

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

ÇAMAŞIR MAKİNESİ İÇİN V KAYIŞLI VARYATÖR SİSTEMİ TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tunahan CEYHAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

HAZİRAN 2023

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

ÇAMAŞIR MAKİNESİ İÇİN V KAYIŞLI VARYATÖR SİSTEMİ TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Tunahan CEYHAN
(503201217)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Vedat TEMİZ

HAZİRAN 2023

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503201217 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Tunahan CEYHAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “ÇAMAŞIR MAKİNESİ İÇİN V KAYIŞLI VARYATÖR SİSTEMİ TASARIMI” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

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

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Atakan ALTINKAYNAK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Ümit Özgen Çolak ÇAKIR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 25 Mayıs 2023
Savunma Tarihi : 21 Haziran 2023





Anneme,



ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının ortaya konulması sürecinde bana destek olan değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Vedat TEMİZ' e teşekkürü borç bilirim. Arçelik Merkez Ar-Ge Dijital Modelleme ve Yapısal Tasarım ailesi tarafından desteklenen bu tezde bana yol gösteren değerli yöneticim Kutay EDİS' e, bu süreç zarfında desteklerini esirgemeyen çok kıymetli mentorum Varol KAYIŞDAĞ' a katkılarından dolayı teşekkür ederim. Yüksek lisans çalışmamda değerli katkılarıyla bana destek olan Resul KARTAL' a, Tansel ÖZTÜRK' e, Sonat YAYLA' ya, Oğuzhan Fikri MERDE' ye ve Arçelik Merkez Ar-Ge Dijital Modelleme ve Yapısal Tasarım ekibine teşekkür ederim.

Mayıs 2023

Tunahan CEYHAN
Makina Mühendisi



İÇİNDEKİLER

Sayfa

İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Problemin Tanımı.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
2.1 Çamaşır Makinesi.....	3
2.2 Çamaşır Makinesi Çeşitleri	4
2.3 Çamaşır Makinesinin Elemanları	5
2.4 Yıkama Adımları.....	6
2.5 Tahrik Mekanizmaları.....	7
2.5.1 Dişli çarklar ve sürtünmeli çarklar	7
2.5.2 Zincirler.....	8
2.5.3 Kayış kasnak mekanizmaları	9
2.6 Patent Araştırması	10
2.7 Çamaşır Makinesinde Kullanılan Tahrik Tertipleri	12
2.8 Mevcut Tahrik Sisteminin İncelenmesi	13
3. KONSEPT TASARIM.....	15
3.1 İstekler Listesi	15
3.2 Alternatif Mekanizma Tasarımları	16
3.2.1 Birinci alternatif tasarım	17
3.2.2 İkinci alternatif tasarım	19
3.2.3 Üçüncü alternatif tasarım	21
3.3 Fayda Değer Analizi	23
3.4 Prototip Test Düzenegi Üretimi	24
4. DETAY TASARIMIN YAPILMASI	27
4.1 V-Kayıslı Varyatör Sistemi Elemanları	27
4.2 Motor Seçimi.....	28
4.3 Kayış Kasnak Sistemi Hesaplamaları	29
4.3.1 Sarım tertibi.....	29
4.3.2 Kayışın kasnak üzerinde kaymama durumu	31
4.3.3 Merkezkaç kuvvetin kayış üzerindeki etkisi	33
4.3.4 İzafi kayma.....	35
4.3.5 Ön gerilme.....	35
4.3.6 Eğilme frekansı	36
4.4 Varyatör Mekanizması Hesabı.....	36

4.4.1 Kayış kuvvetleri	36
4.4.2 Santrifüj aktüatör hesabı.....	37
4.5 Basma Yayısı Hesabı	45
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	47
KAYNAKLAR.....	49



KISALTMALAR

mm	: milimetre
N	: newton
kg	: kilogram
m/s	: metre/saniye
d/dk	: devir/dk
Nm	: newton metre
Nmm	: newton milimetre
DC	: direct current
m	: metre
kg/m³	: kilogram / metreküp
gr	: gram
SLS	: seçici lazer sinterleme
SLA	: stereolitografi
3D	: üç boyutlu



SEMBOLLER

β	: Sarılma Açısı
$d\beta$	: Birim Sarılma Açısı
a	: Eksenler Arası Mesafe
L	: Kayış Boyu
n	: Devir Sayısı
F_1	: Kayış Gergin Kol Kuvveti
F_2	: Kayış Gevşek Kol Kuvveti
σ_1	: Kayış Gergin Kol Gerilme
σ_2	: Kayış Gevşek Kol Gerilme
dF_N	: Kayışa uygulanan Birim Normal Kuvvet
μ	: Sürtünme Katsayısı
μ_k	: Kama Etkisi Sonrası Sürtünme Katsayısı
F_t	: Teğetsel Kuvvet
γ	: Kayış Yiv Açısı
f	: Eğilme Frekansı
h_e	: Etken Kalınlık
F_s	: Kayışa Etkiyen Merkezkaç Kuvvet
m	: Kütle
dm	: Birim Kütle
r	: Dönme Yarıçapı
ω	: Açısal Hız
v	: Hız
ρ_k	: Kayış Malzemesinin Yoğunluğu
A	: Kayış Kesit Alanı
ψ	: İzafi Kayma
E	: Elastisite Modülü
z_e	: Sistemde Kullanılan Kasnak Sayısı
d_{min}	: Kayışın Sarılabileceği Minimum Çap
δ	: Sabit Rampa Açısı

φ	: Hareketli Rampa Açısı
ρ	: Merkezkaç Kütlenin Yuvarlandığı Rampadaki Radyüs
y_{mo}	: Merkezkaç Kütlenin Mil Eksenine Uzaklığını
μ_r	: Merkezkaç Kütle ile Rampa Arası Sürtünme Katsayısı
L_B	: Yay Blokaj Uzunluğu
r_{mo}	: Merkezkaç Kütle Yarıçapı



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : İstekler listesi.....	16
Çizelge 3.2 : Alternatif Tasarım Analizi.....	24
Çizelge 4.1 : Universal BLDC Çamaşır Makinesi Motoru Teknik Özellikleri	29
Çizelge 4.2 : Merkezkaç Kütle Yuvarlanma Rampası Hesabı	39
Çizelge 4.3 : Varyatör kayışı hesaplamaları [10-11]	42
Çizelge 4.4 : Aktüatör Etkinleştikten sonraki parametreler.....	44



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Jacob Christian Schäffer'in icat ettiği çamaşır makinesi (a).....	
Henry Sidgier'in icat ettiği çamaşır makinesi (b). [1].....	4
Şekil 2.2 : Üstten yüklemeli çamaşır makinesi (a).....	
Önden yüklemeli çamaşır makinesi (b).....	5
Şekil 2.3 : Çamaşır makinesi elemanları.	6
Şekil 2.4 : Dişli çarklar ve sürtünmeli çarklar.	8
Şekil 2.5 : Zincir mekanizması.	8
Şekil 2.6 : Kayış kasnak mekanizması.	9
Şekil 2.7 : Yaygın kullanılan kayış tipleri [2].	10
Şekil 2.8 : EP0147625B1 numaralı patent [3].	11
Şekil 2.9 : DE3338726A1 numaralı patent [4].	12
Şekil 2.10 : Konvansiyonel tahrik sistemi (a) Tambura entegre tahrik sistemi (b) ...	13
Şekil 2.11 : Mevcut tahrik sistemi elemanları.	13
Şekil 3.1 : Birinci alternatif tasarımın üç boyutlu modeli.	18
Şekil 3.2 : Kılavuz tekerlek detay görünüm.	18
Şekil 3.3 : İkinci alternatif tasarımın üç boyutlu modeli.	20
Şekil 3.4 : Pabuç geometrisi detay görünüm.	20
Şekil 3.5 : Üçüncü alternatif tasarımın üç boyutlu modeli.	22
Şekil 3.6 : Aktüatör detay görünüm.....	22
Şekil 3.7 : Fayda değer analizi diyagramı.	23
Şekil 3.8 : Yuvarlanma ağırlıkları kaplama öncesi ve sonrası (a).....	
Yuvarlanma ağırlıkları rampa üzerinde (b).	25
Şekil 3.9 : Tasarlanan test düzeneğinin üç boyutlu modeli.	26
Şekil 3.10 : V-Kayışlı varyatör prototipi.	26
Şekil 4.1 : Varyatör Sistemi Elemanları	28
Şekil 4.2 : Universal BLDC Çamaşır Makinesi Motoru.....	29
Şekil 4.3 : Kayış için düz sarım tertibi.	30
Şekil 4.4 : Kayış için çapraz sarım tertibi.....	30
Şekil 4.5 : Kayış kuvvet dengesi statik hal (a).....	
Kayış kuvvet dengesi çalışma durumunda. (b)	31
Şekil 4.6 : Kayışa etki eden kuvvetler (a) Birim uzunluktaki kuvvet dengesi (b)....	31
Şekil 4.7 : Merkezkaç kuvvetin kayış üzerindeki etkisi	33
Şekil 4.8 : Merkezkaç kütle (a) Mesnet etrafında dönebilen kütle (b).	37
Şekil 4.9 : Merkezkaç kütle yuvarlanma eksen.	38
Şekil 4.10 : Yuvarlanma rampa geometrisi.	39
Şekil 4.11 : Yuvarlanma geometrisi kuvvet dengesi.	40
Şekil 4.12 : Merkezkaç kütleler.	41
Şekil A.1 Yıkama çevriminde çalışma durumu (a).....	
Sıkma çevriminde çalışma durumu (b).	51



ÇAMAŞIR MAKİNESİ İÇİN V KAYIŞLI VARYATÖR SİSTEMİ TASARIMI

ÖZET

Günümüzde çamaşır makineleri hayatımızın vazgeçilmez bir parçası haline gelmiştir. Bu cihazın bu kadar vazgeçilmez oluşu da üzerinde yapılan geliştirme çalışmalarına da yansımaktadır. Beyaz eşya üreten firmalar her sene yeni modeller ile piyasada pazar payı toplamaya çalışmaktadırlar. Bu rekabetin sonucunda her geçen gün makineler daha az enerji ve su tüketerek çamaşırları etkin şekilde temizlemeyi sağlamaktadırlar. Çamaşır makineleri yükleme tipine göre temel olarak ikiye ayrılmaktadır, bunlar üstten yüklemeli ve önden yüklemeli olarak belirtilebilir. Üstten yüklemeli makinelerde çamaşırlar makinenin üstünde bulunan kapak açılarak tambur içerisine yerleştirilirler. Önden yüklemeli makinelerde kapak ön yüzün ortasında yer alır. Üstten yüklemeli makinelerden farklı olarak kapak ve tambur arasında körük bulunur. Bunun sebebi suyun kapak seviyesini geçmesi sebebiyle doğan sızdırmazlık ihtiyacıdır.

Çamaşır makinesine alternatif tahrik sistemi tasarımı yapılmadan önce piyasadaki çözümler ve bu konu üzerine alınan patentler incelenmiştir. Elde edilen bilgiler ışığında avantajlı ve dezavantajlı yanlar gözden geçirilmiştir. Mevcutta kullanılan tahrik sistemi incelenerek bu sistemin artıları ve eksileri incelenmiştir.

Bu çalışmada Arçelik'in önden yüklemeli kayış kasnak sistemi ile güç aktaran çamaşır makinelerinde kullanılmak üzere alternatif tahrik sistemi tasarlanmıştır. Sistem tasarlanırken boyut kısıtları göz önüne alınarak tasarıma başlanmıştır. Gövde derinliği için hedeflenen aralığın dışına çıkılmadan tasarımlar yapılmıştır. Güncel sistemde kullanılmakta olan kayış kasnak mekanizmalarında motor miline akuple kanallı bir kasnak, tambur miline şekil bağlı bir kasnak ve bu kasnaklar arasındaki güç aktarımını sağlayan bir poly-V kayışı bulunmaktadır. Aradaki çap farkı oranı sistemin çevrim oranını belirlemektedir. Motor momenti, tamburda bu çevrim oranı katına çıkarken, motor devri tamburda bu çevrim oranı katı kadar düşmektedir. Bunun sonucunda düşük momentler üretebilen fakat çok yüksek devirlere çıkabilmesi gereken motorların kullanılması zorunlu hale gelmiştir. Yıkama adımı tambur 50-60 d/dk olan motor devri sıkma çevriminde 1200 d/dk' ya çıkmaktadır. Tambur devirlerine karşılık gelen motor devri yıkama adımı 400-500 d/dk sıkma adımı ise 9500-10000 d/dk'dir. Tasarlanan varyatör sisteminde çiftler halinde yerleştirilmiş konik kasnaklar, bu kasnaklar arasındaki güç aktarımını sağlayan bir V kayış, V kayışın gerginliğini sağlayan bir yay ve çevrim oranının değiştirilmesini sağlayan bir santrifüj aktüatör bulunmaktadır. Projenin prototipleme aşamasında Arçelik'te bulunan hızlı prototipleme teknolojilerinden yararlanılmıştır. Burada SLS ve SLA 3 boyutlu yazıcıları ve lazer kesim tezgahlarından yararlanılmıştır. Üretilen prototipler ile konseptin doğrulanması sağlanmış ve karşılaşılan problemler incelenerek bu problemlere uygun çözümler geliştirilmiştir. Sonuç kısmında elde edilen veriler ve öğrenimler işlenmiş gelecekte gelişime açık olan yanlar anlatılmıştır.

Arçelik A.Ş. Merkez Ar-Ge Dijital Modelleme ve Yapısal Tasarım Ailesi' nde yapılan çamaşır makinesi için v kayışlı varyatör sistemi tasarımı bu tez çalışmasının içeriğini oluşturmaktadır.



V-BELT VARIATOR DESIGN FOR WASHING MACHINE

SUMMARY

Washing machines have become an indispensable part of our lives today. The fact that this device is so indispensable is also reflected in the development work on it. Companies producing white goods are trying to gather market share in the market with new models every year. As a result of this competition, the machines consume less energy and water day by day and provide effective cleaning of the laundry. When we look at the history of the washing machine, it is seen that the first examples appeared in 1767. In these years, mixing arms in a barrel were used to clean the laundry. In the following years, it was discovered that a barrel that could rotate around a horizontal axis offered better cleaning performance. Thanks to the rotational movement around this horizontal axis, it has been revealed that the laundry can do mechanical cleaning more effectively by rubbing more on each other. Later, all these mechanical movements performed with human power began to be driven by electric motors. First of all, semi-automatic washing machines were produced. Later, fully automatic machines were introduced to the market. Today, fully automatic washing machines are widely used.

In the washing machines we use today, the laundry is placed in a drum and cleaned. The drum is located in the tub. The tub is connected to the main body with a shock absorber and spring group. In this way, the vibrations in the tub are damped. The moment needed for the rotation movement of the drum is provided by an electric motor. Power transmission between motor and drum is provided by belt pulley system. Poly V belts are widely used in this systems. Pumps are used to dispose of the waste water formed after washing. In modern washing machines, cleaning takes place in four cycles.

In the pre-wash cycle, the detergent in the detergent box is mixed with water to reach the laundry in the drum. In this step, the laundry interacts with the detergent and chemical cleaning begins. In the main washing cycle, mechanical cleaning is carried out in addition to chemical cleaning by providing the laundry to rub on each other with various agitation algorithms. In most programs, high temperature is applied to better clean the dirt stuck on the laundry. In the rinsing cycle, it is ensured that the laundry is separated from the remaining detergent and dirt residues. This step can also be called the final wash. In the last cycle, the spin cycle, the drum reaches high speeds. In this way, it is ensured that the water particles on the laundry are removed. Thanks to the spin cycle, the drying time of the laundry after leaving the machine is significantly reduced. Washing machines are basically divided into two according to the type of loading, they can be divided into top-loading and front-loading. In top-loading machines, the laundry is placed in the drum by opening the cover on the top of the machine. In front-loading machines, the cover is located in the middle of the front wall. Unlike top-loading machines, there is a bellows between the door and the drum. The reason for this is the need for impermeability due to the fact that the water passes the door level. Top-loading washing machines are widely sold in the American market,

and front-loading washing machines are sold in the European market. Before designing an alternative drive system for the washing machine, the solutions in the market and the patents on this subject were examined. In the light of the information obtained, the advantages and disadvantages were reviewed. The pros and cons of this system were examined by examining the drive system currently used.

In this study, an alternative drive system was designed to be used in washing machines that transmit power with Arçelik's front-loading belt-pulley system. While designing the system, the design was started by considering the size constraints.

In the thesis prepared, the limitations of the motors used in washing machines are mentioned in the first chapter. Afterwards, the definition of the problem determined within the scope of the thesis was made.

In the second part, the history of the washing machine is mentioned. In the following, washing machine types and parts in washing machines are mentioned. Literature researches related to the study area and detailed examination of the current propulsion system are included.

In the third section, the list of wishes was determined and alternative designs that emerged as a result of these requests were included. Value analyzes of these designs were made and the final design was selected. During the prototyping phase, rapid prototyping technologies within Arçelik were used. SLS, SLA, 3D printer and laser cutting technologies are used. The concept was verified with the prototypes produced. The problems encountered were examined in detail and appropriate solutions were developed for these problems. Since width and height are standard in washing machines, designs are made without going beyond the targeted range for body depth. In the belt pulley mechanisms used in the current system, there is a pulley coupled to the motor shaft, a pulley connected to the drum shaft and a poly-V belt that provides power transfer between these pulleys. The diameter difference ratio determines the drive ratio of the system. While the engine torque is increased by a factor of this drive ratio, the engine speed is reduced by a factor of this drive ratio in the drum. The engine speed of the drum, which is 50-60 rpm in the washing cycle, increases to 1200 rpm in the spin cycle. The engine speed corresponding to the drum revolutions is 400-500 rpm in the washing cycle and 9500-10000 rpm in the spin cycle. As a result of all these requirements, it has become necessary to use motors that can produce low torques but must be able to reach very high speeds.

