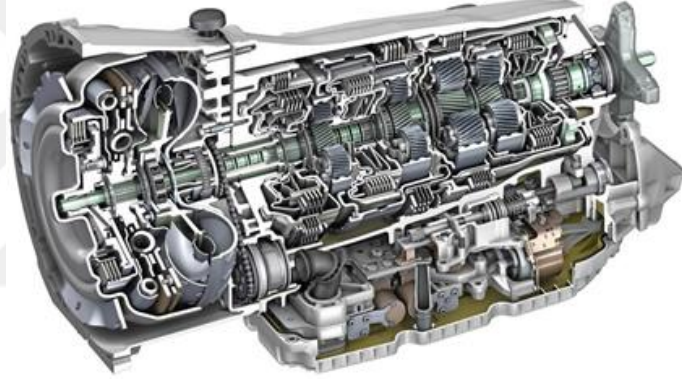


Şekil 3.2 Çekme kuvveti diyagramı (Kuralay, 2008a)

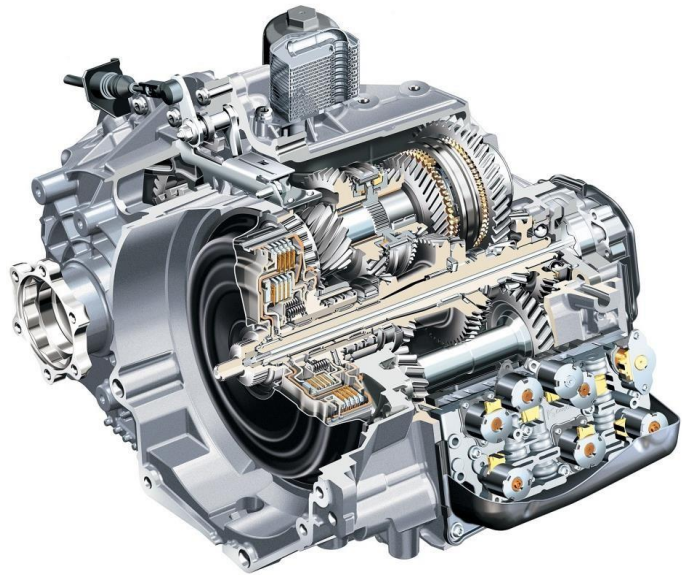
Çekme kuvveti diyagramında her bir kademenin araç hızına bağlı olarak verebildikleri çekme kuvveti ifade edilmektedir. En ideal çekme kuvveti eğrisi ve vites kademeleri arasındaki taralı bölgeler güç kaybı olan bölgelerdir. Bu bölgelerin de kullanımını sağlamak adına çeşitli üreticilerin çözümleri mevcuttur. Audi firmasının multitronic şanzımanı, honda firmasının CVT şanzımanı varyatör mekanizmasında çalışarak tam otomatik sürekli değişken çevrim oranını sağlarken, Volkswagen firmasının 7 ileri (DSG), Renault firmasının 6 ileri (EDC), Daimler grubunun 9 ileri (9G-tronic) olmak kaydıyla yarı otomatik çözümleri verimi artırmaktadır. Şanzımandaki dişli sayısının artmasıyla beraber sürücü konforu göz önüne alındığında yarı otomatik araçlarda çift kavrama sistemi uygulanmakta ve vites değişimi, kavrama ayırması gibi görevleri elektromekanik yapılar tamamlamaktadır.



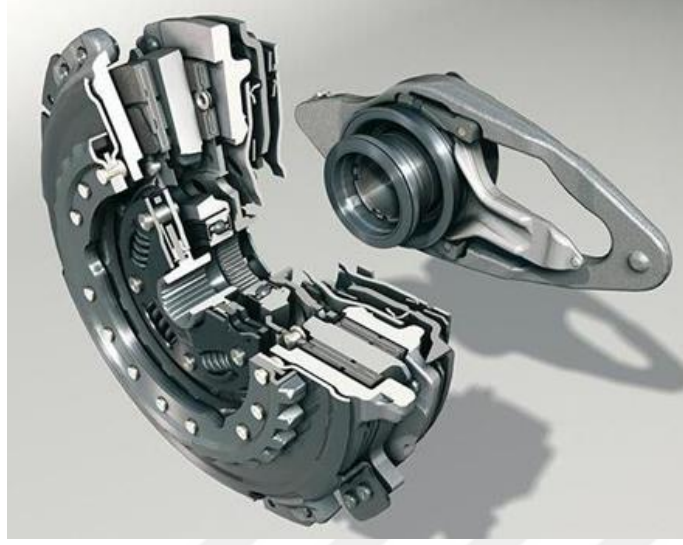
Şekil 3.3 Tam otomatik şanzıman (Audi Multitronic, b.t.)



Şekil 3.4 Moment (tork) konvertörlü yarı otomatik şanzıman (Mercedes Benz 9g-Tronic, b.t.)



Şekil 3.5 Yarı otomatik (otomatize) şanzıman (Volkswagen-DSG, b.t.)



Şekil 3.6 Çift kavrama (Volkswagen, b.t.)

Daimler firmasının vites kutusu çözümünde arka arkaya sıralanmış planet dişli grupları yer almaktadır. Bu planet dişli grupları sayesinde daha hızlı vites geçişleri sağlanırken vites kutusunun boyutları sıralı planet grubu olması sebebiyle oldukça büyümektedir. Bununla birlikte bu vites kutusunda hidrodinamik kavrama (tork konvertörü) kullanılmaktadır. Bu kavramalar açılabilen kavramalar olmadığından bu araçlarda yüksek bir yakıt tüketimi söz konusu olur. Ancak gelişen teknolojiyle birlikte kilitlemeli hidrodinamik kavramalar yakıt tüketim değerlerini oldukça düşürmektedir.

Volkswagen firmasının vites kutusu çözümü ise geleneksel bir düz şanzımanın elektrik motorlarıyla vites değişimlerini gerçekleştirdiği çözümdür. Bu sebeple bu ve buna emsal vites kutuları yarı otomatik (otomatize vites kutusu) olarak da adlandırılmaktadır. Bu çözümde hidrodinamik bir yapı olmadığından dolayı yakıt tüketimi oldukça düşüktür. Bunun yanı sıra vites değişim sürelerinin iyileştirilmesi amacıyla çift kavramalı çözüm uygulanmıştır.

Özellikle yarı otomatik vites kutularında kuru sürtünmeli debriyajlar kullanıldığından, debriyaj diyafram yay pozisyonu mümkün mertebe ilk günkü gibi olmalıdır ki vites değişim süreleri de ilk günkü gibi aynı olabilsin. Bunu sağlamanın yöntemlerinden bir tanesi de otomatik ayarlı debriyaj kullanılmasıdır. Bu çalışmada

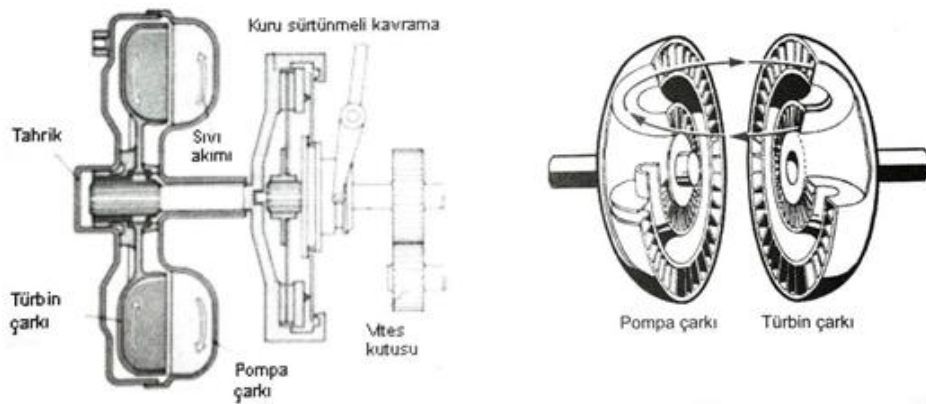
kuru sürtünmeli bir debriyaj sisteminin ortaya konmasının yanı sıra özgün bir otomatik ayarlı debriyaj dizaynı da çalışılmıştır.

3.2 Kavramalar

Buharlı tekstil millerinin güç transferini sağlamak için kullanılan kayar transfer kemerleri ile günümüzdeki kuru kavramaların endüstriyel temelleri atılmıştır. Kavramalar otomotiv endüstrisinde tarihte ilk kez ateşleme sistemi, buji, vites kutusu ve su soğutma sistemi ile birlikte Karl Benz tarafından Motorwagon taşıtına 1885'te patentlenmiştir. 1960'lardan beri ise kuru sürtünmeli kavramalar sürtünme plakalı rondela yay yapılı olarak dizayn edilmektedir. Tek diskli kuru kavramalar vites kutusu ve motor arasında oldukça önemli bir iletim sağlamanın yanında oldukça kolay montajlanır. (Béchart ve diğer., 2010)

3.2.1 Hidrodinamik Kavramalar

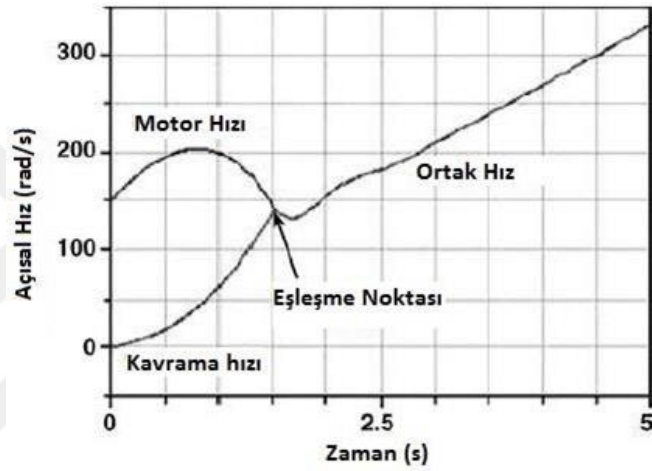
Föttinger kavraması da denilen hidrodinamik kavramalar içinde kanatçıklar konmuş iki yarım çanaktan ibarettir. Çanaklardan biri motora (pompa), diğeri (türbin) moment değiştirme elemanlarına veya kuru sürtünmeli kavrama üzerinden vites kutusuna bağlanabilir. İki parça arasındaki bağlantı köpürmeyen ve mümkün olduğunca sabit viskoziteli sıvı ile sağlanır. Pompa kanatlarının bulunduğu kısım kavrama gövdesine sabittir. Buna karşın türbin kanatları hareketli olarak yataklanır. Kuru sürtünmeli kavrama, vites kademesi değiştirme sırasında kuvvet akışını kesmek için kullanılır. (Kuralay, 2008a)



Şekil 3.7 a) Sürtünmeli kavramalı hidrodinamik kavrama b) Hidrolik kavramada pompa ve türbin kanatçıkları arasındaki sıvı hareketi (Kuralay, 2008a)

3.2.2 Kuru Sürtünmeli Kavramalar

Harici olarak aktif hale getirilebilen kuru sürtünmeli kavramalar motorlu taşıtlarda durağan harekete geçiş konforunu oluşturur. Bu kavramalar motor tarafından sağlanan momenti, vites kutusu giriş miline sürtünme kaynaklı kuvvet bağlı eleman çifti oluşturarak aktarılmasını sağlar. Hızlı ve eksiksiz bir ayrıma ile hem hareket ettirme hem de kaydırma etkileşimlerinde moment akışının sarsıntısız olarak kapatılmasına olanak tanır. Buna ilaveten kuru sürtünmeli kavramalar konfor ve titreşimleri azaltarak uzun servis ömrü sağlar.

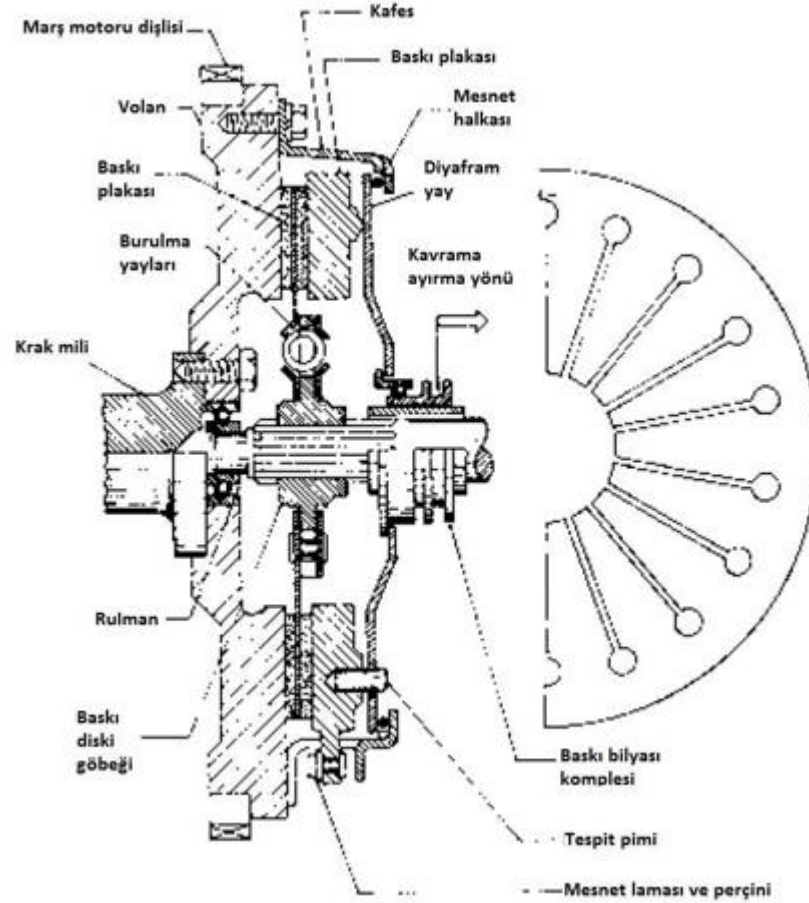


Şekil 3.8 İlk hareket anında açısal hız dengesi (Crolla ve Mashadi, 2012)

Kuru kavramalar birbirine karşı hareket eden iki sürtünme plakası ile ortaya çıkan en az bir sürtünme sistemi içerirler. Kuru sürtünmeli kavramalar baskı plakasının sayısına bağlı olarak tek plakalı kavramalar ve çok plakalı kavramalar olarak iki grupta nitelendirilebilir (Bertsche ve diğer., 2011).

Çok plakalı kavramalar küçük çaplarda daha fazla motor momenti iletimi maksadıyla tercih edilmektedir. Motorsikletlerde yerleşim hacmi az olması sebebiyle tercih edilirken, çok ağır şartlarda çalışan inşaat kamyonları gibi uygulamalarda da yüksek momentlerin aktarılabilmesi maksadıyla tercih edilmektedir.

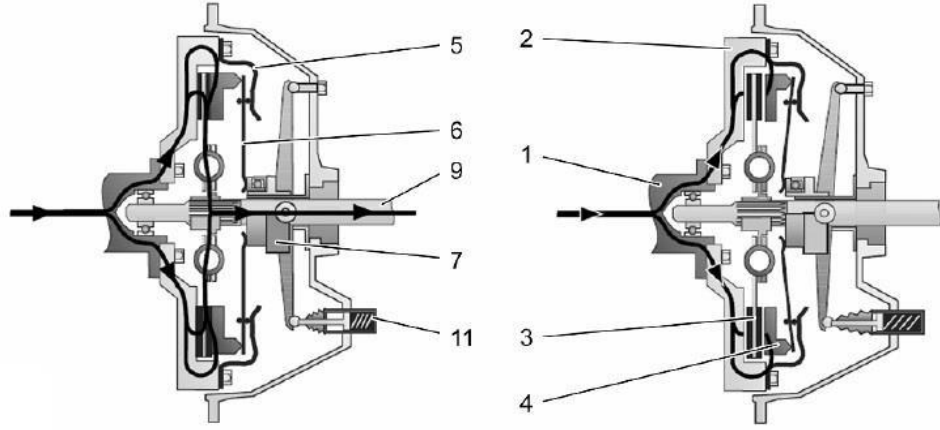
Bu çalışma bir otomobil referans alınması sebebiyle yerleşim ve/veya motor moment taşınmasında çok plakalı kavramaya gerek görülmemiş, tek plakalı kavrama tercih edilmiştir.



Şekil 3.9 Tek plakalı kavramalar (Heisler, 2002)

3.2.2.1 İtilerek Çözülen Kavramalar

Dış kenara yakın kısımlarda diyafram yayı, manivela koluna destek sağlayacak pimlerle tutturulmuştur. Kavrama bağlanmış durummda diyafram yay dış kenarı ile baskı plakasını kavrama diskine asmaktadır. Kavramanın çözülmesinde baskı rulmanı diyafram yayın iç kenarındaki dillere basmaktadır (diyafram yayın parmak uçlarına basmaktadır). Böylece diller pimlerden destek olarak diyafram yayı kavrama baskı plakasından ayrılmasını sağlar ve kuvvet iletimi kesilmiş olur. (Kuralay, 2008a).



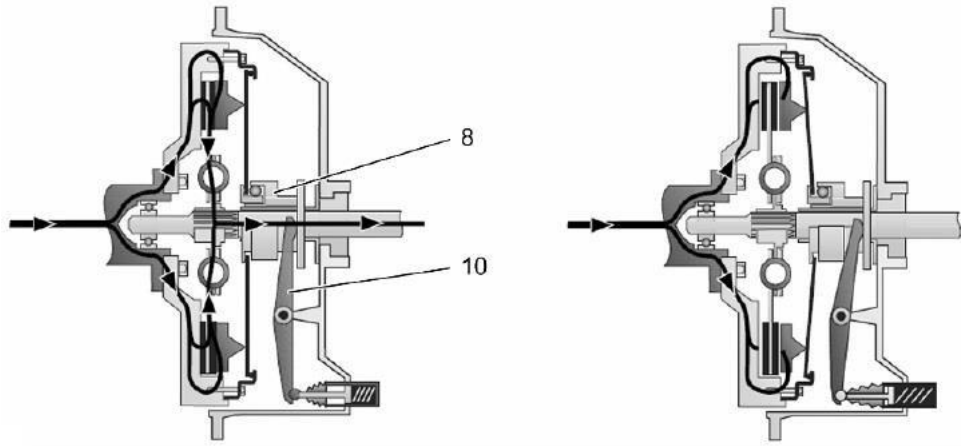
Şekil 3.10 İtilerek çözülen kavramalar 1, krank mili; 2, volan; 3, baskı disk; 4, baskı plakası; 5, debriyaj kafesi; 6, diyafram yay; 7, itmeli tip baskı bilyası; 9, vites kutusu prizdirek mili; 11, debriyaj merkez silindiri (Bertsche ve diğer., 2011)

İtme tip kavramalar çekme tip kavramalara göre daha düşük manivela oranı sunarlar. Buna karşılık baskı kuvvetleri, taşıyabildikleri moment, ayırma ve pedal kuvvetleri daha düşük olurken, çekme tip kavramalarda manivela oranları, baskı kuvvetleri, moment kapasiteleri, ayırma ve pedal kuvvetleri ise daha yüksek olur. Bununla birlikte itme tip kavramaların montaj operasyonları çekme tip kavramalara göre daha kolay olur. Bu sebeplerle binek ve hafif ticari araçlarda itme tip kavramalar tercih edilir.

3.2.2.2 Çekilerek Çözülen Kavramalar

Diyafram yayın dış kenarı kavrama kafesine yataklanmıştır. Kavrama durumunda diyafram yay, dış kenar uzunluğuna göre manivela kolu uzunluğundan takriben 1/3 oranındaki kısımdan kavrama baskı plakasını kavrama diskine bastırmaktadır. (Kuralay, 2008a).

Kavramanın çözülmesi durumunda diyafram yayın dilleri geri çekici tarafından çekilir. Bu şekilde diyafram yay dış kenara göre döner ve kavrama baskı plakasındaki kuvveti kaldırır. Böylece kuvvet iletimi kesilmiş olur. (Kuralay, 2008a).



Şekil 3.11 Çekerek çözülen kavramalar 8, çekmeli tip baskı rulmanı; 10, debriyaj çatalı (Naunheimer ve diğer., 2011)

Çekmeli tip kavramalar sınırlı montaj hacmi bulunan yerlerde ve/veya ticari araçlar gibi yüksek moment iletimi olan yerlerde kullanılır. Çekmeli tip kavramaların avantajları,

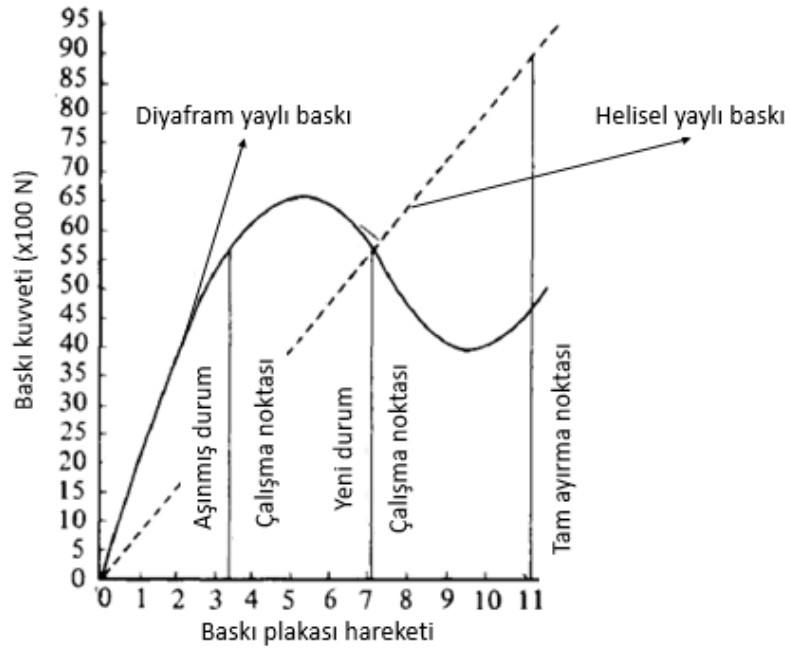
- Daha iyi baskı ve ayırma kuvvet karakteristiği,
- Aynı montaj hacminde daha yüksek baskı kuvveti,
- Diyafram yay manivela oranının daha yüksek olmasından dolayı daha düşük ayırma kuvveti,

- Daha düşük debriyaj kafes esneme kayıpları,
- Daha az parça ve daha düşük ağırlık.

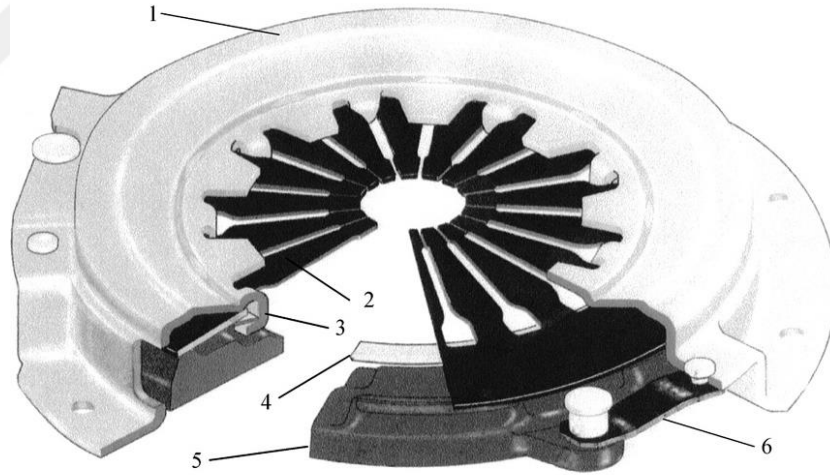
olarak belirtilebilir (Naunheimer ve diğer., 2011).

3.3 Kuru Sürtünmeli Kavrama Mekanîği

Günümüzde motorlu taşıtlarda sürüş konforu ön plana çıktığından kuru sürtünmeli kavramalar deplasmana bağlı olarak kuvvet karakteristiğinin değiştiği belleville yaylarından üretilmektedir (belleville spring). Üretim esnasında özellikle form verilen bu yay deplasman verildikçe lineer olmaksızın progresif karakteristik oluşturur. Belleville yayı günümüzde diyafram yay olarakta tabir edilir.



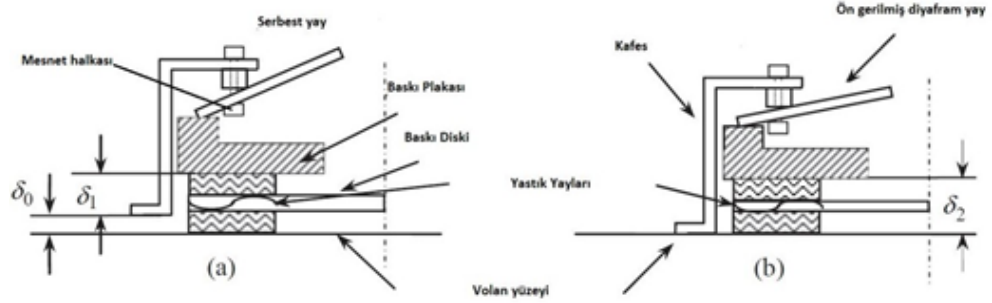
Şekil 3.12 Diyafram yay karakteristiği (Sully, 1988)



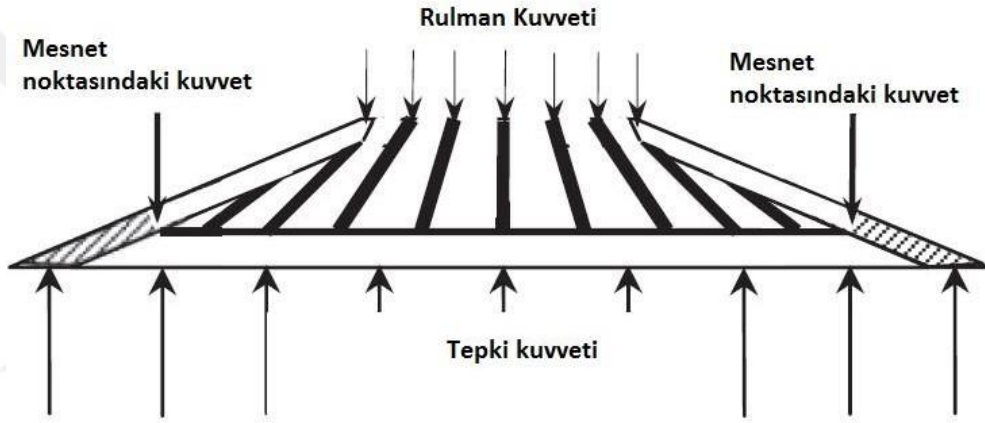
Şekil 3.13 Debriyaj iç mekanizması ve bileşenleri. 1: Kafes, 2: diyafram yay, 3: destek halkası, 4: yay halkası, 5: baskı plakası, 6: mesnet laması (Genta ve Morello, 2009)

Diyafram yay kullanılan motorlu taşıtlarda diyafram yay kafes ve mesnet halkaları etrafında manivela mekanizması meydana getirir. Kafes, volan üzerindeki cıvata deliklerinden volana montalandıkça diyafram yay yapısında deplasman meydana

getirir. Diyafram yay yapısında meydana gelen bu gerilme kuru sürtünmeli kavramalarda baskı kuvvetini oluşturan en büyük bileşendir.

