

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNESİNDE YENİ TAHRİK SİSTEMİ TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

İsa TOSUN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

ARALIK 2018

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNESİNDE YENİ TAHRİK SİSTEMİ TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**İsa TOSUN
(503161229)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Vedat TEMİZ

ARALIK 2018

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503161229 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi İsa TOSUN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNESİNDE YENİ TAHRİK SİSTEMİ TASARIMI” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Dr. Öğr. Üyesi Vedat TEMİZ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Dr. Öğr. Üyesi İbrahim Mehmet Palabıyık**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ahmet Sağırılı
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **16 Kasım 2018**
Savunma Tarihi: **13 Aralık 2018**





Aileme ve dostlarıma,



ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının hazırlanması sürecince bana yol gösteren ve yardımcı olan kıymetli hocam Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ'e teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışması Arçelik Ar-Ge Dijital Modelleme ve Yapısal Tasarım bölümü tarafından desteklenmiştir. Bu çalışma kapsamında bana yol gösteren yöneticim Kutay EDİS'e, benden yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyen Mehmet MUTLUDOĞAN'a en içten teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca yüksek lisans ve çalışma arkadaşlarım Nazlı Ecem ÇOKER ve Ahmet Hamit YILMAZ' a sağladıkları destekten dolayı teşekkür ederim.

Yüksek lisans tez çalışmamda kıymetli katkıları bulunan Tansel ÖZTÜRK'e, Halil ELGÜN'e, Mert Cevdet GÜNAY'a ve Arçelik Ar-Ge Dijital Modelleme ve Yapısal Tasarım ailesine teşekkür ederim.

Her zaman yanımda olan, benden maddi ve manevi hiçbir desteği esirgemeyen canım aileme sonsuz teşekkür ederim.

Aralık 2018

İsa TOSUN
Makine Mühendisi



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER.....	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY.....	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Problemin Tanımı.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
2.1 Çamaşır Kurutma Makinesi.....	3
2.1.1 Bacalı Çamaşır Kurutma Makinesi.....	4
2.1.2 Isı Pompalı Çamaşır Kurutma Makinesi.....	5
2.1.3 Kondenserli Çamaşır Kurutma Makinesi.....	6
2.2 Patent Araştırması	7
2.3 Kayış Kasnak Mekanizmaları	11
2.3.1 Poly-V Kayışları.....	12
2.3.2 Poly-V Kayış Kasnak Sistemleri Mekanik Hesaplamaları	14
2.4 Mevcut Tahrik Sistemin İncelenmesi	20
2.4.1 İlk Kademe Ait Tahrik Kayışı Kasnak Mekanizma Hesaplamaları	22
2.4.2 İkinci Kademeye Ait Tambur Kayışı Hesaplamaları	25
3. KONSEPT TASARIM.....	29
3.1 İstekler Listesi	29
3.2 Alternatif Fonksiyon Strüktürlerinin Belirlenmesi	31
3.2.1 Birinci Alternatif Fonksiyon Strüktürü.....	32
3.2.2 İkinci Alternatif Fonksiyon Strüktürü	34
3.2.3 Üçüncü Alternatif Fonksiyon Strüktürü	37
3.3 Fayda Değer Analizi.....	39
4. DETAY TASARIMIN YAPILMASI.....	43
4.1 Kavrama İçin Şekil Bağlarının Oluşturulması	46
4.2 Kasnaklara Etki Eden Tork ve Kuvvet Hesaplamaları.....	49
4.3 Yay Hesabının Yapılması	52
4.4 Dişli Mukavemet Hesaplarının Yapılması.....	54
4.5 İtici Mekanizma Tasarımı	56
4.6 Prototiplerin Üretimi ve Karşılaşılan Sorunların Çözülmesi	61
4.7 Nihai Detay Tasarıma Statik Yapısal Analiz Yapılması	65
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	71
KAYNAKLAR.....	73
ÖZGEÇMİŞ	75

KISALTMALAR

CAD	: Computer Aided Design
CNC	: Computer Numeric Control
mm	: milimetre
m	: metre
m/s	: metre / saniye
°C	: celcius
W	: watt
kW	: kilowattwatt
kg	: kilogram
ABS	: Acrylonitrile Butadiene Styrene
MPa	: Megapascal
mm³	: milimetre küp
N	: Newton
N.mm	: Newton milimetre
N/mm²	: Newton/milimetre kare
AC	: Alternative Current
DC	: Direct Current
İYM	: İçten Yanmalı Motor
RPM	: Revolutions per Minute
d/dk	: devir/dakika
rad	: radyan



SEMBOLLER

P_{dizayn}	: Dizayn gücü
$P_{nominal}$	: Nominal güç
c_2	: Servis faktörü
i	: Çevrim oranı
n	: Devir sayısı
d_p	: Ortalama kasnak çapı
d_{out}	: Kasnak dış çapı
I	: Kasnak eksenleri arası mesafe
I_r	: Kasnak eksenleri arası gerçek mesafe
v	: Lineer hız
L_{pitch}	: Ortalama kayış uzunluğu
$L_{efektif}$	: Efektif kayış uzunluğu
h	: Kayış asal eksen yüksekliği
β	: Kayış sarılma açısı
z	: Poly-V kayış rib sayısı
C_β	: Sarılma açısı faktörü
T_s	: Kayış ön gerilme kuvveti
F_{mil}	: Mile gelen dinamik kuvvet
F_ϕ	: Çevre kuvveti
F_1	: Kayış gergin kol kuvveti
F_2	: Kayış gevşek kol kuvveti
t	: Serbest kol uzunluğu
N_t	: Yay toplam sarım sayısı
N_a	: Yay aktif sarım sayısı
H_s	: Yay kapalı uzunluğu
k	: Yay katsayısı
G	: Elastite modülü
p	: Yay adım mesafesi
τ_{kesme}	: Kesme gerilmesi
$^{\circ}C$	: Santigrat derece

$M_{eğ}$	: Eğilme momenti
τ_k	: Kesme gerilmesi
σ_{top}	: Toplam gerilme
σ_{em}	: Emniyetli gerilme



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Servis faktörü seçim çizelgesi [9]	15
Çizelge 2.2 : Birinci kademe kayış kasnak mekanizması özellikleri	23
Çizelge 2.3 : 1. kademe elektrik motoru verileri.....	23
Çizelge 2.4 : İkinci kademe kayış kasnak mekanizması özellikleri.....	26
Çizelge 3.1 : İstekler listesi.....	30
Çizelge 4.1 : Diş formlarının kasnak merkezlerinden uzaklıkları.....	50
Çizelge 4.2 : Tasarlanan yay parametreleri	54



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	: Çamaşır kurutma makinesi genel görünüşü.	4
Şekil 2.2	: Bacalı çamaşır kurutma makinesinin çalışma prensibi.	5
Şekil 2.3	: Isı pompalı çamaşır kurutma makinesi çevrimi şematik gösterimi [3]....	5
Şekil 2.4	: Kondenserli çamaşır kurutma makinesi genel çalışma prensibi. şematik gösterimi [3].	6
Şekil 2.5	: US2009/0120137 nolu patent genel görünümü [4].	7
Şekil 2.6	: US2009/0120137 nolu patent dişli sistemi genel görünümü [4].	8
Şekil 2.7	: KR20110012366 nolu dişli genel görünümü [5].	9
Şekil 2.8	: US6332343 nolu patent a) dişli genel görünümü b) diş yapısı detay.... görünümü [6].	10
Şekil 2.9	: US3429056 nolu patent görünümü [7].	11
Şekil 2.10	: Kayış Kasnak Mekanizması.	12
Şekil 2.11	: Kayış tipleri ve formları [1].	12
Şekil 2.12	: Poly-V kayışların katmanları [9].	13
Şekil 2.13	: Poly-V kauçuk kayış profili seçim grafiği [9].	16
Şekil 2.14	: PH profile sahip poly-V kayış için profil ölçüleri.	16
Şekil 2.15	: Sarılma açısı düzeltme faktörü.	18
Şekil 2.16	: Tahrik sistemini oluşturan elemanlar.	20
Şekil 2.17	: Kademeli kasnak ve tahrik kasnağı genel görünüşleri.	21
Şekil 2.18	: Gerdirme yayı ile tambur kayışı gerdirme işlemi gösterilişi.	22
Şekil 3.1	: Temel fonksiyon.	31
Şekil 3.2	: Morfolojik analiz.	32
Şekil 3.3	: Birinci alternatif genel görünümü.	33
Şekil 3.4	: Birinci alternatif kavrama hali kesit görünüş.	33
Şekil 3.5	: Birinci alternatif kavrama olmayan hali kesit görünüş.	34
Şekil 3.6	: İkinci alternatif genel görünümü.	35
Şekil 3.7	: İkinci alternatif kavrama hali kesit görünüş.	36
Şekil 3.8	: İkinci alternatif kavrama olmayan hali kesit görünüş.	36
Şekil 3.9	: Tahrik kasnağı kavrama yüzeyi ve lamelli plaka lamelleri.	37
Şekil 3.10	: Üçüncü alternatif genel görünümü.	38
Şekil 3.11	: Üçüncü alternatif kavrama hali kesit görünüş.	38
Şekil 3.12	: Üçüncü alternatif kavrama olmayan hali kesit görünüş.	39
Şekil 3.13	: Ölçütler ve ağırlık dağılımları.	40
Şekil 3.14	: Alternatif strüktür değerleri.	41
Şekil 4.1	: Tambur kasnağı yeni konumu.	44
Şekil 4.2	: Tambur kayışının şasiye güvenli yaklaşma mesafesi.	44
Şekil 4.3	: a) kayar kasnak kavrama konumu etüd kesit görünüşü. b) kayar kasnak kavrama olmayan konumu etüd kesit görünüşü.	45
Şekil 4.4	: Tambur kasnağı yay kanalı ve kayar kasnak yay dayama yüzeyi.	46

Şekil 4.5 : a) tambur kasnağı diş yapısı dik bakış b)tambur kasnağı diş yapısı.....	
izometrik görünüş.....	47
Şekil 4.6 : a) Tahrik kasnağı diş yapısı dik bakış b) tahrik kasnağı diş yapısı.....	
izometrik görünüş.....	48
Şekil 4.7 : Kayar kasnakta tambur ve tahrik kasnak eşlenik diş yapılarından.....	
dolayı oluşan kritik bölge.	48
Şekil 4.8 : a) kavrama konumu yay kanalları kesit görünüşü	
b) kavrama olmayan konum yay kanalları kesit görünüşü.	51
Şekil 4.9 : Helisel yay sarım tipleri [13].	52
Şekil 4.10 : a) Tahrik kasnak dişi kesit ölçüleri b) tambur kasnak diş kesit.	
ölçüleri.	55
Şekil 4.11 : İtici kol izometrik görünüşü ve temas yüzeyi.	56
Şekil 4.12 : İtici kol, tahrik kayışı, kayar kasnak ve tahrik kasnak pozisyonları.....	57
Şekil 4.13 : İtici kol üst görünüşü ve eksantrik pim çalışma kanalı gösterimi.	58
Şekil 4.14 : Taşıyıcı gövde genel görünüş.	58
Şekil 4.15 : a) mevcut motor kapağı genel görünüş b)revizyonlu motor kapağı.....	
genel görünüş.	59
Şekil 4.16 : a) Taşıyıcı gövde kapağı ve AC motor üst görünüş b) Taşıyıcı gövde...	
kapağı ve AC motor alt görünüş.	60
Şekil 4.17 : a) Eksantrik pim genel görünüş b) Eksantrik pim ve AC motor kesit...	
görünüşü.	61
Şekil 4.18 : a) kayar kasnak b) tambur kasnak c) tahrik kasnak.....	61
Şekil 4.19 : a) kayar kasnak diş aşınmaları b)tahrik kasnak diş aşınmaları.	62
Şekil 4.20 : a) kayar kasnak eğimli diş tasarımı b)tahrik kasnak eğimli diş.....	
tasarımı.	63
Şekil 4.21 : Eğimli dişlerin kavrama aşamaları.	63
Şekil 4.22 : Yeni tasarlanan itici kol.	64
Şekil 4.23 : a) yeni taşıyıcı gövde tasarımı b) yeni gövde kapak tasarımı.	64
Şekil 4.24 : a) Eski itici kol deformasyon sonuçları b) Yeni itici kol deformasyon..	
sonuçları.....	65
Şekil 4.25 : a) kayar kasnak tahrik tarafı kuvvet uygulama yüzeyleri.....	
b) kayar kasnak tahrik tarafı kuvvet uygulama yüzeyleri.....	66
Şekil 4.26 : Kayar kasnak tahrik kasnağı tarafında oluşan von mises gerilmeleri. ...	67
Şekil 4.27 : Kayar kasnak tambur kasnağı tarafında oluşan Von Mises	
gerilmeleri.	67
Şekil 4.28 : En kötü senaryo kayar kasnak von mises gerilme sonuçları.....	68
Şekil 4.29 : Yeni yataklama pimi Von Mises gerilme dağılımları	69
Şekil 4.30 : a) taşıyıcı gövde b) tahrik kasnak c) itici kol d) kayar kasnak	
prototip.....	70

ÇAMAŞIR KURUTMA MAKİNESİNDE YENİ TAHRİK SİSTEMİ TASARIMI

ÖZET

Günümüzde şehirlerde nüfusun artması ve yaşam alanlarının küçülmesiyle birlikte insanların çamaşırlarını kurutacakları alanlar azalmıştır. Ayrıca şehir hayatının beraberinde getirdiği zaman kısıtı, insanları günlük işlerinde makine kullanmaya mecbur bırakmaktadır. Bu nedenlerden dolayı insanlar çamaşırlarını kurutmak için çamaşır kurutma makinelerini kullanmaya yönelmişlerdir.

Çamaşırlarını hâlihazırda çamaşır yıkama makinelerinde yıkayan insanlar yıkanan ıslak çamaşırlarını kurutmak için çamaşır kurutma makinelerini kullanmaktadırlar. Bilindiği üzere çamaşır yıkama makinesinde dönen bir tambur içinde yıkanan çamaşırlar, kurutucu makinelerinde ise yine bir tambur içinde kurutulmaktadırlar. Çamaşırlar tambur içinde dönmenin etkisiyle sürtünerek aşınmakta ve yıpranmaktadır. Bu yıpranma etkisi hassas çamaşırlarda daha çok sorun yaratmaktadır.

Bazı çamaşır kurutma makineleri çamaşırların hassas kurutulabileceğini belirten bazı sertifikalara sahiptir. Bu sertifikalardan en çok bilineni Woolmark sertifikası olarak adlandırılmaktadır. Woolmark sertifikası sahip çamaşır kurutma makineleri yünlü çamaşırları hassas bir şekilde yıpratmadan kurutabilmektedir. Bu çalışmanın sonucunda çamaşır kurutma makinesinin bu tip sertifika testlerine tabi tutularak hassas çamaşır kurutma özelliğinin tescillenmesi amaçlanmaktadır.

Günümüz şartlarının beraberinde getirdiği bir diğer sorun ise enerjinin kullanımıdır. Enerji kaynaklarında yaşanan sıkıntılardan dolayı birçok sektörde olduğu gibi beyaz eşya sektöründe de enerji tüketim kısıtları uygulanmaya alınmıştır. Enerjinin tasarruflu kullanımı için makineler belirli enerji regülasyonlarıyla üretilmektedir. Bu regülasyonlarla üretilen makineler belli enerji sınıflarına sahip olmakta ve sahip oldukları enerji sınıfı girecekleri pazarlarda önemli rol oynamaktadırlar. Kullanıcılar ise kullandıkları makinelerin enerji tüketiminin düşük olmasını hem çevreye duyarlılık için hem de kendi bütçelerine maddi yükünün az olması için istemektedirler.

Çamaşır kurutma makinelerinin enerji sınıflarını belirlemek için enerji verimlilik katsayısı kullanılır. Bu katsayı ilgili yönetmelikte belirtilen şartlarda yapılan, kurutma testinde makinenin tükettiği elektrik enerjisine göre hesaplanır. Enerji tüketiminin düşürülmesi enerji verimlilik katsayısı değerin düşmesini sağlamakta ve böylelikle enerji sınıfı yükselmektedir. Çamaşır kurutma makinelerinde 7 adet enerji sınıfı bulunmaktadır. Bu enerji sınıfları A+++, A++, A+, A, B, C ve D olarak adlandırılmaktadır. A sınıfı en verimli enerji sınıfını temsil etmektedir.

Çamaşır kurutma makinelerinde tahrik sistemi iki kademeli kayış kasnak mekanizmasından oluşmaktadır. Elektrik motorundan alınan tahrik kayış ve kademeli kasnak sistemi ile tambura aktarılmaktadır. İki kademeli kayış kasnak mekanizması kullanılarak 2900 d/dk olan motor devri tamburda 54,2 d/dk' ya düşürülmektedir. Fanlar motor miline direkt olarak bağlıdır. Elektrik motoru çalıştığından sistemdeki fanlar ve tambur dönmeye başlamaktadır.

Bu çalışmanın ilk amacı tamburun dönme hareketini geliştirilen algoritma ile zaman zaman durdurarak sadece sıcak hava yardımıyla çamaşırları kurutmak ve yıpranmasını engellemektir. Çalışmanın bir diğer amacı ise hava ısıtıcı sistemler tam verimine ulaşana kadar tamburun hareket etmesini engelleyerek kurutma olmayan sürede tamburdan kaynaklı enerji kaybını önlemek ve enerji verimliliğini arttırmaktır.

Yapılan çalışmada ilk olarak çamaşır kurutma makinesi tipleri anlatılmış ve her tipin çalışma prensipleri açıklanmıştır. Ayrıca literatür taraması yapılarak benzer çalışmalar incelenmiştir. Çalışma ile ilgili yapılan patent başvuruları bulunmuş ve çalışma öncesi incelenmiştir. Mevcut kurutma makinesi sistemi incelenmiş ve kayış kasnak mekanizması hesaplamaları yapılmıştır. Bu hesaplamalar sonucunda kayış kol kuvvetlerinden dolayı kasnaklarda oluşan kuvvetler, kayış sarılma açıları ve kasnak dairesel hızları hesaplanmıştır.

Bu çalışmada bahsedilen çamaşırların yıpranması ve enerji tüketimi konularına çözüm olacak yeni kurutucu makinesi tahrik sistemi tasarlanmıştır. Yapılan çalışmada fanları ve tamburu birlikte tahrik eden eski tahrik sistemine kavrama mekanizması entegre edilerek tambur ve fanlara giden tahrik akışı ayrılmıştır. Öncül üretimler hazırlanmış ve testlerle sistemin çalışabilirliği test edilmiştir. Prototiplerde karşılaşılan sorunlar tespit edilerek tasarımlar geliştirilmiş ve nihai tasarıma ulaşılmıştır.

Nihai tasarım için statik yapısal analizler yapılarak parçaların maruz kaldıkları yükleme şartlarında üzerlerinde oluşan gerilmeler incelenmiştir. Oluşan gerilmelerin parçaların hammaddesinin akma gerilmesi değerleri ile kıyaslaması yapılmıştır. Deformasyon problemi olan parçalarda statik yapısal analiz yapılarak deformasyon miktarları incelenmiş ve nihai tasarımla deformasyon problemlerinin çözülüp çözülmediği prototip üretiminden önce öngörülmüştür.

Tasarımlar yapılırken sistemdeki kayışların özellikleri değiştirilmemiş yeni tasarlanan sistem, mevcuttaki kayışlara uygun olarak tasarlanmıştır. Mevcut kayışlar değiştirilmediği için kayış kasnak sistemi için yeniden gerginlik hesaplama ve ölçme gereksinimi oluşmamıştır. Kayış kasnak sisteminin çalışabilirliğinin sorgulanmasına gerek kalmamıştır. Bu sayede yeni sistemin test yükü azaltılmıştır. Sistemdeki kasnakları yataklayan rulmanlar yeni sistemde de kullanılarak ekstra maliyet oluşturulmamıştır.

Yeni tasarlanan kasnakların orijinal sistemdeki kasnaklar gibi alüminyum enjeksiyon prosesi ile üretilmesi planlanmıştır. Kasnakları hassas ölçülerine getirebilmek için alüminyum enjeksiyon prosesinden sonra talaşlı imalat işlemi uygulanması planlanmıştır.

Sistemdeki tetikleme sistemi için kurutucu makinesine ekstra maliyet getirmemesi adına AC motor kullanılmıştır. AC motor kullanılarak DC motorun gerektirdiği ekstra AC güç kaynağını DC güç kaynağına çeviren komponentlerin oluşturacağı maliyetler engellenmiştir.

Yeni tasarlanan sistemdeki diğer parçalar ise plastik enjeksiyon yöntemi ile üretilmesi planlanmıştır. Çamaşır kurutma makinesinde görece yüksek sıcaklık ve nem olduğu için plastik parçaların hammadde seçimine dikkat edilmiştir.

Prototiplerin üretiminde hızlı prototipleme cihazları kullanılmıştır. Alüminyum kasnaklarda CNC freze ile işleme yapılmıştır. Plastik prototip parçalar üç boyutlu yazıcılar tarafından üretilmiştir.

Projenin sonuç kısmında elde edilen sonuçlar anlatılmış ve gelecekte yapılabilecek çalışmalardan bahsedilmiştir.

Arçelik A.Ş. Dijital Modelleme ve Yapısal Tasarım Yöneticiliği' nde yapılan çamaşır kurutma makinesinde yeni tahrik sistemi tasarımı bu tez çalışmasının içeriğini oluşturmaktadır.





NEW DRIVE SYSTEM DESIGN IN A LAUNDRY DRYER MACHINE

SUMMARY

Recently, because of the increase in population and decrease in space per capita in cities, spaces used by people to dry their laundries have also significantly decreased. Moreover, lack of time that is brought by the rush of city life obliges people to use machines for their daily life frequently. Due to all these reasons, people verge to use dryer machines to dry their daily laundries.

People who have already been using washing machines for their laundries, are also using the dryer machines to dry their washed laundries. As it is known, laundries which are washed in a turning tumbler in washing machine, are also dried in a tumbler in dryer machines. Therefore, due to the turning effect of the tumbler, laundries are damaged and eventually they wear out. This wearing affects especially delicate fabrics significantly.

Some dryer machines in industry have some certificates that indicate that the relevant dryer can dry delicate fabrics. Among all these certificates, the most widespread one is named the Woolmark certificate. Dryer machines have the Woolmark certificate can dry wooly laundries softly without any wearing. At the end of this study, it is aimed to verify the drying properties of the machine dryers for delicate fabrics by subjecting them to such kind of certificate tests.

Another problem brought by the recent conditions is the usage of energy in industry. Due to the lack of energy resources, like all other industrial areas, energy consumption limits have aroused in also white goods industry. All industrial machines are manufactured in determined regulations to enable more efficient usage of energy. Machines manufactured in such regulations have specific energy ratings and these ratings play an important role in market that machines will get into. Besides that, clients want that the machine they use have a low energy consumption for both environmental issues and lower financial losses due to inefficient usage of these machines.

Energy efficiency index is used to determine the energy ratings of tumble dryers. This rating is determined by considering the consumed electrical energy by tumble dryer during the drying test which is executed in conditions specified via related regulations. Decrease in energy consumption ensures the decrease of energy efficiency index, thus energy ratings of the tumble dryer improves. There are 7 different energy ratings for tumble dryers. These ratings are known as A+++, A++, A+, A, B, C and D where A represents the most efficient energy rating, D represents the least efficient one.

Drive systems of tumble dryers are composed of two stepped belt and pulley mechanism. Excitation taken from the electric motor is transmitted to the tumble via this belt and pulley mechanism. Belt and pulley mechanism is also used to decrease the engine speed from 2900 rpm to 54,2 rpm in tumble. Fans is directly bounded to the

motor shaft. When electric motor is started, fans and tumble in mechanism also begin to operate.

The first objective of this study is to stop the tumble's turning in a determined frequency by a developed algorithm and dry the laundries by only the hot air's effect to avoid or ease the harmful effect of tumble's turning motion. The another objective of this study is restraining the tumble's motion until the air heating systems reach their full performance to improve energy efficiency by preventing the energy loss during the term that tumble does not operate.

In this study, tumbler dryer machine types were discussed and working principle of each type was elaborated. An extensive literature research was conducted to investigate the significant studies. Moreover, patents and patent applications in the literature were examined. Existing tumble dryer machine system was investigated and belt and pulley mechanism calculations were done. In addition to these calculations, pulley forces that are emerged by the belt and bar forces, belt convolution angles and pulley circular velocities were calculated.

Within the scope of this study, a new drive system for tumbler dryer machines was designed to solve the laundry wearing and energy efficiency concerns. In this context, an innovative clutch mechanism was integrated to the traditional drive system, which drives the fans and tumble together on the purpose of dividing the drive system transmit to the fans and the tumble. Analysis were executed for the designed system and accordingly, prototypes were manufactured. Prepared prototypes were tested and system's efficiency was evaluated by considering the results. Problems encountered during prototype tests were detected, in this direction, design was improved and eventually, final design was obtained.

Statistical structural analyses were carried out for the ultimate design and the stress on the correspondingly loaded parts was examined. The resulting stress was compared with the yield stress of these parts. With the help of statistical structural analyses of deformed parts, the deformation amount was determined and whether the deformation problems were fixed was predicted before producing the prototype.

The properties of belts in the system were not changed during the design and the new system was developed in accordance with the existing belts. It was not needed to calculate belt tensions for this new belt and pulley system since the existing belts remained unchanged. Therefore, the functionality of the belt and pulley mechanism is not to reconsider, and the test effort of the new system was diminished. Extra costs were eliminated by utilizing the same bearings in the new system.

Newly designed pulleys are intended to be manufactured via aluminum injection methods as it was in the previous system. In order to obtain the proper precision of the pulleys, the application of metal cutting proses was planned after aluminum injection method.

Other parts in the new developed system are to be manufactured by the plastic injection method. Raw material of the plastic parts was selected very attentively as the temperature and moisture are relatively high in drying machine.

Fast prototyping machines were used for producing prototypes. Aluminum pulleys were processed by CNC milling machines. 3D printers were utilized as a manufacturing proses of prototype plastic parts.

AC motor was used fort the actuator system in the new design. The cost occuring by the use of DC motor fort he components that convert AC power supply to DC power supply were eliminated by use of the AC motor.

The results were outlined and the potential studies in the future were mentioned at the end of the project.

A new design for tumbler dryer machines which was conducted in Arçelik A.Ş. Digital Modeling and Structural Desing Team constitutes the context of this thesis study.





1. GİRİŞ

1.1 Problemin Tanımı

Günümüzde kullanılan çamaşır kurutma makinelerinde kurutma işlemi sırasında tambur dönerken aynı zamanda sıcak hava tambur içine alınmaktadır. Çamaşırların bütün nemli yüzeylerine kurutma işlemi yapılabilmesi için tamburun dairesel dönme hareketi gerekli olmaktadır. Tambur kritik bir hızda dönerek çamaşırların tambur içinde belli yükseklikten düşmesini sağlamak ve çamaşırlarının bütün yüzeylerinin akan havayla temas etmesini sağlamaktadır. Bu mekanik hareket hassas kategorisinde olan çamaşırlar için bir süre sonra yıpratıcı etki göstermektedir. Günümüz çamaşır kurutma makinelerinde fanların ve tamburun tahrik edilmesi tek bir motor tarafından sağlanmaktadır. Bu durumdan dolayı yazılan bir algoritma ile fan akışı devam ederken tamburu belirli aralıklarda durdurarak çamaşırların mekanik yıpranmasını engellemek mümkün değildir. Bu çalışmada fanlara ve tambura giden tahrik akışını ayıran bir mekanizma üzerine çalışarak çamaşırlar üzerindeki mekanik yıpranmayı azaltmak amaçlanmaktadır.

Bu çalışmada çamaşırların mekanik yıpranmasını azaltma kazancının yanında birçok kazanç sağlanmaktadır. Bunlardan ilki çamaşır kurutma makinelerinin bütün tiplerinde özellikle ısı pompalı çamaşır kurutma makinesinde sistem rejime girene kadar tamburun durması sağlanmakta ve gereksiz enerji sarfiyatı azaltılmaktadır. İkinci kazanım ise tam yükte kurutma yapılırken ara ara tamburu durdurarak güçten tasarruf sağlanabilmektedir. Bir diğer kazanım ise ayakkabı kurutma işlemi için tamburun içine takılan, tambur dönse bile dönmeyen sepete artık ihtiyaç kalmamakta ve sepet maliyeti ürün maliyetinden çıkarılabilmektedir.

Yapılacak yeni tasarımın prototip üretimi yapılması ve kurutma makinesinde test edildikten sonra karşılaşılan sorunlar çözülmesi için yeni tasarımlar yapılması planlanmaktadır. Yapılan yeni sistem çamaşır kurutma makinelerine uygulandıktan sonra gerekli enerji ölçümleri yapılarak mevcut sisteme göre enerji sarfiyatlarının karşılaştırılması hedeflenmektedir.



2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatür araştırması kapsamında, yeni tahrik sisteminin tasarlanmasında yardımcı olacak çalışmalar incelenmiştir.

Üzerinde çalışılacak çamaşır kurutma makinesi tahrik sistemi hem genel olarak hem de bileşenleri bazında detaylı olarak incelenmiştir. Tahrik sistemi incelenirken daha önceden yapılmış akademik çalışmalardan yararlanılmıştır.