Thanks to the designed variator system, it is possible to use the engines that cannot reach high revolutions in the machines. In the designed variator system, there are conical pulleys placed in pairs. The diameter of the pulleys on the drum side are larger than those on the motor side. In this way, it is ensured to reach the high moment values required in the main washing cycle. Power transmission between the conical pulley pairs is provided by the variator belt. This belt has a narrower groove angle, unlike normal v-belts. In this way, while the pulleys approach and move away from each other, larger diameter changes can be achieved at smaller axial advances. At the same time, there is a spring that maintains the tension of the belt and a centrifugal actuator that allows the drive ratio to be changed. In this actuator, there is a ramp geometry that will enable the conical pulleys to approach each other thanks to the centrifugal masses and the centrifugal movement of these masses. In this design, the weights of the masses in the actuator can be changed. In this way, it is ensured to obtain the desired drive ratio at the desired number of revolutions. Thanks to this modularity, the system can be adapted to washing machines with different requirements. The conical pulleys can return to their starting positions when the rpm of the system decreases. The pulleys coupled to the drum shaft work together with a spiral spring.

In the fourth chapter, engineering calculations are given. In this section, each part of the variator system has been processed separately and its calculations and experimental studies have been carried out. The detailed design created with the calculated and experimental data is included in this section.

In the last section, evaluations about the study are given. Opinions about the areas that are open to improvement can be found in this section.

Arçelik A.S. The V-belt variator system design for the washing machine made in the Central R&D Digital Modeling and Structural Design Family constitutes the content of this thesis.





1. GİRİŞ

1.1 Problemin Tanımı

Günümüzde kullanılan çamaşır makineleri karıştırma işleminin yardımıyla etkin temizlemeyi sağlamaktadırlar. Bu noktada tambur denilen çamaşırların yerleştirildiği silindirin tahriki için motorlara ihtiyaç duyulmaktadır. Motorların üretebildiği tork belirli sınırlar çerçevesindedir. Üretilen tork değeri arttığında motor boyutları da buna paralel olarak artmaktadır. Fakat çamaşır makinesinin dış boyutları standart olduğu için içeride büyük boyutlu motorların sığabileceği bir hacim bulunmamaktadır. Tamburun ihtiyacı olan yüksek tork değerlerine motor ile tambur arasında konumlanan tahrik mekanizmaları çözüm olmaktadır. Bu mekanizmalar arasından kayış kasnak mekanizmaları günümüzde yaygın olarak kullanılmaktadır. Aradaki tork artışını sağlayan orana çevrim oranı denilmektedir. Tork anlamında kazanç sağlasa da kayış kasnak mekanizmaları motorun devir sayısını bu oranda düşürmektedirler. Bunun sonucunda sıkma aşaması gibi çok yüksek tambur dönüş hızları gerektiren yıkama çevrimlerinde, motorun tambura kıyasla çevrim oranı kadar fazla devir atması gerekmektedir. Böyle yüksek devir sayılarında motorda istenmeyen titreşimler ve gürültü oluşmaktadır. Bu çalışmada çevrim oranı değişebilen mekanizmalar kullanılarak motor maksimum devrini düşürmek hedeflenmektedir.



2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Alternatif bir tahrik sistemi tasarlayabilmek için, bu alanda yapılmış olan diğer çözümlerin incelenmesi tasarımcı açısından faydalı olacaktır. Bu kapsamda üzerinde çalışılacak olan çamaşır makinesi detaylı bir biçimde incelenmiştir. Her bir bileşenin görevi, birlikte çalıştığı sistem elemanları ve çalışma ortam koşulları dikkate alınarak bir sentez gerçekleştirilmiştir. Akademik makaleler, patentler ve rakip firmaların fuarlarda sergilediği teknolojiler tasarımın sürecini desteklemektedirler.

2.1 Çamaşır Makinesi

Günümüzde kullandığımız elektrik enerjisi ile çalışan çamaşır makinelerinden önce insanlar çamaşırlarını yıkamak için ellerini kullanmaktaydılar. İlerleyen yıllarda fiçinin içerisine bir karıştırıcı yerleştirerek yıkama işlemini daha kolay hale getirmenin yollarının keşfedilmesinin sonucunda çamaşır makinesi ortaya çıkmıştır. Şekil 2.1’de Jacob Christian Schäffer’ın 1767 yılında Almanya’da yayınladığı mekanizmanın tasarımı ve önden yüklemeli makinelerin atası sayılabilecek ilk tasarım olan 1782’de Henry Sidgier tarafından yayınlanan tasarım görülmektedir. Bu tasarımda bir fiçi yatay eksenindeki ayaklar üzerine yerleştirilmiştir. Üzerinde bulunan kol sayesinde fiçinin döndürülmesi ve bu döndürülme esnasında da çamaşırların karıştırılarak temizlenmesi sağlanmaktadır. Kesin olmamakla birlikte birçok kaynakta kabul gördüğü üzere 1904 yılında alınan patent ile Alva J.Fisher elektrikli çamaşır makinesinin mucidi olarak kabul görmektedir.



(a)



(b)

Şekil 2.1 : Jacob Christian Schäffer’in icat ettiği çamaşır makinesi (a) Henry Sidgier’in icat ettiği çamaşır makinesi (b). [1]

2.2 Çamaşır Makinesi Çeşitleri

Çamaşır makineleri tasarımsal olarak günümüzde iki tip olarak üretilmektedir. Her iki versiyonun kendine özgü avantajları bulunmaktadır. Önden yüklemeli makinelerde çamaşırlar yatay eksen etrafında döndürülerek karıştırılmaktadır. Bu tip çamaşır makinelerinde tambur daha yüksek çevrim hızlarına ulaşabilmektedir. Çamaşırların yüklemesi makinenin ön yüzünde bulunan kapak açılarak yapılmaktadır. Kapak yıkama aşamasında su seviyesinin altında kaldığından sızdırmazlığı sağlamak ve tamburdaki titreşimlerin ana gövde kısmına geçmesini engellemek için kapak ile tambur arasında körük bulunmaktadır. Üstten yüklemeli makinelerde çamaşırlar üst kapak açılarak tambur içerisine yerleştirilmektedir. Tambur düşey eksen çevresinde dönerek hareket etmektedir. Su kapak seviyesini geçmediği için bu tip makinelerde körük bulunmamaktadır. Üstten yüklemeli ve önden yüklemeli olarak üretilen çamaşır makineleri sırası ile Şekil 2.2 a ve b de gösterilmektedir.



(a)

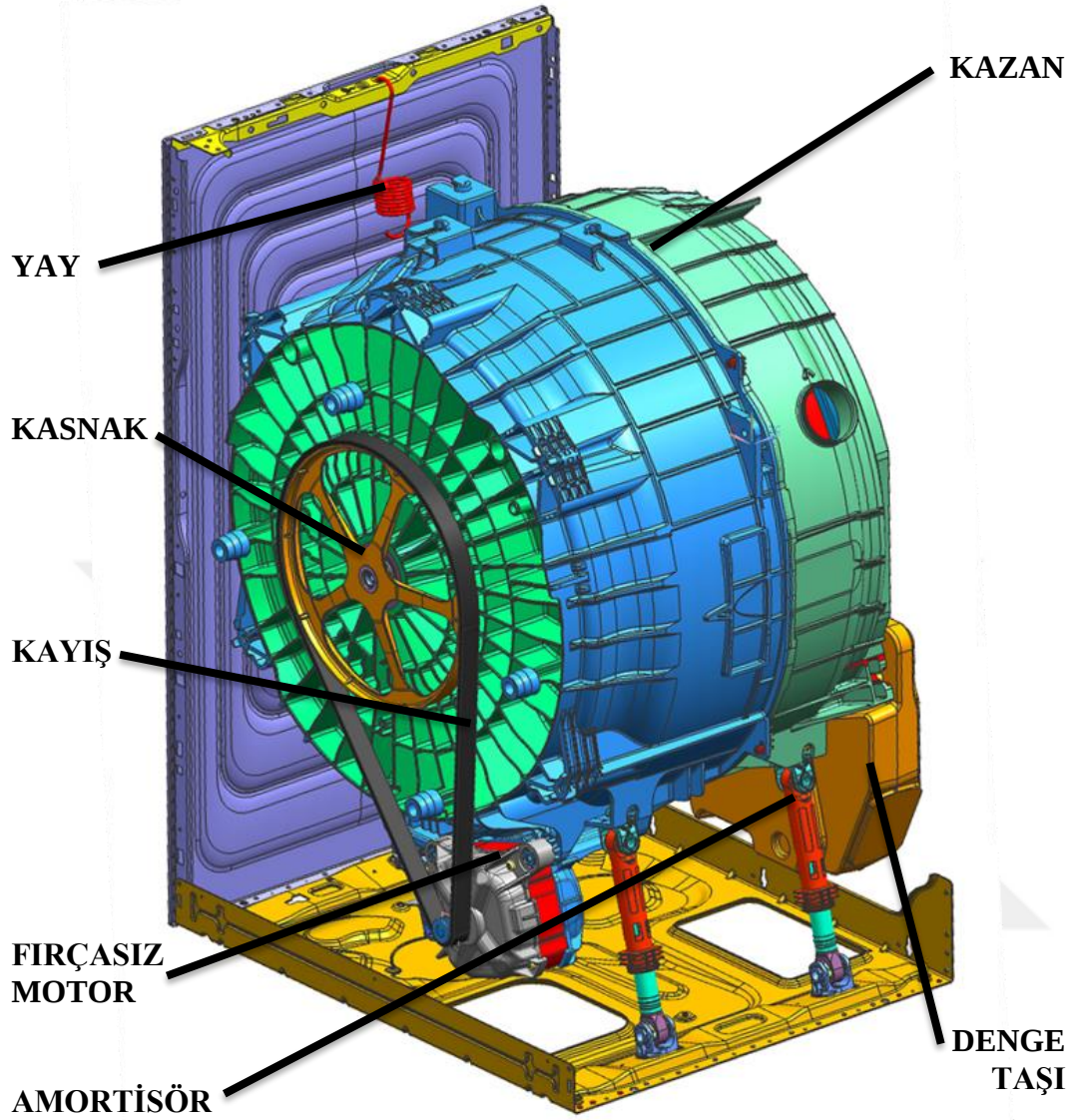


(b)

Şekil 2.2 : Üstten yüklemeli çamaşır makinesi (a) Önden yüklemeli çamaşır makinesi (b).

2.3 Çamaşır Makinesinin Elemanları

Genel yapı itibariyle çamaşır makinesi tahrikinde, tamburun döndürülmesi için gerekli olan gücü sağlayan bir motor, motor ile tambur arasındaki güç iletimini sağlayan bir kayış ve tambura akupple çalışan bir kasnak bulunmaktadır. Dönebilen delikli bir sepet biçiminde olan tamburun içindeki çamaşırlar motordan aktarılan moment sayesinde karıştırılarak temizleme işlemi gerçekleştirilir. Tambur kazan denilen parçanın içerisinde bulunur ve kazan gövde üzerinde yaylar ve amortisörlere bağlı halde asılı konumda çalışır. Bu sayede çamaşırların temizleme işlemi sırasında dönüşünden kaynaklı oluşturdukları dengesiz yükler ve bu yüklerin oluşturduğu titreşim etkisi azaltılmış olur. Tambur ile ön kapak arasında bulunan körük sızdırmazlığı sağlar. Kazan üzerinde konumlandırılmış denge taşları da titreşimin sönümlenmesinde etkin rol almaktadır. Çamaşır makinesinde kullanılan temel elemanlar Şekil 2.3’ te incelenmiştir. Elektriksel bağlantılar, kablolar, borular gibi unsurlar gizlenmiştir.



Şekil 2.3 : Çamaşır makinesi elemanları.

2.4 Yıkama Adımları

Genel olarak bakıldığında günümüzde kullandığımız bir çamaşır makinesi dört aşamada temizleme işlemini gerçekleştirmektedir. Buradaki adımlar ön yıkama, ana yıkama, durulama ve sıkma olarak sıralanabilir.

Ön yıkama adımı makine çalışma işlemine başlamaktadır. Deterjan kutusuna konulmuş olan deterjanın üzerine su püskürtülerek çözünmesi ve bu sıvı karışımın

kazan içerisine aktarılması sağlanır. Makine içerisindeki her programda bulunmasa da ön yıkama işlemi yoğun kir içeren çamaşırların temizlenmesinde kullanılmaktadır.

Ana yıkama çevriminde makine üzerinde bulunan fırçasız motor sayesinde çeşitli çalkalama profillerini takip ederek çamaşırların birbiri üzerinde yuvarlanmasını ve bu yuvarlanma sayesinde temizlenmesini sağlamaktadır. Makine içerisindeki rezistans sayesinde tambur içerisindeki su ısıtılarak lekeler üzerinde daha etkili ve daha hijyenik bir temizleme işlemi gerçekleştirilmiş olmaktadır. Bu işlem sonrasında kazan içerisinde bulunan deterjan su karışımı dışarı pompalanmaktadır.

Ana yıkama aşamasında çamaşırların üzerinde kalan deterjanın temizlenmesi için makine tekrardan tambur içerisine su alımı gerçekleştirir. Daha sonrasında içerdeki su sayesinde çamaşırların üzerindeki deterjan kalıntılarının çözünmesi sağlanır. Bu aşama durulama olarak adlandırılır.

Son adımda ıslak çamaşırların üzerlerindeki suyu azaltmak için tambur yüksek hızlarda dönmeye başlar. Bu işleme sıkma adı verilir ve santrifüj kuvvetin etkisi ile çamaşırlar üzerlerindeki su tanecikleri kazan içerisine aktarılır. Son adımda kazan içerisindeki su boşaltılır ve yıkama işlemi tamamlanmış olur.

Ek olarak yıkayıcı kurutucu makinelerde ek olarak kurutma işlemi gerçekleştirilir. Bu makineler çamaşır makinesi ile kurutma makinesinin bir arada çalışan versiyonlarıdır.

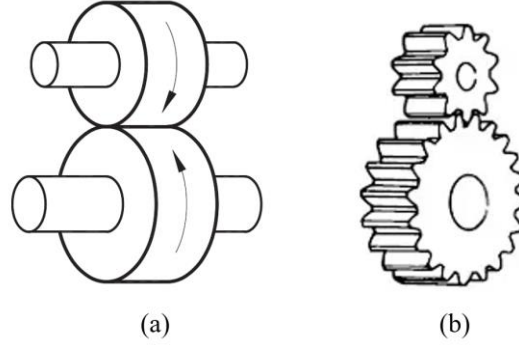
2.5 Tahrik Mekanizmaları

Şekil bağı veya kuvvet bağıyla güç aktarımını sağlayan birçok tahrik mekanizması bulunmaktadır. Bu mekanizmalar çeşitli avantajlara ve dezavantajlara sahiptirler. Bu bölümde yaygın olarak kullanılan tahrik mekanizması tipleri incelenecektir. Bu mekanizmalar üretim kolaylığı, maliyet, bakım periyodu gibi konular özelinde detaylıca incelenerek alternatif mekanizma tasarımları için temeli oluşturacaklardır.

2.5.1 Dişli çarklar ve sürtünmeli çarklar

Dişli çarklar ve sürtünmeli çarklar günümüzde yaygın olarak güç aktarımında kullanılmaktadırlar. Temel tanım olarak dişli çarklarda bir mildeki aktarılacak istenen güç şekil bağı vasıtası ile, sürtünmeli çarklarda ise sürtünme ile aktarılmaktadır. Dişli çarklar kuvveti şekil bağı ile ilettiği için temas yüzeyleri birbirini aşındırma eğilimindedir. Sistem çalışma ömrünü uzatmak için dişlilerin yağlanması sağlanarak

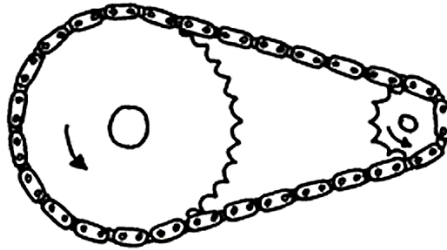
yüzeylerdeki aşınma miktarı azaltılmaktadır. Çok yüksek çevrim oranına sahip dişli çark mekanizmaları üretilmektedir. Sürtünmeli çarklar ve dişli çarklar sırasıyla Şekil 2.4 a ve b de temsili olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.4 : Dişli çarklar ve sürtünmeli çarklar.

2.5.2 Zincirler

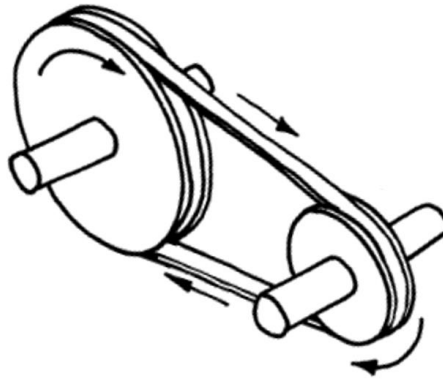
Zincirler kayış kasnak mekanizmaları ile aynı çalışma prensibine sahiptirler. Kayış yerine zincir, kasnak yerine zincir dişlisi kullanılarak güç iletimi sağlanır. Sürtünme yerine şekil bağı ile moment aktarımı sağlandığı için, kayma kaynaklı problemler azaltılmış olmaktadır. Güç iletiminin yanında konveyörlerde, zorlu arazi koşullarında çalışan paletlerde de farklı amaçlarla kullanılmaktadır. Kayış kasnak sistemlerine göre daha gürültülü çalışırlar. Bazı özel türlerinde zincir ve zincir dişlisi üzerindeki özel kaplama bu gürültünün azaltılmasını sağlamaktadır. Şekil bağı ile kuvvet aktarımı gerçekleştiğinden temas yüzeyleri birbirini aşındırma eğilimindedir. Çoğu durumda yağlama gerektiren sistemlerdir. Zincir mekanizması Şekil 2.5’ te temsili olarak gösterilmektedir.



Şekil 2.5 : Zincir mekanizması.