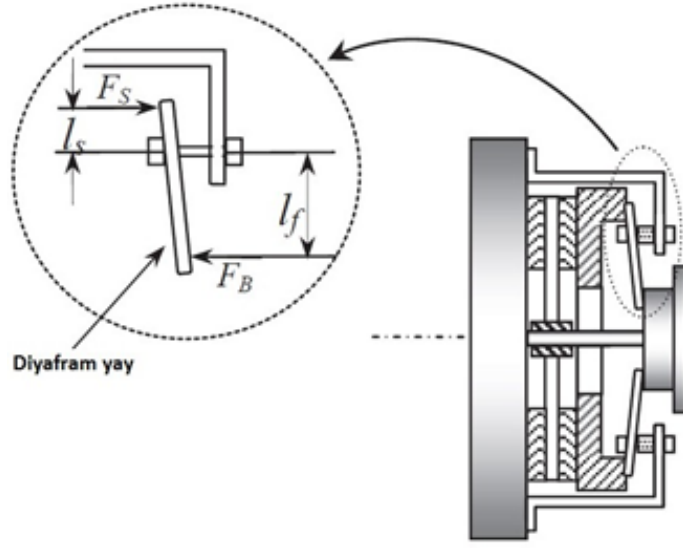


Şekil 3.14 Ön gerilmeden ortaya çıkan baskı kuvveti (Crolla ve Mashadi, 2012)



Şekil 3.15 Diyafram yay serbest cisim diyagramı

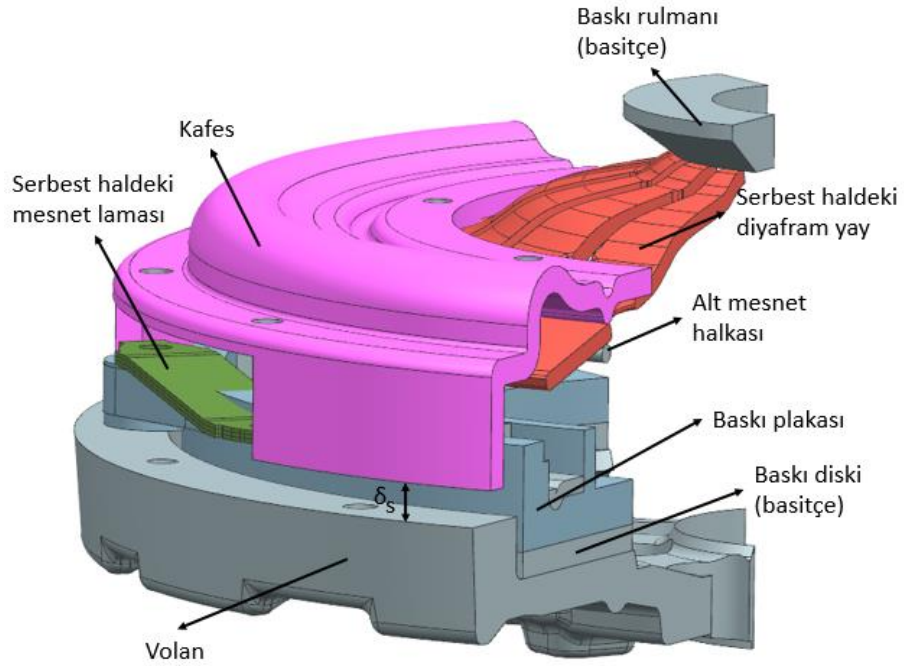
Kafes volana tamamen sabitlenene dek cıvataların sıkılmasıyla, mesnet lamaları ile yastık yaylarının da gerilmesiyle, diyafram yayda toplam tepki kuvveti oluşur. Bu tepki kuvveti ile l_s mesafesinin oluşturduğu moment, sürücünün pedala basarak F_B kuvveti ile l_F mesafesinden uyguladığı momentten büyük ise baskı diskü üzerinde baskı kuvveti meydana gelir. Bu baskı kuvveti sürtünmeyi oluşturur ve moment iletimini sağlar. Ancak sürücünün pedala uyguladığı kuvvet ve l_F mesafesinden doğan moment diyafram yayın yapısındaki momentten fazla ise ön gerilmeli mesnet lamaları baskı plakasını volan yüzeyinden uzaklaştırır. Şekil 3.16’de detaylı manivela mekanizması gösterilmiştir.



Şekil 3.16 Kavrama detayı (Crolla ve Mashadi, 2012)

3.3.1 Kavramanın Tamamen Ön gerilmesiz Serbest Hali

Şekil 3.17’de CAD ortamında modellenen, ön gerilmesi verilmemiş diyafram yay ve mesnet lamaları görülebilir. Mesnet lamaları ters ön gerilme verilerek baskı plakasının diskten uzaklaşmasını temin ederken, diyafram yay ön gerilerek baskı kuvvetinin teminine hizmet eder.

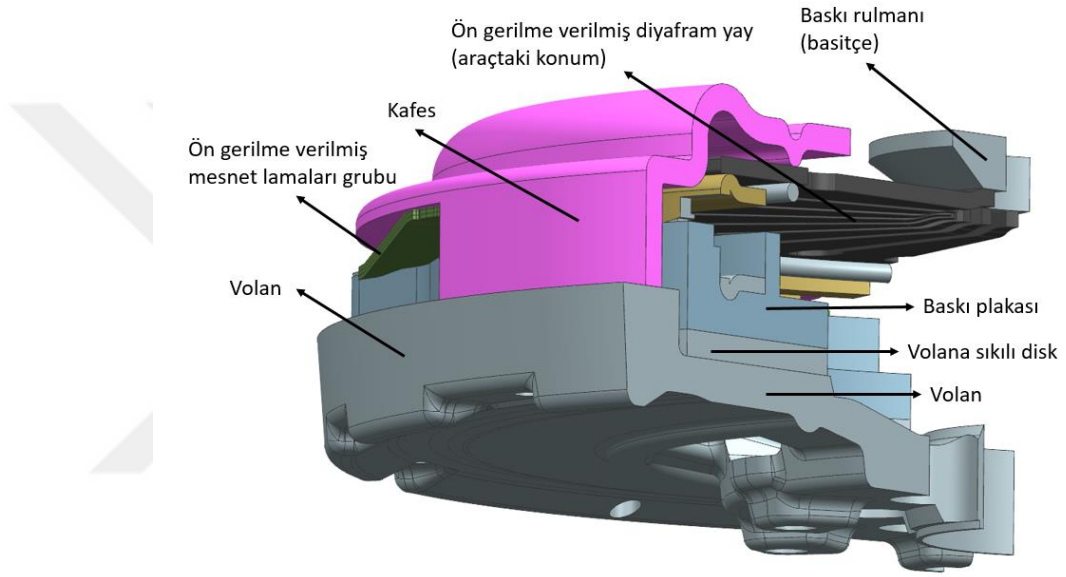


Şekil 3.17 Ön gerilmesi verilmemiş baskı grubu

3.3.2 Kavramanın Birleşme Durumu

δ_0 kadar ön gerilmesi tamamlanan diyafram yay yaklaşık olarak düz konuma gelir. Bu konuma ve deplasmana çalışma konumu denir. Baskı grubu araca montajlandığında bu konumdadır. Bu anda,

- Baskı plakası üstünde diyafram yayın oluşturduğu baskı kuvveti vardır.
- Baskı kuvveti baskı diskini (balataların olduğu disk) volan ve baskı plakası arasında sıkıştırarak sürtünme bağlı eleman çifti oluşturur.
- Motordan gelen momentin % 100'e yakın kısmı vites kutusuna aktarılmaktadır.

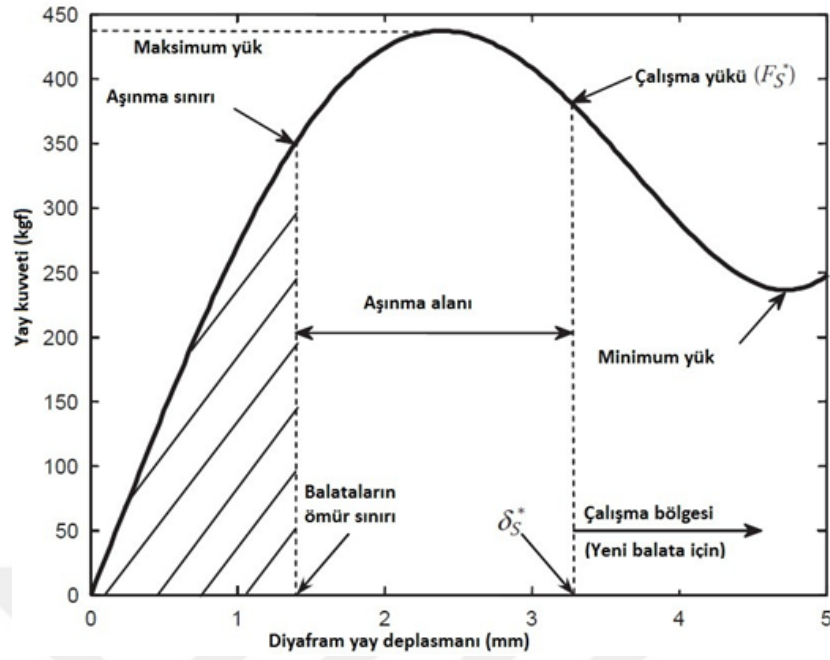


Şekil 3.18 Mesnet lamalarına ön gerilme verilmesi

3.3.3 Kavramanın Ayrılma Durumu

Sürücü motor ile vites kutusu arasındaki güç iletimini kesmek için pedala bastığında ise sistemde baskı bilyasına tepki gösteren, diyafram yaydaki iç momenti, diskteki yastık yayı kuvvetini, mesnet lamaları kuvvetini ve bunların oluşturdukları momenti aşarak baskı plakasını ayırma mesafesi kadar disk'ten uzaklaştırır. Bu anda,

- Motor güç üretmeye ve dairesel hızına devam etmektedir,
- Vites kutusu priz direk mili dönüyor ya da durağan olabilir, Tekerleklerle iletilen güç tamamen kesilmiştir.

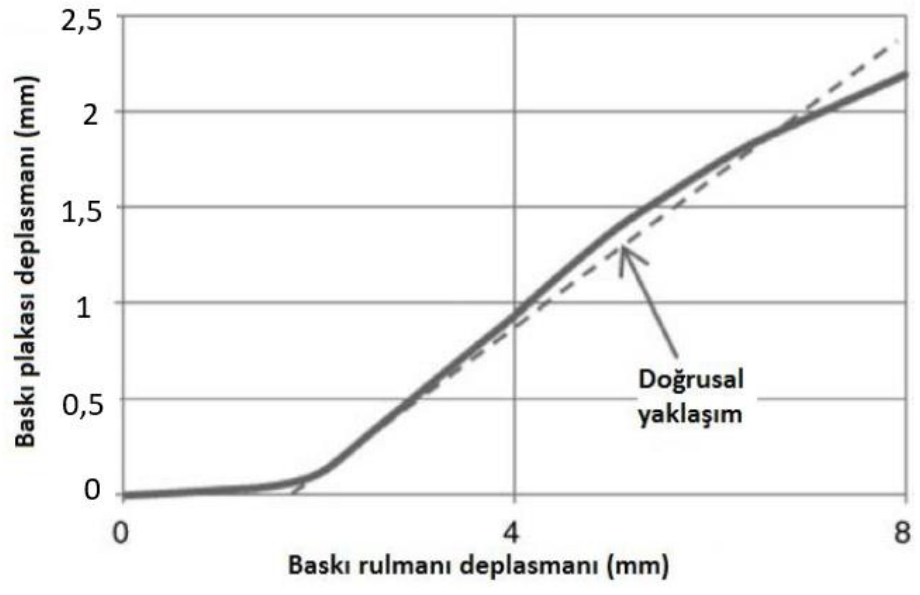


Şekil 3.19 Diyafram yay mekaniği (Crolla ve Mashadi, 2012)

Bu sayede sürücü pedala basıp diyafram yaydaki momenti aşır baskı plakası üstündeki yükü aldığı anda mesnet lamaları baskı plakasını diskten uzaklaştırır Bu öteleme 1,5 mm ila 2,5 mm aralığında bir mesafe olup ayırma mesafesi olarak adlandırılır (Crolla ve Mashadi, 2012).

Diyafram yaylı kavramaların en iyi özelliği, en kötü özelliğini de beraberinde getirir. Pedala bastıkça diyafram yay'a verilen çökmesinde sürücünün ayağına pedaldan gelen tepki kuvvetinin azaldığı aşikârdır. Bu özelliği diyafram yaylı kavramaların tercih sebebidir.

Ancak diyafram yaylı kavramalarda baskı diskindeki balataların aşınıp sıkı disk kalınlığının (δ_2) azalmasıyla birlikte diyafram yayın da deplasmanı (δ^*) azalır. Deplasmanı azalan diyafram yayın iç momenti artar (bkz. Belleville yayı prensibi). İç momentin artması sürücünün bu momenti yenmesi için pedala vermesi gereken kuvveti artırmaya sebep olur. Diyafram yaylı baskılarda aşınma kapasitesi 2,5 mm ila 3 mm aralığındadır. Aşınma daha da artarsa çalışma yükü F_S daha da düşecek ve daha ciddi hasarlar doğuracaktır (Luk, 1998).



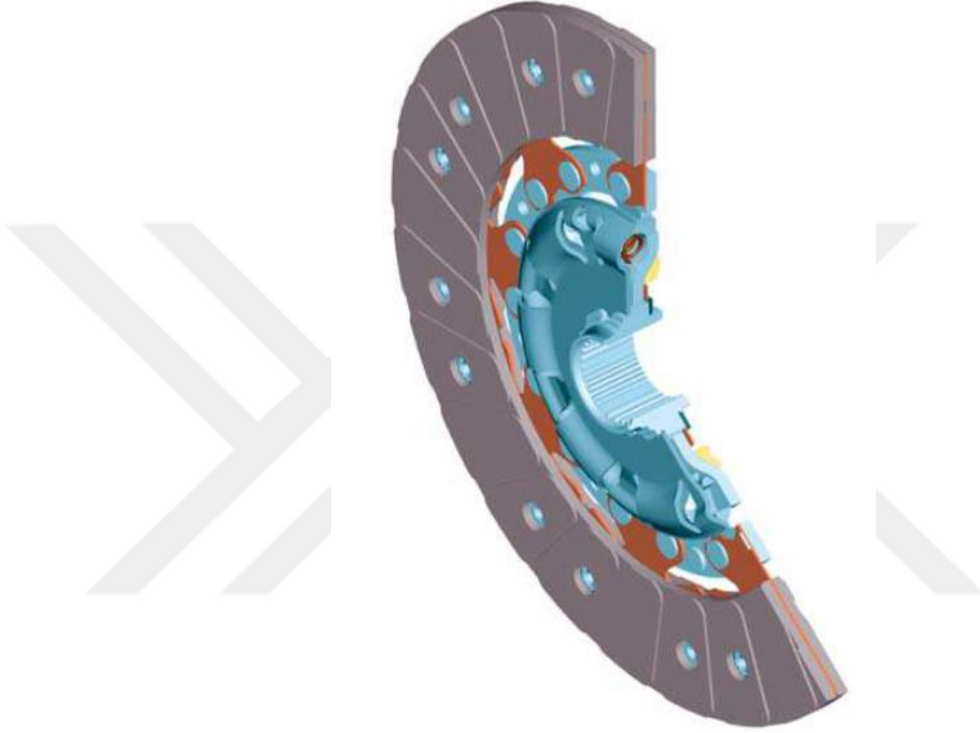
Şekil 3.20 Ayırma mesafesi (Luk, 1998)

BÖLÜM DÖRT

KAVRAMA PARÇALARININ BOYUTLANDIRILMASI

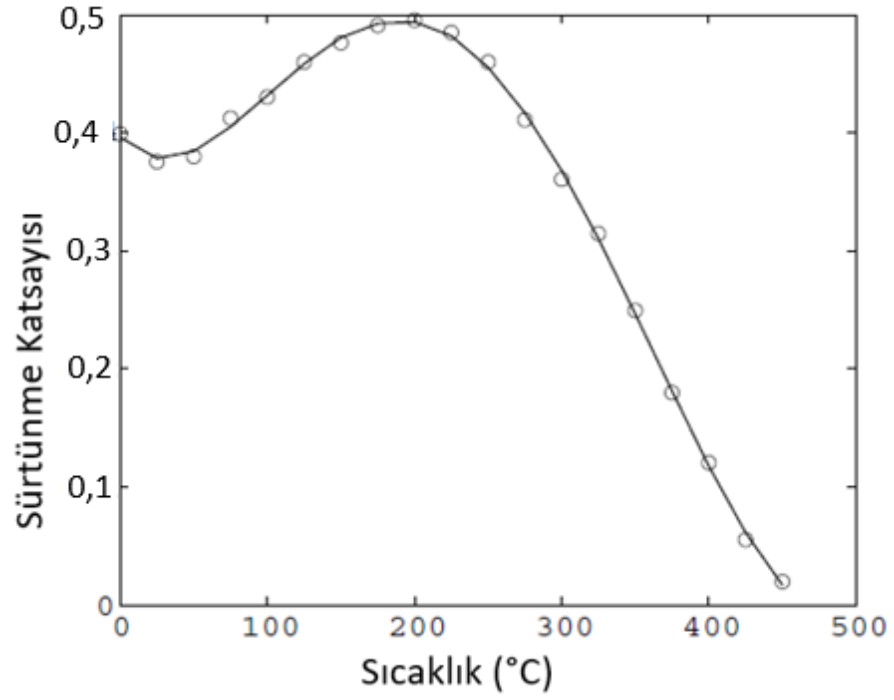
4.1 Baskı Diski

4.1.1 Baskı Disk Momentinin İncelenmesi



Şekil 4.1 Debriyaj Diski (Luk, 2006)

Debriyaj sisteminde moment iletimi sürtünme diskleri üzerinden sağlandığından diske bağlanacak balata malzemesinin 320°C sıcaklıkta çok ciddi düzeyde performans kaybetmesi, 450°C sıcaklıkta ise tamamen işlevini yitirmesi göz önüne alındığında balata çapı büyük bir önem arz eder (Luk, 2006).



Şekil 4.2 Balata malzemesi sıcaklık ilişkisi (Feng, Yimin ve Juncheng ,2010)

Tavsiye edilen, kavrama momentini motor maksimum momentinin bir buçuk katı, ($M=1,5 \times M_M$) seçmektir. M kavrama momenti ancak disk çapı genişletilerek büyütülebilir (Kuralay, 2008a).

Kavrama fazındaki kayma sürtünme değerleri kuru kavramalarda: Balata-çelik sac çifti için 0,3...0,5 aralığındadır (Kuralay, 2008a).

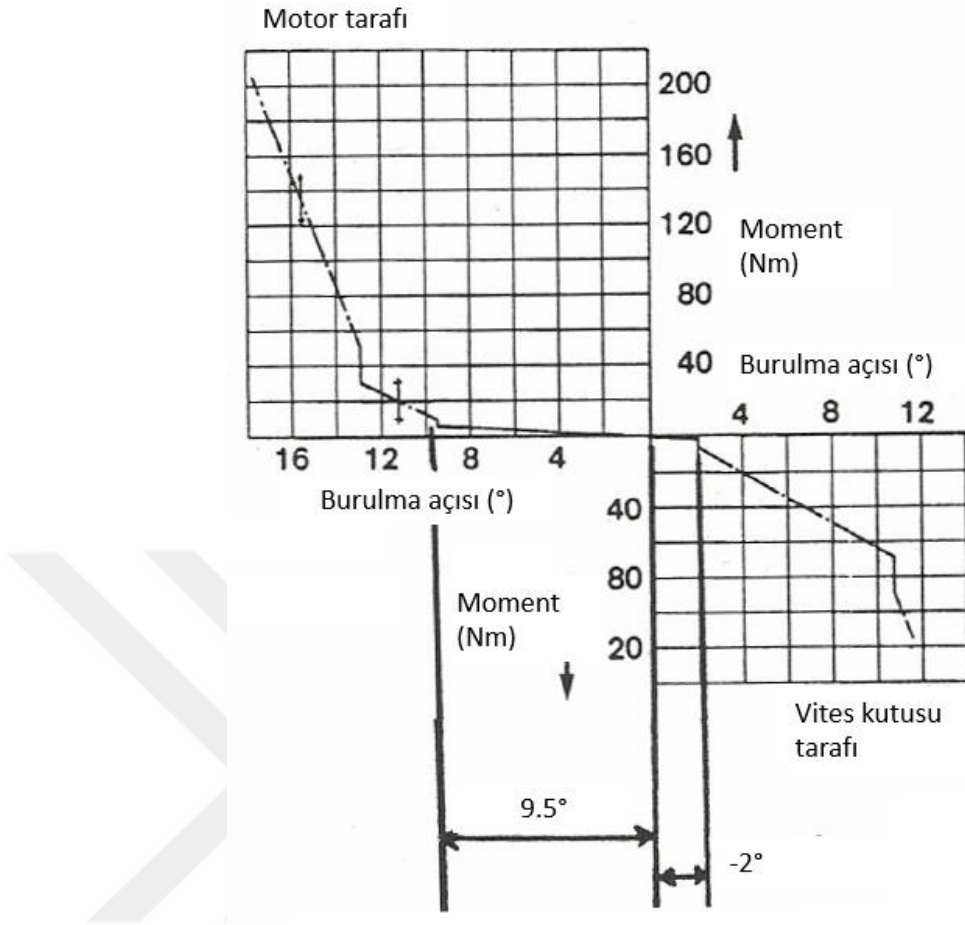
Kavrama olayının tamamlanmasından sonra motor momenti kayma sürtünme katsayısı μ_G yerine tutunma sürtünme katsayısı μ_h ile iletilir. $\mu_G < \mu_h$ olduğundan kavrama işlemi sonrası devir sayısının eşitlenmesinden sonra daha büyük momentler iletilebilir (Kuralay, 2008a).

Kavrama diskinin boyutlandırılmasında düzgün basınç dağılımı ve düzgün aşınma dağılımı olarak iki farklı boyutlandırma metodu mevcuttur. Deneyisel olarak moment iletim eğrisi Şekil 4.3’de verilen diskin boyutsal olarak kontrolü ve moment kapasitesinin belirlenmesi için düzgün aşınma dağılımı yaklaşımıyla kullanılmıştır. Bu

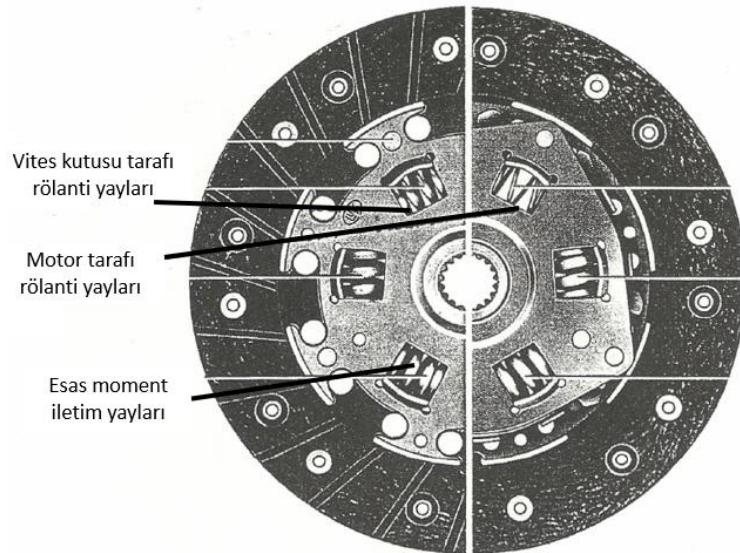
yaklaşımında konumdan bağımsız olarak malzemelerin her yerde eşit aşıntıya uğradığı varsayılır. Bu durum sürtünen yüzeylerde servis ömrü boyunca düz yüzey meydana getirir. Ayrıca şu da not edilmelidir ki, düzgün aşınma olduğu sürece düzgün yüzeyler ortaya çıkar ve bu sayede düzgün basınç dağılımı da doğrulanır (Crolla ve Mashadi, 2012).