Yeni tasarımın yol haritasının çıkarılması için fikri haklar konusundaki çalışmaların araştırılmasına da yer verilmiştir. Bu konu özelindeki patentler incelenerek hem tasarım açısından fikir alınmış hem de patent ihlali konusunda değerlendirmeler yapılmıştır.

Piyasada çamaşır kurutma makinelerinin tahrik sistemlerinde bu tür bir uygulama bulunmadığı için rekabet halinde olunan firmaların ürünlerinden inceleme yapılamamıştır.

2.1 Çamaşır Kurutma Makinesi

Yüzyıllar boyunca nemli çamaşırlar rüzgar, güneş vb. gibi doğal olayların yardımıyla kurutulmaktadır. Çamaşırları doğal yöntemlerle kurutma işleminde kurutma süresini etkileyen değişkenler bulunmaktadır. Bu değişkenler rüzgar hızı, havanın sıcaklığı ve havadaki nem miktarıdır. Bu değişkenlerin istenilen seviyede olmaması kurutma işlem süresini oldukça arttırmaktadır. Günümüzde şehirlerdeki artan nüfus ve yoğun çalışma koşullarında insanlar kurutma işlemi için gerekli vakti ve ortamı bulamamaktadır. Bu zorunluluklardan dolayı ve ayrıca teknolojinin de gelişmesiyle birlikte kurutma işlemi için alışlagelmiş yöntemler dışında bir cihaz geliştirilmesi zorunlu hale gelmiştir. Çamaşır kurutma makinesi bir diğer adıyla kurutucu makinesi giysilerin ve diğer tekstil ürünlerinin genellikle çamaşır makinesinde yıkandıktan kısa bir süre sonra nemini gidermek amacıyla kullanılan elektrikli bir ev aletidir. Kurutucu makinelerinde çamaşırların istenilen kuruluk seviyesine istenilen sürede gelmesi sağlanmaktadır. Şekil 2.1’ de çamaşır kurutma makinesinin genel görünüşü verilmiştir.



Şekil 2.1 : Çamaşır kurutma makinesi genel görünüşü.

2.1.1 Bacalı Çamaşır Kurutma Makinesi

Bacalı çamaşır kurutma makinesinin çalışma prensibi ortamda bulunan havanın makine içine alınıp, elektrik enerjisi yardımıyla ısıtılarak çamaşırların kurutulmasına dayanmaktadır. Bu tip kurutucu makinelerinde çamaşırların nemini alan hava dışarı atılmak için bir havalandırma kanalına ihtiyaç duymaktadır. Kurutucu makinesinden çıkan bir tahliye borusu ile atılmak istenen hava havalandırma kanalına aktarılmaktadır [1].

Bacalı çamaşır kurutma makinesi diğer kondenserli ve ısı pompalı modellere göre daha ekonomik fiyata sahiptir. Bu tipte diğer tiplere göre daha az komponent bulunmaktadır. Ancak bacalı çamaşır kurutma makineleri diğer modellere göre daha düşük enerji sınıfında bulunmaktadır. Bu nedenden ötürü diğer modellere göre kullanıcı tarafından daha az tercih edilmektedir [1].

Şekil 2.2’ de bacalı çamaşır kurutma makinesinin çalışma şekli şematik olarak gösterilmektedir. Şekil 2.2 incelendiğinde çamaşırların içerisinde bulunduğu tambur (1), ortamdaki havanın içerisi alınmasını sağlayan kanal (2), havanın içeri dış ortamdan makine içine alınmasını sağlayan fan (3) içeri alınan havanın ısıtılmasını sağlayan ısıtıcı (5), tambura dönmesi için tahrik sağlayan bir elektrik motoru (4), tamburun içine havanın giriş yaptığı delikli arka yüzey (6), çamaşırlar (8), tahrik aktarma elemanı (7), hava filtresi (9) ve hava tahliye borusundan (10) oluştuğu görülmektedir. Fan (3) vasıtasıyla makine içine alınan ortam havası elektrikli ısıtıcı (5) ile ısıtılarak tambur arkasında bulunan delikli yüzeyden (6) tamburun (1) içine gönderilmektedir. Tamburun içine alınan sıcak hava çamaşırlara temas ederek nemi çamaşırlar (8) üzerinden kendi üzerine almakta ve hava tahliye borusundan (10) dış ortama atılmaktadır [2].

2.1.3 Kondenserli Çamaşır Kurutma Makinesi

The diagram illustrates a closed-loop experimental setup for a vapor absorption refrigeration system. The components and their connections are as follows:

- Fan**: A fan is connected to the condenser (Tambur Kondenser) to facilitate air flow.
- Lif Filtresi**: A filter is connected to the condenser (Tambur Kondenser) to remove any debris.
- Tambur Kondenser**: A cylindrical condenser that cools the refrigerant vapor.
- Isıtıcı**: A heater (represented by a red zigzag line) that heats the refrigerant liquid.
- Yoğuşma Tankı**: A condensation tank where the refrigerant liquid is collected.
- Flow Path**: The refrigerant flows from the condenser (Tambur Kondenser) through the filter (Lif Filtresi) and fan, then through the heater (Isıtıcı), and finally into the condensation tank (Yoğuşma Tankı). The flow is indicated by arrows.
- Pressure Points**: Three red dots labeled 1, 2, and 3 indicate specific pressure measurement points in the cycle.

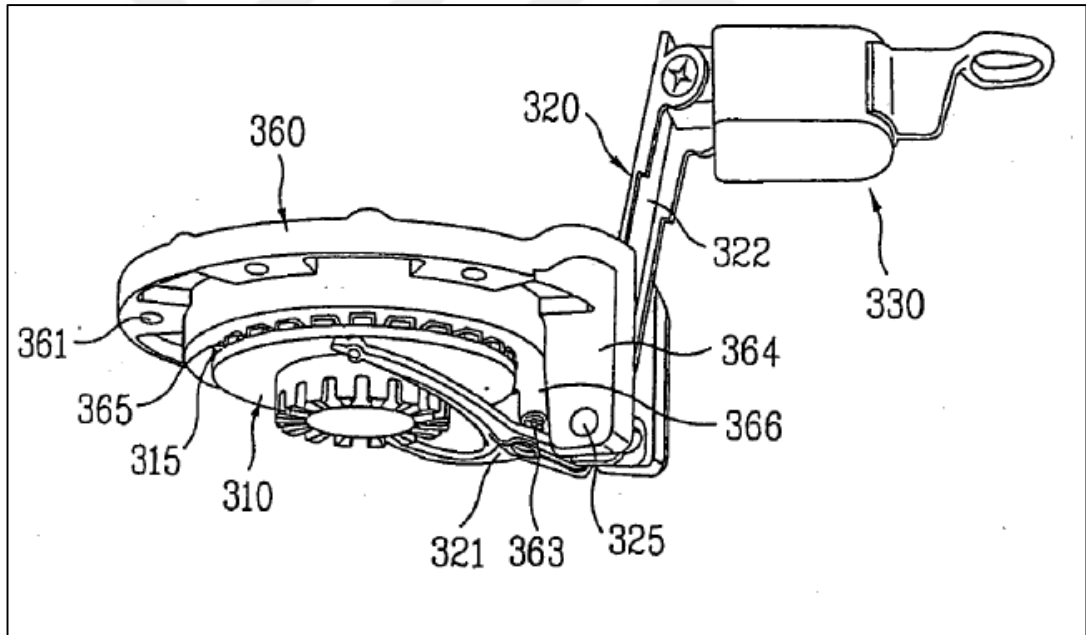
Yukarıdaki Şekil 2.4’ de görüldüğü gibi hava tamburun içine gönderilmeden önce ısıtıcı tarafından ısıtılmaktadır (1-2). Tamburun içine giren hava tamburdan çıkana kadar çamaşırların nemini almaktadır (2-3). Nemli hava fan vasıtasıyla kondensere gönderilmektedir. Kondenserde diğer bir fan ise kondenser üzerinden ortam havası

akışı sağlayarak nemli proses havasının sıcaklığını düşürmekte ve yoğuşmasını sağlamaktadır. (3-1). Yoğuşma suyu yoğuşma tankı içinde muhafaza edilmektedir.

2.2 Patent Araştırması

Çamaşır kurutma makinelerinde tahrik akışını ayırmak ile ilgili bir çalışma bulunmamakla beraber aynı işlevi gören sistemler üstten yüklemeli direkt sürülen çamaşır makinelerinde kullanılmaktadır. Üstten yüklemeli çamaşır makinelerinde tambur ve tambur içindeki karıştırıcı kolların eş zamanlı dönmesini ya da sadece karıştırıcı kolların dönmesini sağlayan tahrik sistemleri kullanılmaktadır.

Avrupa Patent Ofisi bünyesinde dosyalanmış veya kabul edilmiş patentlerin araştırmaları yapılmıştır. Bu sitede yapılan patent araştırmasında beyaz eşya sektöründe tahrik akışını ayırma ile ilgili birçok patent bulunmaktadır. Tahrik akışı ile doğrudan ilgili patentler aşağıdaki gibidir.

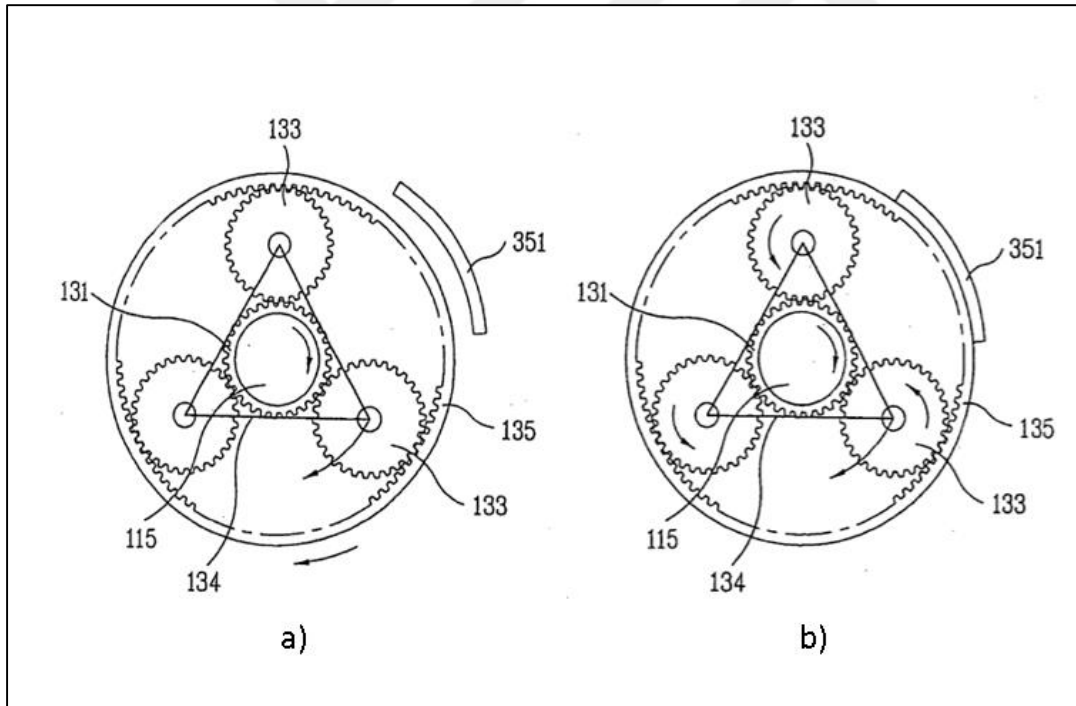


Şekil 2.5 : US2009/0120137 nolu patent genel görünümü [4].

US2009/0120137 numaralı patenti LG şirketi çamaşır makineleri için almış bulunmaktadır. Patent üstten yüklemeli çamaşır makinelerinde tambur ve tambur içerisindeki karıştırıcı kolların tahrik akışlarını durdurmak ya da dönüş yönlerini değiştirmek için kullanılmaktadır. Şekil 2.5’ de gösterilen sistemde 360 numaralı parça makine ana kaidesine monte edilmekte ve hareket etmemektedir. 310 ve 360 numaralı parçaların merkezinden frezeli tahrik mili geçmektedir. Frezeli mil üzerinde iki

kademe bulunmaktadır ve tahrik milin hiçbir kısıtlama yokken iki kademede tahriki iletmektedir. Bu kademelerden biri tambur içerisindeki karıştırıcı kolları tahrik ederken diğeri tamburu tahrik etmektedir. Tamburu tahrik eden ikinci kademeye 310 numaralı parça yataklanmış bulunmaktadır. 310 numaralı parça Şekil 2.5'deki alt konumunda iken tambur ve karıştırıcı kollara tahrik gitmekte ve her iki parçada dönmektedir. 310 numaralı parça 330 numaralı tetikleme sistemi ile tetiklenerek yukarı çıkarak 360 numaralı parça ile dişler vasıtasıyla kilitlenmektedir. 310 numaralı parça frezeli milin ikinci kademesine yataklandığından dolayı parça kilitlendiği zaman frezeli milin ikinci kademeside kilitlenerek artık dönemez hale gelmektedir. Bu sayede tamburun dönüşü engellenmekte ama karıştırıcı kolların dönmesi devam etmektedir.

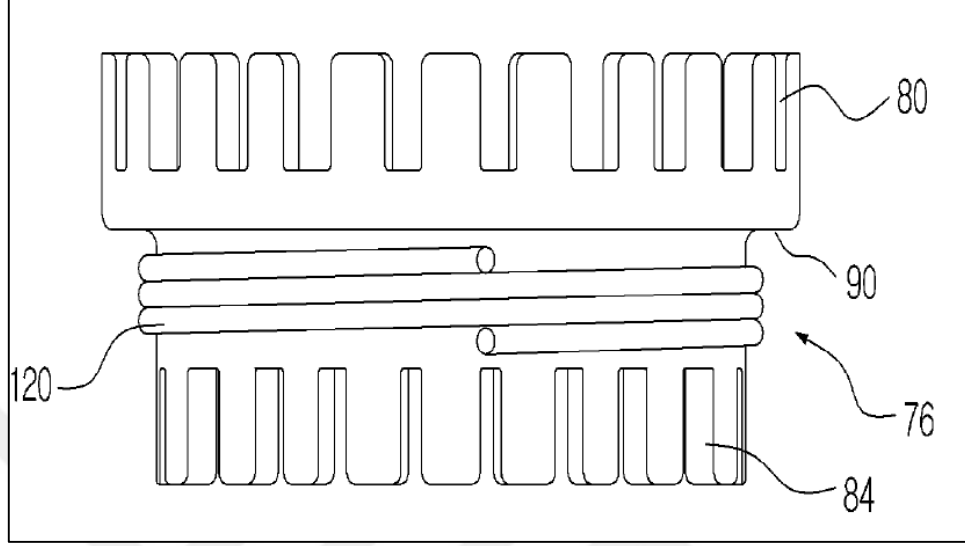
US2009/0120137 numaralı patentte bahsedilen başka bir sistemde ise planet dişli sistemi kullanarak tambur ve kolların istenildiğinde aynı yönde istenildiğinde ise ters yönde dönmesi sağlanmaktadır. Aşağıdaki Şekil 2.6'de sistemin genel görünüşü verilmektedir.



Şekil 2.6 : US2009/0120137 nolu patent dişli sistemi genel görünümü [4].

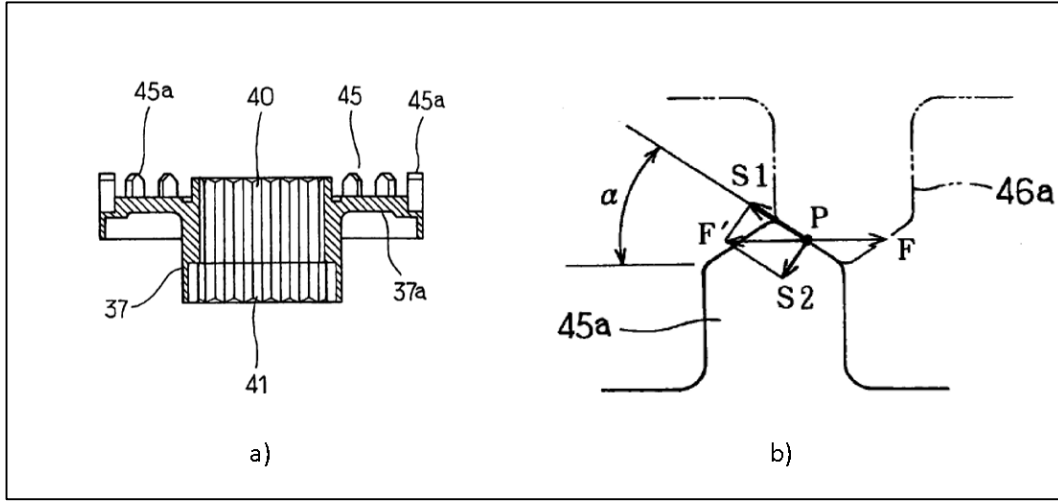
Şekil 2.6 incelendiğinde 351 nolu parçanın hareket ederek dıştaki 135 nolu dişlinin dönmesini engellemektedir. Şekil 2.6' nın a kısmı incelendiğinde 351 nolu parçanın çevre dişliyi kilitlemediği dolayısıyla güneş ve planet dişlilerin aynı yönde döndüğü görülmektedir. Şekil 2.6b'de kısmı incelendiğinde 351 nolu parçanın çevre dişliyi

kilitlediği dolayısıyla güneş ve planet dişlilerin ters yöne döndüğü görülmektedir. Çevre dişlinin hareketine izin vererek ya da kısıtlayarak aynı yöne dönme ya da ters yöne dönme işlemleri yapılabilir. Bu tahrik çıkışlarına tambur ve karıştırıcı kollar bağlanarak istenilen terse dönme hareketi yapılabilir.



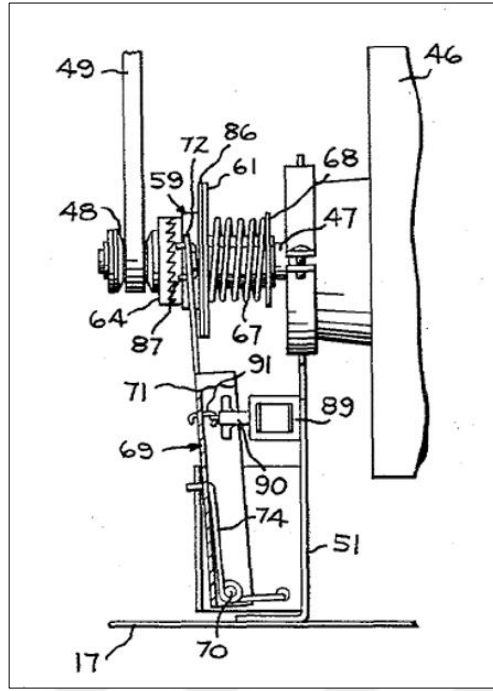
Şekil 2.7 : KR20110012366 nolu dişli genel görünümü [5].

Başka bir patent olan KR20110012366 nolu patentte ise US2009/0120137 nolu patentteki 310 numaralı parça detaylı olarak anlatılmaktadır. Şekil 2.7 incelendiğinde kasnağın her iki tarafında diş formu olduğu görülmektedir. Bu kasnağın 84 numara ile belirtilen kısmındaki dişler, motorun rotor kısmında bulunan dişler ile eşlenik olarak tasarlanmaktadır. Kasnağın merkezinden geçen frezeli mile montajlanmış oldu patentte belirtilmektedir. Kasnağın monte edildiği frezeli milin göbeğinden bir adet daha tahrik mili geçmekte ve direkt olarak rotora bağlı bulunmaktadır. Bu sayede motor yani rotor döndüğü zaman direkt olarak karıştırıcı kollarda dönmektedir. Kasnağın monte edildiği frezeli mil ise tambura tahrik iletmektedir. Kasnak tambur frezeli mili üzerinde geri hareket ederek rotor üzerindeki eşlenik kasnağı ile kavrama haline gelmekte ve rotorun dönme hareketini bağlı olduğu frezeli mile aktarmaktadır. Kasnak rotor ile kavrama halinde iken rotor döndüğünde kasnak ve bağlı olduğu frezeli mil dönmekte dolayısıyla tamburda dönmektedir. Şekil 2.7’ de gösterilen 120 numaralı parça olan yay ise sürekli kasnağı rotora doğru itmekte ve rotoru kavraması yönünde baskı yapmaktadır. Bu sayede tetikleme kolu sadece tek yönde çalışmakta ve tetikleme kolu serbest bırakıldığında yay sayesinde ters yöne itiş sağlanmaktadır.



Şekil 2.8 : US6332343 nolu patent a) dişli genel görünümü b) diş yapısı detay görünümü [6].

US6332343 numaralı patentte Şekil 2,8' de görüldüğü gibi diş formlarının özelleştirildiği görülmektedir. Diğer patentlerde dişler köşeli yapıda bulunmaktadır. Dişlerin köşeli yapıda olması iki taraftaki kasnakların dişlerinin üst üste gelme durumunda kavrama için dezavantaj sağlamaktadır. Dişlerin birbiri üzerinden kayarak boşluklara oturması gerekmektedir. Ancak köşeli dişliler üzerinde dönme yönünde eğim olmadığından dişleri boşluğa yönlendiren bir kuvvet oluşmamaktadır. Bu sorunu çözmek amacıyla US6332343 numaralı patentte dişlerin karşı karşıya gelen yüzeylerinde eğimli yüzeyler tasarlandığından bahsedilmektedir. Bu yüzeylerin yüzey normal vektörlerinden kesit alınarak incelendiğinde Şekil 2.8b'deki görsele ulaşılmaktadır. Şekil 2.8b' incelendiğinde diş yapılarının birbirine temas eden kısımlarının üçgen formda olduğu görülmektedir. Patentte bu formun iki yüzeyinin de eğiminin yani α açısının 45° 'den az olması gerektiği söylenmektedir. Sistemde her zaman dişlilerin biri serbest olduğu ve diğerinden ise tahrik akışı olduğundan dolayı serbest olan dişli, yüzeylerin eğimininden dolayı gelen kuvvetlerden dolayı diş boşluğuna doğru dönmektedir.



Şekil 2.9 : US3429056 nolu patent görünümü [7].

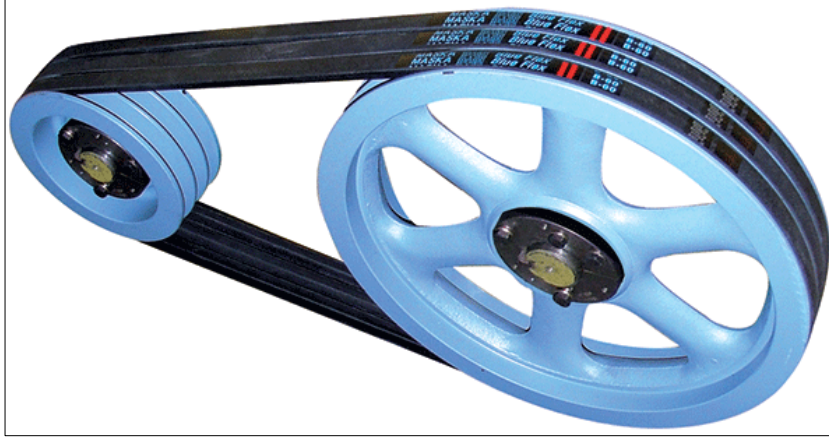
Şekil 2.9’ da US3429056A nolu patent numaralı patentin genel görünümü gösterilmektedir. Bu patentte 46 numara ile gösterilen tambur ile 48 ile gösterilen tahrik elemanı arasına bir kavrama mekanizması yerleştirilmiştir. Bu mekanizma 89 numara ile belirtilen bir selonoid ile yönetilmektedir. Selonoid aktif olunca bir taraftaki dişliyi diğerinden ayırmakta ve tahrik akışını kesmektedir.

2.3 Kayış Kasnak Mekanizmaları

Kayış-kasnak mekanizmaları taşıma sistemlerinde ve güç iletiminde oldukça uzun mesafelerde kullanılır. Bu elemanlar, genellikle dişliler, miller, yataklar ve diğerlerine göre esnek olmayan güç iletim mekanizmalarında da kullanılmaktadır [11].

Ayrıca elastik ve uzun olan bu elemanlar, şok darbelerinin tutulmasında, sönümlenmesinde ve titreşim etkilerinin yalıtımında çok önemli rol oynar. Makine ömrü için bu etkiler önemli rol oynamaktadır [11].

Basit bir kayış kasnak sistemi temel olarak iki adet kasnak ve bir adet kayıştan oluşmaktadır. İki adet kasnaktan birisi tahrik elemanı olarak kullanılırken diğeri ise iletilen tahrik ile dönmektedir. Kayış kasnak sistemlerinde kasnakların çapları istenilen çevrim oranına göre tasarlanmaktadır [1]. Şekil 2.10’da basit bir kayış kasnak sistemi gösterilmektedir.

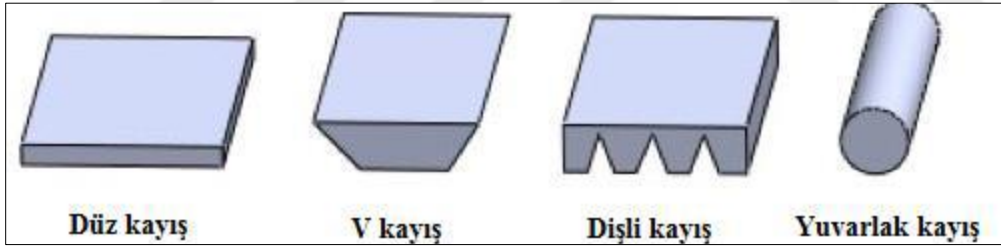


Şekil 2.10 : Kayış Kasnak Mekanizması.

Kayış kasnak mekanizmalarında kullanılan kayış tipleri dört adettir:

- Düz kayış
- V kayış
- Dişli kayış
- Yuvarlak kayış

Şekil 2.11’da bu kayışların formları görülmektedir.

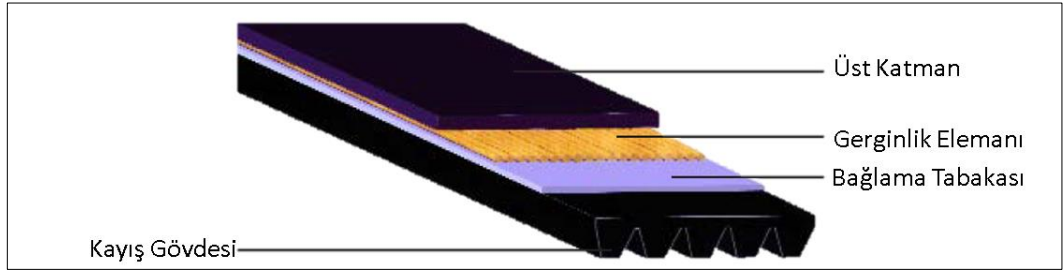


Şekil 2.11 : Kayış tipleri ve formları [1].

Bu tip standart kayışların dışında özel kayışlarda üretilmektedir. Bu özel tip kayışlardan biri Poly-V olarak isimlendirilen kayış tipidir. Bu tip V kayışta bulunan V formdan en az 2 adet olacak şekilde yan yana bağlanmasıyla oluşmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında üzerinde çalışılan sistemde güç iletiminde poly-V kayış tipi kullanılmaktadır.

2.3.1 Poly-V Kayışları

Minimum iki adet V kayışı yanyana getirip bir ortak tabaka ile birleştirilmesi ile poly-v üretilmektedir. Poly-V kayışların detaylı incelendiğinde birkaç tabakadan oluştuğu görülmektedir. Şekil 2.12’de Poly-V kayışların katmanları gösterilmektedir. [9]



Şekil 2.12 : Poly-V kayışların katmanları [9].

Şekil 2.12’de belirtilen kayış gövdesi katmanı kauçuk veya poliüretandan oluşmaktadır. Gerginlik elemanı tabakası ise yüksek mukavemetli ve uzamaya karşı dirençli polyester kordonlardan oluşmaktadır. Üst katman gergi elemanlarını korumak ve kayışı dış yüzeyden basan avare kasnakların kullanımına uygun hale getirmek için kullanılmaktadır [9].

Poly-V kayışların sahip olduğu V form profilleri kullanım alanlarına göre farklılıklar göstermektedir. Kayış gövde malzemesi kauçuk olan kayışlardaki V formları beşe ayrılmaktadır:

- PH
- PJ
- PK
- PL
- PM

PH profile sahip kayışlar beyaz eşyalarda genellikle kurutucu makineleri ve çamaşır makinelerinde kullanılmaktadır. PJ profil kayışlar asansör kapılarında, spor aletlerinde ve küçük kompresörlerde kullanılmaktadır. PK profil ile üretilmiş kayışlar fanlarda, asansörlerde kullanılmaktadır. PL forma sahip kayışlar yürüyen merdivenlerde, un değirmenlerinde vb. yerlerde kullanılmaktadır. PM form ise öğütücüler, türbinler ve kazı makinesi gibi yüksek güç iletimi gerektiren yerlerde kullanılmaktadır [9].

Poly-V kayış profilleri için üretici firmalar profil ölçü tabloları paylaşmaktadırlar. Bu ölçüler kayışa uygun kasnağında tasarlanabilmesinde önemli rol oynamaktadır. Üretici firmalar ayrıca kayış profiline göre uygun gördükleri kasnak tasarım parametrelerini paylaşmaktadırlar.