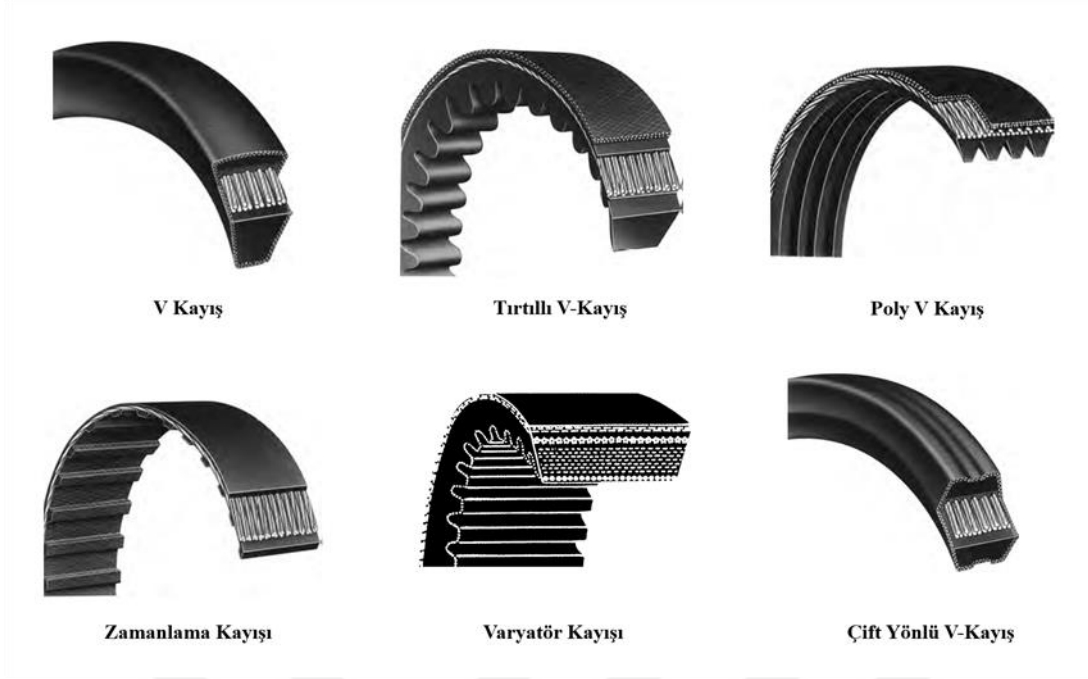
2.5.3 Kayış kasnak mekanizmaları

Kayış kasnak mekanizmaları güç iletiminde kullanılan bir diğer mekanizma tipidir. Genel anlamda çalışma prensibi olarak bakıldığında dişliler ile benzerlik göstermektedirler. Kasnaklar arasındaki çevrim oranı ilişkisi dişlilerdeki diş sayısı ilişkisi ile formülasyon olarak benzerdir. Bu oran kasnaklarda çapların oranı, dişlilerde ise diş sayısı, dolaylı olarak da temel daire çapları ile ilişkilidir. Mekanik özelliklerine bakılmak istenirse, döndüren ve döndürülen kasnak aynı çapa sahip ise eşit hızlarda döneceklerdir. Döndüren kasnak büyük, döndürülen kasnak küçük çapa sahip olduğunda çevrim oranı kadar bir hız artışı, diğer bir senaryoda döndüren kasnak küçük döndürülen kasnak büyük olduğunda çevrim oranı kadar bir moment artışı avantajı sağlanmaktadır. Kullanım alanı olarak kayış kasnak mekanizmaları çok geniş bir yelpazeye sahiptirler. Üretim maliyetinin düşük olması ve sık bakım gerektirmemesi sayesinde otomotiv, beyaz eşya, tekstil gibi endüstrilerde bu mekanizmalar yaygın olarak kullanılmaktadır. Şekil 2.6' da kayış kasnak mekanizması temsili olarak gösterilmektedir.



Şekil 2.6 : Kayış kasnak mekanizması.

Kayış kasnak sistemlerinde farklı kullanım alanları bulunan çeşitli kayışlar kullanılmaktadır. Bu kayışlara örnek olarak V kayışlar, Tırtıllı V kayışlar, Poly-V kayışlar, Varyatör kayışları, zamanlama kayışları ve çift yönlü v kayışlar örnek gösterilebilirler. Şekil 2.7' de kayış tipleri gösterilmektedir.



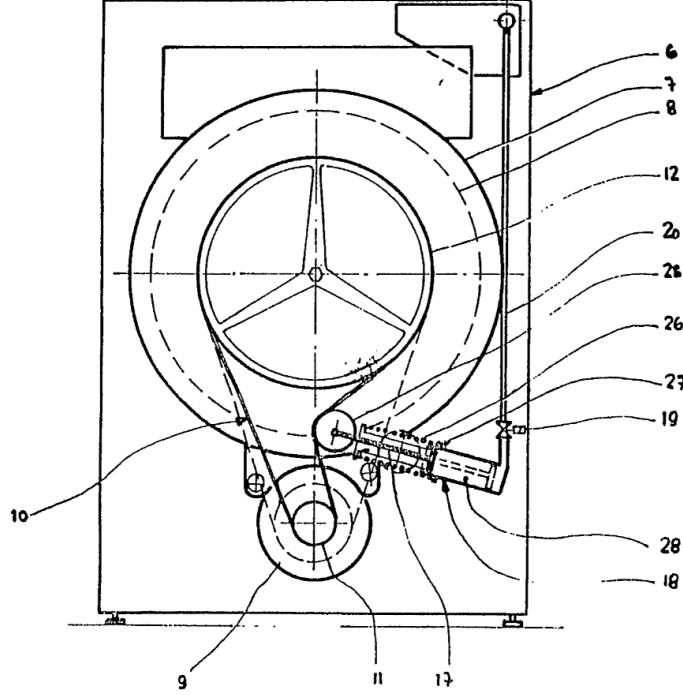
Şekil 2.7 : Yaygın kullanılan kayış tipleri [2].

2.6 Patent Araştırması

Kayış kasnak sistemlerinde çap değişimi, dolayısı ile çevrim oranının değişmesini sağlayan çeşitli mekanizmalar beyaz eşya sektörü dışında sıklıkla kullanılmaktadırlar. Çamaşır makinelerinde de çevrim oranı değiştirmekle ilgili farklı çözümler getiren patent çalışmaları bulunmaktadır. Bu patent çalışmaları detaylı olarak incelenmiş olup konu ile doğrudan alakalı iki patent ayrıntılı biçimde aşağıda incelenmiştir. Bu filtreleme için önden yüklemeli çamaşır makineleri için alınan patentler önceliklendirilmiştir. Patentlere ulaşmak için Avrupa patent ofisinin sitesinden yararlanılmıştır.

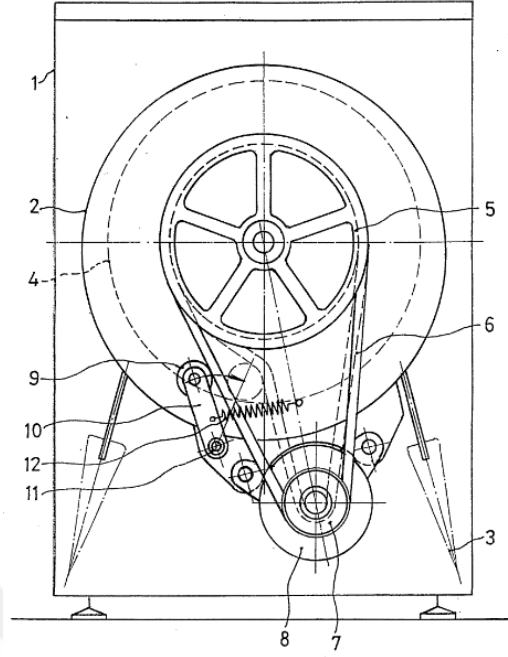
EP0147625B1 numaralı patent ZANUSSI şirketi tarafından alınmıştır. Bu patentte tambur kasnağının çapı sabit kalıp motor kasnağındaki çap değiştirilerek çevrim oranı değiştirilebilmektedir. Tambur kasnağındaki çap sabit olduğundan motor kasnağındaki çap küçültüğünde kayış gerginliğini kaybedecektir. Bunun önüne geçmek için 17 numaralı piston bir avare kasnağı kayışa doğru bastırmaktadır. Bu gerdirme sayesinde kayış gerginliği korunabilmektedir. 17 numaralı pistonun tahriki hidrolik olarak sağlanmaktadır. Şebekeden gelen su 20 numaralı boru sisteminden geçerek pistonu ulaşmaktadır. 19 numaralı vana akışı kontrol etmekte ve istenilen değerde basıncı sabit tutmaktadır. Çap değişimini manuel olarak kontrol eden bir

mekanizma bulunmaktadır. Bu yüzden hıza bağılı olarak otomatik çap değişimini sağlayabilen bir mekanizma değildir. Çap değişiminde etkili olan tüm hareketler bir kontrolcü ile tetiklenmektedir. İlgili patent Şekil 2.8’ de gösterilmektedir.



Şekil 2.8 : EP0147625B1 numaralı patent [3].

DE3338726A1 numaralı patent DOMAR şirketi tarafından alınmıştır. Bir önceki patentte olduğu bu patentte de 5 numaralı parça olarak gösterilen tambur kasnağının çapı değişmemektedir. Şekilde 7 numaralı parça olarak gösterilen motor kasnağının çapı değişebilmektedir. Bu sayede çevrim oranı değiştirilebilmektedir. Motor kasnağı çapı küçüldüğünde kayış gerginliğinin azalmaması için 9 numaralı avare kasnak kayış üzerine bastırılmaktadır. 10 numaralı parça 11 numaralı noktadan mesnetlenmesi sayesinde bu nokta etrafında dönme hareketini gerçekleştirebilmektedir. 12 numaralı parça olan yay sayesinde 10 numaralı parça yay tarafından kayış üzerine bastırarak şekilde çekilmektedir. Bu hareket sayesinde 10 numaralı parça üzerinde bulunan 9 numaralı avare kasnak kayıştaki gerginliği sağlamaktadır. Bu sistemde motor kasnağının çapının değiştirilmesi manuel olarak sağlanmaktadır. DOMAR şirketine ait olan patent Şekil 2.9’ da gösterilmektedir.

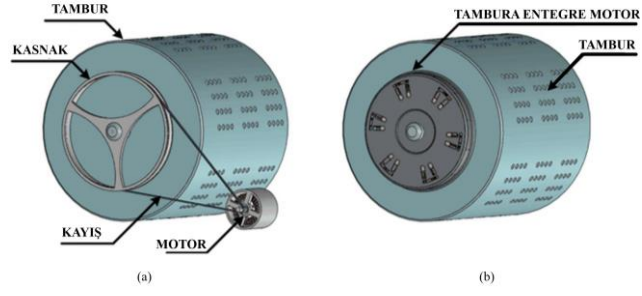


Şekil 2.9 : DE3338726A1 numaralı patent [4].

2.7 Çamaşır Makinesinde Kullanılan Tahrik Tertipleri

Çamaşır makinelerinde günümüzde sıklıkla kayış ve kasnak sistemi ile tahrik kullanılmaktadır. Bu sistem maliyetinin ucuz olması ve bakım gerektirmeden uzun süre çalışabilmesi sebebiyle tercih edilmektedir. Motorda üretilen motor momenti, kasnakların çap oranına eşit olan çevrim oranı miktarınca artırılarak kasnakta yüksek momentlere erişilmesini sağlayan bir sistemdir.

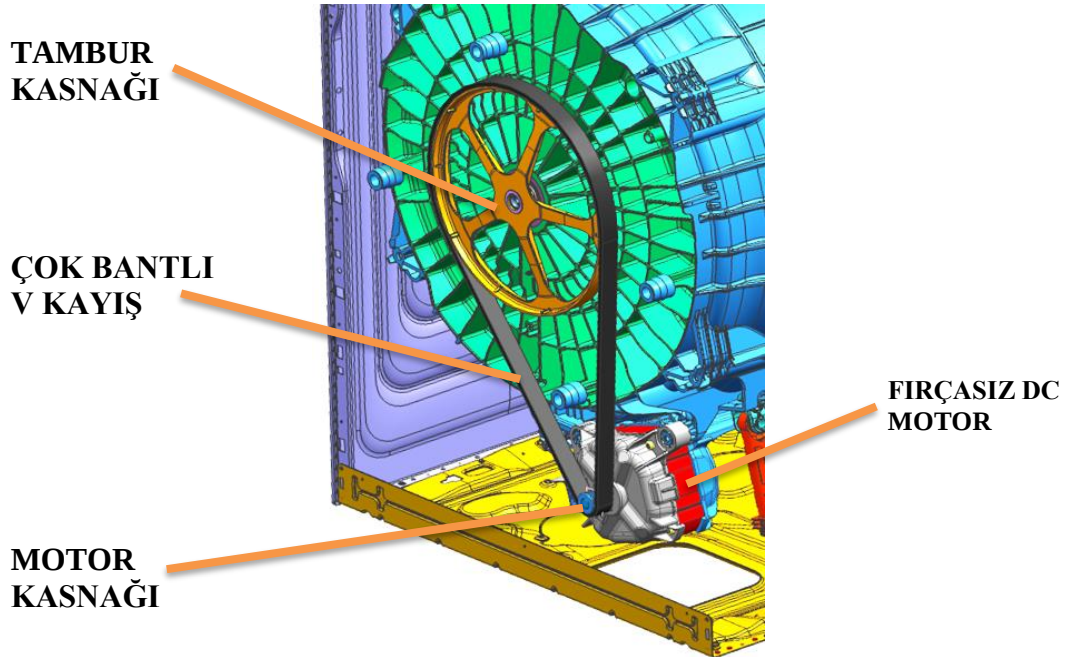
Diğer bir tahrik yöntemi olarak fiyat olarak kayış kasnak sistemine göre oldukça pahalı olan “direct-drive” sistemi kullanılmaktadır. Bu mekanizmada motor kazan üzerinde tambur miline akuple şekilde konumlandırıldığı için herhangi bir kuvvet aktarma elemanına ihtiyaç duymamaktadır. Ancak herhangi bir moment artırıcı mekanizma bulunmadığı için motorda çok daha yüksek momentler üretilmesi gerekmektedir. Daha yüksek momentlerin üretilmesi motor sargı boyunda büyümeyi gerektirdiği için kayış kasnak sistemlerinden çok daha kalın mekanizmalardır. Titreşim anlamında kayış kasnak mekanizmasından daha az hareketli ve sürtünen parçaya sahip olduğu için daha stabil çalışmaktadır. Bu karakteristiği sayesinde daha düşük gürültü seviyelerinde çalışabilmektedir. Konvansiyonel kayış sistemi ve tambura entegre motor sistemi sırasıyla Şekil 2.10’ da gösterilmektedir.



Şekil 2.10 : Konvansiyonel tahrik sistemi (a) Tambura entegre tahrik sistemi (b)

2.8 Mevcut Tahrik Sisteminin İncelenmesi

Güncelde kullanılan çamaşır makinesi tahrik sistemlerinde kayış kasnak mekanizması sayesinde güç iletimi gerçekleştirilmektedir. Burada motor milini bağlı kasnak ve tambur miline bağlı kasnak arasında 8 katlık bir çap farkı bulunmaktadır. Bu çap farkı 8'e 1'lik bir çevrim oranı sağlamaktadır. Çevrim oranı sayesinde motor milindeki moment tamburda 8 katına çıkarılmaktadır. Momentteki avantajına karşın bu sistemlerde motor devri tamburda çevrim oranı kadar aşağıya düşmektedir. Bunun sonucunda çok yüksek devir sayılarına çıkabilen motorların kullanılması gerekmektedir. Güncelde kullanılan motorlar beyaz eşya sektörü için özel üretilen fırçasız yüksek verimli doğru akım motorlarıdır. Mevcut tahrik sisteminin elemanları Şekil 2.11' de gösterilmektedir.



Şekil 2.11 : Mevcut tahrik sistemi elemanları.



3. KONSEPT TASARIM

İstekler listesinin belirlenmesi ile konsept tasarıma başlanılmıştır. Bu aşamada kesin, hedeflenen ve arzulanan olarak sınıflandırılan istekler kararlaştırılmıştır. Bu istekler doğrultusunda konsept tasarım çalışmaları yapılmıştır. Bu tasarımlar içerisinde sistemimizde kullanılmaya en uygun olan üç mekanizma fikri olgunlaştırılmıştır. Bu tasarımların avantajları ve dezavantajları ayrı ayrı detaylı biçimde incelenmiştir. Daha sonrasında konsept tasarımlar fayda değer analizi yapılarak karşılaştırılmış ve nihai tasarım seçilmiştir.

3.1 İstekler Listesi

İsteklerin belirlenmesinde tasarım sınırlamaları, bakım gereksinimi, üretim kolaylığı, montaj edilebilirlik ve maliyet belirleyici olmuştur. Çizelge 3.1’ de istekler listesi görülmektedir. Bu çizelgede

K : Kesin tipte istek

A : Arzu tipi istek

H : Hedef tipi istek

olarak belirtilmiştir.

Çizelge 3.1 : İstekler listesi.