Disk in bir yönü motor tarafı olarak adlandırılırken diğer tarafı da şanzıman tarafı olarak adlandırılır. Bir debriyaj diskinde bir adım olabildiği gibi iki ve hatta üç adım da olabilir. Motor, vites kutusu ve diğer aktarma organları titreşim karakteristiklerine göre, doğal frekans bandından uzaklaşmak adına bu adımlar ve bu adımlardaki yay ve sönüm karakterleri belirlenmektedir. Şekil 4.3 örnek bir disk moment diyagramını ifade etmektedir.

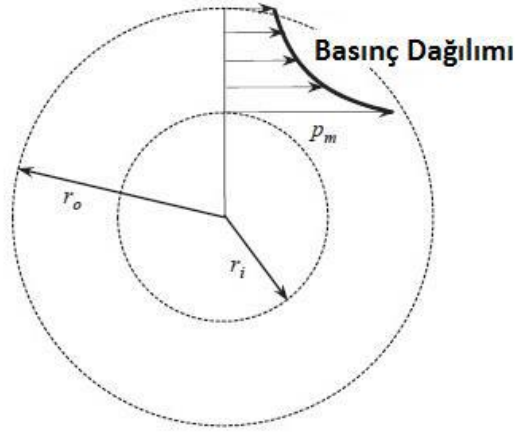
Motor tarafındaki $9,5^\circ$ olarak verilen kısım motor rölati titreşimlerini sönümlemek adına kullanılan yayları ifade ederken, -2° olarak verilen kısım ise vites kutusu tarafına göre olan rölanti karakteristiğine karşılık gelmektedir. Bu anlardan sonra disk göbeğindeki esas burulma yayları devreye girerek motor momentinin vites kutusuna iletilmesini sağlar.



Şekil 4.3 Ayrık ve çift kademeli rölanlı yaylı disk diyagramı (Shaver, 1997)



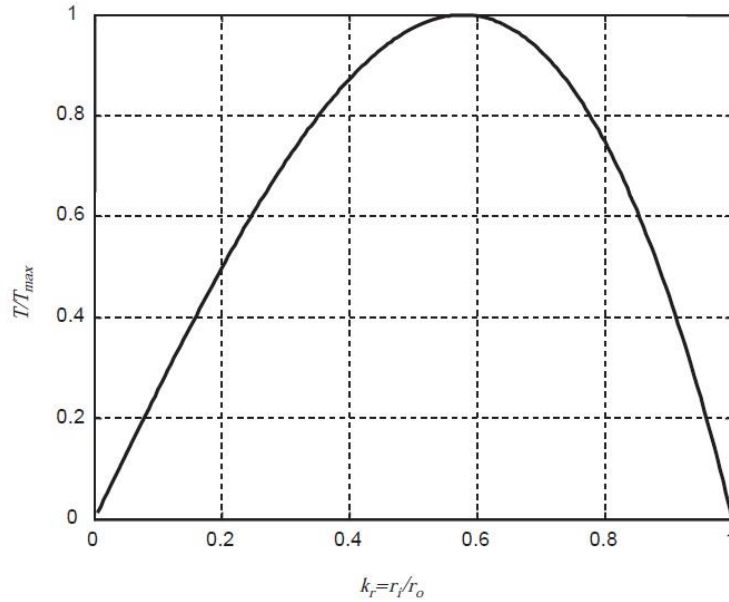
Şekil 4.4 Ayrık ve çift kademeli rölanlı yaylı disk (Shaver, 1997)



Şekil 4.5 Radyal basınç dağılımı (Crolla ve Mashadi, 2012)

Baskı plakasının iç ve dış yarıçapları arasındaki orana bağlı olarak kavramanın taşıyabileceği moment değerleri eğrisi Şekil 4.5’de verilmiştir. Burada r_i / r_o oranının 0,6’ya yakın olduğu yerde kavramanın taşıyabileceği T_{max} maksimum momentine ulaşılmaktadır. Bu değer denklem (4.1) ile ifade edilir (Crolla ve Mashadi, 2012):

$$r_i = \sqrt{3} * r_o / 3 \quad (4.1)$$



Şekil 4.6 Kavrama moment oranı ve baskı plakası çapları oranı arasındaki ilişki (Crolla ve Mashadi, 2012)

Radyal basınç dağılımında yüzeye etki eden dik kuvvetin birim alana isabet eden kısmına integrali alınarak, denklem (4.2) ve denklem (4.3) elde edilir.

$$F_a = 2 * \pi * r_i * \int dr = 2 * \pi * r_i * (r_0 - r_i) * p_m \quad (4.2)$$

$$M_k = 4 * \mu * \pi * r_i * p_m * \int dr = 2 * \mu * \pi * r_i * (r_0^2 - r_i^2) * p_m \quad (4.3)$$

Denklem (4.2)'ye göre eksenel yay kuvveti F_a uygulandığında dış çap için maksimum P_m basıncı öncelikle iç çapa göre değişir. Bu durumda $r_i = 0,5 * r_0$ sağlandığı sürece P_m basıncı minimize edilir (Crolla ve Mashadi, 2012). P_m basıncını minimumda tutabilmek ve moment değerini maksimumda tutabilmek için, denklem (4.1)'deki ve Şekil 4.5'deki koşullar uygulanır. Motor üzerindeki volan derinlikli tip olduğundan uygun diskin dış çapı maksimum 120 mm ile sınırlanmaktadır. Denklem (4.4)'te r_0 değeri olarak 120 mm tanımlandığında,

$$r_i = \sqrt{3} * r_0 / 3 \quad (4.4)$$

Uygun balatanın ve baskı plakasının iç çapı $r_i \cong 70$ mm olarak bulunur.

Referanslanan aracın motor momenti Ek 1'de gösterilen kataloglardan alınmış olup, $M_M = 270$ Nm olarak belirlenmiştir. Buradan hareketle M_k kavrama momenti,

$$M_k = M_m * 1,5 = 270 * 1,5 = 427,5 \text{ Nm} \quad (4.5)$$

427,5 Nm olarak bulunan M_k kavrama momenti denklem (4.3)'te uygulanırsa, en uygun olan yüzey basıncı ve r_i belirlenmiş ve böylece baskı balatası, diski ve baskı plakasının çap ölçüleri belirlenmiş olur.

Yüzey basıncı : $P_m \leq 15 \dots 50 \text{ N/cm}^2$,

Ortalama sürtünme katsayısı : $\cong 0,28$ olarak belirlenebilir (Kuralay, 2008a).

Ortaya çıkan yüzey basıncı, P_m değeri $35,3 \text{ N/cm}^2$ olur. P_m değeri denklem (4.2)'de uygulanırsa,

$$F_a = 2 * \pi * r_i * p_m * \int_{r_i}^{r_o} dr = 2 * \pi * 77 * (120 - 77) * 0,353 \quad (4.6)$$

$F_a = 7350$ N olarak bulunur. Eğer baskı diskine baskı plakası aracılığıyla 7350 N'luk eksenel yük uygulanabildiği takdirde, 285 Nm motor momentine sahip aracın tahriki için gerekli sürtünme kuvveti bağlı eleman çifti başarıyla 1,5 katlı moment taşıma kapasitesiyle sağlanmış olur.

Debriyajın kaydırma güvenlik faktörü de denklem (4.7) ile hesaplanır (Ozansoy ve diğer., 2015),

$$KGF \text{ (kaydırma güvenlik faktörü: } F_{baskı} * D_m * \mu * T_e \geq 1,2 \quad (4.7)$$

$$KGF = \frac{7350 * \left(\frac{240+154}{2} \right) * 0,28}{270000} = 1,5 \geq 1,2 \quad (4.8)$$

Tablo 4.1 Motor momentine bağlı olarak kavrama çapının seçimi için verilen yönlendirici değerlerdir (Kuralay, 2008a)

Motor Tahrik Momenti [Nm]		Kavrama Çapı [mm]	
Orta Yükleme	Ağır Yükleme	Tek Diskli	İki Diskli
250	200	250	-
380	280	280	-
450	350	310	-
520	420	330	-
650	500	350	-
800	630	380	310
1100	870	420	350
1250	1000	450	380
1400	1150	-	420

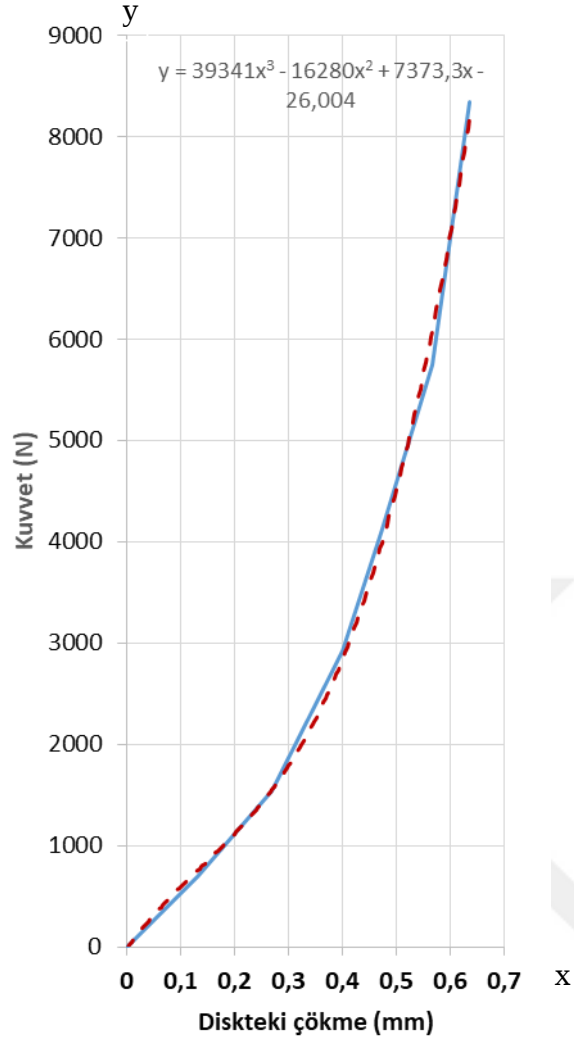
4.1.2 Baskı Disk Esnekliğinin İncelenmesi

Disk in esnekliğini tayin eden alt parçalar aslında iki balata arasına eklenmiş formulu sacların esnekliği ile sağlanır. Literatürde bu saclar yaprak yay olarak bilinir.

Yaprak yaylar kavrama esnasında volan ve baskı plakası arasında esneklik sağlayarak sürücünün yumuşak bir şekilde kavrama işlemine yardımcı olur. Kavrama işlemi sırasında yükün yavaşça artması sayesinde aktarma organları hızları ve motor açışal hızları yumuşak bir şekilde eşitlenebilir. Yumuşak kavramanın yanısıra iyi bir temas yüzeyi oluşturarak dengeli bir sürtünme yüzeyi sağlar. Bu sayede daha iyi bir ısı dağılımı ortaya çıkar ve daha iyi bir aşınma performansı sağlanır.

Bu çalışmadan kullanılan karakteristik yük eğrisi disk ölçüm cihazı ile çizdirilmiş ve Şekil 4.7’te verilmiştir. Bu eğrinin çökmeye bağlı kuvvet eğrisi 3.derece bir polinom olarak çıkarılmış, denklem (4.9) elde edilmiş ve debriyaj sistemi matematik modelin disk esneklik kuvvet fonksiyonu olarak ilave edilmiştir.

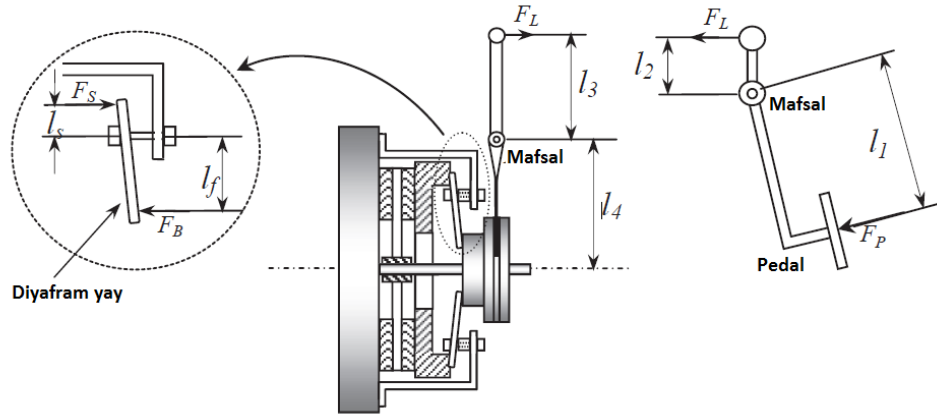
$$y = 39341x^3 - 16280x^2 + 7373,3x - 26 \quad (4.9)$$



Şekil 4.7 Deneysel olarak belirlenen diskin esnekliği ve formülü

4.2 Diyafram Yay

Debiyaj sistemi mekaniği büyük oranda diyafram yayın mekaniği ile anlaşılmaktadır. Diyafram yayın alt ucu baskı plakası ile temas halindedir. Pedala basıldığında baskı bilyası diyafram yayın parmak uçlarına etkir ve baskı plakasının eksenel olarak yukarı gelmesini sağlar (Şekil 4.8).

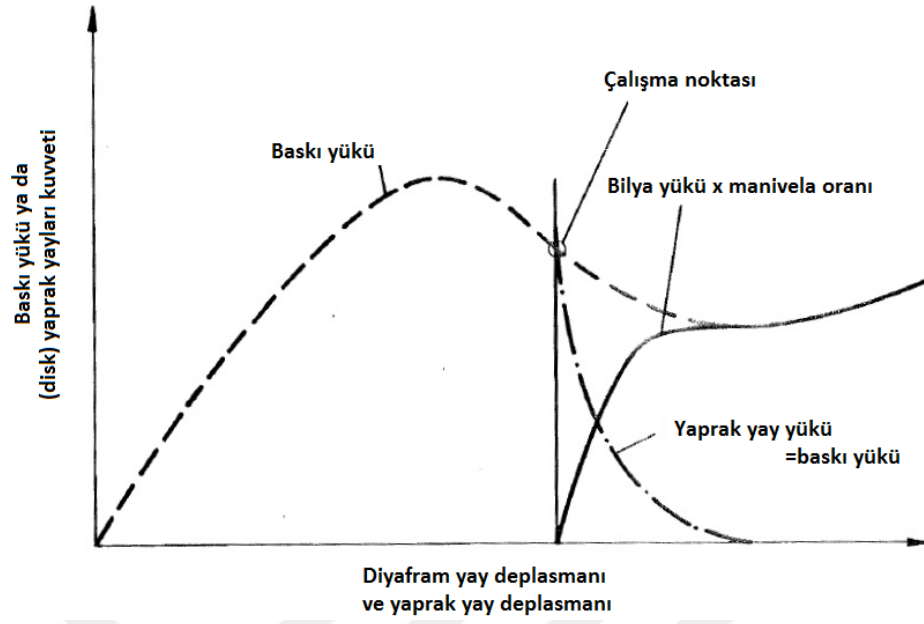


Şekil 4.8 Kavrama sistemi detayı (Crolla ve Mashadi, 2012)

Burada üç kuvvet önemlidir: pedal kuvveti; bilya kuvveti; ve yay kuvveti. Sürücü tarafından uygulanan pedal kuvveti F_p manivela sebebiyle F_1 olarak ortaya çıkar ve kavrama manivelasına aktarılır. Bu kuvvetin de kavrama çatalındaki manivela sayesinde bir kez daha artırılır ve F_B olarak diyafram yay parmaklarına verilir.

Pedala basmıyorken, diyafram yayın deplasman verilerek sıkıştırılması ile ortaya çıkan kuvvet ve disk içindeki yaprak yayların tepki kuvvetin bileşkesi olan baskı kuvveti, mesnet lamalarının kuvvetinden büyük olduğundan motor momenti sağlıklı bir şekilde aktarılır.

Sürücünün debriyajı ayırmasının yegane yolu, debriyaja basması ile oluşturacağı momentin diğer kuvvetlerin bileşke momentlerinden büyük olmasıdır.

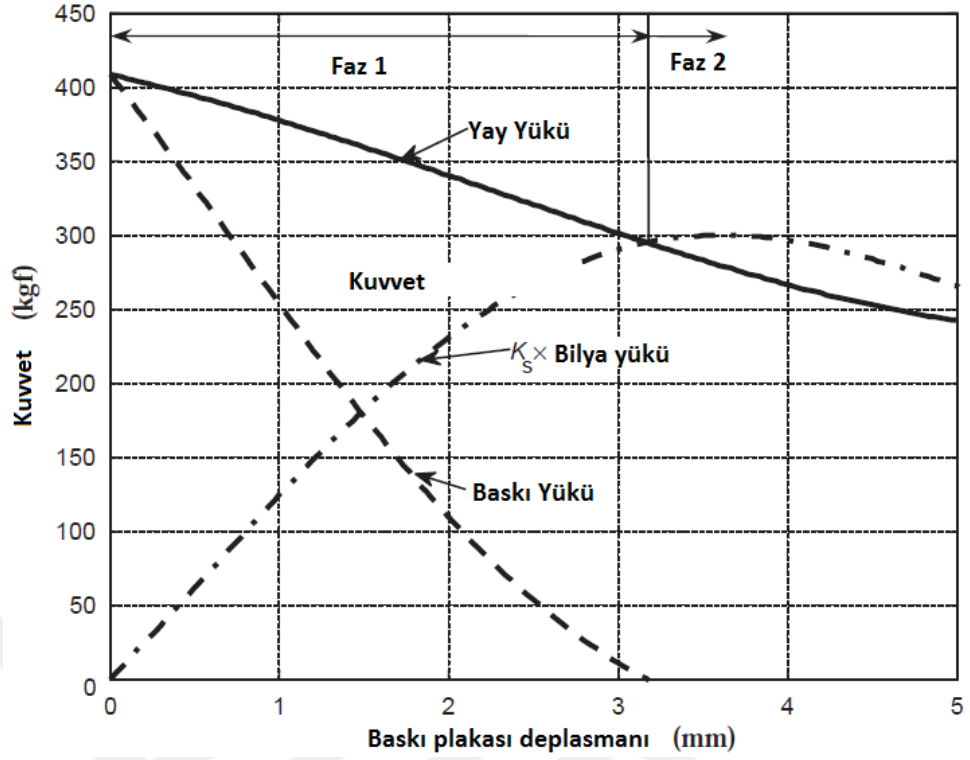


Şekil 4.9 Baskı kuvveti grafiği (Luk, 1986)

- F_s^* : Diyafram yay yükü,
 l_s : Diyafram yay alt mesnet noktasının dönme merkezine mesafesi,
 F_b : Bilya yükü,
 l_b : Bilya temas noktasının dönme merkezine mesafesi,
 F_l : Disk içindeki (Leaf) yaprak yayların yükü,
 F_m : Mesnet Lamaları yükü,
 F_c : Baskı kuvveti

Olmak üzere baskı mekaniğini veren ifade,

$$F_s * l_s - F_b * l_b - F_m * l_s - F_l * l_s = F_c * l_s \quad (4.10)$$



Şekil 4.10 Baskı kuvveti diyagramı (Crolla ve Mashadi, 2012)

Sürücü pedala bastığı anda F_b kuvvetini artırmak şartıyla baskı yükünü azaltmaya başlar. Bu azalma disk içindeki yaprak yayların üzerindeki baskıyı/ön gerilmeyi sıfırlanana kadar azaltır. Bu azalma sürecinde şanzımana halen daha motor tahriki vardır, zira baskı kuvveti sıfırlanmamıştır. Buraya kadarki kısım faz bir olarak nitelendirilebilir. Bu bölümde geçerli olan formül,

$$F_s * l_s - F_b * l_B - F_m * l_s - F_l * l_s = F_c * l_s \quad (4.11)$$

Faz iki de ise baskı yükü tamamen kesilmiştir, artık şanzıman ve motor arasında hiç bir mekanik iletişim söz konusu değildir. Bu fazda F_1 ve F_c kuvvetleri sıfır olduğundan geçerli olan formül,

$$F_s * l_s - F_b * l_B - F_m * l_s = F_c * l_s \quad (4.12)$$

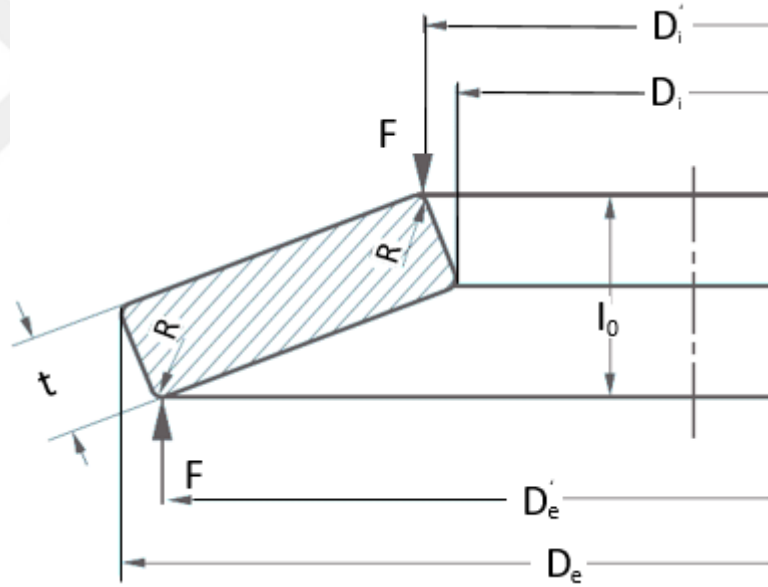
Haline gelir. Bir başka deyişle, sürücü pedala bastıkça diyafram yay üzerindeki kuvvete etki eder. Burada dikkat edilmesi gereken husus, F_m mesnet laması kuvvetinin

ve F_s^* diyafram yay kuvvetlerinin değerleri baskı plakasının hareket ettikçe değişiyor olmasıdır. Bu yüzden tablo halinde inceleme yapılacaktır.

DIN 2093 disk yayları 3 ana üretim grubu altında sınıflandırmıştır,

- 1- kalınlığı 1,25 mm den az olan disk yaylar
- 2- 2: kalınlığı 1,25 mm ile 6 mm arasında olan disk yaylar
- 3- 3: kalınlığı 6 mm ile 14 mm arasında olan disk yaylar.

Diyafram yayların karakteristiğinin hesaplanması için Almen ve László nun geliştirmiş olduğu matematiksel model DIN 2092 standardının temelini oluşturmaktadır. Bu standarda göre ve DIN 2093'e göre ikinci gruba giren diyafram yayların karakteristiği Tablo 4.2'de gösterildiği gibi hesaplanmaktadır. (Adolf Schnorr GmbH, 2003)



şekil 4.11 Diyafram yay kesiti (Adolf Schnorr GmbH, 2003)

$$D_m = \frac{D_0 - D_i}{\ln(D_e/D_i)} \quad (4.13)$$

Tablo 4.2 Diyafram yay hesaplamaları

D_0	Dış çap (mm) – D_e olarak da gösterilmektedir
D_i	İç çap (mm)
D_m	Dönme merkezinin çapı (mm) $D_m = \frac{D_0 - D_i}{\ln(D_e/D_i)}$
E	Elastisite modülü (N/mm ²)
l_0	Serbest yay yüksekliği (mm)
t	Yay kalınlığı (mm)
h_0	Serbest yayın koni yüksekliği (mm) $h_0 = l_0 - t$
δ	Çap oranı $\delta = D_0/D_i$
s	Deplasman (mm)
μ	Poisson oranı (yay çeliği için 0,3 alınabilir)
K_1	Yay sabiti $K_1 = \frac{1}{\pi} * \frac{\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2}{\left(\frac{\delta+1}{\delta-1} - \frac{2}{\ln\delta}\right)}$
F_s^*	Yay Kuvveti $F_s^* = \frac{4E}{1-\mu^2} * \frac{t^4}{K_1 * D_e^2} * \frac{s}{t} * \left[\left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{t} \right) * \left(\frac{h_0}{t} - \frac{h_0}{2t} \right) + 1 \right]$
M	Kuvvet Çarpanı $\frac{D_e - D_i}{D_e' - D_i'}$

Tablo 4.3 Diyafram yay verilerinin işlenmesi

D_e	222,6 mm
D_i	176,6 mm
E	210000 N/mm ²
l_o	7,88 mm
t	2,88 mm
s	Deplasman (mm)
μ	0,3

Tablo 4.3'te verilen ölçüler Tablo 4.2'de verilen formüllerde yerine konduğunda dönme merkezinin çapı,

$$D_m = \frac{222,6 - 176,6}{\ln(222,6/176,6)} = 198,71 \text{ mm} \quad (4.14)$$

olarak bulunurken, serbest yayın koni yüksekliği,

$$h_0 = 7,88 - 2,88 = 5 \text{ mm} \quad (4.15)$$

olarak bulunurken, çap oranı,

$$\delta = 222,6/176,6 = 1,26 \quad (4.16)$$

olarak bulunurken, yay sabiti,

$$K_1 = \frac{1}{\pi} * \frac{\left(\frac{1,26-1}{1,26}\right)^2}{\left(\frac{1,26+1}{1,26-1} - \frac{2}{\ln 1,26}\right)} = 0,35 \quad (4.17)$$

olarak bulunurken, yay kuvveti ise alttaki ifade ile bulunur,

$$F_s^* = \frac{4E}{1 - \mu^2} * \frac{t^4}{K_1 * D_e^2} * \frac{s}{t} * \left[\left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{t} \right) * \left(\frac{h_0}{t} - \frac{h_0}{2t} \right) + 1 \right] \quad (4.18)$$

Tablo 4.4 Excel'de parametrelerin hesaplanması

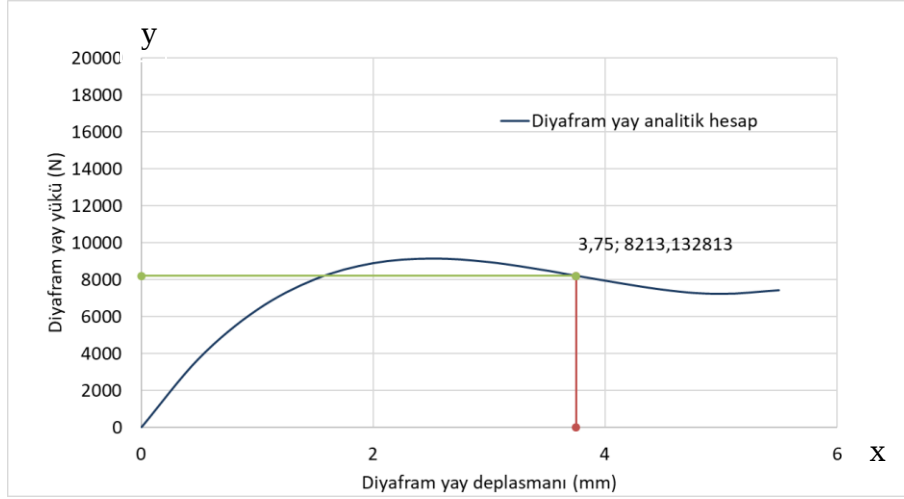
α	0,35	D_e	222,6 mm
h_0	5,1 mm	D_e'	213,67 mm
δ	1,26	E	210000 N/mm ²
t	2,88 mm	μ	0,3
l_0	7,88 mm	D_i	176,6 mm
M	1,29	D_i'	178 mm

Tablo 4.5 Diyafram yay kuvvetinin belirlenmesi

1. ifade	2. ifade	3. ifade	4. ifade	De çapındaki deplasman	De çapındaki kuvvet	Kuvvet çarpanı	De' çapındaki deplasman	De' çapındaki kuvvet
9E+05	0,003514306	0	4,318	0,0 mm	0,00 N	1,2933	0	0,00 N
9E+05	0,003514306	0,475	3,133	1,0 mm	4826,43 N	1,2933	1,32973788	6241,82 N
9E+05	0,003514306	0,95	2,174	2,0 mm	6697,38 N	1,2933	2,65947576	8661,45 N
9E+05	0,003514306	1,425	1,44	3,0 mm	6655,22 N	1,2933	3,98921364	8606,92 N
9E+05	0,003514306	1,9	0,932	4,0 mm	5742,33 N	1,2933	5,31895152	7426,31 N
9E+05	0,003514306	2,375	0,649	5,0 mm	5001,06 N	1,2933	6,6486894	6467,67 N
9E+05	0,003514306	2,849	0,592	6,0 mm	5473,81 N	1,2933	7,97842728	7079,05 N
9E+05	0,003514306	3,324	0,761	7,0 mm	8202,93 N	1,2933	9,30816516	10608,51 N
9E+05	0,003514306	3,799	1,155	8,0 mm	14230,81 N	1,2933	10,637903	18404,11 N
9E+05	0,003514306	4,274	1,774	9,0 mm	24599,80 N	1,2933	11,9676409	31813,90 N
9E+05	0,003514306	4,749	2,619	10,0 mm	40352,29 N	1,2933	13,2973788	52185,94 N

Tablo 4.5'te elde edilen ve yeşil renkte işaretli kuvvet ve deplasman bilgileri baskı plakasının deplasmanını ve buna karşılık diyafram yay parçasının oluşturduğu tepkiyi ifade etmektedir. Bu analitik hesaplamalardan elde edilen 3. derece bir polinom olan denklem (4.19) debriyaj sisteminin kuvvet dengesinde kullanılacaktır.

$$y = 222,68x^3 - 2585,1x^2 + 8602,3x + (3E - 09) \quad (4.19)$$



Şekil 4.12 Diyafram yay kuvvet eğrisi

Kafesin volana montajlanmasıyla 3,75 mm sıkılan cıvatalar, baskı plakasında dolayısıyla diyafram yayın alt mesnet noktasında da 3,75 mm ön gerilme uygular. Bu durumda diyafram yay yükü F_s^* : 8213,13 N'dur.

4.3 Mesnet Laması

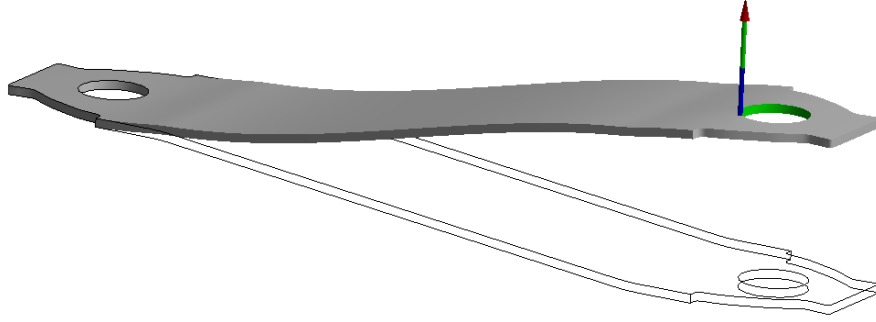
Mesnet lamaları baskı plakasını baskı diskinden uzaklaştıran yegane bileşendir. Bu sebeple baskı kuvvetine zıt yönlü çalışması gerekmektedir. Bunu sağlamanın yolu ön gerilmeli olarak debriyaj kompleksine montajlanmasından geçer.

Bu çalışmada 2 adet mesnet laması üst üste montajlanarak mesnet laması seti oluşturulmuştur. Bu mesnet laması seti 3 adet ve 120° açılı simetrik olarak debriyaj çevresine konuşlandırılmıştır. Böylece komple debriyaj sisteminde 6 adet mesnet laması vardır.

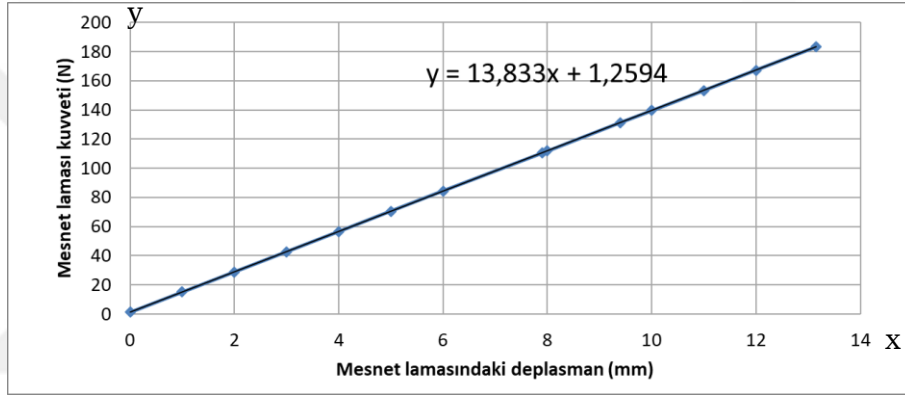
Mesnet lamaları boyutlandırılması baskı plakası-kafes-mesnet laması grubunun üretim açısından kolaylığı, mesnet lamasının plastik deformasyona uğramaması ve diyafram yaya verilecek ön gerilme miktarları esas alınarak belirlenmiştir. 120° modelde 2 adet mesnet lamasına verilen ön gerilme 9,4 mm olarak belirlenmiştir.

Toplamda 2 adet mesnet lamasına 9,4 mm olarak ön gerilme verilmiş olup, bu ön gerilmeye karşılık gelen kuvvet ansys yazılımınca okunmuştur. Bu kuvvet grafiğinden de çökme-kuvvet denklemi olan denklem (4.20) elde edilmiştir.

$$y = 13,833x + 1,2594 \quad (4.20)$$



Şekil 4.13 Mesnet laması ön gerilmesi



Şekil 4.14 Mesnet laması kuvvet-deplasman grafiği

2 adet mesnet lamasının 9,4 mm çökmeye karşılık oluşturduğu tepki kuvveti 131,89 N'dur. Baskı plakasına montajlanan 6 adet mesnet laması olduğu dikkate alındığında, baskı plakasını diskten ayırmak için uygulanan mesnet laması kuvveti 394 N olarak ortaya çıkar.

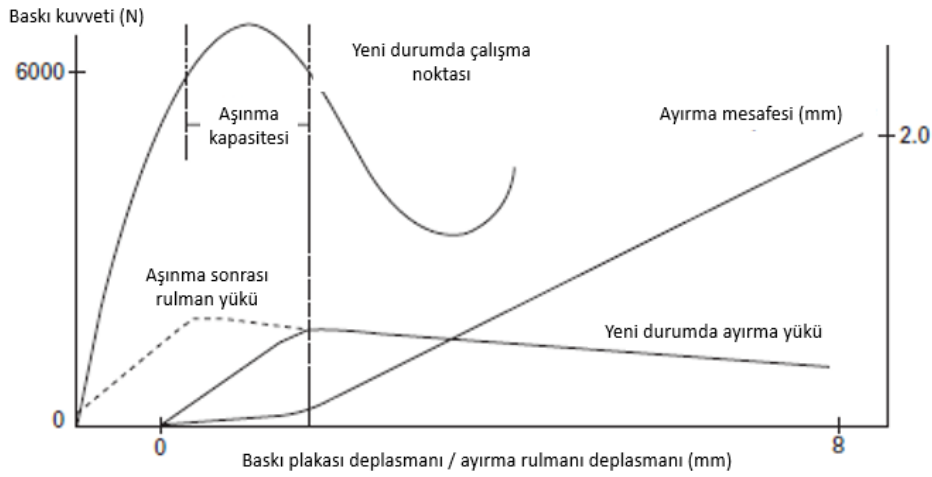
Kurgulanan sistemde 3,75 mm araca montajlandığında mesnet lamalarının ön gerilmesi de 9,4 mm olması için debriyaj sistemi analizinde mesnet lamaları ilk adımda 13,15 mm ön gerilmeye montajlanacaktır.

BÖLÜM BEŞ

AYAR MEKANİZMASI BİLEŞENLERİNİN BOYUTLANDIRILMASI VE TAYİNİ

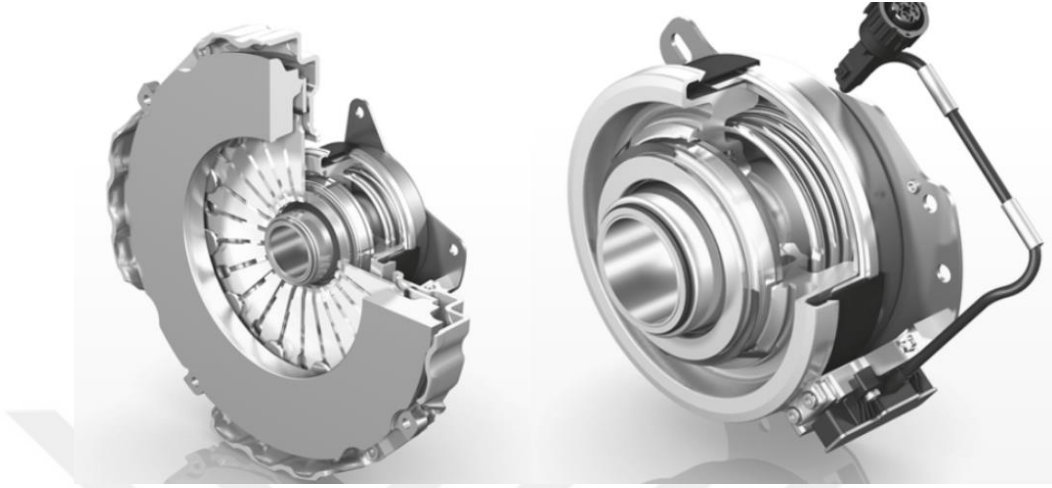
5.1 Ayar Mekanizmasının Gerekliliği

Diyafram yaylı kavramaların en olumsuz etkisi tıpkı en olumlu etkisinde de gözlemlendiği gibi yine kuvvet karakteristiğinden kaynaklanmaktadır. Örneğin bu çalışmada 3,75 mm ön gerilme verilmesiyle, 8213,13 N baskı kuvveti oluşturan bu parça balata aşındıkça diyafram yayın ön gerilmesi azalacağından baskı kuvveti de artar, buna karşın sürücünün ayırmak için uyguladığı karşı kuvvette artar. Bu kuvvet artışı diyafram yay manivela oranı ve pedal oranı göz önüne alınırsa diyafram yay yapısındaki bu kuvvet artışı sürücü tarafına ciddi bir kuvvet artışı olarak yansımaktadır.



Şekil 5.1 Aşınma durumunda rulman yükü ve baskı yükü değişimi (Rahnejat, 2010)

Dolayısıyla bu hacmin tamamlanma süresi de artar. Bu durum da debriyaj balatası aşındıkça ayırma ve kapanma sürelerini artırarak sürücüye olumsuzluk yaratır.



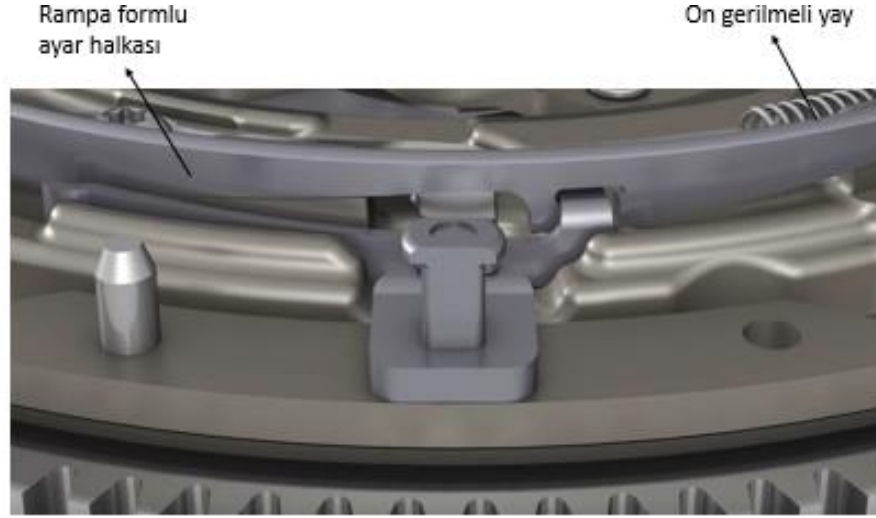
Şekil 5.4 a) ZF firması çekme tip kavraması b) ZF firması debriyaj tahrik etici silindiri (ZF, b.t.)

Bu olumsuzlukların bertaraf edilerek hem konfor hem de araç performansının ilk günkü gibi tutulabilmesi açısından debriyaj diyafram yayının pozisyonunun ilk günkü gibi tutulması maksadıyla otomatik ayarlı debriyaj mekanizmaları kullanılmaktadır.

Debriyaj firmalarının birbirinden farklı otomatik ayarlı debriyaj çözümleri olmasına rağmen, diyafram yay pozisyonunu ayarlamanın yegane yolu mesnet noktalarını değiştirmektir. Debriyaj firmaları üst mesnet noktası ve baskı plakası destek noktasında çeşitli mekanizmalarla değişiklik sağlayarak diyafram yay pozisyonunu değiştirmektedir.

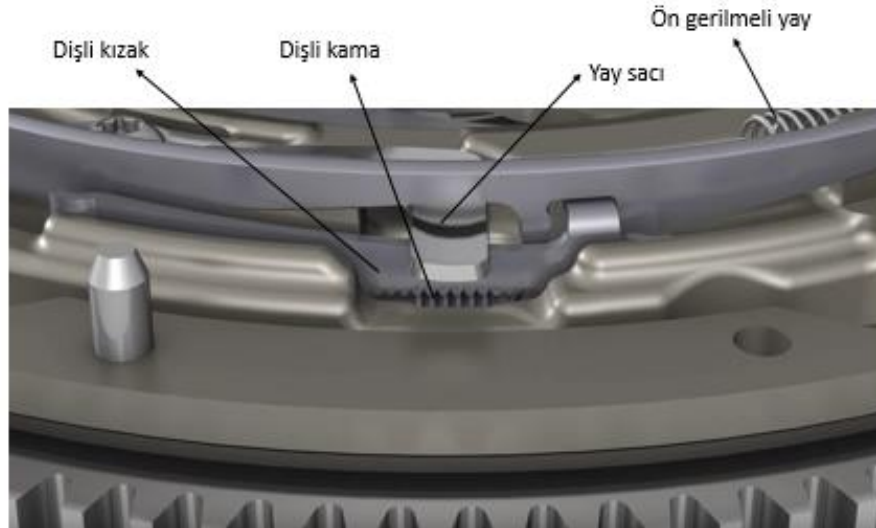
5.1.1 ZF Markasına Ait Otomatik Ayarlı Kavrama Uygulaması, Xtend Modeli

ZF firmasının ayarlı debriyaj sisteminde baskı plakasının diyafram yay temas noktasında rampa formlu bir ayar halkası konmuştur. Bu rampa ön gerilmeli bir yay sayesinde ortaya çıkan kuvvetle saat ibresi tersi yönde çekilmek üzere zorlanmaktadır. Sürücü pedala bastığında bu rampanın dönmesini engelleyen parça ise dişli forma sahip bir durdurma parçasıdır (dişli kızak). Bu durdurma parçası üstten ön gerilmeli bir sac parça (yay sacı) vasıtasıyla kuvvet altında tutulmaktadır. Bu sayede dişler temas halinde olduğundan ve dişli parçanın üzerinde yük olduğundan sistem sabittir, her hangi bir mekanizma çalışmamaktadır (Şekil 5.5).



Şekil 5.5 Zf firmasının Xtend isimli ayarlı debriyajı-1 (ZF, b.t.)

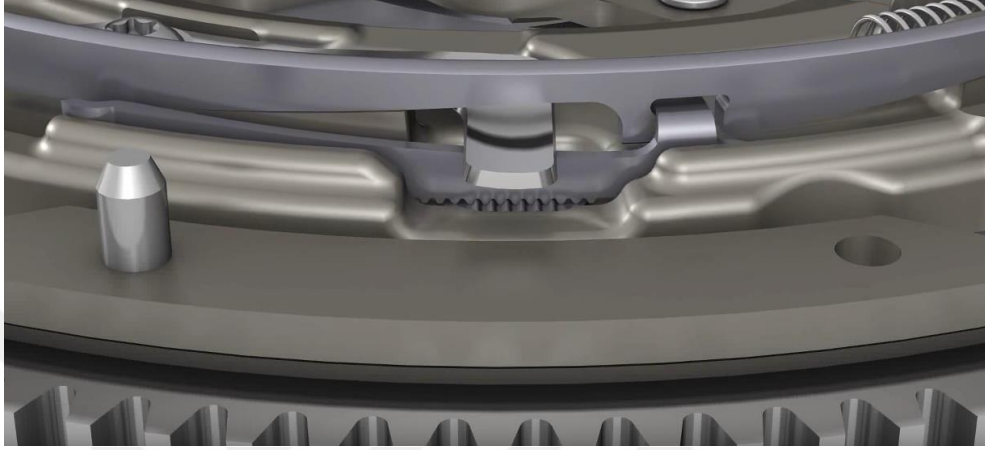
Debriyaj diski veya sürtünme elemanı belirli bir miktar aşındığında dişli kızağa üstten kuvvet uygulayan yay sacı volan üstüne sabitlenen dayama parçasına (dişli kama) temas eder. Bu yüzden dişli kızak üzerindeki yük kaldırılır. Bu yükün kaldırılmasıyla dişli kızak çekilerek bu parça saat ibresi tersi yönde hareket serbestliğine kavuşur, ta ki ayar halkasındaki pencereye dayanana dek (Şekil 5.6).



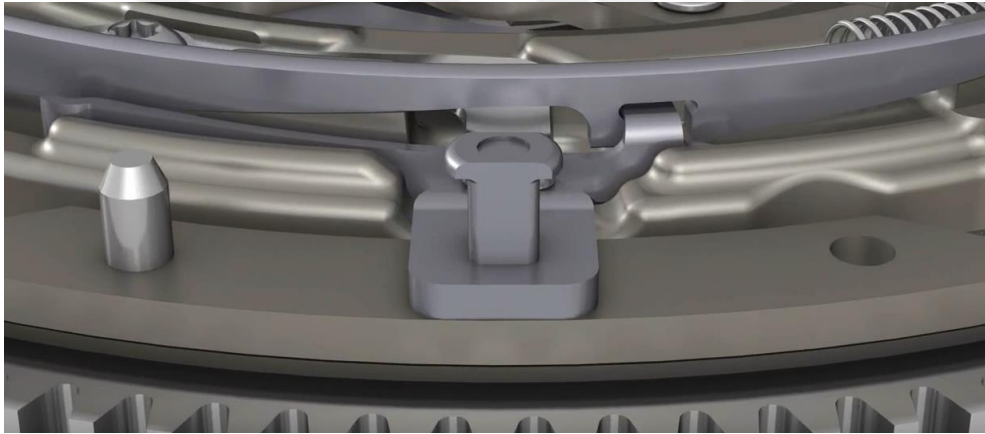
Şekil 5.6 Zf firmasının Xtend isimli ayarlı debriyajı-2 (ZF, b.t.)

Sürücü tekrar debriyaja bastığında baskı plakasını diskten uzaklaştırınca yay vazifesi gören sac parçayı da dayama parçasından uzaklaştırır. Böylece yay sacı tekrar

dişli kızak parçasına dik kuvvet uygulayarak kuvvet bağlı eleman çifti oluşturur ve hareketini kısıtlar. Artık tasarlanan aşınma frekasındaki miktar kadar aşınma telafi edilmiştir ve sürücü debriyaja basmasına rağmen ayar mekanizmasında her hangi bir hareket söz konusu değildir (Şekil 5.7, Şekil 5.8).



Şekil 5.7 Zf firmasının Xtend isimli ayarlı debriyajı-3 (ZF, b.t.)



Şekil 5.8 Zf firmasının Xtend isimli ayarlı debriyajı-4 (ZF, b.t.)

5.1.2 Valeo Markasına Ait Otomatik Ayarlı Kavrama Uygulaması, SAT Modeli

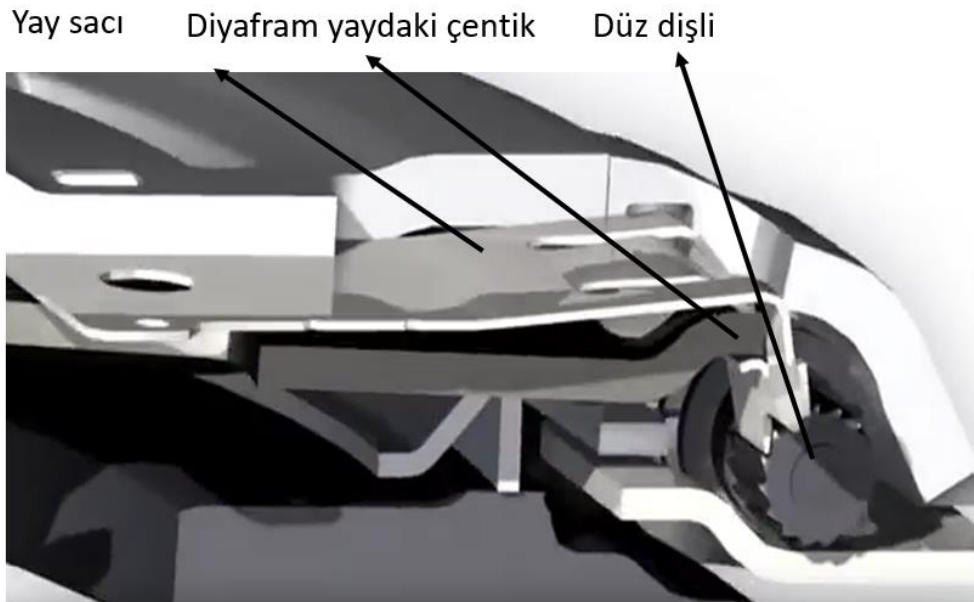
Valeo firmasının ayarlı debriyaj sisteminde de tıpkı ZF firmasında olduğu gibi diyafram yayın baskı plakası tarafındaki mesnet noktasına montajlanan rampa formulu bir ayar halkası sayesinde aşınmaları telafi etmektedir. ZF firmasındaki üründen farklı olarak bu rampanın tetiklenme mekanizması farklıdır. Bu sistemde ayar halkası bir yay vasıtasıyla değil, tamamen konum değişikliklerine göre tetiklenmektedir. Bu konum

değişikliğinin etki ettiği şey, diyafram yayın aşınmayla birlikte yeni bir form almasına istinaden tetiklenmektedir.



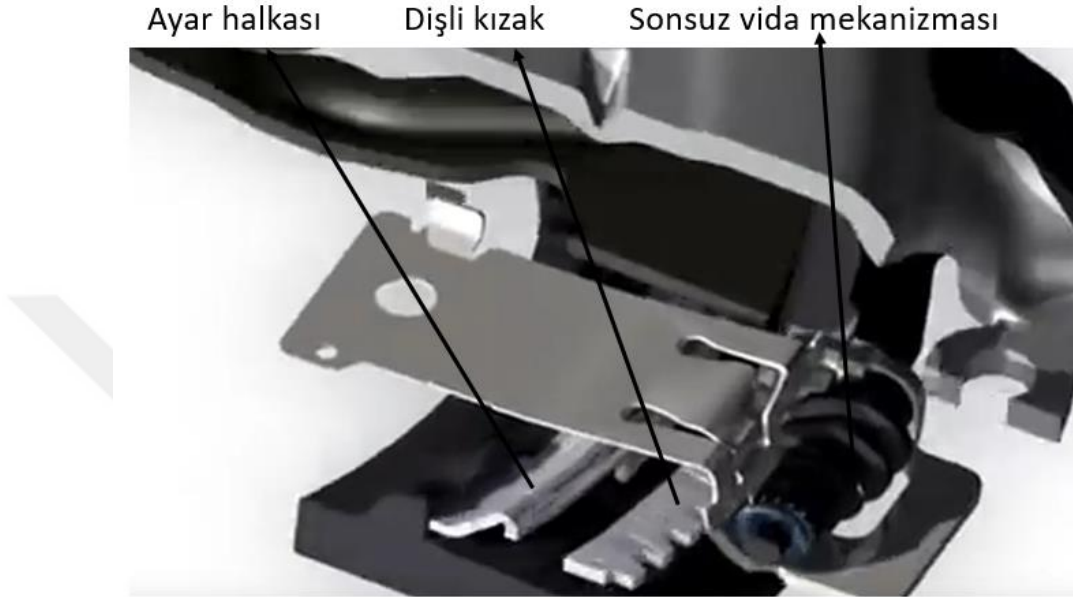
Şekil 5.9 Valeo firmasının SAT isimli ayarlı debriyajı-1 (Valeo, b.t.)

Diyafram yaya işleme sırasında küçük bir çentik bırakılmıştır. Bu çentikli kısım da debriyaj diskinde ortaya çıkan aşınmayla birlikte pozisyon değiştirmektedir. Aşınma oldukça bu çentikli kısım debriyaj kafesine sabitlenmiş bir yay sacına dayanmaktadır. Aşınma oldukça itilen bu yay sacı debriyaj sistemi içine akuple bir düz dişliyi çevirmektedir (Şekil 5.9, Şekil 5.10).



Şekil 5.10 Valeo firmasının SAT isimli ayarlı debriyajı-2 (Valeo, b.t.)

Düz dişli eksine yerleştirilen ve yekpare bir şekilde montajlanan sonsuz vida mekanizması da dişli döndükçe döndürülmektedir. Ayar halkasına perçinlenen ve birlikte yekpare dönüşü sağlanan dişli parça da sonsuz vidayla saat ibresinin tersi yönde tetiklenmektedir. Bu sayede aşınmalar telafi edilmektedir (Şekil 5.11)



Şekil 5.11 Valeo firmasının SAT isimli ayarlı debriyajı-3 (Valeo, b.t.)

5.1.3 Luk Markasına Ait Otomatik Ayarlı Kavrama Uygulaması, SAC Modeli

Luk firmasının ayarlı debriyajı ZF ve Valeo firmalarının ürünlerinden farklı olarak, diyafram yayın üst mesnet noktasında değişiklik yaparak diyafram yay pozisyonunu korumaktadır. Bunu yaparken de diğer firma ürünleriyle benzer olarak bir rampa formu ayar halkası kullanılmaktadır (Şekil 5.12).



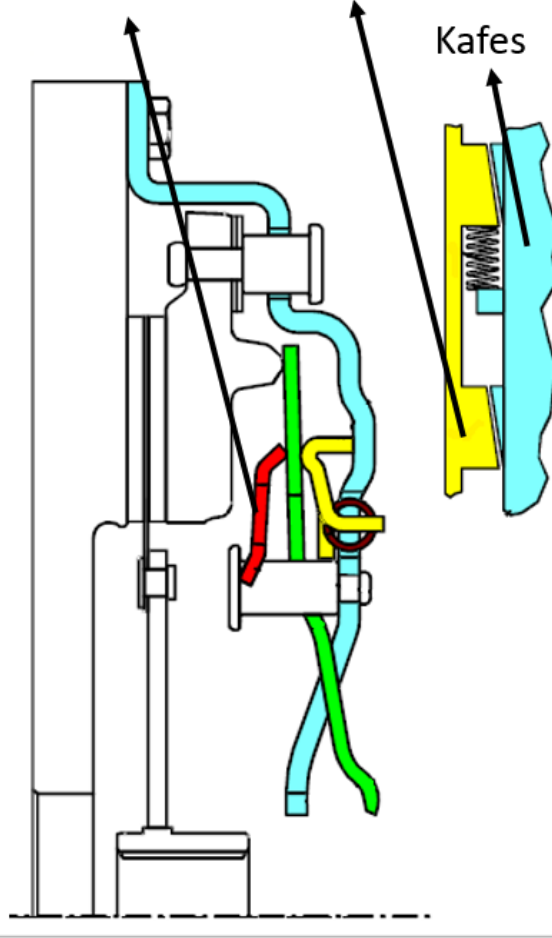
Şekil 5.12 Luk firması SAC isimli ayarlı debriyajı-1 (Luk, 1998)

Yine aynı şekilde ZF ve Valeo firmalarının ürünlerinden farklı olarak Luk firmasının ayarlı debriyajında şekil değişimlerinden önce kuvvet dengesinin değişmesiyle ayar mekanizması tetiklenmektedir.

Progresif karakterli yay

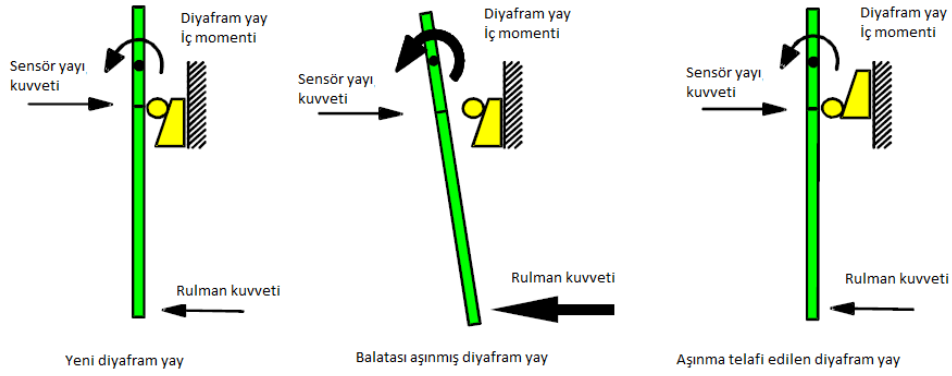
Ayar rampası

Kafes



Şekil 5.13 Luk firması SAC isimli ayarlı debriyajı-2 (Luk, 1998)

Aşınma olduğunda debriyajın iç dengesi değiştiği için ayırma kuvvetinin de gösterdiği artışa istinaden, diyafram yayın alt mesnet noktasındaki progresif karakterli (diyafram yay örneğin) başka bir yayın çökmesine sebep olur. Diyafram yayın alt mesnet halkasındaki bu çökme sayesinde diyafram yay ve üst mesnet halkası arasında çok kısa bir zaman aralığında mesafe ortaya çıkar. Bu mesafe ise aşınma miktarı kadardır ve rampa formu üst ayar halkasının saat ibresi yönde kaydırılmasıyla aşınma telafi edilir (Şekil 5.13, Şekil 5.14).



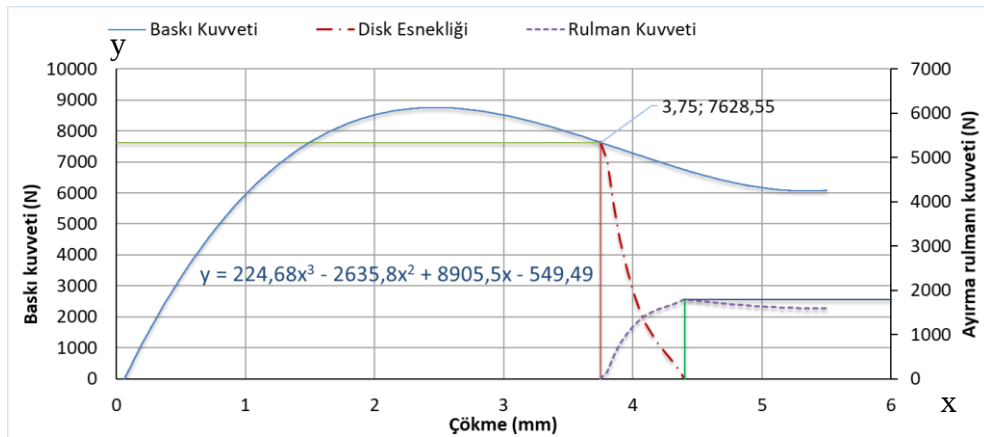
Şekil 5.14 Luk firması SAC isimli ayarlı debriyajı-3 (Luk, 1998)

Bu çalışmada araca uygun debriyaj boyutlandırılması yapılmasının yanı sıra özgün bir tasarım olarak debriyaj içine entegre edilecek otomatik ayar mekanizması boyutlandırılması da yapılacaktır. Bileşenler sonraki bölümlerde ele alınacaktır.

5.2 Debriyaj Sisteminin Matematik Denklemi

Önceki bölümde ortaya konan denklemler debriyaj sistemine ait ana denklem olan denklem ile bütünleştirilerek denklem (5.1) elde edilmiştir. Bu denklemdeki kuvvetler ve çökmeler ile diğer bileşenlerin çökmelerine bağlı kuvvet denklemleri eşleştirilerek, debriyaj sisteminin komple baskı kuvveti-rulman kuvveti-çökme grafiği (Şekil 5.15) ve baskı kuvveti denklemi olan denklem (5.1) ortaya konmuştur.

$$y = 224,68 x^3 - 2635,8x^2 + 8905,5x - 549,5 \quad (5.1)$$

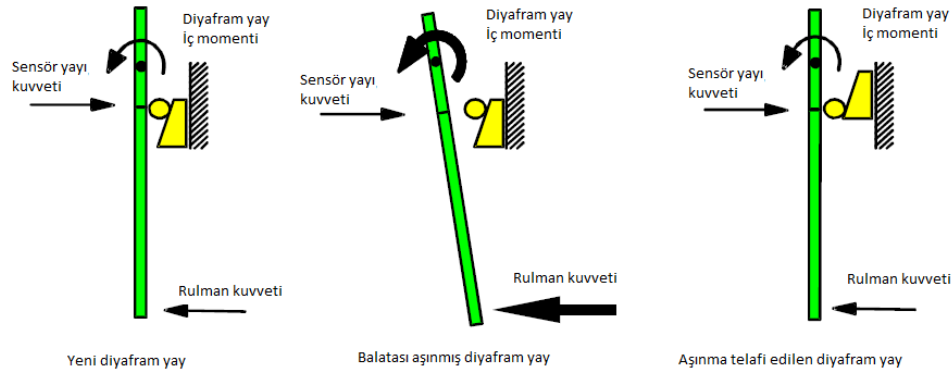


Şekil 5.15 Baskı kuvveti&rulman kuvveti&deplasman&ayırma mesafesi

Ayırma mesafesinin 1,5 mm referanslandığı bu çalışmada, analitik yöntemle kuvvet hesaplaması yapılmıştır. Diyafram yaydaki, mesnet lamasındaki ve disk içindeki yaprak yayların çökmeleri ile elde edilen kuvvet denklemleri grafikte işlenmiştir. Burada baskı kuvvetinden referanslanan bir çalışma yapıldığından dolayı rulman kuvvetinin etki ettiği diyafram yay parmaklarının gerçeğinin aksine lineer hareket yapıyormuş gibi görünmektedir. Ancak gerçekte diyafram yay parmakları ankastre bir kiriş gibi davranacağından 1,5 mm ayırmayı sağlayacak rulman hareketi, grafikte verilen 5,55 mm ile sağlanamayacaktır. Diyafram yay parmaklarının ankastre bir kiriş gibi hareket etmesinden kaynaklı olarak 5,55 mm'den fazla bir çökmeyle bu ayırma mesafesi sağlanabilir. Deneysel testler ve analiz sonuçlarıyla bu değer gelecek bölümlerde ifade edilecektir.

5.3 Otomatik Ayar Mekanizmasının Boyutlandırılması

Otomatik ayar mekanizmasının işlevi balata aşındıkça, aşınma miktarı kadar diyafram yay mesnet noktalarını kaydırmak suretiyle diyafram yayı eski pozisyonuna çekmektir. Bu sayede diyafram yay aşınma olsa bile pozisyonunu koruyarak baskı kuvvetini, pedal kuvvetini, ayırma rulmanındaki çökme miktarını sabit tutar.



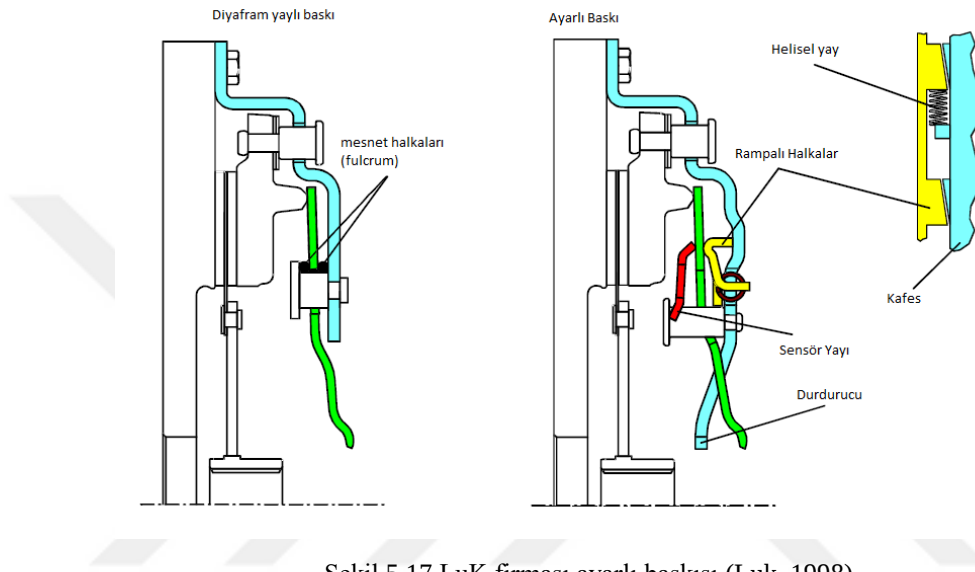
Şekil 5.16 Ayarlı baskı yeni ve aşınmış diyafram yay pozisyonu (Luk, 1998)

Ayarlı baskının en önemli kriterleri şöyledir,

- Balatada aşınma yoksa eğer aşınma varmışçasına ayar mekanizması çalışmamalıdır,
- Balatada aşınma miktarından daha fazla telafi yapılmamalıdır,
- Aşınma varsa ayar mekanizması aşınma miktarını telafi etmelidir.

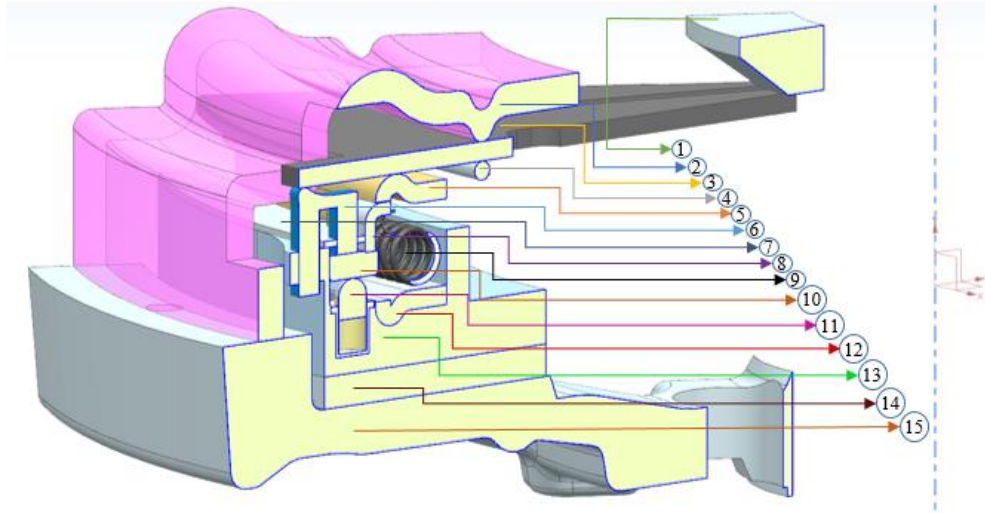
Bu üç kriter bir ayarlı baskının sağlaması gereken mutlak kriterlerdir. Eğer balatada aşınma yoksa ve sistem devreye girip aşınma varmış gibi telafi uygularsa diyafram yay daha fazla çökmeye uğrayacağından, baskı yükü düşer. Bu durum düşük baskı yükü kaynaklı balata yanmalarına sebep olur.

5.4 Ayarlı Baskı Bileşenleri



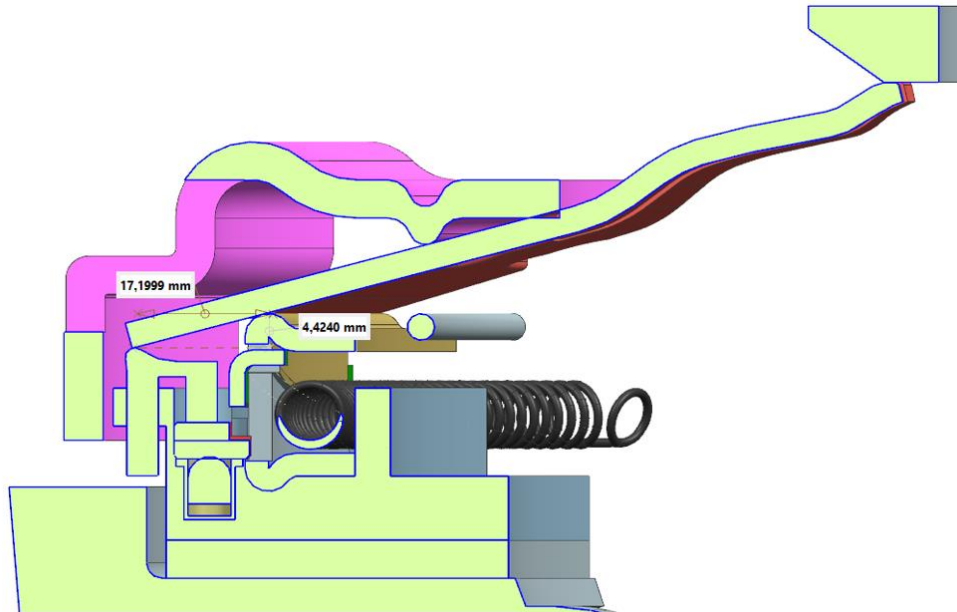
Şekil 5.17 LuK firması ayarlı baskısı (Luk, 1998)

Ayar mekanizması birbirine zıt çalışan rampalı yüzeylerden ve bir takım yaylardan ibarettir. Ön gerilmeli olarak montajlanan yaylar üst aşınma rampasını hareket ettirerek aşınmayı telafi eder.



Şekil 5.18 Tasarlanan ayarlı baskının bileşenleri 1: Rulman, 2: kafes, 3: diyafram yay, 4: fulcrum ring, 5: üst ayar halkası, 6: manivela tetiği, 7: kızak tutucu, 8: çentikli kızak, 9: geri getirme yayı, 10: çentikli kızak tutucu, 11: bilyalı kovan, 12: alt ayar halkası, 13: baskı plakası, 14: baskı disk, 15: volan, 16: kızak geri getirme yayı

Debriyaj diskinde aşınma oldukça diyafram yayın bir tarafına işlenen çıkıntılı kısmın da pozisyonu değişecektir. Böylece 6 numaralı parça (manivela tetiği) tetiklenecek ve çentikli kızak tutucuyu çentikli kızaktan uzaklaştıracaktır. Baskı plakasının mesnet noktası ve manivela tetiğinin arasındaki mesafe yaklaşık 4,4 mm oran oluşturmaktadır (Şekil 5.19)



Şekil 5.19 Manivela tetiği oranı

5.4.1 Üst Ayar Halkası ve Üst Ayar Halkası Geri Getirme Yayının Tayini

Diyafram yay üzerindeki kuvvet 9 kN mertebelerindedir. Metal-metal sürtünme kuvvetinin 0,5 olduğu kabul edilirse aşınma rampasının hareketini sağlamak için 4500 N kuvvet gereklidir. Bu kuvveti uygulayacak helisel yayın boyutlandırılması ve baskı içine montajlanması zor olacağından baskı yükünün en az olduğu anda bu yayın devreye girmesi ve rampayı hareket ettirmesi doğru olacaktır.

Bu çalışmada aşınma frekansı 0,3 mm olarak belirlenmiştir. Bu frekans üst ayar halkasının 1° açısal dönmesi sayesinde sağlanmıştır. 3 mm aşınma kapasitesi belirlenen ayarlı debriyaj ömrünü üst ayar halkası 10° saat ibresi tersi yönde döndüğünde tamamlayacak şekilde tasarlanmıştır.

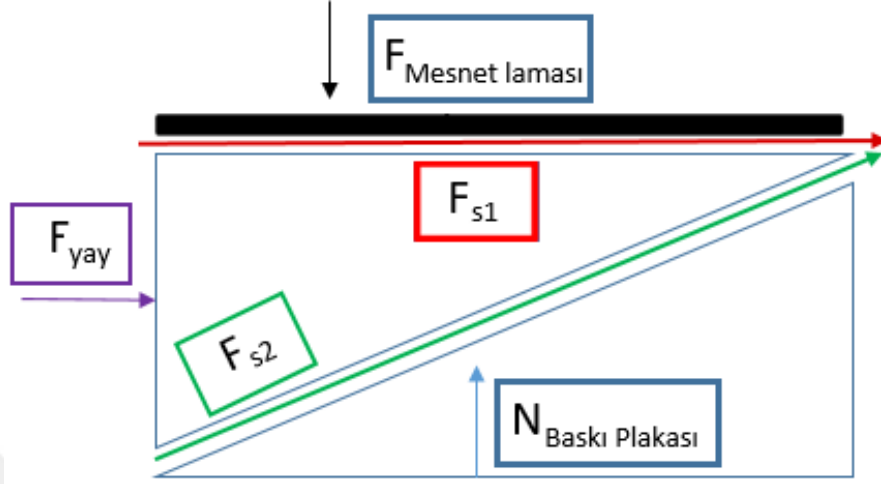
Rampa üzerindeki normal kuvvetin en küçük olduğu an sürücünün pedala sonuna kadar basarak debriyajı tamamen ayırdığı andır. Bu anda baskı yükü, yaprak yay yükü tamamen yoktur, tek etki eden kuvvet mesnet lamalarıdır. Ayrıca mesnet lamaları da en düşük tepki kuvvetindedir. Mesnet lamalarının tepki kuvveti denklem (4.20) ile belirtilmişti. 9,4 mm ön gerilme verilen mesnet lamalarından 1,5 mm olan ayırma mesafesi çıkarıldığında 7,9 mm olarak ayırma anındaki mesnet lamalarının ön-gerilme kuvvetleri bulunur:

$$y (kuvvet) = (13,833 * 7,9 + 1,2594) \quad (5.2)$$

120° modeldeki 2 mesnet laması sürücü pedala sonuna kadar bastığı anda 110,54 N kuvvet ile baskı plakasını ayırma yönünde çekmektedir. 6 mesnet laması ise bu anda 331,6 N normal kuvvet ihtiva etmektedir.

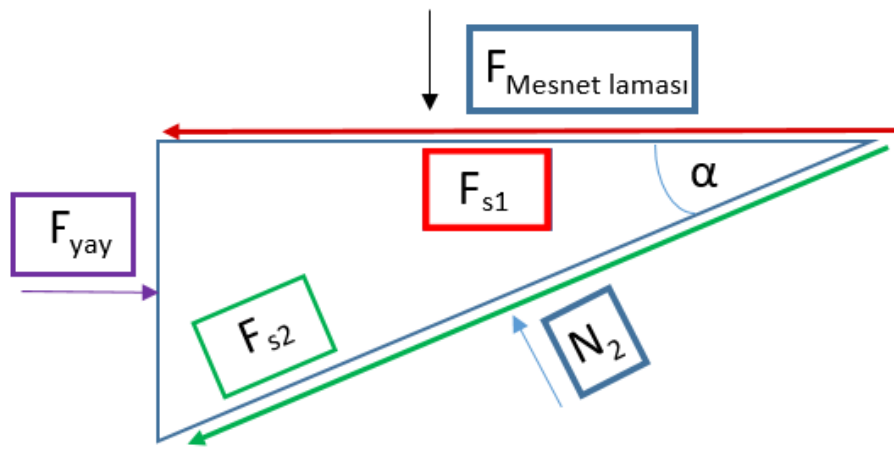
Üst ayar halkasının alt ayar halkası ile arasındaki sürtünme kuvveti (F_{S2}) ve baskı plakası ile diyafram yay arasındaki sürtünme kuvveti (F_{S1}) bu sisteme ilave edilmiştir. Şekil 5.20’da verilen serbest cisim diyagramında $F_{\text{mesnet laması}}$ olarak belirtilen kuvvet sürücünün pedala basarak tam ayırmayı sağladığı anda mesnet lamaları üzerindeki ön gerilme kuvvetiyken, $N_{\text{baskı plakası}}$ kuvveti de baskı plakasından gelen tepki kuvvetidir.

Bu sistemi komple dengede tutan bileşkeden de $N_{\text{baskı kuvveti}} = F_{\text{mesnet laması}} = 331,6$ N'dur.



Şekil 5.20 Ayar halkaları grubu serbest cisim diyagramı

Şekil 5.21 'de verilen serbest cisim diyagramından hareketle x ve y eksenlerindeki statik denge denklemleri ortaya konarak üst ayar halkasını hareket ettirebilecek minimum F_{yay} kuvveti çıkarılacaktır.



Şekil 5.21 Üst ayar halkası serbest cisim diyagramı

Bu denklemlerdeki sabit veriler alttakilerdir,

$\mu:0,5$,

$N_{\text{baskı kuvveti}} = F_{\text{mesnet laması}} = 331,6$ N,

$$\sum F_x = 0 \quad (5.3)$$

$$F_{yay} - F_{s2} * \cos(10^\circ) - F_{s1} - N_2 * \sin(10^\circ) = 0 \quad (5.4)$$

$$F_{yay} - \mu * N_2 * \cos(10^\circ) - \mu * N_{mesnet \text{ laması}} - N_2 * \sin(10^\circ) = 0 \quad (5.5)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (5.6)$$

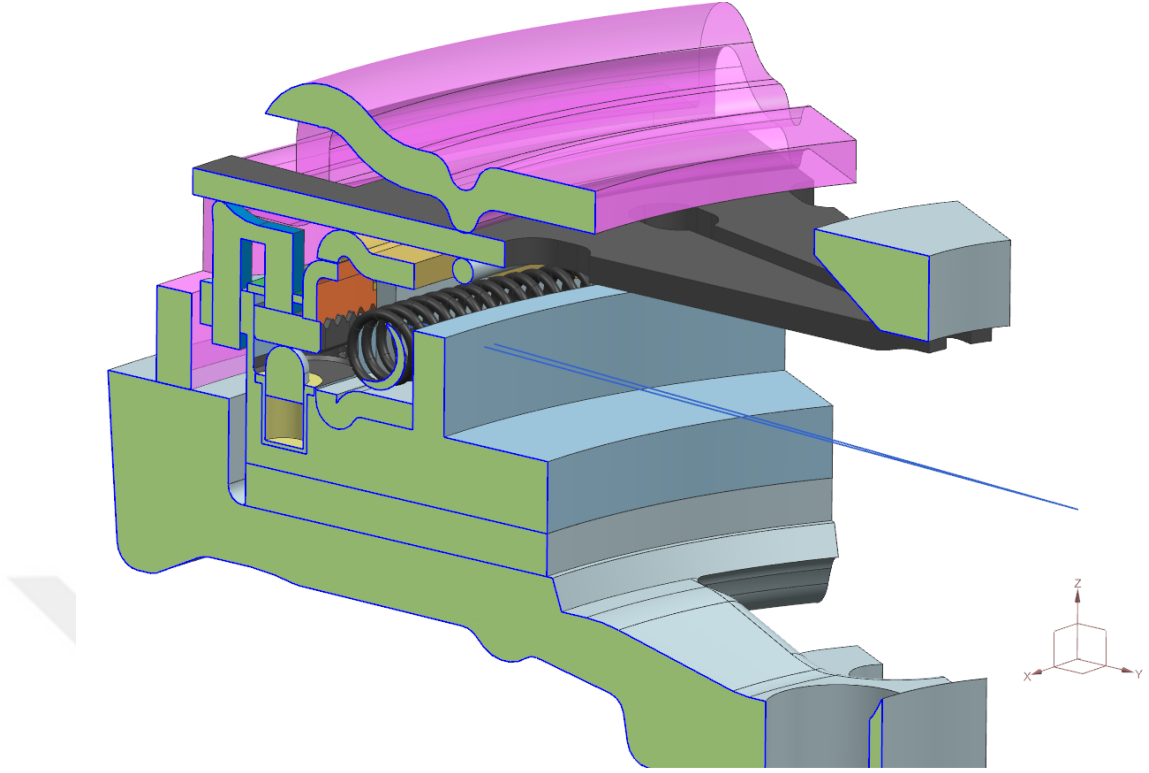
$$N_2 * \cos(10^\circ) - N_{mesnet \text{ laması}} - F_{s2} * \sin(10^\circ) = 0 \quad (5.7)$$

$$N_2 * \cos(10^\circ) - N_{mesnet \text{ laması}} - \mu * N_2 * \sin(10^\circ) = 0 \quad (5.8)$$

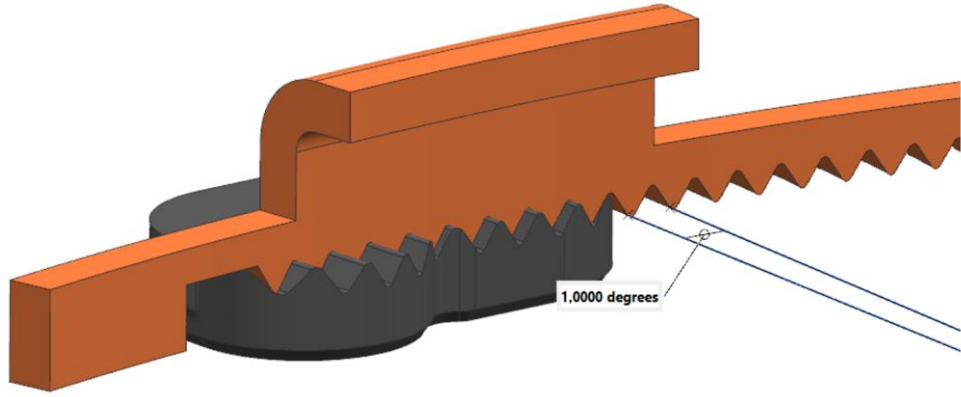
Denklem (5.5) ve denklem (5.8)'in ortak çözülmesiyle bilinmeyen olarak verilen N_2 ve F_{yay} değerleri elde edilir. N_2 değeri 369,2 N iken esas uygulanması gereken F_{yay} değeri 413,6 N olarak elde edilir. 440 N ön gerilmeli yay uygulanması uygundur.

5.4.2 Çentikli kızak ve Çentikli Kama Parçalarının Boyutlandırılması

Debriyaj diskinin 0,3 mm aşınması durumunda manivela tetiği ise 1,4 mm çökmeye uğrar. Manivela tetiğinin 1,4 mm çökmesiyle, çentikli kızak ve kızak tutucu arasındaki temas kesilir ve üst ayar halkasıyla kızak arasında bağlı ön gerilmeli yay sayesinde kızak saat ibresi tersi yönde hareket serbestisine kavuşur (Şekil 5.22, Şekil 5.23). Bu anda sürücü debriyaja basmadığından üst ayar halkasının üzerinde diyafram yükü vardır, sürtünme sebebiyle üst ayar halkası hareket etmez.

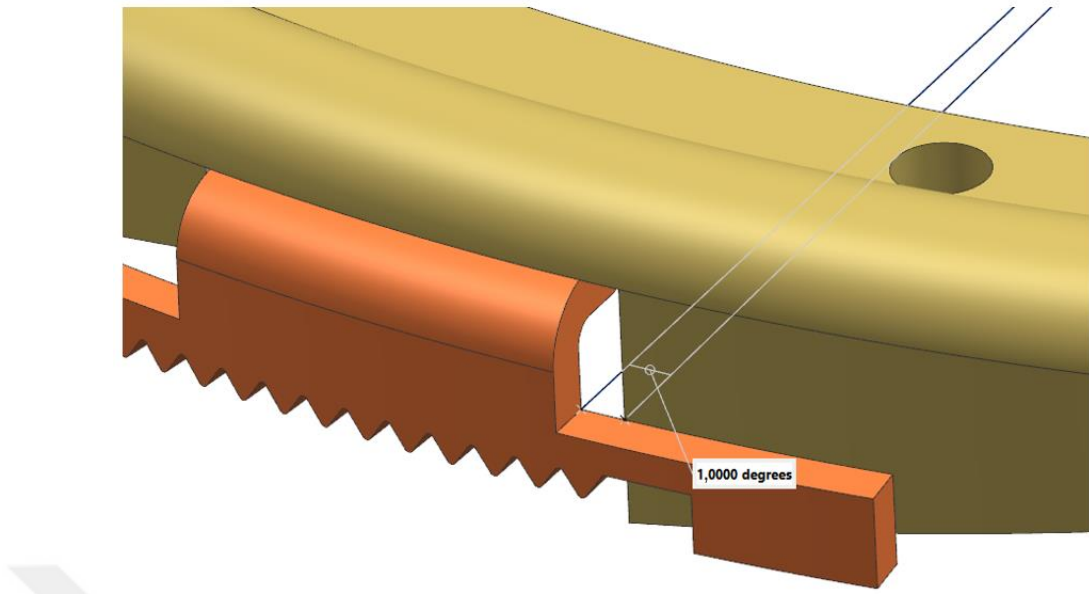


Şekil 5.22 Ayarlı baskı kesit görseli



Şekil 5.23 Çentikli parçaların ölçü bilgileri

Diş derinliği yaklaşık 1,2 mm olarak tayin edilen çentikli parçalar 0,3 mm aşınma frekansına göre boyutlandırılmıştır. 0,3 mm aşınma olduğunda çentikli kızak üst ayar halkasına dayanana kadar (1°) yay tarafından çekilir (Şekil 5.24). Bu anda debriyaj kavrama durumundadır, henüz sürücü debriyaja basmamıştır.

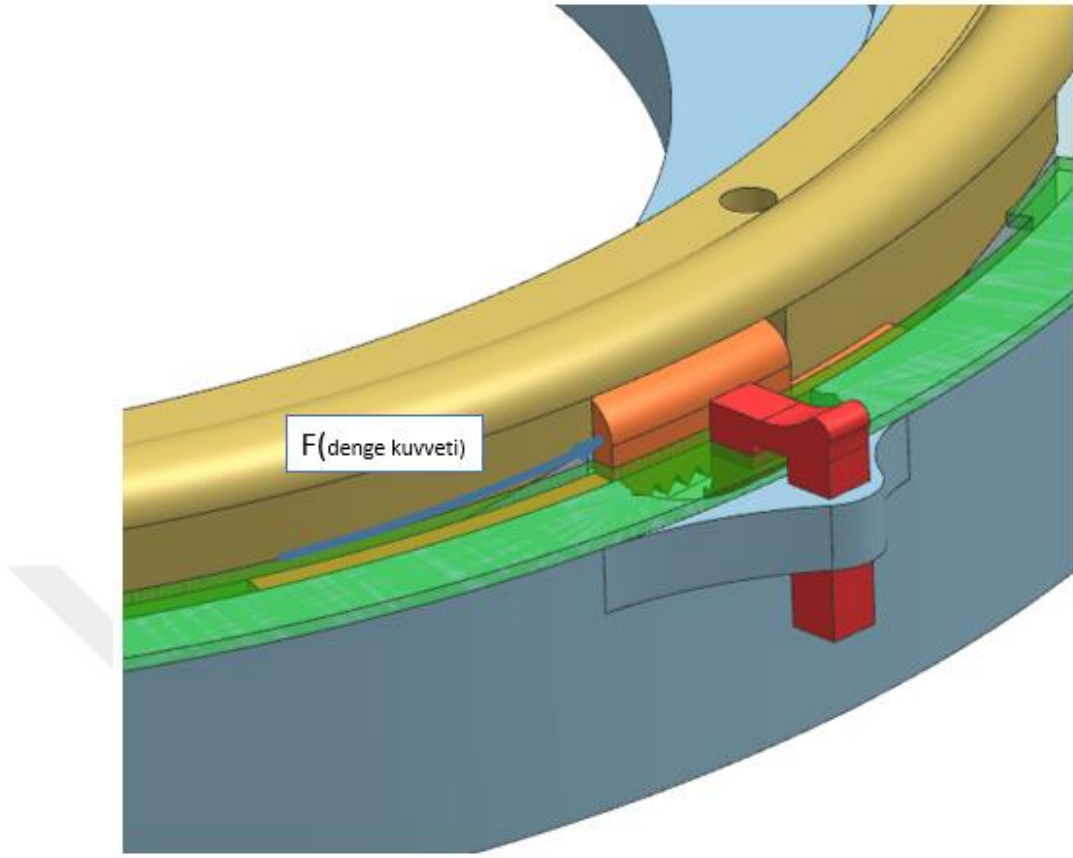


Şekil 5.24 Çentikli kızağın durdurulması

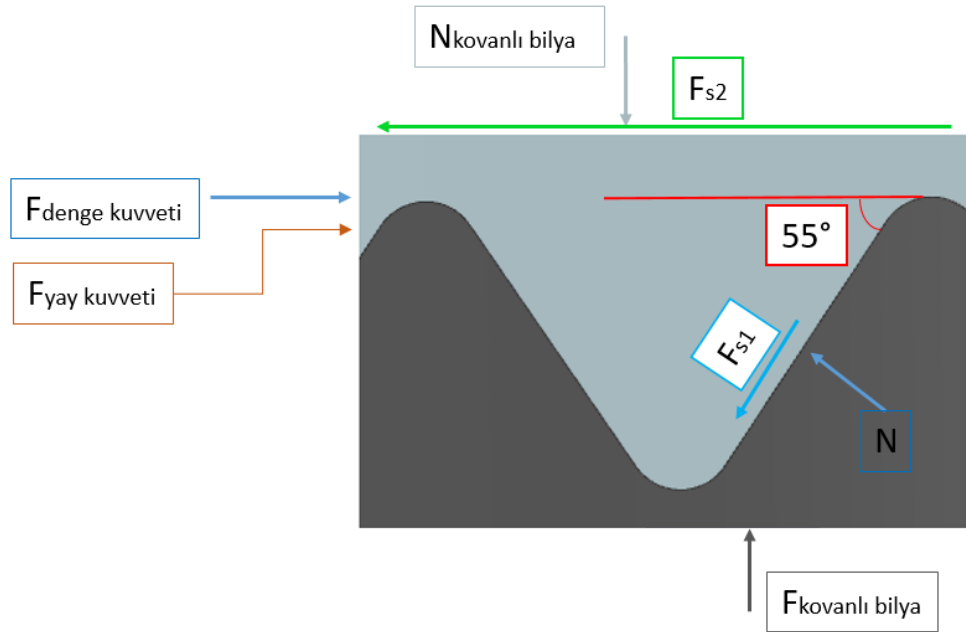
Sürücü debriyaja basmadığı süre boyunca kızak sağ ucundan 1° açığı süpürerek üst ayar halkasına dayanmıştır. Sürücü debriyaja bastığında ise üst ayar halkasının üzerindeki diyafram yay yükü alınacak ve sadece 6 adet mesnet lamasının o andaki ön gerilme kuvvetine maruz kalacaktır. Bu sürtünme kuvvetini aşabilecek yaylar sonraki bölümde tayin edilmiştir.

5.4.3 Çentikli Kızak Yayının Tayini

Sürücü debriyaja bastığı anda 440 N ön gerilmeli yay ile üst ayar halkası çekilirken karşı yönde 413,6 N toplam sürtünme kuvveti olduğundan üst ayar halkasında fazlalık kalan 26,4 N kuvvet debriyaja basılma anında dengelenmelidir (Şekil 5.25). Bu kuvveti sağlayacak olan sistem ise çentikli kızak mekanizmasıdır. Debriyaj diskinde aşınma 0,3 mm değerine ulaşmadığı sürece çentikli kızak mekanizması 26,4 N olan bu kuvvete karşı gelmek zorundadır ki aşınma yokken varmışasına telafi edilmesin. Bu kuvvete karşı gelecek kuvvetler kızağın serbest cisim diyagramıyla bulunmuştur (Şekil 5.26, Şekil 5.27).



Şekil 5.25 Denge kuvvetinin şematik gösterimi



Şekil 5.26 Çentikli kızak serbest cisim diyagramı

$$\Sigma F_x = 0 \quad (5.9)$$

$$F_{yay} + F_{denge} - F_{s1} * \cos(55^\circ) - F_{s2} - N * \sin(55^\circ) = 0 \quad (5.10)$$

$$F_{yay} + 26,4 - \mu * N_{bilya} - \mu * N * \cos(55^\circ) - N * \sin(55^\circ) = 0 \quad (5.11)$$

$$46,4 - 0,5 * N_{bilya} - \mu * N * \cos(55^\circ) - N * \sin(55^\circ) = 0 \quad (5.12)$$

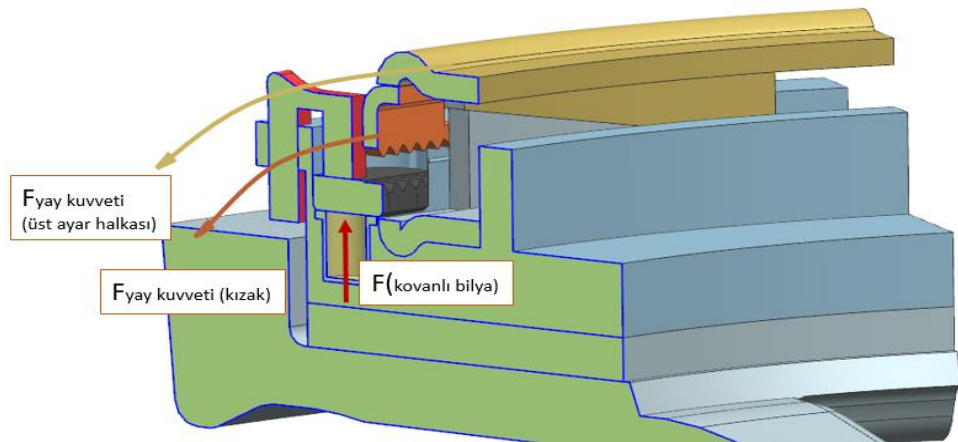
$$\Sigma F_y = 0 \quad (5.13)$$

$$N * \cos(55^\circ) - N_{bilya} - F_{s1} * \sin(55^\circ) = 0 \quad (5.14)$$

$$N * \cos(55^\circ) - N_{bilya} - \mu * N * \sin(55^\circ) = 0 \quad (5.15)$$

Çentikli kızıağı çekecek olan yayın çentiklerin temasının kesildiği anda (şekil bağının kesileceği anda) kızıağı çekeceği göz önüne alındığında çok düşük kuvvetli bir yay yeterli olacaktır. Bu çalışmada uygun ölçülerde kullanılabilecek standart yay özellikleri incelendiğinde 20 N olarak bir yay tayin edilmiştir. Bu durumda yay ve denge kuvveti toplamı 46,4 N olarak bulunur. Denklem (5.11) ve (5.15)'e de ortak çözüm uygulanarak kovanlı bilyanın uygulaması gereken dik kuvvet 6,4 N olarak bulunur.

Tercih edilen kovanlı bilyanın yay kuvveti ise 10 N ($F_{kovanlı\ bilya} = N_{bilya}$) olarak seçilmiştir. Buna karşın N- tepki kuvveti 61 N olur. Böylece kızıağın çekilmesi gereken yay kuvveti ve denge kuvveti bileşkesi 72,4 N ($F_{yay} + F_{denge}$) olarak çıkar. 26,4 N olan denge kuvveti çıkarıldığında çekilmesi gereken minimum yay kuvveti 46 N ($F_{yay\ kuvveti\ (kızak)}$) olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.27 Kızak mekanizmasına etki eden kuvvetlerin şematığı

BÖLÜM ALTI

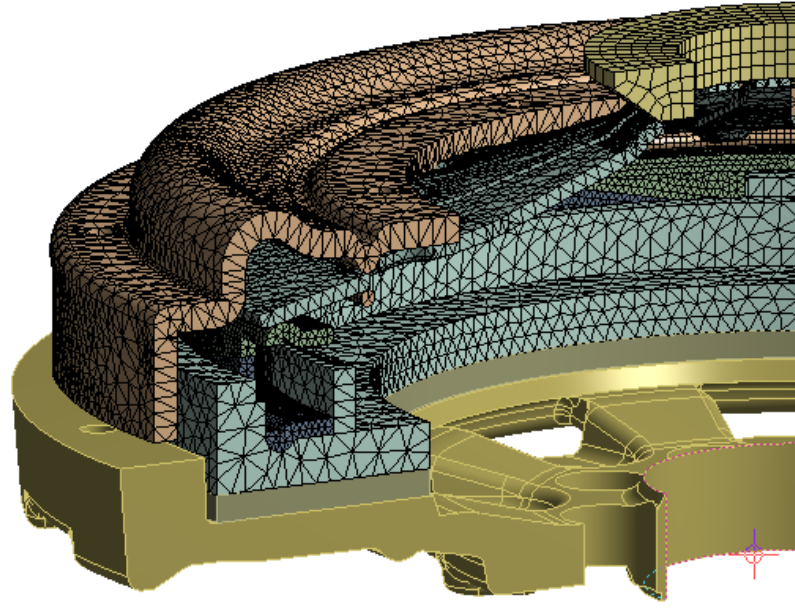
KAVRAMA BİLEŞENLERİNİN ANALİZİ

Bileşenlerin matematik modelleri ortaya çıkarıldıktan sonra katı modellemeleri yapılmıştır. Basit geometrilerle başlayıp, analizlerle nihai tasarıma kadar ürün geliştirilmesi yapılmıştır. Tasarım CAD ortamında tamamlanmış ve sonlu elemanlar modeli “Ansys Mechanical” yazılımıyla oluşturulmuş, gerilme ve kuvvet analizleri yapılmıştır.

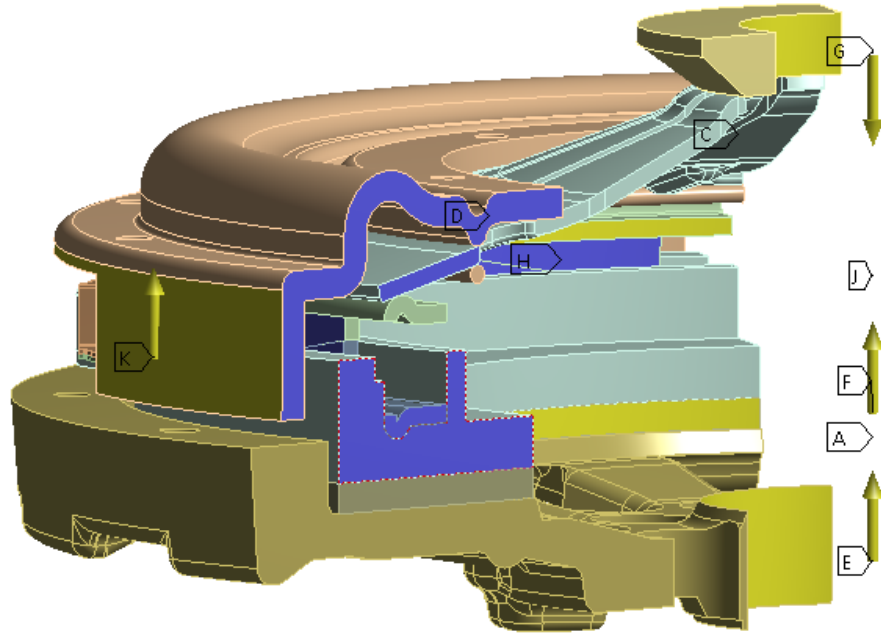
Yapılan analizlerde elde edilen kuvvetler matematik modelle karşılaştırılmış ve tasarlanan parçalarda gerilme değerleri incelenmiştir.

Yapılan ilk analiz 2 adımlı bir analiz olup öncelikle mesnet lamaları ön gerilmiş ve sonrasında diyafram yayın baskı plakasıyla ön gerilmesi prensibiyle tamamlanmıştır. Bu analizde diyafram yayın ön gerilmeye bağlı olarak kuvvet-çökme grafiğinin çıkarılması sağlanmış ve akabinde çalışma durumunda ortaya çıkan gerilmeler incelenmiştir. Analiz için 176220 düğüm ve 96813 eleman kullanılmıştır (Şekil 6.1). Gerilme dağılımının daha homojen olması sebebiyle 10 düğümlü olan Solid 92 tip (tetrahedral) elemanlar tercih edilmiştir. Buna karşın analiz süresini kısaltmak için üst ayar halkası ve diyafram yay arası sürtünmesiz, mesnet lamaları arası bağlantılar sürtünmesiz, diğer bağlantılar kaynaklı bağlantı olarak tanımlanmıştır.

120° olarak CAD ortamında modellenen parçalar kesme yüzeylerinden sürtünmesiz destek olarak tanımlanmıştır. Üst ayar halkası da z-ekseni boyunca yataklanabilmesi için sürtünmesiz destek kullanılmıştır. Debriyaj kafesi volan bağlantı noktasından sabitlenmiştir. Bu sınır şartları altında, mesnet lamaları 7 mm ve baskı plakası 3,75 mm itilerek diyafram yay ön gerilmiştir.



Şekil 6.1 1/3 modeldeki sonlu eleman yapısı



Şekil 6.2 Sınır şartları: A: debriyaj kafesinin üç boyutlu uzayda sabitlenmesi, C-D-H: 1/3 model çalışılması sebebiyle kesilen yüzeylerin sürtünmesiz destek olarak tanımlanması, E: volan parçasının hareketinin sınır koşulu, F: disk parçasının hareketinin sınır koşulu, G: rulman parçasının hareketinin sınır koşulu, J: üst ayar halkasının hareketinin sınır koşulu, I: mesnet lamalarının ön gerilmesi sınır koşulu (Tablo 6.1’de hangi adımda hangi sınır koşulunun aktif olduğu belirtilmiştir)

Ayarlı bir debriyaj sistemi olarak ele alınan çalışmada 8 adımlı bir analiz uygulanmıştır. Bu adımlarda uygulanan sınır şartları Tablo 6.1’de verilmiştir. Sırasıyla mesnet lamaları gerilmiştir, volan 3,75 mm ön gerilmiştir (araca montajlama), sürücü debriyaja basmıştır, sürücüde debriyayı bırakmıştır, disk 0,3 mm aşınmıştır, sürücü debriyaja basmıştır, ayar halkası telafi etmiştir (1°), görsel olarak boş bırakılmıştır (1 sn video uzatma adımı). Bu sayede parçalardaki gerilmeler bire bir incelenmiştir.

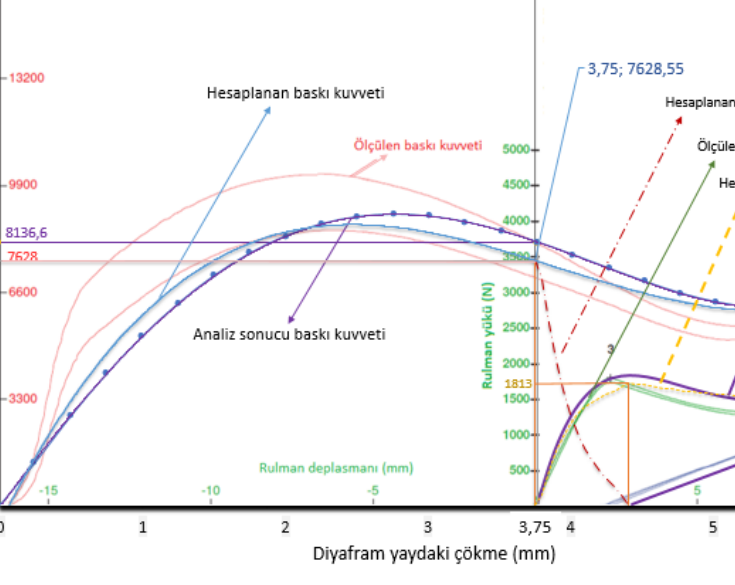
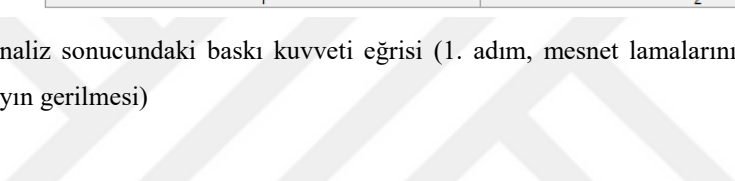
Tablo 6.1 8 adımlı analizde uygulamalar

	Rulman	Mesnet laması	Ayar halkası	Volan
Adım 1	Sabit	+9,15 mm	Sabit	Sabit
Adım 2	Sabit	Kilitlenme	Sabit	+3,75 mm
Adım 3	-21,6 mm	Kilitlenme	Sabit	+3,75 mm
Adım 4	-12 mm	Kilitlenme	Sabit	+3,75 mm
Adım 5	-11,5 mm	Kilitlenme	Sabit	+3,45 mm
Adım 6	-21,6 mm	Kilitlenme	Sabit	+3,45 mm
Adım 7	-21,6 mm	Kilitlenme	1° Döndürme	+3,45 mm
Adım 8	-21,6 mm	Kilitlenme	Sabit	+3,45 mm

Parçaların birbiriyle temasları otomatik değil, özenle teker teker tanımlanmıştır. Analiz süresini kısaltmak adına mümkün olan parça ilişkilerine iterasyon adetlerini azaltacak tanımlamalar yapılmıştır. Bu tanımlamalara örnek olarak perçin bağlantılarına kaynaklı temas tanımlanırken, hareketli temas olan kısımlara ise sürtünmeli temaslar tanımlanmıştır. Sürtünmeli temas tanımlamalarında sonlu elemanların birbiri içine geçme durumları (penetration) gerilme yığılmaları yaratacağından inceleme sağlıklı olmayabilir. Bu sebeple gerilme yığılması olan noktaların iç içe geçme katsayıları buna göre ayarlanarak analiz tekrar çözülmüştür.

6.1 Analizlerin ve Testlerin Kuvvet Olarak Yorumlanması

120° olarak modellenen analizin ilk adımında mesnet lamalarının gerilmesiyle (13,15 mm) ortaya çıkan kuvvet -181,3 N olarak görülmektedir. İkinci adımda ise diyafram yay ön gerildiğinde baskı kuvvet grafiği çıkarılmıştır.



Şekil 6.4 Analiz, hesaplama ve test ile sonuçların değerlendirilmesi

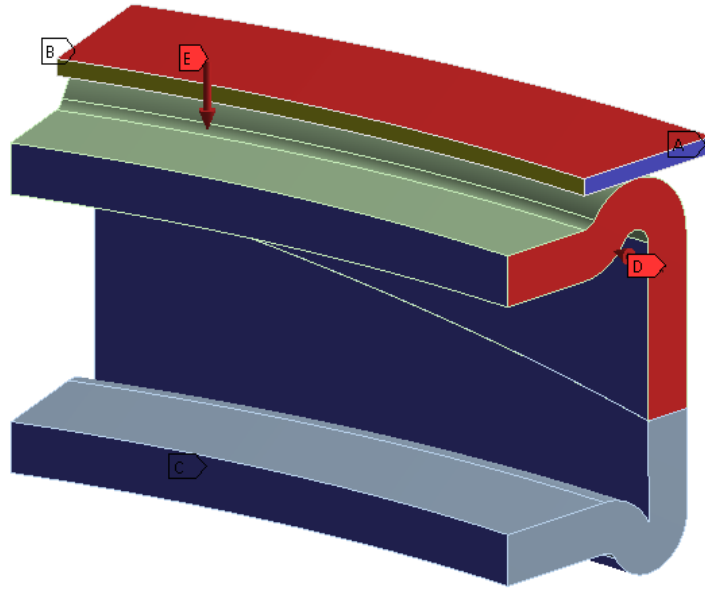
Tablo 6.2 Baskı, rulman kuvveti ve ayırma mesafesi karşılaştırma tablosu

	Hesaplama	Analiz	Test cihazı	Sapma
Baskı kuvveti	7628 N	8136 N	7615 N (± 500 N)	~% 1
Rulman kuvveti	1813 N	1920 N	1800 N (± 150 N)	~% 1
Ayırma mesafesi	1,5 mm	1,55 mm	1,57 mm	~% 4

Hesaplama, test sonuçları ve analiz sonuçları karşılaştırıldığında büyük farklılıklar olmadığı ve çok küçük sapma miktarlarıyla birlikte kuvvetlerin tutarlı olduğu görülmektedir. Matematik modelleme ile elde edilen denklem (5.1), analiz sonuçlarına ve test cihazı verilerine göre % 5 sapma ile tutarlılık göstermektedir.

Benzer bir şekilde üst ayar halkasını çeken yay kuvveti ve çentikli kızağı çeken yay kuvvetlerinin analizleri de yapıp karşılaştırılmıştır. Üst ayar halkası geri getirme yayı için analiz süresini kısaltmak adına, sadece bir aşınma frekansının (0,3 mm aşınma) kuvvet ve yapısal analizi gerçekleştirilmiştir.. Sürtünme katsayıları her iki sürtünen yüzey arasında 0,5 olarak uygulanmıştır.

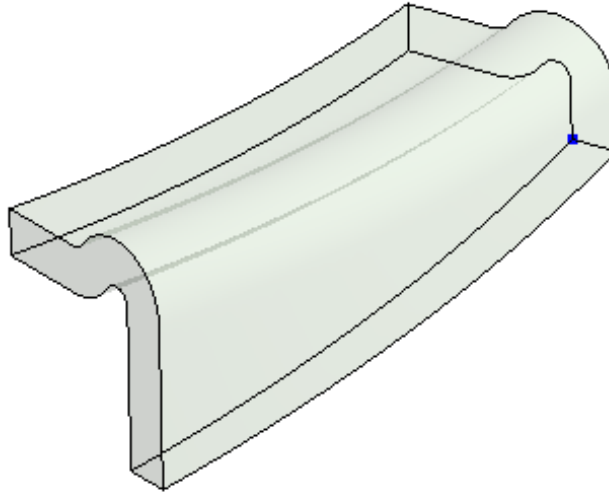
Üst ayar halkası üzerine düşen minimum kuvvetin sürücü debriyaja bastığında olduğu önceki bölümlerde, debriyaja basıldığında ayar halkası üzerindeki normal kuvvet 1/3 model için 110,51 N, 3/3 model için 331,6 N olarak belirlenmişti.



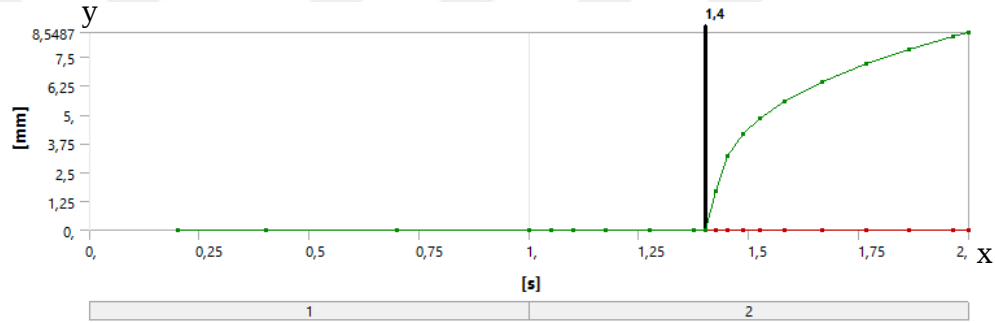
Şekil 6.5 A-B: Üst ayar halkası üzerindeki diyafram yay sürtünme model parçasının sürtünmesiz destek olarak tanımlanması, C: alt ayar halkası sabitlenmesi, D: üst ayar halkası hareket sınır koşulu, E: diyafram yay sürtünme model parçasına normal kuvvet verilmesi sınır koşulu

Bu analizde sistemi komple modellemektense temsili diyafram yay parçası üst ayar halkasıyla temas haline getirilmiş, ilk adımda mesnet lamalarının kuvveti uygulanmıştır. Sonraki adımda ise üst ayar halkasına 1000 N mertebesinde kuvvet uygulanmış ve ilk hareket ettiği andaki kuvvet değeri okunmuştur.

Üst ayar halkası ucundaki bir noktadan z-eksenli deplasman grafiği çıkarılarak bu eksenle ilk hareket ettiği an bulunmuştur, bu an 1,4. saniyeden sonrasına denk gelmektedir (Şekil 6.6). 1000 N olan teğetsel kuvvetin lineer artışı göz önüne alındığında üst ayar halkasını döndürebilen minimum kuvvet 400 N olarak ölçülmüştür. Bu kuvvet üst ayar halkasını çekecek olan yaydan başka bir kuvvet değildir.



Şekil 6.6 Üst ayar halkasının z-eksenli hareketinin okunduğu nokta



Şekil 6.7 Üst ayar halkasının z-eksenli hareket grafiği

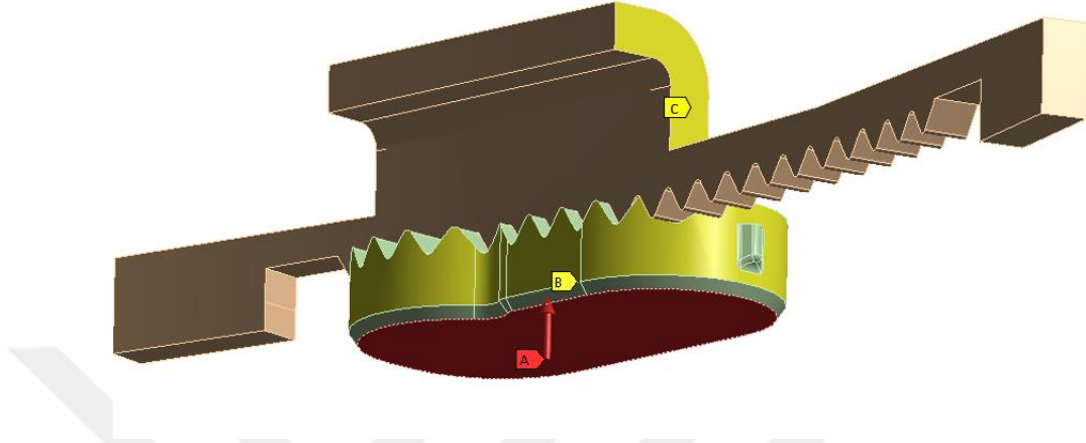
Tablo 6.3 Üst ayar halkası geri getirme yayı kuvveti karşılaştırma tablosu

	Hesaplama	Analiz	Sapma
Üst ayar halkası geri getirme yayı kuvveti	413,6 N	400 N	~% 3

Tablo 6.3’de üst ayar halkası geri getirme yayının hesaplama ve analiz mukayesesi yapılmıştır. Yapılan kuvvet hesaplamaları ve analiz sonuçları % 2 sapma ile tutarlılık göstermektedir.

Çentikli kızak parçasının yay kuvvetide iki adımlı bir analizle teyid edilmiştir. İlk adımda alt parçaya 10 N kuvvet uygulanmıştır. İkinci adımda da parça merkezinden 1° olarak açısal hareket vermiş ve tepki ölçülmüştür (Şekil 6.8).

10 N bilyalı iticinin yay kuvveti altında kızak getirme yayı ve denge kuvveti bileşkesi, denklem (5.12) ve denklem (5.15)'de yerine konduğunda 72,4 N olarak hesaplanır. Bu değer analiz sonuçlarında da 70,83 N olarak okunur.



Şekil 6.8 A: bilyalı iticinin yay kuvveti sınır koşulu, B: çentikli kızak tutucu z-eksenli hareketi sınır koşulu, C: çentikli kızak dönme hareketi sınır koşulu

Tablo 6.4 Çentikli kızak geri getirme kuvveti karşılaştırma tablosu

	Hesaplama	Analiz	Sapma
Çentikli kızak geri getirme yayı kuvveti	46 N	44,43 N	~% 3

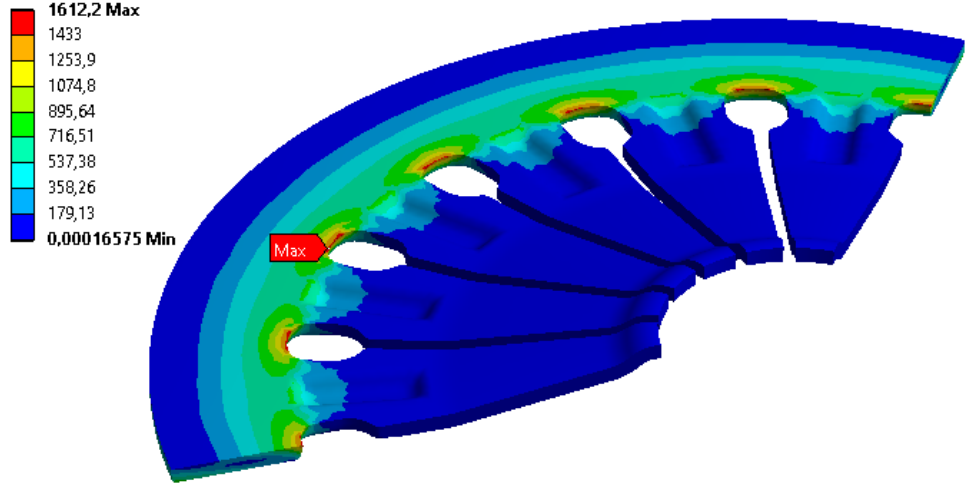
Tablo 6.4'te çentikli kızak parçasının geri getirme yayı kuvvetinin hesaplama ve analiz mukayesesi yapılmıştır. Yapılan kuvvet hesaplamaları ve analiz sonuçları % 3 sapma ile tutarlılık göstermektedir

6.2 Analizlerin Dayanım Olarak Yorumlanması

6.2.1 Diyafram Yay Parçasının Dayanım Olarak Yorumlanması

Diyafram yay çok ciddi kuvvetler altında çalıştığından yüksek dayanımlı yay çeliklerinden imal edilir. Bu çalışmada diyafram yay için 50CrV4 malzeme esas alınmıştır. Sonuçların gerçekçi olması için öncelikle test numuneleri hazırlanmış ve parçalar üniversite laboratuvarında çeki ve bası testlerine tabi tutulmuştur. Test sonuçları Ek-2'de verilmiştir.

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1,7096
13.11.2018 20:16



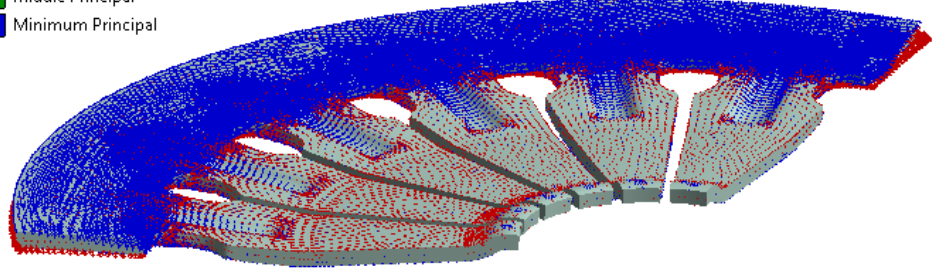
Şekil 6.9 Diyafram yay Von-Misses (eşdeğer) gerilmeleri

Şekil 6.9’de diyafram yay üzerinde ortaya çıkan Von-Misses kıstasına göre gerilme haritası çıkarılmıştır. Diyafram yay malzemesinin (50CrV4) çekme dayanımı 1420 MPa idi. Şekil 6.9’de verilen gerilme sonuçlarına göre diyafram yay parçasının dayanamayıp kopması gerekirdi. Ancak maksimum gerilme çıkan bölgelere bakıldığında üst mesnet noktası bölgesinde olduğu görülmektedir. Burada ortaya çıkan gerilmeler esasen bası gerilmeleridir. Çünkü araca montajlanma sırasında üst mesnet noktası bölgesinde diyafram yay bası gerilmesine (ezilmeye) maruz kalmaktadır.

Eşdeğer gerilme kıstasına göre tüm gerilmelerin skaler bileşkesi alındığından da bu gerilme değeri çekme gerilmesinin de üstüne çıkmaktadır. Bu sebeple diyafram yay’ın gerilme incelemesi için öncelikle gerilmelerin vektörlerinin çıkarılması gerekmektedir. Şekil 6.10’da diyafram yayparçasının üst kısmı bası gerilmelerine (minimum principle) maruz kalırken alt tarafı çeki gerilmelerine (maksimum principle) maruz kaldığı görülmektedir. Parçanın esas mukavemetini çekme gerilmeleri belirlediğinden diyafram yay parçasına maksimum prensip gerilmesi incelemesi uygulanmıştır.

Type: Vector Principal Stress
Unit: MPa
Time: 8
13.11.2018 20:20

Maximum Principal
Middle Principal
Minimum Principal



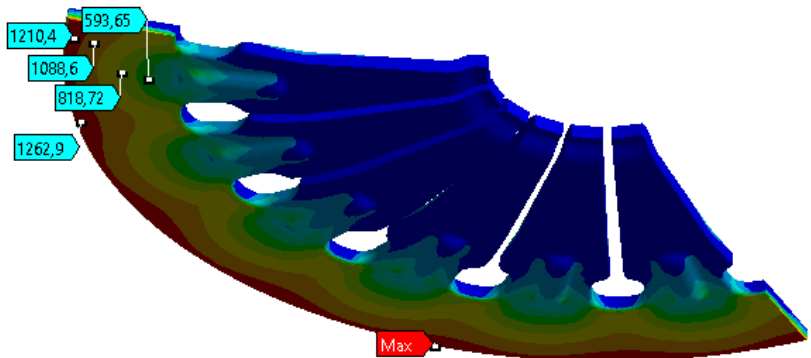
Şekil 6.10 Diyafram yay vektör gerilmeleri

Maksimum gerilme prensibi sonuçları Şekil 6.11’de verilmiştir. Buna göre diyafram yay’ın üst kısmında özellikle üst mesnet halkasından içeri yönde çekme gerilmeleri olduğu gözlemlenmektedir. Bunlar sürücü debriyaja bastığı anda oluşan çekme gerilmeleridir.

Şekil 6.11’de diyafram yayın ön gerilmesi sırasında alt kısımlarında çekme gerilmesi gözlemlenmektedir. Buradaki maksimum çeki gerilmesi 1299,7 MPa olarak ortaya çıkmaktadır ki bu değer akma gerilmesinin altındadır. Böylece eşdeğer gerilmesinin üstüne çıkan bir diyafram yayın niçin kırılmadan, kullanılabildiği kanıtlanmaktadır.

Type: Maximum Principal Stress
Unit: MPa
Time: 3
13.11.2018 20:21

1299,7 Max
1149,2
998,69
848,17
697,64
547,11
396,59
246,06
95,531
-54,997 Min



Şekil 6.11 Diyafram yaydaki maksimum prensip gerilmeleri

Tablo 6.5 Diyafram yay parçası gerilme karşılaştırma tablosu

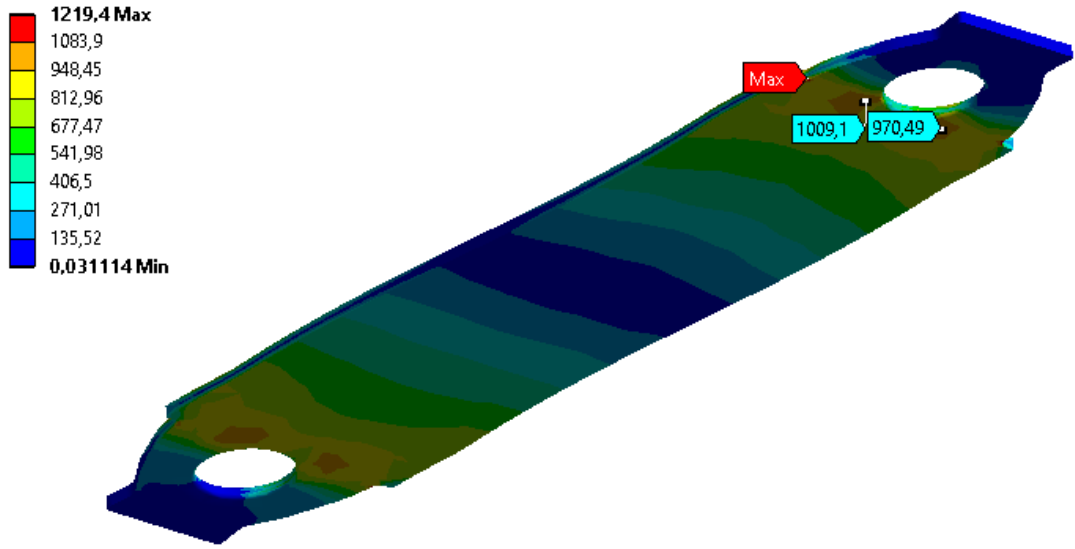
	Analiz sonucu	Malzeme dayanımı	Emniyet
Diyafram yay parçası gerilmesi	1299,7 MPa	1355 MPa	~% 4

6.2.2 Mesnet Laması Parçalarının Dayanım Olarak Yorumlanması

Diğer önemli olan parça da mesnet lamalarıdır. Mesnet lamaları da yüksek deformasyonlara uğradığından 50CrV4 olarak tercih edilmiştir. Gerilme dağılımı Şekil 6.12’de verilen mesnet laması üzerinde ortaya çıkan maksimum Von-Misses gerilmesi 1220 N olarak görülmektedir. Ancak bu durum tekillikten kaynaklıdır. Bu sebeple gerilme en yüksek noktalarda ölçüm alınarak incelendiğinde 1000 MPa civarına tekabül etmektedir.

Burada önemli olan 2. adım’ın sonundaki gerilme değeridir. Çünkü mesnet lamalarının gerçekte çalıştığı an budur. Dikkat edilmesi gereken nokta ise mesnet lamaları 15 mm ön gerilmeye uğradığında 1700 MPa gerilmeye maruz kaldıklarıdır. Eğer montaj sırasında diyafram yay 3,75 mm sıkıştırılarak mesnet lamaları gerilmezse $(13,15 - 3,75 = 9,4 \text{ mm})$ akma sınırının üstüne çıkacaktır. Bu yüzden debriyaj imalatı sırasında diyafram yay araçtaki haline kadar ön gerilir ve sonrasında mesnet lamaları montajlanır.

Mesnet lamaları montajlandıktan sonra da sevk sırasında (araca takılana kadar) diyafram yükü altında plastik deformasyona uğramaması için baskı plakasını kafese dayayacak şekilde perçin dayamaları ya da tahdit halkaları montajlanır (Şekil 6.13).



Şekil 6.12 Mesnet lamaları eşdeğer gerilmesi dağılımı

Tablo 6.6 Mesnet laması parçası gerilme karşılaştırma tablosu

	Analiz	Malzeme dayanımı	Emniyet
Mesnet laması parçası gerilmesi	1000 MPa	1355 MPa	~% 35

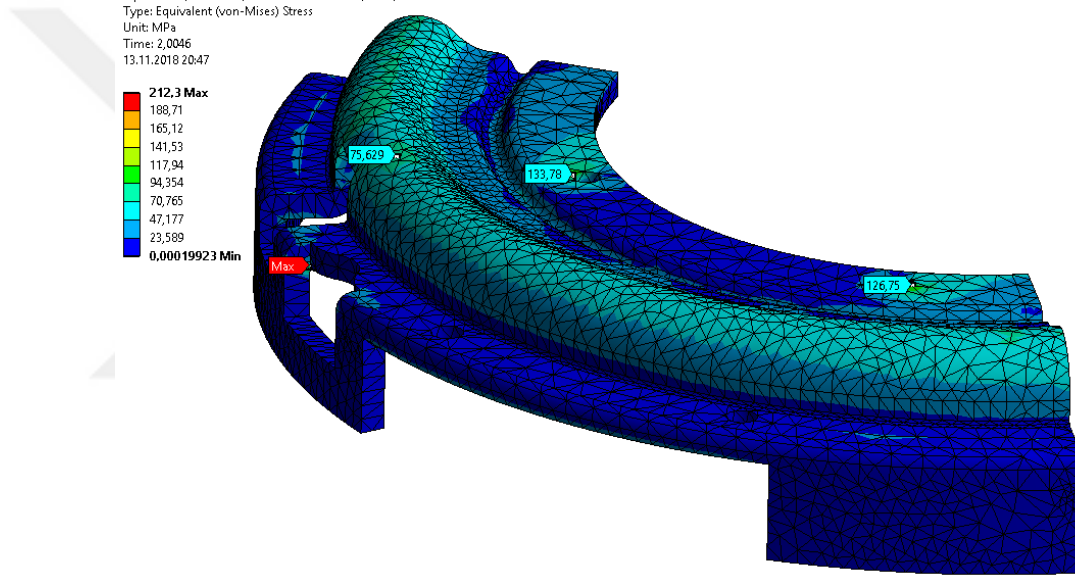


Şekil 6.13 Perçin dayaması

6.2.3 Kafes Parçasının Dayanım Olarak Yorumlanması

Kafes parçasındaki maksimum gerilme 212,3 MPa'dır. Ancak bu durum tekillikten kaynaklıdır. Prob ile kafes üzerindeki gerilmeler incelendiğinde en yüksek gerilme perçin deliklerinde ve 133,78 MPa olarak ortaya çıkmaktadır.

Kafes parçasının ve ayar halkalarının gerilme dağılımları Şekil 6.14, Şekil 6.15'da verilmiştir. Yazılımın kendi hafızasındaki standart çelik malzeme kafes ve ayar halkası parçalarına tanımlanmıştır. Malzemenin akma gerilmesi 330 MPa olduğundan bu parçalar da emniyetlidir.

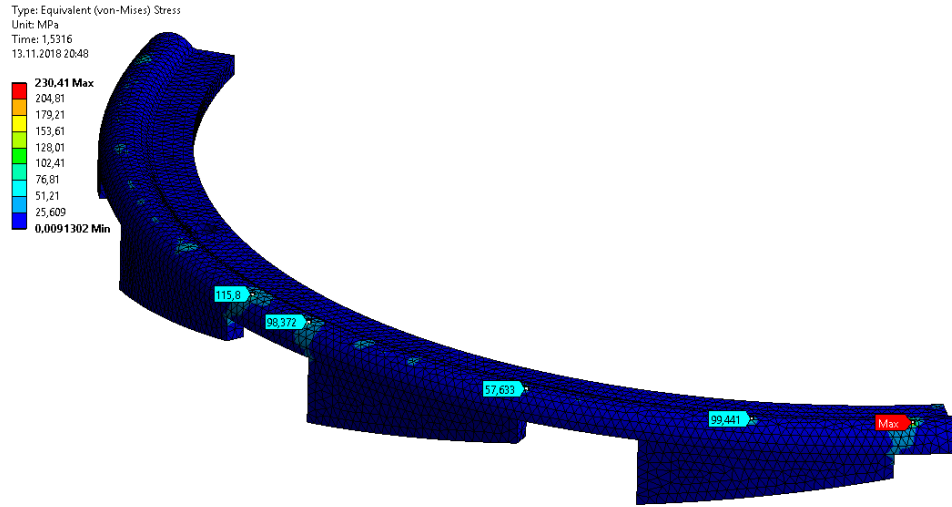


Şekil 6.14 Kafes parçası eşdeğer gerilme dağılımı

Tablo 6.7 Kafes parçası gerilme karşılaştırma tablosu

	Analiz	Malzeme dayanımı	Emniyet
Kafes parçası gerilmesi	212,3 MPa	300 MPa	~% 41

6.2.4 Ayar Halkası Parçasının Dayanım Olarak Yorumlanması



Şekil 6.15 Ayar halkası eşdeğer gerilme dağılımı

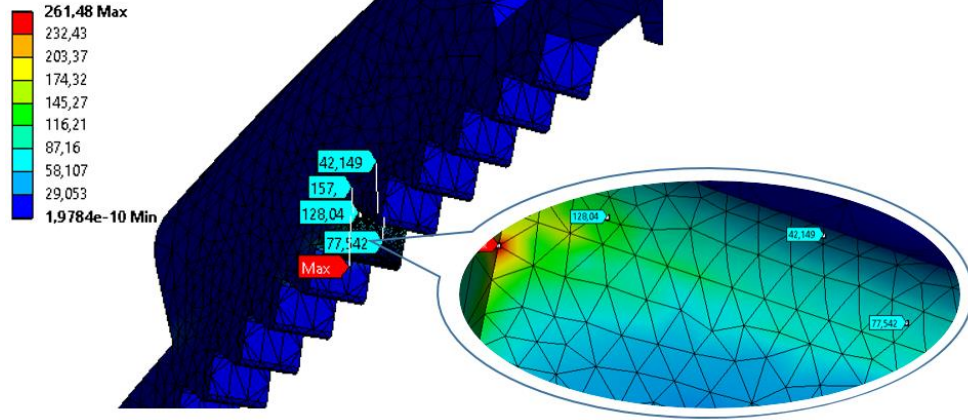
Tablo 6.8 Ayar halkası parçası gerilme karşılaştırma tablosu

	Analiz	Malzeme dayanımı	Emniyet
Ayar halkası parçası gerilmesi	230,41 MPa	300 MPa	~% 30

6.2.5 Çentikli Kızak Parçasının Dayanım Olarak Yorumlanması

Çentikli kızak parçasında da maksimum gerilme 230,41 MPa olarak görülmektedir (Şekil 6.16). Ancak bu durum da tekillikten kaynaklıdır. Noktasal ölçüm ile kontrol edildiğinde 157 MPa olarak en büyük gerilme ortaya çıkmaktadır. Bu parça da emniyetlidir.

Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1,0119
13.11.2018 20:54



Şekil 6.16 Ayar halkası eşdeğer gerilme dağılımı

Tablo 6.9 Çentikli kızak parçası gerilme karşılaştırma tablosu

	Analiz	Malzeme dayanımı	Emniyet
Çentikli kızak parçası gerilmesi	157 MPa	330 MPa	~% 210

BÖLÜM YEDİ

SONUÇLAR

Bu çalışma kapsamında 270 Nm maksimum motor momenti verebilen bir araca bu momenti taşıyabilecek ve emniyetli bir moment aktarımını sağlayabilecek bir debriyaj tasarımı yapılmıştır. Bu projede debriyajın volan, şanzıman ve muhafaza dikkate alındığında geometrik sınırlar belirlenmiş ve bu geometrik sınırlara riayet ederek debriyaj sisteminin boyutlandırılması yapılmıştır.

Bu çalışmada baskı kuvvetine direk etki eden diyafram yay parçasının matematik modeli oluşturulmuştur akabinde matematik modele riayet ederek katı modellemesi yapılmıştır. İmalat süreci ve araçtaki çalışma koşulları analiz ve test ile doğrulanmıştır. Bu sayede tasarımcıya analiz, test ve ilk örnek süreleri ile bunların maliyetleri için ciddi avantaj sağlamaktadır.

Bu çalışmanın ikinci bir çıktısı olarak piyasadaki ayarlı debriyaj mekanizmaları incelenmiş ve bunların bir alternatifi olan özgün bir tasarım olarak boyutlandırılmıştır. Bu boyutlandırma akabinde matematik modelleri çıkarılarak sistemin çalışması için uygun olan kuvvet sağlayıcı yaylar tayin edilmiştir. Bu kuvvetler analiz ile doğrulanmıştır.

Literatür araştırma bölümünde (Bölüm-2) debriyaj baskısının bileşenlerinin ve debriyaj diskinin boyutlandırılma kriterleri incelenmiştir. Tasarım metodları ve kıstaslarının belirlenmesinin ardından mevcut araç bilgilerine uygun boyutlandırılmalar yapılmıştır. Farklı firmaların mevcut tasarımları incelenmiş ve metodları da irdelenmiştir. Bu bilgiler ışığında bu çalışmaya konu araç ve motor bilgilerine istinaden parçaların matematik modeli ortaya konmuş ve katı parça olarak modellenmiştir. Sonlu elemanlar yazılımlarıyla tayin edilen kuvvetlerin ve gerilmelerin doğrulaması yapılmıştır. Akabinde test düzeneğinde test edilen diyafram yaylı baskı parçasının, matematik model ve analiz sonuçlarıyla çok yakın olduğu kanıtlanmıştır. Sonlu elemanlar analiziyle parçaların gerilme değerleri de ele alınmış ve emniyetli oldukları doğrulanmıştır.

Bu çalışmada çeşitli firmaların piyasadaki çözümlerine alternatif olarak özgün bir tasarım da ele alınmış olup ayar bileşenleri de tasarlanmıştır. Tamamen özgün olan bu bileşenler ve tetikleme mekanizmalarının kuvvet kontrolleri de matematik modelle yapılmış ve analizleri tamamlanmıştır. Analizler sonucunda gerilmeler ve tepki kuvvetleri okunarak, matematik modelle elde edilen kuvvetler karşılaştırılmıştır. Sonuçların çok küçük sapmalarla tutarlılık gösterdiği görülmüştür.

Bir sonraki adım olarak üretim yöntemlerine göre, tasarlanan diyafram yay ve debriyaj baskısının prototip aşamasında ön görülemeyen sorunların tespitinde araç üzerinde yerleşimi ve test yapılmasından sonra optimizasyon çalışmasıyla debriyajın zorlu koşullarda kaydırıp kaydırmadığının incelemesi ve/veya kütle optimizasyonu hedeflenebilir.

Bir sonraki adım olarak özgün olarak tasarlanan ayarlı debriyaj bileşenlerinin prototip imalatı yapılarak, dizayn sırasında ön görülemeyen sorunların tespiti yapılabilir.

KAYNAKLAR

- Adolf Schnorr GmbH, (2003). *Handbook for disc springs*. 15 Mart 2017, <https://schnorr.com/wp-content/uploads/2018/05/Schnorr-Engineering-Design-Handbook.pdf>
- Audi, (b.t). *Multitronic otomatik şanzımanı*. 20 Nisan 2017, <https://www.audi.com.tr/tr/web/tr/modeller/layer/teknoloji/multitronic.html>
- Béchart W., Canudas C. ve Dolcini P. (2010). *Dry Clutch Control for Automotive Applications*. London: Copyright Information Springer-Verlag.
- Bertsche, B., Naunheimer, H., Ryborz, J., Novak, W. (2011). *Automotive transmissions*. New York: Springer Science.
- Ford, (b.t). *Araştırmaya konu araca ait motor bilgileri*. 04 Ekim 2018, https://media.ford.com/content/dam/fordmedia/Europe/gb/2015/04/C-MAX_Tech_Spec_EU_FINAL.doc
- Feng H., Yimin M., and Juncheng L. (2010). Study on Heat Fading of Phenolic Resin Friction Material for Micro-automobile Clutch, in *Measuring Technology and Mechatronics Automation (ICMTMA) International Conference*, 3, 596-599.
- Genta, G., Morello, L., (2009). *The Automotive Chassis, 1: Components Design*. Netherlands: Springer.
- Heisler, H. (2002). *Advanced Vehicle Technology* (2nd ed.). Woburn: Elsevier Butterworth-Heinemann.
- John Deere firması, (b.t.). *Traktör arka harici güç çıkışı (PTO)*. 29 Nisan 2017, http://salesmanual.deere.com/sales/salesmanual/en_NA/tractors/2012/feature/hitch_drawbar_and_pto/5000/5e_power_take_off.html

Kuralay, N. S. (2008a). *Motorlu taşıtlar*. İzmir: TMMOB Makina Mühendisleri Odası.

Luk, (1986). *Optimized Clutch Design - Release Load and Operating Comfort*. 3. LuK Symposium 1986, 26 Mart 2017
<https://www.schaeffler.co.jp/content.schaeffler.jp/en/mediathek/library/library-details.jsp?id=1575520>

Luk, (1998). *The 6th Luk Symposium: Professional Article - the Schaeffler Group*. 22 Nisan 2018,
https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/luK_kolloquium_en.pdf

Luk, (2006). *Innovative Clutch Facing Materials - the Schaeffler Group*. 18 Haziran 2018,
https://www.luk.de/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/03_Innovative_clutch_facing_materials.pdf

Luk, (2012). *LuK Clutch Course: An Introduction to Clutch Technology for Passenger Cars*. 18 Mart 2017, http://andrewpullin.org/docs/luk_clutch_course_pc_de_en.pdf

Mashadi, B. ve Crolla, D. (2012). *Vehicle Powertrains Systems*. United Kingdom: John Wiley & Sons, Inc.

Mercedes Benz, (b.t). *Moment (tork) konvertörlü 9 ileri kademeli yarı otomatik şanzımanı*. 19 Mart 2018,
<http://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/ko/Discovering-the-inside-of-the-9G-TRONIC-Innovative-solutions-for-maximum-comfort-and-outstanding-energy-efficiency.xhtml?oid=9904505>.

- Ozansoy, O., Tevruz, T., Mugan, A. (2015). Multiobjective pareto optimal design of a clutch System. *Journal of Engineering Technologies*, 1, 26-46.
- Purohit, R., Khitoliya, P., Koli, D. (2014). Design and finite element analysis of an automotive clutch assembly. *Journal of Procedia Materials Science*, 6, 490-502.
- Rahnejat, H. (2010). *Tribology and dynamics of engine and powertrain*. Woodhead: Woodhead Publishing Limited.
- Rupnar, A., Karale, A., Babar, A., Gundawar, S., (2016). Design and analysis of diaphragm spring of a single plate dry clutch. *Journal of Science Technology & Engineering*, 12, 26-30.
- Shaver, R., (1997). *Manual Transmission Clutch Systems*. Amerika, SAE.
- Sully, F. K., (1988). *Motor Vehicle Mechanic's Textbook*. Butterworth: Heinemann Professional Publishing.
- Valeo, (b.t.). *Self adjusting technology (SAT) isimli ayarlı debriyaj broşürü*. 17 Ocak 2017, <http://www.eai.net.au/Transmission%20Systems%20Clutch%20HEC%20SAT%20technical%20brochure%20valeoscope%20998122%20VSX%20En%20screen.pdf>
- Valeo, (b.t.). *Valeo firmasının SAT isimli ayarlı debriyajı*. 12 Ocak 2017, <https://www.youtube.com/watch?v=612LMSmKqyM>
- Volkswagen, (b.t.). *Çift kavramalı DSG (Direct Shifting Gearbox) yarı otomatik şanzımanı*. 12 Ocak 2017, <https://www.thoughtco.com/dual-clutch-direct-shift-transmission-533860>

ZF, (b.t.). *Zf firmasının Xtend isimli ayarlı debriyaji*. 13 Ekim 2017,
<https://www.youtube.com/watch?v=7p2FgKyE348>

ZF Sachs, (2009). *Xtend type self adjusting clutch service information document*. 15
Aralık 2018, https://az25411.vo.msecnd.net/pdf/32/0032004_sipkwxtend.pdf



EKLER

Ek-1: Araştırmaya Konu Araç Bilgileri

Araç katalog bilgileri İngilizce olduğundan görsel alınmış ve çevrim yapılmamıştır. Araştırmaya konu araç 1,5 lt motor hacmine sahip dizel bir araç olup, maksimum gücü 120 hp ve maksimum motor momenti 270 Nm'dir.

Tablo 1 Araştırmaya konu araca ait motor bilgileri (Ford Firması, b.t.)

DIESEL ENGINES

		1.5-litre TDCi diesel (120 PS)	1.6-litre TDCi diesel (115 PS)	2.0L TDCi diesel (150, 170 PS)	
Type		Inline four cylinder turbocharged diesel	Inline four cylinder turbo diesel, transverse	Inline four cylinder turbocharged diesel	
Displacement	cm ³	1499	1560	1997	
Bore	mm	73.5	75.0	85.0	
Stroke	mm	88.3	88.3	88.0	
Compression ratio		16:1	16:1	16:1	
Max power	PS (kW)	120 (88)	115 (84)	150 (110)	170 (125)
	at rpm	3600	3800	3500	3500
Max torque	Nm	270	215	370	400
	at rpm	1750-2500	1750	2000-2500	2000-2500
Valve gear		SOHC with 2 valves per cylinder	DOHC with 2 valves per cylinder	DOHC with 4 valves per cylinder	
Cylinders		4 in line	4 in line	4 in line	
Cylinder head		Cast aluminium	Cast aluminium	Cast aluminium	
Cylinder block		Cast aluminium	Cast aluminium	Cast aluminium	
Camshaft drive		Timing belt (crankshaft to intake) with dynamic tensioner; Intake to exhaust chain with hydraulic tensioner	Timing belt (crankshaft to intake) with dynamic tensioner; Intake to exhaust chain with hydraulic tensioner	Belt driven cams with primary drive tensioner	
Crankshaft		Steel, 8 counterweights, 5 main bearings	Cast steel, 8 counterweights, 5 main bearings	Steel, 8 counterweights, 5 main bearings	
Engine management		Ford Common Rail Diesel Engine Management System	Ford Common Rail Diesel Engine Management System	Ford Common Rail Diesel Engine Management System	

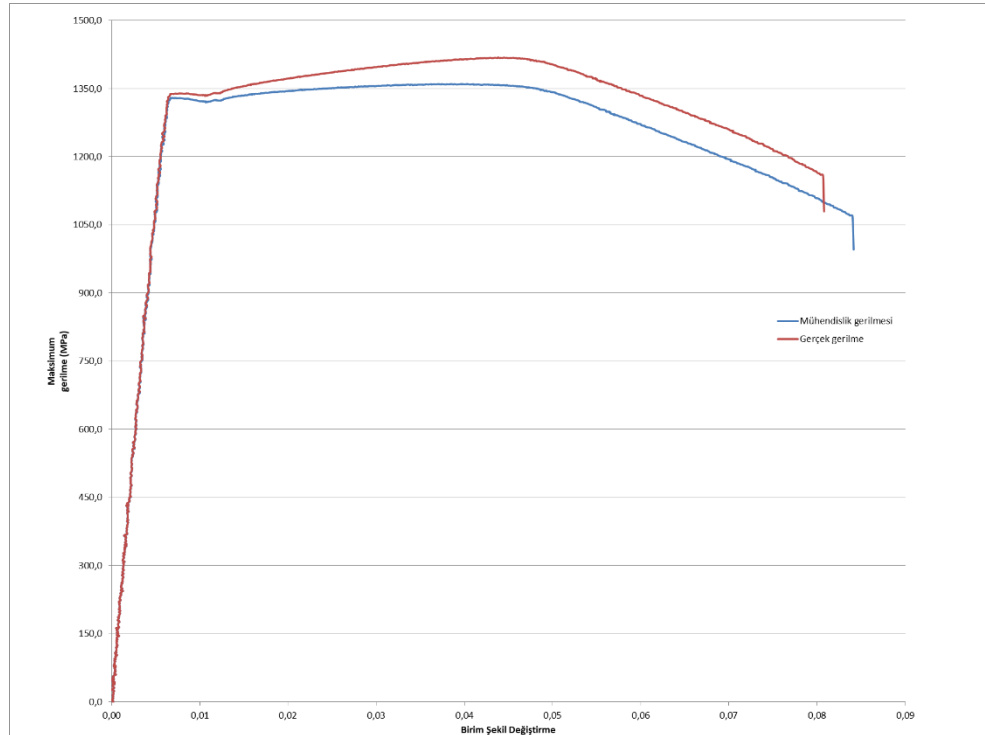
Ek-2: 50CrV4 Malzemesinin Mekanik Özellikleri

Tablo 2 50CrV4 malzemesinin mukavemet değerleri

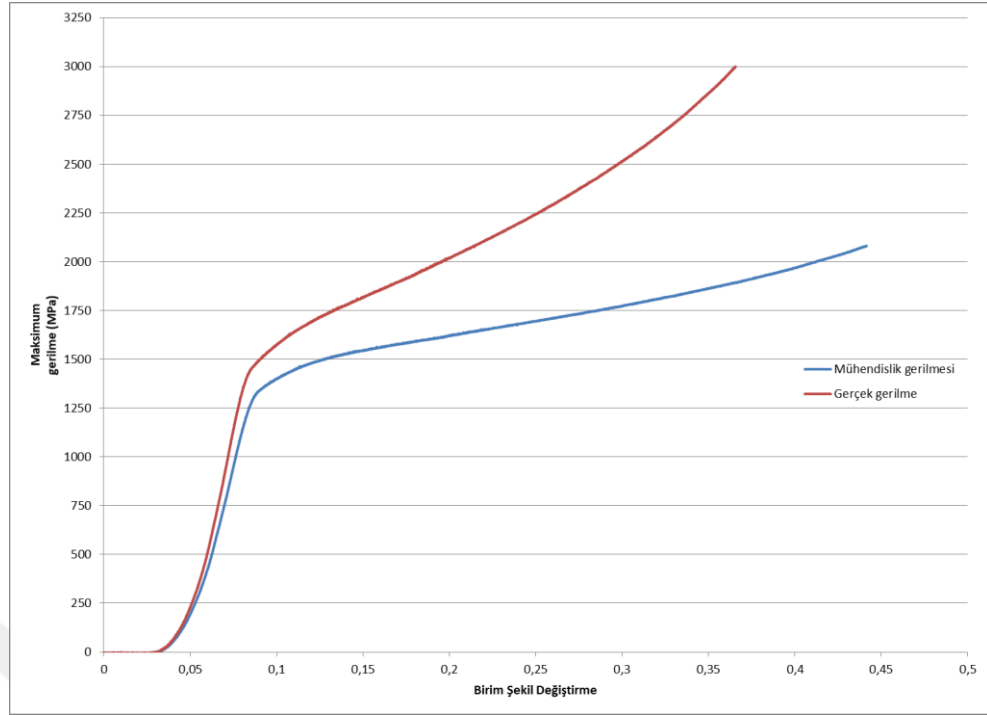
50CrV4 malzeme özellikleri	Değerler
Akma gerilmesi	1335 MPa
Çekme gerilmesi	1420 MPa
Elastisite Modülü	200 GPa
Poisson oranı	0,3

Çekme testi sonucunda birim şekil değiştirme ve gerilme eğrileri elde edilmiş ve bu eğrilerden akma ve çekme gerilmeleri belirlenmiştir. Test sonuçlarından mühendislik gerilmesi ve gerçek gerilme değerleri tabloya işlenmiştir.

Çekme testi verilerinde mühendislik gerilmesi elde edilmektedir, ki bu değerler parça kesit alanının değişmediği varsayımına göre ortaya konur. Gerçek gerilme değeri birim alan değişimlerinin gözardı edilmediği gerilmelerdir. Bu çalışmada da gerçek gerilmeler kullanılmıştır.



Şekil 1 50CrV4 malzemesinin çekme testi sonuçları



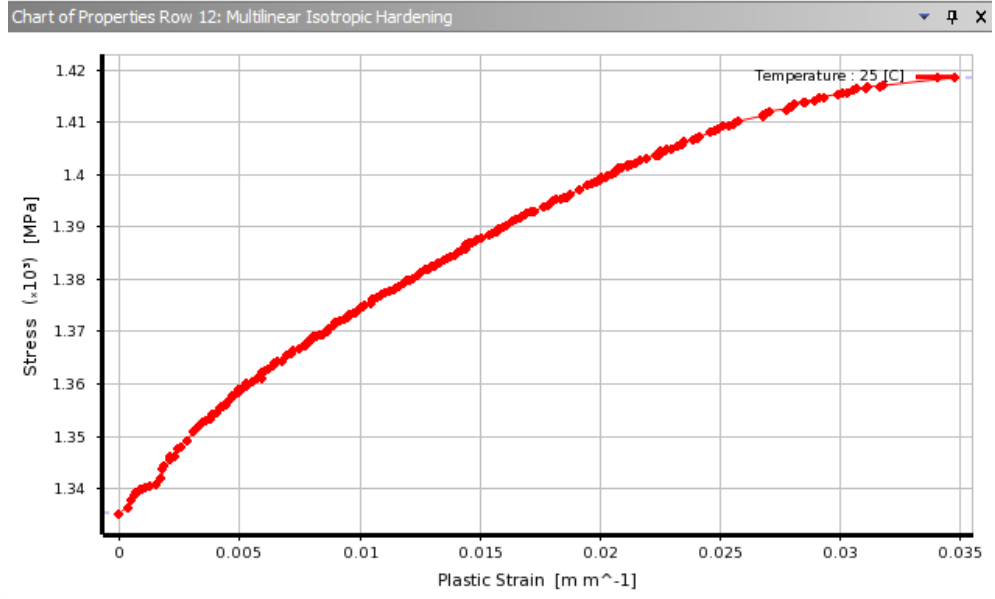
Şekil 2 50CrV4 malzemesinin bası testi sonuçları

Outline of Schematic 12, 12, K2, L2: Engineering Data			
	A	B	C
1	Contents of Engineering Data		Source
2	Material		
3	50CrV4		General_Materials.xml

Properties of Outline Row 3: 50CrV4		
A	B	C
Property	Value	Unit
1	Material Field Variables	Table
2	Density	7850
3		kg m ⁻³
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	
5	Coefficient of Thermal Expansion	1.2E-05
6	Isotropic Elasticity	
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio
8	Young's Modulus	2E+05
9	Poisson's Ratio	0.3
10	Bulk Modulus	1.6667E+11
11	Shear Modulus	7.6923E+10
12	Multilinear Isotropic Hardening	Tabular
13	Scale	1
14	Offset	0
		MPa

Şekil 3 50CrV4 malzemesinin mukavemet bilgilerinin analiz programına işlenmesi-1

Çekme testi sonucu elde edilen veriler analiz yazılımının malzeme kütüphanesine 50CrV4 olarak oluşturulan malzemeye plastik deformasyon verisi olarak eklenmiştir.



Şekil 4 50CrV4 Malzemesinin test sonuçlarının analiz programına işlenmesi-2

Ek-3: DD13 Malzemesinin Mekanik Özellikleri

Tablo 3 DD13 malzemesinin mukavemet değerleri

DD13 malzeme özellikleri	Değerler
Akma gerilmesi	330 MPa
Çekme gerilmesi	400 MPa
Elastisite Modülü	193 GPa
Poisson oranı	0,3

Outline of Schematic M2: Engineering Data

	A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data			Source	Description
2	Material				
3	DD13			General Materials Non-linear.xml	

Properties of Outline Row 3: DD13

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7750	kg m^-3		
4	Isotropic Elasticity				
5	Derive from	Young's Modulus and Poisson...			
6	Young's Modulus	1.93E+05	MPa		
7	Poisson's Ratio	0.31			
8	Bulk Modulus	1.693E+11	Pa		
9	Shear Modulus	7.366E+10	Pa		
10	Bilinear Isotropic Hardening				
11	Yield Strength	210	MPa		
12	Tangent Modulus	1800	MPa		

Şekil 5 DD13 Malzemesinin mukavemet bilgilerinin analiz programına işlenmesi