Sistem için uygun olan poly-V kayışın profilini seçmek için kayış üretici firmalarının seçim grafikleri bulunmaktadır. Bu grafikleri kullanabilmek için kayışların bağlı olduğu tahrik kasnağının dizayn gücü ve dönüş hızı bilinmesi gerekmektedir.

2.3.2 Poly-V Kayış Kasnak Sistemleri Mekanik Hesaplamaları

Poly-V kayış kullanılan sistemlerde mekanik hesaplamalarında şu adımlar takip edilir. Kayış kasnak sistemini tahrik eden motorun gücü (P) belirlenir. Dizayn gücü (P_{dizayn}), motor gücü ($P_{nominal}$) ile servis faktörü'nün (c_2) çarpımı ile elde edilmektedir. Denklem 1.1 ile dizayn gücü hesaplanır. Hesaplamalarda kullanılan bütün formüller kayış şirketi kataloglarından alınmıştır [10].

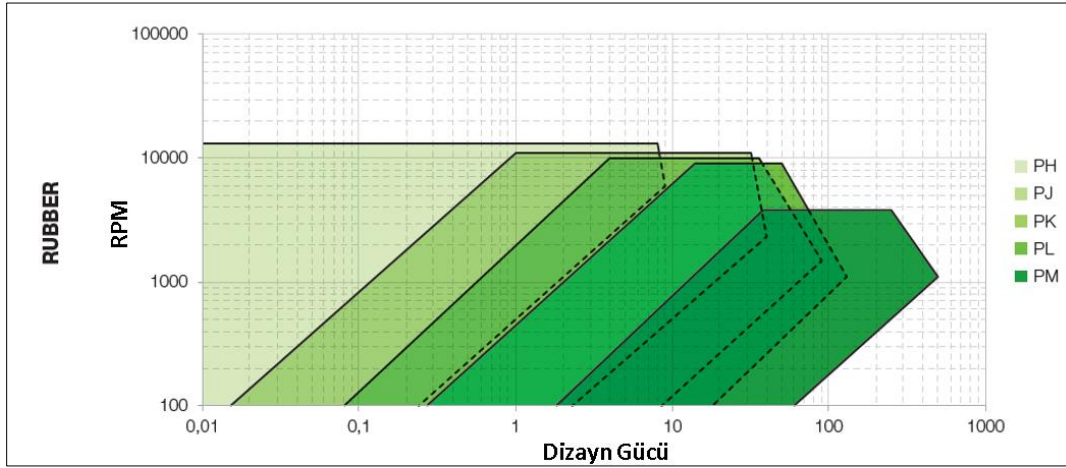
$$P_{dizayn} = P_{nominal} \cdot c_2 \quad (1.1)$$

Servis faktörü Çizelge 2.1 ile bulunabilmektedir.

Çizelge 2.1 : Servis faktörü seçim çizelgesi [9]

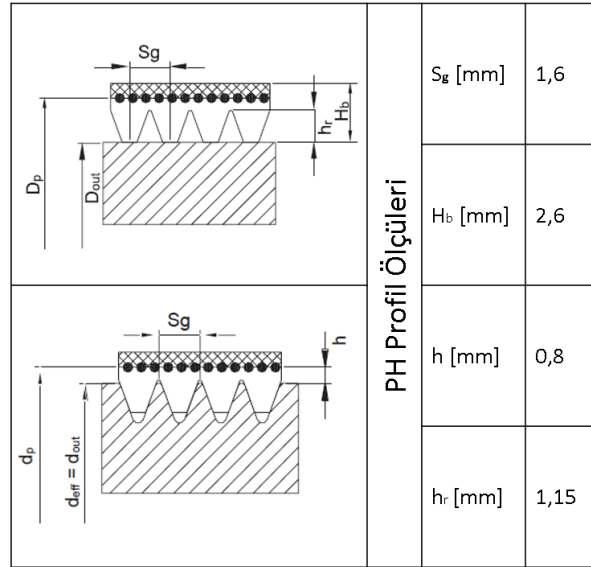
	Servis Faktörü					
	A Sınıfı			B Sınıfı		
	AC Motor-Asenkron			AC Motor-Vektör kontrollü		
	Senkron-Normal tork DC			DC Motor-Karma sargılı		
	İYM- Silindir hızı 700 d/dak			İYM- Silindir hızı 700 d/dak		
	İşletme Döngüsü Kategorilendirmesi					
	Kesikli Hizmet	Normal Hizmet	Sürekli Hizmet	Kesikli Hizmet	Normal Hizmet	Sürekli Hizmet
	8 saat/gün	8-16 saat/gün	16 saat/gün	8 saat/gün	8-16 saat/gün	16 saat/gün
1.Kategori Hafif İşletme Şartları	1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
2.Kategori Orta İşletme Şartları	1,1	1,2	1,3	1,1	1,2	1,3
3.Kategori Orta-Yüksek İşletme Şartları	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4	1,5
4.Kategori Yüksek İşletme Şartları	1,3	1,4	1,5	1,4	1,5	1,6
5.Kategori Ekstra İşletme Şartları	1,4	1,5	1,6	1,5	1,6	1,7

Hesaplanan dizayn gücü ile Şekil 2.13'den sisteme uygun poly-v kayış profili seçimi yapılmaktadır.



Şekil 2.13 : Poly-V kauçuk kayış profili seçim grafiği [9].

Daha sonra sistemin dönmesi istenilen devirlerine göre çevrim oranı belirlenmektedir. Çevrim oranını belirlemede devir sayıları kullanılabildiği gibi kasnak dış çapları da kullanılmaktadır. V kayış kullanılan kasnaklarda eğer yiv bulunuyorsa kasnak dış çapı yivin en dış noktası olarak alınmaktadır. Ancak kayış kasnağa yerleştirildiğinde kayışın asal eksen yivin üzerinde kaldığından en dış yiv çapına kayış asal eksen yüksekliği eklenerek ortalama çap bulunmaktadır. Kayış profili ölçüleri üretici firma kataloglarında ve standartlarda bulunmaktadır. Şekil 2.14’ de PH profile sahip poly-V kayış için profil ölçüleri verilmektedir.



Şekil 2.14 : PH profile sahip poly-V kayış için profil ölçüleri.

Şekil 2.14’de görüldüğü gibi ortalama kasnak çapı (d_p) bulunurken denklem 2.2 ve denklem 2.3 kullanılmaktadır.

$$d_{p-yivsiz} = d_{out} + 2 \cdot (h + h_r) \quad (2.2)$$

$$d_{p-yivli} = d_{out} + 2h \quad (2.3)$$

Kasnak çaplarını ya da devir sayılarını oranlayarak aşağıdaki denklem 2.4 ile sistemin çevrim oranı belirlenmektedir.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_p}{D_p} \quad (2.4)$$

Denklem 2.4’de bahsedilen n_1 ve n_2 sırasıyla büyük ve küçük kasnağın devirlerini belirtmektedir. D_p ve d_p ise sırasıyla büyük kasnak ve küçük kasnağın ortalama çaplarını belirtmektedir.

Elde ettiğimiz devir sayıları ve kasnak çapları kullanarak tahrik kasnağı üzerindeki lineer hız denklem 2.5 ile hesaplanmaktadır.

$$v = \frac{\Pi \cdot n_{tahrik} \cdot d_{p-tahrik}}{60000} \quad (2.5)$$

Kasnak eksen çizgileri arası mesafeyi hesaplamak için aşağıda denklem 2.6 kullanılmaktadır. Bu denklemde x_1 - y_1 birinci kasnağın koordinatlarını belirtirken, x_2 - y_2 ise ikinci kasnağın x ve y koordinatlarını belirtmektedir.

$$I = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2} \quad (2.6)$$

Kasnak eksenleri arası mesafe bulunduktan sonra ortalama kayış uzunluğu (L_{pitch}) denklem 2.7 ile bulunmaktadır. Ortalama kayış uzunluğu kullanılarak efektif kayış uzunluğu denklem 2.8 ile bulunmaktadır.

$$L_{pitch} = 2I + 1,57 \cdot (D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4I} \quad (2.7)$$

$$L_{efektif} = L_p - 2 \cdot h \cdot \pi \quad (2.8)$$

Efektif kayış boyu sistemde kullanılacak kayışın boyunu vermektedir. Ancak direkt olarak bu kayış uzunluğunda bir kayış bulmak zor ve maliyetli olmaktadır. Bundan dolayı kayış seçim kataloglarından efektif kayış uzunluğuna en yakın kayış seçilerek sisteme uyarlanmaktadır. Katalogdan seçilen gerçek kayış uzunluğu L_r ile ifade

edilmektedir. Gerçek kayış uzunluğu efektif kayış uzunluğundan farklı olduğu için eksenler arası mesafe tekrar hesaplanması gerekmektedir. Gerçek eksenler arası mesafe denklem 2.9 ile hesaplanmaktadır.

$$I_r = I + \frac{\Delta L}{2} = I + \frac{L_r - L}{2} \quad (2.9)$$

Bu hesaplamalardan sonra kasnak sarılma açıları belirlenmektedir. Tahrik kasnağı sarım açısı hesaplamak için denklem 2.10 kullanılmaktadır.

$$\beta = 2 \cdot \arccos \frac{D_{1-p} - d_{1-p}}{I_{1-r}} \quad (2.10)$$

Bulunan sarılma açısı (β) için düzeltme faktörü (C_β) uygulanması gerekmektedir. Kayış kataloglarında açılar için düzeltme faktörleri bulunmaktadır. Şekil 2.15’de bu düzeltme faktörleri verilmektedir.

Sarılma Açısı Düzeltme Faktörü	
Küçük kasnak için sarılma açısı	Düzeltme faktörü
230	1,11
220	1,09
210	1,07
200	1,05
190	1,02
180	1,00
170	0,97
160	0,94
150	0,91
140	0,88
130	0,84
120	0,80
110	0,76
100	0,72
91	0,67
83	0,63

Şekil 2.15 : Sarılma açısı düzeltme faktörü.

Daha sonra sistem için uygun olan poly-v kayışın kaç adet dişe sahip olacağını bulabilmemiz için ek güç (P_a), temel güç (P_b) ve kayış uzunluğu düzeltme faktörü (C_L) değerlerine katalog tablolarından ulaşmamız gerekmektedir. Daha sonra kayış diş sayısını hesaplamak için denklem 2.11 kullanılmaktadır. Bu denklemde dizayn gücü (P_{dizayn}) diş başına taşınabilecek güce (P_r) bölünerek diş sayısı hesaplanır. Diş başına taşınabilecek güç (P_r) ise denklem 2.11 yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$P_r = \frac{P_{dizayn}}{z} = (P_a + P_b) \cdot C_\beta \cdot C_L \quad (2.11)$$

Poly-V kayış ile ilgili bütün parametreler bilindikten sonra kayışın sisteme montajı için gerekli ön gerilme kuvveti hesaplanmaktadır. Gerekli ön gerilme kuvveti hesaplanırken birim kayış ağırlığı (m) bilinmesi gerekmektedir. Firmalar ürettikleri kayışlar için birim ağırlıklarını yayınlamaktadır. Ön gerilme kuvveti denklem 2.12 veya 2.13 ile bulunmaktadır.

$$T_s = \frac{500 \cdot (2,5 - C_\beta) \cdot P_{dizayn}}{C_\beta \cdot v} + m \cdot z \cdot v^2 \quad (2.12)$$

$$T_s = 4 \cdot m \cdot t^2 \cdot fr^2 \text{ (yay frekans değeri ölçüldüyse)} \quad (2.13)$$

Kayış öngerilme kuvvetiyle birlikte tahrik kasnağına gelen kuvvetler mile indirgenerek şaftın maruz kaldığı kuvvetler hesaplanmaktadır. Aşağıdaki denklem 2.14 ile mile gelen dinamik bileşke kuvvet hesaplanmaktadır.

$$F_{mil} = \sqrt{\frac{T_e^2}{2} + 2 \cdot T_s^2 - 2 \cdot \cos\beta \cdot T_s^2} - \frac{T_e^2}{4} \quad (2.14)$$

Bileşke kuvvet hesaplanırken T_e değerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu değer denklem 2.15 yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$T_e = \frac{1000 \cdot P_{nominal}}{v} \quad (2.15)$$

Kayıştaki gergin kol ve gevşek kol kuvvetlerini hesaplamak istersek öngerilme kuvveti etkisiyle sürtünme şartları içinde taşınabilecek maksimum çevre kuvvetini (F_ζ) hesaplamak gerekmektedir. Aşağıdaki denklem 2.16 ile çevre kuvveti hesaplanmaktadır.

$$F_\zeta = T_s \cdot 2 \cdot \frac{e^{\mu \cdot \beta} - 1}{e^{\mu \cdot \beta} + 1} - z \cdot m \cdot v^2 \quad (2.16)$$

Çevre kuvveti bulunduktan sonra gergin ve gevşek kol kuvvetleri bulunabilmektedir. Gergin kol kuvvetini (F_1) bulmak için denklem 2.17 kullanılmaktadır. Gevşek kol kuvveti (F_2) ise denklem 2.18 yardımıyla bulunmaktadır.

$$F_1 = F_{\zeta} \cdot \frac{e^{\mu \cdot \beta}}{e^{\mu \cdot \beta} - 1} \quad (2.17)$$

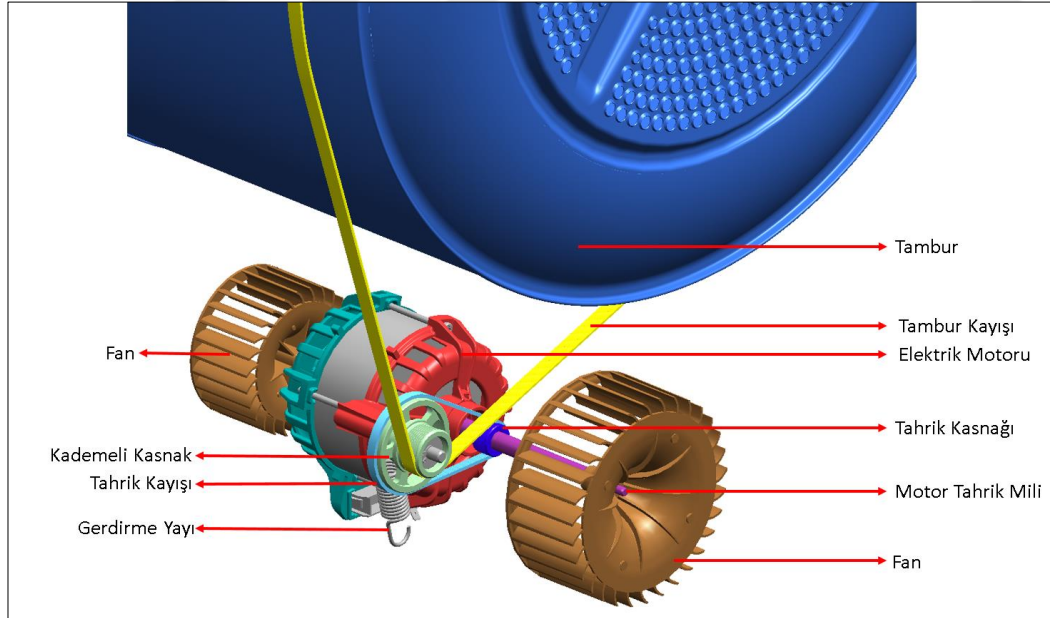
$$F_2 = F_1 - \frac{P_{dizayn}}{v} \quad (2.18)$$

Tahrik miline gelen dinamik yataklama kuvveti denklem 2.14'deki ile hesaplanabileceği gibi gergin ve gevşek kol kuvvetleri ile denklem 2.19'daki gibi hesaplanabilmektedir. Bu denklemde gevşek ve gergin kol kuvvetleri ve sarım açısı kullanılarak trigonometrik olarak bileşke kuvvet bulunmaktadır.

$$F_{Mil} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\beta)} \quad (2.19)$$

2.4 Mevcut Tahrik Sistemin İncelenmesi

Çamaşır kurutma makinesinin tahrik sistemi elektrik motoru, tahrik kasnağı, tahrik kayışı, tambur kayışı, kademeli kasnak, tambur ve germe yayından oluşmaktadır. Şekil 2.16'da tahrik sistemini oluşturan elemanlar gösterilmektedir.



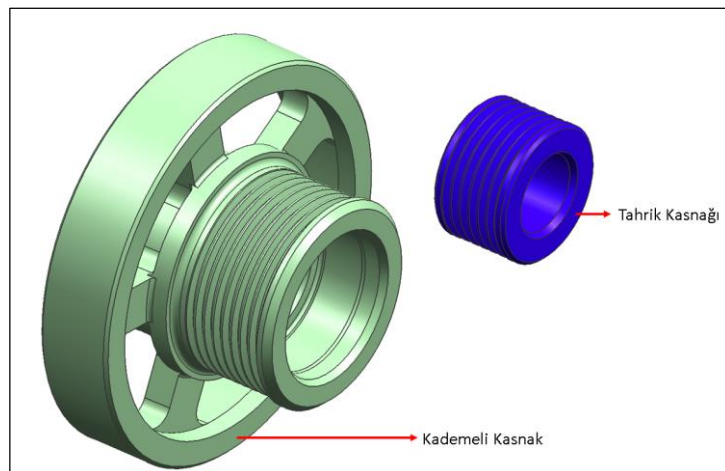
Şekil 2.16 : Tahrik sistemini oluşturan elemanlar.

Tahrik sistemine tahrik, elektrik motoru tarafından verilmektedir. Elektrik motorunun tahrik miline direkt bağlı iki adet fan bulunmaktadır. Motor mili üzerine monte edilmiş ve motor mili ile birlikte dönen tahrik kasnağı bulunmaktadır. Tahrik kasnağı ile

kademeli kasnağın büyük kademesi arasında tahrik aktarımı tahrik kayışı ile sağlanmaktadır. Kademeli kasnağa tahrik kayışı vasıtasıyla gelen tahrik, kademeli kasnağın küçük kademesinden tambur kayışı vasıtasıyla tambura aktarılmaktadır. Bu sistem sayesinde 2900 devir/dakika olan motor milinin devri kademeli kasnak kullanılarak tamburda 54,2 devir/dakika 'ya düşürülmektedir. Tambur devri çamaşırın etkin kuruması için kritik rol oynamaktadır. Eğer tambur daha hızlı dönerse çamaşır merkez kaç kuvvetinin artmasından dolayı tambur yüzeyine yapışmakta ve verimli kurumamaktadır. Tamburun daha yavaş dönmesi durumu ise çamaşırın yeterince yükselmeden tamburun alt kısmında kalmasına neden olmakta ve etkin kurutma sağlanamamaktadır.

Kullanılan aktarma sistemi sayesinde elektrik motoru çalıştığında motor miline bağlı olan fanlar dönmekte ve aynı zamanda da bu tahrik tambura aktarılmaktadır. Böylece tambur ve fanlar eşzamanlı olarak çalışmaktadır. Fanların amacı tamburun içine sıcak havayı göndermek olduğundan tambur dönerken sürekli hava girişi sağlanmaktadır.

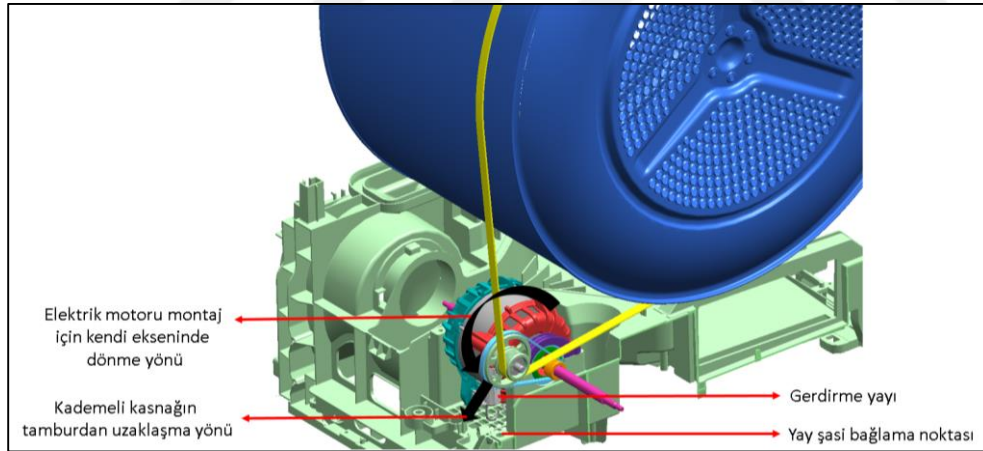
Kademeli kasnak motor gövdesinden çıkan bir pime rulmanlar vasıtasıyla yataklanmıştır. Kademeli kasnağa bağlı olan her iki kayışta poly-v özellikli ve PH forma sahiptir. Poly-V kayışlarda sarım açısının yeterli olduğu durumlarda kasnak yüzeylerinde yiv formu kullanılmayabilmektedir. Bu nedenden dolayı kademeli kasnağın çapta büyük olan tarafında yiv formu yapılmamıştır. Kademeli kasnağın küçük çapa sahip kademesinde ise PH kayış profiline uygun yivler kullanmıştır. Tahrik kasnağında ise sarım açısı az olduğundan yine yivli kasnak tercih edilmiştir. Şekil 2.17'de kademeli kasnak ve tahrik kasnağı gösterilmektedir.



Şekil 2.17 : Kademeli kasnak ve tahrik kasnağı genel görünümleri.

Tahrik kayışında dört adet, tambur kayışında ise 7 adet PH profili olan kayış seçilmiştir. Bu profil sayılarına uygun olarak kasnak yiv sayıları belirlenmiştir. Kasnak yiv sayıları kayış profil sayısı ile aynı sayıda olabileceği gibi herhangi bir kayış atlama durumunda sorun olmasını engellemek amacıyla kayışın yanlarında kalacak şekilde kasnak üzerinde birer adet boş yiv bırakılmıştır.

Tahrik kayışı olarak isimlendirilen kayışın özelliği kendinden gerdirmeli olarak takılmasıdır. Bu tip kayışların özelliği gereken kayış uzunluğundan daha kısa bir boyaya sahip olmasıdır. Ancak elastik malzemesi sayesinde belirli miktarda uzatılarak ön gerilmeli olarak kasnaklara monte edilmektedir. Tambur kayışı ise elastik özellikte olmadığından ekstra bir gerdirme elemanına ihtiyaç duymaktadır. Bu yüzden sistemde bir gerdirme yayı kullanılmaktadır. Yayın bir ucu elektrik motoruna bağlı iken diğer ucu sabit bir şasiye bağlanmıştır. Tambur kayışı yay takılmadan önce gevşek bir halde kademeli kasnak ve tambur arasında bağlı durmaktadır. Gerdirme yayını takabilmek için elektrik motoru kendi ekseninde dönerek kademeli kasnağı tamburdan uzaklaştırmakta dolayısıyla eksenler arası mesafe artmakta ve tambur kayışı gergin konumuna geçmektedir. Bu gerdirme işlemi Şekil 2.18’de gösterilmektedir.



Şekil 2.18 : Gerdirme yayı ile tambur kayışı gerdirme işlemi gösterilişi.

2.4.1 İlk Kademe Ait Tahrik Kayışı Kasnak Mekanizma Hesaplamaları

İlk kademe tahrik kayışı, motor kasnağı, kademeli kasnağı içermektedir. İlk kademe kademeli kasnağın büyük çapa sahip kademesini kullanmaktadır. Kademeli kasnağın büyük çaplı kademesi yivsiz olarak tasarlanmıştır. Tahrik kayışına, motor kasnağına ve kademeli kasnağa ait bilgiler Çizelge 2.2’de verilmektedir. Kayışla ilgili bilgiler firma kataloglarından alınmıştır [11].

Çizelge 2.2 : Birinci kademe kayış kasnak mekanizması özellikleri

1.Kademe Kayış Kasnak Özellikleri	Değer	Birim	Simge
Kademeli Kasnak 1. Kademe Çapı	60,9	mm	D_{1-out}
Tahrik Kasnağı Çapı	21	mm	d_{1-out}
Tahrik Kayışı Rib Sayısı	4	adet	$Z_{tahrikkayışı}$
Tahrik Kayışı Birim Ağırlığı	0,00375	kg/m/rib	$m_{rib-tahrik}$
Kayış Sürtünme Katsayısı	0,5		μ
Kayış Rib Dibi Asal Eksen Yüksekliği	0,8	mm	h
1. Kademe kasnakları arası mesafe	74	mm	I_1

1. kademeye ait kayış kasnak verileri dışında bütün sistemi tahrik eden elektrik motoru özellikleri de hesaplama için gerekmektedir. Bu değerler kurutucu makinesi çalışma şartlarına bağlı olarak değişmektedir. Bu çalışma şartları makine modeli, motor tipi ve makine içindeki kurutulacak çamaşır ağırlığına bağlıdır. Bu çalışmada alınan değerler aşağıdaki Çizelge 2.3'deki gibidir.

Çizelge 2.3 : 1. kademe elektrik motoru verileri

1.Kademe Kayış Kasnak Özellikleri	Değer	Birim	Simge
Motor Kasnağı Devri	2900	d/dk	n_1
İletilmesi Gereken Motor Gücü	0,115	kW	$P_{nominal}$
İşletme Şartı Katsayısı	1		C_2

Çizelge 2.2 ve Çizelge 2.3'deki veriler kullanılarak 1.kademe kayış kasnak mekanizması hesaplamaları yapılmıştır.

Dizayn gücü hesaplanması;

$$P_{dizayn} = P_{nominal} \cdot c_2 = 0,115.1 = 0,115 \text{ kW} \quad (2.20)$$

Motor kasnağı ortalama çapının hesaplanması denklem 2.21’de gösterilmiştir.

$$d_{1-p} = d_{1-out} + 2 \cdot h = 21 + 2.0,8 = 22,6 \text{ mm} \quad (2.21)$$

Kademeli kasnak 1.kademe ortalama çapı denklem 2.22’deki gibi hesaplanmıştır.

$$D_{1-p} = D_{1-out} + 2 \cdot (h + h_r) = 60,9 + 2 \cdot (0,8 + 1,15) = 64,8 \text{ mm} \quad (2.22)$$

1.kademe çevrim oranı denklem 2.23’deki gibi hesaplanmıştır.

$$i_1 = \frac{D_{1-p}}{d_{1-p}} = \frac{64,8}{22,6} = 2,86 \quad (2.23)$$

Motor kasnağı sarılma açısı denklem 2.24’deki gibi hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} \beta &= 2 \cdot \arccos\left(\frac{D_{1-p} - d_{1-p}}{I_{1-r}}\right) = 2 \cdot \arccos\left(\frac{64,8 - 22,6}{74}\right) = 2,57 \text{ rad} \\ &= 147,43^\circ \end{aligned} \quad (2.24)$$

Motor kasnağı sarılma açısı değerine göre sarılma açısı düzeltme faktörü ($C_{\beta-1}$) 0,90 seçilmiştir. Motor kasnağı çizgisel hızı denklem 2.25’deki gibi hesaplanmıştır.

$$v = \frac{\pi \cdot n_{motorkasnak} \cdot d_{1-p}}{60000} = \frac{3,14.2800.22,6}{60000} = 3,31 \text{ m/s} \quad (2.25)$$

1. kademe için serbest kol uzunluğu aşağıdaki denklem 2.26 ile hesaplanmıştır.

$$t_1 = I_{1-r} \cdot \sin(\beta/2) = 74 \cdot \sin(147,49/2) = 71,04 \text{ mm} = 0,07104 \text{ m} \quad (2.26)$$

1. Kademe için gerekli öngerilme kuvveti aşağıdaki denklem 2.27’deki gibi hesaplanmıştır. Gerekli statik öngerilme kuvveti hesaplanması kayışın montaj halindeki titreşim değeri ölçülmüştür. Ölçülen birinci kademe kayışının titreşim frekansı 500 Hz bulunmuştur.

$$\begin{aligned} T_{s-1} &= 4 \cdot z_{tahrikkayışı} \cdot m_{rib-tahrik} \cdot t_1^2 \cdot f^2 \\ &= 4.4.0,00375.0,07104^2 \cdot 500^2 = 75,7 \text{ N} \end{aligned} \quad (2.27)$$

1.kademe kayış çevresel kuvveti aşağıdaki denklem 2.28'deki gibi hesaplanmıştır.

$$F_{\zeta} = T_{s-1} \cdot 2 \cdot \frac{e^{\mu \cdot \beta} - 1}{e^{\mu \cdot \beta} + 1} - z \cdot m \cdot v^2 \quad (2.28)$$

$$= 75,72 \cdot \frac{e^{0,5 \cdot 2,57} - 1}{e^{0,5 \cdot 2,57} + 1} - 4,000375 \cdot 3,31^2 = 85,61 N$$

Gergin kol kuvveti denklem 2.29'deki gibi gevşek kol kuvveti ise denklem 2.30'daki gibi hesaplanmıştır.

$$F_1 = F_{\zeta} \cdot \frac{e^{\mu \cdot \beta}}{e^{\mu \cdot \beta} - 1} = 85,6 \cdot \frac{e^{0,5 \cdot 2,57}}{e^{0,5 \cdot 2,57} - 1} = 118,3 N \quad (2.29)$$

$$F_2 = F_1 - \frac{P_{dizayn}}{v} = 118,3 - \frac{115}{3,31} = 83,55 N \quad (2.30)$$

Gergin ve gevşek kol kuvvetlerinden dolayı kasnak motor milinde oluşan kuvvet denklem 2.31'deki gibi hesaplanmaktadır.

$$F_{1.kademe-mil} = s \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\beta)}$$

$$= \sqrt{118,3^2 + 83,55^2 - 2 \cdot 118,3 \cdot 83,55 \cdot \cos(147,49)} \quad (2.31)$$

$$= 194,02 N$$

2.4.2 İkinci Kademeye Ait Tambur Kayışı Hesaplamaları

İkinci kademede kademeli kasnağa gelen tahrik kademeli kasnağın küçük çapa sahip ikinci kademesinden tambura iletilmektedir. İkinci kademe kayış kasnak mekanizmasında büyük kasnak aslında tamburun kendisi olarak kullanılmıştır. İkinci kademe mekanizmada küçük çapa sahip kasnak kademeli kasnak olduğundan kademeli kasnakta yiv kullanılmıştır. Tambur üzerinde ise yiv kullanılmamıştır. Kademeli kasnağın ikinci kademesine, tambura ve ikinci kademe kayışına ait bilgiler Çizelge 2.4 'de verilmiştir.

Çizelge 2.4 : İkinci kademe kayış kasnak mekanizması özellikleri

2.Kademe Kayış Kasnak Özellikleri	Değer	Birim	Sembol
Kademeli Kasnak 2. Kademe Çapı	30,5	mm	d_{2-out}
Tambur Çapı	576	mm	D_{2-out}
Tambur Kayışı Rib Sayısı	7	adet	$Z_{tamburkayışı}$
Tambur Kayışı Birim Ağırlığı	0,00438	kg/m/rib	$m_{rib-tambur}$
Kayış Sürtünme Katsayısı	0,5		μ
Kayış Rib Dibi Asal Eksen Yüksekliği	0,8	mm	h
2. Kademe kasnakları arası mesafe	402,72	mm	I_2

İkinci kademe kayış kasnak mekanizmasında sistemi tahrik eden artık bir motor değil kademeli kasnağın ikinci kademesi olduğundan tahrik devri olarak kademeli kasnak devri alınmıştır. Kademeli kasnak ikinci kademesinin ortalama çapının hesaplanması denklem 2.32’de gösterilmektedir.

$$d_{2-p} = d_{2-out} + 2 \cdot h = 30,5 + 2 \cdot 0,8 = 32,1 \text{ mm} \quad (2.32)$$

Tambur ortalama çapı denklem 2.33’deki hesaplanmıştır.

$$D_{2-p} = D_{2-out} + 2 \cdot (h + h_r) = 576 + 2 \cdot (0,8 + 1,15) = 579,9 \text{ mm} \quad (2.33)$$

Ortalama çapların bulunmasıyla ikinci kademe çevrim oranı denklem 2.34’ deki gibi hesaplanmıştır.

$$i_2 = \frac{D_{2-p}}{d_{2-p}} = \frac{579,9}{32,1} = 18,06 \quad (2.35)$$

İkinci kademe sarılma açısı denklem 2.36’deki gibi hesaplanmıştır.

$$\beta = 2 \cdot \arccos\left(\frac{D_{2-p} - d_{2-p}}{I_{2-r}}\right) = 2 \cdot \arccos\left(\frac{579,9 - 32,1}{402,72}\right) = 1,65 \text{ rad} \quad (2.36)$$

$$= 94,29^\circ$$

Bulunan sarılma açısına göre sarılma açısı düzeltme faktörü ($C_{\beta-2}$) 0,83 seçilmiştir. Kademeli kasnak devri motor devri ve çevrim oranı kullanılarak denklem 2.37'deki gibi hesaplanmıştır. Kademeli kasnak ikinci kademe çizgisel hızı denklem 2.38'deki gibi hesaplanmıştır.

$$n_{kademelikasnak} = n_{motor} / i_1 = 2800 / 2,86 = 979,02 \text{ d/dk} \quad (2.37)$$

$$v = \frac{\pi \cdot n_{kademelikasnak} \cdot d_{2-p}}{60000} = \frac{3,14 \cdot 979,02 \cdot 32,1}{60000} = 1,64 \text{ m/s} \quad (2.38)$$

İkinci kademe için serbest kol uzunluğu aşağıdaki denklem 2.39' deki gibi hesaplanmıştır.

$$t_2 = I_{2-r} \cdot \sin(\beta/2) = 402,72 \cdot \sin(94,29/2) = 295,22 \text{ mm} \quad (2.39)$$

$$= 0,29522 \text{ m}$$

İkinci kademe gerekli ön gerilme kuvveti için montaj sonrası ölçülen kayış titreşim hertz değeri kullanmıştır. Ölçülen hertz değeri 115 Hz bulunmuştur. Denklem 2.40'da ikinci kademe için gerekli olan öngerilme kuvveti hesaplanmıştır.

$$T_{s-2} = 4 \cdot z_{tamburkayışı} \cdot m_{rib-tambur} \cdot t_2^2 \cdot f r_2^2 \quad (2.40)$$

$$= 4 \cdot 7,000438 \cdot 0,29522^2 \cdot 115^2 = 141,35 \text{ N}$$

İkinci kademe sisteme etki eden çevresel kuvvet (F_ζ) denklem 2.41'de hesaplanmıştır.

$$F_{\zeta-2} = T_{s-2} \cdot 2 \cdot \frac{e^{\mu \cdot \beta} - 1}{e^{\mu \cdot \beta} + 1} - z \cdot m \cdot v^2 \quad (2.41)$$

$$= 141,35 \cdot 2 \cdot \frac{e^{0,5 \cdot 1,65} - 1}{e^{0,5 \cdot 1,65} + 1} - 4,000438 \cdot 1,64^2 = 110,37 \text{ N}$$

İkinci kademedeki gergin ve gevşek kol kuvvetleri sırasıyla denklem 2.42 ve denklem 2.43'de hesaplanmıştır.

$$F_1 = F_{\zeta-2} \cdot \frac{e^{\mu \cdot \beta}}{e^{\mu \cdot \beta} - 1} = 110,37 \cdot \frac{e^{0,5 \cdot 1,65}}{e^{0,5 \cdot 1,65} - 1} = 196,47 \text{ N} \quad (2.42)$$

$$F_2 = F_1 - \frac{P_{dizayn}}{v} = 196,47 - \frac{115}{1,64} = 126,34 \text{ N} \quad (2.43)$$

Gergin ve gevşek kol kuvvetlerinden dolayı kademeli kasnağın ikinci kademesinde mile gelen bileşke kuvvet denklem 2.44'deki gibi hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} F_{2.kademe-mil} &= s \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\beta)} \\ &= \sqrt{196,47^2 + 126,34^2 - 2 \cdot 196,47 \cdot 126,34 \cdot \cos(94,29)} \\ &= 241 \text{ N} \end{aligned} \quad (2.44)$$

3. KONSEPT TASARIM

Konsept tasarıma başlamadan önce istekler listesi belirlenmiştir. İstekler listesinde tasarımdan beklenen kesin, hedeflenen ve arzulanan tipte olmak üzere istekler belirlenmiştir.

İstekler listesindeki istekleri karşılayacak şekilde konsept tasarımlar yapılmıştır. Bu konsept tasarımlar fayda değer analizi yapılarak puanlandırılmış ve en iyi konsept tasarım seçilmiştir.

3.1 İstekler Listesi

İstekleri belirleyen unsurlar maliyet, fonksiyonellik, üretilebilirlik, montaj kolaylığı ve tasarım sınırlarından oluşmaktadır. İstekler listesine uygun olarak konsept tasarımlar geliştirilmiştir. Mevcut tasarımdan yeni tasarıma geçerken yeni tasarımla ilgili istekler Çizelge 3.1’de gösterilmiştir. Bu çizelgeye göre;

K: Kesin istek

A: Arzu istek

H: Hedef istek

olarak tanımlanmaktadır.

Çizelge 3.1 : İstekler listesi

Numara	İstek Tipi	İstekler
1	K	Mevcut kayış uzunlukları değişmeyecek.
2	K	Mevcut kayış profil sayısı değişmeyecek.
3	K	Kademeli kasnak kademe çapları değişmeyecek.
4	K	Tahrik kasnağı kayış çalışma yüzey tasarımı değişmeyecek.
5	K	Tambur tasarımı değişmeyecek.
6	H	Makinenin ses gücü düzeyi azaltılacak.
7	H	Makinenin enerji sınıfı yükseltilecek.
8	K	Fanlara ve tambura giden tahrik akışı ayrıştırılacak.
9	H	Sistemin maliyeti 7 Euro'yu geçmeyecek.
10	H	Elektrik motoru kapağında minimum değişiklik yapılacaktır.
11	K	Kademeli kasnağın motor kapağı üzerindeki yataklama noktası değişmeyecek.
12	A	Sistem bütün makinelere uygulanabilir olacaktır.
13	K	Sistem elektrik motorunun iki yöne dönüşünde uyumlu çalışacak
14	K	Makine yan sacları ve şasi parçalarında herhangi bir değişiklik yapılmayacak.

Tanımlanan konsepte yönelik çözüm önerilerine ait üç adet konsept tasarım önerilmiştir.

3.2 Alternatif Fonksiyon Strüktürlerinin Belirlenmesi

İstekler listesinde bulunan maddelere uygun olarak fonksiyon strüktürleri oluşturulmuştur. Oluşturan alternatiflerden her biri temel amaç olan kurutucu kavrama mekanizmasını uygulamaktır. Ancak bu alternatiflerin amacı aynı olsa da fonksiyonları farklılık göstermektedir. Bu farklılar kıyasında her bir fonksiyonun başarılı ya da başarısız olduğu alt fonksiyonlar bulunmaktadır. Bu alt fonksiyonlar morfolojik tablosunun oluşturulmasında rol oynamaktadır. Daha sonra ise ağırlıklı hedefler sisteminin oluşturulması ve hedef büyüklükleri matrisinin oluşturulmasıyla en iyi alternatif seçilecek ve detaylandırılacaktır.



Şekil 3.1 : Temel fonksiyon.

Şekil 3.1’de gösterilmiş olan temel fonksiyon sistemin çalışması için gereken tetikleyici sistem ve harekete geçmesi için gereken enerji girişi ve kavrama ayrıldıktan ya da birleştikten sonra ayrılma işlemini bildiren sinyal olarak tanımlanmıştır.

Sistemi genel olarak tanımlayan ve kara kutu olarak isimlendirilen bu temel fonksiyonu yerine getirebilecek alt fonksiyonlar ve alternatifler Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Morfolojik analiz olarak isimlendirilen analizle temel fonksiyonu yerine getirebilecek ve 3 alt fonksiyon seçilmiştir. Bu alt fonksiyonlar kavrama sistemi tetikleyici mekanizma, kavrama tipi ve kullanılan kasnak sayısıdır.

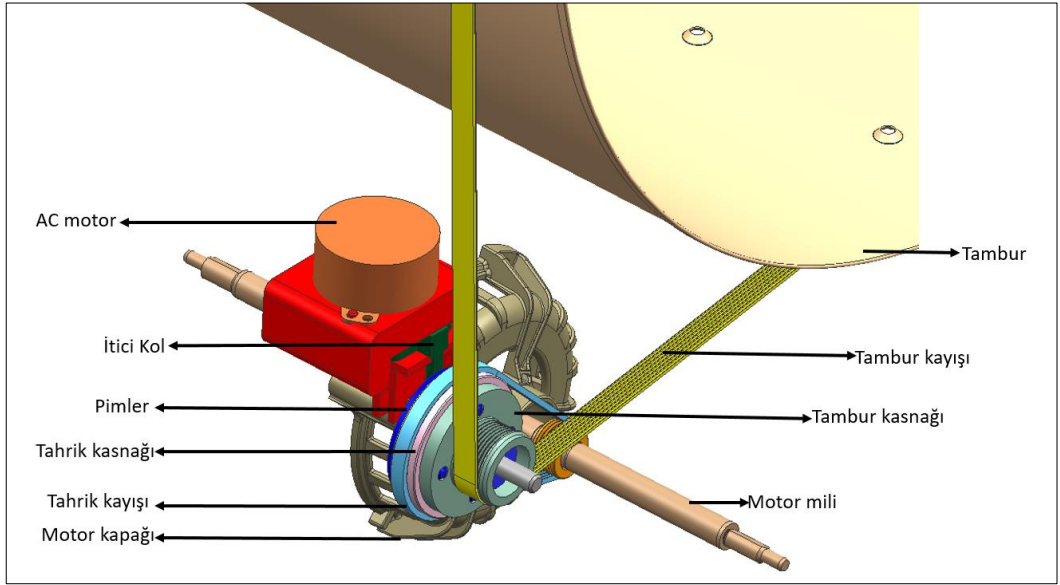


Şekil 3.2 : Morfolojik analiz.

Morfolojik analiz ile 3 farklı konsept belirlenmiştir. Bu konseptlerin tasarım çalışmalarına yapılmıştır.

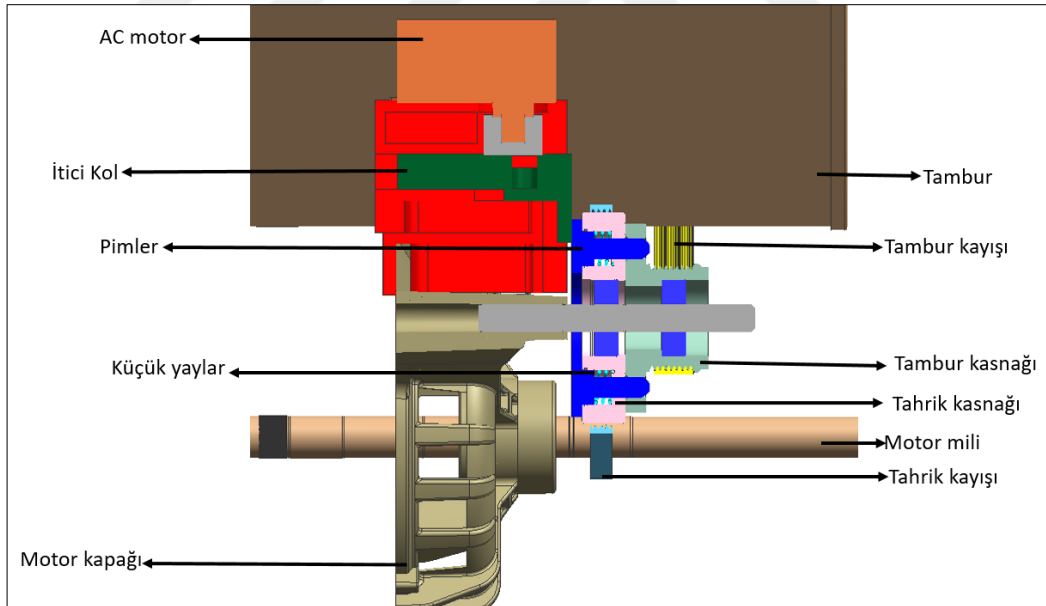
3.2.1 Birinci Alternatif Fonksiyon Strüktürü

İlk alternatifte sistemin hareketini sağlamak amacıyla bir AC motor kullanılmıştır. Kasnaklar arasındaki tahrik aktarma ya da kesme işlemi pimler vasıtasıyla yapılmıştır. Konsept tasarımda pimlerin sayısı 4 adet seçilmiştir. Dört adet pimin hepsinin birlikte hareket etmesini sağlamak amacıyla pimlerin bağlandığı bir halka parçası kullanılmıştır. AC motorun itici kolu halka parçası ve halka parçasının bağlı olduğu pimleri hareket ettirmek için kullanılmıştır. Bu konsept tasarımda kavramayı ayırması için motorun dönerek çekme yönündeki hareketi kullanılmıştır. Kavrama işleminin gerçekleşmesi için pimleri kavrama yönünde itecek şekilde AC motor çalışarak itici kolu itmektedir. Kavrama işlemi tamamlandığında AC motor deaktif olmaktadır. Kavramayı ayırmak için ise AC motor tekrar aktif olarak itici kolu geri çekmektedir. Kol geri çekildiğinde her pimin arkasında bulunan kavramanın tersi yönde itme kuvveti uygulayan yaylar aktif olmaktadır. Bu sayede pimlerin arkasındaki küçük yaylar pimleri iterek kavramayı ayırmaktadır. Aşağıdaki Şekil 3.3’de birinci alternatifi genel yapısı gösterilmektedir.



Şekil 3.3 : Birinci alternatif genel görünümü.

Şekil 3.3’de görüldüğü gibi kol AC motora bağlı bulunmaktadır. Bu halde sistem kavrama halindedir. Kavrama halinin daha detaylı hali Şekil 3.4’de kesit görünüşte gösterilmektedir.

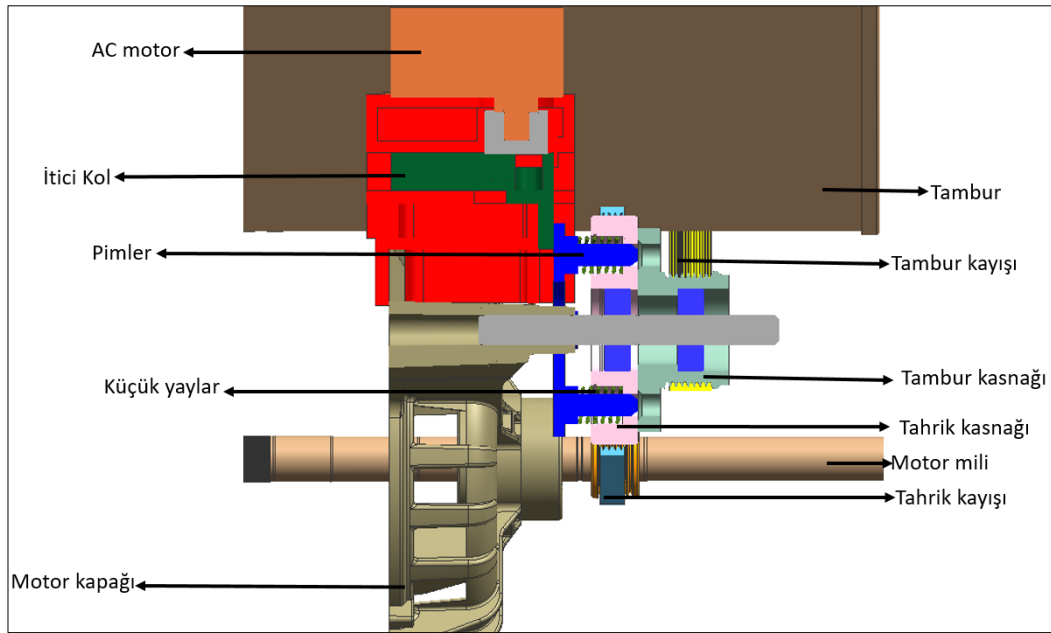


Şekil 3.4 : Birinci alternatif kavrama hali kesit görünüş.

Şekil 3.4’de görüldüğü gibi pimler ve kol, tahrik kasnağı üzerinde ileri geri hareket edecek şekilde tahrik kasnağı üzerinde yataklanmıştır. Pimlerin yatakladığı kanalla eşmerkezli olacak şekilde tambur kasnağı üzerinde delikler açılmıştır. Pimler Şekil 3.4’deki gibi ileri konumunda iken tambur kasnağı üzerindeki deliklere geçmekte ve tambur kasnağı ve tahrik kasnağı arasındaki mekanik bağlantı sağlamaktadır.

Kavrama halinde pimlerin önünde bulunan küçük yaylar sıkışmış halde bulunmaktadır. Kavrama işlemi AC motorun itici kolunu itmesi ve bu sayede pimlerin ileri hareketini sağlayarak tamburun kasnağındaki deliklere geçmesiyle sağlanmıştır.

Şekil 3.5’de ise kavramanın ayrılmış ve artık tahrik aktarımının olmadığı hali gösterilmiştir. Burada AC motor aktif olarak kolu geri çekmiş haldedir. Bu sayede artık küçük yaylar aktif rol oynayarak pimleri tahrik kasnağı içinde geri iterek tambur kasnağındaki deliklerden pimleri çıkarmaktadır. Bu sayede tambur kasnağı ve tahrik kasnağı arasında mekanik bir bağlantı kalmamakta ve tahrik akışı durmaktadır.

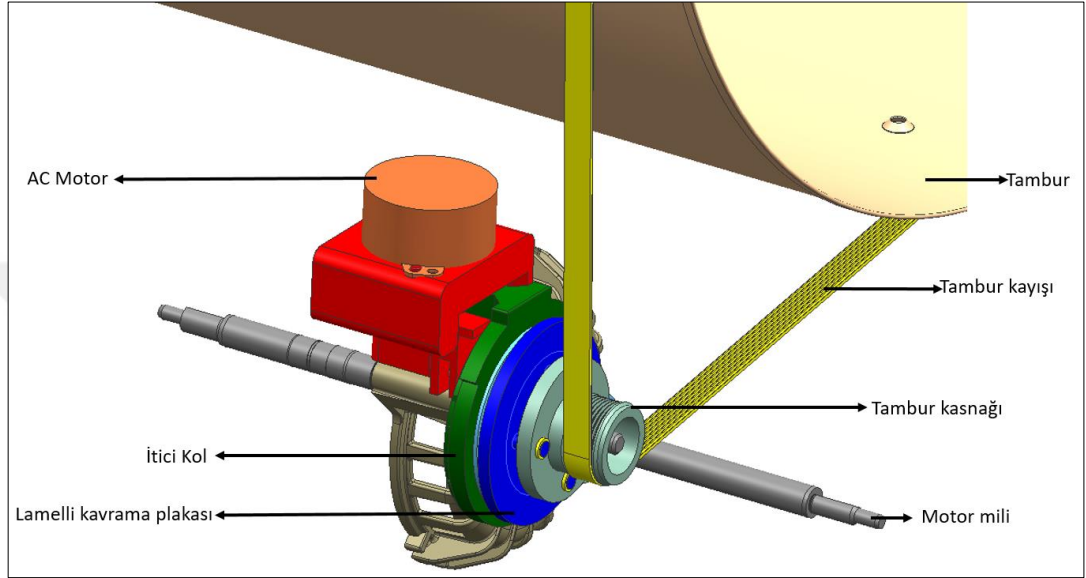


Şekil 3.5 : Birinci alternatif kavrama olmayan hali kesit görünüşü.

3.2.2 İkinci Alternatif Fonksiyon Strüktürü

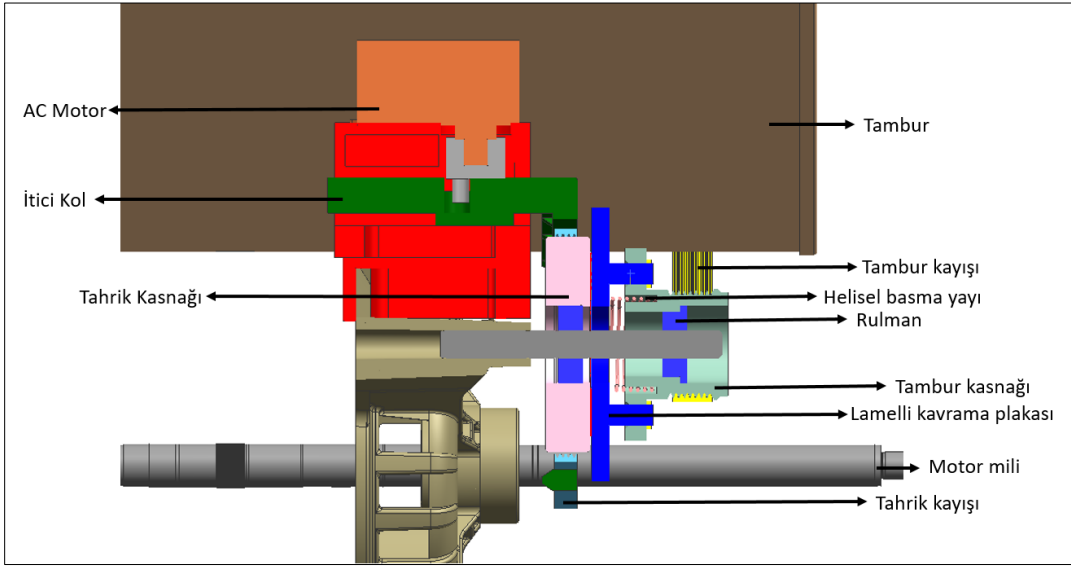
İkinci alternatifte sistemin hareketini sağlamak için AC motor kullanılmıştır. AC motorun hareketini lineer harekete çevirmek için AC eksantrik pim motor çıkış miline monte edilmiştir. Bu sayede eksen kaçıklığından dolayı dairesel hareket lineer harekete çevrilmiştir. Bu lineer hareket bir itici kola aktarılmıştır. İtici kol ise lamelli kavrama plakasına temas ederek plakanın hareket etmesini sağlamaktadır. Lamelli kavrama plakası 4 adet pim ile tambur kasnağına yataklanmıştır. Tambur kasnağı döndüğünde lamelli kavrama plakası tambur kasnağı ile birlikte dönmektedir. Tahrik kasnağının tambur kasnağına bakan yüzeyinde ise sürtünmeli kavramaya uygun olacak şekilde yüzey kaplaması kullanılmıştır. Tahrik kasnağının kavrama yüzeyi ile lamelli kavrama plakası yüzey yüzeye temas ettiğinde kavrama işlemi

tamamlanmakta ve tahrik sürtünme kuvveti sayesinde tambur kasnağına aktarılmaktadır. Lamelli kavrama plakasını sürekli olarak kavrama yönünde itecek şekilde tambur kasnağı üzerinde yaylar bulunmaktadır. Bu yaylar tambur kasnağı ile lamelli kavrama plakası arasında montajlanmıştır. Bu sayede kavrama işlemi süresince yaylar kuvvet uygulamakta ve kavramanın sürekliliğini sağlamaktadır. Şekil 3.6’da sistemin kavrama halindeki genel görünümü gösterilmektedir.



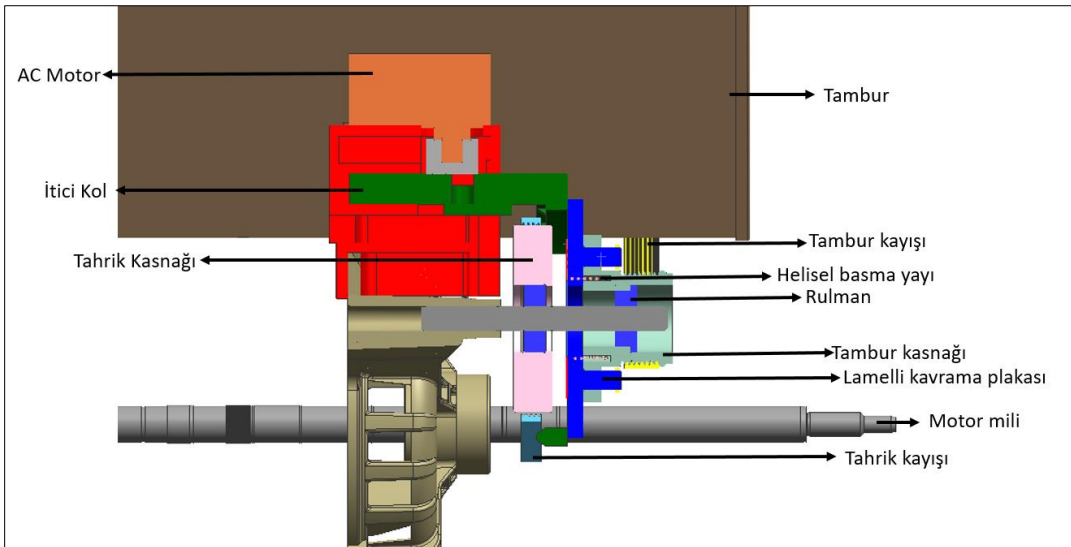
Şekil 3.6 : İkinci alternatif genel görünümü.

Sistemin çalışmasının daha net anlaşılması için Şekil 3.7’de kavrama halinin kesit görünüşü verilmiştir. Kavrama süresince itici kol lamelli kavrama plakasına temas etmemekte ve tamamen geri konumunda durmaktadır. Bu sayede kavrama işlemi sonrası dönen lamelli kavrama plakası itici kola temas etmemekte ve iki parça arasında sürtünme kaynaklı aşınma meydana gelmemektedir. Kavrama işlemini için gerekli baskı kuvvetini helisel baskı yayı oluşturmaktadır.



Şekil 3.7 : İkinci alternatif kavrama hali kesit görünüş.

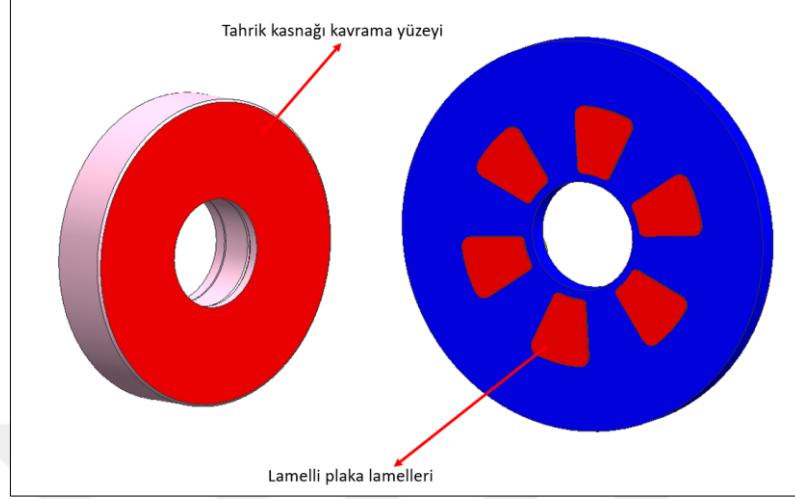
Kavramayı ayırmak içinde ise AC motor çalışarak itici kolu ileri itmekte ve lamelli kavrama plakası ile temas etmektedir. İtici kol lamelli kavrama plakasını ileri iterek tahrik kasnağı ile arasındaki kavrama yüzeylerini ayırmakta ve kavrama işlemini sonlandırmaktadır. Bu ayırma işlemi sırasında AC motor helisel basma yayına karşı iş yaparak yayı sıkıştırmaktadır. Kavrama olmama hali süresince itici kol lamelli kavrama plakasını tahrik kasnağından uzaklaştıracak yönde kuvvet uygulamaktadır. Şekil 3.8’de ikinci alternatif kavrama olmayan hali kesit hali gösterilmektedir.



Şekil 3.8 : İkinci alternatif kavrama olmayan hali kesit görünüş.

Sistemde sürtünme vasıtasıyla kavrama işlemini gerçekleştirdiğinden yüzeylerde aşınmayı azaltmak için tahrik kasnağı yüzeyinde aşınmaya dayanıklı kaplama

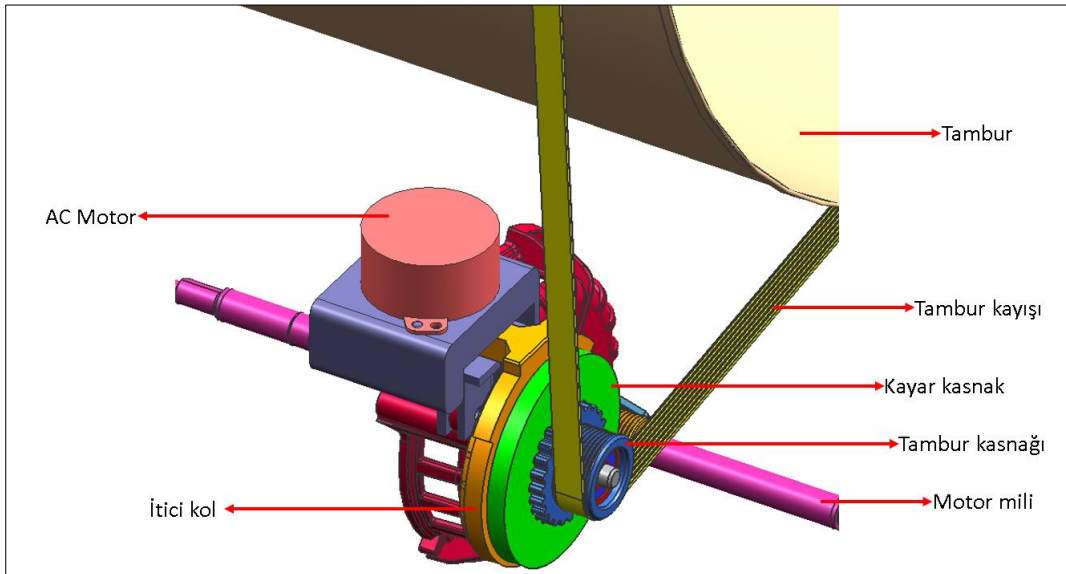
kullanılmıştır. Lamelli kavrama plakası üzerindeki lamellerde aynı sürtünmeye maruz kaldığından aşınmaya dayanıklı malzeme kullanılmıştır. Şekil 3.9’da tahrik kasnağı kavrama yüzeyi ve lamelli plaka lamelleri gösterilmektedir.



Şekil 3.9 : Tahrik kasnağı kavrama yüzeyi ve lamelli plaka lamelleri.

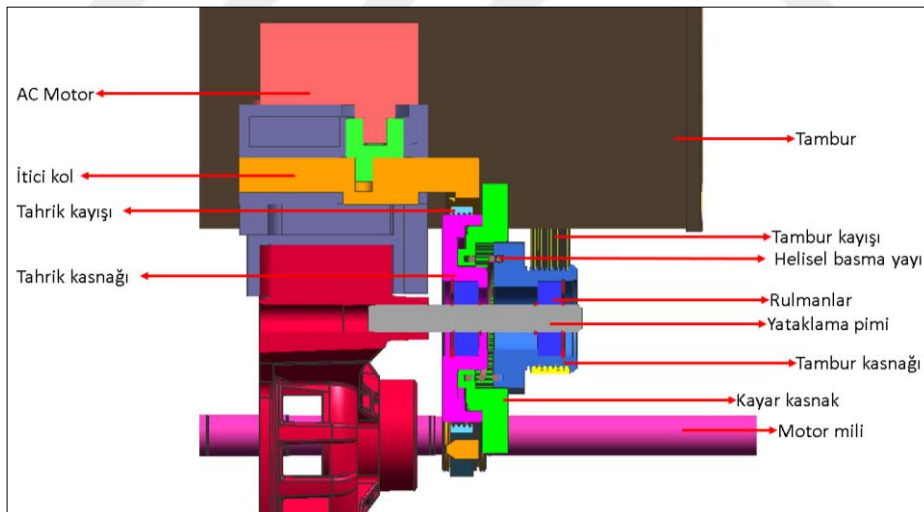
3.2.3 Üçüncü Alternatif Fonksiyon Strüktürü

Üçüncü alternatifte sistemin hareketi AC motor vasıtası ile sağlanmıştır. AC motorun dairesel hareketi scotch-yoke mekanizması ile lineer harekete çevrilmiştir. Bu mekanizma sayesinde AC motor bir yönde sürekli dönmesine rağmen itici kol ardışık olarak ileri geri hareket etmektedir. Sistemde kavrama işlemini yapması için dişli kayar kasnak kullanılmıştır. Bu dişli kayar kasnak tambur kasnağı üzerinde ileri geri hareket edecek şekilde yataklanmıştır. Kayar kasnağın tahrik kasnağına bakan tarafında diş formu oluşturulmuştur. Bu diş formunun eşleniği tahrik kasnağı üzerinde oluşturulmuştur. Bu iki dişli form temas ettiğinde mekanik olarak bağlantı kurmakta ve tahrik akışını sağlamaktadır. Bahsedilen kayar kasnağın konumuna bağlı olarak kavrama hali oluşmakta ve ya kavrama olmamaktadır. AC motor çalışarak itici kolu ileri ittiğinde kayar kasnak tahrik kasnağından uzaklaşmakta ve kavrama işlemi sonlandırılmaktadır. AC motor itici kolu geri çektiğinde ise kayar kasnak ve tambur kasnağı arasında bulunan yay kavrama yönünde kayar kasnağı iterek kavrama işlemini sağlamaktadır. Şekil 3.10’da sistemin kavrama hali genel görünümü gösterilmektedir.



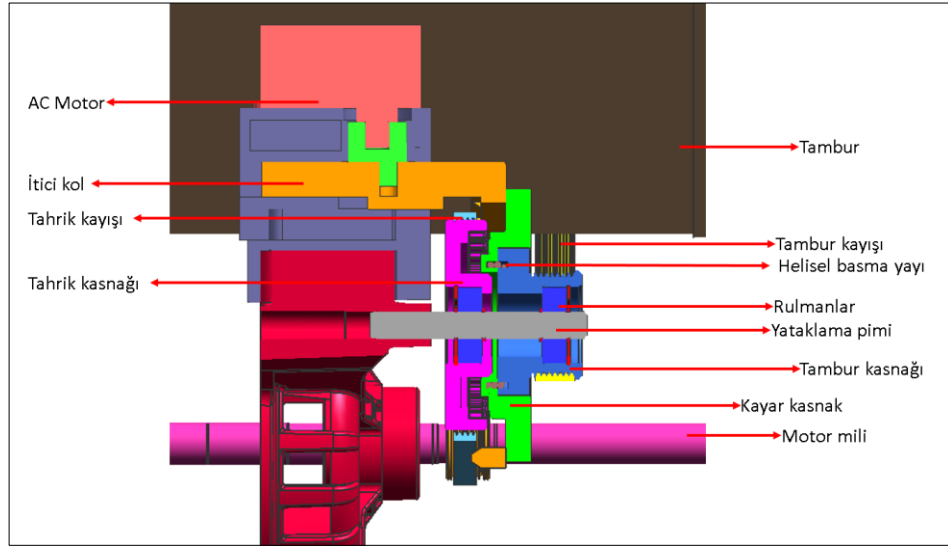
Şekil 3.10 : Üçüncü alternatif genel görünümü.

Şekil 3.11’de ise sistemin çalışma prensibinin daha net anlaşılması için kavrama halindeki kesit görünüş verilmektedir. Sistemin bu halinde itici kol kayar kasnağa temas etmemektedir. Bu sayede itici kol, dönme esnasında dönen hiçbir parçaya temas etmediğinden bir aşınma söz konusu olmamaktadır. Kesit görünüşte helisel baskı yayının vasıtasıyla kavrama yönünde baskı oluşturulduğu görülmektedir.



Şekil 3.11 : Üçüncü alternatif kavrama hali kesit görünüş.

Sistemin tahrik akışını kesmesi için AC motor dönerek kolu itmekte ve kayar kasnakla tahrik kasnağı arasındaki dişli bağlantıyı kesmektedir. Bu sırada helisel yay sıkışarak yay kanalı içinde küçülmektedir. Ayırma işlemi bitince AC motor kapanmaktadır. İtici kol ileri konumunda sabit kalmaktadır. Şekil 3.12’de sistemin kavrama olmayan hali kesit görünüşü gösterilmektedir.



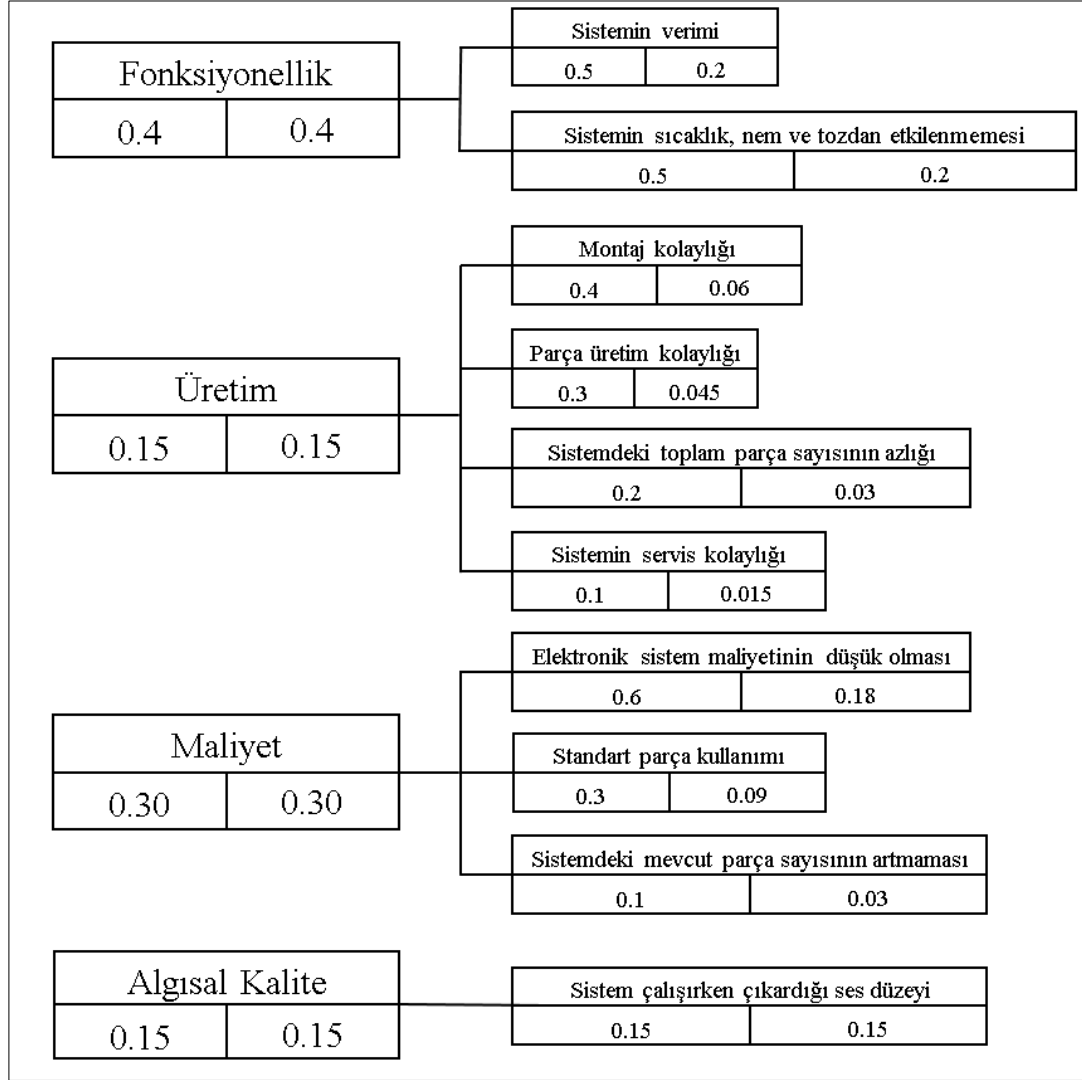
Şekil 3.12 : Üçüncü alternatif kavrama olmayan hali kesit görünüş.

3.3 Fayda Değer Analizi

Bütün alternatiflerin çalışma prensiplerinin ve bileşenlerinin açıklanmasının ardından bu seçenekler içinde en uygun olanı belirlenir. En iyi seçeneğin belirlenmesi bazı ölçütler doğrultusunda yapılmaktadır. Alternatif fonksiyon strüktürleri değerlendirirken kullanılan ana ölçütler tasarım, üretim, maliyet ve fonksiyonellik seçilmiştir. Ana ölçütleri ise kendi içinde alt ölçütler barındırmaktadır. Bu alt ölçütler aşağıdaki gibi belirlenmiştir.

- Fonksiyonellik
 - Sistemin verimi
 - Sistemin sıcaklık, nem ve tozdan etkilenmemesi
- Üretim
 - Montaj kolaylığı
 - Parça üretim kolaylığı
 - Sistemdeki toplam parça sayısının azlığı
 - Sistemin servis kolaylığı
- Maliyet
 - Sistemdeki mevcut parça sayısının artmaması
 - Standart parça kullanımı
 - Elektronik sistem maliyetinin düşük olması
- Algısal Kalite
 - Sistemin çalışırken çıkardığı ses düzeyi

Ana ölçütler ve alt ölçütler belirlendikten bu ölçütlerin sistem içinde ne kadar önemli olduklarını belirten ağırlık puanları verilmiştir. Ana ölçütlere verilen puanların toplamı 1 olmakta, alt ölçütler ise ağırlıkları oranında ana ölçütün genel puanından kendilerine pay almaktadır. Alt ölçütlerin puanları toplamı bağlı oldukları ana ölçütün puanına eş olmaktadır. Belirlenen ağırlıklar Şekil 3.13’de gösterilmiştir.



Şekil 3.13 : Ölçütler ve ağırlık dağılımları.

Alternatif strüktürlerin ana ve alt ölçütlerden hak ettikleri puanlar belirlenerek alternatiflerin toplam hak ettikleri puanlar belirlenmiştir. Alternatif strüktürlere puanlandırma yapılırken 0’den 10’a kadar olan bir skala kullanılmaktadır. Bu skalada 0 strüktürün o ölçütte hiç işe yaramadığını, 10 ise ölçütün strüktür için ideal olduğunu belirtmektedir. Bu bilgiler doğrultusunda her bir alternatif strüktürün toplam puanı hesaplanmıştır. Bu değerler Şekil 3.14’de gösterilmektedir.

Temel Ölçüt	Temel Ölçüt Katsayısı	Alt Ölçüt	Temel Ölçüt İçindeki Ağırlığı	Alt Ölçüt Katsayısı	Alternatif 1		Alternatif 2		Alternatif 3	
					Puan	Ağırlıklı Değer	Puan	Ağırlıklı Değer	Puan	Ağırlıklı Değer
Fonksiyon	0.4	Sistemin verimi	0.5	0.2	6	1.2	7	0.14	7	1.4
		Nem, sıcaklık ve tozdan etkilenmeme	0.5	0.2	5	1	8	0.16	8	1.6
Üretim	0.15	Montaj kolaylığı	0.4	0.06	5	0.3	7	0.3	7	0.42
		Parça üretim kolaylığı	0.3	0.045	6	0.27	7	0.315	7	0.315
		Sistemdeki toplam parça sayısı azlığı	0.2	0.03	7	0.21	8	0.24	8	0.24
		Sistemin servis kolaylığı	0.1	0.015	7	0.105	7	0.105	7	0.105
Maliyet	0.3	Elektronik sistem maliyetinin düşük olması	0.6	0.18	9	1,62	9	1,62	9	1.62
		Standart parça kullanımı	0.3	0.09	4	0.36	4	0.36	4	0.36
		Sistemdeki mevcut parça sayısının artmaması	0.1	0.03	4	0.12	5	0.15	5	0.15
Algısal Kalite	0.15	Sistem çalışırken çıkardığı ses düzeyi	0.15	0.15	3	0.45	2	0.3	9	1.35
Toplam ağırlık değeri				1	Σ	5,635	Σ	6,51	Σ	7.56

Şekil 3.14 : Alternatif strüktür değerleri.

Alternatif strüktür toplam puan değerlerine bakıldığında üçüncü alternatifin ölçütlerden aldığı toplam değer en yüksek olduğu görülmüştür. En yüksek puanı alan üçüncü alternatif fonksiyon strüktürü için detay tasarıma başlanmıştır.

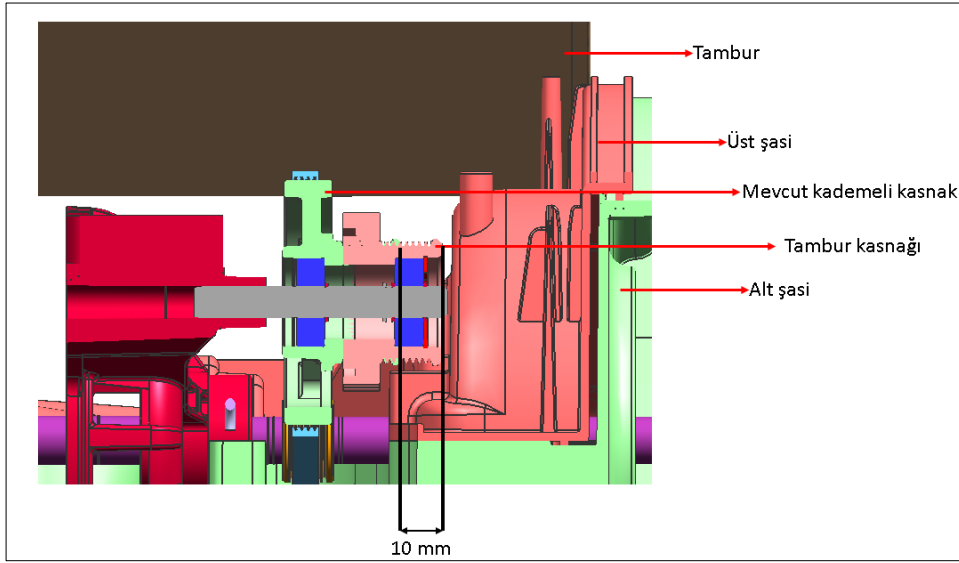


4. DETAY TASARIMIN YAPILMASI

Detay tasarıma başlarken ilk olarak sistemin yerleşeceği tasarım hacim sınırları makinenin izin verdiği şekilde tanımlanmıştır. Burada tasarım sınırlarını oluşturan unsurlar kurutucu makinesinin yan sacı, alt şasisi ve tamburudur.

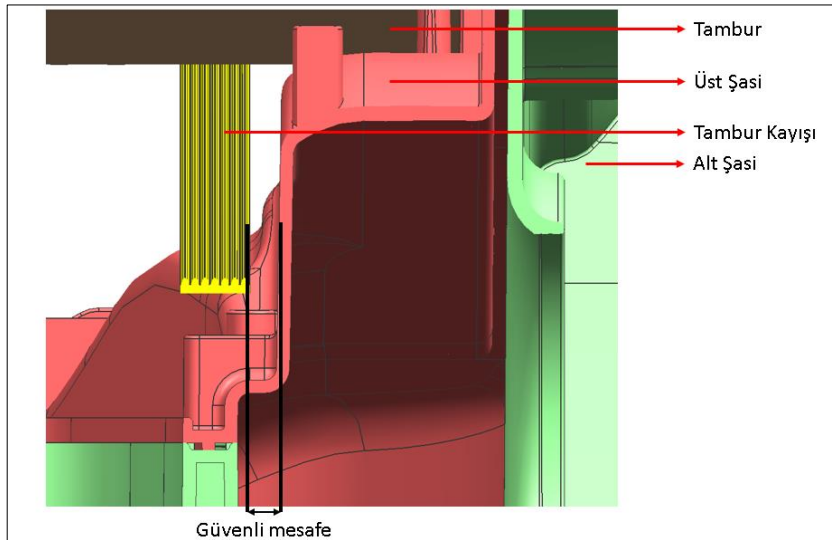
Tasarlanan kasnak parçaları alüminyum enjeksiyon üretim yöntemi ile kasnak dışında kalan parçaların ise plastik enjeksiyon yöntemi üretilmesi planlanmaktadır.

Seçilen çözümde üçüncü alternatif fonksiyon strüktürü kısmında anlatıldığı gibi mevcut sistemdeki kademeli kasnak ikiye bölünerek araya kayar kasnak parçası yerleştirilmiştir. Kademeli kasnak iki parçaya ayrıldıktan sonra tahrik ve tambur kasnağı arasındaki mesafe arttırılmıştır. Bu mesafe araya kayar kasnağın monte etmek ve kayar kasnak için ileri geri hareket alanı yaratabilmek için maksimum seviyede tutulmuştur. Bu mesafeyi arttırmak için tahrik kasnağının konumunu değiştirmek isterlerden dolayı mümkün olmadığında dolayı tambur kasnağı hareket ettirilerek yapılmıştır. Tambur kasnağı hareket ettirilirken üzerinde bulunan tambur kayışıda tambur kasnağı ile birlikte konum değiştirmektedir. İsterler içinde kesin olarak yer alan kasnakların yataklama noktası değişmediğinden dolayı tambur kasnağı sadece yataklama pimi üzerinde lineer hareket edebilmektedir. Bu kıstaslar doğrultusunda tambur kasnağının ve dolayısıyla kayışının mevcut konumundan ne kadar ileri taşınabileceği Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 : Tambur kasnağı yeni konumu.

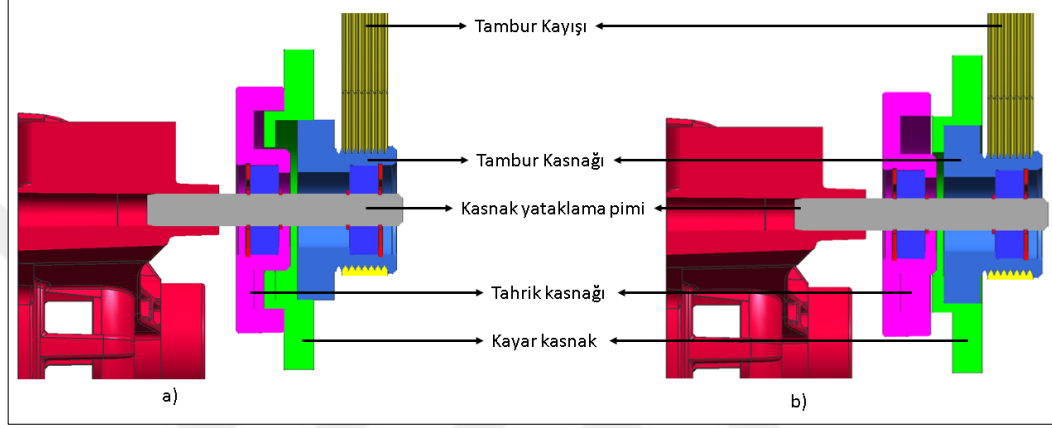
Tambur kasnağı eski konumuna göre 10 mm daha tahrik kasnağından uzaklaşmıştır. Tambur kasnağının rulman yataklama noktasında kendisiyle birlikte hareket ettiğinden yataklama pimi 5 mm uzatılmıştır. Bu kaydırma oranı tambur kayışı ile şasi arasında minimum güvenli mesafe kalana kadar arttırılmıştır. Tambur kayışı için şasi arasında bırakılan mesafe 4,5 mm olarak karar verilmiştir. Burada kullanılan güvenli mesafe değeri tambur kayışının tambur üzerinde hareket ettiğinde oluşan orta ekseninden sağa ve sola yaptığı maksimum yalpa değeridir. Bahsedilen şasi ve tambur kayışı yaklaşma bölgesi Şekil 4.2’de belirtilmiştir.



Şekil 4.2 : Tambur kayışının şasiye güvenli yaklaşma mesafesi.

Bu işlemlerden sonra tambur ve tahrik kasnakları arasında maksimum mesafe bulunmuştur. Bulunan mesafe kayar kasnağın kalınlığını kısıtlayan tasarım hacim

sınırıdır. Bahsedilen sınırlar içerisinde kayar kasnak tambur kasnağı üzerinde yataklanacak ve ileri geri hareket edecektir. Kayar kasnak çalışma prensibi gereği ileri konumunda iken hem tamburu hem de tahrik kasnağını birbirine şekil bağı olarak bağlaması gerekmektedir. Ancak şekil bağıyı ayırmak için kayar kasnak geri geldiğinde ise tambur kayışına değmemesi gerekmektedir. Bu sınırlar içinde şekil 4.3'deki gibi bir kayar kasnak tasarımı yapılmıştır. Bu tasarımda sadece boyutsal ve konumsal olarak etüt edilmiş şekil bağı tahrik aktarımı düşünülmemiştir.



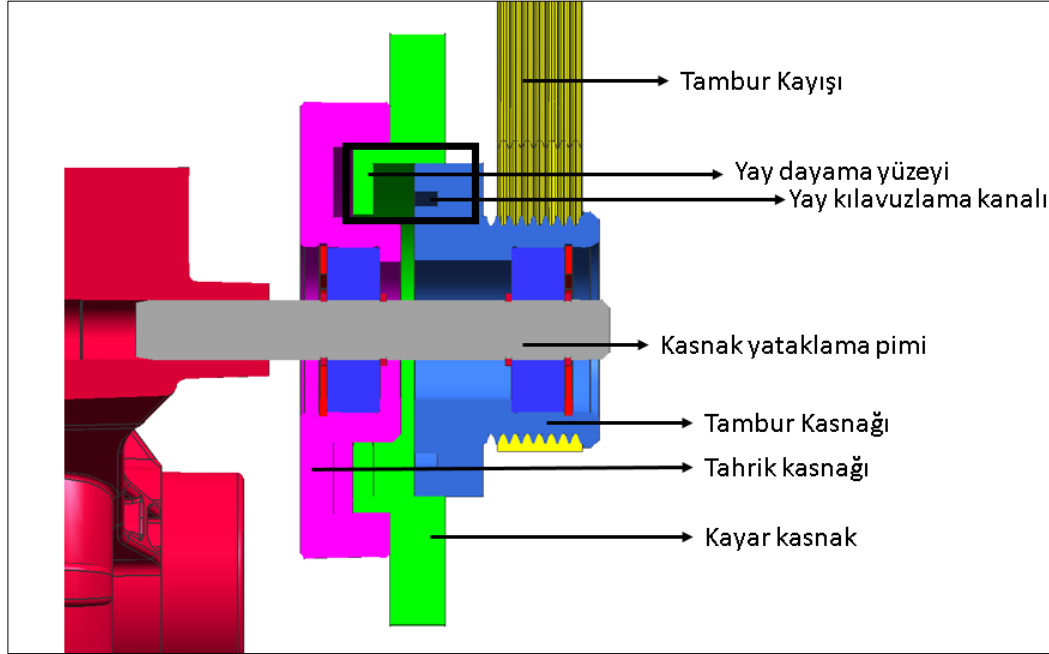
Şekil 4.3 : a) kayar kasnak kavrama konumu etüd kesit görünüşü b) kayar kasnak kavrama olmayan konumu etüd kesit görünüşü.

Kayar kasnak kavrama olmayan konumunda yani Şekil 4.3b'deki durumunda olduğunda tambur kayışına yaklaşmaktadır. Bu durumda kavrama olmadığı için tambur kasnağına tahrik gelmemekte dolayısıyla tambur kasnağı ve tambur kayışı dönmemektedir. Tambur kayışı dönmediği için yalpa yapma durumu söz konusu olmadığından tambur kayışı kayar kasnağa, şasiye olan uzaklığından daha yakın olabilmektedir.

Kayar kasnağın kavrama yani Şekil 4.3a'daki halinde, kayar kasnağın tambur kasnağının üzerinde ve tahrik kasnağı içinde kalan kısımları kavrama esnasında şekil bağı oluşturacak yüzeyleri oluşturmaktadır. Tambur kasnağı üzerindeki kavrama mesafesi kayar kasnak tambur kayışına değmemesi için belli bir mesafeye kadar arttırılabilmektedir.

Kayar kasnak ve tambur kayışı arasına helisel basma yayını yerleştirmek için kayar kasnak üzerinde bir uzantı oluşturulmuştur. Ayrıca yayı kılavuzlamak için tambur kasnağı üzerinde bir kanal açılmıştır. Şekil 4.4'de bahsedilen kanal için gerekli

detaylar gösterilmektedir. Bahsedilen yay kanalı genişliği ve derinliği gerekli yay hesaplamaları yapıp boyutlandırıldığında yeniden ölçülendirilecektir.



Şekil 4.4 : Tambur kasnağı yay kanalı ve kayar kasnak yay dayama yüzeyi.

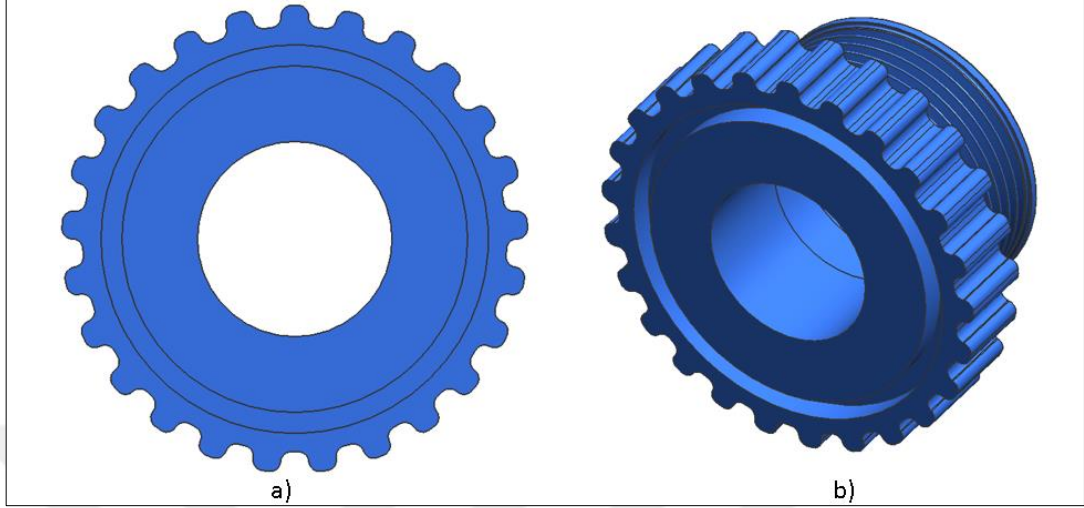
Tahrik kasnağı içinde bölüm 3.1’de paylaşılan istelerde tahrik kasnağı kayış çalışma yüzeyinde ve tahrik kasnağı konumunda bir değişiklik yapılmaması kesin istek olarak belirtilmiştir. Ayrıca kasnak çaplarında herhangi bir değişiklik yapılmaması da istelerde kesin istek olarak belirtilmiştir. Bu istelerden dolayı tahrik kasnağının genişliği, çapı ve yataklama pimi üzerindeki konumu sabittir. Sadece iç hacminde değişikliklere izin verilmektedir. Şekil 4.4’de görüldüğü gibi kayar kasnak ile tahrik kasnağı arasındaki şekil bağı tahrik kasnağı iç hacmi kullanılarak yapılmıştır.

4.1 Kavrama İçin Şekil Bağlarının Oluşturulması

Şekil bağı güç aktarımı için bölüm 3.2.3’ de bahsedildiği gibi kavrama yüzeylerinde diş yapıları kullanılması planlanmıştır. Bu diş yapıları aktarılması gereken torku taşıyabilecek mukavemete sahip olması gerekmektedir. Ayrıca kavrama işlemini oldukça hızlı yapacak geometride olması gerekmektedir. Diş sayılarını maksimum tutularak kavrama için gerekli dönme açısının minimuma indirgenmesi planlanmıştır.

Alüminyum enjeksiyon parçalar için üretici firmaları minimum et kalınlığını 2.5 mm olarak önermektedir. Ayrıca parçanın olabildiğince eşit et kalınlığına sahip olması gerektiğini belirtmektedirler [12].

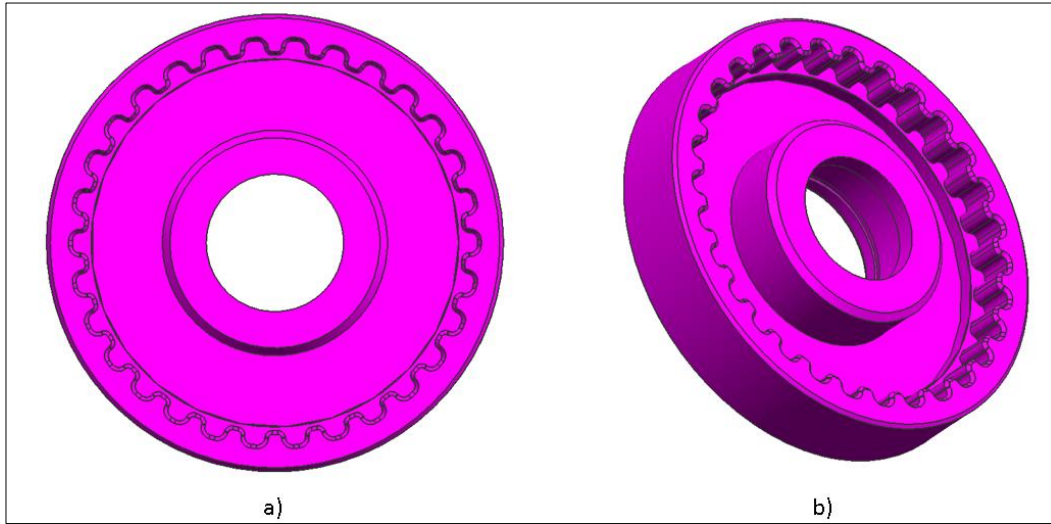
Diş sayıları arttıkça diş kalınlıkları azalacağından minimum diş et kalınlığı alüminyum enjeksiyon için uygun kalınlıkta seçilmiştir. Şekil 4.5’de tambur kasnağı üzerindeki diş yapısı ve yerleşimleri gösterilmiştir.



Şekil 4.5 : a) tambur kasnağı diş yapısı dik bakış b) tambur kasnağı diş yapısı izometrik görünüş.

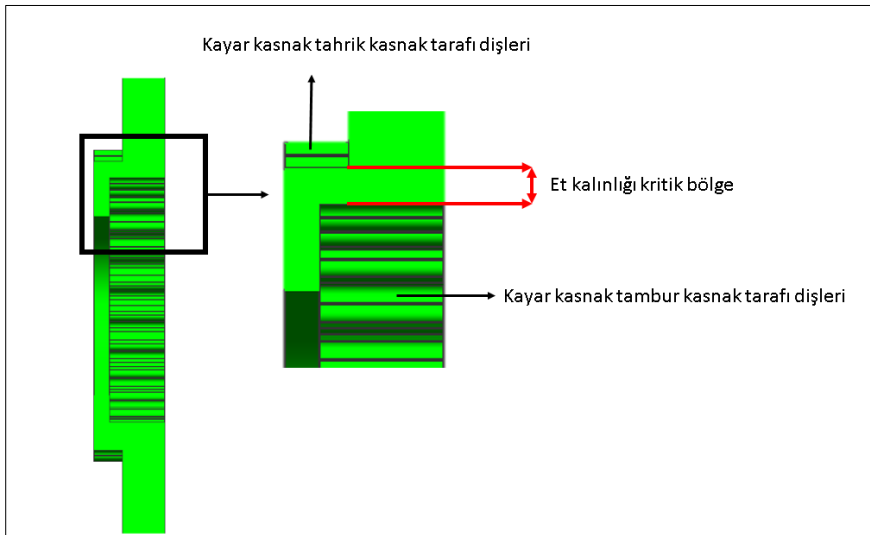
Şekil 4.5’de gösterilen tambur kasnağı diş yapısında 25 adet aynı tip diş eşit diş kalınlığı ve eşit diş boşluğu ile tambur kasnağı dış çapı etrafında eşit aralıklarla yerleştirilmiştir. Her bir diş ve diş boşluğu 7,2 dereceye tekabül etmektedir. Her bir diş ise 2,65 mm kalınlığa sahiptir. Bu dişler alın dişli gibi çalışmadığından herhangi bir evolvent vb. gibi özel profile ihtiyaç duymamaktadır. Aslında her bir diş kama görevi görerek yan yüzeyleri ile gelen torku şekil bağı ile aktarmaktadırlar. Diş yüksekliğine karar vermek için kayar kasnakta da aynı diş profilinin eşleniği oluşturulmuş ve minimum et kalınlığı kuralına uyacak şekilde yükseklik seçilmiştir.

Tahrik kasnağında oluşturulan diş yapısı Şekil 4.6’da gösterilmektedir. Tahrik kasnağında da tambur kasnağındaki gibi eşit aralıklarla 30 adet diş yerleştirilmiştir. Diş kalınlıkları ve diş boşlukları eşit ölçüde olacak şekilde çap etrafında konumlandırılmıştır. Her bir diş ve diş boşluğu 6 derecelik bir dilime sahip olmaktadır. Diş kalınlıkları ve boşlukları 2,7 mm genişliğe sahiptir. Diş yüksekliği kayar kasnağın et kalınlığını etkilediği için kayar kasnak göz önünde bulundurularak tahrik kasnak tasarımı yapılmıştır.



Şekil 4.6 : a) Tahrik kasnağı diş yapısı dik bakış b) tahrik kasnağı diş yapısı izometrik görünüş.

Tambur ve tahrik kasnağında oluşturulan diş yapılarının eşlenikleri kayar kasnak üzerinde oluşturulmuştur. Bu diş yapıları kayar kasnağın et kalınlığının yetersizliği yüzünden bir kısımda üst üste gelmektedir. Bu durumda kayar kasnakta o bölgede et kalınlığını azaltmaktadır. Et kalınlığını istenilen seviyede tutabilmek için diş yükseklikleri üzerinde çalışılmıştır. Kayar kasnak diş yapılarından dolayı sorun oluşan bölge Şekil 4.7’de gösterilmiştir.



Şekil 4.7 : Kayar kasnakta tambur ve tahrik kasnak eşlenik diş yapılarından dolayı oluşan kritik bölge.

Bu kritik bölgede daha önceden bahsedilen 2,5 mm et kalınlığına uygun olabilmesi için diş yükseklikleri tambur ve tahrik kasnakta 2,25 mm seçilmiştir. Bu diş yükseklikleri ile kayar kasnağın kritik bölgesinde ki et kalınlığı ancak 2,4 mm’ye kadar

çıkarılabilmektedir. Bu et kalınlığı kabul edilebilir seviyede olduğundan diş yükseklikleri bahsedilen ölçülerde seçilmiştir.

Kayar kasnak yan yüzeyinden itici kol tarafından itileceği için dış çapı büyük tutularak itici kol temas yüzeyi yaratılmıştır. Kayar kasnak konumu kurutucu makinesi yan sacına yakın olduğundan kayar kasnak dış çapı 78,9 mm' ye kadar büyütülebilmektedir.

4.2 Kasnaklara Etki Eden Tork ve Kuvvet Hesaplamaları

Makine ana elektrik motoru kalkış torku 450 Nmm, sürekli çalışma torku ise 300 Nmm değerlerine sahiptir. Hesaplamalar yapılırken en kritik vaka ele alındığından elektrik motoru kalkış torku değeri baz alınarak hesaplamalar yapılmıştır. Bölüm 2.4'de bulunan çevrim oranları kullanılarak kasnaklara gelen torklar bulunmuştur. Aşağıdaki denklem 4.1'de motor milinin torku tahrik kasnağına indirgenmiştir.

$$\tau_{tahrikkasnak} = i_1 \cdot \tau_{elektrikmotoru} = 2,86.450 = 1287 \text{ Nmm} \quad (4.1)$$

Tambur kasnağına gelen tork tahrik kasnağına gelen tork ile aynı olmaktadır. Çünkü tambur kasnağının sahip olduğu tork tahrik kasnağından kayar kasnak vasıtası ile tambur kasnağına aktarılmaktadır.

Dişlilere torktan dolayı gelen kuvveti bulmak için dişlilerin kasnak merkezlerinden uzaklıkları bulunmuştur. Dişlinin merkezden en uzak noktası en fazla kuvvete maruz kalacağı için en büyük yarıçap değeri temel alınarak hesaplamalar yapılmıştır. Aşağıdaki Çizelge 4.1'de dişli tepe noktalarının kasnak merkezlerinden uzaklıkları paylaşılmıştır.

Çizelge 4.1 : Diş formlarının kasnak merkezlerinden uzaklıkları

Dişin ait olduğu Kasnak	Diş en uzak temas noktası merkezden uzaklığı	Birim
Tahrik kasnak	27	mm
Kayar kasnak tahrik tarafı	27	mm
Kayar kasnak tambur tarafı	22,25	mm
Tambur kasnak	22,25	mm

Çizelge 4.1'deki mesafeler kullanılarak dişlilere etki eden maksimum kuvvetler denklem 4.2 ve denklem 4.3'de hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} F_{tambur_diş} &= F_{kayartamburtarafı_diş} = \tau_{tahrikkasnak} \cdot r_{tambur_diş} \\ &= 1287/22,25 = 57,84 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.2)$$

$$\begin{aligned} F_{tahrik_diş} &= F_{kayartahriktarafı_diş} = \tau_{tahrikkasnak} \cdot r_{tahrik_diş} = 1287/57 \\ &= 47,66 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.3)$$

Dişlere etkiyen kuvvetler ileriki bölümlerde dişli dayanımlarını hesaplamak için kullanılacaktır.

Bu kuvvetler kayar dişli hareket ederken oluşacak sürtünme kuvvetlerini etkilemektedir. Bu kuvvetlerden dolayı oluşan diş üzerindeki sürtünme kuvvetleri denklem 4.4 ve denklem 4.5'de verilmektedir. Sürtünme kuvvetlerini bulurken alüminyum-alüminyum malzeme çifti için nemli ortamda sürtünme katsayısı olarak 0,3 değeri alınmıştır [14].

$$\begin{aligned} F_{tambur_diş_sürtünme} &= F_{kayartamburtarafı_diş_sürtünme} = F_{tambur_diş} \cdot \mu_{Al} \\ &= 57,84 \cdot 0,3 = 17,35 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.4)$$

$$\begin{aligned} F_{tahrik_diş_sürtünme} &= F_{kayartahriktarafı_diş_sürtünme} = F_{tahrik_diş} \cdot \mu_{Al} \\ &= 47,66 \cdot 0,3 = 14,29 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.5)$$

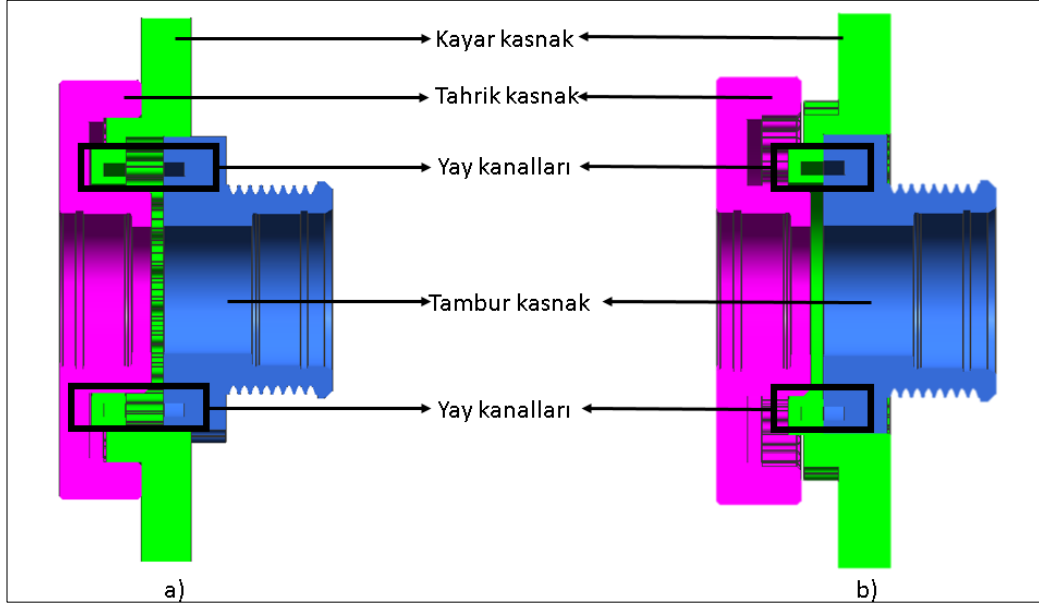
Bulunan sürtünme kuvvetlerinin toplamı kayar kasnağı kavrama yönünde itecek olan yayın yenmesi gereken kuvveti vermektedir. Toplam kuvvet denklem 4.6'daki gibi bulunmuştur.

$$F_{\text{sürtünme_toplam}} = F_{\text{tambur_diş_sürtünme}} + F_{\text{tahrik_diş_sürtünme}} \quad (4.6)$$

$$= 17,35 + 14,29 = 31,64$$

Kayar kasnağın tambur kasnağı üzerinde kayması için yenmesi gereken sürtünme kuvveti 34,70 N iken kayar kasnağın tahrik kasnağına temas ettiği andan itibaren yenmesi gereken sürtünme kuvveti 63,29 N olmaktadır. Bu özellikleri sağlayacak yay için hesaplamalar yapılmıştır.

Yayın yerleştirileceği kanal tasarlanırken daha önce belirtilen alüminyum enjeksiyon için önerilen et kalınlıklarına uyulmuştur. Tambur kasnağı üzerinde yay kanalı açılarak yayın sadece eksenel olarak hareket etmesi sağlanmıştır. Aynı şekilde bir kanallı kayar kasnak üzerinde de yapılmasının gerekli olduğundan kayar kasnak üzerinde yay dayama yüzeyinde yayı kanal içinde tutacak şekilde bir kanal yapısı tasarlanmıştır. Bu tasarlanan kanal yapıları Şekil 4.8' de gösterilmiştir.



Şekil 4.8 : a) kavrama konumu yay kanalları kesit görünüşü b) kavrama olmayan konum yay kanalları kesit görünüşü.

Tasarlanan yay kanallarının iç ve dış çapları et kalınlıklarına uygun olarak belirlenmiş ve değiştirilmeyecektir. Kanal iç çapı 33 mm ve dış çapı 37 mm olacak şekilde tasarlanmıştır. Yay kanalı için 2mm genişlik uygun görülmüş ve buna göre

tasarlanmıştır. Ancak kanal derinliği hesaplanacak yayın gereksinimlerine göre değiştirilecektir.

4.3 Yay Hesabının Yapılması

Yay hesaplamalarına başlarken ilk olarak yay ortalama çapı belirlenmiştir. Yay ortalama çapı (D) kanalın ortasına gelecek şekilde 35 mm seçilmiştir. Yay malzeme çapı (d) 2 mm'lik kanalın içinde rahat çalışabilmesi için 1,5 mm seçilmiştir. Seçilen yay malzeme çapı ortalama çapa eklendiğinde yay dış çap (D_2) 36,5mm yay iç çapı (D_1) ise 33,5 mm olmaktadır. Bu sayede kanal içinde yay üst ve alt kısmından 0,25 mm'lik boşluklara sahip olmaktadır. Çalışma esnasında yayın sıkışıp bloke olmaması için bu boşluklar bırakılmıştır. Yay ortalama çapı ve malzeme çapına bağlı olarak yay iç ve dış çaplarının bulunması denklem 4.7 ve denklem 4.8'de gösterilmiştir.

$$D_1 = D - d = 35 - 1,5 = 34,5 \text{ mm} \quad (4.7)$$

$$D_2 = D + d = 35 + 1,5 = 36,5 \text{ mm} \quad (4.8)$$

Yay sarım tipine karar verilirken kanal içinde daha az yer kaplaması açısından tek sarım kapalı yay seçilmiştir. Piyasada kullanılan yay tipleri Şekil 4.9'da gösterilmektedir.



Şekil 4.9 : Helisel yay sarım tipleri [13].

Yayın yukarıda belirtilen özellikleri belirlendikten sonra yay malzemesi seçilmiştir. Yay kurutucu makinesi içinde çalıştığından sıcaklık ve neme maruz kalmaktadır. Bahsedilen çalışma koşullarından dolayı yay malzemesi olarak paslanmaz çelik kullanılmasına karar verilmiştir. Paslanmaz çelik için elastisite modülü (G) 69000 N/mm² değeri standarttan alınmıştır [15].

Hesaplamalar için gerekli olan bir diğer değer ise sarım sayısı olmaktadır. Sarım sayısı arttıkça yay katsayısı azalmaktadır. Çok dar bir mesafede yüksek yay kuvvetleri gerektiğinden aktif yay sarım sayısı (N_a) iki seçilmiştir. Kapalı tek sarım tip helisel yaylarda toplam sarım sayısı (N_t) aktif sarım sayısından iki fazla olarak hesaplanmaktadır [15]. Dolayısıyla toplam sarım sayısında seçilen aktif sarım sayısına iki eklenerek 4 bulunmuştur. Bu işlem denklem 4.9'da gösterilmiştir. Sarım sayısı yay tamamen kapandığında oluşturduğu toplam uzunluğunu hesaplamamızı sağlamaktadır. Yay kapalı uzunluğu (H_s) denklem 4.10'da verilmektedir.

$$N_t = N_a + 2 = 2 + 2 = 4 \text{ adet} \quad (4.9)$$

$$H_s = d \cdot N_t = 1,5 \cdot 4 = 6 \text{ mm} \quad (4.10)$$

Yay kapalı uzunluğu kanalın minimum toplam uzunluğunu vermektedir. Ancak yay çalışırken tamamen kapanması bloke olma durumuna neden olduğu için istenmemektedir. Bu nedenle yay rahat çalışabilmesi için kavrama olmayan hali kanal uzunluğu 6,4 mm olarak seçilmiştir. Kanal tasarımı bu ölçüye göre revize edilmiştir.

Özelliklerini belirlediğimiz yayın yay katsayısını (k) hesaplamak için aşağıdaki denklem 4.11 kullanılmıştır.

$$k = (G \cdot d^4)/(8 \cdot N_a \cdot D^3) = \frac{69000 \cdot 1,5^4}{8 \cdot 2 \cdot 35^3} = 0,509 \text{ N/mm} \quad (4.11)$$

Bulunan yay katsayı ile üst kısımda denklem 4.6'da bulunan sürtünmeyi yenmek için gerekli kuvveti sağlamak için ne kadar yay basma mesafesi (x) gerektiği denklem 4.12 ile aşağıda bulunmuştur.

$$x = \frac{F_{\text{sürtünme}_{\text{toplam}}}}{k} = \frac{31,64}{0,509} = 62,16 \text{ mm} \quad (4.12)$$

Yayı serbest haldeki uzunluğundan itibaren 125,82 mm sıkıştırırsak en zor durumdaki sürtünme kuvvetini yenebilmektedir. Ancak yay kavrama esnasında kasnaklarda dönme hareketi yaparken baskı yapması istenmektedir. Çünkü dönme esnasında merkez kaç kuvvetlerinden dolayı kasnaklar ayrılabilmekte ve kavramada sorunlar oluşabilmektedir. Bu yüzden yay sisteme ön yüklemeleri olarak montaj edilmiştir. Yay serbest uzunluğu minimum ölçüsü yay basma mesafesi ve yay kanalı kavrama

halindeki uzunluğunun toplamıyla bulunmaktadır. Yay serbest uzunluğunun (L) bulunması denklem 4.13’de verilmektedir.

$$L = l_{yay_kanalı} + x = 12 + 62,16 = 74,16 \text{ mm} \quad (4.13)$$

Bulunan yay serbest uzunluğundan bir yayı elde edebilmek için yay adım uzunluğunu bulmak gerekmektedir. Yay serbest uzunluğu, aktif sarım sarım sayısına (N_a), yay malzeme çapına (d) ve yay adımına (p) bağlıdır. Yay serbest uzunluğunu elde etmek için gerekli yay adım mesafesi denklem 4.14’ de bulunmuştur.

$$p = \frac{L - 3d}{N_a} = \frac{74,16 - 3 * 1,5}{2} = 34,83 \text{ mm} \quad (4.14)$$

Yay adım mesafesi (p) de bulunduktan sonra yay üretimi için gerekli bütün yay parametreleri elde edilmiştir. Elde edilen yayın bütün özellikleri Çizelge 4.2’de verilmektedir.

Çizelge 4.2 : Tasarlanan yay parametreleri

Parametre	Değer	Birim
Yay malzeme çapı	1,5	mm
Yay aktif sarım sayısı	2	adet
Yay toplam sarım sayısı	4	adet
Yay adım mesafesi	34,83	mm
Yay serbest uzunluğu	74,16	mm
Yay kapalı uzunluğu	6	mm

4.4 Dişli Mukavemet Hesaplarının Yapılması

Bölüm 4.2’de bulunan dişlere gelen kuvvetler kullanarak dişlerin kesme dayanımları hesaplanmıştır. Kuvvetler tambur kasnak ve tahrik kasnak dişleri üzerine uygulanarak

hesaplamalar yapılmış kayar kasnak dişleri bu dişlerin eşleniklerini taşıdığı için hesaplamaya gerek duyulmamıştır.

Tambur kasnak üzerindeki dişlere gelen toplam kuvvet 57,84 N, tahrik kasnağı üzerindeki dişlere gelen toplam kuvvet ise 47,66N olarak bölüm 4.2’de denklem 4.2 ve denklem 4.3’de bulunmuştur.

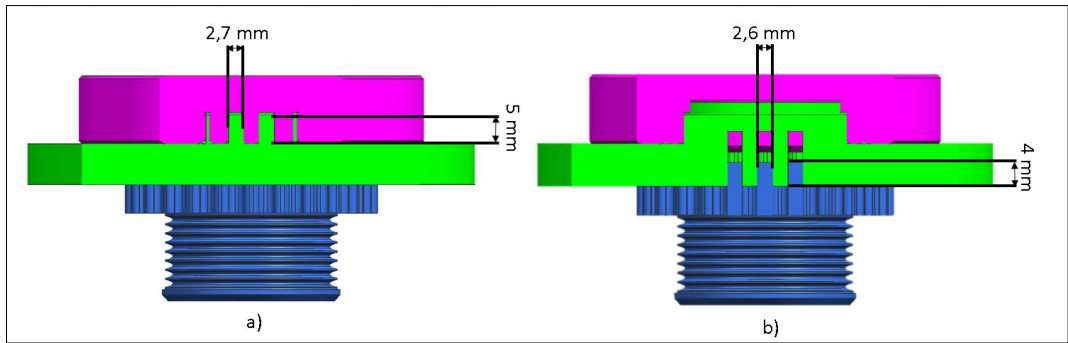
Tambur kasnağı üzerindeki dişlere etki eden toplam kuvvet tambur kasnağı toplam diş sayısına ($n_{\text{tambur_diş}}$) bölünerek diş başına gelen kuvvet denklem 4.15’de hesaplanmıştır.

$$F_{\text{tek_diş_tambur}} = \frac{F_{\text{toplam_tamburkasnak}}}{n_{\text{tambur_diş}}} = \frac{57,84}{25} = 2,31N \quad (4.15)$$

Tahrik kasnağı üzerindeki dişlere etki eden toplam kuvvet tahrik kasnağı toplam diş sayısına ($n_{\text{tahrik_diş}}$) bölünerek diş başına gelen kuvvet denklem 4.16’da hesaplanmıştır.

$$F_{\text{tek_diş_tahrik}} = \frac{F_{\text{toplam_tahrikkasnak}}}{n_{\text{tahrik_diş}}} = \frac{47,66}{30} = 1,58N \quad (4.16)$$

Tambur kasnak dişi ve tahrik kasnak dişi için kesme gerilmesine maruz kaldığı diş kesit alanları Şekil 4.10’ da gösterilmiştir.



Şekil 4.10 : a) Tahrik kasnak dişi kesit ölçüleri b) tambur kasnak dişi kesit ölçüleri.

Tambur kasnak dişi kesit alanı ($A_{\text{tambur_diş}}$) 10,4 mm², tahrik kasnak dişi kesit alanı ($A_{\text{tahrik_diş}}$) 13,5 mm² olarak hesaplanmıştır. Bulunan kesit alanları ve kuvvetler kullanılarak tambur kasnak dişinin maruz kaldığı kesme gerilmeleri ($\tau_{\text{kesme_tamburdiş}}$) denklem 4.17’de ve tahrik kasnak dişinin maruz kaldığı kesme gerilmeleri ($\tau_{\text{kesme_tahrikdiş}}$) denklem 4.18’de hesaplanmıştır.

$$\tau_{\text{kesme_tamburdiş}} = \frac{3 * F_{\text{tek_diş_tambur}}}{2 * A_{\text{tambur_diş}}} = \frac{3 * 2,31}{2 * 10,4} = 0,33 N/mm^2 \quad (4.17)$$

$$\tau_{kesme_tahrikdis} = \frac{3 * F_{tek_dis_tahrik}}{2 * A_{tahrik_dis}} = \frac{3 * 1,58}{2 * 13,5} = 0,175 \text{ N/mm}^2 \quad (4.18)$$

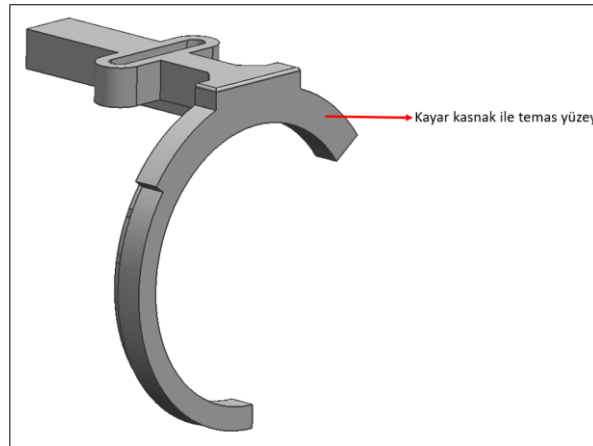
Yüksek basınçla parça döküm tekniği ile üretilen alüminyum parçaların akma dayanımının 110 MPa civarında olduğu bilinmektedir [16].

Dişlilere gelen kesme gerilmeleri ile malzeme akma dayanımı karşılaştırıldığında gelen gerilmeye göre malzeme dayanımı aşırı güvenli çıkmaktadır. Bu şartlar altında malzeme dayanımı açısından dişlilerde herhangi bir sorun olmayacağı görülmektedir.

4.5 İtici Mekanizma Tasarımı

İtici mekanizmasında bulunan itici kol, taşıyıcı gövde ve eksantrik pim parçalarının plastik enjeksiyon yöntemiyle üretilmesi planlanmıştır. Mekanizma montaj yeri olarak motor kapağı uygun görülmüştür. İtici kol ve diğer itici mekanizması komponentleri motor kapağı montaj noktasına göre tasarlanmıştır.

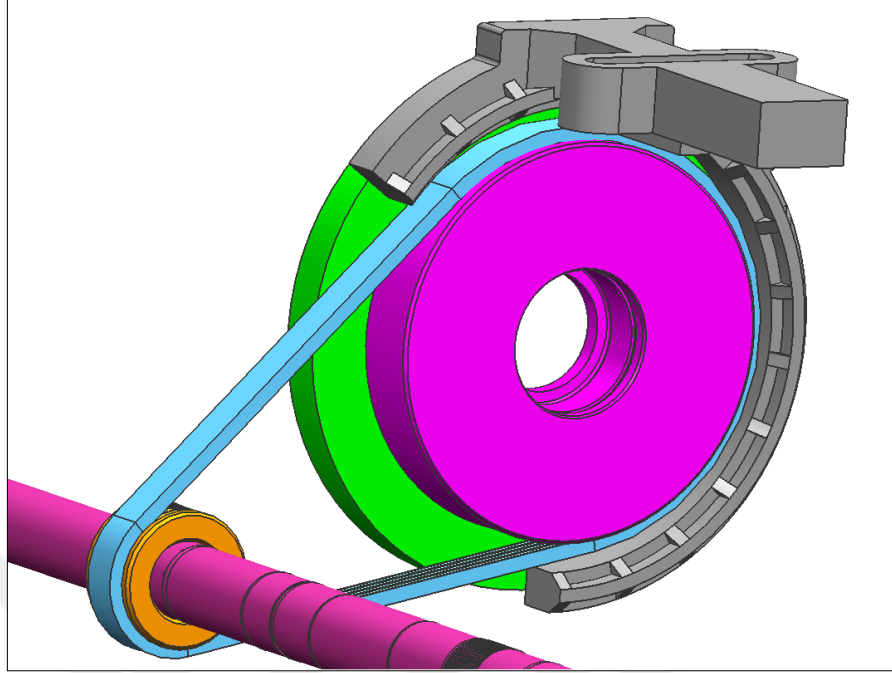
Bu aşamada ilk olarak itici kol tasarımı yapılmıştır. İtici kol kayar kasnağın yan yüzeyinden temas ederek kayar kasnağı ileri itmekte ve yayı sıkıştırmaktadır. İtici kolun kayar kasnağı uniform bir şekilde kuvvet uygulayarak itmesi istenmiştir. Eğer bir noktadan itme gerçekleşirse kayar kasnak tambur kasnağı üzerindeki dişlerde bir yöne yatarak sıkışabilme ihtimali olmaktadır. Bahsedilen nedenlerden dolayı itici kolun itme yüzeyi Şekil 4.11’ deki gibi tasarlanmıştır.



Şekil 4.11 : İtici kol izometrik görünüşü ve temas yüzeyi.

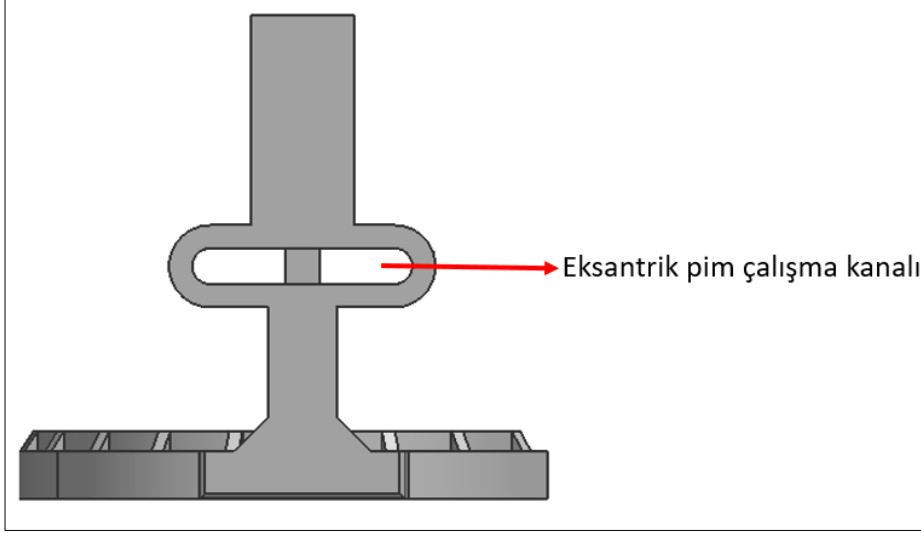
Tahrik kayışının motor miline doğru uzanmasından dolayı itici temas yüzeyi tam dairesel yapılamamıştır. Tahrik kayışının çalışmasına engel olmayacak ve itici kola temas etmeyecek şekilde bir C form uygulanmıştır. Şekil 4.12’de itici kolun tahrik

kayışı, kayar kasnak ve tahrik kasnak ile olan pozisyonları gösterilmiştir. Şekil 4.12’de görüldüğü gibi itici kol itme yüzeyinin açık olan kısmında tahrik kayışı çalışmaktadır.



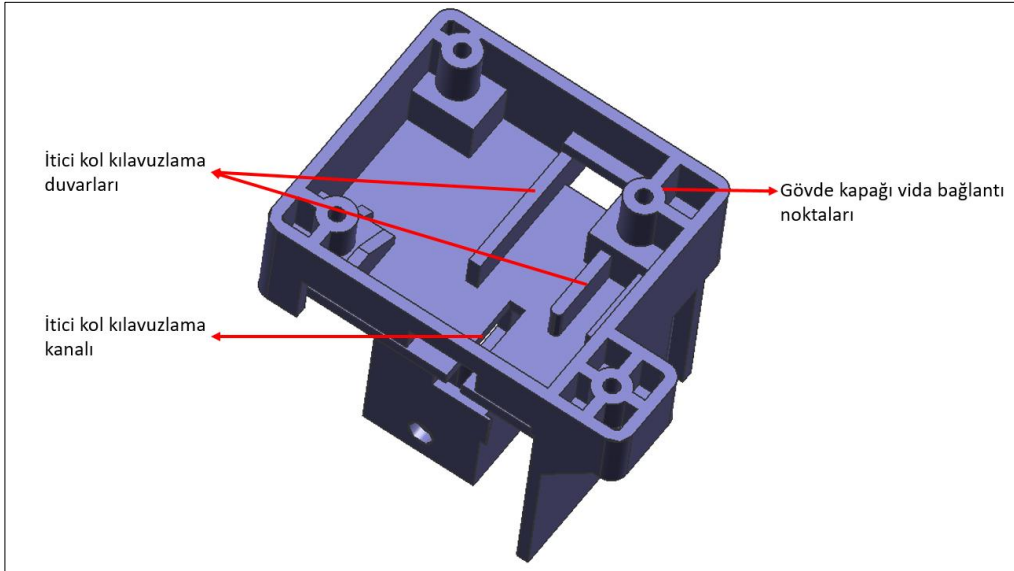
Şekil 4.12 : İtici kol, tahrik kayışı, kayar kasnak ve tahrik kasnak pozisyonları.

İtici kol bir AC motor ile tahrik edildiğinden üzerinde stoch yoke mekanizması tasarımı yapılmıştır. AC motorun çıkış miline monte edilen eksantrik pim ile dönme hareketi lineer hareket çevrilmektedir. Eksantrik pimin merkezinin AC motor mili merkezine olan uzaklığı itilmesi veya çekilmesi gereken mesafenin yarısına eşittir. Eksantrik pimin merkezinin mil merkezine olan uzaklığı değiştirilerek kolun aldığı mesafe ayarlanabilmektedir. Eksantrik pimin temas edip dairesel hareketi lineer harekete çevireceği kanal itici kolun üzerine eklenmiştir. Şekil 4.13’de bu kanal gösterilmiştir. Kanal genişliği minimum eksantrik pimin merkezinin mil merkezine olan uzaklığının iki katı olarak tasarlanmıştır.



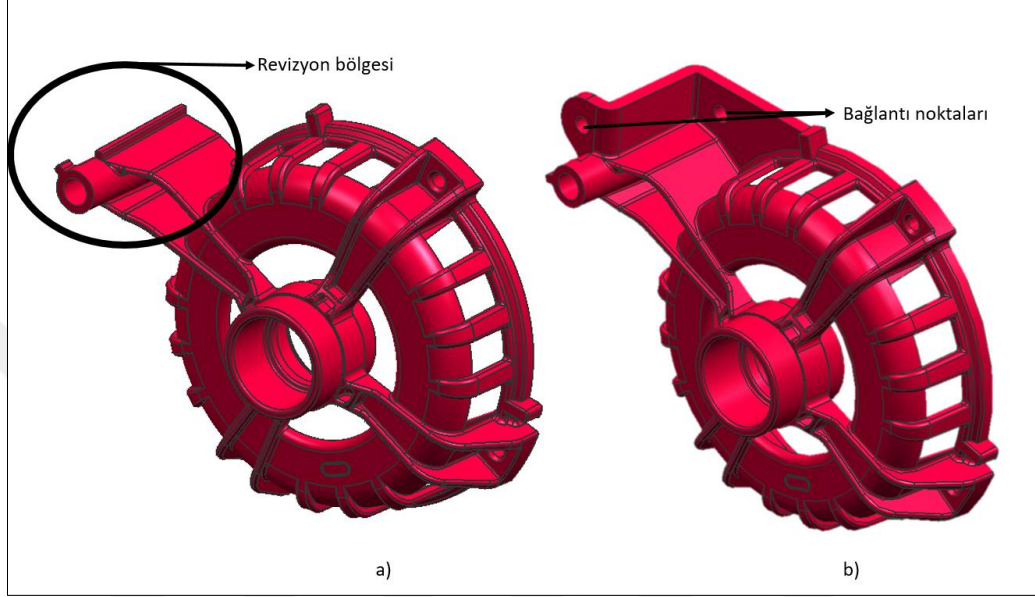
Şekil 4.13 : İtici kol üst görünüşü ve eksantrik pim çalışma kanalı gösterimi.

İtici kolu ve AC motoru yataklayacak ve taşıyacak bir taşıyıcı gövdeye ihtiyaç duyulmaktadır. Bu taşıyıcı gövde üzerinde itici kol yataklanacak ve ileri geri hareket edecektir. Ayrıca motor için bir taşıyıcı görevi görecektir. Taşıyıcı gövde içinde itici kolu kılavuzlayacak ileri ve geri hareketin dışında sağa ve sola hareket etmesini engelleyecek kanallar oluşturulmuştur. Taşıyıcı gövdenin üzerinde AC motorun montaj edildiği taşıyıcı gövde kapağı bulunmaktadır. Bu kapak üzerinde bulunan çıkıntı form yukarıdan itici kola temas ederek itici kolun taşıyıcı gövde ve gövde kapağı arasında sıkışmasını sağlamaktadır. Şekil 4.14’de taşıyıcı gövdenin genel görünüşü gösterilmektedir.



Şekil 4.14 : Taşıyıcı gövde genel görünüş.

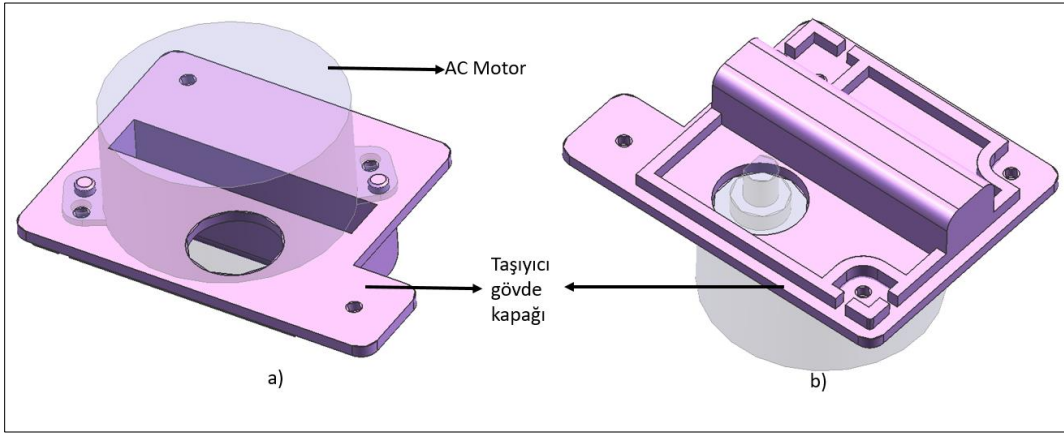
Motor kapağı metal enjeksiyon ile üretildiği için sadece kalıp çalışma yönlerinde montaj deliği açılması maliyet ve üretim açısından uygun olmaktadır. Motor kapağı mevcut üretimi bozmayacak ve küçük bir kalıp revizyonu ile yeni tasarıma uyum sağlayabilecek şekilde motor kapağı bağlantı braketi oluşturulmuştur. Şekil 4.15’de eski motor kapağı ve revize edilen motor kapağı gösterilmektedir.



Şekil 4.15 : a) mevcut motor kapağı genel görünüş b) revizyonlu motor kapağı genel görünüş.

Motor kapağında oluşturulan bağlantı noktalarına uygun olarak taşıyıcı gövdede bağlantı noktaları oluşturulmuştur. Taşıyıcı gövde yüksekliği itici kolun kayar kasmağa direkt olarak temas edeceği yükseklik düşünülerek tasarlanmıştır.

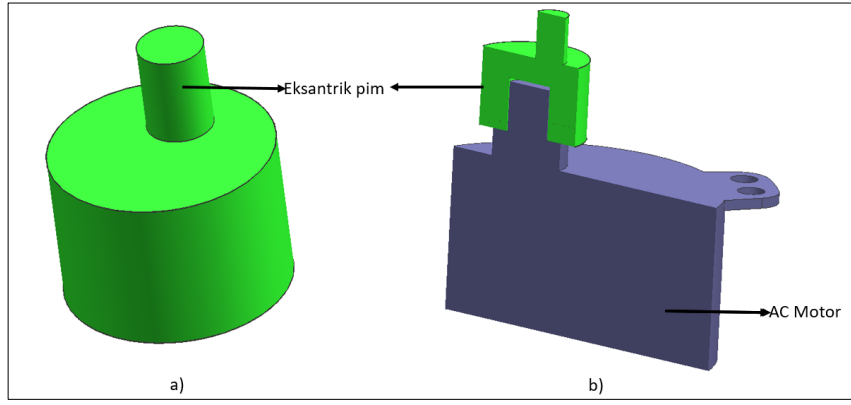
Gövde kapağı AC motora uygun sabitleme çıkıntıları ve vida deliklerine sahip olarak tasarlanmıştır. Şekil 4.16’da taşıyıcı gövde kapağı ve AC motor görünüşü verilmiştir.



Şekil 4.16 : a) Taşıyıcı gövde kapağı ve AC motor üst görünüş b) Taşıyıcı gövde kapağı ve AC motor alt görünüş.

AC motoru kapağa bağlayan iki adet vida bağlantısı aynı zamanda kapağı taşıyıcı gövdeye bağlamaktadır. Diğer iki bağlantı noktası ise sadece kapağı gövdeye bağlamak için kullanılmıştır. Şekil 16b’de itici kolu gövdeye doğru sıkıştırmak için oluşturulan çökertme yapı görülmektedir.

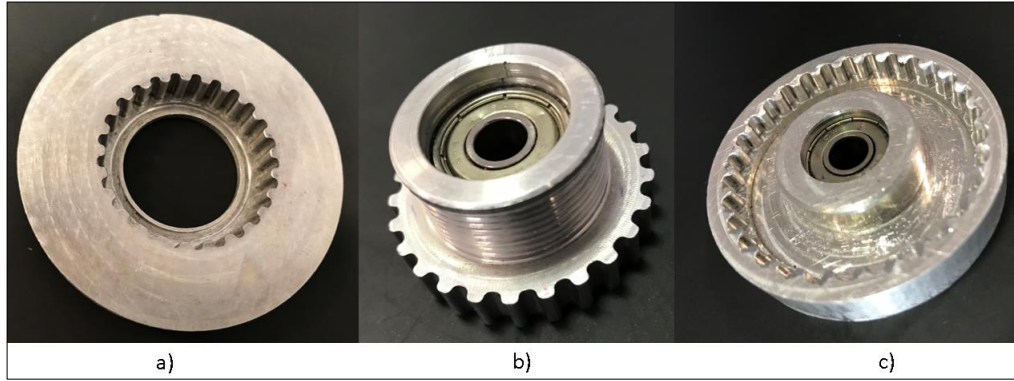
Eksantrik pimin tasarlanması için itici kol hareket mesafesi hesaplanmalıdır. Bunun için kayar kasnağın ne kadar stroka ihtiyaç duyduğu bulunmuştur. Sitemde dişlerin tamamen ayrılması ve gerekli boşluğun kalması için kayar kasnağın 5,5 mm geri hareket ederek tahrik kasnağından uzaklaşması gerekmektedir. İtici kol ise tam geri geldiği konumda sistem kavrama halini alacağından ve bütün kasnaklar dairesel dönme hareketi yapacağından herhangi bir aşınma ve sürtünmeden kaynaklı ses olmaması itici kolun kayar kasnağa temas etmemesi istenmiştir. Bu koşullar altında itici kolun güvenli mesafede kalması için 6,5 mm hareket etmesi öngörülmüştür. Bu mesafeyi alabilmesi için eksantrik pim AC motor mil merkezinden 3,25 mm kaçık olarak tasarlanmıştır. Eksantrik pim genel görünüşü Şekil 4.17’de verilmiştir.



Şekil 4.17 : a) Eksantrik pim genel görünüş b) Eksantrik pim ve AC motor kesit görünüşü.

4.6 Prototiplerin Üretimi ve Karşılaşılan Sorunların Çözülmesi

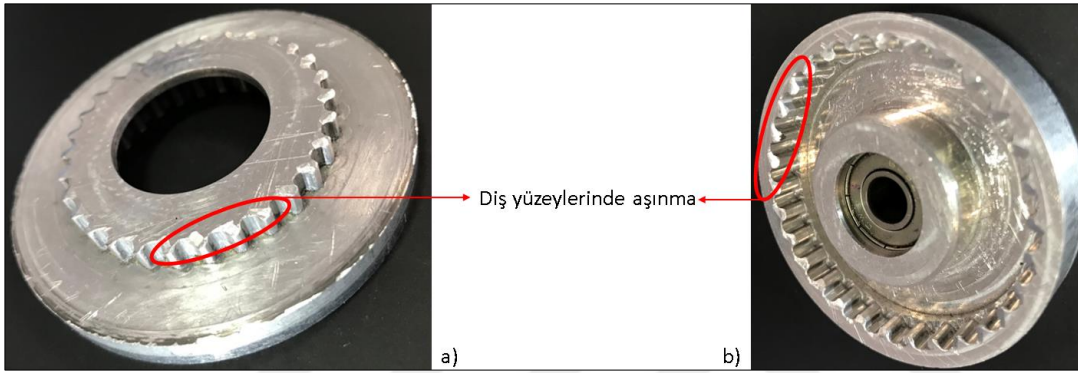
Önceki bölümde anlatılan tasarımların prototip denemeleri için parçaların üretimleri hızlı prototipleme yöntemleri ile yapılmıştır. Kasnakların üretimleri için alüminyum bloktan CNC freze ile işleme yapılmıştır. Sistemdeki plastik parçalar eklemeli üretim (additive manufacturing) yöntemleri ile üretilmiştir. Sistemdeki AC motor hazır komponent olarak kullanılmıştır. Helisel yay ise istenilen özelliklerde ürettirilmiştir. Motor kapağı revizyonlu hali ise yine CNC freze ile üretilmiştir. Bazı parçaların üretilmiş halleri Şekil 4.18’de gösterilmiştir.



Şekil 4.18 : a) kayar kasnak b) tambur kasnak c) tahrik kasnak.

Üretilen parçalar ile ilk prototip hazırlanmış ve test edilmiştir. İlk prototip çalışmasında itici kolun eğilmesi ve dişlilerin birkaç çalışmadan sonra aşınmadan dolayı kavramaması sorunlarıyla karşılaşılmıştır.

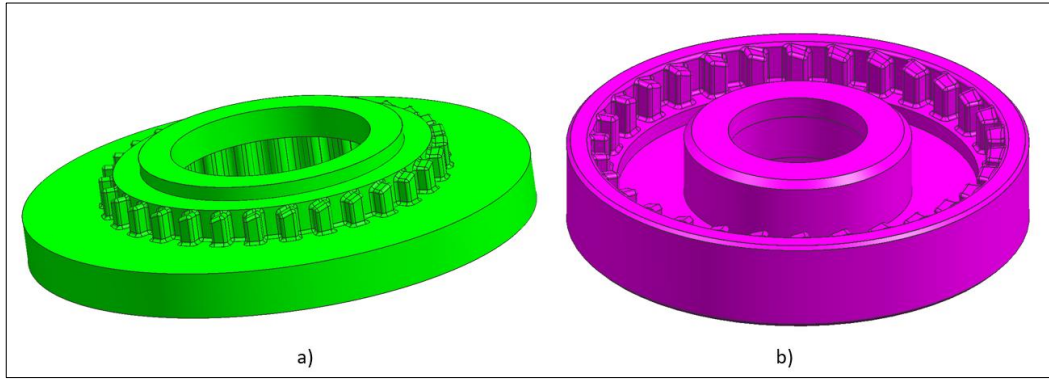
Tahrik kasnağı ve kayar kasnak dişlileri sürekli kavrama ve kavramadan ayrılma durumuna çalıştırıldığında bir süre sonra dişlerin kavrama yönünde aşındığı ve bu aşınmadan dolayı kavrama işleminin oluşmadığı görülmüştür. Bu durumda sürekli kavrama ve kavrayamama durumu arasında kalan dişlilerin ses yaptığı ve aşınmaya devam ettiği gözlemlenmiştir. Tambur kasnak ve kayar kasnak arasındaki dişlerde bir sorun görülmemiştir. Tambur kasnak ve kayar kasnak arasındaki ilk montaj esnasında birbirine geçirilen dişler daha sonra hiçbir ayrılıp birleşme işlemine maruz kalmadığı için aşınma durumu söz konusu olmamıştır. Şekil 4.19'da karşılaşılan sorundan dolayı dişler üzerinde oluşan hasar gösterilmiştir.



Şekil 4.19 : a) kayar kasnak diş aşınmaları b) tahrik kasnak diş aşınmaları.

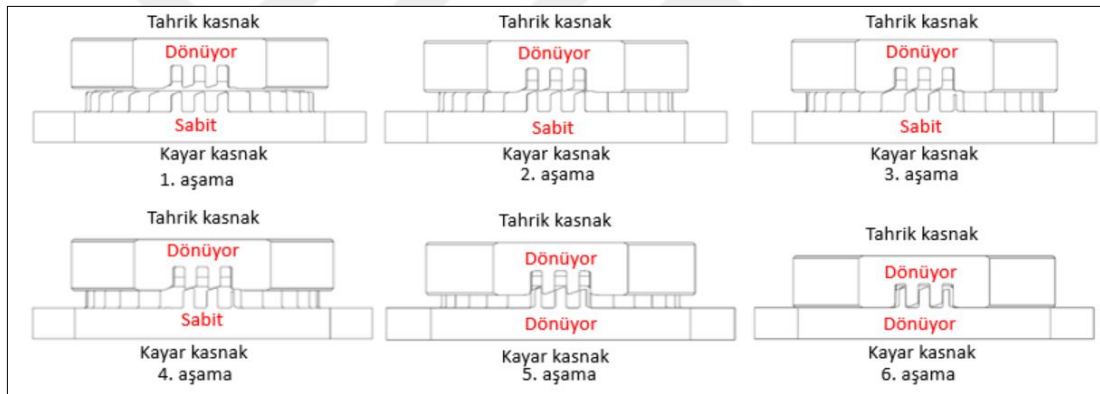
İtici kol ise sadece üst kısmından desteklenecek şekilde bağlandığından dolayı alt kısımlarına doğru gelen kuvvetin etkisiyle itici kolun eğildiği görülmüştür. Bu durumda kayar kasnağı düz bir şekilde itemediği ve kayar kasnağı eğik iterek sıkışmasına neden olduğu gözlemlenmiştir.

Bu sorunları çözmek için tasarımda değişikliklere gidilmiştir. Tahrik kasnağı ve kayar kasnak arasındaki sorunu çözmek için motor dönme yönünde kavrama yapacak şekilde dişler üzerinde eğimler oluşturulmuştur. Bu eğimler sadece motor tek bir yönde döndüğünde kavramaya uygun olarak tasarlanmıştır. Algoritma ile kavrama anında motorun hep aynı yönde dönmesi sağlanabilmektedir. Kavrama işlemi tamamlandıktan sonra motorun her iki yönde de dönmesinde bir sorun oluşmamaktadır. Tasarlanan yeni eğimli dişler Şekil 4.20'de gösterilmiştir.



Şekil 4.20 : a) kayar kasnak eğimli diş tasarımı b) tahrik kasnak eğimli diş tasarımı.

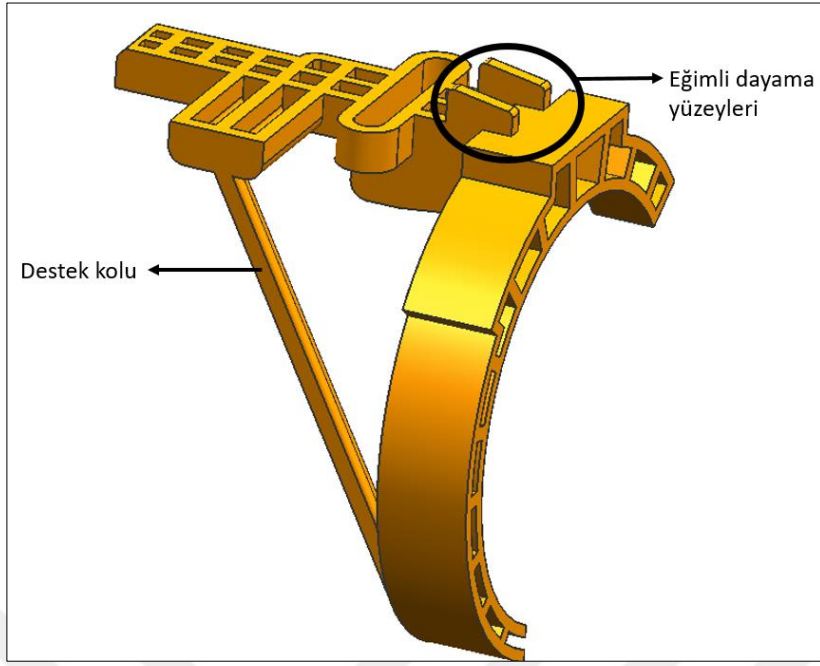
Dişlerin kavrama olmayan halden kavrama haline geçişi ve nasıl çalıştığı Şekil 4.21’de gösterilmektedir. Burada yayın baskı kuvveti ile kayar kasnak tahrik kasnağına doğru hareket etmektedir. Dönme yönünün etkisiyle kayar kasnak dişleri eğimleri yönünde hareket ederek tahrik kasnağına dişinin yan yüzeyine dayanmakta ve yay baskı kuvveti ile ileri kayarak yerlerine geçmektedir.



Şekil 4.21 : Eğimli dişlerin kavrama aşamaları.

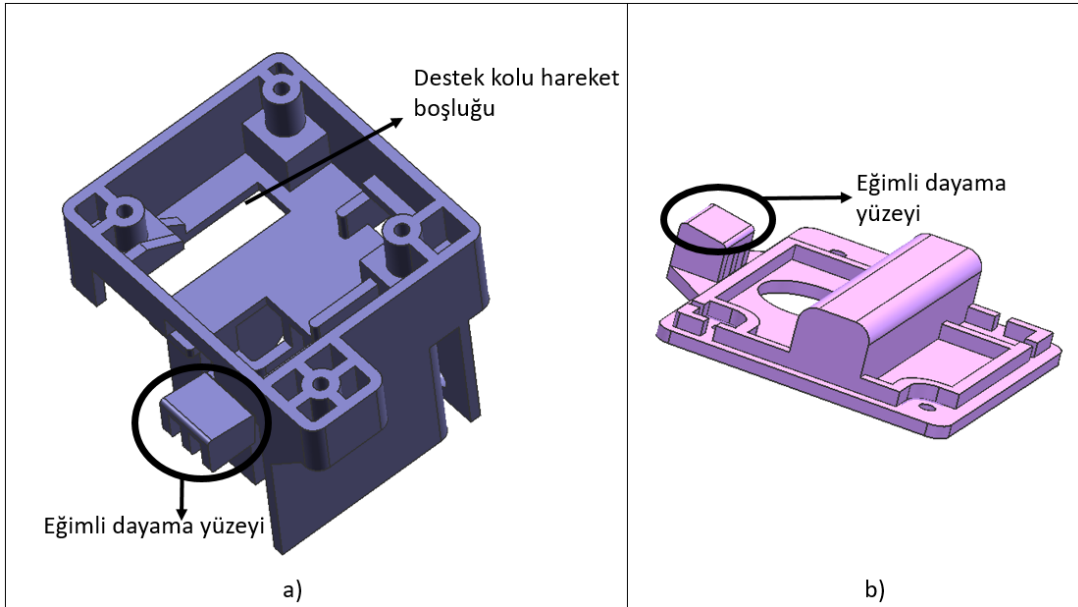
İtici kolun eğilmesi problemini çözmek için itici kola ekstra destek elemanları eklenmesi düşünülmüştür. İtici kolun sadece üst tarafında bulunan bağlantıya ek aşağı kısmına da bir destek parçası eklenmiştir. Bu sayede itici kolun eğilmesi engellemeye çalışılmıştır.

Ayrıca itici kol tamamen ileri gittiğinde ön kısmının desteksiz kalmasını engellemek ve tasarımsal boşluklardan dolayı hareket etmesini engellenmek için itici kol ön kısmında eğimli dayama yüzeyleri tasarlanmıştır. Bu eğimli yüzeylerin eşlenikleri taşıyıcı gövde ve gövde kapağında da oluşturulmuştur. Bu sayede itici kol tam ileri konumunda eğimli iken yüzeyler arasına sıkışarak yukarı ya da aşağı hareket etmesi engellenmesi amaçlanmıştır. Yapılan yeni tasarım Şekil 4.22’de gösterilmektedir.



Şekil 4.22 : Yeni tasarlanan itici kol.

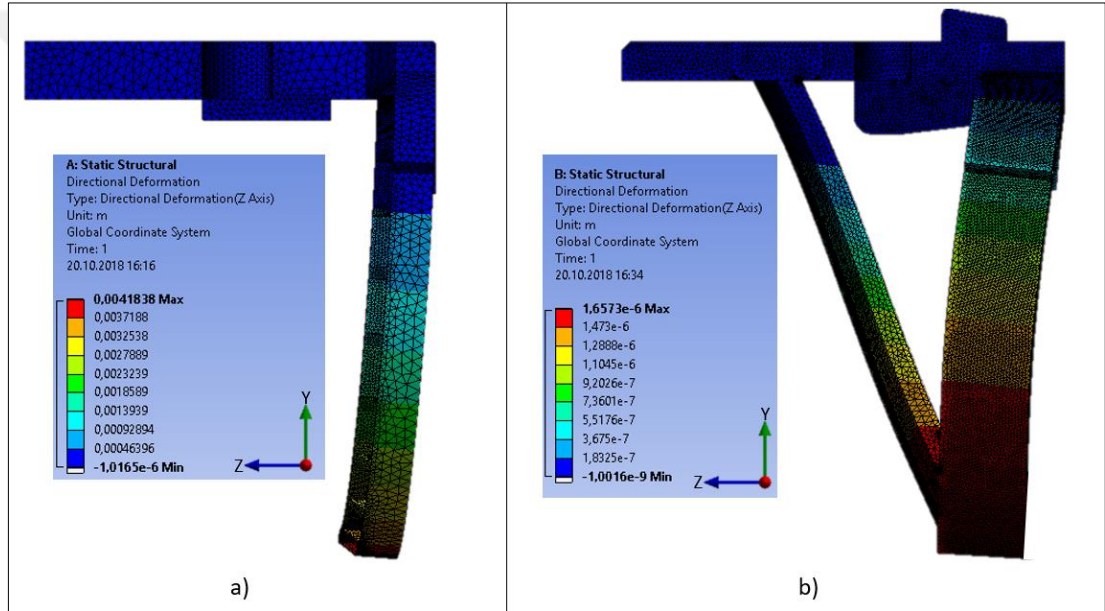
İtici kolun tasarım değişikliğinden dolayı taşıyıcı gövde ve gövde kapağında da tasarımsal değişiklikler yapılmıştır. Eğimli dayama yüzeyleri gövde taşıyıcısı ve gövde kapağına eklenmiştir. İtici kol destek kolunun çalışabilmesi için taşıyıcı gövdenin bir kısmı boşaltılmıştır. Şekil 4.23’de yeni itici kola göre revize olan taşıyıcı gövde ve gövde kapağı tasarımları gösterilmiştir.



Şekil 4.23 : a) yeni taşıyıcı gövde tasarımı b) yeni gövde kapak tasarımı.

4.7 Nihai Detay Tasarıma Statik Yapısal Analiz Yapılması

Yeni tasarlanan itici kolun eski tasarlanan itici kola göre kıyaslanması için statik yapısal analiz yapılmıştır. Analizler Ansys programının statik yapısal modülü kullanılarak yapılmıştır. Yapılan analizlerde kol kayar kasnağı iterken maruz kaldığı yük olarak 31,6 N uygulanmıştır. İtici kol hammaddesi olarak ABS malzeme kullanılmıştır. Yapısal analizler ABS malzeme mekanik özellikleri baz alınarak yapılmıştır. Çalışma koşullarına göre itici kolun nerelerden sabitlendiğine göre analizde ankastre mesnet atamaları yapılmıştır. Kayar kasnağa temas eden itici yüzeyden ise maruz kaldığı kuvvet uygulanmıştır. Yapılan analizlere göre itici kolun deformasyon sonuçları Şekil 4.24’de verilmiştir.



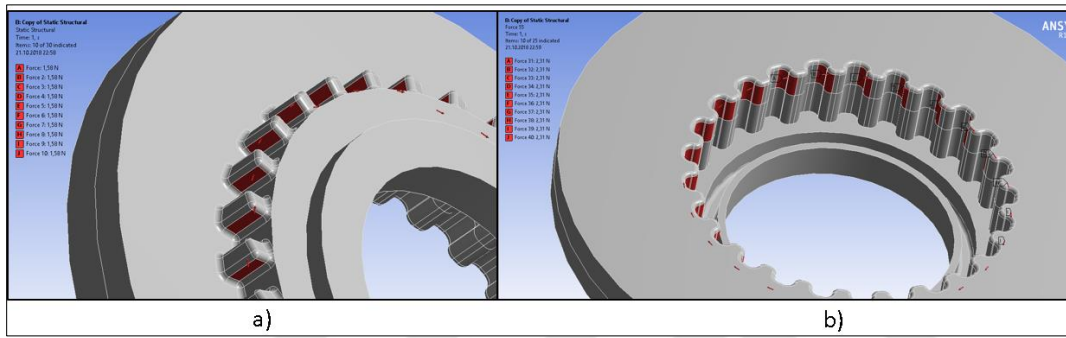
Şekil 4.24 : a) Eski itici kol deformasyon sonuçları b) Yeni itici kol deformasyon sonuçları.

Yapılan analizde gelen kuvvet yönünde itici kolun deformasyonlarına bakılmıştır. Kuvvet yönü her iki analizde Z eksenı yönünde oluşmaktadır. Her iki itici kolda da maksimum deformasyonun itici yüzeyin en alt kısmında olduğu görülmüştür. Ancak eski itici kol tasarımında en alttaki deformasyon 4,18 mm çıkarken, destek kolu eklenen yeni tasarımda deformasyon 0,0038 mm çıkmıştır. Bu analizler sonucunda yeni tasarıma eklenen destek parçasının itici kolun deformasyonunu büyük ölçüde azalttığı gözlemlenmiştir.

Dışliler içinde teorik hesaplamaya ek statik yapısal analizler yapılmıştır. Kayar kasnağın bir tarafı tahrik kasnağı ile eşlenik çalıştığından bu alandaki dişler tahrik

kasnağıyla aynı geometriye ve çalışma koşullarına sahiptir. Kayar kasnağın diğer tarafı ise tambur kasnağı ile eşlenik çalıştığından bu alandaki dişlerde tahrik kasnağıyla aynı geometriye ve çalışma koşullarına sahiptir. Bu sebeplerden dolayı tambur kasnak ve tahrik kasnak dişlilerine analiz yapılma gereği görülmemiştir.

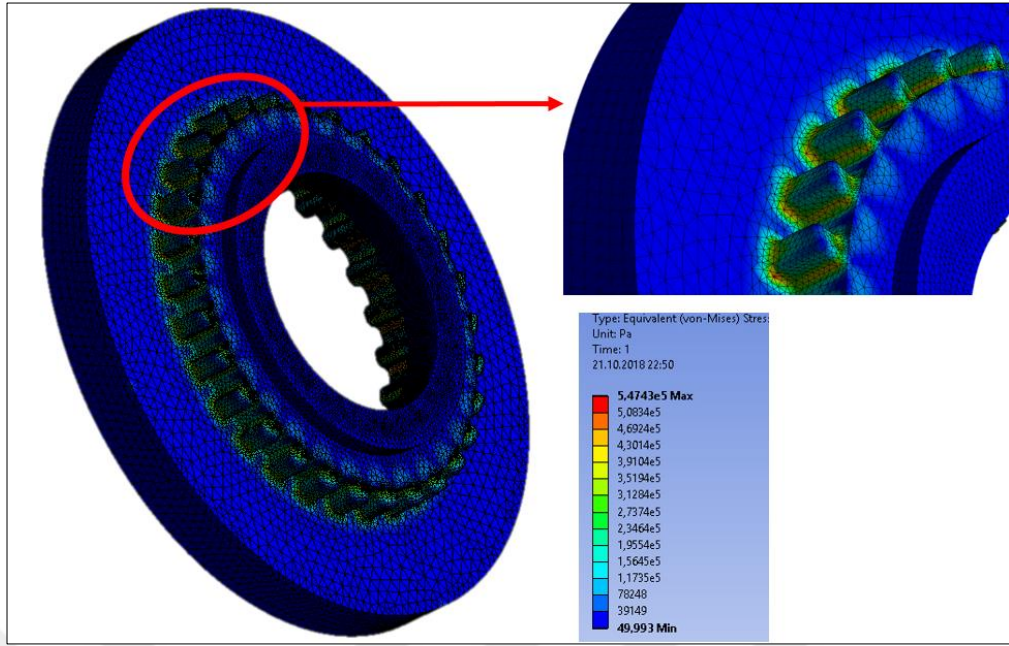
Kayar kasnak parçası için tahrik kasnak tarafındaki her bir dişe yükü taşıdıkları yüzeylerden bölüm 4.4 denklem 4,16'da bulunan 1,58 N kuvvet verilmiştir. Tambur kasnak tarafındaki her bir dişe ise bölüm 4.4 denklem 4.15'de bulunan 2,31 N kuvvet verilmiştir. Şekil 4.25'de kayar kasnak üzerinde kuvvetlerin verilme yüzeyleri ve yönleri gösterilmiştir.



Şekil 4.25 : a) kayar kasnak tahrik tarafı kuvvet uygulama yüzeyleri b) kayar kasnak tahrik tarafı kuvvet uygulama yüzeyleri.

Daha sonra parça üzerinde çözüm ağı oluşturulmuştur. Sistemdeki küçük radyuslara uyum sağlayacak şekilde mesh boyutu seçilmiştir. Proximity and curvature seçeneği kullanılarak küçük geometrilerde küçük mesh boyutu, büyük geometrilerde büyük mesh boyutu kullanılarak çözüm ağı oluşturulmuştur. Şekil 4.26'da oluşturulan çözüm ağı gösterilmektedir.

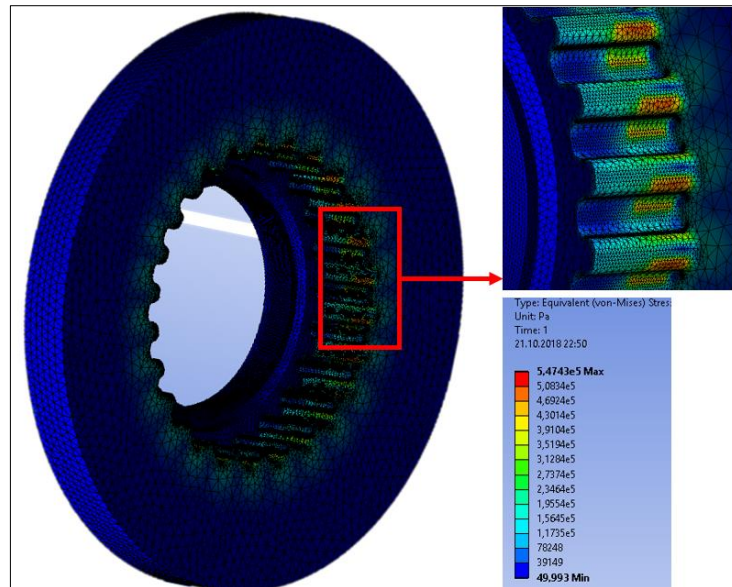
Çözüm ağı oluşturulduktan sonra analiz koşturulmuştur. Çıkan sonuçlarda von mises gerilme değerlerine bakılmıştır. Von mises gerilmesi bir eleman üzerinde oluşan gerilmelerin ve kayma gerilmesinin ortalamasıdır. Malzeme akma değeri ile von mises değeri karşılaştırılarak analiz sonucu yorumlanmıştır. Şekil 4.26'da kayar kasnak tahrik kasnağı tarafında oluşan von mises gerilmeleri gösterilmiştir.



Şekil 4.26 : Kayar kasnak tahrik kasnağı tarafında oluşan von mises gerilmeleri.

Analiz sonuçları incelendiğinde kayar kasnağın tahrik kasnağı tarafındaki kısmında maksimum Von Mises gerilmesi 0,547 MPa olduğu görülmektedir. Gerilmenin dişlerin dip kısımlarına doğru arttığı görülmektedir.

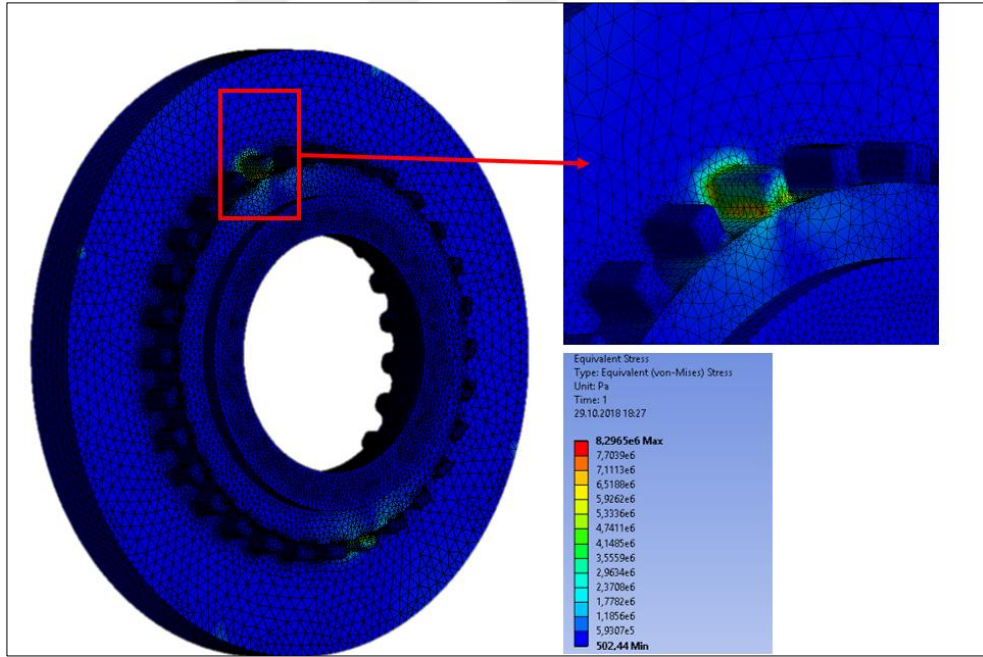
Kayar kasnağın tambur kasnağı tarafındaki kısmının analiz sonuçları Şekil 4.27’de gösterilmiştir. Von mises gerilme değerleri incelendiğinde maksimum 0,547 MPa olduğu görülmektedir.



Şekil 4.27 : Kayar kasnak tambur kasnağı tarafında oluşan Von Mises gerilmeleri.

Yapılan analizler sonucunda alüminyum malzemeden üretilmiş kayar kasnakta oluşan gerilmelerin çok küçük olduğu görülmüştür. Alüminyum malzemenin akma gerilmesi değeri 110 MPa civarında iken oluşan von mises gerilmeleri maksimum 0,547 MPa olmaktadır. Kullanılan malzemenin dayanımı gelen yüklere göre yeterli güvenli bulunmuştur.

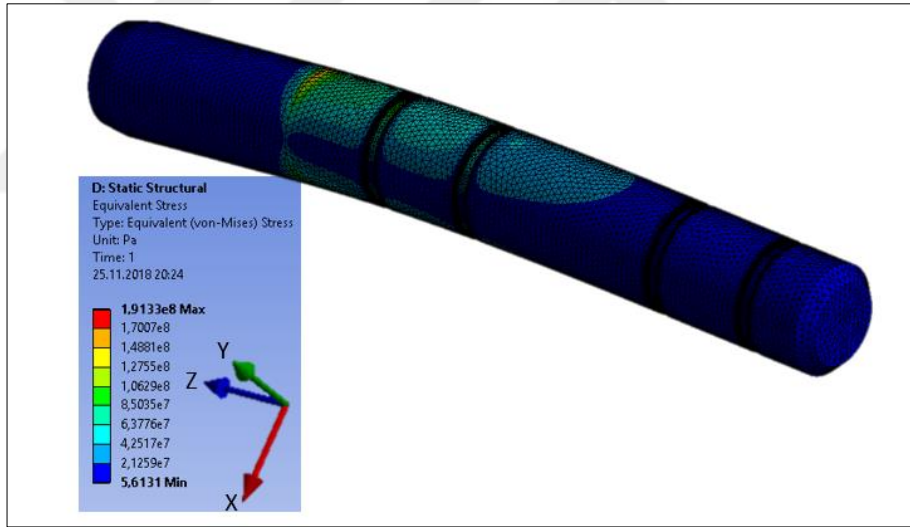
Üretimden kaynaklanan sorunlar ve toleranslardan dolayı tahrik aktarma esnasında bütün dişler aynı anda temas etmesi mümkün olmamaktadır. En kötü durumda sadece iki dişin temas ettiği en kötü senaryo için analizler tekrarlanmıştır. En kötü senaryoda dişlere gelen toplam kuvvet iki dişe uygulanmıştır. Bu kuvvetler kayar kasnak tahrik tarafı için diş başına 23,83 N, kayar kasnak tambur tarafı için 28,92 N olarak uygulanmıştır. En kötü hal için yapılan analizlerde maksimum von mises gerilmesi 8,29 MPa olarak görülmüştür. En kötü halde bile alüminyum kasnaklara gelen kuvvetlerden dolayı oluşan gerilmeler alüminyum malzemenin akma gerilmesinden çok düşük kalmaktadır. Şekil 4.28’de en kötü senaryo için yapılan analiz sonucu gösterilmiştir.



Şekil 4.28 : En kötü senaryo kayar kasnak von mises gerilme sonuçları.

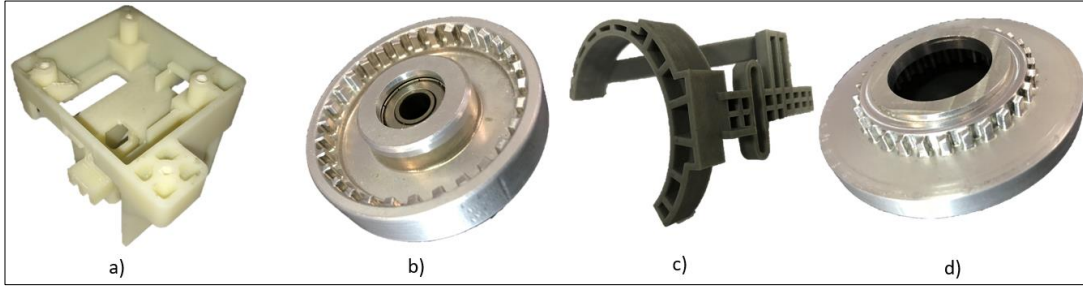
Ayrıca yataklama piminin boyu eski tasarıma göre değiştirildiği için yataklama pimi parçasında statik yapısal analiz yapılmıştır. Yataklama pimi bölüm 4’de bahsedildiği gibi 5mm uzatılmıştır ve ayrıca üzerinde bulunan tambur kasnağı rulmanı eski konumunda göre mesnet noktasından 10 mm daha uzaklaşmıştır. Bu değişiklikler

sonucunda yataklama piminin mesnet noktasına gelen kuvvetler artmıştır. Yataklama piminde kuvvetlerden dolayı deformasyon oluşumunun hangi seviyede olduğunu görmek için analizler yapılmıştır. Kavrama işlemi yataklama pimi ekseninde olduğundan dolayı yataklama piminde meydana gelen bir deformasyon kavrama işleminde sorun yaratacaktır. Yapılan analizlerde bölüm 2.4’de denklem 2.31 ve 2.44’de bulunan ve kayışlardan dolayı yataklama merkezlerine gelen kuvvetler baz alınmıştır. Tahrik kayışı dolayısıyla tahrik kasnağı yataklama merkezinde oluşan kuvvet 194,02 N, tambur kayışı dolayısıyla tambur kasnağı merkezinde oluşan kuvvet 241 N olarak analizde girdi olarak kullanılmıştır. Yataklama pimi uç noktasından itibaren 17,6 mm’lik bir mesafede motor kapağına sabitlenmiştir. Bu kısım sabit kabul edilerek analiz şartları oluşturulmuştur. Şekil 4.29’da yapılan analiz sonuçları görülmektedir. Analiz sonucunda yeni yataklama piminde gerilmelerin güvenli tarafta kaldığı görülmektedir. Maksimum gerilme Von Mises gerilmesi 190 Mpa olarak görülmektedir. Güvenlik faktörü ise 1,3 olarak bulunmuştur.



Şekil 4.29 : Yeni yataklama pimi Von Mises gerilme dağılımları

Yapılan tasarım ve analizler sonucunda son tasarımların prototip üretimleri yapılmıştır. Tambur kasnak, tahrik kasnak ve tahrik kasnak parçaları CNC freze ile talaşlı imalat yöntemiyle üretilmiştir. Diğer plastik parçalar ise eklemeli üretim (additive manufacturing) yöntemleri ile üretilmiştir. Şekil 4.29’ da üretilen parçaların bazılarının görselleri paylaşılmıştır. Üretilen son prototiplerde tahrik mekanizması çalıştırılmış ve bir sorun olmadığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.30 : a) taşıyıcı gövde b) tahrik kasnak c) itici kol d) kayar kasnak prototip.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada çamaşır kurutma makinesi için tarif edilen tambur ve hava akış fanlarının tahrik sistemi olarak bağımlı olması problemine isterler doğrultusunda bir çözüm üretilmiştir. Bahsedilen problem için konseptler geliştirilmiş ve en uygun olanı seçilmiştir. Seçilen konsept tasarımın öncül üretimi gerçekleştirilmiş ve sistemde çıkan sorunlar incelenmiştir. Problemler göz önünde bulundurularak detay tasarım aşamasına geçilmiştir. Çalışma şartları altındaki koşullara göre detay tasarımın analizi yapılarak detay tasarıma son şekli verilmiştir.

Yapılan yeni tasarım sayesinde fanlardan hava akışı devam ederken tamburu istenildiği zaman durdurma imkanı elde edilmiştir. Bu imkanı kullanarak yıpranmaya karşı hassas çamaşırlar için farklı kurutma programı algoritmaları geliştirme olanağı elde edilmiştir.

Yapılan çalışma sayesinde tambur kurutma programı boyunca sürekli dönmediği için tamburu döndürmek için harcanan enerjiden tasarruf edileceği ön görülmüştür. Yapılan enerji tasarrufunun miktarı uygulanan algoritmada tamburun dönme hareketine ne kadar süre izin verildiği ile ters orantılı olarak artmaktadır.

Makine ses gücü düzeyi belirlenirken bütün kurutma programı boyunca ölçüm yapılmaktadır. Yeni sistemdeki algoritma sayesinde tambur bütün program sürecince dönmediğinden tamburdan kaynaklı seste azalma olacağından makine ses gücü düzeyinde azalma olacağı öngörülmüştür.

Bu çalışma sonucunda geliştirmeye açık yönler bulunmuştur. Kasnaklar arasındaki sürtünmeden dolayı kullanılan yayın kuvveti yüksek olmakta ve sistemi tetikleyen motorunda torkunun yüksek olması gerekmektedir. Kasnak dişleri arasında özel bir yağlayıcı kullanarak bahsedilen sürtünme kuvveti azaltılıp daha az torklu bir AC motor kullanılarak sistemin maliyeti azaltılabilecektir. Ayrıca yapılan teorik hesaplamalar ve statik yapısal analizler sonucunda alüminyum kasnakların mukavemetlerinin sistemin gerektirdiğinden çok daha üst seviyede olduğu görülmektedir. Kasnakların malzemesi

olarak plastik malzeme kullanılarak alüminyum enjeksiyon prosesinin getirdiği zorluklar aşılabilecek ve kasnak maliyetleri düşürülebilecektir.



KAYNAKLAR

- [1] **Kaytaz, A.** (2017). Çamaşır kurutma makinelerinde oluşan mekanik kayıpların incelenmesi ve yataklama sistemi optimizasyonu. (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [2] **Hartoka, O.** (2009). Design of an efficient condenser for tumble dryers. (Yüksek Lisans Tezi). Yeditepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [3] **Güneş, E.** (2013) Çamaşır kurutma maknelerinde kullanılan filtrelerin yapı ve malzemelerinin basınç kaybına etkisinin modellenmesi. (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [4] **LG ELECTRONICS INC.** (2009). US Patent No. US2009/0120137 (A1)
- [5] **LG ELECTRONICS INC.** (2009). US Patent No. US2009/0120137 (A)
- [6] **TOSHIBA KK.** (2001). US Patent No. US2009/0120137 (B1)
- [7] **GEN ELECTRIC.** (1962). US Patent No. US3429056 (A)
- [8] **Budynas, G.B. & Nisbett J.K.** (2008). Shigley'den makine mühendisliğinde tasarım New York : McGraw-Hill
- [9] **Url-1** <<https://resources.megadynegroup.com/resources/pv-belts>> erişim tarihi 05.09.2018.
- [10] **Url-2** <<https://www.optibelt.com/fileadmin/pdf/kataloge/Optibelt-TH-ribbed-belt-drives.pdf>> Erişim tarihi 06.08.2018
- [11] **Url-3** <http://chiorino.com.pl/katalog/hutchinsontechnicalcatalogen_0.pdf> Erişim tarihi 15.08.2018
- [12] **Url-4** <<http://www.elcee.nl/wp-content/uploads/2015/06/High-pressure-die-casting.pdf>> Erişim tarihi 10.10.2018
- [13] **Url-5** <<https://www.acxesspring.com/espanol/helical-spring-calculations.html>> Erişim tarihi 15.10.2018
- [14] **Nuruzzaman, D.M. & Chowdhury M.A.** (2012) Effect of Normal Load and Sliding Velocity on Friction Coefficient of Aluminum Sliding Against Different Pin Materials <<http://article.sapub.org/10.5923.j.materials.20120201.05.html>> erişim tarihi 18.10.2018
- [15] **JSA.** Helical compression and extension springs (JIS B 2704:2000). <https://us.misumiec.com/pdf/tech/mech/US2010_fa_p3501_3502.pdf>
- [16] **Avalle, M., Belingardi, G., Cavatorta, M.P., Doglione, R.** Casting defects and fatigue strength of a die cast aluminium alloy: a comparison between standard specimens and production components

[17] **Url-6** <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142112301001128#ae-keywords-id19>> Erişim tarihi 20.10.2018



ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad : İsa TOSUN

Doğum Yeri ve Tarihi : Bandırma, 1994

E-Posta : isatosun12@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2016, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi,
Makine Mühendisliği