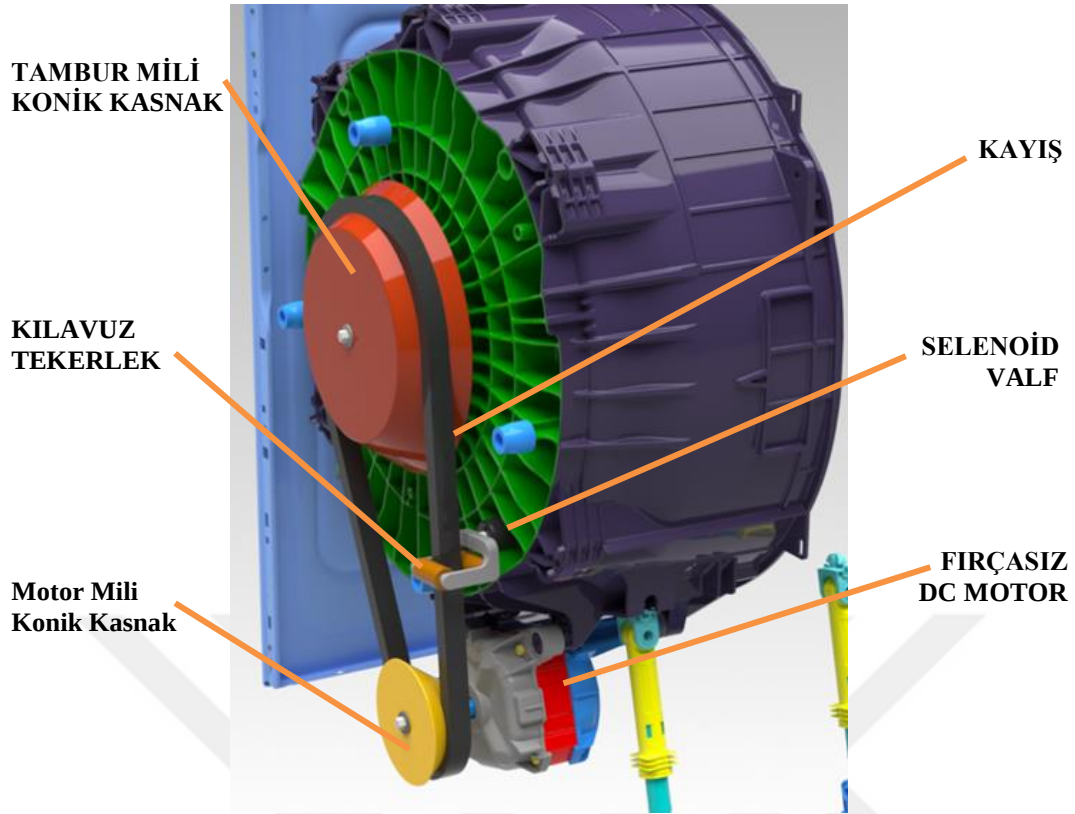
Numara	İstek Tipi	İSTEKLER
1	K	Mevcut makine genişliği değişmeyecek
2	K	Mevcut makine yüksekliği değişmeyecek
3	K	Mevcut motor değişmeyecek
4	K	Kazan arka duvarı geometrisi değişmeyecek
5	H	Sıkma aşamasındaki motor devir sayısı düşürülecek
6	A	Makinenin ses gücü düzeyi azaltılacak
7	A	Bütün makineler ile uyumlu bir sistem olacak
8	K	Motor her iki dönüş yönünde de moment aktarabilecek
9	K	Derinlik artışı 10 cm'yi geçmeyecek
10	H	Motor bağlantı kulaklarında minimum değişiklik yapılacak
11	K	Kolay montaj edilebilir yapıda olmalı
12	K	Sistem mekanik olarak kendini tetikleyebilecek
13	K	Mekanizma yağlama gerektirmeyecek
14	K	Kullanılan malzemeler ısı değişimine dayanıklı olmalı

3.2 Alternatif Mekanizma Tasarımları

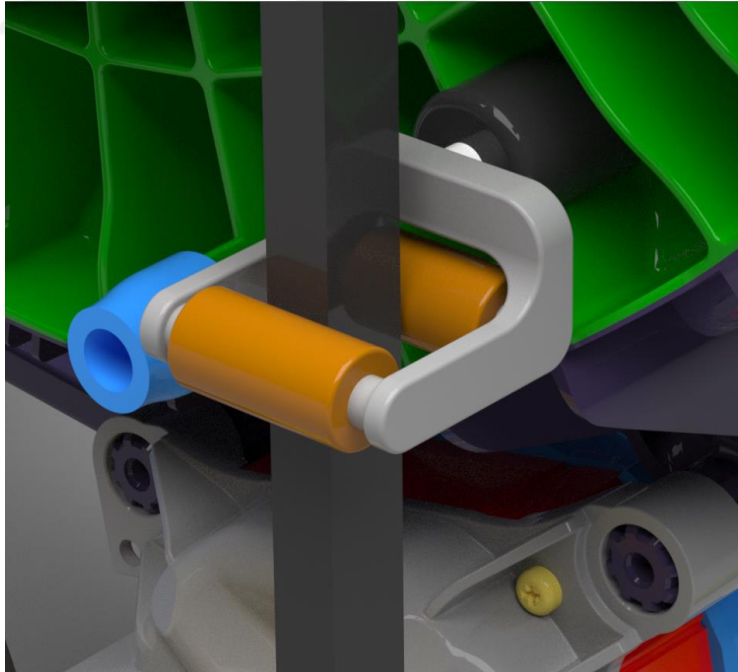
Tez kapsamında motordan gelen momenti yükseltebilecek, aynı zamanda da sıkma çevriminde motor ile tambur arasındaki çevrim oranını değiştirerek motorun attığı devir sayısını düşürebilecek sistemlerin kontrüksiyonu yapılmıştır. Bu kapsamda üç farklı kontrüksiyon alternatifini oluşturulmuştur. İstekler listesi ışığında ortaya çıkan bu tasarımlar aynı amaca hizmet etmekte ancak fonksiyonlara sahiptirler. Her bir tasarımın farklı avantajları ve dezavantajları bulunmaktadır.

3.2.1 Birinci alternatif tasarım

Birinci alternatif tasarımda çevrim oranı değişimi için karşılıklı olarak yerleştirilmiş konik kasnakların çap değişimi prensibinden yararlanılmıştır. Bu sistemde kayışın istenilen konumda bulunabilmesi için lineer olarak hareketini sağlayacak bir elemana ihtiyaç duyulmaktadır. Lineer hareketi sağlayacak olan eleman olarak Selenoid valf kullanılmıştır. Selenoid valf kapalı konumda iken sistem en büyük çevrim oranı değeri ile çalışmakta ve bu sayede düşük tambur devirlerinde gerekli olan yüksek tork değerlerine küçük motorlar ile ulaşabilmektedir. Yıkama çevriminde sıkma adımına geçildiğinde ise tambur milinde istenilen yüksek devir sayılarının sağlanabilmesi için motorun bu çevrimde çok yüksek hızlara çıkması gerekmektedir. Motorun bu yüksek devir sayılarına çıkması hem daha fazla enerji sarf etmesine hem de motor sargılarından geçen yüksek akım dolayısıyla oluşan elektronik seslerin artmasına sebep olacaktır. Bu noktada selenoid valf kayışı istenilen konuma taşıyarak çevrim oranının küçülmesini sağlamakta ve motorun daha düşük devir sayısı ile tamburda istenilen çevrim hızlarına ulaşılmasını sağlamaktadır. Kayışın istenilen konuma getirilmesinden selenoid valfe akupile halde bulunan kılavuz tekerlekler yardımcı olmaktadır. Kılavuz tekerleklerin içerisinde bulunan rulmanlar tekerleklerin düşük sürtünme kuvveti altında rahatça çalışabilmesine olanak tanımaktadır. Bu sayede kayış yüzeyinde deformasyona sebebiyet vermeden tahriki sağlanmış ve sürtünme kaynaklı çıkabilecek olan titreşim ve gürültünün önüne geçilebilecektir. Sistemin tahriki için yüksek verimlilikle çalışabilen fırçasız DC motor kullanılmaktadır. Birinci alternatif tasarım genel hatlarıyla Şekil 3.1’ de görülmektedir. Kılavuz tekerlekler için detay görünüş Şekil 3.2’ de gösterilmektedir.



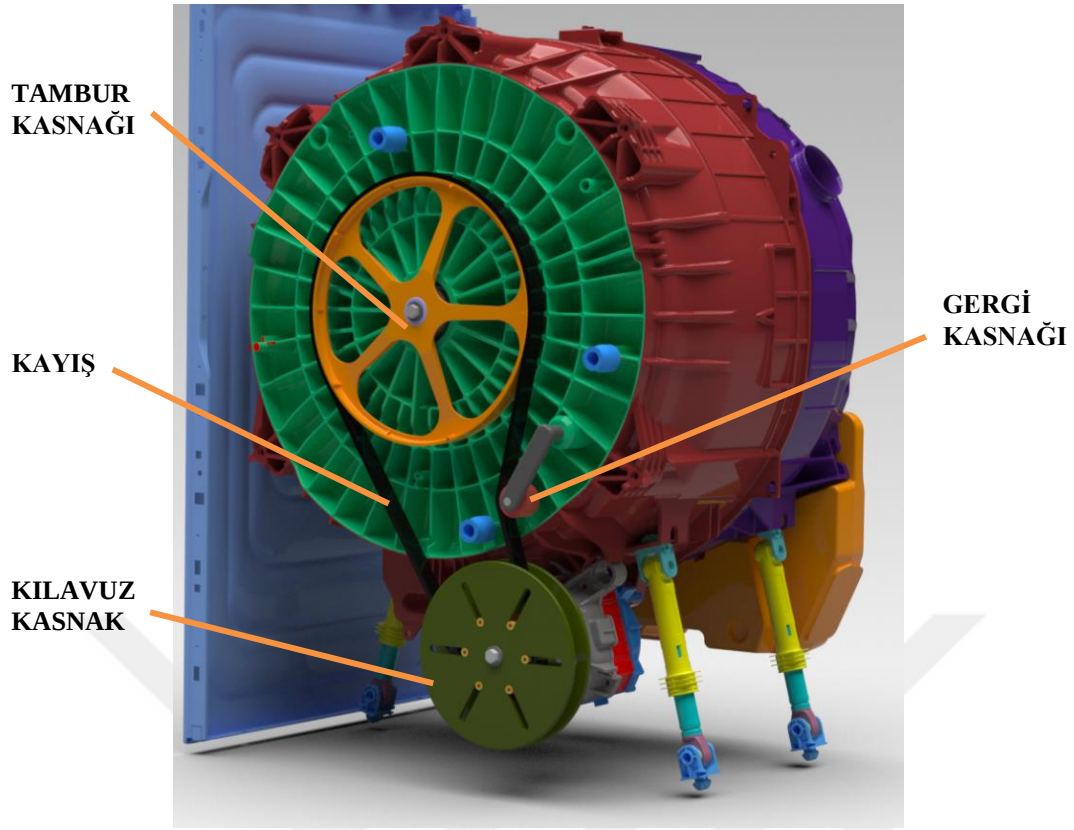
Şekil 3.1 : Birinci alternatif tasarımın üç boyutlu modeli.



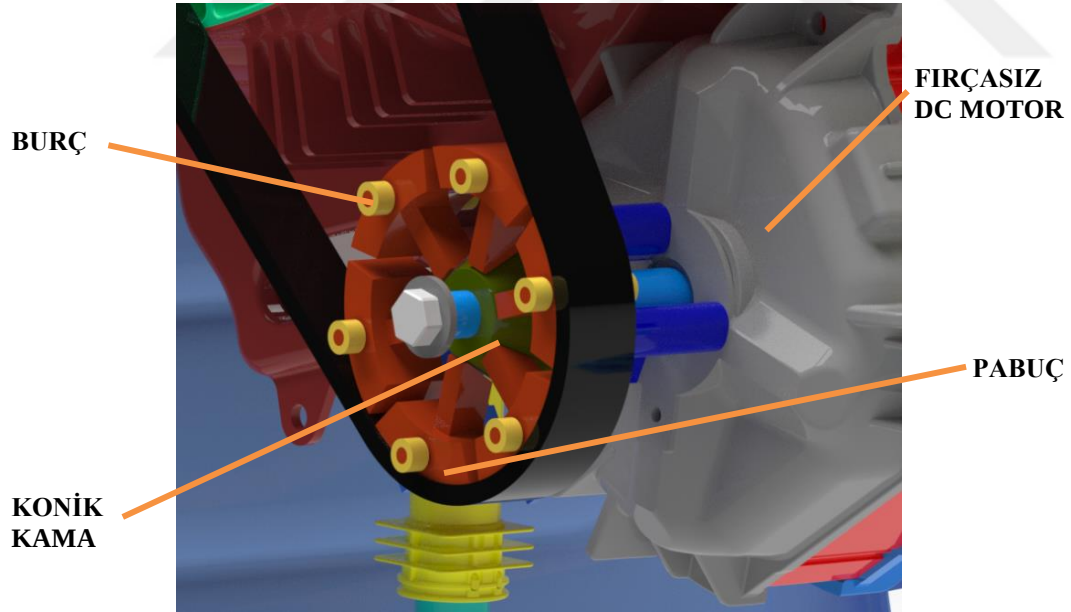
Şekil 3.2 : Kılavuz tekerlek detay görünüm.

3.2.2 İkinci alternatif tasarım

İkinci alternatif tasarımda tambur kasnağında çap değeri sabit tutulurken motor miline bağlı bulunan mekanizma üzerinde çap değeri değişimi ile çevrim oranının değiştirilmesi sağlanmaktadır. Motor miline bağlı olan mekanizmada kayışın sürtüneceği yüzeyler merkezden dışarıya doğru hareket edebilmektedirler. Bu hareketlerini koyu yeşil renkte gösterilen slotlu dairenin kılavuzlaması altında gerçekleştirmektedirler. Kayışın üzerinde sürtündüğü parçaların kenar kısımlarında yeşil parçanın slot kısımlarına geçen noktalarda pirinç burçlar bulunmaktadır. Bu sayede yüzeylerin birbirini aşındırma miktarı azaltılmış olmaktadır. Çap değerinin artırılması fırçasız motor ile motor kasnağı mekanizması arasındaki lineer motorlar vasıtası ile gerçekleşmektedir. Lineer motorlar fırçasız motorun gövdesi üzerinde sabitlenmiş halde bulunmaktadırlar. Çalışma esnasında çapı genişleyebilen mekanizmada bulunan kırmızı pabuçlar kayışla birlikte dönme hareketini gerçekleştireceğinden lineer motorlar ile arasında sürtünme problemi ortaya çıkacak ve sistem kısa sürede çalışmaz hale gelecektir. Bunu engellemek için lineer motorlar ve pabuçlar arasındaki şekil bağı aksinel rulman vasıtası ile sağlanmaktadır. Bu sayede kazan üzerinde statik halde bulunan lineer motorlar ile motor mili üzerinde dönmekte olan pabuçlar arasındaki sürtünme kuvveti problemi çözülmüş olmaktadır. Pabuçların mil ekseni yönündeki uzantıları kama etkisini sağlayabilecek biçimde yatıktır. Bu sayede lineer motorların bağlı olduğu konik ara parça aksinel olarak ilerlediğinde pabuçlar merkezden dışarı doğru hareket ederek çap değerinin artmasını sağlayabileceklerdir. Bu genişleme ve daralma esnasında tambur mili üzerindeki kasnakta herhangi bir çap değişimi olmadığından kayış gerginliğinin sağlanması için kazan üzerinde konumlanmış bir gergi kasnağı kullanılması gereklidir. Bu sayede kayış gerginliği sürekli istenilen değerde tutularak moment ve hız kaybının önüne geçilebilmektedir. İkinci alternatif tasarımın üç boyutlu modeli ve pabuç geometrisinin detay görseli sırasıyla Şekil 3.3 ve Şekil 3.4’ te görülmektedir.



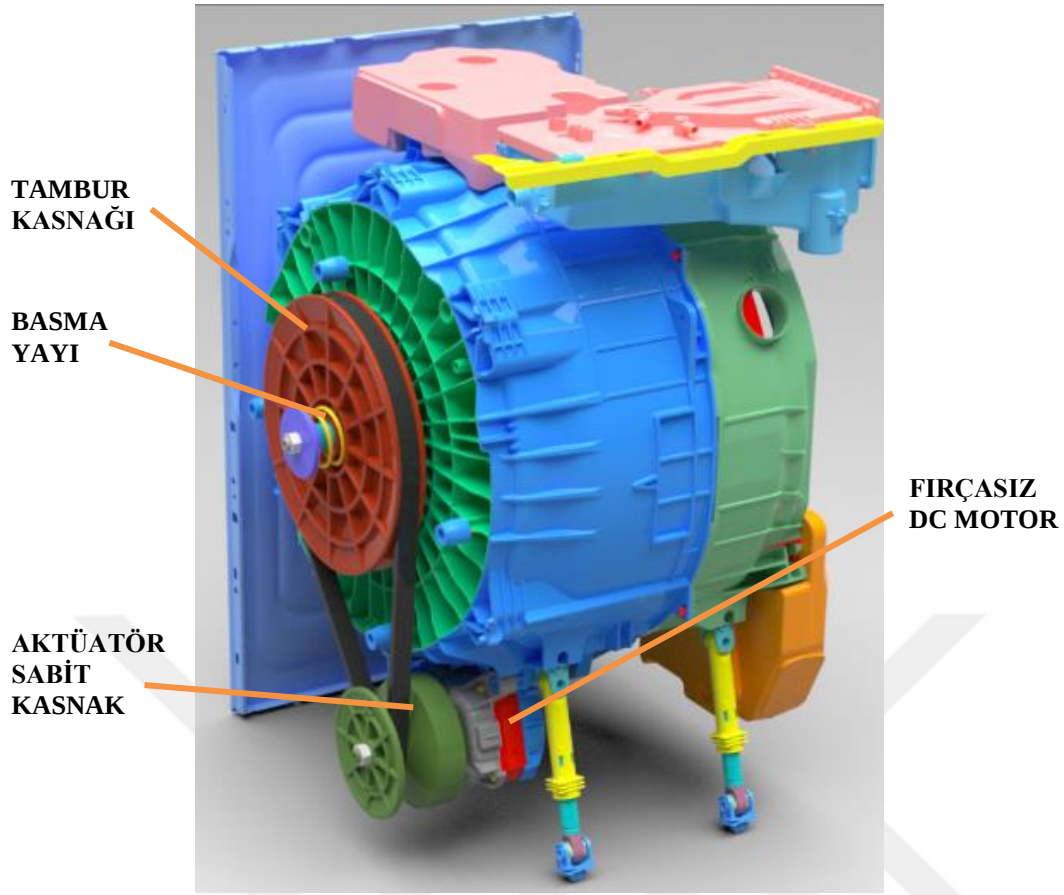
Şekil 3.3 : İkinci alternatif tasarımın üç boyutlu modeli.



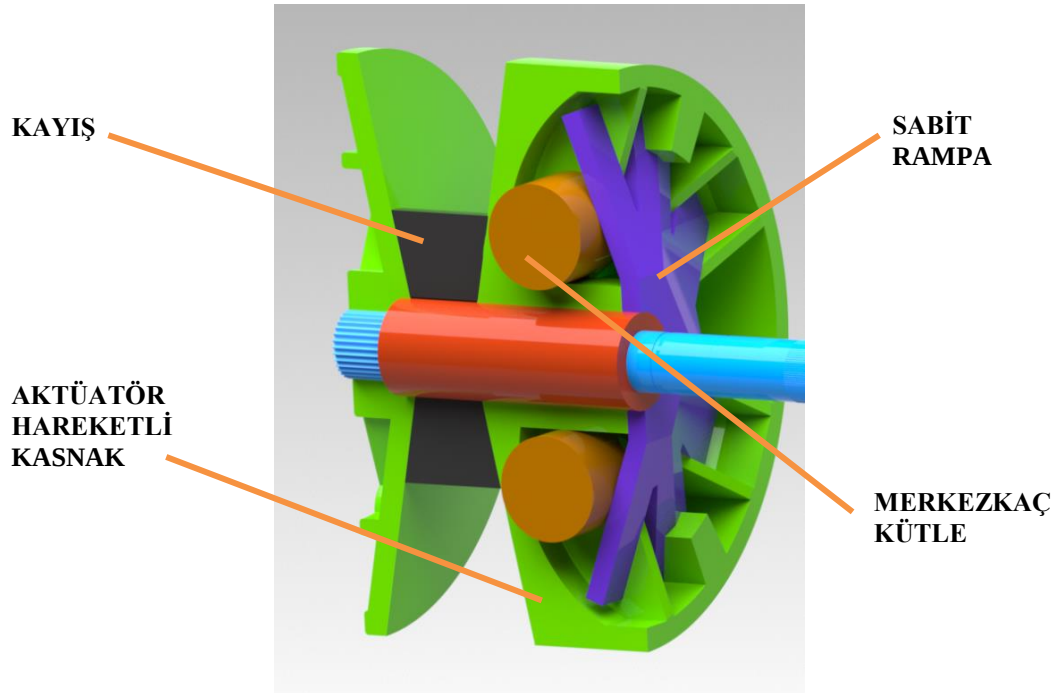
Şekil 3.4 : Pabuç geometrisi detay görünüm.

3.2.3 Üçüncü alternatif tasarım

Üçüncü alternatif tasarımda çevrim oranı değişimi motor ve tambur kasnağı arasındaki çap farkından yararlanılarak yapılmaktadır. Bu sistemde V kayışların özel bir türü olan varyatör kayışlarından yararlanılmaktadır. Varyatör kayışının sürtünmeyi konik kasnaklar ile arasındaki sürtünme bağı sayesinde sağlamaktadır. Konik kasnak çiftlerinde bir kasnak sabit diğer kasnak hareketli şekilde konumlanmaktadır. Hareketli kasnak ile sabit kasnak arasında kalan kayış kasnaklar birbirine yaklaştığında konik geometri sayesinde kasnak üzerine tırmanarak etken çapı artırmaktadır. Kayışın bağlı olduğu tambur kasnaklarında ise bu durumun tam tersi gerçekleşmektedir. Bu sayede çevrim oranı istenilen değer aralıklarına getirilebilmektedir. Motor kasnağındaki ilerleme hareketi aktüatör denilen parça ile sağlanmaktadır. Aktüatör bir rampa geometrisi ve bu geometri içinde yuvarlanan merkezkaç kütlelerden oluşmaktadır. Devir sayısı arttıkça merkezkaç kütleler santrifüj etki sayesinde rampa üzerinde merkezden dışa doğru açılarak hareketli kasnağı sabit kasnağa doğru itme hareketini gerçekleştirmektedir. Aktüatör geometrisi üzerinde bu merkezkaç kütlelerden altı adet bulunmaktadır. Kütlelerin ağırlıkları ve sayıları değiştirilerek aktüatörün çalışmaya başlaması istenilen devir sayısı kontrol edilebilmektedir. Merkezkaç kütleler silindir profillerden kesilmektedir bu sayede maliyetleri göreceli olarak düşük tutulmaktadır. Kesim işlemi sonrasında kütlelerin yüzeyleri teflon ile kaplanarak rampa ve kütleler arasındaki sürtünme katsayısı düşürülmüş olmaktadır. Motor miline bağlı bulunan konik kasnaklardaki çap artışının karşılığında tambur milinde bulunan konik kasnaklar birbirinden uzaklaşmak zorundadır. Aktüatör milindeki devir sayısı tekrardan düşük devirlere indiğinde ise tambur milindeki kasnakların birbirine yaklaşması ve kayış gerginliğini tekrardan sağlaması gerekmektedir. Bu noktada tambur mili üzerinde bulunan hareketli kasnağa şekil bağı ile bağlı olan basma yayı görev almakta ve hareketli kasnağı sabit kasnağa yaklaştırarak sistemi başlangıç çevrim oranına geri döndürebilmektedir. Üçüncü alternatif tasarımın üç boyutlu görünüşü ve aktüatörün detay görünüşü sırasıyla Şekil 3.5 ve Şekil 3.6'da gösterilmektedir.



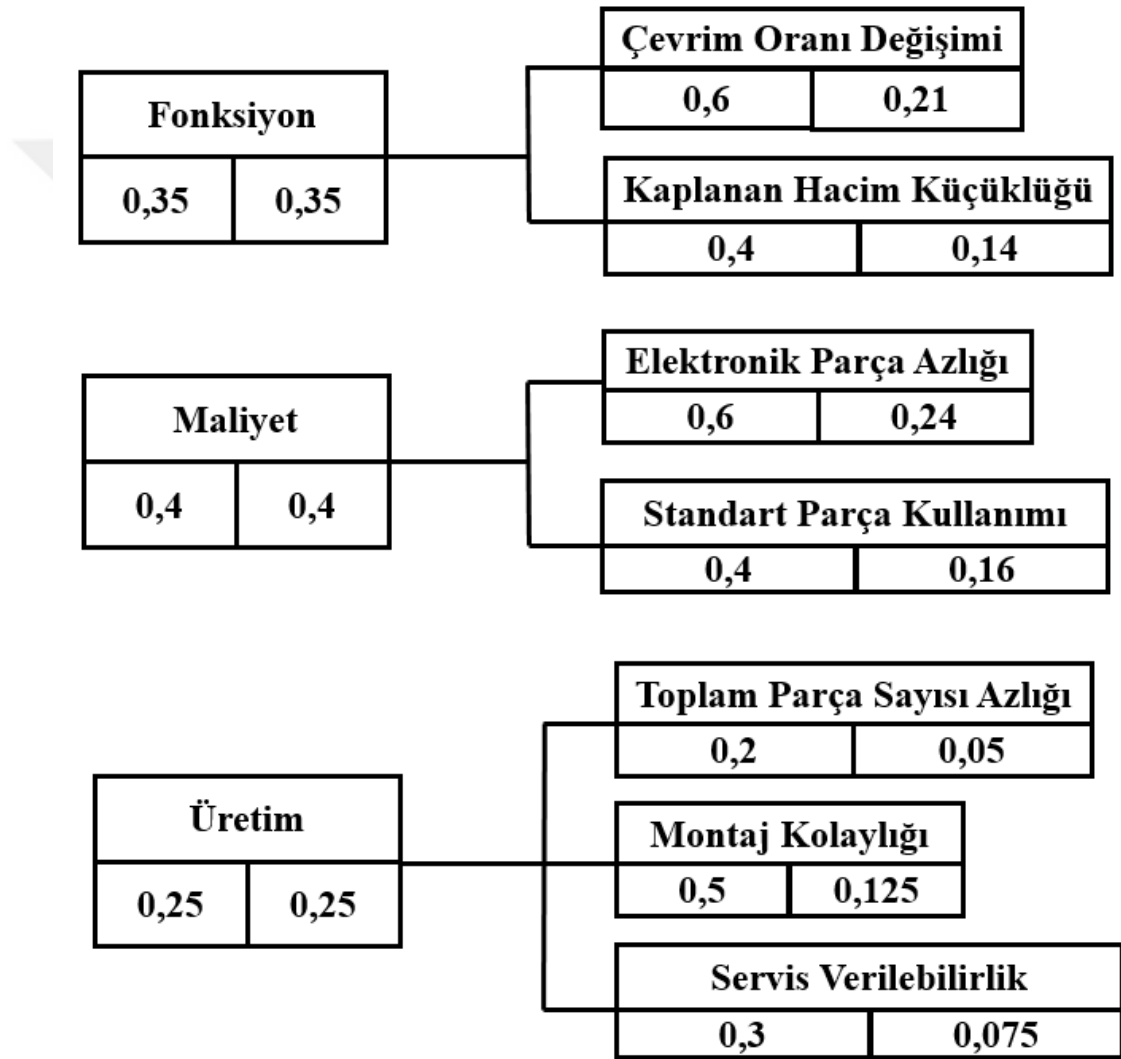
Şekil 3.5 : Üçüncü alternatif tasarımın üç boyutlu modeli.



Şekil 3.6 : Aktüatör detay görünüm.

3.3 Fayda Değer Analizi

Üç farklı alternatif tasarımın elemanları ve bu elemanların çalışma koşulları altında üstlendiği görevler detaylı bir biçimde ifade edilip analiz edildikten sonra en iyi seçeneğin belirlenmesi için fayda değer analizi yapmak uygun olacaktır. Alternatif tasarımlar değerlendirilirken ana ölçütler olarak fonksiyon, maliyet ve üretim seçilmiştir. Bu ana ölçütlere ait alt ölçütler ve bu ölçütlerin genel toplam üzerindeki ağırlıkları Şekil 3.7’de görülmektedir.



Şekil 3.7 : Fayda değer analizi diyagramı.

Her bir alternatif tasarım için 1 ile 9 arasında puanlama yapılarak en ideal tasarımın bulunması amaçlanmıştır. Bu derecelendirmede 1 belirtilen ölçütün gereklilikleri yerine getiremediğini 9 ise tam anlamıyla yerine getirebildiğini belirtmektedir. Puanlama ve hesaplamalar sonrasında elde edilen alternatif tasarım analizi Çizelge 3.2’ de görülmektedir.

Çizelge 3.2 : Alternatif Tasarım Analizi.

Ölçüt	Alt Ölçüt	Katsayı	Birinci Alternatif Tasarım		İkinci Alternatif Tasarım		Üçüncü Alternatif Tasarım	
			Değer	Ağırlıklı Değer	Değer	Ağırlıklı Değer	Değer	Ağırlıklı Değer
Fonksiyon	Çevrim Oranı Değişimi	0,21	6	1,26	6	1,26	8	1,68
	Kaplanan Hacim Küçüklüğü	0,14	5	0,7	8	1,12	6	0,84
Maliyet	Elektronik Parça Azlığı	0,24	1	0,24	1	0,24	9	2,16
	Standart Parça Kullanımı	0,16	6	0,96	3	0,48	3	0,48
Üretim	Parça Sayısı Azlığı	0,05	8	0,4	2	0,1	4	0,2
	Montaj Kolaylığı	0,125	8	1	4	0,5	6	0,75
	Servis Verilebilirlik	0,075	7	0,525	4	0,3	5	0,375
TOPLAM		1	-	4,885	-	3,92	-	6,725

Elde edilen puan değerleri ışığında en yüksek puanı alan üçüncü alternatif tasarımın detay tasarımının yapılmasına karar verilmiştir.

3.4 Prototip Test Düzeneği Üretimi

Varyatör sisteminin detaylı bir biçimde incelenmesi için prototip test düzeneği üretilmiştir. Bu test düzeneğinin üretiminde Arçelik bünyesinde bulunan hızlı prototipleme teknolojilerinden yararlanılmıştır. SLS ve SLA üretim yöntemleri

kullanılarak prototipler üretilmiştir. Bu üretimler için firma bünyesinden bulunan hızlı prototipleme çözümlerinden yararlanılmıştır. Farklı kayış tipleri mekanizma üzerinde test edilerek davranışları incelenmiştir. Motor kasnağının olabildiğince küçük olabilmesi için çentikli kayış kullanılması uygun görülmüştür. Deney düzeneğinde kullanılan merkezkaç ağırlıkları alüminyum bant ile kaplanarak yuvarlanma rampası ile arasındaki sürtünme kuvveti azaltılmıştır. Kaplanmış yuvarlanma ağırlıkları ve yuvarlanma ağırlıklarının konumu sırasıyla Şekil 3.8 a ve b’ de görülmektedir.



(a)



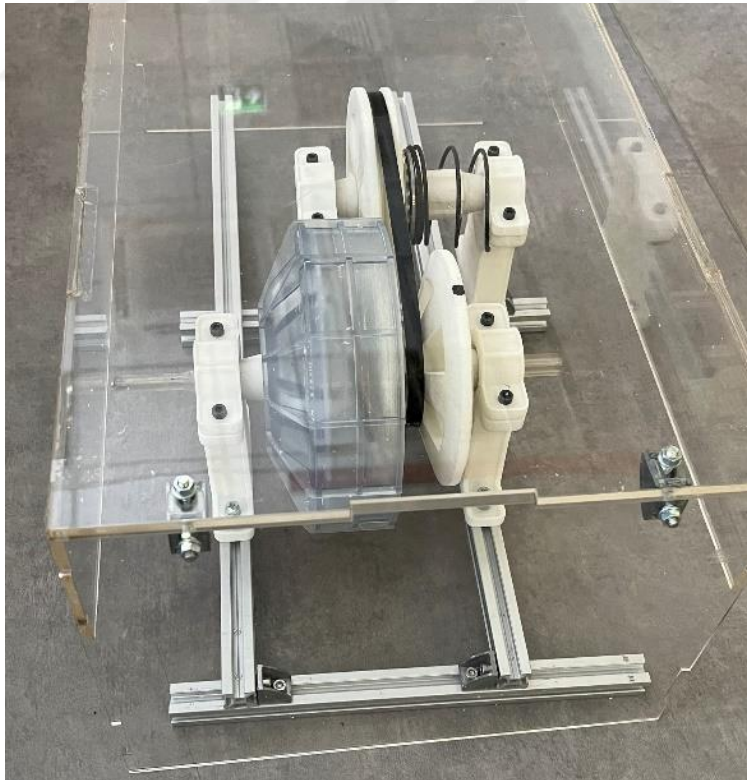
(b)

Şekil 3.8 : Yuvarlanma ağırlıkları kaplama öncesi ve sonrası (a) Yuvarlanma ağırlıkları rampa üzerinde (b).

Parçaların üzerine takıldığı özel geometrili plastik miller, çelik çubuklar ile desteklenmiştir. Bu sayede mukavemeti arttırılırken sehim miktarı azaltılmıştır. Tüm test düzeneği 20 x 20 sigma profiller üzerinde sabitlenmiş haldedir. Çalışma esnasında fırlayabilecek herhangi bir parçacığa karşı önlem olarak tüm sistem pleksi levhadan bir çerçeve içerisine alınarak çalışmalarını gerçekleştiren kişilerin güvenliği sağlanmıştır. Konu hakkındaki bilgi birikimini arttırmak için tasarlanan test düzeneği Şekil 3.9’da tasarlanan test düzeneğinin prototiplenmiş hali Şekil 3.10’da gösterilmektedir.



Şekil 3.9 : Tasarlanan test düzeneğinin üç boyutlu modeli.



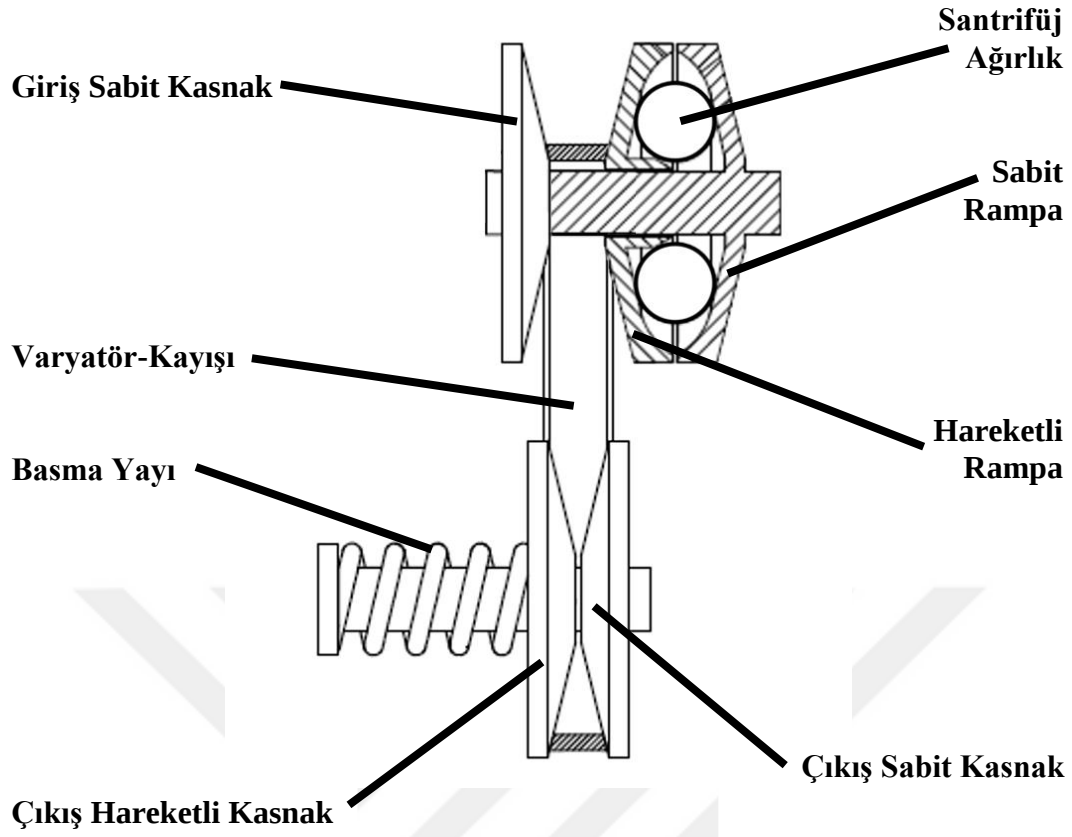
Şekil 3.10 : V-Kayışlı varyatör prototipi.

4. DETAY TASARIMIN YAPILMASI

İlgili literatür araştırmaları sonucunda elde edilen teorik bilgi prototip test düzeneğinde elde edilen pratik bilgiler ile harmanlanarak detay tasarımın yapılmasında temel oluşturmuştur. Detay tasarımda öncelikle mekanizmanın yerleşeceği hacim kısıtlarına dikkat edilmiştir. Daha sonrasında aktarılmak istenilen moment değerleri ve gerçekleştirilmek istenilen hız dönüşümü değerleri incelenmiştir. Tüm bu isterler sonrasında seçilen üçüncü alternatif tasarımda olduğu gibi v-kayışlı varyatör sistemi tasarımına başlanılmıştır. Bu tasarımda motor milinin üzerinde kasnaklar ve bir aktüatör geometrisi, tambur milinin üzerinde kasnaklar ve bir basma yayı bulunmaktadır. Aktüatör içerisinde bulunan merkezkaç kütleler sayesinde devir sayısı arttığında hareketli kasnak sabit kasnağa bastırılarak koni çapı değiştirilmekte ve çevrim oranı değişimi gerçekleştirilmektedir.

4.1 V-Kayışlı Varyatör Sistemi Elemanları

Varyatör sisteminde kullanılan elemanlar Şekil 4.1’de gösterilmektedir. Sistem aktüatör kısmında bulunan santrifüj ağırlıkların, merkezkaç kuvveti etkisiyle rampa üzerinde dışa doğru açılması ve bu açılma hareketi esnasında eksenel olarak ilerlemeyi sağlaması prensibi ile çalışmaktadır. Giriş devri artıkça aktüatör üzerindeki hareketli kasnak kayışı sıkıştırarak giriş çapını artırmaktadır. Bunun sonucunda çıkış hareketli kasnağı yayı sıkıştırarak çap düşüşünü sağlamakta ve çevrim oranının değişimi tamamlanmış olmaktadır. Sistemdeki giriş devri azaldığında ise sıkışmış yay çıkış tarafındaki hareketli kasnağı kayışa bastırarak çevrim oranının ilk haline geri dönmesini sağlamaktadır. Bu şekilde sonsuz varyasyonda çevrim oranı sağlanabilmektedir.



Şekil 4.1 : Varyatör Sistemi Elemanları

4.2 Motor Seçimi

Varyatör sisteminde kullanılmak için beyaz eşya sektöründe kullanılmak üzere üretilen fırçasız çamaşır makinesi motoru tercih edilmiştir. Bu motorlar çeşitli boyut ve güç değerlerinde üretilmektedir. Çoğunlukla çamaşır makineleri ve çamaşır kurutma makinelerinde kullanılmaktadırlar. Fırçasız olmaları sayesinde enerji tüketimi konusunda başarılı sonuçlar ortaya koymaktadırlar. Bu görseli ve özellikleri sırasıyla Şekil 4.2 ve Çizelge 4.1’de gösterilmektedir.



Şekil 4.2 : Universal BLDC Çamaşır Makinesi Motoru.

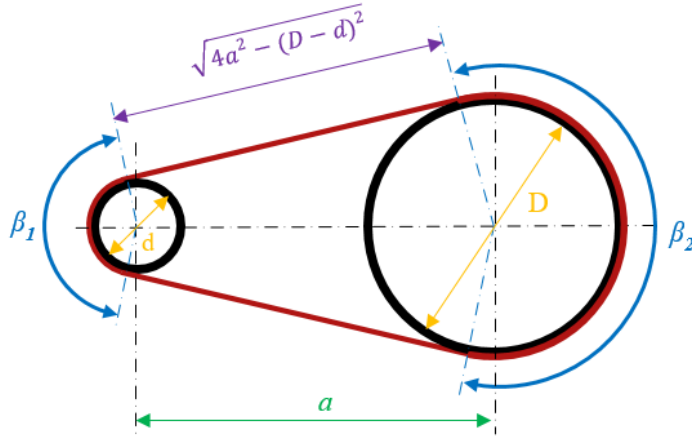
Çizelge 4.1 : Universal BLDC Çamaşır Makinesi Motoru Teknik Özellikleri

Parametre	Değer
Faz	Üç Fazlı
Motor Tipi	Üç Fazlı Senkron Motorlar
İzolasyon Sınıfı	F - 155°C
Maksimum Moment (Nm)	4 Nm
Maksimum Hız (d/dk)	10000 d/dk
Maksimum Akım (A)	5 A

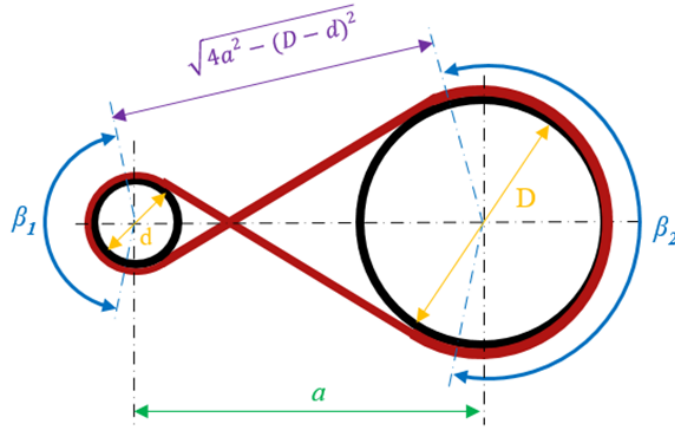
4.3 Kayış Kasknak Sistemi Hesaplamaları

4.3.1 Sarım tertibi

Kayış kasknak mekanizmaları düz sarım ve çapraz sarım tertibi olmak üzere iki farklı tipte tasarlanabilirler. Düz sarım tertibi Şekil 4.3' de, çapraz sarım tertibi Şekil 4.4' de gösterilmektedir. Şekilde sırasıyla d ve D döndüren ve döndürülen kasknak çaplarını temsil etmektedirler. (β_1) döndüren kasknak için sarılma açısını (β_2) döndürülen kasknak için sarılma açısını göstermektedir. Eksenler arası mesafe (a) ile gösterilmektedir. Çapraz sarım tertibi ve düz sarım tertibini karşılaştırdığımızda motor kasknağının sarım açısının çapraz sarım tertibinde düz sarım tertibine göre daha büyük olduğunu görmekteyiz.



Şekil 4.3 : Kayış için düz sarım tertibi.



Şekil 4.4 : Kayış için çapraz sarım tertibi.

Düz sarım tertibi için sarım açısı ve kayış boyu Denklem 4.1 ve Denklem 4.2’de gösterilmiştir.

$$\cos \frac{\beta_1}{2} = \frac{D - d}{2 \cdot a} \quad (4.1)$$

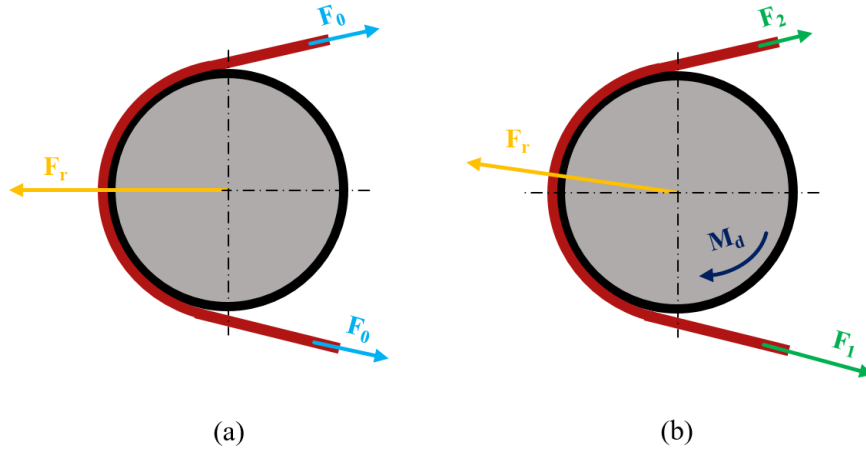
$$L \approx 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 \cdot a} \quad (4.2)$$

Çevrim oranının hesaplanması için Denklem 4.3 kullanılır.

$$i = \frac{D}{d} = \frac{n_2}{n_1} \quad (4.3)$$

4.3.2 Kayışın kasnak üzerinde kaymama durumu

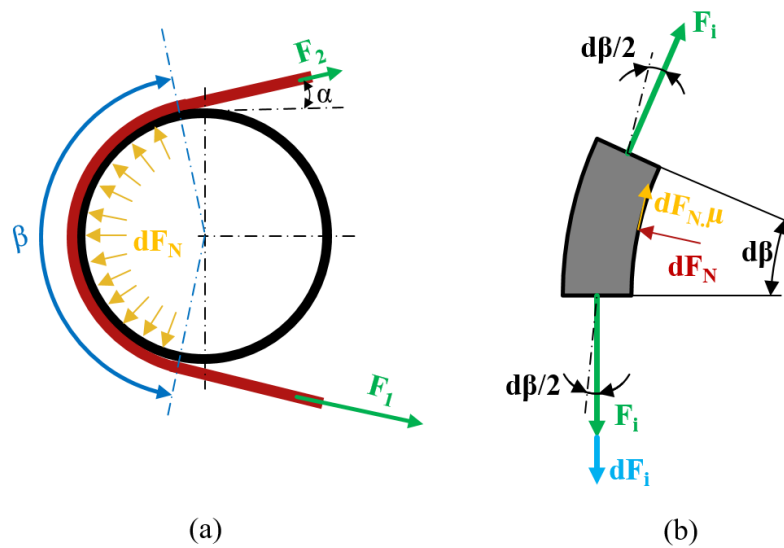
Kayışın kasnak üzerindeki kuvvet dengesi statik halde Şekil 4.5 a, çalışma durumunda Şekil 4.5 b' de gösterildiği gibi olmaktadır.



Şekil 4.5 : Kayış kuvvet dengesi statik hal (a) Kayış kuvvet dengesi çalışma durumunda. (b)

Kayış gerginliği sağlandıktan sonra statik denge durumunda kayış kollarına eşit F_0 kuvveti tesir etmektedir. Kayış üzerinden güç aktarımına başlandığında ise gevşek ve gergin kol kuvvetleri oluşmaya başlar. F_1 gergin koldaki kuvveti, F_2 gevşek koldaki kuvveti temsil etmektedir. Çalışma durumunda $F_1 > F_2$ denkliği sağlanmaktadır.

Kayışa etki eden kuvvetler Şekil 4.6 a ve birim uzunluktaki kuvvet dengesi Şekil 4.6 b' de görülmektedir.



Şekil 4.6 : Kayışa etki eden kuvvetler (a) Birim uzunluktaki kuvvet dengesi (b).

Normal kuvvetlerin dengesi yazılmak istenirse Denklem 4.4 elde edilir.

$$dF_N = (F_i + dF_i) \cdot \frac{d\beta}{2} + F_i \cdot \frac{dB}{2} \quad (4.4)$$

İhmal edilen sonsuz küçüklükler sonrasında Denklem 4.5;

$$dF_N \approx F_i \cdot d\beta \quad (4.5)$$

Kayışın kasnak üzerinde kaymadan fonksiyonunu yerine getirebilmesi için gerekli şart Denklem 4.6' da gösterilmiştir.

$$dF_i \leq \mu \cdot dF_N \quad (4.6)$$

Denklem 4.5, Denklem 4.6' da yerine konursa Denklem 4.7 elde edilir.

$$dF_i \leq \mu \cdot F_i \cdot d\beta \quad (4.7)$$

Yeniden düzenlenirse Denklem 4.8 elde edilir.

$$\frac{dF_i}{F_i} \leq \mu \cdot d\beta \quad (4.8)$$

Gerekli sınır şartları denklemde yerine konulduktan sonra Denklem 4.9 elde edilir.

$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF_i}{F_i} \leq \mu \cdot \int_0^\beta d\beta \quad (4.9)$$

Sonuç olarak Denklem 4.10 elde edilir. Bu eşitliğe Eitelwein diğer adıyla Euler, Grashof denklemi denir. Bu denklemde (μ) sürtünme katsayısını, (β) radyan cinsinden sarılma açısını, (F_1) gergin koldaki çekme kuvvetini, (F_2) gevşek koldaki çekme kuvvetini temsil etmektedir [6].

$$\frac{F_1}{F_2} \leq e^{\mu\beta} \quad (4.10)$$

Teğetsel diğer bir tabirle faydalı kuvvetin bulunması için Denklem 4.11 kullanılır. Gergin ve gevşek kol kuvvetlerinin hesabı için Denklem 4.12 ve Denklem 4.13 kullanılır.

$$F_t = F_1 - F_2 \quad (4.11)$$

$$F_1 = F_t \frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1} \quad (4.12)$$

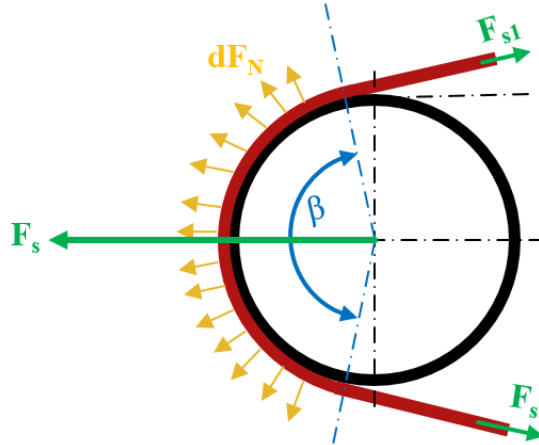
$$F_2 = F_t \frac{1}{e^{\mu\beta} - 1} \quad (4.13)$$

V kayışlarda kama etkisinden dolayı sürtünme katsayısı değişmektedir. Yeni sürtünme katsayısının hesabı Denklem 4.14' deki gibidir. Denklemde (γ) kayışın yiv açısını belirtmektedir.

$$\mu_k = \frac{\mu}{\sin(\frac{\gamma}{2})} \quad (4.14)$$

4.3.3 Merkezkaç kuvvetin kayış üzerindeki etkisi

Kayışın kasnak üzerinde dönmesi esnasında, bu dönme hareketi neticesinde kayış merkezkaç kuvvetin tesiri altında kalır. Merkezkaç kuvvet kayışı kasnak üzerinden atmak istediği için sürtünmeyi azaltıcı yönde etki eder. Merkezkaç kuvvetin kayış üzerindeki etkisi Şekil 4.7' de gösterilmektedir. Burada (F_s) merkezkaç kuvvetin oluşturduğu kuvveti temsil etmektedir.



Şekil 4.7 : Merkezkaç kuvvetin kayış üzerindeki etkisi

Merkezkaç kuvvetin hesabı için sonsuz küçük kayış parçası ele alınırsa Denklem 4.15 elde edilir. Denklemde (dm) birim kütleyi (r) dönme yarıçapını (ω) ise açısal hızı temsil etmektedir.

$$\Delta F_s = dm \cdot r \cdot \omega^2 \quad (4.15)$$

Birim ağırlığın hesabında Denklem 4.16 kullanılır. (ρ) kayış malzemesinin yoğunluğunu temsil etmektedir.

$$dm = \Delta\beta \cdot r \cdot A \cdot \rho_k \quad (4.16)$$

Denklem 4.16, Denklem 4.15' de yerine konur ve düzenlenirse Denklem 4.17 elde edilir.

$$\Delta F_s = A \cdot \rho_k \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot \Delta\beta \quad (4.17)$$

Açısal hız çizgisel hız cinsinden düzenlenirse Denklem 4.18 elde edilir.

$$\Delta F_s = A \cdot \rho_k \cdot V^2 \cdot \Delta\beta \quad (4.18)$$

Radyal doğrultudaki kuvvetler göz önüne alınarak denge şartı yazıldığında elde edilen eşitlik Denklem 4.19'da gösterilmiştir.

$$\sigma_s \cdot A \cdot \frac{\Delta\beta}{2} + \sigma_s \cdot A \cdot \frac{\Delta\beta}{2} = \sigma_s \cdot A \cdot \Delta\beta = \Delta F_s \quad (4.19)$$

Denklem 4.18 ve Denklem 4.19 birlikte çözülürse elde edilen eşitlik Denklemi 4.20' de gösterilmiştir.

$$\sigma_s \cdot A \cdot \Delta\beta = A \cdot \rho_k \cdot V^2 \cdot \Delta\beta \quad (4.20)$$

Gerekli sadeleştirmeler yapılırsa Denklem 4.21 ve Denklem 4.22 elde edilir.

$$F_s = \rho_k \cdot V^2 \cdot A \quad (4.21)$$

$$\sigma_s = \frac{F_s}{A} = \rho_k \cdot V^2 \quad (4.22)$$

Merkezkaç kuvvetin dahil olduğu Euler denklemi Denklem 4.23' te görülmektedir. Gerilmeler cinsinden yazıldığında Denklem 4.24 elde edilir.

$$\frac{F_1 - F_{s1}}{F_2 - F_{s1}} \leq e^{\mu\beta} \quad (4.23)$$

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_s}{\sigma_2 - \sigma_s} \leq e^{\mu\beta} \quad (4.24)$$

4.3.4 İzafi kayma

Çalışma esnasında kayışın gergin kolu ile gevşek kolu arasında gerilme farkı oluşmaktadır. Kayış ile kasnaklar her birim kesitte farklı gerilme durumlarına sahip olduğundan kayışın elastik uzaması kasnak üzerinde sarıldığı yay boyunca değişiklik gösterecektir. Bu elastik uzama sonucunda kayışın gergin kasnağa temas ettiği ve kasnaktan ayrıldığı noktalarda izafi hız farkı oluşacaktır. İzafi kaymanın ifadesi Denklem 4.25’ te gösterilmiştir. Bu değer deneysel hesaplamalar sonucunda yaklaşık olarak %1-2 civarında kabul edilmektedir.

$$\psi = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \times 100 = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{E} \times 100 \approx (\%1 \dots 2) \quad (4.25)$$

4.3.5 Ön gerilme

Kayışın kasnak üzerinde montajı yapıldığında gerginliğin sağlanması için gerekli kuvvete ön gerilme kuvveti denilmektedir. Ön gerilme kuvvetinin hesaplanması Denklem 4.26’ da gösterilmektedir. Bu kuvvet yataklar tarafından karşılanmaktadır.

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\beta)} \quad (4.26)$$

Kayış yerine takılıp güç iletimine başlandığında kayış kollarında çekme gerilmeleri meydana gelir. Bu gerilmelerden gergin koldaki gerilme için Denklem 4.27 ve gevşek koldaki gerilme için Denklem 4.28 kullanılmıştır. (A) değeri kayışın kesit alanını temsil etmektedir.

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} \quad (4.27)$$

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A} \quad (4.28)$$

4.3.6 Eğilme frekansı

Kayış çalışma esnasında maksimum ve minimum olmak üzere farklı gerilme değerlerine maruz kalır. Bunun sonucunda statik değil, değişken bir hesap yapmak gereklidir. Bu noktada eğilme frekansından faydalanır. Eğilme frekansını hesaplamak için Denklem 4.29 kullanılır. Bu denklemde (z_e) sistemde kullanılan kasnak sayısını, L ise kayış boyunu belirtmektedir.

$$f = \frac{v \cdot z_e}{L} \quad (4.29)$$

4.4 Varyatör Mekanizması Hesabı

4.4.1 Kayış kuvvetleri

Kullanılacak olan kayışın sarılabileceği en küçük iç çap (d_{min}) sarılma esnasında güç aktarımı gerçekleştirecek etken kalınlık (h_e) ile gösterilmektedir. Kayışın minimum kasnak çapına sarıldığı esnada etken çapını bulmak istersek Denklem 4.30' dan yararlanılır.

$$D_m = d_{min} + 2 \cdot h_e = 24 + 2(6) = 36 \text{ mm} \quad (4.30)$$

Tamburda istenilen moment değerlerine ulaşabilmek için, tambur kasnağı ve motor kasnağı arasındaki çap oranının “8” olması uygun görülmüştür. Küçük kasnağın sarılma açısının V-Kayışlar için 120° derecenin üzerinde olması tavsiye edilmektedir. Eksenler arası mesafe “a” mevcut tasarımda 343 mm'dir. Standart kayış boylarından seçim yapabilmek için motor kulaklarındaki küçük değişiklikler ile bu değer 348 olarak güncellenmesi uygundur.

Varyatör sistemlerinde kayışın döndüren kasnağa uyguladığı eksenel kuvvet Denklem 4.31'de gösterilmiştir[7]. Bu denklemde (F_{vm}) kayışın döndüren kasnak üzerinde oluşturduğu eksenel kuvveti temsil etmektedir.

$$F_{vm} = \frac{F_1}{2} \cdot \beta_m \cdot \left[\frac{1 - \mu_k \tan(\gamma/2)}{1 + \tan(\gamma/2)} \right] \quad (4.31)$$

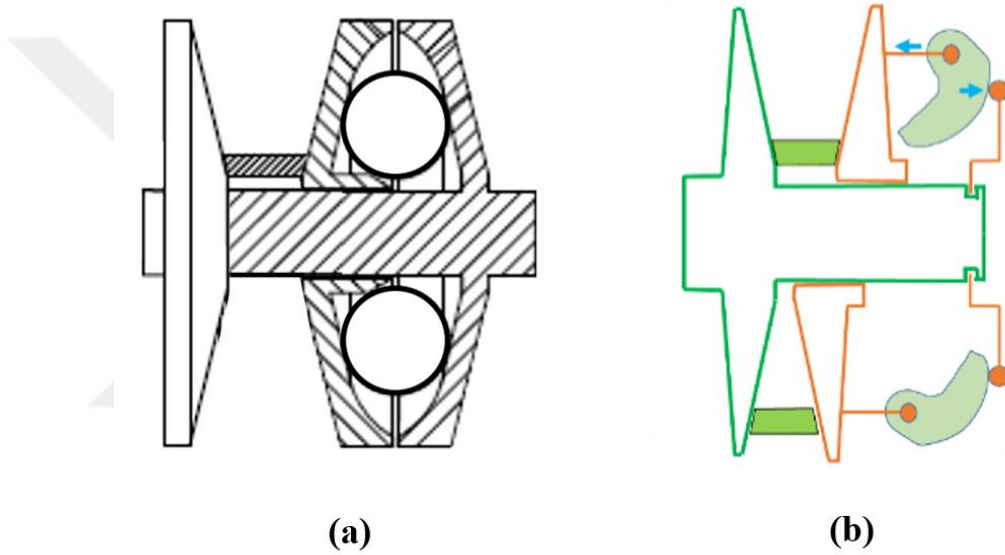
Kayışın döndürülen kasnak üzerinde uyguladığı eksenel kuvvet Denklem 4.32 ve Denklem 4.33'te görülmektedir. [8]

$$F_{vt} = \frac{F_2}{2} \cdot (\beta_t - \beta_a) \cdot \left[\frac{1 - \mu_k \tan(\gamma/2)}{\mu_k + \tan(\gamma/2)} \right] + \frac{F_1 - F_2}{2\mu_k} \cdot \cos(\gamma/2) \quad (4.32)$$

$$\beta_a = \frac{1}{\mu_k} \ln \left(\frac{F_1}{F_2} \right) \sin(\gamma/2) \quad (4.33)$$

4.4.2 Santrifüj aktüatör hesabı

Santrifüj etki ile aksenal ilerlemenin sağlanmasında çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Bu yöntemlerden, merkezkaç kütle ve mesnet etrafında dönebilen kütle sırasıyla Şekil 4.8’ te görülmektedir.



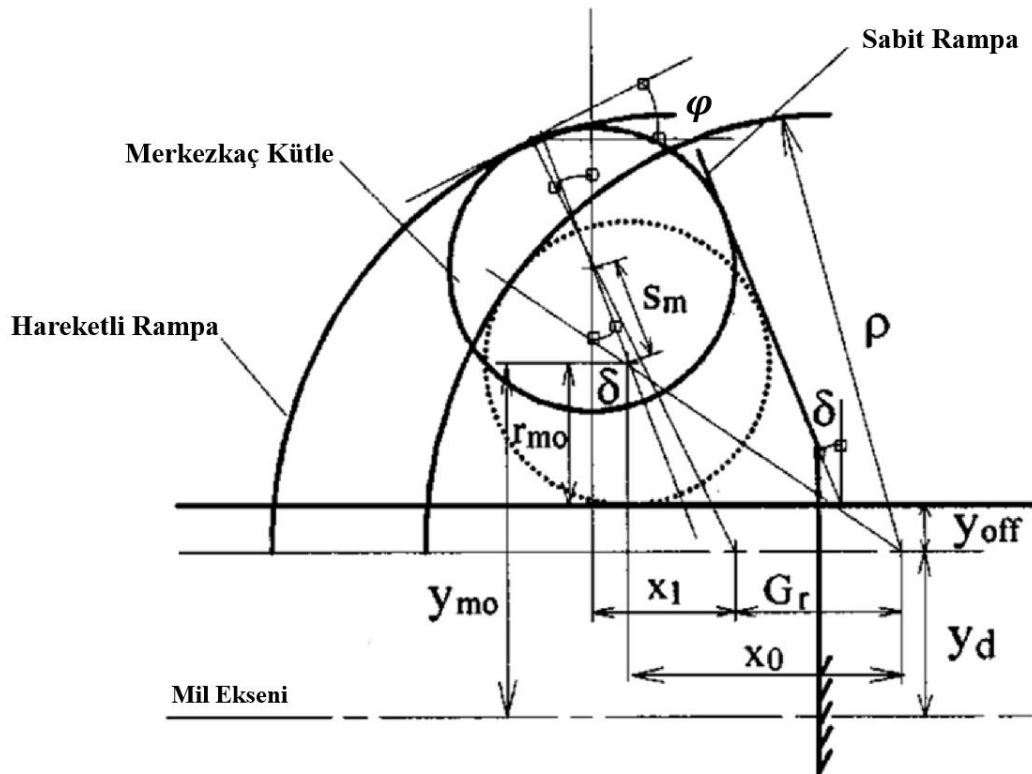
Şekil 4.8 : Merkezkaç kütle (a) Mesnet etrafında dönebilen kütle (b).

Yuvarlanma geometrisinin hesabı için Denklem 4.34, Denklem 4.35 ve Denklem 4.36’ dan yararlanılmıştır. Bu formüllerdeki değişkenler Şekil 4.9’da detaylıca gösterilmiştir. Şekil üzerinde gösterilen (φ) yuvarlanma ağırlığının teğet eksenini mil eksenini arasındaki açıyı, (δ) sabit rampanın düşey ile yaptığı açıyı, (ρ) merkezkaç kütlenin yuvarlandığı rampadaki radyüsü, (r_{mo}) merkezkaç kütlenin yarıçapını, (S_m) merkezkaç kütlenin, merkezinin ilk ve son konumu arasındaki iz düşüm uzaklığını, (G_r) rampa radyüsü merkezinin aksenal ilerlemesini, (y_{mo}) merkezkaç kütlenin mil eksenine uzaklığını, (y_{off}) ise rampa radyüsünün merkezkaç kütlenin altta dayandığı plakadan ne kadar uzakta olduğunu belirtmektedir.

$$S_r = x_0 - x_1 + S_m \cdot \sin \delta \quad (4.34)$$

$$x_0 = \sqrt{(\rho - r_{mo})^2 - (\rho + y_{off})^2} \quad (4.35)$$

$$x_1 = \sqrt{(\rho - r_{mo})^2 - (r_{mo} + y_{off} + S_m \cdot \cos \delta)^2} \quad (4.36)$$

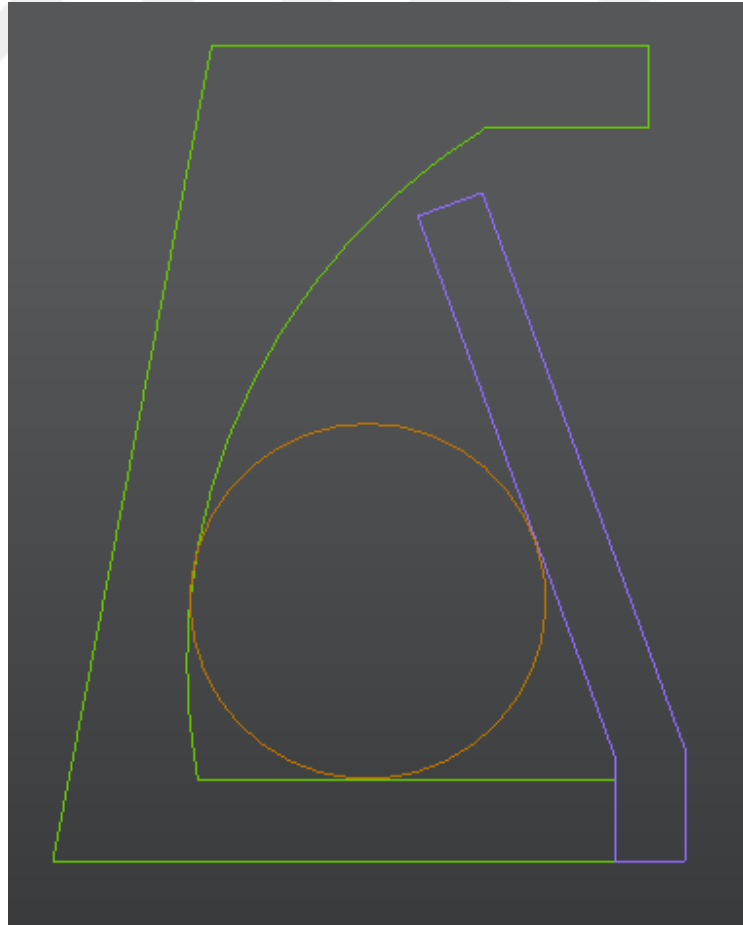


Şekil 4.9 : Merkezkaç kütle yuvarlanma eksenini.

Çeşitli iterasyonlar sonrasında bilgisayar destekli çizim programları kullanılarak merkezkaç kütleinin yuvarlanacağı rampa geometrisi çizilmiştir. Hesaplanan değerler Çizelge 4.2’de, rampa geometrisi Şekil 4.10’ da görülmektedir.

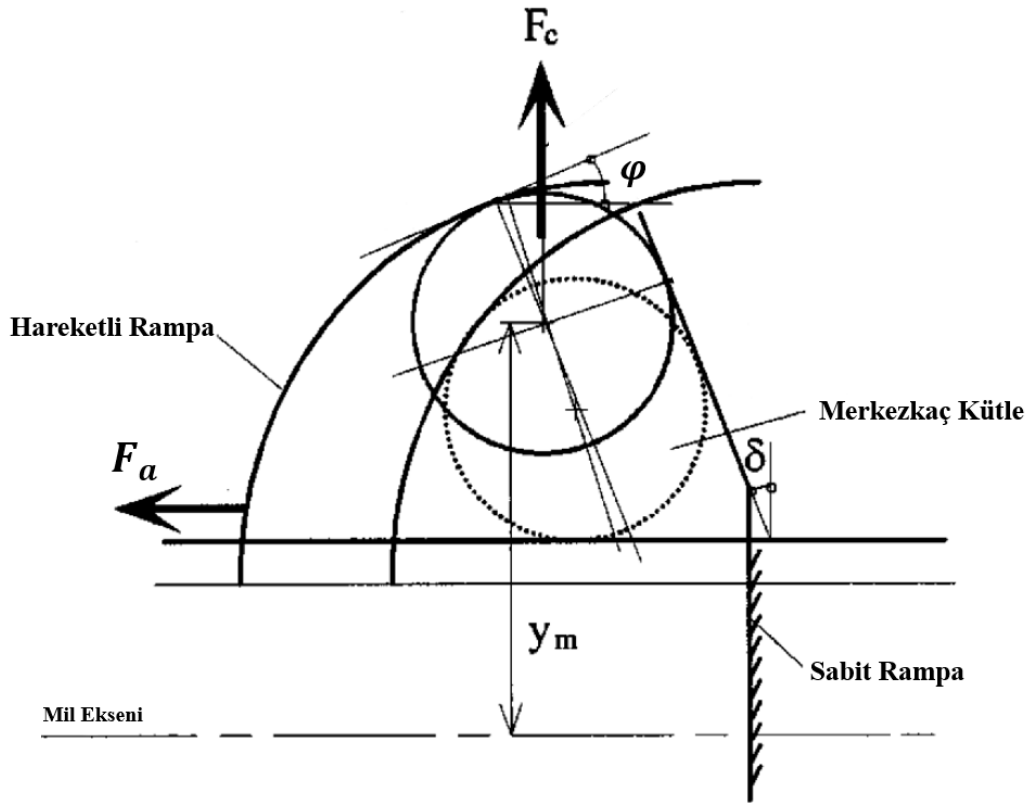
Çizelge 4.2 : Merkezkaç Kütle Yuvarlanma Rampası Hesabı

Sembol	Değer	Birim
φ	81,5 – 43,1	°(derece)
δ	28	°(derece)
r_{mo}	13	mm
ρ	46	mm
Sm	20,87	mm
Sr	20,53	mm
y_{mo}	31-50,6	mm



Şekil 4.10 : Yuvarlanma rampa geometrisi.

Aktüatörün çalışma durumunda uygulayacağı itme kuvvetinin hesabı için Denklem 4.37 ve Denklem 4.38 kullanılmaktadır[8]. Bu denklemde (μ_r) merkezkaç kütleler ile rampalar arasındaki sürtünme katsayısını, F_a aktüatörün uyguladığı aksel kuvveti F_c ise merkezkaç kütlelerin oluşturduğu merkezkaç kuvveti temsil etmektedir. Merkezkaç kütlelerin rampa geometrisi üzerindeki kuvvet diyagramı Şekil 4.11’de gösterilmektedir.



Şekil 4.11 : Yuvarlanma geometrisi kuvvet dengesi.

$$F_a = \frac{F_c}{\left(\frac{\cos\varphi + \mu_r \sin\varphi}{\sin\varphi - \mu_r \cos\varphi} \right) + \left(\frac{\sin\delta + \mu_r \sin\delta}{\cos\delta - \mu_r \sin\delta} \right)} \quad (4.37)$$

$$F_c = m y_m \omega^2 \quad (4.38)$$

Aktüatörün çalışmaya başlayabilmesi için kayışın oluşturduğu aksenal kuvveti yenebilmesi gerekmektedir. Denklem 4.39’da belirtilen eşitlik sağlandığı anda aktüatör sistemi devir değişimini gerçekleştirebilmektedir.

$$F_a \geq (F_{vm}) \quad (4.39)$$

Aktüatörün içinde kullanılacak olan merkezkaç kütleler piyasadan bulunan kütlelerden seçilerek standart malzeme kullanılması sağlanmıştır. Burada kullanılacak merkezkaç kütle çelik malzemeden imal edilmiş içi boş silindir bir profilin üzerine teflon kaplama yapılarak imal edilmiştir. Bu sayede hem istenilen ağırlık sağlanabilmekte hem de rampa yüzeyleri ile arasındaki sürtünme katsayısı düşürülerek sürtünme kuvveti azaltılabilmektedir. Varyatör için kullanılacak olan merkezkaç kütlelerin görseli Şekil 4.12’de gösterilmektedir.



Şekil 4.12 : Merkezkaç kütleler.

Varyatör sisteminde kullanılacak olan sabit kasnaklar ve hareketli kasnakların üretimi alüminyum döküm yöntemi ile yapılacaktır. Kullanılacak olan malzeme 6061 tipinde alüminyum alaşımdır. Aktüatörün yeterli itme kuvvetine ulaştığı ve çevrim oranını değiştirmeye başladığı an için iterasyonlar ve hesaplamalar sonrasında elde edilen değerler, merkezkaç kütlelerin geometrik özellikleri, kullanılacak varyatör kayışının özellikleri Çizelge 4.3’ de görülmektedir.

Çizelge 4.3 : Varyatör kayışı hesaplamaları [10-11]

Parametre	Sembol	Değer	Birim	Formül
Motor Kasnağı Etken Çap	D_m	36	mm	Değer girilecek
Tambur Kasnağı Etken Çap	D_t	288	mm	Değer girilecek
Eksenler Arası Mesafe	a	348	mm	Değer girilecek
Çevrim Oranı	i	8	-	$i = \frac{D_t}{D_m}$
Teğet Eksenini ile Kayış Eksenini Arasındaki Açısı	α	0,37	rad	$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{D_t - D_m}{2 \cdot a} \right) \left(\frac{\pi}{180} \right)$
Motor Kasnağı Sarım Açısı	β_m	2,4	rad	$\beta_m = \pi - 2 \cdot \alpha$
Tambur Kasnağı Sarım Açısı	β_t	3,88	rad	$\beta_t = \pi + 2 \cdot \alpha$
Kayış Boyu	L	1250	mm	$L \approx 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (D + d) + \frac{(D_t - D_m)^2}{4 \cdot a}$
Tambur Momenti	M_t	25	Nm	Değer girilecek
Motor Momenti	M_m	3,13	Nm	$M_m = \frac{M_t}{i}$
Teğetsel Kuvvet	F_t	173,61	N	$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{D_t}$
Kayış Eni	b	22	mm	Değer girilecek
Kayış Yüksekliği	t	8	mm	Değer girilecek
Kayış Özgöl Ağırlığı	ρ_k	1152	kg/m ³	Değer girilecek
Kayış Yiv Açısı	γ	22	°(derece)	Değer girilecek
Kayış Kasnak Arası Sürtünme Katsayısı	μ	0,35	-	Değer girilecek
Kama Etkisi Sonucu Sürtünme Katsayısı	μ_k	1,83	-	$\mu_k = \frac{\mu}{\sin(\frac{\gamma}{2})}$
Merkezkaç Kütle Ağırlığı	m_k	26	gr	Değer girilecek
Merkezkaç Kütle Yarıçapı	r_{mo}	13	mm	Değer girilecek
Merkezkaç Kütle Yüksekliği	h_m	13	mm	Değer girilecek
Merkezkaç Kütle ile Rampa Arası Sürtünme Katsayısı	μ_r	0,1	-	Değer girilecek

Tablo 4.3'te görülen değerler esas alınarak aktüatörün devreye girdiği nokta için eksenel kuvvet hesabı gerçekleştirilir. Aktüatörün devir değişimini gerçekleştirmeye başladığı anda itki kuvveti kayışın oluşturduğu eksenel kuvveti aşmaktadır. Motor kasnağının devir sayısı bu noktada 1400 d/dk olarak belirlenmiştir. Pratikte izafi kayma miktarı göz önüne alındığında aktüatörün takılı olduğu motor milinin 2% daha fazla devir çevirmesi gerekmektedir. İzafi kayma göz önüne alındıktan sonraki yeni motor kasnağı devir sayısı Denklem 4.40 da gösterilmiştir. Aktüatör itki kuvveti için Denklem 4.37'den yararlanılırsa Denklem 4.41 elde edilir.

$$\omega = (1,02)\omega_i = (1,02)1400 = 1428 \text{ d/dk} \quad (4.40)$$

$$F_a = \frac{(0,026)(0,031)(1400)^2}{\left(\frac{\cos(81,5)+(0,1)\sin(81,5)}{\sin(81,5)-(0,1)\cos(81,5)}\right) + \left(\frac{\sin(28)+(0,1)\sin(28)}{\cos(28)-(0,1)\sin(28)}\right)} = 124,16 \text{ N} \quad (4.41)$$

Denklem 4.39'daki eşitlik sağlanır ve gergin koldaki kuvveti bulabilmek için Denklem 4.31 yeniden düzenlenirse Denklem 4.42 elde edilir.

$$F_1 = \frac{2.F_{vm}}{\beta_m \left[\frac{1-\mu_k \tan(\gamma/2)}{\mu_k + \tan(\gamma/2)} \right]} = \frac{2.(124,16)}{2,4 \left[\frac{1-(1,83)\tan(22/2)}{(1)+\tan(22/2)} \right]} = 191,8 \text{ N} \quad (4.42)$$

Merkezkaç etki sonucu kayış kendini kasnakdan atmak isteyeceği için merkezkaç kuvvetin hesabı için çizgisel hız hesabı denklem 4.43 de gösterilmektedir. Merkezkaç kuvvet gergin kol kuvvetine eklenirse toplam gergin kol kuvveti (F_1') Denklem 4.44'te gösterilmiştir.

$$v = 2\pi \frac{\omega}{60} \left(\frac{D_m/2}{1000} \right) = 2\pi \frac{1428}{60} \left(\frac{36/2}{1000} \right) = 2,69 \text{ m/s} \quad (4.43)$$

$$F_1' = F_1 + F_{s1} = 191,8 + 1152(2,69)^2(0,022)(0,008) = 193,26 \text{ N} \quad (4.44)$$

Gevşek koldaki kuvvetin bulunması için Denklem 4.10 yeniden düzenlenirse Denklem 4.45 bulunur.

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu_k \beta_m}} = \frac{191,8}{e^{1,83(2,4)}} = 2,37 \text{ N} \quad (4.45)$$

Toplan gevşek kol gerilmesinin bulunması için merkezkaç kuvvetin etkisi eklenirse Denklem 4.46 elde edilir.

$$F'_2 = F_2 + F_{s1} = 2,37 + 1152.(2,69)^2(0,022)(0,008) = 3,83 \text{ N} \quad (4.46)$$

Aktüatör etkinleşmeden önceki çalışma esnasında sırasında mile gelen gerilme kuvveti Denklem 4.47 kullanılarak bulunur.

$$F_r = \sqrt{(193,26)^2 + (3,83)^2 - 2(193,26)(3,83)2,4} = 183,87 \text{ N} \quad (4.47)$$

Aktüatör etkinleştikten sonra çevrim oranı, kasnak etkin çapı ve kayış hızı parametrelerinin yeni değerleri Çizelge 4.4 'te gösterilmiştir.

Çizelge 4.4 : Aktüatör Etkinleştikten sonraki parametreler

Parametre	Sembol	Birim	Aktüatör Aktif Değil	Aktüatör Aktif
Motor Kasnağı Etken Çap	D_m	mm	36	110
Tambur Kasnağı Etken Çap	D_t	mm	288	242
Çevrim Oranı	i	-	8	2,2
Kayış Hızı	v	m/s	2,69	15,5

Eğilmenin frekansı hesabı için kayışın maksimum hızını ele alarak hesap yapmak uygun olacaktır. Denklem 4.29'da eğilme frekansının hesabı görülmektedir. Aktüatör etkinleştikten sonraki sıkma devirlerinde kayış maksimum hızına ulaştığından bu hız değeri için eğilme hesabı yapmak uygun olacaktır. Sıkma çevrimi için kayış hızı Denklem 4.48 de hesaplanmıştır. Kayış hızı bulunduktan sonra kullanılarak eğilme frekansı hesabı Denklem 4.49' da görülmektedir. Bu hesap sırasında izafi kaymanın yarattığı devir kaybı etkisi hesaba katılmıştır. Denklemden (z_e) kasnak sayısını temsil etmektedir. Kataloglarda sınır değeri 40 1/s verildiğinden sistem güvenlidir.

$$v = 2\pi \frac{(\psi)\omega}{60} \left(\frac{D_t/2}{1000} \right) = 2\pi \frac{(1,2)1200}{60} \left(\frac{242/2}{1000} \right) = 15,5 \text{ m/s} \quad (4.48)$$

$$f = \frac{v.z_e}{L} = \frac{(15,5).2}{1250/1000} = 24,8 \text{ 1/s} \quad (4.49)$$

4.5 Basma Yay ı Hesab ı

Tambur mili ¼zerinde konumlanan basma yay ı akt¼at¼r h ızını azaltıp eksenel ilerlemesini geri ¼ektięinde kay ışın gergin kalmasını ve eski tambur kasnağ ı ¼apına ulaşmasını sağlamaktadır. Bu ama ¼la yay katsayısının hesaplanmasında denklem 4.50 kullanılmaktadır. Bu denklemde (G) paslanmaz ¼elik i ¼in elastisite mod¼l¼ kataloglardan 68000 N/mm^2 se ¼ilmiřtir. [12] Yay ın kanal ¼ap ı (D_y) tasar ımdaki kanala rahat oturması a ¼ısından 70 mm, tel ¼ap ı (d_y) 4,1 mm olarak belirlenmiştir. Yay ın ¼alıřma aralığ ı devir değişimi esnasında kay ışın sık ışması kadar olacaktır. Kay ışın alt genişliğ i 18.89 mm olduğundan yay ın ¼alıřma aralığ ı bu değerde olacaktır. Mesafe ¼ok geniş olmad ığından yay ın sar ım sayısının 7 olması uygundur. Yay sabitinin hesab ı i ¼in y¼k altında yaylanmaya dahil olan aktif sar ım sayısının bulunması gerekmektedir. Her iki ucu da taşlanmış soğuk şekil verilmiş yay i ¼in aktif sar ım sayısının bulunmasında Denklem 4.50 kullanılır.

$$i_y = (i_t - 2) = 7 - 2 = 5 \text{ Sar ım} \quad (4.50)$$

Denklem 4.50 kullanılarak yay sabitini hesaplamak istersek denklem 4.51;

$$k_y = \frac{G(d_y)^4}{8(D_y)^3 i_y} = \frac{68000(4,2)^4}{8(70)^3 5} = 1,54 \text{ N/mm} \quad (4.51)$$

Akt¼at¼r¼n aktifleşmesinden ¼nce sistemin ¼evrim oranının korunması i ¼in tambur milindeki yay kuvvetinin kay ışın tambur milinde oluşturduğu eksenel kuvveti dengeleyebilmesi gerekmektedir. Kay ışın tambur milinde oluşturduğu eksenel kuvvetin hesab ı Denklem 4.52 ve Denklem 4.53' te g¼sterilmektedir.

$$\beta_a = \frac{1}{1,83} \ln \left(\frac{193,26}{3,83} \right) \sin(22/2) = 0,41 \quad (4.52)$$

$$F_{vt} = \frac{3,83}{2} \cdot (3,88 - 0,41) \cdot \left[\frac{1 - (1,83) \tan(22/2)}{(1,83) + \tan(22/2)} \right] + \frac{193,26 - 3,83}{2(1,83)} \cdot \cos(22/2) = 52,92 \text{ N} \quad (4.53)$$

Yay ın takılma sırasındaki sık ıştırılma miktar ı ilk durumda uygulayacağ ı eksenel kuvveti etkilemektedir. Yay ın ilk takılışta ne kadar sık ıştırılması gerektiğinin hesab ı Denklem 4.54'te g¼sterilmiřtir.

$$X_{k0} = \frac{F_{vt}}{k_y} = \frac{52.92}{1.54} = 34,3 \text{ mm} \quad (4.54)$$

Yay takılma esnasında 34,3 mm sıkıştırıldığında istenilen kuvvet değerine ulaşılabilir. Soğuk şekil verilmiş uçları taşlanmış yaylar için blokaj uzunluğunun hesaplanması Denklem 4.55’ de görülmektedir. [13]

$$L_B = (i_y + 2)d_y = (5 + 2)4,1 = 28,7 \text{ mm} \quad (4.55)$$

Maksimum yükleme koşulunda bile yayın tam blokaja düşmemesi tavsiye edilmektedir. Bu etki göz önüne alınarak maksimum yükleme koşulunda yayın uzunluğunu hesaplamak istersek Denklem 4.56’ dan yararlanılır.

$$L_y = L_B + 0,2i_y d_y = 28,7 + 0,2(5)(4,1) = 32,9 \text{ mm} \quad (4.56)$$

Yayın serbest uzunluğunu hesaplamak istersek Denklem 4.57’den yararlanılır. Bu denklemde L_y yayın çalışma esnasında uzayıp kısaldığı mesafeyi temsil etmektedir.

$$L_0 = L_B + L_y + X_{k0} = 28,7 + 32,9 + 34,3 \approx 96 \text{ mm} \quad (4.57)$$

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada çamaşır makinelerinde kullanılan konvansiyonel kayış kasnak sistemine alternatif olan tahrik sistemi tasarımı yapılmıştır. Bu tasarım sürecinde birçok tasarım alternatifi oluşturulmuş, bunlar içerisinden 3 tane alternatif sivrilmiş ve daha sonrasında bu alternatifler arasında fayda değer analizi yapılarak V-kayışlı varyatör tasarımı ile ilerlenmiştir. İlerlenecek tasarım belirlendikten detay tasarıma geçilmiş ve hacim kısıtlarına uyarak ilgili mekanizma tasarımı sonuçlandırılmıştır. Yapılan yeni tasarım sayesinde sistemin tahrikini sağlayan dc motorun sıkma çevrimi sırasında döndüğü devir sayısını azaltması amaçlanmıştır. Geliştirmeye açık yönler olarak bakıldığında kullanılan alüminyum kasnak malzemesi ileride uygun geometrik tasarımlar ile geliştirilerek plastik malzemeden üretilebilir hale gelebilir. Bu sayede ağırlık ve maliyet anlamında tasarruf sağlanabilir. Makine kazanı arka duvarında yapılacak revizyonlar ile sistemin makine derinliğinde kapsadığı uzunluk düşürülebilir. Aktüatör geometrisi üzerinde geliştirmeler yapılarak daha kompakt bir hale getirilebilir. Çevrim oranını daha da artırabilmek ve hacmi daha efektif kullanabilmek için ileride sistemin iki kademeli olacak şekilde üretilebileceği de ön görülmüştür.



KAYNAKLAR

- [1] **Url-1** <“Vintage Photos Show the Early Days of Washing Machines, 1880s-1950s” <https://rarehistoricalphotos.com/washing-machines-vintage-photos/>, erişim tarihi 19.04.2023
- [2] **Url-2** < https://www.bandousa.com/media/uploads/0/1352_bu-143-V-belt-design-manual_updated-2018.pdf >, erişim tarihi 22.04.2023
- [3] **INDUSTRIE ZANUSSI S.P.A** (1990) EP Patent No. EP0147625 (B1)
- [4] **DOMAR SA** (1984) DE patent No. DE3338726 (A1)
- [5] **Saghin, S.M., et al.:** Performance optimisation of a segmented outer rotor flux switching permanent magnet motor for direct drive washing machine application. *IET Electr. Power Appl.* 15(12), 1574– 1587 (2021). <https://doi.org/10.1049/elp2.12124>
- [6] **Okday, Ş.** (1973). Sürtünmeli Çarklar, Kademesiz Hız Ayar Mekanizmaları, Kayış-Kasnaklar ve Mafsallı Zincirler. İstanbul: Matbaa Teknisyenleri Basımevi
- [7] **Worley, W. S.** (1955). Designing Adjustable-Speed V-Belt Drives for Farm Implements. *SAE Transactions*, 63, 321–333. <http://www.jstor.org/stable/44468571>
- [8] **Oliver, L. R., & Henderson, D. D.** (1972). Torque Sensing Variable Speed V-Belt Drive. *SAE Transactions*, 81, 2130–2137. <http://www.jstor.org/stable/44722862>
- [9] **Arango, Ivan & Alzate, Sebastian.** (2020). Numerical Design Method for CVT Supported in Standard Variable Speed Rubber V-Belts. *Applied Sciences*. 10. 6238. 10.3390/app10186238.
- [10] **Url-3** <https://www.mitsuboshi.com/dcms_media/other/V844-E_DIN.pdf>, erişim tarihi 11.04.2023
- [11] **International Standart (ISO 9982)**, 1998. Belt drives - Pulleys and V-ribbed belts for industrial applications
- [12] **Url-4** <<https://blog.federnshop.com/en/spring-steel-properties/>> erişim tarihi 11.04.2023
- [13] **Tevruz, T.** (2015). Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, (Birinci Baskı, Cilt I), İstanbul: Çağlayan Kitabevi

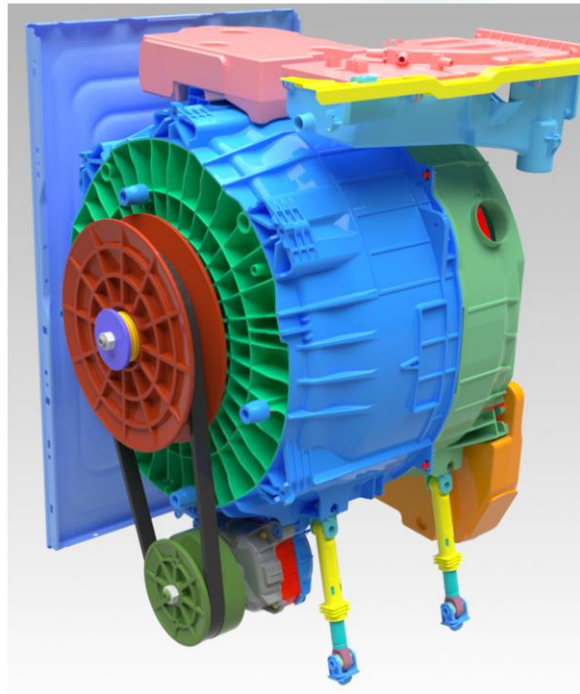


EKLER

EK A: Yıkama Çevrimi ve Sıkma Çevriminde Varyatör Mekanizması



(a)



(b)

Şekil A.1 Yıkama çevriminde çalışma durumu (a), Sıkma çevriminde çalışma durumu (b).



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad

: Tunahan CEYHAN



ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2020, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği