



**KANAT TAHRİK MEKANİZMASI TASARIMI, PROTOTİP İMALATI VE
DENEYSEL İNCELENMESİ**

Murat YILMAZ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
İMALAT MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HAZİRAN 2018

Murat YILMAZ tarafından hazırlanan “KANAT TAHRİK MEKANİZMASI TASARIMI, PROTOTİP İMALATI VE DENEYSEL İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi İmalat Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Ahmet ÖZDEMİR

İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Başkan: Doç. Dr. Abdullah KURT

İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı, Gazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Üye: Yrd. Doç. Dr. Yiğit TAŞCIOĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, TOBB ETÜ

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.

.....

Tez Savunma Tarihi: 31/05/2018

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Prof. Dr. Sena YAŞYERLİ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Murat YILMAZ

01/06/2018

KANAT TAHRİK MEKANİZMASI TASARIMI, PROTOTİP İMALATI VE DENEYSEL İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Murat YILMAZ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2018

ÖZET

Sabit kanatlı uçan cisimlerin uçuşu esnasında denge sağlayabilmek ve uçuş doğrultusu belirleyebilmek için kontrol yüzeyi (kanatçık) hareketleri kullanılır. Kontrol yüzeylerini hareket ettiren “Kontrol Tahrik Mekanizması”; hidrolik, pnömatik veya elektromekanik olarak tasarlanabilmektedir. Tez kapsamında bir adet elektromekanik kanatçık tahrik mekanizması tasarlanmış ve mekanizmanın kinematik denklemleri oluşturularak konum, hız ve ivme analizleri yapılmıştır. Bu analizlerden elde edilen bilgiler, sürtünmeli dinamik analiz denklemlerinde girdi olarak verilmiş ve mekanizmanın güç tüketimi hesaplanmıştır. Mekanizma için oluşturulan analitik modelin doğruluğunun incelenmesi amacıyla bir adet test düzeneği tasarlanmıştır. Kanat tahrik mekanizması ve test düzeneğinin imalatları gerçekleştirilmiştir. Kanat tahrik mekanizması belirli kanat yükleri ve hızları altında test edilerek mekanizmanın güç tüketimi bulunmuş ve analitik modelden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Yapılan testler farklı kanat yükü, kanat hızı ve mekanizmada kullanılan yataklama elemanlarının yuvarlanmalı yatak (rulman) veya kaymalı yatak (burç) olması alternatifleri için tekrarlanarak, oluşturulan analitik modelin doğruluğu gösterilmiştir. Elde edilen test sonuçları ile analitik model sonuçları karşılaştırıldığında %8’i geçmeyen bir hata tespit edilmiştir. Ölçüm belirsizlikleri ve sürtünme katsayılarının net olarak bilinmemesi göz önüne alındığında, elde edilen sonuçların analitik modelin doğrulanması için tatmin edici olduğu düşünülmektedir.

Bilim Kodu : 91420

Anahtar Kelimeler : Analitik hareket analizi, Bilgisayar destekli hareket analizi, Deneysel kinematik ve dinamik analiz, Güç tüketimi, Kanat tahrik mekanizması

Sayfa Adedi : 92

Danışman : Prof. Dr. Ahmet ÖZDEMİR

DESIGN OF A FIN ACTUATION MECHANISM, PROTOTYPE MANUFACTURING
AND ITS EXPERIMENTAL INVESTIGATION

(M. Sc. Thesis)

Murat YILMAZ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2018

ABSTRACT

Fixed-wing flying objects use control surface (fin) motions to balance and adjust flight directions. Mechanisms used to move control surfaces can be designed as hydraulic, pneumatic or electromechanical. In this study, an electromechanical fin actuation mechanism is designed. The kinematic equations of this designed mechanism are derived and position, velocity and acceleration analyses are performed. The results obtained from these analyses are used as an input in the dynamic equations which include friction to calculate the power consumption of the mechanism. A test bench is designed to investigate the accuracy of the analytical model. The manufacturing of the mechanism and the test bench have been carried out. The mechanism is tested on the test bench under certain fin loads and speeds. The power consumption of the mechanism is found and compared with the results which are obtained from the analytical model. Tests are repeated for different fin loads, speeds and the cases (roller or slider bearing) to verify the results of the analytical model. The results obtained from the tests and analytical model show that the difference between them does not exceed 8%. Due to uncertainties of the measurement technique and uncertainties of friction coefficients, it is thought that the results obtained from the tests are acceptable for the verification of the analytical model.

Science Code : 91420

Key Words : Analytic motion analysis, Computer aided motion analysis,
Experimental kinematic and dynamic analysis, Power consumption,
Fin actuation mechanism

Page Number : 92

Supervisor : Prof. Dr. Ahmet ÖZDEMİR

TEŐEKKÖR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren saygıdeğer danıőmanım Prof. Dr. Ahmet ÖZDEMİR'e, destekleriyle beni hiç bir zaman yalnız bırakmayan başta Sn. Göksel KİZİR olmak üzere ROKETSAN'daki iş arkadaşlarıma ve kıymetli aileme teőekkürü bir borç bilirim.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	x
RESİMLER LİSTESİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR TARAMASI	7
3. KURAMSAL TEMELLER	13
3.1. Konum Analizi	15
3.2. Hız Analizi	16
3.3. İvme Analizi.....	18
3.4. Statik Kuvvet Analizi	21
3.5. Dinamik Kuvvet Analizi	26
3.6. Sürtünmeli Dinamik Kuvvet Analizi	32
4. MATEMATİKSEL MODELİN DOĞRULANMASI	41
5. DOĞRU AKIM TAHRİK MOTORU GÜÇ HESABI	49
5.1 Doğru Akım Tarık Motoru Elektriksel Kayıpları	54
6. TAHRİK MEKANİZMASI VE TEST DÜZENEGİ TASARIMI.....	57
7. TESTLER	69
8. TEST SONUÇLARI	73
9. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	81

	Sayfa
KAYNAKLAR	85
EKLER.....	87
EK-1 Yuvarlanmalı yatak Kullanılan Mekanizma Test Sonuçları	88
EK-2 Kaymalı yatak Kullanılan Mekanizma Test Sonuçları	90
ÖZGEÇMİŞ	92



ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Uzun fiziksel özellikleri.....	41
Çizelge 4.2. R1 uzvuna etkiyecek çalışma koşulları.....	42
Çizelge 6.1. Tahrik mekanizması tahmini çalışma koşulları.	57
Çizelge 6.2. Hesaplanan P yükü, en yüksek ve en düşük mafsall kuvvetleri.	57
Çizelge 6.3. Yataklama elemanları.	59
Çizelge 7.1. Mekanizma elemanlarına ait değerler.....	71
Çizelge 7.2. Doğru akım tahrik motoruna kompleksine ait değerler.....	71

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Havacılık sektörü tasarım yaklaşımları	3
Şekil 2.1. Test sonuçları.....	9
Şekil 3.1. Tez kapsamında incelenecek mekanizmanın şematik gösterimi.	13
Şekil 3.2. Analizlerde kullanılmak üzere mekanizmanın vektörel gösterimi.	14
Şekil 3.3. Mekanizmanın hız parametreleri.	16
Şekil 3.4. Mekanizmanın ivme parametreleri.	18
Şekil 3.5. Uzuvlar üzerinde oluşan ivmelerin vektörel gösterimi.....	20
Şekil 3.6. Bir numaralı uzva ait serbest cisim denge diyagramı.	21
Şekil 3.7. Kayar uzva ait serbest cisim denge diyagramı.	22
Şekil 3.8. İki numaralı uzva ait serbest cisim denge diyagramı.....	23
Şekil 3.9. Bir numaralı uzva ait serbest cisim diyagramı.	26
Şekil 3.10. Kayar uzva ait serbest cisim denge diyagramı.	27
Şekil 3.11. İki numaralı uzva ait serbest cisim denge diyagramı.....	28
Şekil 3.12. Prizmatik mafsallarda sürtünme.	33
Şekil 3.13. Döner mafsallarda sürtünme.....	34
Şekil 3.14. Döner mafsallarda oluşan sürtünme kuvvetinin farklı gösterimi.	35
Şekil 3.15. Bir numaralı uzva ait serbest cisim denge diyagramı.	36
Şekil 3.16. Kayar uzva ait serbest cisim denge diyagramı.	37
Şekil 3.17. İki numaralı uzva ait serbest cisim diyagramı.	38
Şekil 4.1. a) Analitik model ve SolidWorks Motion eklentisi ile hesaplanan P kuvveti, b) iki sonuç arasındaki fark grafiği.	43
Şekil 4.2. a) Analitik model ve SolidWorks Motion eklentisi ile hesaplanan O1 kuvveti, b) iki sonuç arasındaki fark.....	44
Şekil 4.3. a) Analitik model ve SolidWorks Motion eklentisi ile hesaplanan O2 kuvveti, b) iki sonuç arasındaki fark grafiği.	45

Şekil	Sayfa
Şekil 4.4. a) Analitik model ve SolidWorks Motion eklentisi ile hesaplanan B kuvveti, b) iki sonuç arasındaki fark grafiği.	46
Şekil 5.1. Mekanizma aktarma oranının θ_1 açısına bağlı değişimi.	51
Şekil 5.2. a) Doğru akım tahrik motorunun P kuvvetine karşı üretmesi gereken tork, b) kayar mafsallın hızına karşı doğru akım tahrik motorunun dönüş hızı grafiği.	52
Şekil 5.3. Mekanizmanın θ_1 açısına bağlı a) giriş - çıkış güçleri, b) mekanizmanın verimi.	53
Şekil 7.1. a) Kanat pozisyonu, b) kanat yük komutları.	69
Şekil 8.1. 10 N.m Kanat yükü altında yuvarlanmalı yatak kullanılan mekanizmanın a) test sonuçları – analitik model güç tüketimi, b) test sonuçları – analitik model arasındaki hata.	73
Şekil 8.2. 10 N.m Kanat yükü altında kaymalı yatak kullanılan mekanizmanın a) test sonuçları – analitik model güç tüketimi, b) test sonuçları – analitik model arasındaki hata.	74
Şekil 8.3. 20 N.m Kanat yükü altında yuvarlanmalı yatak kullanılan mekanizmanın a) test sonuçları – analitik model güç tüketimi, b) test sonuçları – analitik model arasındaki hata.	74
Şekil 8.4. 20 N.m Kanat yükü altında kaymalı yatak kullanılan mekanizmanın a) test sonuçları – analitik model güç tüketimi, b) test sonuçları – analitik model arasındaki hata.	75
Şekil 8.5. 30 N.m Kanat yükü altında yuvarlanmalı yatak kullanılan mekanizmanın a) test sonuçları – analitik model güç tüketimi, b) test sonuçları – analitik model arasındaki hata.	75
Şekil 8.6. 30 N.m Kanat yükü altında kaymalı yatak kullanılan mekanizmanın a) test sonuçları – analitik model güç tüketimi, b) test sonuçları – analitik model arasındaki hata.	76
Şekil 8.7. 40 N.m Kanat yükü altında yuvarlanmalı yatak kullanılan mekanizmanın a) test sonuçları – analitik model güç tüketimi, b) test sonuçları – analitik model arasındaki hata.	76
Şekil 8.8. 40 N.m Kanat yükü altında kaymalı yatak kullanılan mekanizmanın a) test sonuçları – analitik model güç tüketimi, b) test sonuçları – analitik model arasındaki hata.	77
Şekil 8.9. Yuvarlanmalı – kaymalı yatak kullanılan mekanizmanın a) motor güç tüketim farkı, b) motor güç tüketim farkının toplam güce oranı.	78

RESİMLER LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 1.1. Sabit kanatlı uçan cisimlerin hareket eksenleri	1
Resim 1.2. Dönüş manevraları	2
Resim 1.3. Aktarma mekanizması örnekleri.	4
Resim 2.1. Test düzeneği.	8
Resim 2.2. Tasarlanan test düzeneği.	10
Resim 4.1. SolidWorks programında 3 boyutlu olarak modellenen mekanizma.	42
Resim 5.1. Motor elektriksel kaybı şematik gösterimi.	54
Resim 6.1. Doğru akım tahrik motoru – gezegen dişli kutusu - bilyalı vida – artımsal enkoder bütünü	58
Resim 6.2. Yataklama elemanları.	59
Resim 6.3. Tasarlanan kanat tahrik mekanizmasının a) önden, b) tam kesit, c) üstten görüşleri.	61
Resim 6.4. Üretilen mekanik parçalar ve kullanılacak hazır ürünler.	62
Resim 6.5. Montajı tamamlanmış kanat tahrik mekanizması.	63
Resim 6.6. Deney düzeneği tablasına monte edilmiş kanat tahrik mekanizması.	64
Resim 6.7. Test düzeneği tablası ve kanat tahrik mekanizması kompleksi.	65
Resim 6.8. Montajı tamamlanmış test tablası - kanat tahrik sistemi.	66
Resim 6.9. Test düzeneği şematik gösterimi.	66
Resim 6.10. Test düzeneği.	67

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
R_0	Sabit uzuv uzunluğu, mm
R_1	Bir numaralı uzuv uzunluğu, mm
R_2	İki numaralı uzuv uzunluğu, mm
θ_1	Bir numaralı uzvun x eksenine ile yaptığı açı, °
θ_2	İki numaralı uzvun x eksenine ile yaptığı açı, °
ω_1	Bir numaralı uzvun açısal hızı, °/s
ω_2	İki numaralı uzvun açısal hızı, °/s
v_B	Kayar uzvun doğrusal hızı, mm/s
α_1	Bir numaralı uzvun açısal ivmesi, °/s ²
α_2	İki numaralı uzvun açısal ivmesi, °/s ²
a^n	Uzuvlara etkiyen normal yöndeki ivme, m/ s ²
a^t	Uzuvlara etkiyen teğetsel yöndeki ivme, m/ s ²
a^c	Uzuvlara etkiyen coriolis ivmesi, m/ s ²
F_x	Uzuvlar üzerine etkiyen x yönündeki kuvvet, N
F_y	Uzuvlar üzerine etkiyen y yönündeki kuvvet, N
M	Uzuvlar üzerine etkiyen moment, N.m
T	Bir numaralı uzva dışarıdan etkiyen tork, N.m
P	Kayar uzva dışarıdan etkiyen kuvvet, N
N	Kayar ile iki numaralı uzuvlar arasındaki normal kuvvet, N
I	Uzuvların ve tahrik elemanlarının ataleti, Kg.mm ²
r	Yataklama elemanlarının yarıçapı, mm
μ	Yataklama elemanlarının sürtünme katsayısı
T_m	Motorun üretmesi gereken tork, N.m
T_{sh}	Motorun sabit hız ile hareket ederken üretmesi gereken tork, N.m
T_i	Motorun ivmelenirken üretmesi gereken tork, N.m

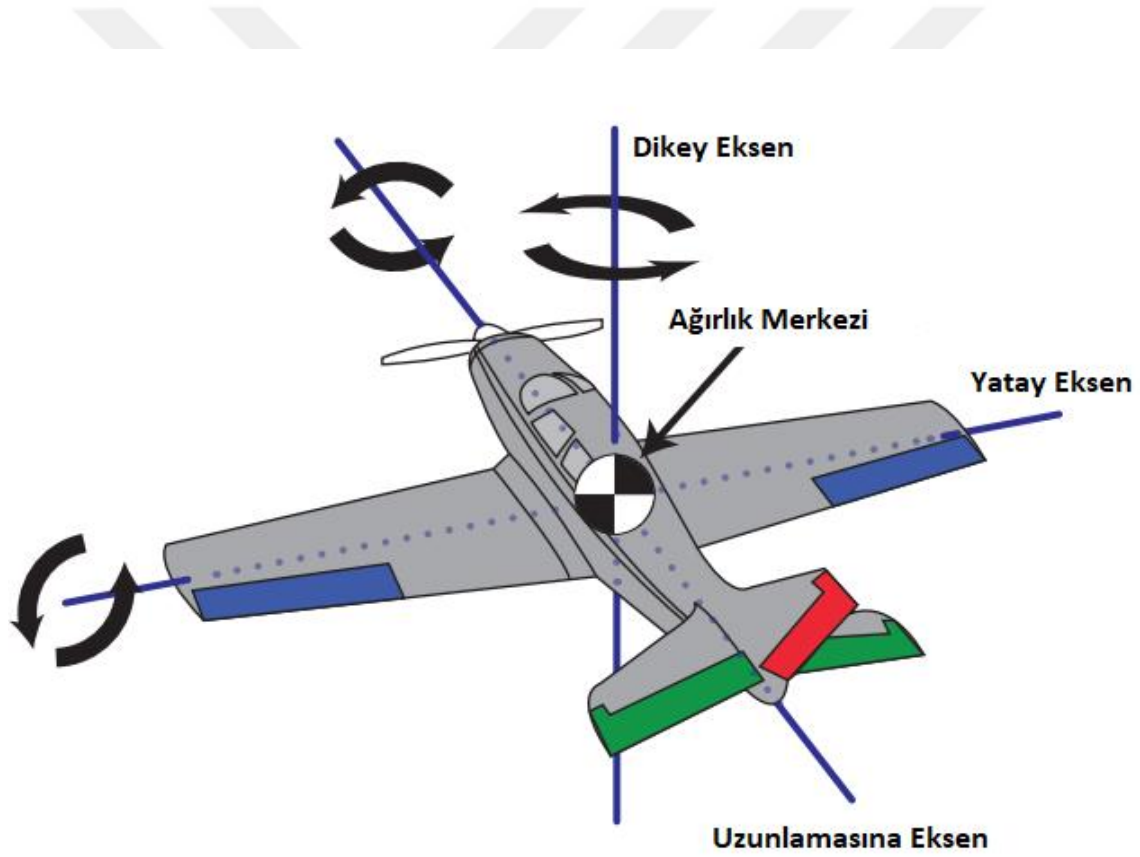
Simgeler**Açıklamalar**

T_y	Motorun aerodinamik kuvvete karşı üretmesi gereken tork, N.m
T_o	Motorun ön yükleme kaynaklı üretmesi gereken tork, N.m
T_s	Motorun sürtünme kaynaklı üretmesi gereken tork, N.m
N_d	Dişli kutusunun aktarma oranı
μ_d	Dişli kutusunun verimi
H	Bilyalı vidanın adımı, mm
P_{el}	Motorun tükettiği güç, W
P_j	Motorun elektriksel kaybı, W
P_{mech}	Motorun ürettiği mekanik güç, W
R_{Mot}	Motorun iç direnci, ohm
I_{Mot}	Motor faz akımı, A
n_m	Motorun dönüş hızı, rad/s
k_m	Motor tork sabiti, N.m/A

1. GİRİŞ

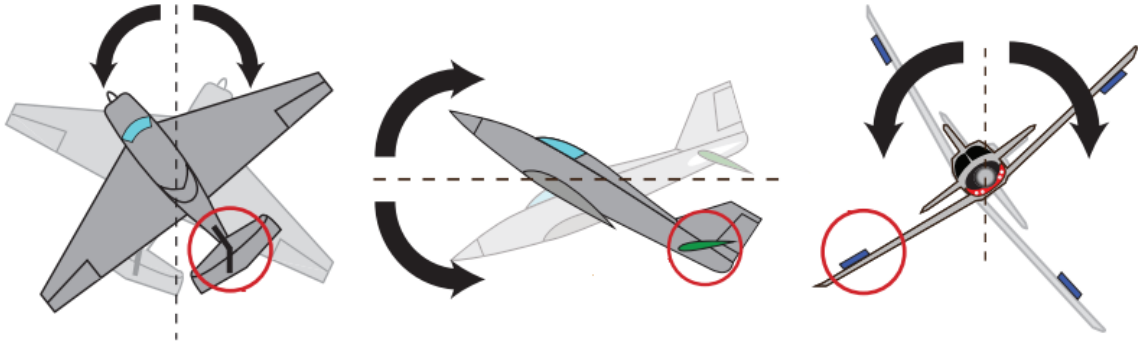
Bilindiği üzere sabit kanatlı uçan cisim olarak adlandırılan uçak, roket ve benzeri hava araçları, uçuş esnasında dengelerini sağlamak ve uçuş doğrultularına yön vermek amacıyla kontrol yüzeyi adı verilen hareketli kanatçıkları kullanırlar [1].

Sabit kanatlı uçan cisimler, Resim 1.1'de görüldüğü üzere kontrol yüzeyi hareketleri sayesinde ağırlık merkezlerinde kesişen ve birbirine dik olan üç eksende serbestçe hareket edebilmektedirler. Bu eksenler; dikey, yatay ve uzunlamasına eksen olarak isimlendirilmektedir.



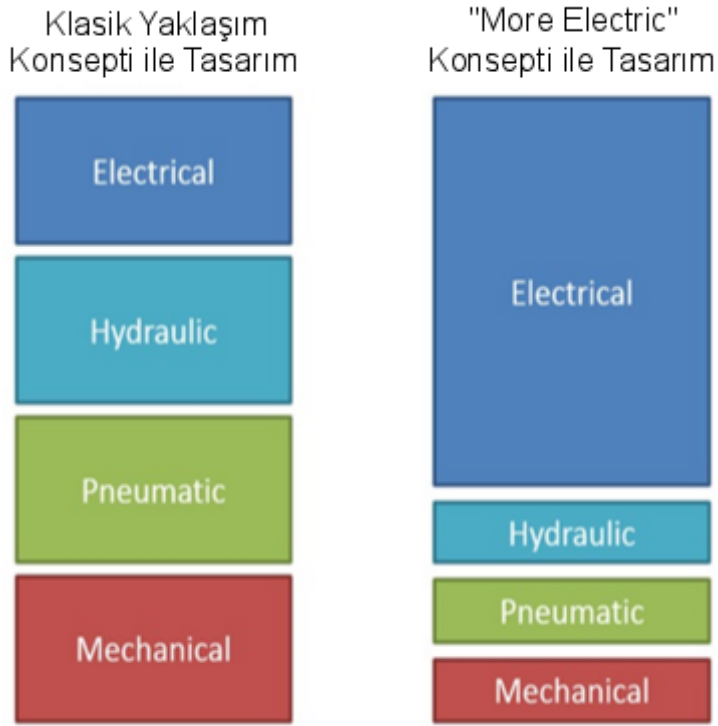
Resim 1.1. Sabit kanatlı uçan cisimlerin hareket eksenleri [1].

Sabit kanatlı uçan cisimlerin bu eksenlerde yaptığı dönüş hareketleri ise sırasıyla; sapma, yunuslama ve yuvarlanma olarak isimlendirilir. Bu hareketlerin sebep olduğu manevralar Resim 1.2'de görülmektedir.



Resim 1.2. Dönüş manevraları [1].

Sabit kanatlı uçan cisimlerin bu manevraları yapabilmesi için kontrol yüzeyi hareketlerine ihtiyaç vardır. Bu hareketleri sağlamak için ise kanat veya kontrol yüzeyi tahrik mekanizmalarına gereksinim duyulmaktadır. Bu mekanizmalar hidrolik, pnömatik veya elektromekanik sistemler olarak tasarlanabilmektedir [2]. Fakat günümüzde havacılık sektöründe “Daha Fazla Elektrik Tasarımı” (ing. More Electric Design) yaklaşımı benimsenmiştir. Bu yaklaşım Şekil 1.1’te görüldüğü gibi, yeni tasarlanan havacılık araçlarında ağırlıklı olarak elektrikli sistemlerin kullanılması yönündedir. Bu sebeple günümüzde üretilen kanat tahrik mekanizmaları da mümkün olduğunca elektromekanik sistemler olarak tasarlanmaktadır [3].



Şekil 1.1. Havacılık sektörü tasarım yaklaşımları [4].

Hidrolik ve pnömatik sistemlerin kullanımındaki azalmanın başlıca sebepleri ve bu sistemlerin elektromekanik sistemlere karşı dezavantajları;

- Ağırlığın fazla olması,
- İhtiyaç duyulan hacmin fazla olması,
- Bakım ihtiyacının fazla olması,
- Sistemin karmaşıklığı,
- Havacılık sektöründe uygulanan yedekli çalışma prensibinin uygulanmasındaki zorluklar,

şeklinde sıralanabilir.

Tez kapsamında bir adet elektromekanik kanat tahrik sistemi tasarlanacaktır. Elektromekanik kanat tahrik sistemlerinde pek çok farklı tahrik elemanı ve tahrik mekanizması kullanılabilir. Tahrik elemanı olarak doğru akım veya alternatif akım motorları kullanılabilir. Fakat sabit kanatlı hava araçlarında kullanılan batarya veya

alternatörler genellikle doğru akım ürettiği için tez kapsamında doğru akım motoru kullanılacaktır.

Aktarma mekanizması olarak yaygın kullanılan alternatifler;

- Özel tasarım dişli trenleri,
- Harmonic drive,
- Trapez vidalar,
- Bilyalı vidalar,

şeklinde sıralanabilir. Bu alternatiflere ait görseller Resim 1.3’de verilmiştir.



Resim 1.3. Aktarma mekanizması örnekleri.

Aktarma mekanizması seçiminde, ağırlık, hacim, mekanizma boşluğu, güç isteri, verim ve benzeri pek çok konu önem arz etmektedir. Yani tasarım ürün özelinde yapılmaktadır. Tez kapsamında bir adet gezegen dişli kutusu ve bilyalı vida doğru akım tahrik motoruna bütünleşik halde kullanılarak kanat tahrik mekanizması tasarımı yapılacaktır.

Sabit kanatlı uçan cisimlerin şebeke hattı gibi sınırsız bir enerji kaynağı olmadığı için kanat tahrik sistemlerinin güç tüketiminin bilinmesi önemlidir. Roket ve benzeri ciddi boyutsal ve ağırlık kısıtları olan projelerde kullanılacak bataryaların doğru olarak belirlenebilmesi için kanat tahrik mekanizmalarının güç tüketiminin de doğru bir şekilde belirlenmesi gerekmektedir. Bu sebeple tez kapsamında tasarlanan kanat tahrik mekanizmasının güç tüketimini bulmak amacıyla matematiksel model geliştirilecek ve mekanizmada kullanılan elamanların güç tüketimine olan etkileri incelenecektir.





2. LİTERATÜR TARAMASI

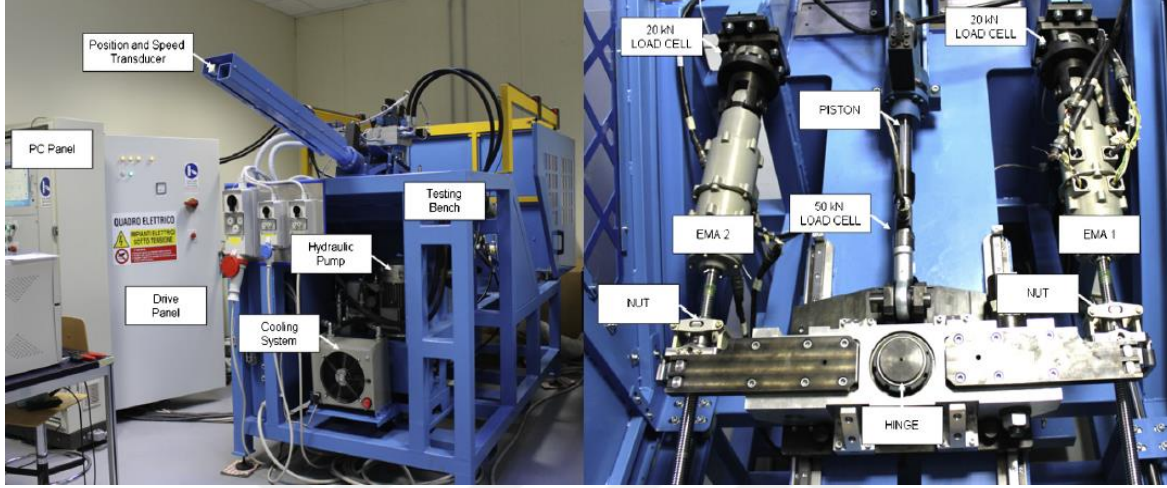
Tez kapsamında yapılacak çalışmada elektromekanik sistemler esas alındığından, literatür çalışmaları aşağıdaki gibi sınırlandırılarak incelenmiştir.

Whitham patentini aldığı çalışmasında, omuzdan atılan portatif minyatür bir füzenin kanatçıklarını hareket ettirmek üzere kullanılacak elektromekanik kanat tahrik sistemi tasarlamıştır. Whitham tasarladığı sistemde; boyut, ağırlık, kanat hareket açısı, kanattaki çalışma boşluğu (ing. Backlash) ve montaj kolaylığı kriterlerine ağırlık vermiştir. Tasarlanan kanat tahrik sisteminde kullanılan bileşenler; doğru akım tahrik motoru, trapez vida (ing. Lead screw), yataklama elemanları, krank kolu ve bağlantı elemanları olarak belirtilmiştir. Yapılan tasarımda doğru akım tahrik motorunun ürettiği dairesel hareket, doğru akım tahrik motorunun çıkışına monte edilmiş trapez vida sayesinde doğrusal harekete çevrilmiştir. Trapez vida üzerinde çalışan somundan elde edilen doğrusal hareket bir krank kolu vasıtasıyla kanatlara iletilerek kanatlarda istenen hareket sağlanmıştır. Tasarlanan kanat tahrik sistemi; boyut olarak 50 mm çapa ve 80 mm yüksekliğe sahip bir silindirin içine sığmakta, ağırlık olarak 2,5 Kg'ı geçmemekte, kanatlar $\pm 20^\circ$ hareket edebilmekte ve toplam kanat boşluğu $0,3^\circ$ 'yi geçmemektedir [5].

Wingett ve diğerleri patentini aldıkları çalışmalarında; NASA'ya ait X-33 isimli test uçağında yer alan pnömatik destekli hidrolik kanat tahrik sistemi yerine, pnömatik destekli elektromekanik kanat tahrik sistemi geliştirmişlerdir. Bu çalışmanın yapılmasının başlıca amacı hidrolik kanat tahrik sisteminin getirdiği yüksek ağırlık ve hacim isterlerinden kurtularak, daha hafif ve daha az hacme ihtiyaç duyan bir kanat tahrik sistemi geliştirilmesi ve uçuş performansının artırılmasıdır. Bu tasarımda ki pnömatik destek sisteminin görevi, uçuşun zorlayıcı bölümlerinde elektromekanik kanat tahrik sistemi üzerine düşen yükü azaltarak elektromekanik sistemin ısınmasını ve elektromekanik kanat tahrik sisteminin tükettiği gücü azaltmaktır. Elektrik motorundan elde edilen dairesel hareketi doğrusal harekete dönüştürmek için bilyalı vida (ing. Ball screw) tercih edilmiştir. Elde edilen doğrusal hareket öteleme hareketi yapan bir kol yardımıyla kanatlara iletilmiştir [6].

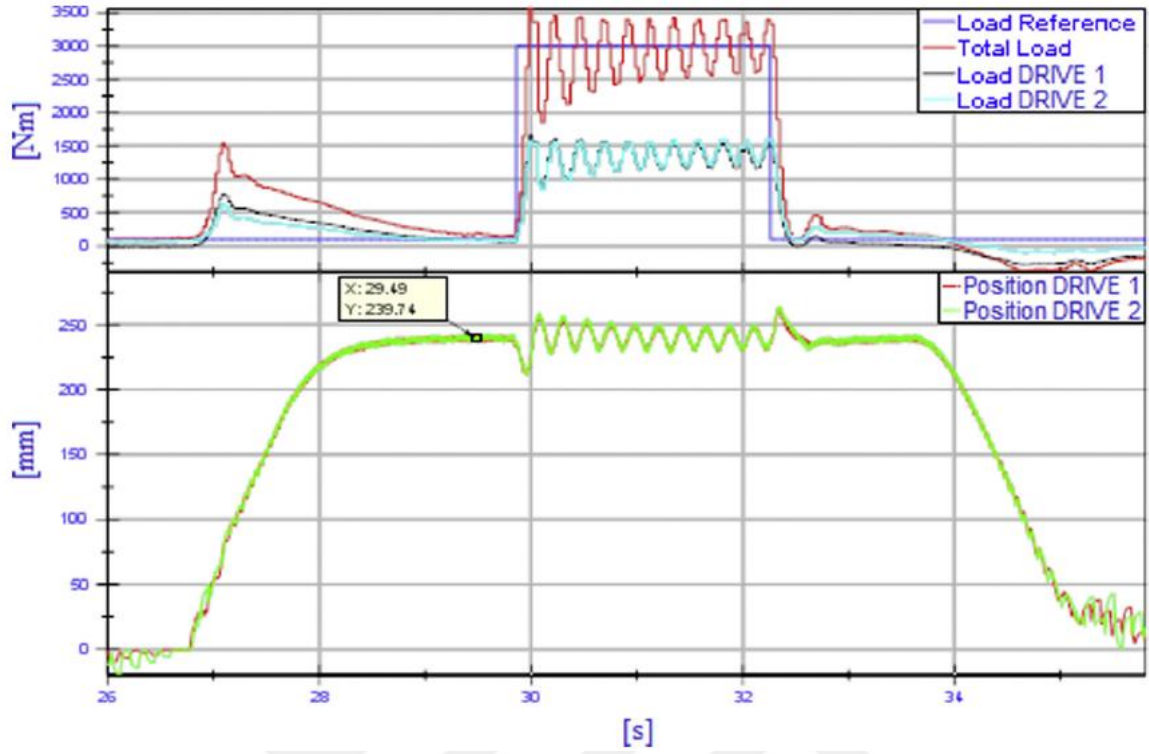
Antonelli ve diğerleri yaptıkları çalışmada, "Umbra Group Aerospace" firması ile birlikte yolcu uçakları için geliştirilen elektromekanik tahrik sistemlerini test edecek bir düzenek

geliştirmişlerdir. Bu düzenek, elektromekanik tahrik sisteminin uçuş sırasında maruz kalacağı aerodinamik yükleri simüle ederek sisteme uygulamakta ve yükler altında elektromekanik tahrik sisteminin performansı incelenebilmektedir. Tasarlanan test düzeneği Resim 2.1’de görülmektedir.



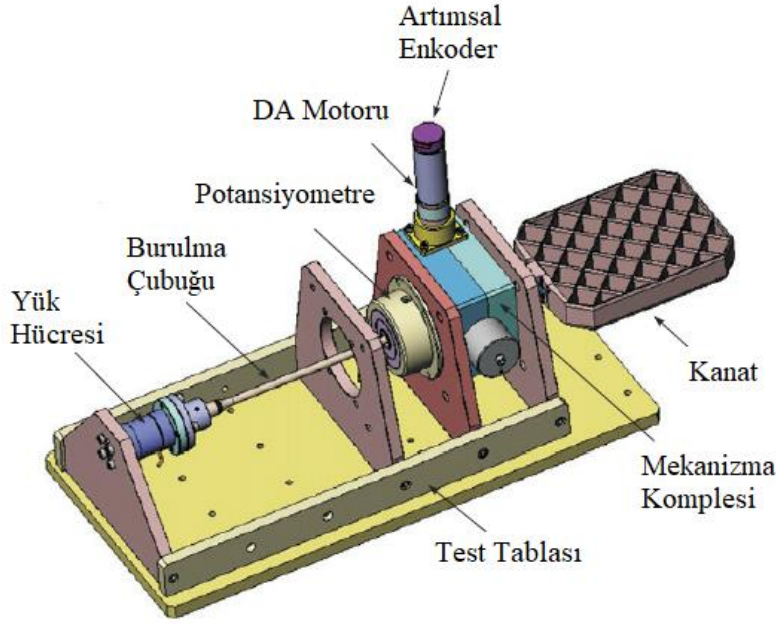
Resim 2.1. Test düzeneği [7].

Geliştirilen düzenek, aerodinamik yükleri simüle etmek için hidrolik bir yük ünitesi, oluşturulan yükleri ölçmek için yük hücreleri, elektromekanik tahrik sisteminin pozisyonunu ölçmek için pozisyon sensörü ve elektromekanik tahrik sisteminin çektiği akımı ölçmek için akım sensörlerinden oluşmaktadır. Test sonucunda, geliştirilen düzenek aracılığıyla elektromekanik tahrik sisteminin pozisyon kararlılığı, tükettiği güç ve yük altındaki performansı incelenebilmektedir. Elektromekanik tahrik sisteminin kanat yükü altında çalışması esnasındaki performansına ait test sonuçları Şekil 2.1’te görülmektedir [7].



Şekil 2.1. Test sonuçları [7].

Ristanovic ve diğerleri yaptıkları çalışmada, bir adet elektromekanik kanat tahrik sistemi geliştirmişlerdir. Geliştirilen bu sistem, füzelerde bulunan ızgara yapısındaki kanatları tahrik etmek amacıyla kullanılmaktadır. Geliştirilen elektromekanik kanat tahrik sistemi, doğru akım tahrik motoru ve motora bağlı gezegen dişli kutusu, aktarma organı olarak trapez vida (ing. Lead screw), mekanik parçalar ve bağlantı elemanlarından oluşmaktadır. Bu kanat tahrik sistemi $\pm 10^\circ$ kanat hareketine izin vermekte ve ayrıca en fazla 15 N.m kanat menteşe moment yükü altında çalışabilecek şekilde tasarlanmıştır. Ayrıca bu çalışma kapsamında, elektromekanik kanat tahrik sistemini test edecek bir test düzeneği de geliştirilmiştir. Tasarlanan test düzeneği Resim 2.2’de görülmektedir.



Resim 2.2. Tasarlanan test düzeneği [8].

Bu test düzeneği, kanatın maruz kalacağı aerodinamik yükleri simüle edecek burgu yayı, burgu yayından elde edilen kuvveti ölçecek yük hücreleri ve kanat pozisyonunu ölçmek için pozisyon sensörlerinden oluşmaktadır [8].

Hastürk yaptığı çalışmada, füzelerde ateşlenme anında ani yön değişimini mümkün kılan itki vektör kontrol (ing. Thrust vector control) yöntemlerinden biri olan jet kanatçıklarını kontrol etmek için elektromekanik kanat tahrik sistemi geliştirmiştir. Yapılan bu çalışmada doğru akım tahrik motoru ve motora bağlı gezegen dişli kutusu, aktarma organı olarak iki farklı adıma sahip bilyalı vida (ing. Ball screw), krank kolu ve bağlantı elemanları yer almaktadır. Yapılan çalışmada mekanizma olarak dört çubuk mekanizması incelenmiştir. Bu çalışmada, füzenin kanat ve jet kanatçıkları aynı motor ile tahrik edildiği için, kanatlar ve kanatçıklar mekanizmanın sağladığı aktarma oranına bağlı olarak birbirleriyle ilişki içinde hareket etmektedir. Bu sebeple çalışmada kanat pozisyonlarına bağlı olarak elde edilen aktarma oranlarının değişimine önem verilmiştir [9].

Jensen ve diğerleri yaptığı çalışmada, NASA'ya ait F-18 sistem araştırma uçağının hali hazırda hidrolik olan kanat tahrik mekanizmaları elektromekanik kanat tahrik mekanizmaları ile değiştirilmiştir. Yapılan bu çalışmanın başlıca amacı, daha güvenilir, hafif ve bakım sıkıntısı olmayan bir tahrik sisteminin geliştirilmesidir. Tasarlanan

elektromekanik kanat tahrik sistemi, doğru akım tahrik motoru, bilyalı vida, mekanik parçalar ve bağlantı elemanlarından oluşmaktadır. Yapılan çalışma kapsamında, NASA'ya ait F-18 uçağının bir kanadındaki hidrolik kanat tahrik mekanizmaları elektromekanik kanat tahrik mekanizmaları ile değiştirilmiştir. Hazırlanan uçak, uçuşlu testler gerçekleştirerek farklı manevralar denemiştir. Test verilerinin incelenmesi sonucu, geliştirilen elektromekanik kanat tahrik sisteminin, hidrolik sistemin yerini alabileceğini, performans olarak benzer özellikler gösterdikleri ortaya konmuştur [10].

Varedi ve diğerleri; mekanizmaların dinamik analizleri yapılırken mafsalların boşluksuz kabul edildiğini fakat gerçek hayatta durumun böyle olmadığına değinmişler ve boşluklu mafsalları bulunan kol-kızak mekanizması üzerinde dinamik analiz ve testler yaparak boşluğun etkisini incelemiştir. Yapılan testler sonucunda ivme ve kuvvet verilerinde mafsal boşluklarından kaynaklı olduğu tespit edilen ciddi dalgalanmalar tespit edilmiştir. Bu sebeple bu tür mekanizmalarda dinamik analiz yapılırken mafsal boşluklarının dikkate alınması gerektiği üzerinde durulmuştur [11].

Khemili ve Romdhane; esnek uzva ve mafsal boşluğuna sahip kol kızak mekanizmasının dinamik analizi konusunda çalışmışlardır. Yapılan çalışmada elde edilen teorik veriler, test verileri ile karşılaştırılarak mafsal boşluğu ve esnek uzuv kaynaklı oluşan değişimler incelenmiştir. Mafsal boşluğu kaynaklı olarak ivme ve kuvvet verilerinde ani dalgalanmalar tespit edilmiştir. Esnek uzuv kaynaklı olarak, mekanizmanın bazı çalışma frekanslarında esnek uzvunun doğal frekansı ile çakışma yaşandığı için mekanizmanın rezonansa girmesi problemi görülmüştür. Mekanizmanın tasarımında mafsal boşluklarının ve eğer kullanılacak ise esnek uzuvların doğal frekanslarının incelenmesinin gerektiği sonuç olarak vurgulanmıştır [12].

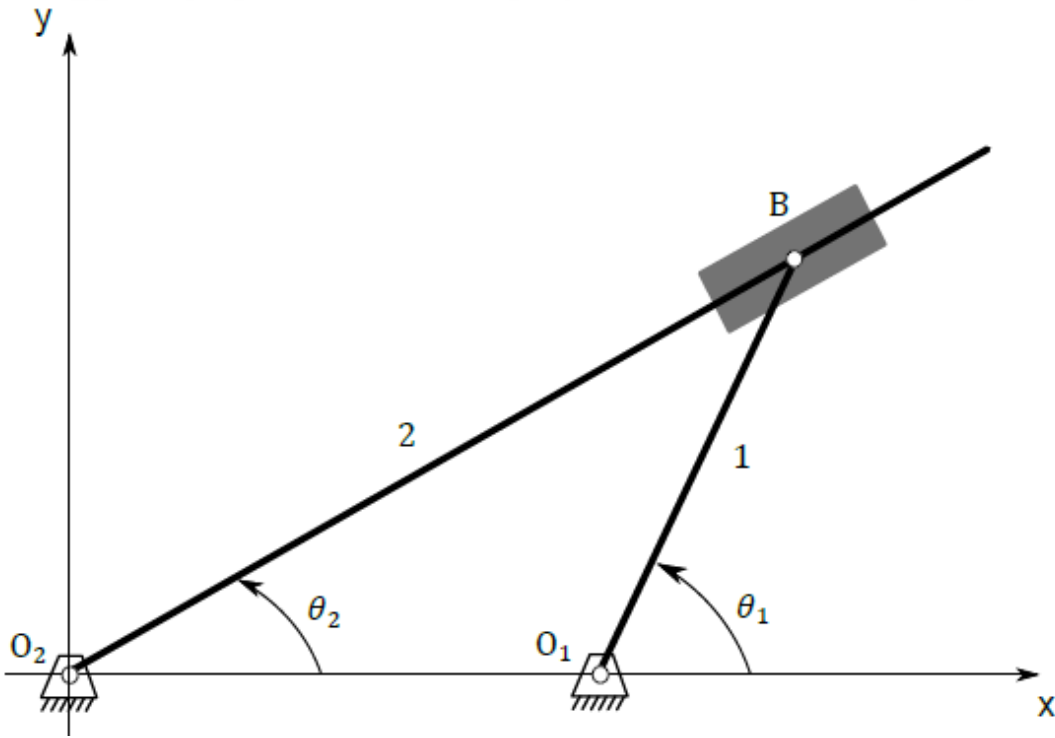
Yukarıda bahsedilen iki çalışmada her ne kadar mafsal boşluklarının dikkate alınmadığı durumlarda sıkıntı oluşacağını ortaya koysa da; yapılan çalışmalarda 10 mm ve 4 mm çapındaki mafsallarda 1 mm boşluk bırakılmıştır. Günümüzdeki üretim teknolojileri göz önüne alındığında çok daha hassas üretimler yapılabilmektedir ve 1 mm gibi boşluklar gerçekçi değildir. Yapılan iki çalışmaya benzer çalışmalarda da kayda değer sonuçlar almak için hep büyük boşluklar ile testler yapılmıştır. Boşluk miktarlarının gerçekçi olduğu durumlardaki düşük boşluk miktarlarının dinamik analiz sonuçlarına kayda değer etkisi

yoktur. Ayrıca hazırlanan tez kapsamında esnek uzuv kullanılmayacağından ötürü, bu tez kapsamında mafsal boşluklarının ve esnek uzuvların etkisi üzerinde durulmayacaktır.

Yapılan literatür araştırmaları sonucunda havacılık sektöründe elektromekanik kanat tahrik sistemlerine yönelik olduğu tespit edilmiştir. alışmalar incelendiğinde, kanat tahrik mekanizması tasarımlarında ağırlıklı olarak doğru akım tahrik motoru ve bilyalı vida kullanıldığı görülmüştür. İncelenen çalışmalarda yaygın olarak, kanat tahrik mekanizmaları gerçek sistemlerde kullanılmadan önce test düzenekleri yardımıyla farklı kanat yükleri ve kanat dönüşleri için test edilmekte ve doğrulanan sistemler gerçek sistemlere entegre edilerek havada testleri gerçekleştirilmektedir. Yapılan doğrulama testlerinde kanat tahrik mekanizmasının güç tüketimi de önemli bir parametre olarak incelenmektedir.

3. KURAMSAL TEMELLER

Mekanizma tasarımı yapabilmek için mekanizmada yer alan yuvarlanmalı yatak (rulman) ve kaymalı yatak (burç) gibi makine elemanlarına etkiyen kuvvetlerin ayrıca elektrik motoru gibi hazır tedarik edilen tahrik elemanının üretmesi gereken güçlerin belirlenmesi gerekmektedir. Bu kuvvetlerin belirlenmesi amacıyla mekanizmaya dinamik kuvvet analizi yapılarak gerekli kuvvetler tespit edilmelidir. Dinamik kuvvet analizinin yapılabilmesi için mekanizmanın her unsurunun konum, hızı ve ivme bileşenleri bilinmelidir. Bu tez kapsamında çalışılan kol-kızak mekanizması Şekil 3.1’de görülmektedir.



Şekil 3.1. Tez kapsamında incelenecek mekanizmanın şematik gösterimi.

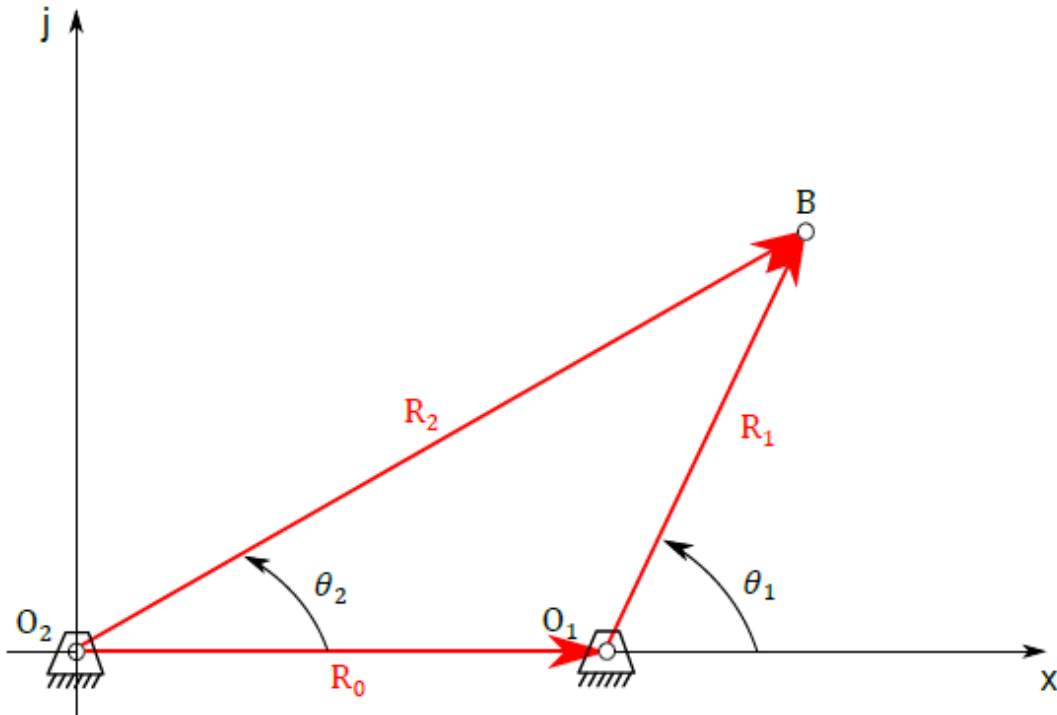
Bu mekanizmaya sırasıyla;

- Konum analizi
- Hız analizi
- İvme analizi
- Statik kuvvet analizi
- Dinamik kuvvet analizi

- Sürtülmeli dinamik kuvvet analizi

yapılarak öncelikle kuvvet analizleri için gerekli olan konum, hız ve ivme değerlerine ulaşılabacak ardından, kuvvet analizleri ile mekanizmada yer alan makine elemanlarına etkiyen kuvvetler belirlenecektir.

Konum, hız ve ivme analizlerinde 1968 yılında Raven tarafından öne sürülen devre kapalılık denklemleri yöntemi kullanılacaktır[13]. Bu yöntemde mekanizmanın uzuvları vektörler ile polar koordinat sisteminde ifade edilerek bir vektör eşitliği yazılmakta ve sonrasında bu eşitlik çözülmektedir. Eşitliğin çözümü sırasında kompleks sayılar metodu kullanılarak vektörler polar koordinat sisteminden kartezyen koordinat sistemine dönüştürülerek çözüm gerçekleştirilmektedir. Analizlerde kullanılmak üzere verilen mekanizmanın vektörel gösterimi Şekil 3.2’de görülmektedir.



Şekil 3.2. Analizlerde kullanılmak üzere mekanizmanın vektörel gösterimi.

3.1. Konum Analizi

Şekil 3.2’de verilen mekanizmanın vektör kapalılık ifadesi Eş. 3.1’de verilmiştir.

$$R_2 = R_0 + R_1 \quad (3.1)$$

Burada R_2 , O_2 noktası ile B kayar mafsalsının merkezi arasındaki uzunluğu, R_0 sabit uzvu O_2O_1 uzunluğunu ve son olarak R_1 ise O_1B arasındaki krank uzvunun uzunluğunu göstermektedir.

Eş. 3.1 kompleks sayılar metodu ile gösterildiğinde;

$$R_2 e^{j\theta_2} = R_0 + R_1 e^{j\theta_1} \quad (3.2)$$

elde edilir. Eş. 3.3’te verilen Euler açılımını Eş. 3.2’ye uygulanırsa,

$$e^{\pm j\theta} = \cos \theta \pm j \sin \theta \quad (3.3)$$

$$R_2 \cos \theta_2 + j R_2 \sin \theta_2 = R_0 + R_1 \cos \theta_1 + j R_1 \sin \theta_1 \quad (3.4)$$

elde edilir. Eş. 3.4’ün gerçek bileşenleri koordinat sisteminin x eksenindeki büyüklükleri, sanal bileşenleri ise koordinat sisteminin y eksenindeki büyüklükleri ifade etmektedir.

İki numaralı uzuv üzerinde kayan B mafsalsının konumunu veren R_2 vektörünün x ve y eksenlerindeki bileşenleri sırasıyla Eş. 3.5 ve Eş.3. 6’da verilmiştir.

$$R_{2x} = R_2 \cos \theta_2 = R_0 + R_1 \cos \theta_1 \quad (3.5)$$

$$R_{2y} = R_2 \sin \theta_2 = R_1 \sin \theta_1 \quad (3.6)$$

R_2 vektörünün büyüklüğü, Pisagor teoremi uygulanırsa.

$$R_2 = \sqrt{R_0^2 + 2R_0R_1 \cos \theta_1 + R_1^2} \quad (3.7)$$

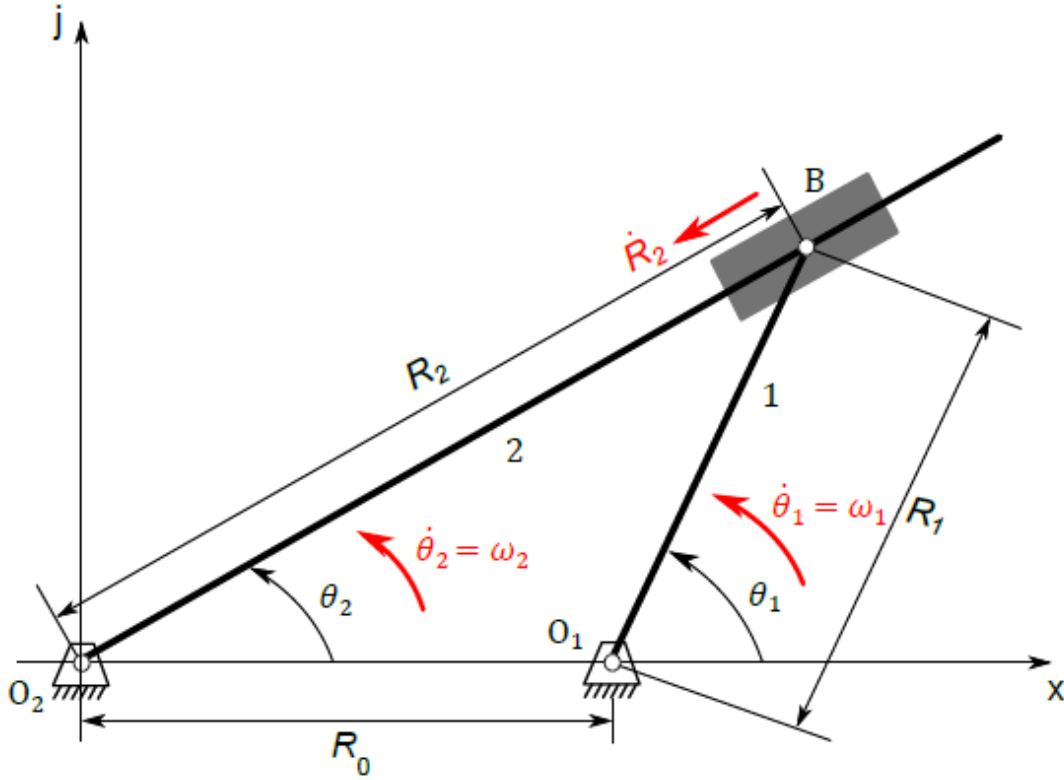
olarak elde edilir. R_2 vektörünün konumu aynı teoremden hareketle,

$$\theta_2 = \tan^{-1} \left[\frac{R_1 \sin \theta_1}{R_0 + R_1 \cos \theta_1} \right] \quad (3.8)$$

şeklinde elde edilir. Mekanizmanın uzuv uzunlukları (R_0 , R_1) ve tahrik uzvunun konumu (θ_1) bilindiğinde; Eş. 3.7 ve Eş. 3.8 ile iki numaralı uzvun üzerindeki B mafsalının yeri ve konumu elde edilmektedir.

3.2. Hız Analizi

Mekanizmanın hız analizi için gerekli parametreleri Şekil 3.3'de verilmiştir.



Şekil 3.3. Mekanizmanın hız parametreleri.

Mekanizmada bulunan uzuvların hızlarının hesaplanabilmesi için Eş. 3.2'ye türev alma işlemi uygulanmıştır. Bu işlem sonrası Eş. 3.9 elde edilmiştir.

$$j \frac{d\theta_2}{dt} R_2 e^{j\theta_2} + \frac{dR_2}{dt} e^{j\theta_2} = j \frac{d\theta_1}{dt} R_1 e^{j\theta_1} \quad (3.9)$$

Eşitlik 3.9'da

$$\omega = \frac{d\theta}{dt}$$

ve

$$v_B = \frac{dR_2}{dt}$$

yer değiştirmesi yapılırsa,

$$j\omega_2 R_2 e^{j\theta_2} + v_B e^{j\theta_2} = j\omega_1 R_1 e^{j\theta_1} \quad (3.10)$$

elde edilir. Eş. 3.10'da verilen ifadenin çözümünü kolaylaştırmak amacıyla eşitliğin her iki tarafı $e^{-j\theta_2}$ ile çarpılırsa,

$$j\omega_2 R_2 + v_B = j\omega_1 R_1 e^{j(\theta_1 - \theta_2)} \quad (3.11)$$

elde edilir. Eş. 3.11'e Euler açılımı uygulanırsa,

$$j\omega_2 R_2 + v_B = j\omega_1 R_1 \cos(\theta_1 - \theta_2) - \omega_1 R_1 \sin(\theta_1 - \theta_2) \quad (3.12)$$

elde edilir. Eş. 3.12 gerçekte ve sanal kısımlarına ayrılarak düzenlenirse, kayar mafsalsın hızı (v_B) iki numaralı uzvun açısal hızı (ω_2) aşağıdaki gibi elde edilir.

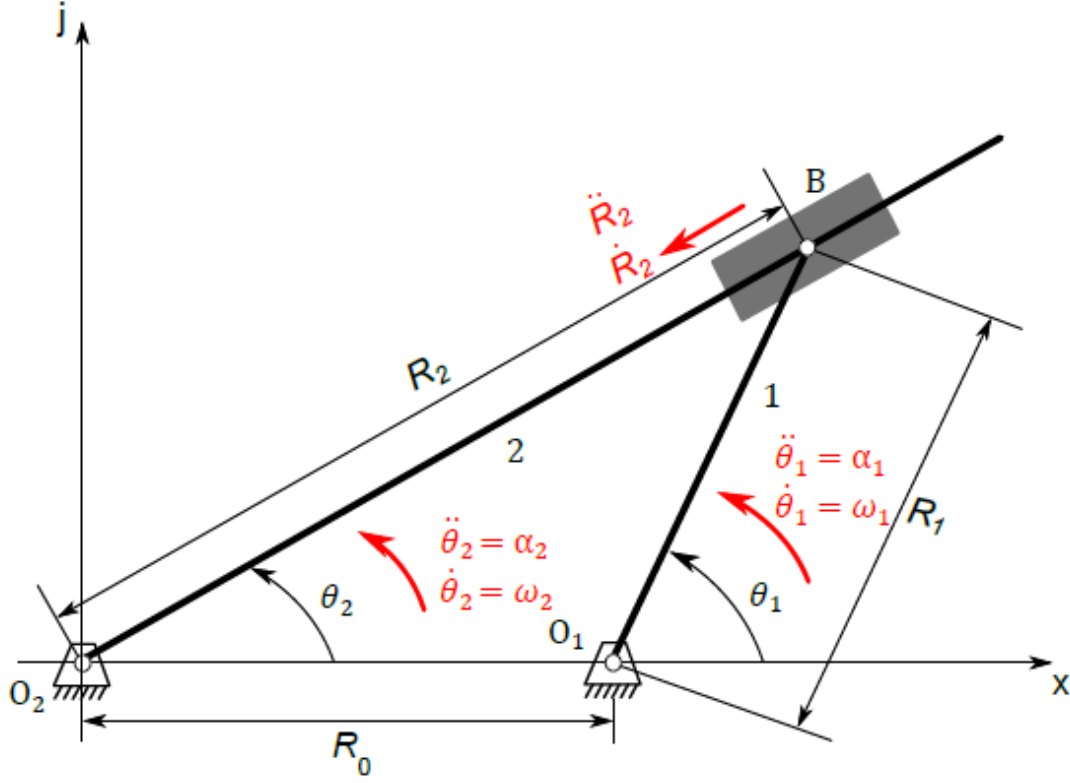
$$v_B = -\omega_1 R_1 \sin(\theta_1 - \theta_2) \quad (3.13)$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 R_1 \cos(\theta_1 - \theta_2)}{R_2} \quad (3.14)$$

Mekanizmanın uzuv uzunlukları (R_0, R_1), uzuv konumları (θ_1, θ_2) ve tahrik uzvunun açısal hızı (ω_1) bilindiğinde, Eş. 3.13 ve Eş. 3.14 ile 2 numaralı uzvun ve uzvun üzerinde kayan B mafsalsının hızı elde edilmektedir.

3.3. İvme Analizi

Mekanizmanın ivme analizi için gerekli parametreleri Şekil 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3.4. Mekanizmanın ivme parametreleri.

Mekanizmada bulunan uzuvların ivmelerinin hesaplanabilmesi için Eş. 3.9'un zamana göre türevi alma işlemi uygulanmıştır. Bu işlem sonrasında Eş. 3.15 elde edilmiştir.

$$\begin{aligned}
 -\omega_2^2 R_2 e^{j\theta_2} + j \frac{d\omega_2}{dt} R_2 e^{j\theta_2} + j\omega_2 \frac{dR_2}{dt} e^{j\theta_2} + j\omega_2 v_B e^{j\theta_2} + \frac{dv_B}{dt} e^{j\theta_2} \\
 = -\omega_1^2 R_1 e^{j\theta_1} + j \frac{d\omega_1}{dt} R_1 e^{j\theta_1}
 \end{aligned} \tag{3.15}$$

Eş. 3.15'de

$$v_B = \frac{dR_2}{dt}$$

yer değiştirmesi yapılırsa.

$$\begin{aligned} -\omega_2^2 R_2 e^{j\theta_2} + j \frac{d\omega_2}{dt} R_2 e^{j\theta_2} + 2j\omega_2 v_B e^{j\theta_2} + \frac{dv_B}{dt} e^{j\theta_2} \\ = -\omega_1^2 R_1 e^{j\theta_1} + j \frac{d\omega_1}{dt} R_1 e^{j\theta_1} \end{aligned} \quad (3.16)$$

elde edilir. Eş. 3.16'da

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt}$$

açısal ivmeyi,

$$a_{B_1 B_2}^t = \frac{dv_B}{dt}$$

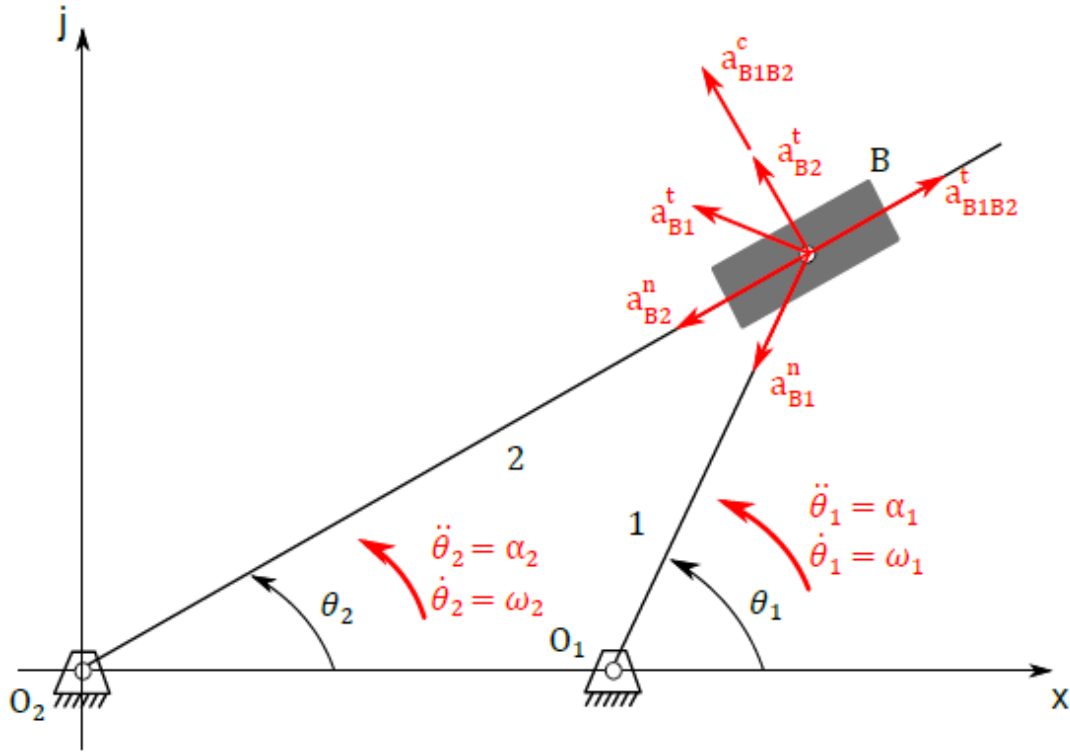
ise kayar mafsaldn teğetsel ivmesini göstermektedir. Eş. 3.16 bu bilgiler ışığında düzenlendiğinde,

$$\begin{aligned} -\omega_2^2 R_2 e^{j\theta_2} + j\alpha_2 R_2 e^{j\theta_2} + 2j\omega_2 v_B e^{j\theta_2} + a_{B_1 B_2}^t e^{j\theta_2} \\ = -\omega_1^2 R_1 e^{j\theta_1} + j\alpha_1 R_1 e^{j\theta_1} \end{aligned} \quad (3.17)$$

elde edilir. Eş. 3.17 ivme bileşenleri olarak ayrıştırılır ise,

$$a_{B_2}^n + a_{B_2}^t + a_{B_1 B_2}^c + a_{B_1 B_2}^t = a_{B_1}^n + a_{B_1}^t \quad (3.18)$$

elde edilir. Eş. 3.18'de B_1 ve B_2 alt indisleri ivmenin etkidiği noktanın birinci uzuvda mı yoksa ikinci uzuvda mı olduğunu n , t ve c üst indisleri ise ivmenin yönünü ifade etmektedir. Bu yönler sırasıyla normal, teğetsel ve Coriolis ivme bileşenlerini göstermektedir. İvmelerin mekanizma üzerinde gösterimi şekil 3.5'de verilmiştir.



Şekil 3.5. Uzuvlar üzerinde oluşan ivmelerin vektörel gösterimi.

Eş. 3.17'in çözümünü basitleştirmek için eşitliğin her iki tarafı $e^{-j\theta_2}$ ile çarpılmıştır. Bu işlemden sonra,

$$-\omega_2^2 R_2 + j\alpha_2 R_2 + 2j\omega_2 v_B + a_{B_1 B_2}^t = (-\omega_1^2 + j\alpha_1) R_1 e^{j(\theta_1 - \theta_2)} \quad (3.19)$$

elde edilmiştir. Eş. 3.19'a Euler açılımı uygulandığında,

$$\begin{aligned} -\omega_2^2 R_2 + j\alpha_2 R_2 + 2j\omega_2 v_B + a_{B_1 B_2}^t \\ = [-\omega_1^2 \cos(\theta_1 - \theta_2) \\ - \alpha_1 \sin(\theta_1 - \theta_2) - j\omega_1^2 \sin(\theta_1 - \theta_2) + j\alpha_1 \cos(\theta_1 - \theta_2)] R_1 \end{aligned} \quad (3.20)$$

elde edilir. Eş. 3.20, gerçek ve sanal kısımlarına ayrılarak düzenlenirse, sırasıyla kayar mafsalsın teğetsel ivmesi ($a_{B_1 B_2}^t$) ve iki numaralı uzvun açısal ivmesi (α_2) aşağıdaki gibi elde edilir.

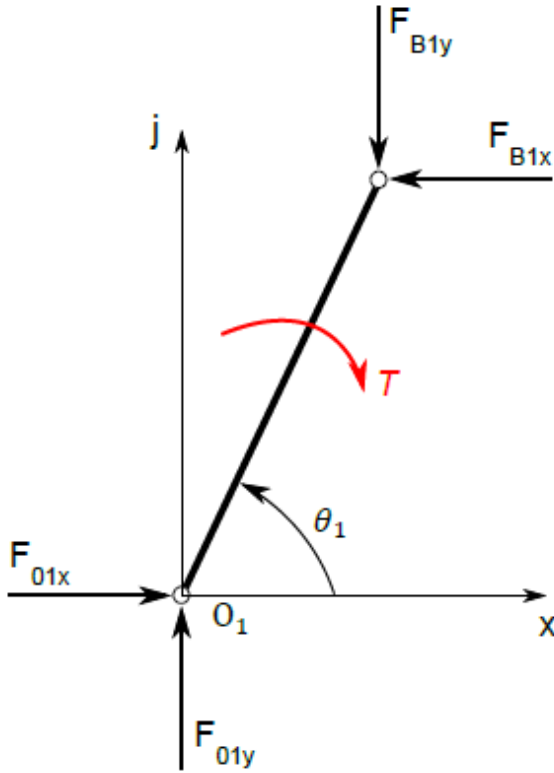
$$a_{B_1 B_2}^t = [-\omega_1^2 \cos(\theta_1 - \theta_2) - \alpha_1 \sin(\theta_1 - \theta_2)] R_1 + \omega_2^2 R_2 \quad (3.21)$$

$$\alpha_2 = \frac{[-\omega_1^2 \sin(\theta_1 - \theta_2) + \alpha_1 \cos(\theta_1 - \theta_2)]R_1 - 2\omega_2 v_B}{R_2} \quad (3.22)$$

Mekanizmanın uzuv uzunlukları (R_0, R_1), uzuv konumları (θ_1, θ_2), uzuv hızları (ω_1, ω_2, v_B) bilindiğinde, Eş. 3.21 ve Eş. 3.22 ile iki numaralı uzvun ve uzvun üzerinde kayan B mafsalsının ivmeleri elde edilmektedir.

3.4. Statik Kuvvet Analizi

Statik kuvvet analizinin yapılabilmesi için sistemin Newton'un eylemsizlik yasası gereği, statik dengede olduğu kabul edilmiş ve eşitlikler serbest cisim denge diyagramları dikkate alınarak türetilmiştir.



Şekil 3.6. Bir numaralı uzva ait serbest cisim denge diyagramı.

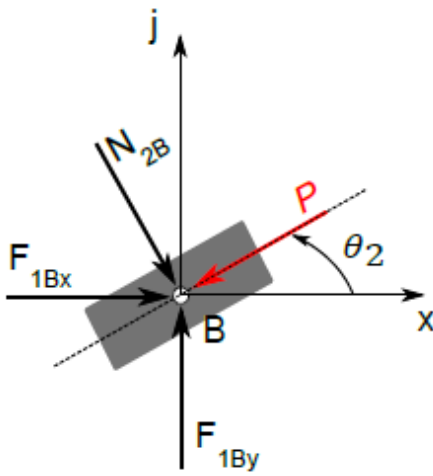
Şekil 3.6'da verilen bir numaralı uzva ait serbest cisim denge diyagramı incelendiğinde, uzva dışarıdan etkiyen T torku, uzvun O_1 mafsalı ve kayar mafsal ile birleştiği noktalarda iste tepki kuvvetleri olduğu görülmektedir. Bu bilgiler ışığında birinci uzva ait statik dengelyi sağlayan eşitlikler;

$$\sum F_x = F_{O1_x} - F_{B1_x} = 0 \quad (3.25)$$

$$\sum F_y = F_{O1_y} - F_{B1_y} = 0 \quad (3.26)$$

$$\sum M_{O1} = F_{B1_x} R_1 \sin \theta_1 - F_{B1_y} R_1 \cos \theta_1 - T = 0 \quad (3.27)$$

yukarıda Eş. 3.25, 3.26 ve 3.27'de verilmiştir.



Şekil 3.7. Kayar uzva ait serbest cisim denge diyagramı.

Şekil 3.7'de verilen kayar uzva ait serbest cisim denge diyagramı incelendiğinde, mafsala sürekli olarak dik etkiyen N normal kuvveti, mafsala dışarıdan etkiyen P kuvveti ve kayar mafsala ile birinci uzvun birleştiği noktada iste tepki kuvvetleri olduğu görülmektedir. Kayar mafsala'nın birinci uzvu ile birleştiği noktaya göre moment alındığında, moment yaratacak bir kuvvet olmadığı için moment statik denge koşulu yazılmamış ve mevcut serbest cisim denge diyagramına göre denge eşitlikleri aşağıda Eş. 3.28 ve 3.29'da verilmiştir.

$$\sum F_x = F_{1B_x} - P \cos \theta_2 + N_{2B} \sin \theta_2 = 0 \quad (3.28)$$

$$\sum F_y = F_{1B_y} - P \sin \theta_2 - N_{2B} \cos \theta_2 = 0 \quad (3.29)$$

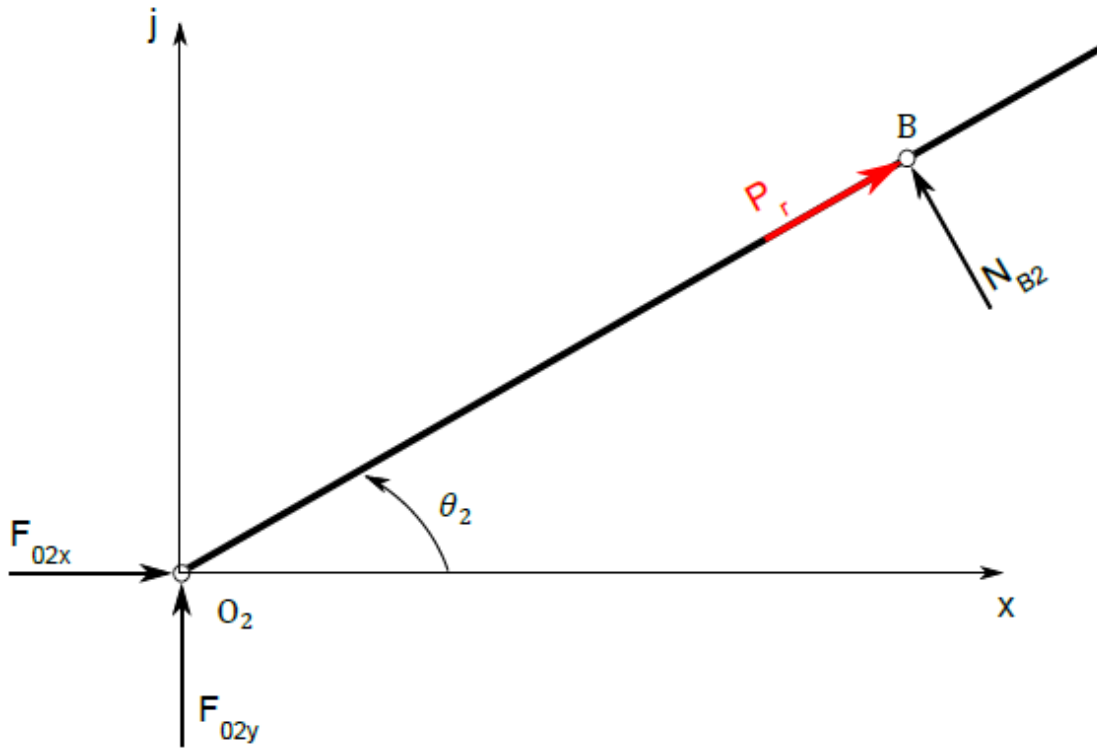
Burada tepki kuvvetleri arasında;

$$F_{1B_x} = -F_{B1_x}$$

ve

$$F_{1B_y} = -F_{B1_y}$$

bağıntısı vardır.



Şekil 3.8. İki numaralı uzva ait serbest cisim denge diyagramı.

Şekil 3.8’de verilen iki numaralı uzva ait serbest cisim denge diyagramı incelendiğinde, uzvun O_2 mafsalı ve kayar mafsal ile birleştiği noktalarda tepki kuvvetleri olduğu görülmektedir. Bu bilgiler ışığında ikinci uzva ait statik dengeyi sağlayan eşitlikler aşağıda Eş. 3.30, 3.31 ve 3.32’de verilmiştir.

$$\sum F_x = F_{O2_x} + P_r \cos \theta_2 - N_{B2} \sin \theta_2 = 0 \quad (3.30)$$

$$\sum F_y = F_{O2y} + P_r \sin \theta_2 + N_{B2} \cos \theta_2 = 0 \quad (3.31)$$

$$\sum M_{B2} = F_{O2x} R_2 \sin \theta_2 - F_{O2y} R_2 \cos \theta_2 = 0 \quad (3.32)$$

Burada tepki kuvvetleri arasında;

$$P_r = -P$$

ve

$$N_{B2} = -N_{2B}$$

bağıntısı vardır.

Eşitlik 3.25 – 3.32 aralığında verilen sekiz adet eşitlikte sekiz adet bilinmeyen kuvvet vardır. Bu sekiz adet bilinmeyen kuvvetin bulunabilmesi için tüm eşitlikler, uzuvların tüm değerlerinin bulunduğu bir pozisyonunda ve birinci uzuv üzerine etkiyen tork değerinin bulunduğu bir durum için çözülmelidir. Bu işlemi yapmak için Eşitlik 3.25 – 3.32 aralığında verilen sekiz adet eşitlik aşağıda verilen matris formunda yazılmıştır.

$$[A] x [B] = [C] \quad (3.33)$$

Burada A bilinmeyen kuvvetlerin katsayılarını içeren 8×8 'lik bir matris, B bilinmeyen kuvvetleri içeren 8×1 'lik bir matris ve C ise statik denge koşulunu sağlaması istenen 8×1 'lik bir matristir. A , B ve C matrisleri aşağıda verilmiştir.

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_1 \sin \theta_1 & -R_1 \cos \theta_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & -\cos \theta_2 & \sin \theta_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & -\sin \theta_2 & -\cos \theta_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\cos \theta_2 & \sin \theta_2 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin \theta_2 & -\cos \theta_2 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_2 \sin \theta_2 & -R_2 \cos \theta_2 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} F_{O1_x} \\ F_{O1_y} \\ F_{B1_x} \\ F_{B1_y} \\ P \\ F_2 \\ F_{O2_x} \\ F_{O2_y} \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ T \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Burada görüldüğü üzere A matrisi tamamen mekanizmanın geometrik bilgilerini içeren bir matristir, B matrisi bilinmeyen kuvvetler ve C matrisi ise Eş. 3.25 – 3.32 aralığında verilen denklemlerde eşitliğin sağ tarafında kalan ve mekanizmanın statik denge koşulunu ifade eden bilgileri içermektedir.

Eş. 3.33'de verilen lineer denklem sisteminin çözümü için A matrisinin tersi alınarak C matrisi ile çarpılmalıdır. Böylece B matrisi çözülerek bilinmeyen kuvvetler elde edilebilir. Eş. 3.33'ün düzenlenmiş hali Eş. 3.34'de verilmiştir.

$$[B] = [A]^{-1} \times [C] \quad (34)$$

Mekanizmanın uzuv uzunlukları (R_0, R_1, R_2) ve uzuv konumları (θ_1, θ_2) için B matrisi Eş. 3.34 yardımıyla hesaplanacaktır. Burada görüldüğü üzere mekanizmanın statik kuvvet analizinin gerçekleştirilebilmesi için mekanizmaya hız ve ivme analizlerinin yapılmasına gerek yoktur. Bu sebeple mekanizma tasarımında, mekanizma üzerinde oluşacak kuvvetlerin kabaca tahmini için statik kuvvet analizi uygulanması hızlı ve basit bir yöntemdir. Fakat burada mekanizmanın çalışacağı koşullar göz ardı edilmemelidir. Mekanizma yüksek hızda ve ivmelenme altında çalışacak ve uzuvların ataletleri yüksek ise statik ve dinamik kuvvet analizlerinden elde edilen sonuçlar arasında ciddi farklar görülebilmektedir.

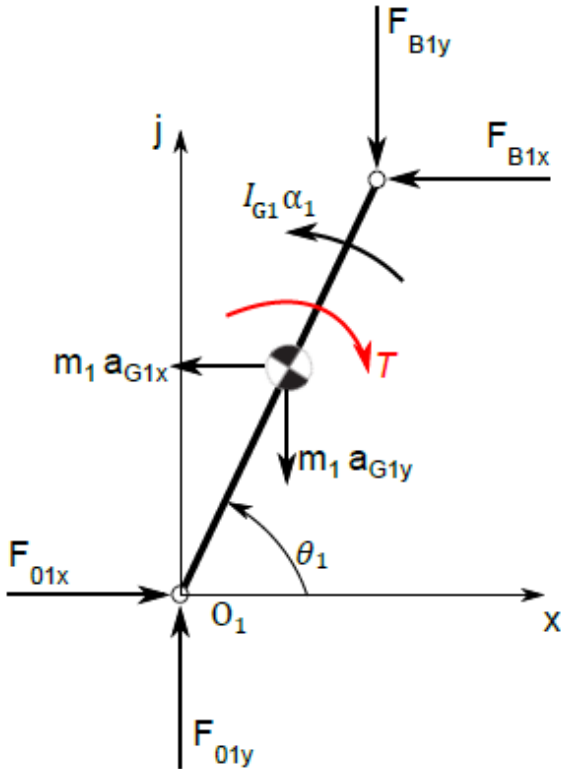
3.5. Dinamik Kuvvet Analizi

Dinamik kuvvet analizi d'Alembert prensibine göre yapılmıştır. Bu prensipte Newton'un ikinci yasası esas alınmış ve mekanik sistemin üzerine etkiyen dış kuvvetler ve torklar ile uzvun ataletsel etkilerinin toplamının statik denge şartlarını sağlaması sağlanmıştır.

$$\sum F + (-ma_G) = 0 \quad (3.35)$$

$$\sum M + (-I_G\alpha) = 0 \quad (3.36)$$

Bir sistemin d'Alembert prensibine göre analiz edilebilmesi için yukarıda verilen Eş. 3.35 ve 3.36'yı bulunduğu uzayda tanımlı olan her eksen için sağlaması gerekmektedir.



Şekil 3.9. Bir numaralı uzva ait serbest cisim diyagramı.

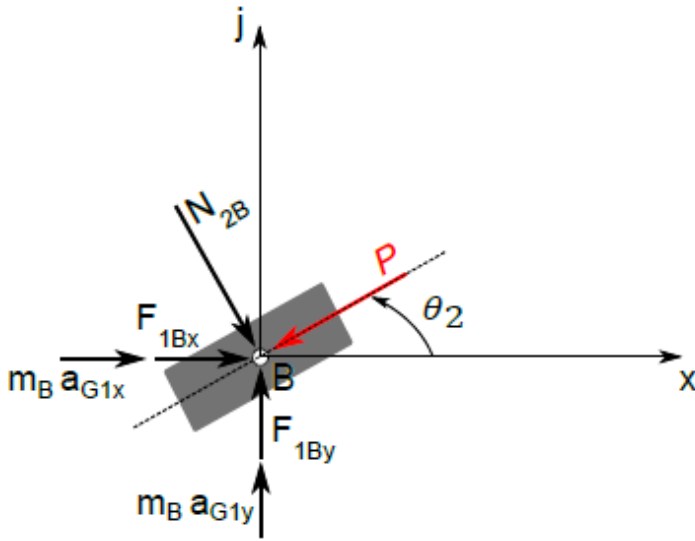
Şekil 3.9'de verilen bir numaralı uzva ait serbest cisim diyagramı incelendiğinde, uzva dışarıdan etkiyen T torku, uzvun O_1 mafsalı ve kayar mafsal ile birleştiği noktalarda iste tepki kuvvetleri olduğu görülmektedir. Ayrıca uzvun ağırlık merkezinde ataletsel

etkilerden kaynaklı ataletsel kuvvetler oluşmaktadır. Bu bilgiler ışığında birinci uzva ait kuvvet ve moment eşitlikleri aşağıda verilmiştir.

$$\sum F_x = F_{O1x} - F_{B1x} = m_1 a_{G1x} \quad (3.37)$$

$$\sum F_y = F_{O1y} - F_{B1y} = m_1 a_{G1y} \quad (3.38)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{G1} = F_{B1x} \frac{R_1}{2} \sin \theta_1 - F_{B1y} \frac{R_1}{2} \cos \theta_1 + F_{O1x} \frac{R_1}{2} \sin \theta_1 - F_{O1y} \frac{R_1}{2} \cos \theta_1 \\ - T = I_{G1} \alpha_1 \end{aligned} \quad (3.39)$$



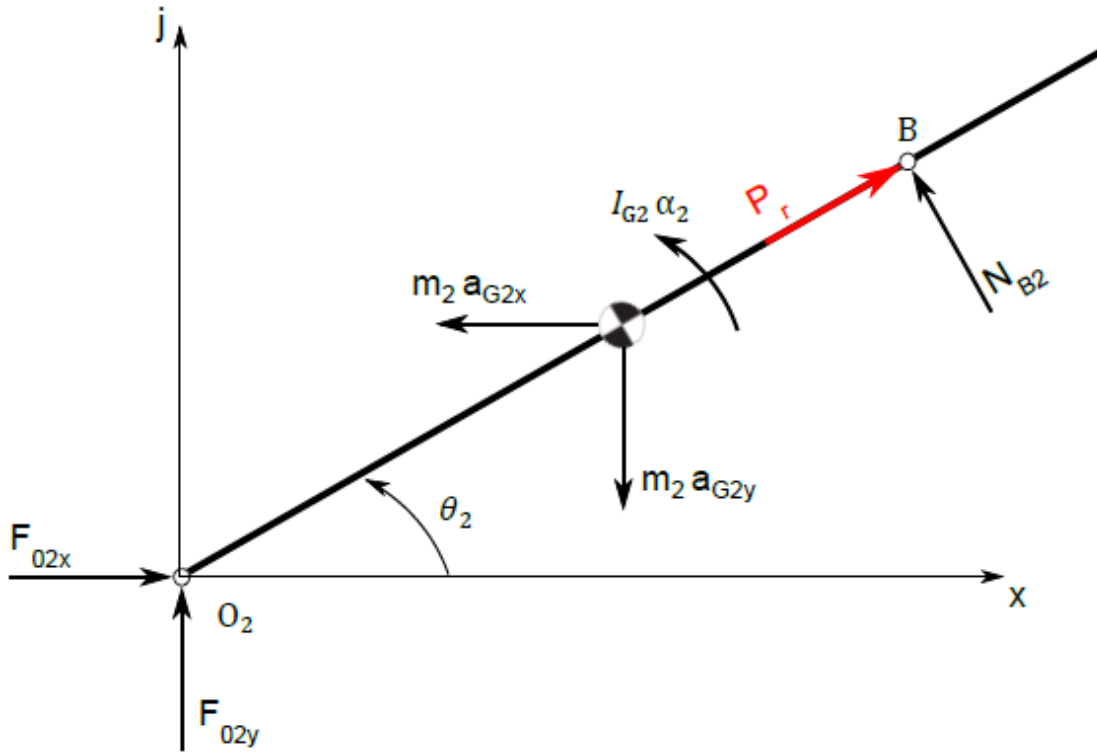
Şekil 3.10. Kayar uzva ait serbest cisim denge diyagramı.

Şekil 3.10'da verilen kayar mafsala ait serbest cisim denge diyagramı incelendiğinde, mafsala sürekli olarak dik etkiyen N normal kuvveti, mafsala dışarıdan etkiyen P kuvveti ve kayar mafsal ile birinci uzvun birleştiği noktada iste tepki kuvvetleri olduğu görülmektedir. Ayrıca kayar mafsalin ağırlık merkezinde ataletsel etkilerden kaynaklı ataletsel kuvvetler oluşmaktadır. Kayar mafsalin birinci uzuv ile birleştiği noktaya göre moment alındığında, moment yaratacak bir kuvvet olmadığı için moment eşitliği yazılmayacaktır. Bu bilgiler ışığında kayar uzva ait kuvvet eşitlikleri aşağıda verilmiştir.

$$\sum F_x = F_{1Bx} - P \cos \theta_2 + N_{2B} \sin \theta_2 = m_B a_{Bx} \quad (3.40)$$

$$\sum F_y = F_{1By} - P \sin \theta_2 - N_{2B} \cos \theta_2 = m_B a_{By} \quad (3.41)$$

Eşitlik 3.40 ve 3.41’de verilen eşitliklerdeki tepki kuvvetleri arasındaki bağıntı Bölüm 0’de verilmiştir.



Şekil 3.11. İki numaralı uzva ait serbest cisim denge diyagramı.

Şekil 3.11’de verilen iki numaralı uzva ait serbest cisim denge diyagramı incelendiğinde, uzvun O_2 mafsalı ve kayar uzuv ile birleştiği noktalarda tepki kuvvetleri olduğu görülmektedir. Ayrıca uzvun ağırlık merkezinde ataletsel etkilerden kaynaklı ataletsel kuvvetler oluşmaktadır. Bu bilgiler ışığında ikinci uzva ait kuvvet ve moment eşitlikleri aşağıda verilmiştir.

$$\sum F_x = F_{O2x} + P_r \cos \theta_2 - N_{B2} \sin \theta_2 = m_2 a_{G2x} \quad (3.42)$$

$$\sum F_y = F_{O2y} + P_r \sin \theta_2 + N_{B2} \cos \theta_2 = m_2 a_{G2y} \quad (3.43)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{G2} = F_{O2x} \frac{R_2}{2} \sin \theta_2 - F_{O2y} \frac{R_2}{2} \cos \theta_2 + N_{B2} \frac{R_2}{2} - P_r \cos \theta_2 \frac{R_2}{2} \sin \theta_2 \\ + P_r \sin \theta_2 \frac{R_2}{2} \cos \theta_2 = I_{G2} \alpha_2 \end{aligned} \quad (3.44)$$

Eş. 3.37 – 3.44 aralığında verilen sekiz adet denklem, statik analiz bölümünde Eş. 3.33’de verilen denklem gibi matris formunda yazılarak B vektörü çözülecek ve bilinmeyen kuvvetler bulunacaktır.

Eş. 3.37 – 3.44 aralığında verilen sekiz adet denklemin matris formunda yazılmış halleri aşağıda verilmiştir.

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{R_1}{2} \sin \theta_1 & -\frac{R_1}{2} \cos \theta_1 & \frac{R_1}{2} \sin \theta_1 & -\frac{R_1}{2} \cos \theta_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & -\cos \theta_2 & \sin \theta_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & -\sin \theta_2 & -\cos \theta_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\cos \theta_2 & \sin \theta_2 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin \theta_2 & -\cos \theta_2 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{R_2}{2} & \frac{R_2}{2} \sin \theta_2 & -\frac{R_2}{2} \cos \theta_2 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} F_{O1_x} \\ F_{O1_y} \\ F_{B1_x} \\ F_{B1_y} \\ P \\ F_2 \\ F_{O2_x} \\ F_{O2_y} \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} m_1 a_{G1_x} \\ m_1 a_{G1_y} \\ I_{G1} \alpha_1 + T \\ m_B a_{GB_x} \\ m_B a_{B_y} \\ m_2 a_{G2_x} \\ m_2 a_{G2_y} \\ I_{G2} \alpha_2 \end{bmatrix}$$

Burada görüldüğü üzere A matrisi statik analiz bölümünde verilen A matrisine benzer olarak tamamen mekanizmanın geometrik bilgilerini içeren 8×8 'lik bir matristir. B matrisi statik analiz bölümünde verilen B matrisi ile tamamen aynı olmasına rağmen C matrisi farklılık göstermektedir. Burada C matrisi Eş. 3.37 – 3.44 aralığında verilen denklemlerde eşitliğin sağ tarafında kalan ve sistemin dinamik durumunu ifade eden bilgileri içermektedir.

B matrisi statik analiz kısmında Eş. 3.34'de verilen lineer denklem sistemi çözümü yöntemiyle bulunacaktır. Statik analizden farklı olarak, dinamik analizin gerçekleştirilebilmesi için mekanizmanın hız ve ivme analizlerinin yapılmış olması gerekmektedir. Burada önemli nokta şudur; yapılan ivme analizleri uzuvların birleşim noktalarına göre yapılmaktadır. Fakat dinamik analizden kullanılan ivme değerleri uzuvların ağırlık merkezlerindeki ivme değerleri olmalıdır. Bu sebeple ivme analizinde bulunan ivme değerleri uzuvların ağırlık merkezlerine göre tekrar hesaplanmıştır.

Aşağıda Eş. 3.45 – 3.47 aralığında bir numaralı uzvun ağırlık merkezine etkiyen normal yöndeki ivmenin büyüklüğünü ve kartezyen koordinat sistemine dönüştürülmüş halini veren eşitlikler verilmiştir.

$$a_{G1}^n = -\omega_1^2 \frac{R_1}{2} e^{j\theta_1} \quad (3.45)$$

$$a_{G1_x}^n = -\omega_1^2 \frac{R_1}{2} \cos \theta_1 \quad (3.46)$$

$$a_{G1y}^n = -\omega_1^2 \frac{R_1}{2} \sin \theta_1 \quad (3.47)$$

Aynı şekilde Eş. 3.48 – 3.50 aralığında bir numaralı uzvun ağırlık merkezine etkiyen teğetsel ivmenin büyüklüğünü ve kartezyen koordinat sistemine dönüştürülmüş halini veren eşitlikler verilmiştir.

$$a_{G1}^t = j\alpha_1 \frac{R_1}{2} e^{j\theta_1} \quad (3.48)$$

$$a_{G1x}^t = -\alpha_1 \frac{R_1}{2} \sin \theta_1 \quad (3.49)$$

$$a_{G1y}^t = \alpha_1 \frac{R_1}{2} \cos \theta_1 \quad (3.50)$$

Bir numaralı uzuvda yapıldığı gibi aynı işlemler tekrarlanarak iki numaralı uzvunda normal ve teğetsel ivmeleri uzvun ağırlık merkezine göre tekrar hesaplanmalıdır. Ağırlık merkezindeki ivmeleri veren eşitlikler normal yöndeki ivme için Eş. 3.51 – 3.53, teğetsel ivme için Eş. 3.54 – 3.56 aralığında verilmiştir.

$$a_{G2}^n = -\omega_2^2(200)e^{j\theta_2} \quad (3.51)$$

$$a_{G2x}^n = -\omega_2^2(200) \cos \theta_2 \quad (3.52)$$

$$a_{G2y}^n = -\omega_2^2(200) \sin \theta_2 \quad (3.53)$$

$$a_{G2}^t = j\alpha^2(200)e^{j\theta_2} \quad (3.54)$$

$$a_{G2x}^t = -\alpha^2(200) \sin \theta_2 \quad (3.55)$$

$$a_{G2y}^t = \alpha^2(200) \cos \theta_2 \quad (3.56)$$

İvme analizi sırasında kayar uzva ait ivme değerleri kayar uzvun ağırlık merkezinde hesaplanmıştır. Bu yüzen kayar uzuv için tekrar ivme hesaplanmasına gerek yoktur. Fakat

dinamik analizde kullanılacak ivme bileşenlerini içeren eşitlikler aşağıda sırasıyla teğetsel ve Coriolis ivmeleri için Eş. 3.57 – 3.62 aralığında verilmiştir.

$$a_{GB}^t = a_{v_{B_1B_2}} e^{j\theta_2} \quad (3.57)$$

$$a_{GB_x}^t = a_{v_{B_1B_2}} \cos \theta_2 \quad (3.58)$$

$$a_{GB_y}^t = a_{v_{B_1B_2}} \sin \theta_2 \quad (3.59)$$

$$a_{GB}^c = 2j\omega_2 V_{B_1B_2} e^{j\theta_2} \quad (3.60)$$

$$a_{GB_x}^c = -2\omega_2 V_{B_1B_2} \sin \theta_2 \quad (3.61)$$

$$a_{GB_y}^c = 2\omega_2 V_{B_1B_2} \cos \theta_2 \quad (3.62)$$

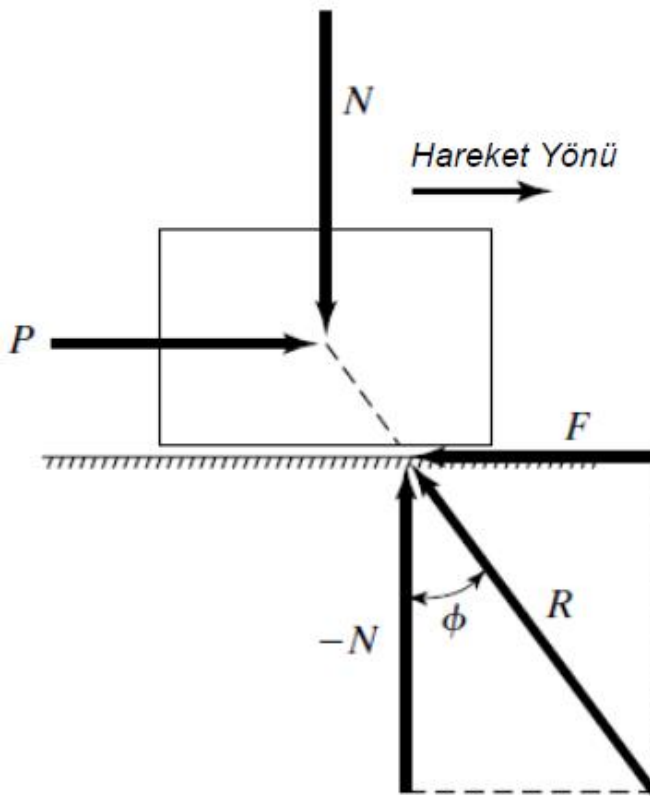
3.6. Sürtünmeli Dinamik Kuvvet Analizi

Bir mekanizmanın birbirine temas eden iki uzvu ne zaman hareket etse, o iki uzvu birbirine bağlayan mafsalda sürtünme meydana gelir. Oluşan bu sürtünme kuvveti kendisini mafsalda, ısı ve aşınma olarak gösterir. Ortaya çıkan ısı ve aşınma sebebiyle mafsallarda zamanla performans kayıpları gözlenir. Mafsallardaki performans düşüşleri ve sürtünme kuvvetleri sebebiyle ani tepki vermesi gereken mekanizmalar gerektiğinde hızlı davranışlar sergileyemezler ve mekanizmayı tahrik eden tahrik elemanının güç tüketiminde de artışlar gözlenir [14].

Sürtünmenin büyüklüğü ve türü mafsallarda kullanılan yataklama elemanlarına bağlıdır. Genellikle yüksek hızlarda ve yüklerde çalışan mekanizmalarda yataklama elemanı olarak düşük sürtünmeli yuvarlanmalı yataklar tercih edilir. Ayrıca, yüksek dayanımları ve düşük maliyetleri sebebiyle yağlamalı kaymalı yataklar da mekanizmalarda yataklama elemanı olarak kullanılmaktadır. Her ne kadar bahsedilen yataklama elemanları hareket eden parçaları bir yağ katmanı ile birbirinden ayırsa da pek çok çalışma koşulunda yağlamanın iyi yapılamaması, yağ haznesindeki kaçaklar veya çalışılan ortamın yağlama yapılmasına

uygun olmaması (örn: atmosfer dışı uygulamalar ve gıda sektörü) sebebiyle yataklama elemanlarında kuru sürtünme veya bir diğer adıyla Coulomb sürtünmesi meydana gelir.

Mekanizmalarda genellikle prizmatik ve döner mafsallarda Coulomb sürtünmesi görülmektedir. Şekil 3.12’de prizmatik mafsallarda meydana gelen sürtünme mekaniği görülmektedir.

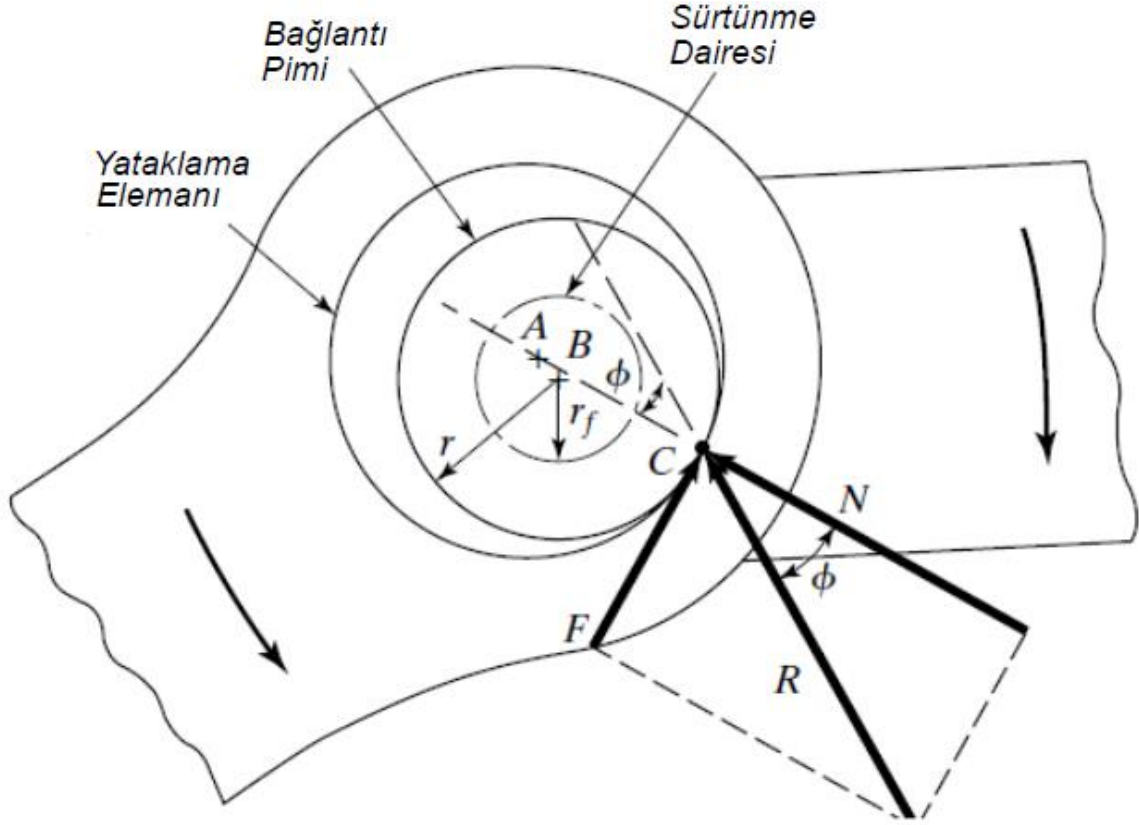


Şekil 3.12. Prizmatik mafsallarda sürtünme.

Burada P kayar mafsala etkiyen kuvveti, N kayar mafsal ile yüzey arasında oluşan normal kuvveti, $F = \mu N$ harekete ters yönlü oluşan sürtünme kuvvetini, R sürtünme ve normal kuvvetlerin bileşkesini ve son olarak ϕ sürtünme açısını göstermektedir. Sürtünme açısı ile sürtünme katsayısı arasında doğrudan bir ilişki vardır. Bu ilişki Eş. 3.63’de verilmiştir.

$$\tan \phi = \frac{F}{N} = \frac{\mu N}{N} = \mu \quad (3.63)$$

Döner mafsallarda meydana gelen sürtünme mekaniği temelde prizmatik mafsallarda meydana gelen ile büyük benzerlik göstermektedir. Şekil 3.13’de döner mafsallarda meydana gelen sürtünme mekaniği görülmektedir.



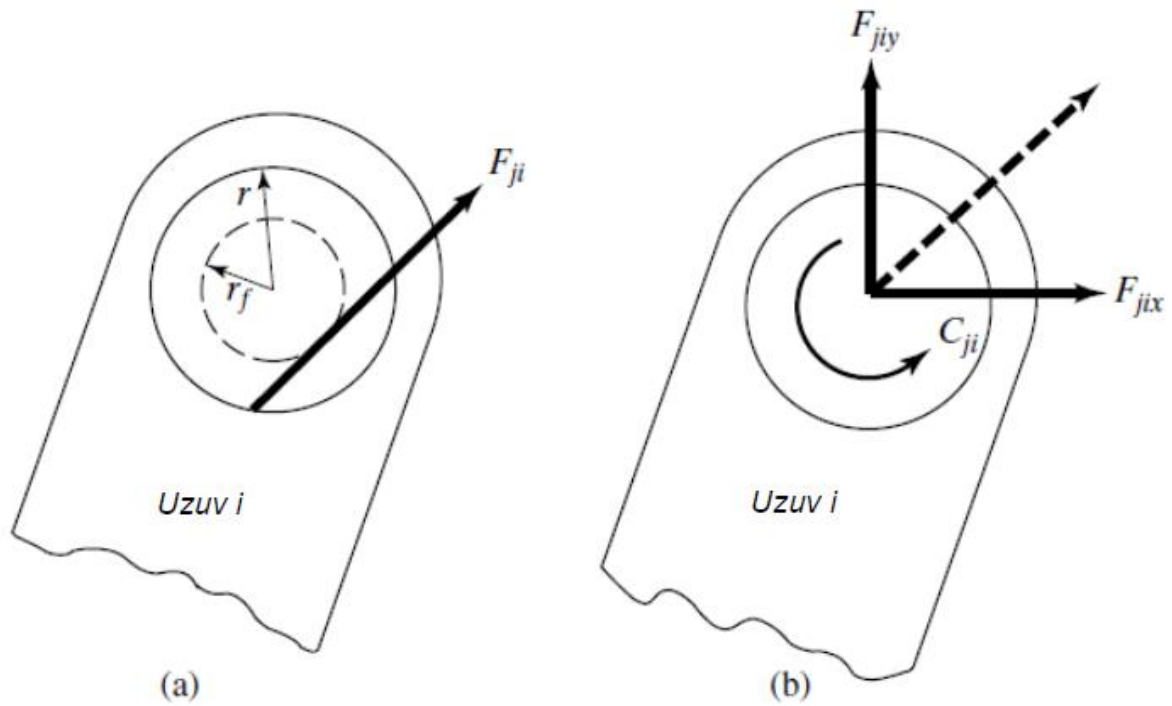
Şekil 3.13. Döner mafsallarda sürtünme.

Burada A yataklama elemanının merkezini, B bağlantı piminin merkezini göstermektedir. Gerçek uygulamalarda mafsallardaki boşluklar bu kadar büyük değildir fakat anlatım kolaylığı sağlaması amacıyla Şekil 3.13’te gösterim böyle yapılmıştır. C noktası yataklama elemanının ve bağlantı piminin temas noktasını, N parçalar arasında oluşan normal yöndeki basma kuvvetini, $F = \mu N$ harekete ters yönlü oluşan sürtünme kuvvetini göstermektedir. Eş. 3.63’de görüldüğü üzere hareket boyunca sürtünme kuvvetinin sabit kaldığı varsayılır ise ϕ sürtünme açısı da hareket boyunca sabit kalacaktır. Yani R bileşke kuvveti hareket boyunca B merkezli r_f sürtünme dairesine teğet olacaktır. Bu teğet olma durumu yüzünden hareket boyunca R kuvveti harekete ters yönlü bir sürtünme momenti oluşturacaktır.

$$r_f = r \sin \phi \approx r\mu \quad (3.64)$$

μ değerinin küçük olduğu varsayımında bulunulursa, r_f değeri Eş. 3.64'de görüldüğü üzere bulunur. Bu tez kapsamında yapılacak çalışmalarda μ değerinin hareket boyunca sabit kalacağı ve büyüklüğünün küçük olacağı varsayımı yapılmıştır.

Şekil 3.13'de verilen sürtünme mekaniği yapılacak hesaplamaları kolaylaştırması amacıyla Şekil 3.14'de verildiği gibi gösterilebilir.

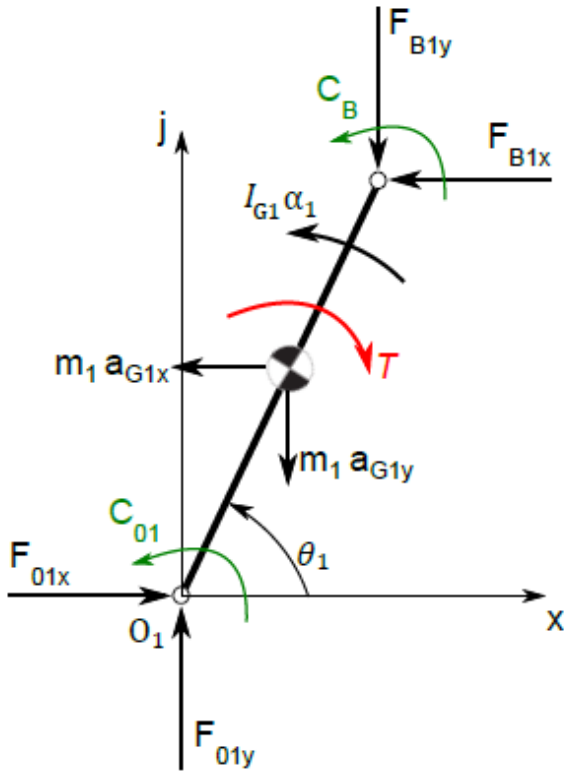


Şekil 3.14. Döner mafsallarda oluşan sürtünme kuvvetinin farklı gösterimi.

Şekil 3.14.a'da görülen F_{ji} kuvveti Şekil 3.13'te verilen R kuvveti ile aynıdır. Bu gösterim Şekil 3.14.b'de F_{ji} kuvvetinin bileşenlerine ayrılması ve F_{ji} kuvvetinin yaratacağı sürtünme momentinin C_{ji} olarak gösterilmesi ile verilmiştir. C_{ji} sürtünme momentinin hesaplanması Eş. 3.65'te verilmiştir.

$$C_{ji} = r_f F_{ji} \approx r\mu \left(F_{jix}^2 + F_{jiy}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.65)$$

Bu tez kapsamında yapılacak olan sürtünmeli dinamik kuvvet analizi Coulomb sürtünmesi ve Bölüm 0’te anlatılan d’Alembert prensibine göre yapılacaktır. Bu sistemin d’Alembert prensibine göre analiz edilebilmesi için Eş. 3.35 ve Eş. 3.36’yı bulunduğu uzayda tanımlı olan her eksen için sağlaması gerekmektedir. Burada dinamik analizden farklı olarak mafsallarda kullanılan yataklama elemanlarının sürtünmeleri ve kayar uzun sürtünmesi, Bölüm 0’te kullanılan denklemlere eklenecektir.



Şekil 3.15. Bir numaralı uzva ait serbest cisim denge diyagramı.

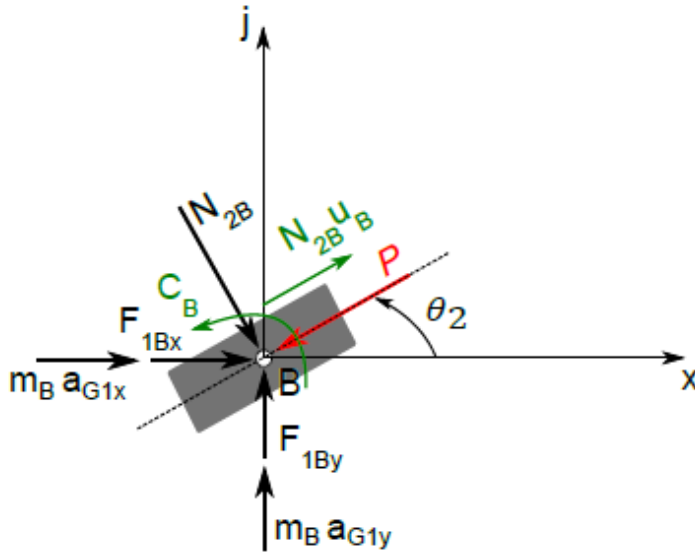
Şekil 3.15’de verilen bir numaralı uzva ait serbest cisim denge diyagramı incelendiğinde, Şekil 3.9’dan farklı olarak uzvun O_1 ve B_1 noktalarında bulunan yataklama elemanlarında oluşan sürtünme kuvveti kaynaklı yeşil renkle gösterilen yatak sürtünme torqları olan C_{O1} ve C_B görülmektedir. Bu bilgiler ışığında birinci uzva ait kuvvet ve moment eşitlikleri aşağıda verilmiştir.

$$\sum F_x = F_{O1x} - F_{B1x} = m_1 a_{G1x} \quad (3.66)$$

$$\sum F_y = F_{O1y} - F_{B1y} = m_1 a_{G1y} \quad (3.67)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{G1} = & F_{B1x} \frac{R_1}{2} \sin \theta_1 - F_{B1y} \frac{R_1}{2} \cos \theta_1 + F_{O1x} \frac{R_1}{2} \sin \theta_1 - F_{O1y} \frac{R_1}{2} \cos \theta_1 \\ & - T + \mu_{O1} r_{O1} \left(F_{O1x}^2 + F_{O1y}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \text{sign}(\omega_0 - \omega_1) \\ & + \mu_{B1} r_{B1} \left(F_{B1x}^2 + F_{B1y}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \text{sign}(\omega_B - \omega_1) = I_{G1} \alpha_1 \end{aligned} \quad (3.68)$$

Eş. 3.68'de verilen μ_{O1} ve μ_{B1} katsayıları, uzvun O_1 ve B_1 noktalarında bulunan yataklama elemanlarının sürtünme katsayılarını göstermektedir. Eş. 3.68'de verilen r_{O1} ve r_{B1} değerleri ise, uzvun O_1 ve B_1 noktalarında bulunan yataklama elemanlarının yarıçaplarını göstermektedir. Eş. 3.68'de verilen sign ifadesi matematiksel bir ifade olup içerisindeki sayının pozitif veya negatif oluşuna göre denklem sistemini pozitif veya negatif yapmaktadır. sign İfadesinin buradaki kullanım amacı, sürtünme kuvvetlerinden kaynaklı oluşan yatak sürtünme kuvvetinin yönünün daima uzvun dönüş yönünün tersine olduğunun matematiksel olarak gösterilmesidir.



Şekil 3.16. Kayır uzva ait serbest cisim denge diyagramı.

Şekil 3.16'te verilen kayır uzva ait serbest cisim denge diyagramı incelendiğinde, Şekil 3.10'dan farklı olarak kayır uzvun bir numaralı uzva bağlı olduğu noktadaki yataklama elemanında oluşan sürtünme kuvveti kaynaklı yeşil renkle gösterilen yatak sürtünme torku

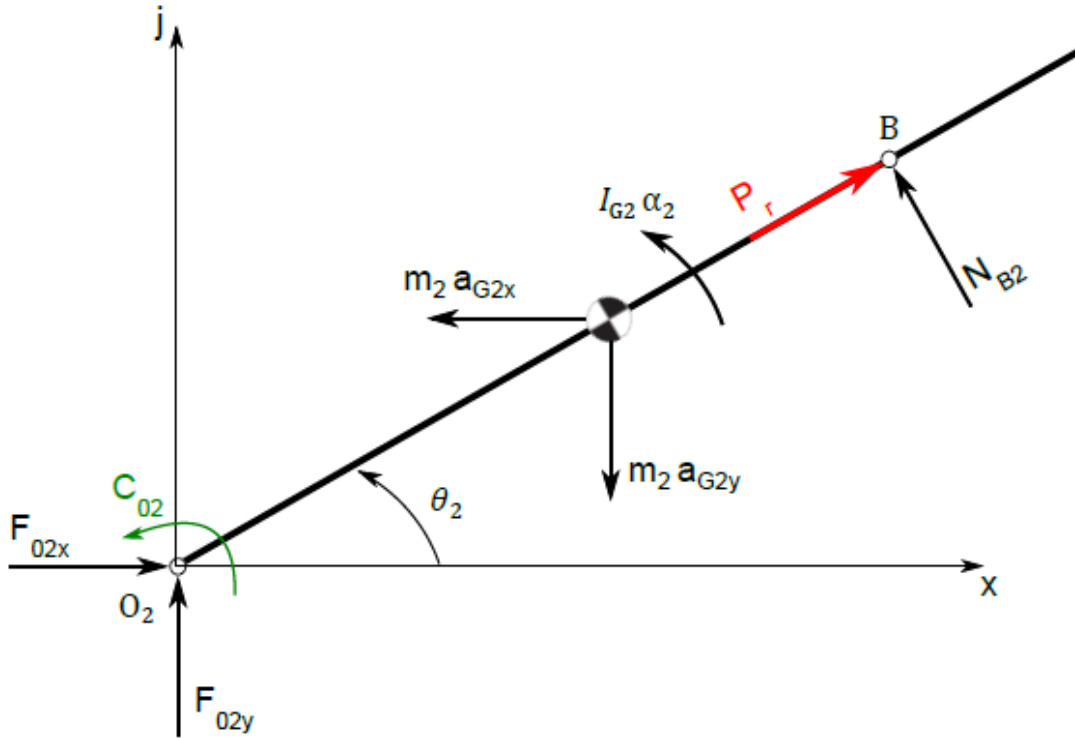
C_B ve kayar uzvun iki numaralı uzuv ile temas ettiği noktada kayar uzvun hareketine ters yönlü oluşan yeşil renkle gösterilen sürtünme kuvveti oluşmaktadır. Bu bilgiler ışığında kayar uzva ait kuvvet eşitlikleri aşağıda verilmiştir.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= F_{1B_x} - P \cos \theta_2 + N_{2B} \sin \theta_2 + \mu_{B2} |N_{2B} \cos \theta_2| \text{sign}(v_{B_1B_2}) \\ &= m_B a_{B_x} \end{aligned} \quad (3.69)$$

$$\begin{aligned} \sum F_y &= F_{1B_y} - P \sin \theta_2 - N_{2B} \cos \theta_2 + \mu_{B2} |N_{2B} \sin \theta_2| \text{sign}(v_{B_1B_2}) \\ &= m_B a_{B_y} \end{aligned} \quad (3.70)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{GB} &= \mu_{B2} h |N_{2B}| \text{sign}(v_{B_1B_2}) + \mu_{B1} r_{B1} (F_{1B_x}^2 + F_{1B_y}^2)^{\frac{1}{2}} \text{sign}(\omega_B - \omega_1) \\ &= 0 \end{aligned} \quad (3.71)$$

Eş. 3.69 – 3.71’da verilen μ_{B2} katsayısı kayar uzuv ile iki numaralı uzuv arasındaki sürtünme katsayısını, h değeri ise kayar uzuv ile iki numaralı uzvun temas ettiği noktanın kayar uzvun merkezine olan dik uzaklığını göstermektedir.



Şekil 3.17. İki numaralı uzva ait serbest cisim diyagramı.

Şekil 3.17’de verilen iki numaralı uzva ait serbest cisim denge diyagramı incelendiğinde, Şekil 3.11’den farklı olarak uzvun O_2 noktasında bulunan yataklama elemanında oluşan sürtünme kuvveti kaynaklı yeşil renkle gösterilen yatak sürtünme torku olan C_2 görülmektedir. Bu bilgiler ışığında ikinci uzva ait kuvvet ve moment eşitlikleri aşağıda verilmiştir.

$$\sum F_x = F_{O2x} + P_r \cos \theta_2 - N_{B2} \sin \theta_2 = m_2 a_{G2x} \quad (3.72)$$

$$\sum F_y = F_{O2y} + P_r \sin \theta_2 + N_{B2} \cos \theta_2 = m_2 a_{G2y} \quad (3.73)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{G2} &= F_{O2x} \frac{R_2}{2} \sin \theta_2 - F_{O2y} \frac{R_2}{2} \cos \theta_2 + N_{B2} \frac{R_2}{2} - P_r \cos \theta_2 \frac{R_2}{2} \sin \theta_2 \\ &\quad + P_r \sin \theta_2 \frac{R_2}{2} \cos \theta_2 + \mu_{O2} r_{O2} \left(F_{O2x}^2 + F_{O2y}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \text{sign}(\omega_0 - \omega_2) \\ &= I_{G2} \alpha_2 \end{aligned} \quad (3.74)$$

Eş. 3.74’de verilen μ_{O2} katsayısı uzvun O_2 noktasında bulunan yataklama elemanının sürtünme katsayısını, r_{O2} değeri ise yataklama elemanının yarıçapını göstermektedir.

Eş. 3.66 – 3.74 aralığında, sürtünmeli dinamik analizinin gerçekleştirilebilmesi için dokuz adet eşitlik verilmiştir. Bu eşitliklerin Bölüm 0’de anlatılan matris yöntemiyle çözümü, denklemler lineer olmadığı için mümkün değildir. Non-lineeritenin getirdiği durum yüzünden bu dokuz denklem MATLAB programında nümerik olarak çözdürülerek sisteme dışarıdan etkiyen P ve mafsallardaki yatak kuvvetler bulunacaktır.



4. MATEMATİKSEL MODELİN DOĞRULANMASI

Bölüm 3’de oluşturulan matematiksel modelin doğrulanması, bilgisayar destekli hareket analizi modülü ile gerçekleştirilmiştir. Doğrulama yönteminin adımları;

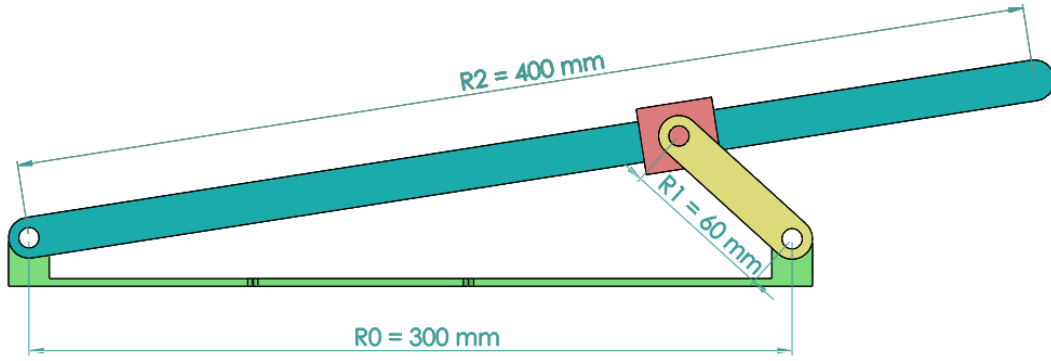
- Mekanizmada kullanılan uzuvlar için boyutların belirlenmesi
- SolidWorks programında, tez kapsamında belirlenen mekanizmanın 3 boyutlu olarak modellenmesi
- Mekanizmanın hangi yükler altında hangi hızla hareket edeceğinin yaklaşık olarak belirlenmesi
- SolidWorks programının eklentisi olan SolidWorks Motion eklentisinde hareket ve kuvvet analizlerinin yapılması
- SolidWorks Motion eklentisinde elde edilen sonuçların, matematiksel modelden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılması

yukarıdaki gibi sıralanabilir. Bu kapsamda belirlenen mekanizma uzuv fiziksel özellikleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Uzuv fiziksel özellikleri.

Uzuv	Boyut (mm)	Ağırlık (gr)	Atalet (Kg.mm ²)
R0	300	-	-
R1	60	1000	420
R2	400	5000	70041
B	-	500	-

Çizelge 4.1’de verilen ölçüler baz alınarak SolidWorks programında 3 boyutlu tasarımı yapılmış mekanizmaya ait görsel Resim 4.1’de verilmiştir.



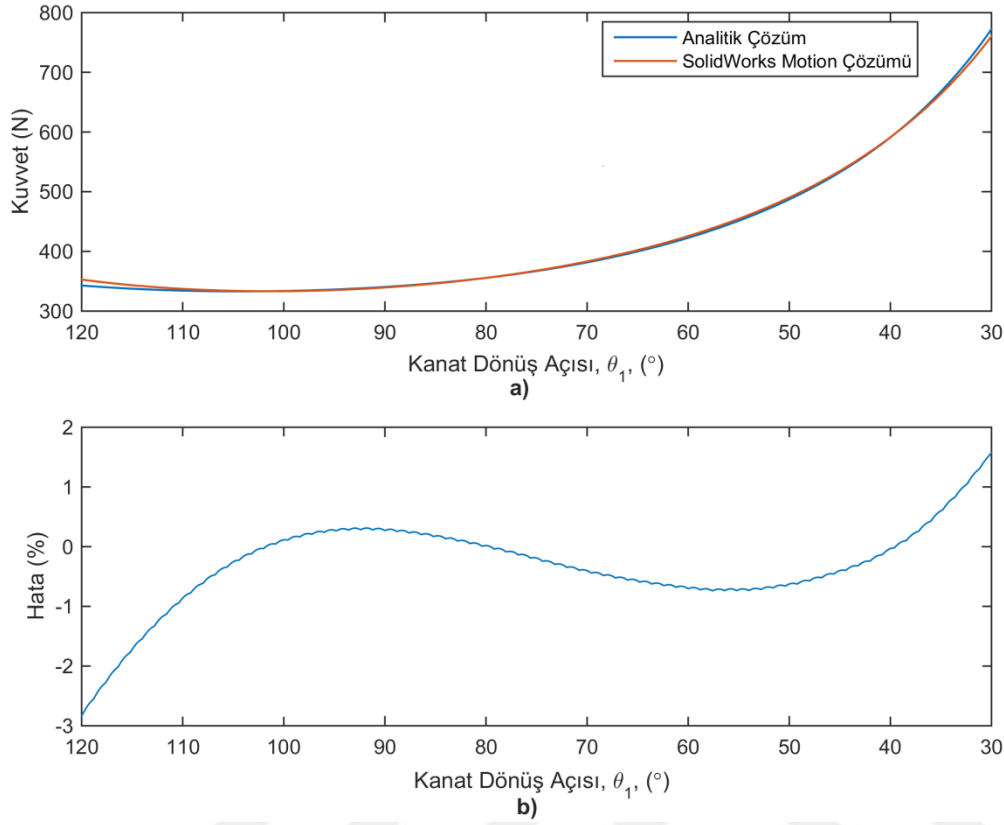
Resim 4.1. SolidWorks programında 3 boyutlu olarak modellenen mekanizma.

Tasarımı yapılan mekanizmanın R1 uzvuna etkiyecek ve dinamik analizlerde kullanılacak çalışma koşulları Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2. R1 uzvuna etkiyecek çalışma koşulları.

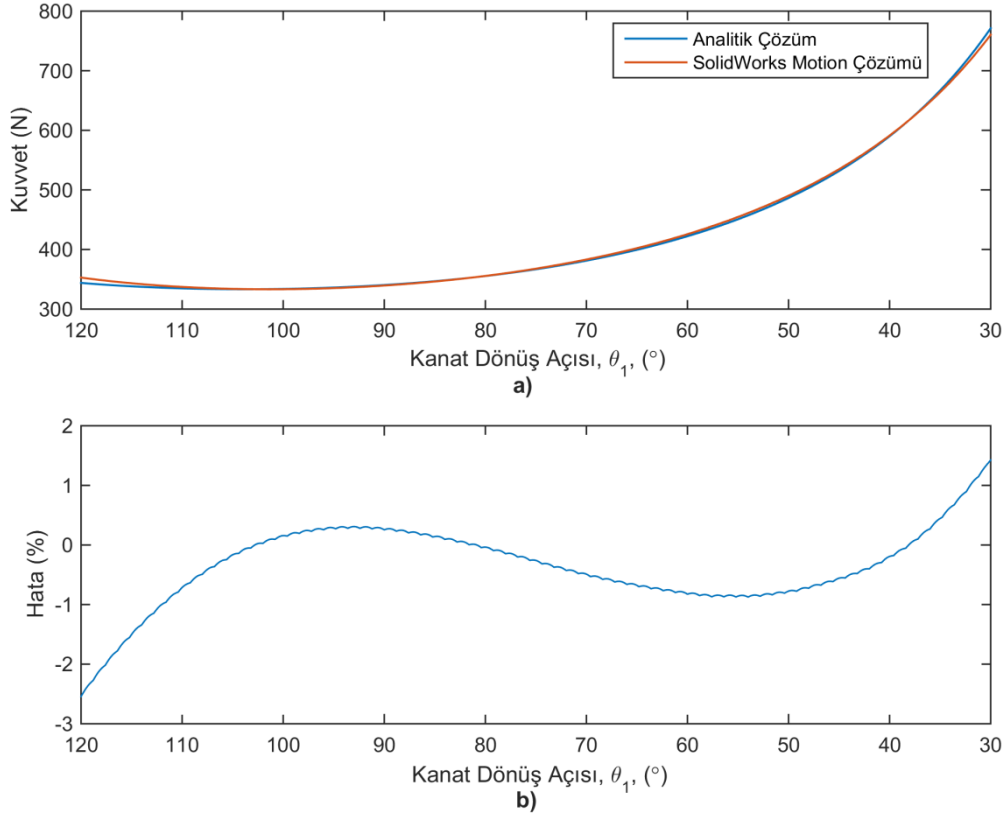
Yük (N.m)	Hız (°/s)	θ_1 Başlangıç Değeri (°)	θ_1 Bitiş Değeri (°)
20	30	120	30

Resim 4.1’de verilen model SolidWorks Motion eklentisinde Çizelge 4.2’de verilen değerler için çözdürülmüştür. Uzunluk özellikleri Çizelge 4.1’de belirlenen değerler olarak kabul edilmiş, yataklama elemanlarının yuvarlanmalı yatak olduğu kabulü yapılarak sürtünme katsayıları 0,0015 olarak alınmıştır [15]. Elde edilen değerler matematiksel modelden elde edilen değerler ile karşılaştırılmış. Sonuçlar ve sonuçlardaki farklılıklar Şekil 4.1 - 4.5’te verilmiştir.



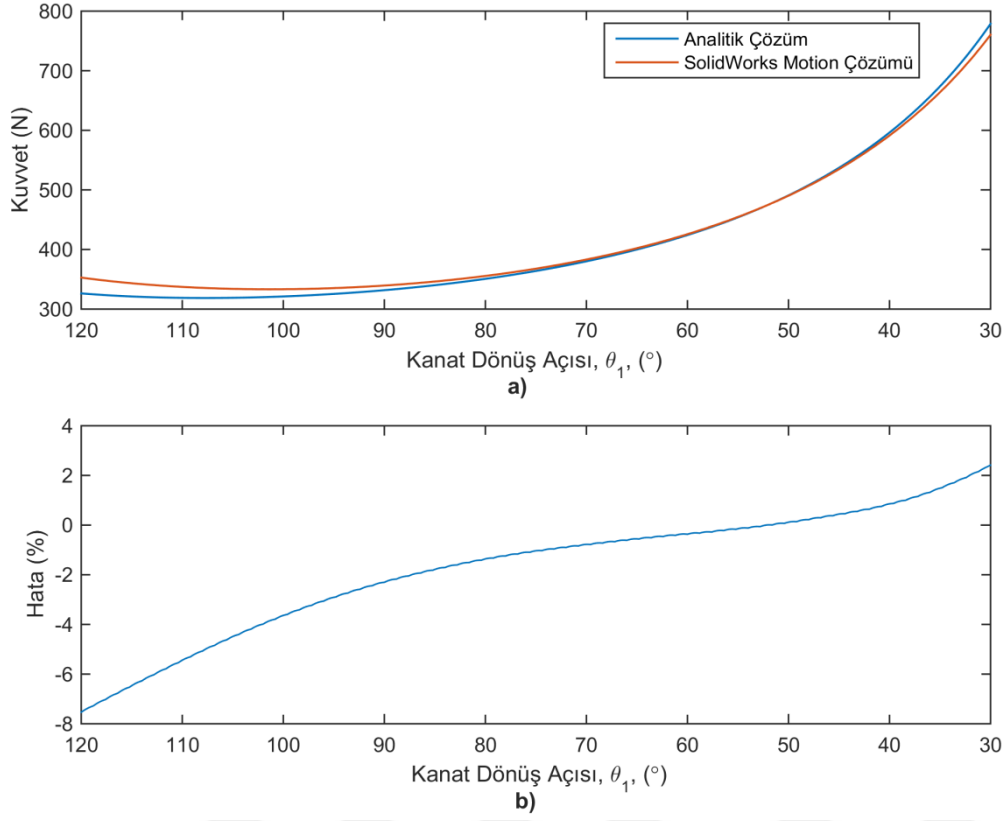
Şekil 4.1. a) Analitik model ve SolidWorks Motion eklentisi ile hesaplanan P kuvveti, b) iki sonuç arasındaki fark grafiği.

Sonuçlar incelendiğinde P kuvvetinde başlangıç noktasında %3, bitiş noktasında %1,5 mertebesinde bir hata görülmektedir. Gerçekleştirilen hareketin büyük bir kısmında hata değeri %0 etrafında salınmaktadır.



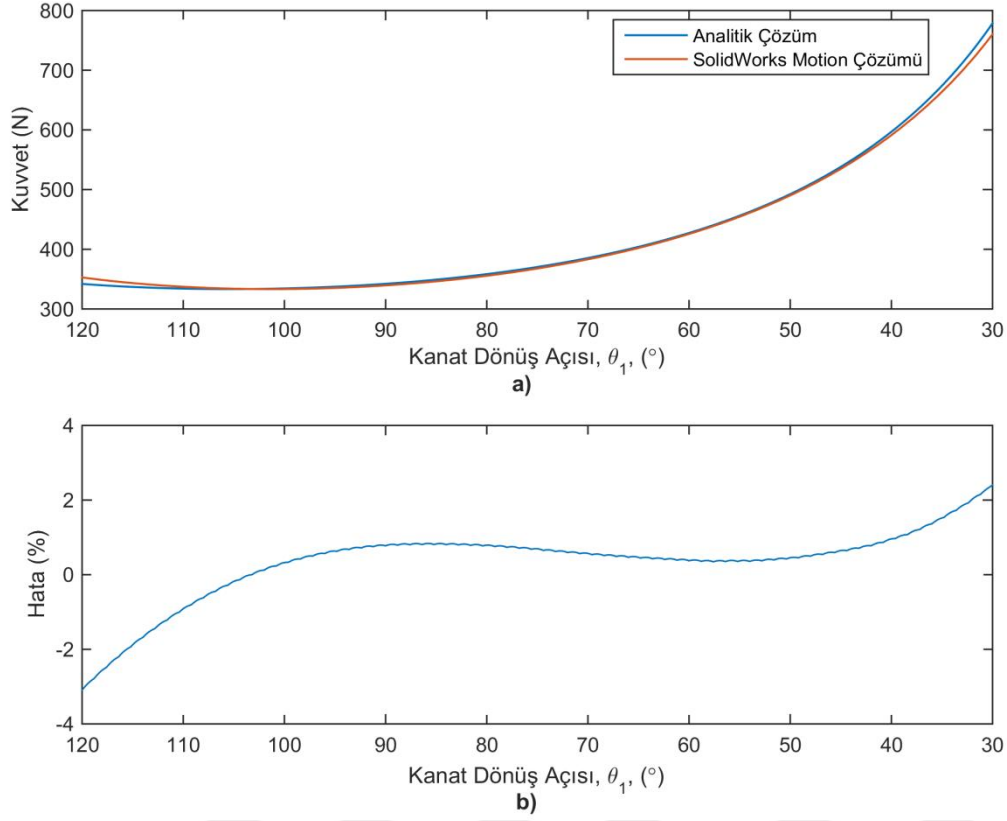
Şekil 4.2. a) Analitik model ve SolidWorks Motion eklentisi ile hesaplanan O_1 kuvveti, b) iki sonuç arasındaki fark.

O_1 mafsalındaki bileşke kuvvetlerinde de P kuvvetine benzer olarak başlangıç noktasında %3, bitiş noktasında %1,5 mertebesinde bir hata görülmektedir. Gerçekleştirilen hareketin büyük bir kısmında hata değeri %0 etrafında salınmaktadır.



Şekil 4.3. a) Analitik model ve SolidWorks Motion eklentisi ile hesaplanan O_2 kuvveti, b) iki sonuç arasındaki fark grafiği.

O_2 mafsalındaki bileşke kuvvetinde başlangıç noktasında %8, bitiş noktasında %2 mertebesinde bir hata görülmektedir.



Şekil 4.4. a) Analitik model ve SolidWorks Motion eklentisi ile hesaplanan B kuvveti, b) iki sonuç arasındaki fark grafiği.

Son olarak B mafsallarındaki bileşke kuvvet incelendiğinde O_1 ve P kuvvetlerindeki benzer olarak başlangıç noktasında %3, bitiş noktasında %2 mertebesinde bir hata görülmektedir.

Matematiksel model ile SolidWorks Motion eklentisinden elde edilen sonuçlar arasında fark olmasının temel sebepleri aşağıda verilmiştir;

1. Parçaların ağırlık merkezlerinin matematiksel model ve SolidWorks Motion modelinde tam olarak aynı olmamasıdır.
2. SolidWorks Motion paket programında P kuvvetinin elde edilebilmesi için P kuvvetini yaratacak bir unsurun modele eklenmesi gerekmektedir. Bu sebeple mekanizma hareketinin dairesel hareket yapan bir motor ile R1 uzvuna verilmesi yerine B kayar mafsala etkiyen lineer motor ile mekanizmanın hareketi sağlanmıştır. Böylece lineer hareket sağlayan motorun ürettiği kuvvet P kuvveti olarak kullanılmıştır.

3. Mekanizmanın tahrik elemanı olarak lineer motor kullanıldığı için, R1 uzvunun dairesel hareketi matematiksel model ile birebir olacak şekilde ayarlanamamıştır.

Yukarıda sıralanan farklılıkların yok edilmesi durumunda oluşturulan matematiksel model ve SolidWorks Motion paket programında elde edilen sonuçlar arasındaki farkın ihmal edilebilecek düzeyde olacağı öngörülmektedir. Bu sebeple Bölüm 7’de yapılacak olan testlerin sonuçları incelenirken matematiksel model sonuçları dikkate alınacaktır.





5. DOĞRU AKIM TAHRİK MOTORU GÜÇ HESABI

Tasarlanan mekanizmanın güç tüketiminin tespit edilebilmesi için mekanizmada kullanılan elektrik motorunun, mekanizmaya uygulanan pozisyon komutu esnasında aerodinamik yüke karşı ne kadar tork üreteceğinin ve motorun pozisyon komutunu yerine getirirken ki dönüş hızının bilinmesi gerekmektedir.

Tasarlanan mekanizmada yer alan doğru akım tahrik motoru, bir adet gezegen dişli kutusu ve bir adet bilyalı vida ile bütünleşik halde kullanılmaktadır. Bu sebeple elektrik motorunun dönüş hızı ve üreteceği torku tespit edebilmek için sırasıyla; bilyalı vidanın ve gezegen dişli kutusunu tork ve dönüş hızı değerlerinin hesaplanması lazımdır. Bu hesaplamaları yapabilmek için öncelikle bilyalı vidanın Bölüm 0'da bulunan eşitliklerle hesaplanan P kuvvetini üretebilmesi için üzerine uygulanmasına ihtiyaç duyulan torku ve Bölüm 0'de hesaplanan V_B hızını sağlayabilmesi için ürettiği dönüş hızının hesaplanması gerekmektedir. Bu değerler hesaplandıktan sonra elde edilen sonuçlar gezegen dişli kutusunun aktarma oranı ve verimi göz önüne alınarak doğru akım tahrik motoruna aktarılır ve doğru akım tahrik motorunun üretmesi gereken tork ve dönüş hızı bu şekilde hesaplanabilir.

Yukarıda bahsedilen hesaplamaların yapılabilmesi için gerekli olan eşitlikler, aşağıda Eş. 5.1 - 5.5 aralığında verilmiştir [16].

$$T_m = \frac{T_{sh} + T_i}{N_d \mu_d} \quad (5.1)$$

Eş. 5.1'de verilen T_m , T_{sh} ve T_i değerleri sırasıyla; elektrik motorunun üretmesi gereken tork, sistemin ivmelenme etkilerinden arındırılmış yani sabit hızla hareket ettiği varsayımı ile üretmesi gereken tork ve ivmelenme etkileri kaynaklı üretmesi gereken tork değerlerini göstermektedir. Eş. 5.1'de verilen N_d ve μ_d değerleri ise sırasıyla; gezegen dişli kutusunun aktarma oranını ve verimini göstermektedir.

$$T_{sh} = T_y + T_o + T_s \quad (5.2)$$

Eş. 5.2’de verilen T_y , T_o ve T_s değerleri sırasıyla; mekanizmanın karşı gelmesi gereken aerodinamik kuvvete denk gelen tork değeri, kullanılan bilyalı vidadaki boşluğun azaltılması için uygulanan ön yükleme kuvveti kaynaklı oluşan tork ve son olarak bilyalı vidanın dişli kutusuna yataklamak için kullanılan yataklama elemanlarında oluşan sürtünme torkunu ifade etmektedir.

$$T_y = \frac{P \times H}{2000\pi\mu_{bv}} \quad (5.3)$$

Eş. 5.3’de verilen P , H ve μ_{bv} değerleri sırasıyla; Bölüm 0’da bulunan eşitliklerle hesaplanan ve bilyalı vidanın aerodinamik yüke karşı uygulaması gereken kuvvet değerini, bilyalı vidanın adımını ve bilyalı vidanın verimliliğini göstermektedir.

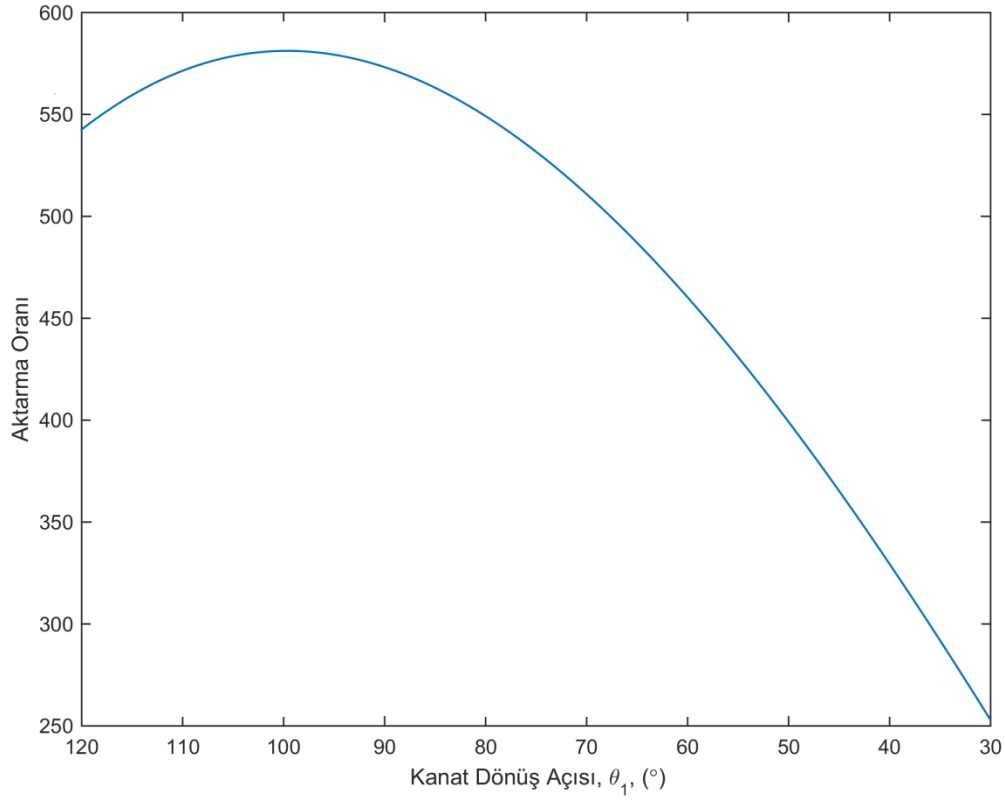
$$T_i = I_t \alpha_m \quad (5.4)$$

Eş. 5.4’de verilen I_t ve α_m değerleri sırasıyla; motor ve bilyalı vidanın toplam ataletini ve motorun açısal ivmesini göstermektedir.

$$I_t = I_m + I_{bv} \quad (5.5)$$

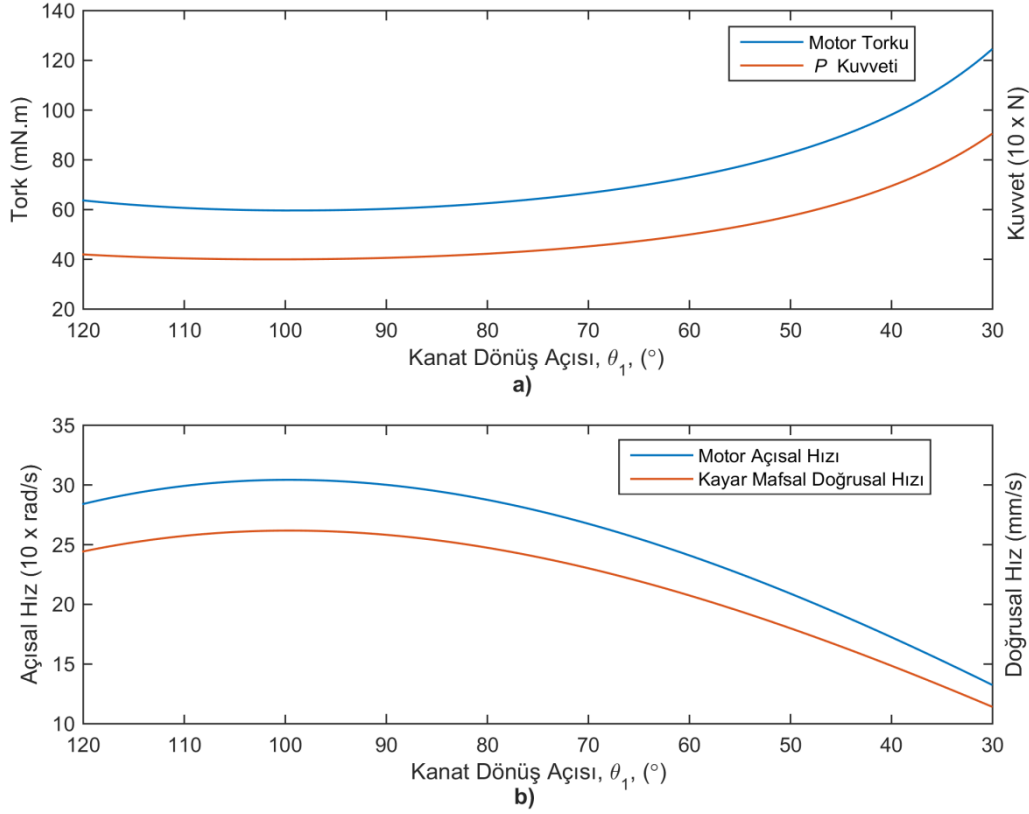
Eş 5.5’de verilen I_m ve I_{bv} sırasıyla; motorun ve bilyalı vidanın ataletlerini göstermektedir.

Öncelikle Çizelge 4.1’de uzuv özellikleri verilen mekanizmanın Çizelge 4.2’de belirtilen çalışma koşulları altında hareketini gerçekleştirmesi esnasında mekanizmanın aktarma oranının ne olduğu ve kanat dönüş açısına (θ_1) bağlı olarak nasıl değiştiği incelenecektir.



Şekil 5.1. Mekanizma aktarma oranının θ_1 açısına bağlı değişimi.

Şekil 5.1’te görüldüğü üzere mekanizmanın aktarma oranı θ_1 açısına bağlı olarak önemli ölçüde değişmektedir. Aktarma oranı grafiği incelendiğinde, doğru akım tahrik motorunun hızının ve üretmesi gereken tork miktarının aktarma oranındaki değişim sebebiyle, hareketin başlangıç ve bitiş noktalarında yaklaşık iki kat oranında değişeceği söylenebilir. Bu değişim Şekil 5.2’de gösterilmiştir.

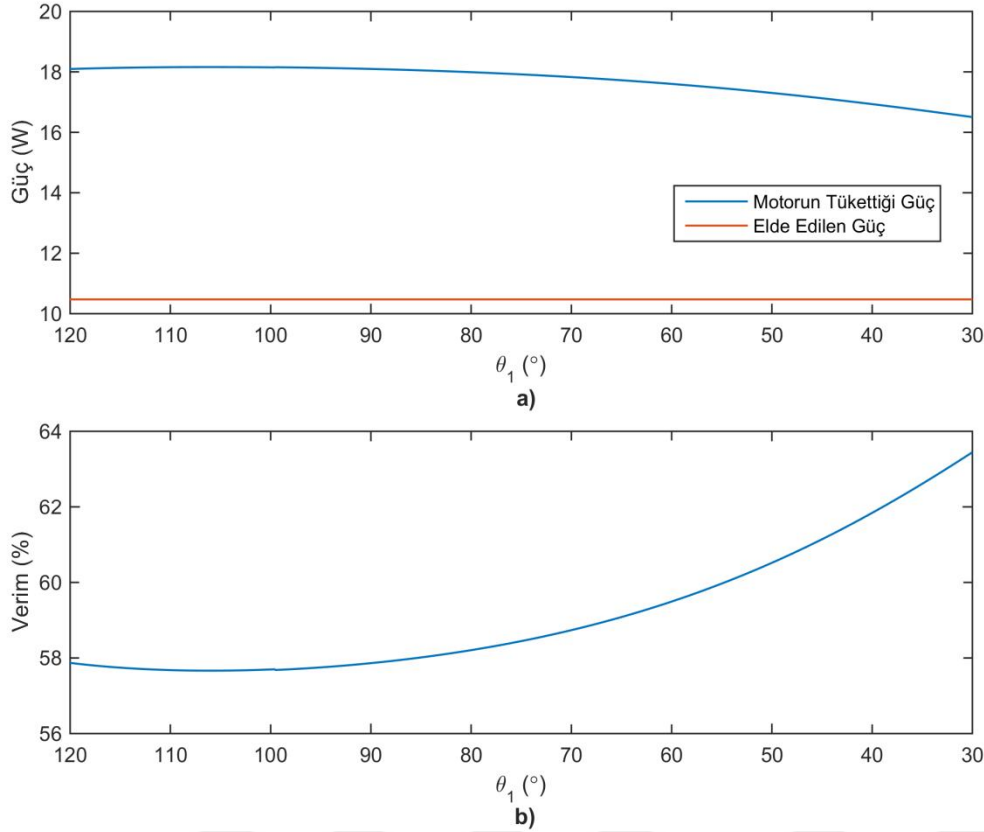


Şekil 5.2. a) Doğru akım tahrik motorunun P kuvvetine karşı üretmesi gereken tork,
b) kayar mafsalın hızına karşı doğru akım tahrik motorunun dönüş hızı grafiği.

Şekil 5.2’de görüldüğü üzere doğru akım tahrik motorunun açısal hızı ve ürettiği tork miktarı mekanizmanın aktarma oranına bağlı olarak, hareketin başlangıç ve bitiş noktalarında yaklaşık iki kat oranında değişmektedir. Doğru akım tahrik motorunun ürettiği tork miktarı ve o andaki açısal hızı bilindiği için, doğru akım tahrik motorunun tükettiği güç Eş. 5.7 ile hesaplanabilir.

$$Güç = Tork \times Hız \quad (5.6)$$

Eş. 5.7 ile elde edilen doğru akım tahrik motorunun gücü ve mekanizmanın çıkış gücü, ayrıca mekanizmanın θ_1 açısına bağlı olarak değişen verimi Şekil 5.3’te verilmiştir.

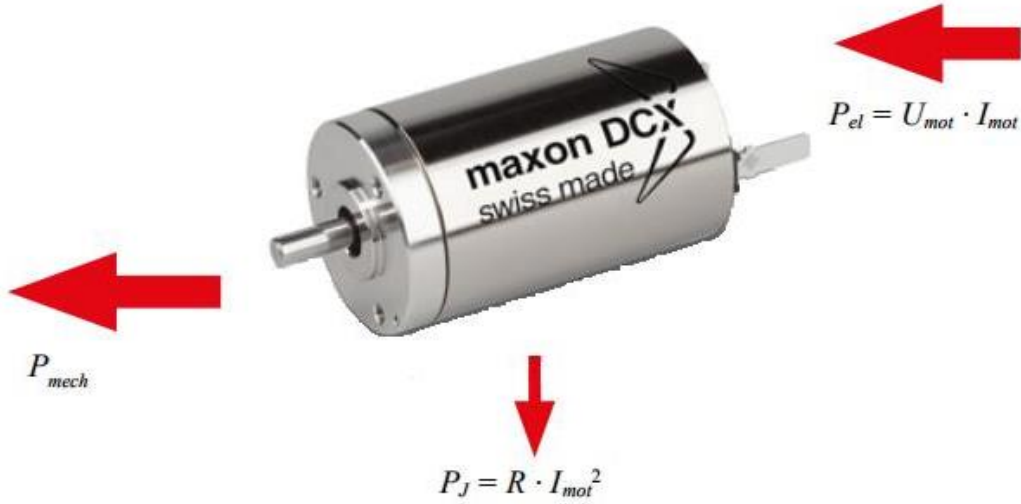


Şekil 5.3. Mekanizmanın θ_1 açısına bağlı a) giriş - çıkış güçleri, b) mekanizmanın verimi.

R1 uzvunun hızı ve üzerine etkiyen tork Çizelge 4.2’de verilmiştir. Yani mekanizmanın çıkışındaki güç bilinmektedir. R1 uzvunun hızı ve üzerine etkiyen tork θ_1 açısına bağlı olarak değişmediği için çıkış gücü mekanizmanın hareketi boyunca sabittir. Fakat doğru akım tahrik motorunun ürettiği tork ve açısal hızı θ_1 açısına bağlı olarak değiştiği için ayrıca mafsallarda oluşan sürtünme kuvvetleri de mekanizmaya doğrusal olmayan nitelik getirdiği için elektrik motorunun tükettiği güç değişim göstermektedir. Mekanizmanın verimi incelendiğinde, verim miktarının θ_1 açısına bağlı olarak hareketin başlangıç ve bitiş noktaları arasında yaklaşık olarak %5 miktarında değiştiği görülmektedir. Genel geçer bir kural olarak mekanizmalarda aktarma oranı arttıkça mekanik güç kayıplarının artacağı ve bu sebeple mekanizmalarının veriminin azalacağı bilinmektedir [17]. Bu tez kapsamında yapılan çalışmada bu bilgiyi doğrulamaktadır. Çalışılan mekanizmanın aktarma oranı mekanizma veriminin en düşük olduğu bölgede en yüksek, mekanizma veriminin en yüksek olduğu noktada en düşüktür.

5.1 Doğru Akım Tarik Motoru Elektriksel Kayıpları

Tez kapsamında kullanılacak doğru akım tahrik motorunun, iç direnci sebebiyle ayrıca bir güç kaybı vardır. Bu güç kaybının hesaplanabilmesi için motorun çektiği akım miktarının bilinmesi gerekmektedir. Tez kapsamında akım değerleri testler yardımıyla elde edileceği için bu güç kaybının oluşturulan sürtünmeli dinamik kuvvet analizi analitik modeli yardımıyla hesaplanması mümkün değildir. Motor güç kaybının şematik gösterimi Resim 5.1’de verilmiştir.



Resim 5.1. Motor elektriksel kaybı şematik gösterimi [18].

Motorun toplam tükettiği güç tüketimi Eş. 5.7’de verilmiştir.

$$P_{el} = P_J + P_{mech} \quad (5.7)$$

Eş. 5.7’de P_J motorun elektriksel kayıplarını, P_{mech} ise mekanik güç çıkışını ifade etmektedir.

$$P_J = R_{Mot} I_{Mot}^2 \quad (5.8)$$

Eş. 5.8’de R_{Mot} motorun iç direncini ve I_{Mot} ise motorun faz akımını ifade etmektedir.

$$P_{mech} = T_m n_m \quad (5.9)$$

Eş. 5.9'da T_m motorun ürettiği torku ve n_m ise motorun dönüş hızını ifade etmektedir.

Eş. 5.9'da verilen T_m ,

$$T_m = k_m I_{Mot} \quad (5.10)$$

Eş. 5.10'da gösterilen şekilde ifade edilmektedir. Burada k_m motor tork sabitidir.

Eş. 5.8 – 5.10 arasında verilen denklemler Eş. 5.7'de yerine konursa,

$$P_{el} = R_{Mot} I_{Mot}^2 + k_m I_{Mot} n_m \quad (5.11)$$

Eş. 5.11 elde edilir. Bu eşitlikte P_{el} yerine testlerden elde edilen güç tüketimi değeri yazılarak eşitlik çözüldüğünde I_{Mot} değeri bulunur. I_{Mot} değeri bulunduktan sonra Eş. 5.8 yardımıyla motorun elektriksel kaybı hesaplanabilir [18].

Test sonuçları değerlendirilirken motorun elektriksel kaybı hesaplanarak toplam güç tüketimden çıkarılacaktır. Böylece sürtünmeli dinamik kuvvet analizi analitik modelinde hesaplanamayan bu kaybın test verilerine etkisi ortadan kaldırılmıştır.



6. TAHRİK MEKANİZMASI VE TEST DÜZENEĞİ TASARIMI

Bölüm 3’te kinematik ve dinamik modelleri oluşturulan mekanizmanın tasarımının yapılabilmesi için mekanizmanın çalışma koşullarının belirlenmesi lazımdır. Çalışma koşulları belirlenirken, tez kapsamında hazır olarak temin edilen doğru akım tahrik motorunun elektriksel ve boyutsal özellikleri belirleyici bir faktördür. Bu belirleyici faktörler göz önüne alınarak hazırlanan tahmini çalışma koşulları Çizelge 6.1’de verilmiştir.

Çizelge 6.1. Tahrik mekanizması tahmini çalışma koşulları.

R0 Uzunluk Aralığı (mm)	R1 Uzunluk Aralığı (mm)	θ_1 Açı Aralığı (°)	ω_1 Hız Aralığı (°/s)	T Yük Aralığı (N.m)
290 - 310	40 - 60	90 - 120	10 - 100	10 - 40

Çizelge 6.1’de verilen çalışma koşulları aralığında mekanizmada bulunan mafsallara ne kadarlık bir kuvvet uygulandığı hazırlanan sürtülmeli dinamik kuvvet analizi analitik modeli yardımıyla her koşul için hesaplanmıştır. Bulunan en yüksek ve en düşük kuvvet değerleri Çizelge 6.2’de verilmiştir.

Çizelge 6.2. Hesaplanan P yükü, en yüksek ve en düşük mafsal kuvvetleri.

	O_1 Mafsal Yükü (N)	O_2 Mafsal Yükü (N)	B Mafsal Yükü (N)	P Yükü (N)
En Yüksek	1364	1313	1345	1357
En Düşük	101	100	98	100

Mafsal yüklerinin hesaplanmasının ardından tasarım aşamasına geçilmiştir. Öncelikle tasarımda kullanılacak olan hazır ürünler; doğru akım tahrik motoru – gezegen dişli kutusu – bilyalı vida-artımsal enkoder bütünü ve yataklama elemanları belirlenmiştir.

Mekanizmada tahrik elemanı olarak Maxon marka doğru akım tahrik motoru kullanılmıştır. Seçilen bu motor, bir adet gezegen dişli kutusu, bilyalı vida ve artımsal enkodere

bütünleşik halde tedarik edilmiştir. Tedarik edilen motor bütününün temsili görüntüsü Resim 6.1’de görülmektedir.



Resim 6.1. Doğru akım tahrik motoru – gezegen dişli kutusu - bilyalı vida – artımsal enkoder bütünü [19].

Mekanizmada kullanılacak yataklama elemanları, buldukları mafsala, üzerlerine uygulanan kuvvetlere ve mekanik parçaların boyutsal özelliklerine göre farklılık göstermektedir. Ayrıca mekanizmanın testleri esnasında yuvarlanmalı yatak ve kaymalı yatak kullanımı arasındaki performans farklılıkları inceleneceği için her mafsal için hem yuvarlanmalı yatak hem de kaymalı yatak seçimi yapılmıştır. Bu sebeplerden ötürü tasarlanan mekanizmada 3’ü yuvarlanmalı yatak 3’ü kaymalı yatak olmak üzere 6 farklı yataklama elemanı kullanılmıştır. Bu yataklama elemanları ve özellikleri Çizelge 6.3’te verilmiştir.

Çizelge 6.3. Yataklama elemanları.

Yataklama Elemanının Kullanıldığı Mafsal	Yataklama Elemanı ve Tipi
O_2 ve B	Rulman, Yuvarlanmalı
O_1	Rulman, Yuvarlanmalı
B Kayar mafsalı	Rulman, Yuvarlanmalı
O_2 ve B	Burç, Kaymalı
O_1	Burç, Kaymalı
B Kayar mafsalı	Burç, Kaymalı

Çizelge 6.3'te verilen yataklama elemanlarının temsili görüntüsü Resim 6.2'de verilmiştir.



Resim 6.2. Yataklama elemanları.

O_2 ve B mafsallarında kullanılan yataklama elemanları; mekanik parçaların boyutsal özelliklerinden bağımsız olarak mafsalın üzerine düşen kuvvetin büyüklüğüne göre

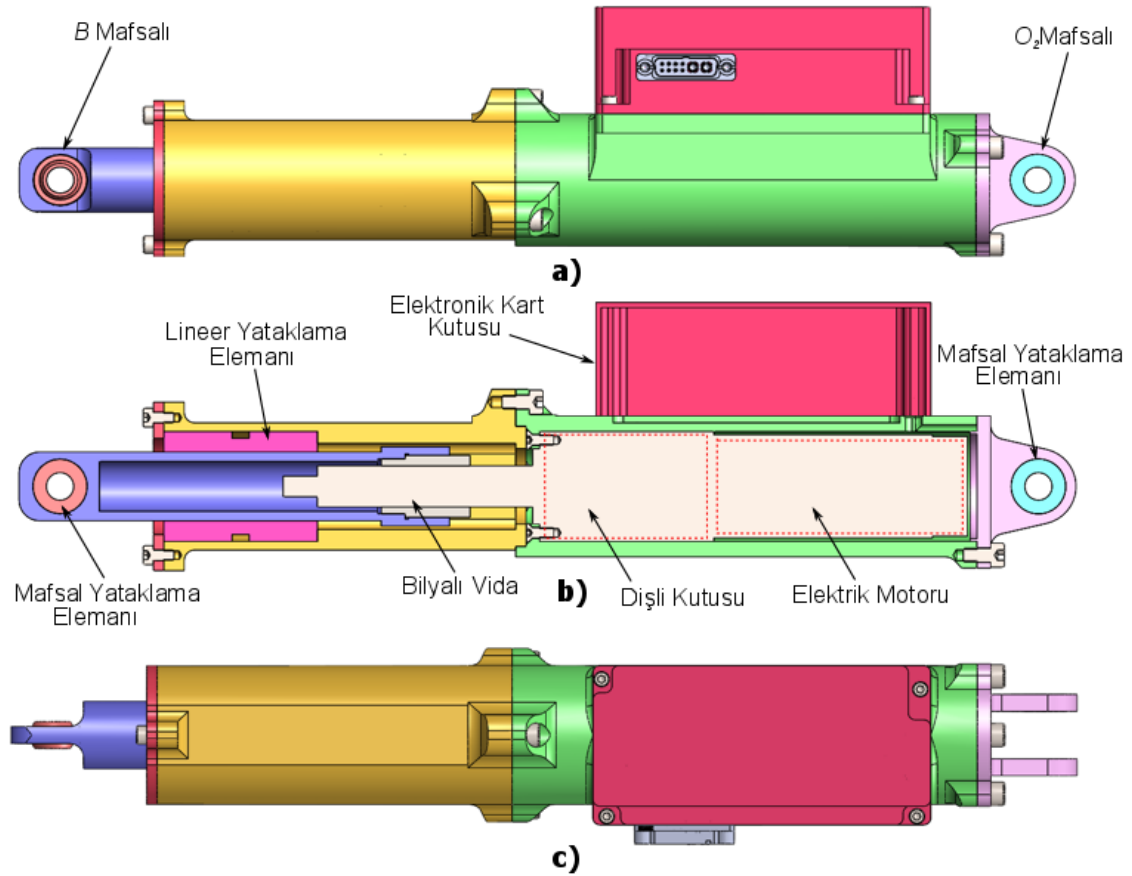
seçilmiştir. Seçilen yuvarlanmalı yataklar, iç çapı 10 mm, dış çapı 16 mm olan GRW marka bilyalı rulmanlardır. Bu yuvarlanmalı yataklar tasarlanan kanat tahrik mekanizmasının tahmini çalışma koşullarındaki en zorlayıcı durumda 1,3 güvenlik katsayısına sahiptir. Kanat tahrik mekanizmasının kaymalı yataklı konfigürasyonu için bu mafsala seçilen kaymalı yataklar iç çapı 14 mm, dış çapı 16 mm olan SKF marka kaymalı yataklardır. Genel olarak kaymalı yatakların yük taşıma kapasitesi yuvarlanmalı yataklara göre çok yüksektir. Bu sebeple bu mafsalda yük taşıma kapasitesi yerine boyutsal benzerlikler göz önüne alınarak kaymalı yatak seçimi yapılmıştır.

B kayar mafsasında kullanılan lineer yataklama elemanının seçiminde mekanik parçaların boyutsal özelliklerinin önemi vardır. Kullanılan bilyalı vida'nın ve bilyalı vida somununun çapının hali hazırda belirli olması sebebiyle kullanılacak lineer yataklama elemanının iç çapının en az bu parçaların dış çapı kadar olması gerekmektedir. Bu mafsal için iç çapı 20 mm, dış çapı 42 mm olan SKF marka lineer bilyalı rulman seçilmiştir.

O_1 mafsalı, mekanizmanın kanat ile bağlandığı noktada bulunan mafsaldır. Bu mafsalda kullanılan yataklama elemanlarının iç çapının kanat bağlantı mili ile uyumlu olması gerekmektedir. Genel olarak kanat bağlantı millerinde yük altında burulma istenmediği için kanat bağlantı millerinin çapları olabildiğince büyük tutulmaktadır. Bu sebeple bu mafsalda iç çapı 39,68 mm, dış çapı 50,8 mm olan RBC marka ince kesitli bilyalı rulman kullanılmıştır. Kanat tahrik mekanizmasının kaymalı yataklı konfigürasyonunda ise iç çapı 40 mm, dış çapı 44 mm olan SKF marka kaymalı yatak kullanılmıştır.

Mafsallarda kullanılan yataklama elemanlarında gres veya yağ benzeri bir yağlayıcı kullanılmamıştır. Kullanılan yuvarlanmalı yataklar tamamen kuru sürtünme olacak şekilde yağdan arındırılmış, kaymalı yataklarda ise sadece kuru film yağlayıcısı (grafit) kullanılmıştır.

Belirlenen doğru akım tahrik motoru ve yataklama elemanları kullanılarak tasarlanan kanat tahrik mekanizmasına ait görseller Resim 6.3'de verilmiştir.



Resim 6.3. Tasarlanan kanat tahrik mekanizmasının a) önden, b) tam kesit c) üstten görüşleri.

Resim 6.3'de görülen kanat tahrik mekanizması incelenen mekanizmanın R2 uzvunu oluşturmakta ve kayar uzvun B noktası ile O_2 noktası arasında görev yapmaktadır. Doğru akım tahrik motoru yeşil renkle gösterilen gövde parçasına yataklanmıştır. Doğru akım tahrik motoruna bütünleşik olan bilyalı vidaya ise mor renkli piston yataklanmıştır. Bu piston bilyalı vidanın ileri geri hareketi ile yatakladığı pembe renkli lineer yataklama elemanı içerisinde kayarak R1 uzvuna kanat hareketini iletacaktır. İncelenen mekanizma ile bire bir benzetim yapılacak olunursa, mor renkli piston incelenen mekanizmadaki B kayar mafsalının yaptığı hareketi yapacaktır. Mor renkli pistonun ucunda bulunan

yataklama elemanı incelenen mekanizmadaki, R1 ile *B* uzuvları arasındaki mafsala tekabül etmektedir.

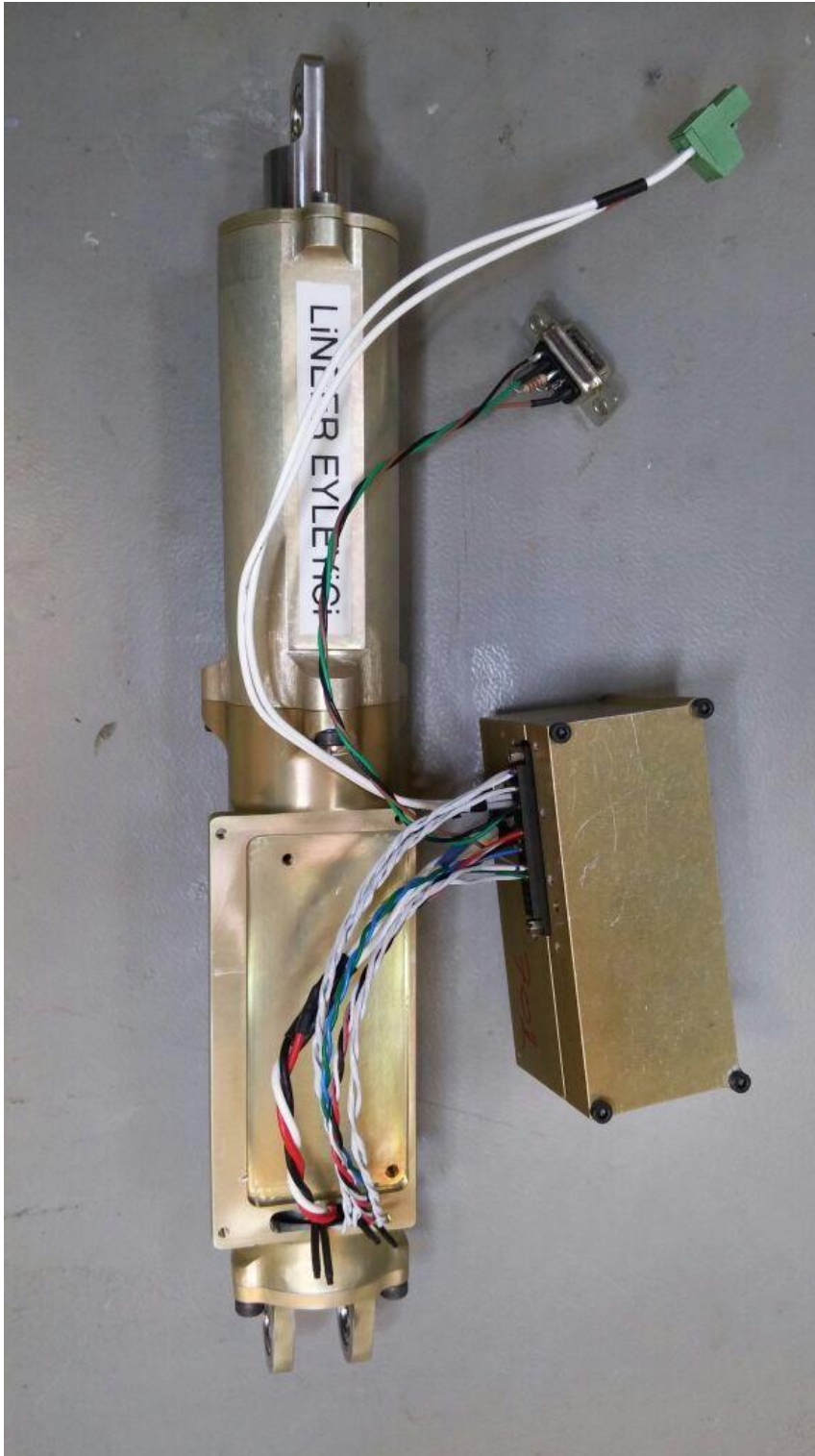
Yeşil renkli gövde parçasının arkasında bulunan pembe renkli ve delikli kulakları olan parça iki adet yataklama elemanının sabitlendiği ve incelenen mekanizmada O_2 mafsalına karşılık gelen mafsaldır. Tahrik mekanizması bu parça sayesinde test düzeneğinin tablasına monte edilecektir.

Üretilen mekanik parçalar ve kullanılacak hazır ürünler Resim 6.4’de görülmektedir.



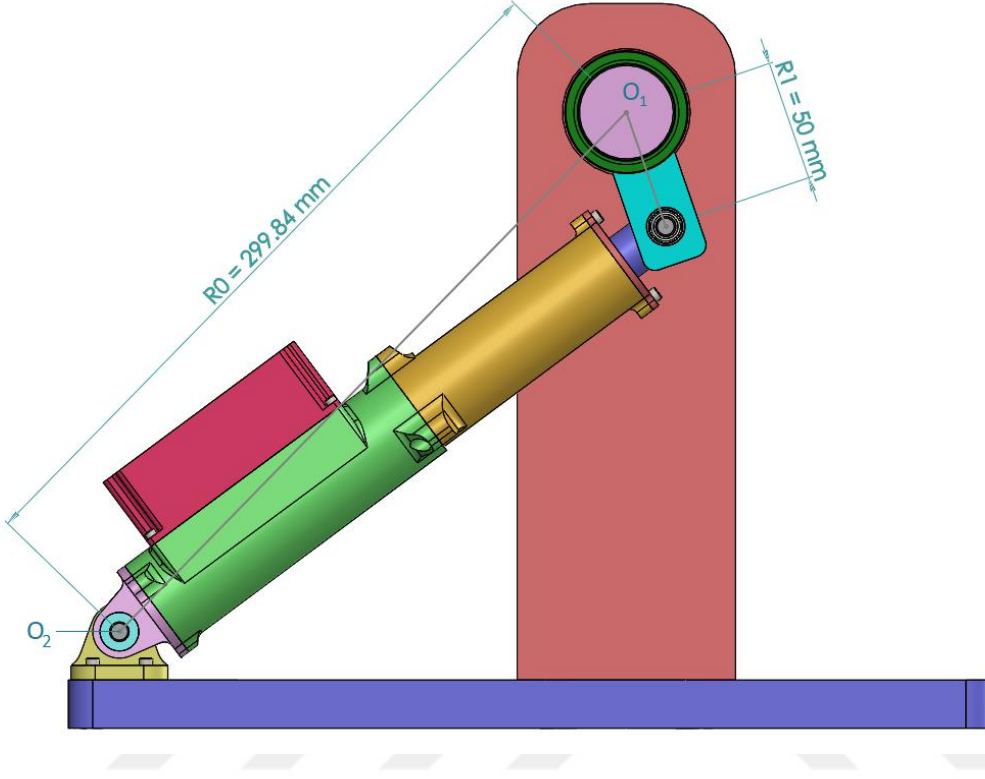
Resim 6.4. Üretilen mekanik parçalar ve kullanılacak hazır ürünler.

Montajı tamamlanmış kanat tahrik mekanizmasına ait görsel Resim 6.5’de verilmiştir.



Resim 6.5. Montajı tamamlanmış kanat tahrik mekanizması.

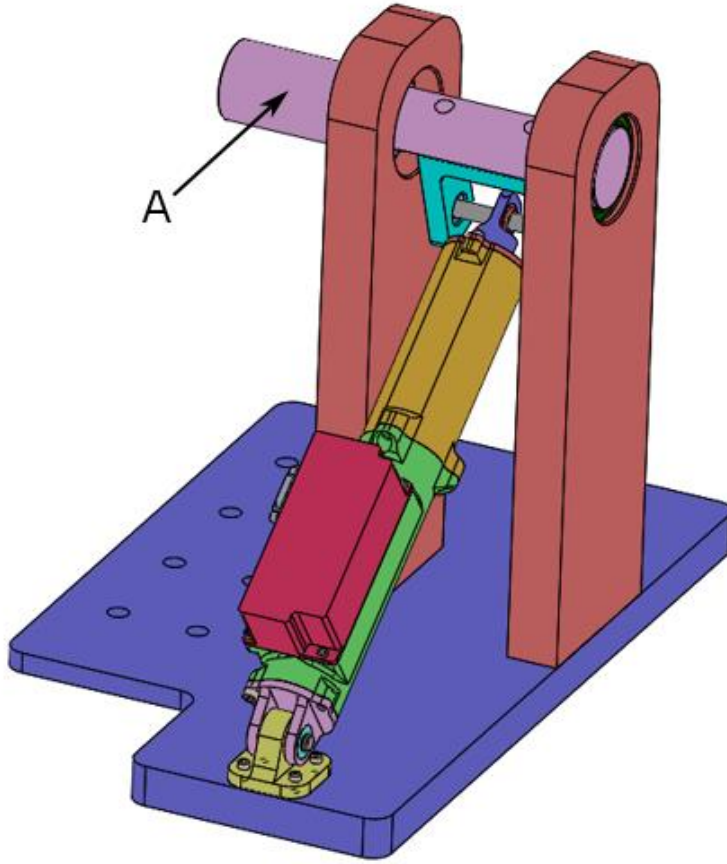
Deney düzeneğine monte edilecek deney düzeneği tablası ve kanat tahrik mekanizması bütünü Resim 6.6’da görülmektedir.



Resim 6.6. Deney düzeneği tablasına monte edilmiş kanat tahrik mekanizması.

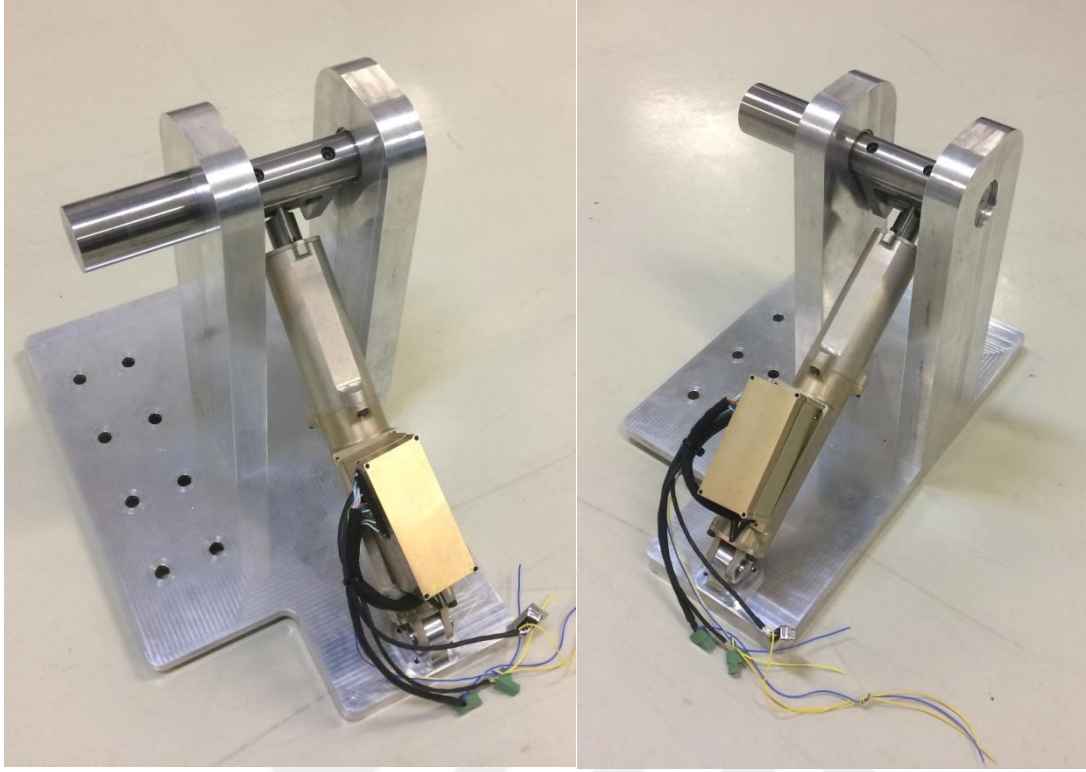
Resim 6.6’da görüldüğü üzere kanat tahrik mekanizmasının deney düzeneği tablasına montajlı durumdaki uzuv uzunlukları $R0 = 299,84$ mm $R1 = 50$ mm’dir. Bu uzunluklar özel olarak Çizelge 6.1’de belirtilen kanat tahrik mekanizması çalışma koşullarının ortalama değerleri olacak şekilde ayarlanmıştır.

Resim 6.7’de test düzeneği tablası ve kanat tahrik mekanizması bütünü verilmiştir.



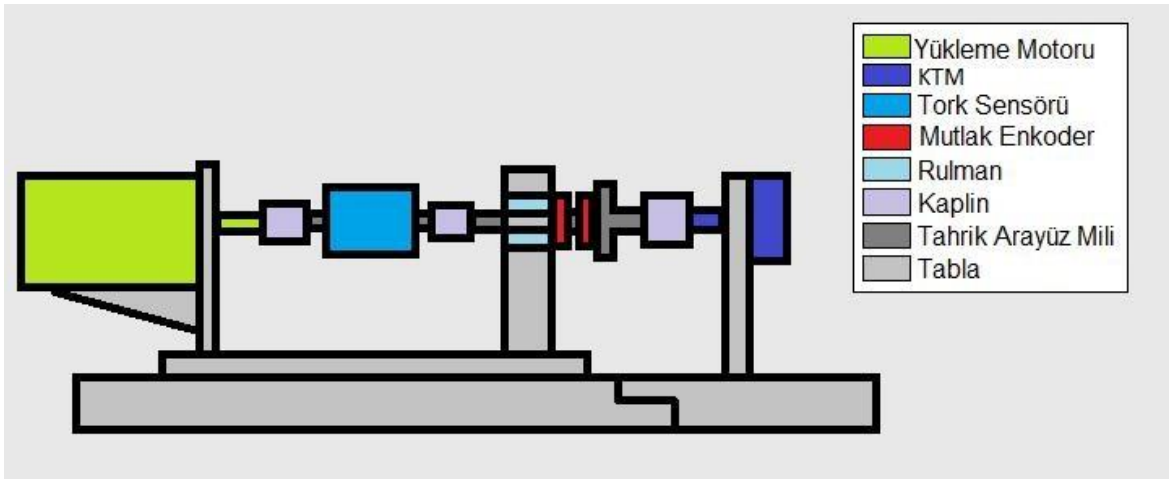
Resim 6.7. Test düzeneği tablası ve kanat tahrik mekanizması kompleksi.

Resim 6.7’de “A” ile gösterilen mil, mekanizmanın çıkış mili olup test düzeneğinin tahrik ara yüz miline bir kaplin aracılığıyla bağlanır. Yükleme motorunun ürettiği kanat yükünü tasarlanan kanat tahrik mekanizmasına iletir. Test düzeneği tablası ve kanat tahrik mekanizması kompleksinin üretimleri tamamlanmış hali Resim 6.8’de görölmektedir.



Resim 6.8. Montajı tamamlanmış test tablası - kanat tahrik sistemi.

Deneyle sırasında kullanılacak test düzeneğinin şematik görüntüsü Resim 6.9'da verilmiştir.

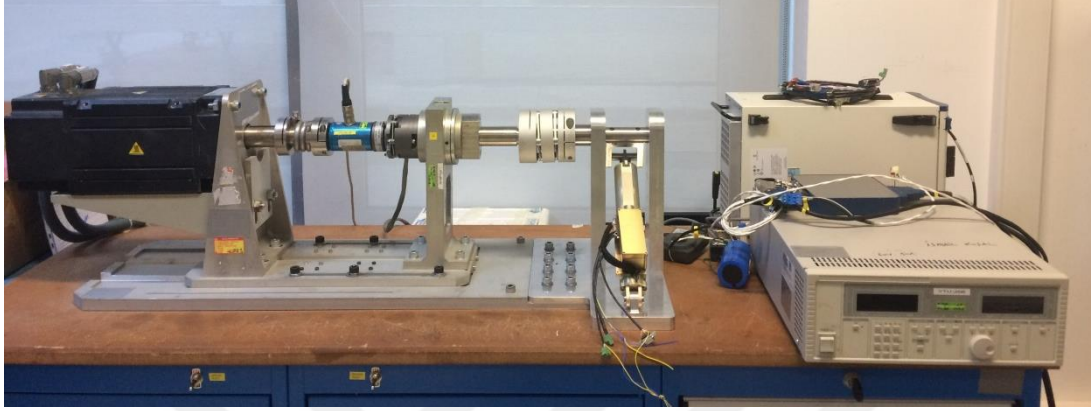


Resim 6.9. Test düzeneği şematik gösterimi.

Kullanılacak olan test düzeneği; kanat yükünü sağlayacak olan bir adet yükleme motoru, yükleme motorunun ürettiği torku ölçecek bir adet tork sensörü, kanat hareketini ölçecek bir adet mutlak enkoder, yükleme motorunun ürettiği kuvveti kanat tahrik mekanizmasına

iletecek bir adet tahrik ara yüz mili ve şaft bağlantılarında kullanılan kaplin ve yuvarlanmalı yataklardan oluşmaktadır.

Test düzeneğine ait görsel Resim 6.10'da verilmiştir.



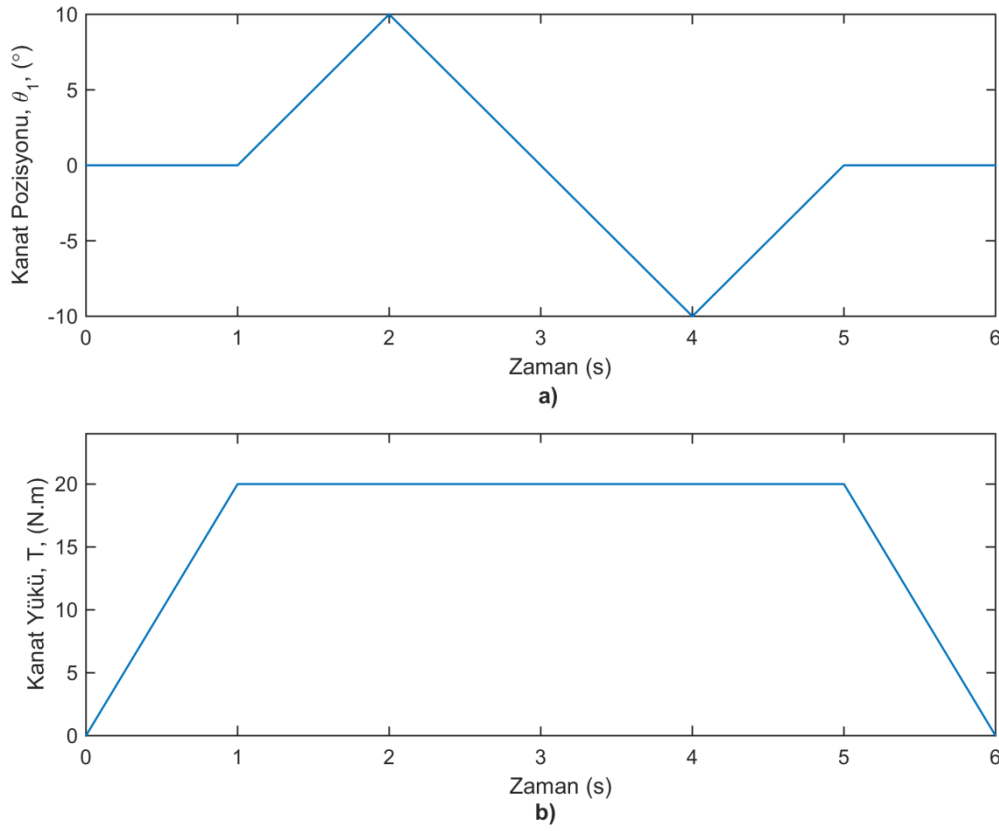
Resim 6.10. Test düzeneği.

Deneyler sırasında, test düzeneği haricinde kanat tahrik mekanizmasına güç verecek bir adet güç kaynağı ve kanat tahrik mekanizmasının çektiği akımı ölçecek bir adet akım sensörü ve osiloskop da ayrıca kullanılmıştır.



7. TESTLER

Yapılacak testlerde tez kapsamında hazırlanan analitik modelden elde edilen motor güç tüketimi ile testler sırasında ölçülen motor güç tüketimi karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırılma işlemi; kanat tahrik mekanizmasının, Şekil 7.1’de verilen kanat pozisyon ve yük komutu altında gerçekleştirilirken tükettiği güç incelenerek yapılmıştır.



Şekil 7.1. a) Kanat pozisyonu, b) kanat yük komutları.

Şekil 7.1’de örnek olarak verilen kanat pozisyon ve yük komutu, kanatın $10^\circ/\text{s}$ hız ile 20 N.m kanat yükü altında hareketini göstermektedir. Şekil 7.1’de verilen profilin seçilmesinin temel amacı, karşılaştırılma yapılacak bölge boyunca bir numaralı uzvun hızının (ω_1) ve bir numaralı uzuv üzerine etkiyen kanat torkunun (T) sabit olmasıdır. Böylece bir numaralı uzvun açısal hızı (ω_1) ve kanat torku (T) parametreleri testler esnasında değişken olarak kullanılabilir.

Yapılacak testler sırasında üç parametre değiştirilmiştir. Bu parametreler ve değerleri aşağıda verilmiştir;

- Bir numaralı uzvun açısal hızı (ω_1); 10 °/s değerinden başlayarak 100 °/s değerine kadar 10 °/s aralıklarla değiştirilmiştir.
- Bir numaralı uzuv üzerine etkileyen kanat torku (T); 10 N.m değerinden başlayarak 40 N.m değerine kadar 10 N.m aralıklarla değiştirilmiştir.
- Yataklama elemanları; kanat tahrik mekanizması bünyesinde yer alan tüm yataklama elemanları yuvarlanmalı yatak ve kaymalı yatak olmak üzere iki farklı konfigürasyonda test edilmiştir.

Yapılan testler her parametre değeri için üç kez tekrarlanmıştır. Bu durumun başlıca sebepleri;

- Akım verisinin gürültülü bir veri olması sebebiyle ölçüm belirsizliklerini azaltarak ortalama bir değer elde edilmesi,
- Akım verisinin osiloskop yardımıyla ölçümü sırasında insan faktörünün devreye girmesi ve bu faktörün etkisinin azaltılması,
- Test düzeneğinde kullanılan sensörlerin belirsizliklerinin etkisinin azaltılması,
- Yükleme motorunun ürettiği kanat torkundaki gürültünün etkisinin azaltılması,

olarak sıralanabilir.

Testlerden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılacak olan sürtünmeli dinamik kuvvet analizi analitik modeli sonuçlarının hesabında dikkate alınan mekanizmaya ait parametre değerleri Çizelge 7.1’de, tahrik elemanı olarak kullanılan doğru akım tahrik motoru ve güç aktarma organlarına ait parametrelerin değerleri ise Çizelge 7.2’de verilmiştir.

Çizelge 7.1. Mekanizma elemanlarına ait değerler.

Parametre Adı	Parametre Sembolü	Parametre Değeri
Sabit uzuv uzunluğu	R0	299,84 mm
Bir numaralı uzuv uzunluğu	R1	50 mm
Bir numaralı uzuv ağırlığı	m1	0,147 Kg
İki numaralı uzuv ağırlığı	m2	0,819 Kg
Kayar uzuv ağırlığı	mb	0,127 Kg
Bir numaralı uzuv ataleti	I_1	$17,2 e^{-6} \text{ Kg.mm}^2$
İki numaralı uzuv ataleti	I_2	$6893,7 e^{-6} \text{ Kg.mm}^2$
Yuvarlanmalı yatak sürtünme katsayısı	$\mu_{O1}, \mu_{O2}, \mu_{B1}$ ve μ_{B2}	0,0015 [15]
O ₂ ve B Mafsalları yuvarlanmalı yatak yarıçapı	r_{O2} ve r_{B1}	8 mm
O ₁ Mafsalı yuvarlanmalı yatak yarıçapı	r_{O1}	20 mm
Kaymalı yatak sürtünme katsayısı	$\mu_{O1}, \mu_{O2}, \mu_{B1}$ ve μ_{B2}	0,2 [20]
O ₂ ve B Mafsalları kaymalı yatak yarıçapı	r_{O2} ve r_{B1}	9 mm
O ₁ Mafsalı kaymalı yatak yarıçapı	r_{O1}	16 mm

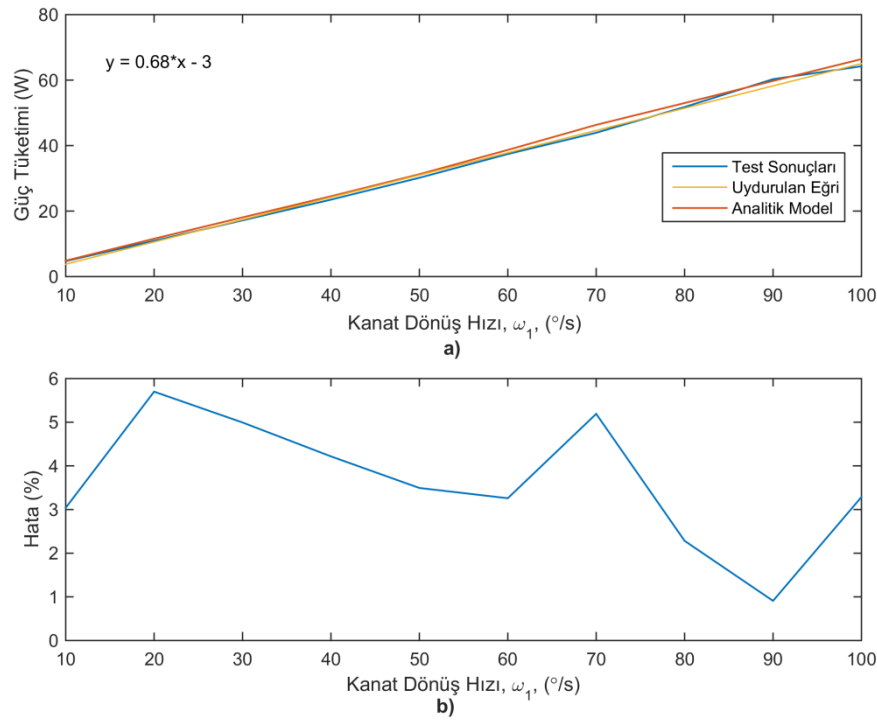
Çizelge 7.2. Doğru akım tahrik motoruna kompleksine ait değerler.

Parametre Adı	Parametre Sembolü	Parametre Değeri
Dişli kutusu aktarma oranı	N_d	3,7
Dişli kutusu verimi	μ_d	0,8
Bilyalı vida verimi	μ_{bv}	0,9
Bilyalı vida adımı	H	2 mm
Doğru akım tahrik motoru ataleti	I_m	$33,3e^{-7} \text{ Kg.m}^2$
Bilyalı vida ataleti	I_{bv}	$21,7e^{-7} \text{ Kg.m}^2$
Bilyalı vida ön yükleme torku	T_o	0,01 N.m
Dişli kutusu yataklama elemanları torku	T_s	0,01 N.m

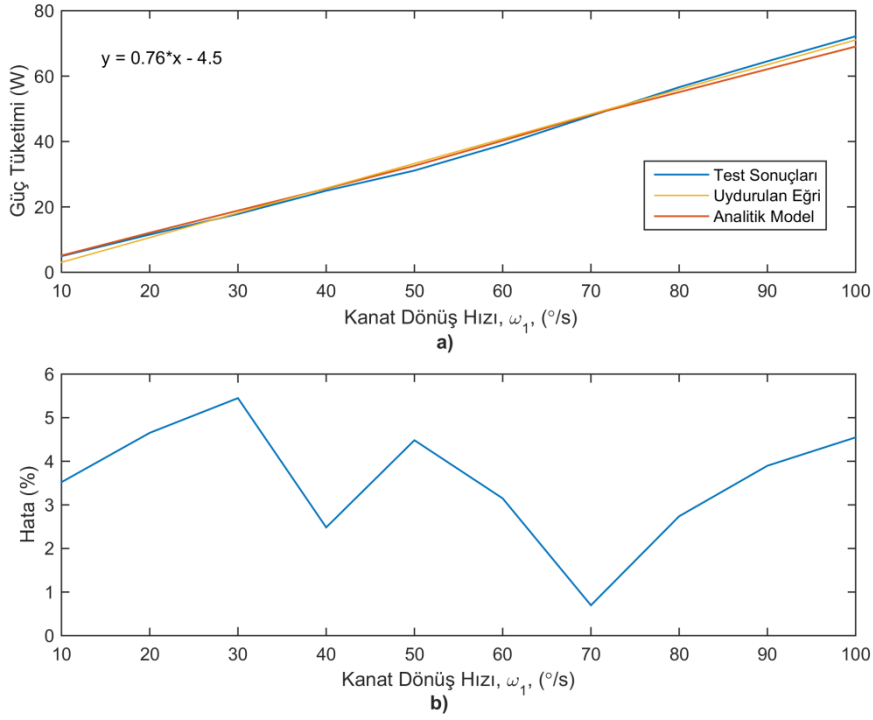


8. TEST SONUÇLARI

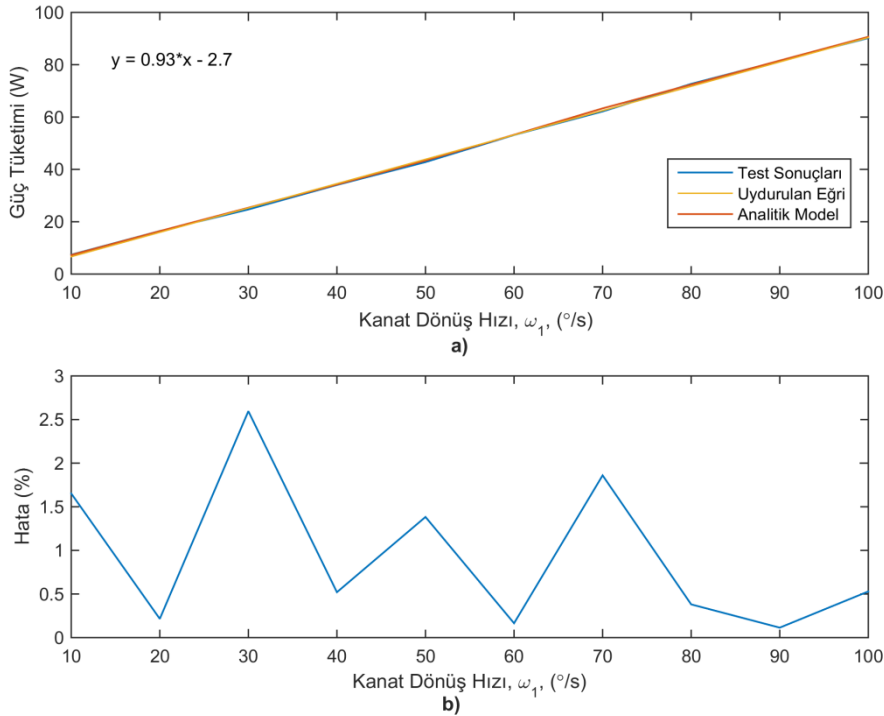
Aşağıda testlerden elde edilen sonuçlar ile sürtünmeli dinamik kuvvet analizi analitik modeli sonuçları arasındaki farklar grafik ortamına dökülerek verilmiştir. Grafiklerin oluşturulmasında esas alınan test sonuçlarına ait veriler Ek'ler bölümünde çizelgeler halinde sunulmuştur.



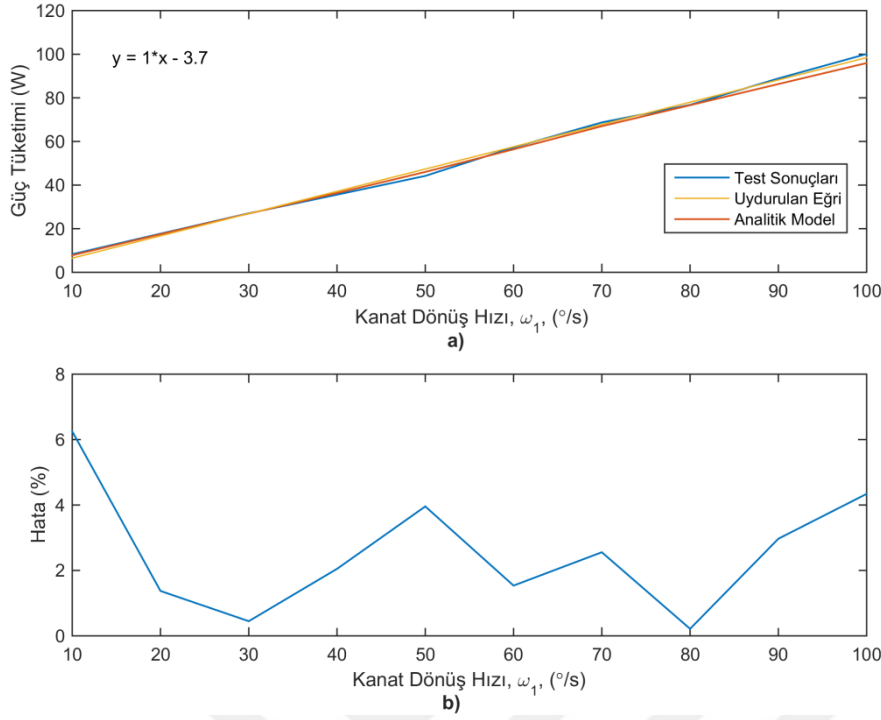
Şekil 8.1. 10 N.m Kanat yükü altında yuvarlanmalı yatak kullanılan mekanizmanın a) test sonuçları – analitik model güç tüketimi, b) test sonuçları – analitik model arasındaki hata.



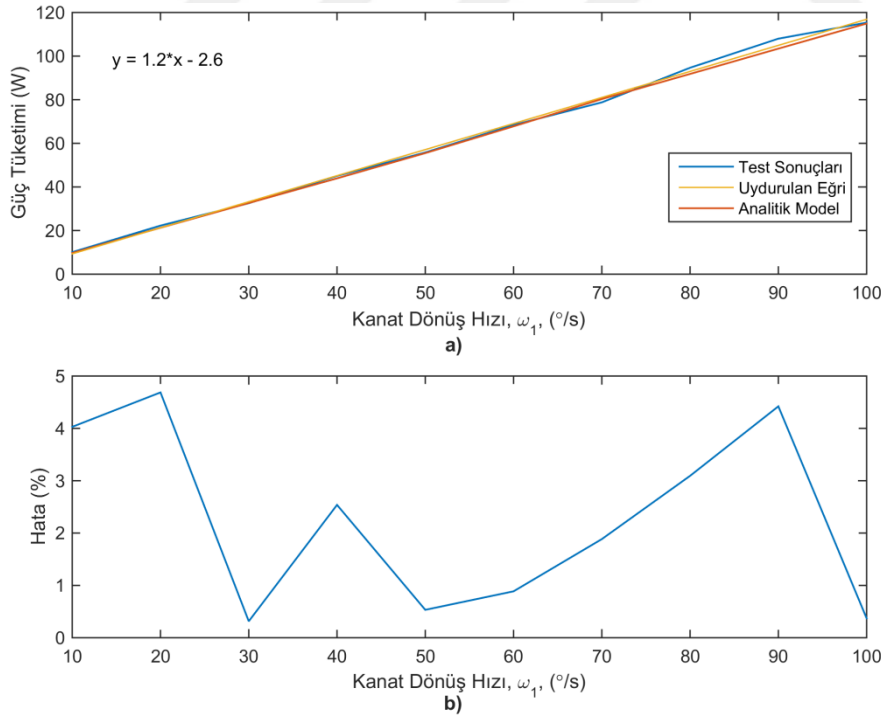
Şekil 8.2. 10 N.m Kanat yükü altında kaymalı yatak kullanılan mekanizmanın a) test sonuçları – analitik model güç tüketimi, b) test sonuçları – analitik model arasındaki hata.



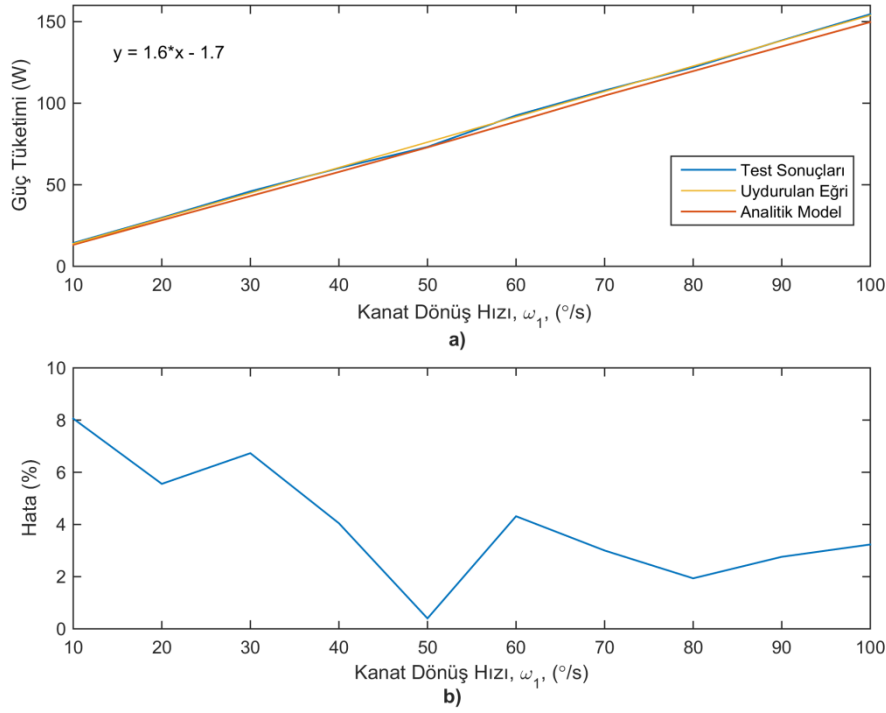
Şekil 8.3. 20 N.m Kanat yükü altında yuvarlanmalı yatak kullanılan mekanizmanın a) test sonuçları – analitik model güç tüketimi, b) test sonuçları – analitik model arasındaki hata.



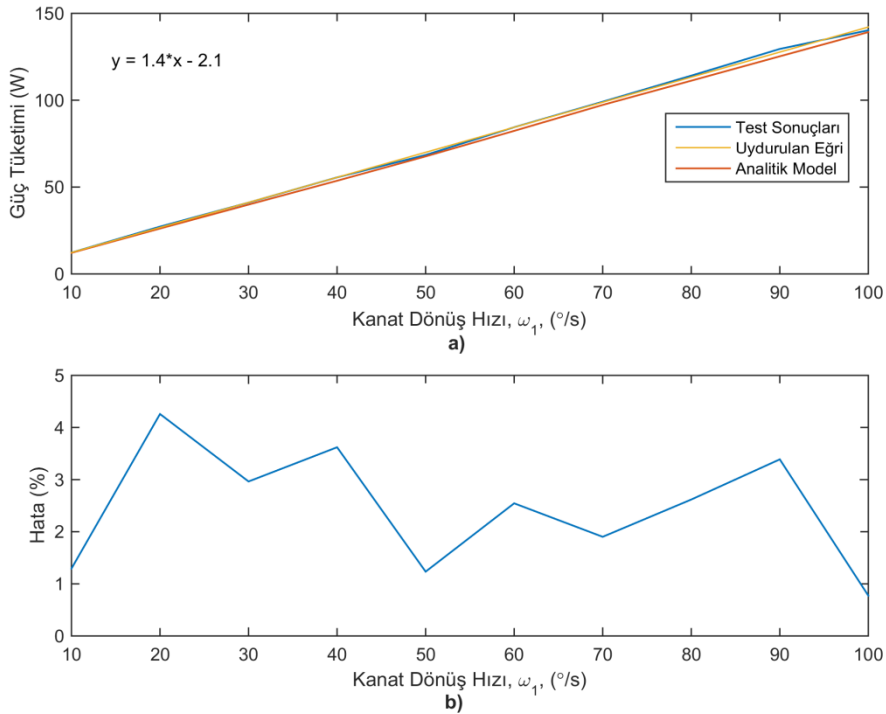
Şekil 8.4. 20 N.m Kanat yükü altında kaymalı yatak kullanılan mekanizmanın a) test sonuçları – analitik model güç tüketimi, b) test sonuçları – analitik model arasındaki hata.



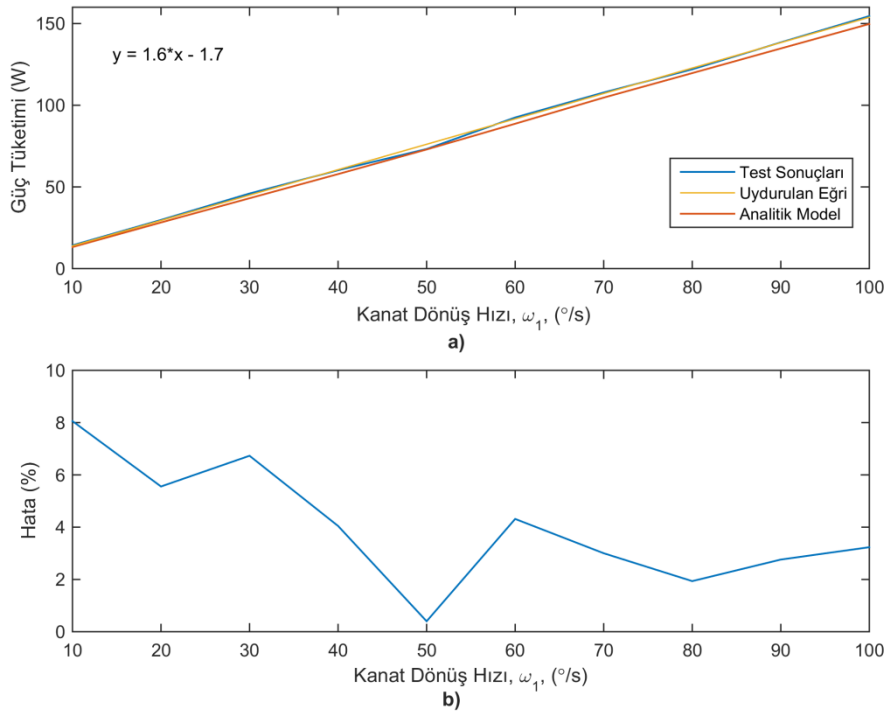
Şekil 8.5. 30 N.m Kanat yükü altında yuvarlanmalı yatak kullanılan mekanizmanın a) test sonuçları – analitik model güç tüketimi, b) test sonuçları – analitik model arasındaki hata.



Şekil 8.6. 30 N.m Kanat yükü altında kaymalı yatak kullanılan mekanizmanın a) test sonuçları – analitik model güç tüketimi, b) test sonuçları – analitik model arasındaki hata.



Şekil 8.7. 40 N.m Kanat yükü altında yuvarlanmalı yatak kullanılan mekanizmanın a) test sonuçları – analitik model güç tüketimi, b) test sonuçları – analitik model arasındaki hata.



Şekil 8.8. 40 N.m Kanat yükü altında kaymalı yatak kullanılan mekanizmanın a) test sonuçları – analitik model güç tüketimi, b) test sonuçları – analitik model arasındaki hata.

Şekil 8.1 - 8.8'de test sonuçlarına ve analitik model sonuçlarına ait veriler görülmektedir. Grafiklerden görüldüğü üzere testlerden elde edilen sonuçlar ile analitik model sonuçları birbirine oldukça yakındır. Test sonuçları ile analitik model sonuçları arasındaki hata oranı %8 mertebesini geçmemektedir. Tespit edilen bu hatanın ana sebebinin testler sırasında osiloskop yardımıyla yapılan akım ölçümlerindeki sapmalar olduğu düşünülmektedir. Akım ölçümlerindeki bu sapmaları en aza indirmek için testler üç kez tekrar edilmiş ve elde edilen akım verilerinin ortalaması alınmıştır.

Güç tüketiminin kanat dönüş hızına bağlı olarak Eş. 8.1'de görüldüğü üzere artması beklenmektedir. Test sonuçları da bu beklentiyi karşılamıştır.

$$\text{Güç} = \text{Torque} \times \text{Hız} \quad (8.1)$$

Yuvarlanmalı yatak ve kaymalı yatak için Şekil 8.1 - 8.8'de verilen grafikler incelendiğinde yataklama elemanı olarak kaymalı yatak kullanılan mekanizmanın güç tüketiminin yuvarlanmalı yatak kullanılabileceğine göre daha fazla olduğu görülmektedir. Kaymalı

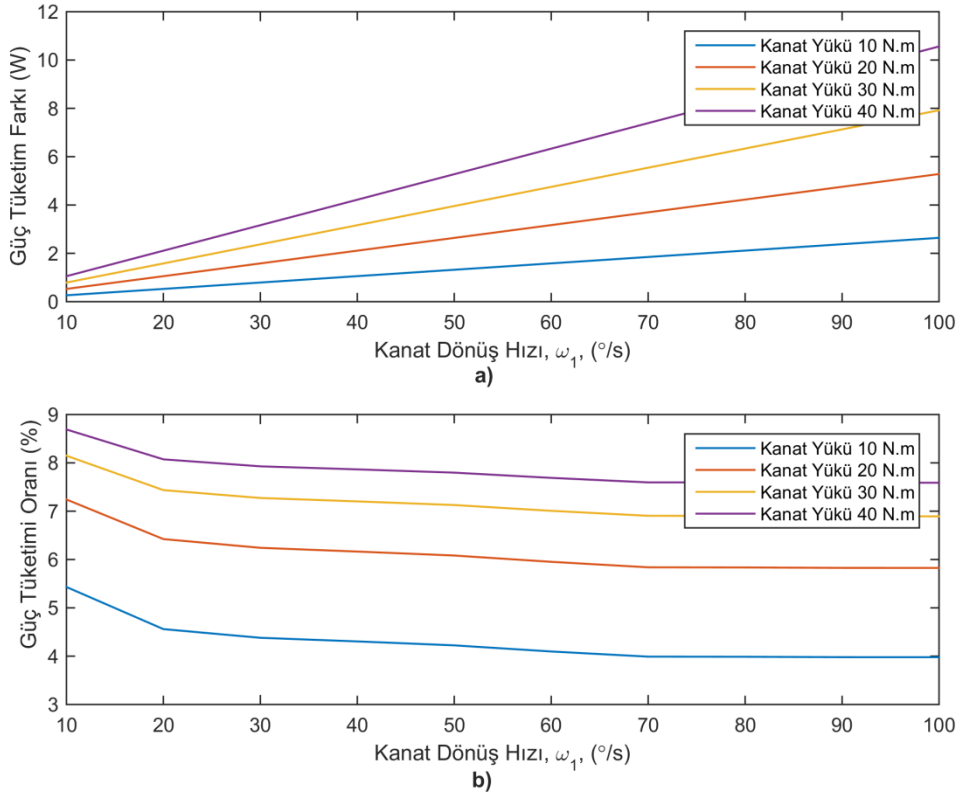
yataklar için kabul edilen sürtünme katsayısının yuvarlanmalı yataklara kıyasla daha yüksek olması sebebiyle sonuçların bu şekilde çıkması olağan karşılanmıştır.

Şekil 8.1 – 8.8 arasındaki grafikler incelendiğinde;

- Kanat dönüş hızı arttıkça kanat tahrik mekanizmasının güç tüketimi artmaktadır,
- Kanat yükü arttıkça kanat tahrik mekanizmasının güç tüketimi artmaktadır,
- Yataklama elemanı olarak kaymalı yatak kullanılan mekanizmalar yuvarlanmalı yatak kullanılanlara kıyasla daha çok güç tüketmektedir,
- Test ve analitik model sonuçları arasında %6'yı geçmeyen bir fark vardır,

yukarıdaki bilgiler elde edilir.

Yataklama elemanı olarak yuvarlanmalı yatak ve kaymalı yatak kullanılan mekanizmadaki güç tüketim farkı detaylı olarak incelendiğinde elde edilen veriler Şekil 8.9'da görülmektedir.



Şekil 8.9 Yuvarlanmalı – kaymalı yatak kullanılan mekanizmanın a) motor güç tüketim farkı, b) motor güç tüketim farkının toplam güce oranı.

Şekil 8.9’da açıkça görüldüğü üzere yataklama elemanı olarak kaymalı yatak kullanılan mekanizma yuvarlanmalı yatak kullanılabana kıyasla daha çok güç tüketmektedir. Kanat dönüş hızı ve kanat yükü artıkça yataklama elemanı olarak yuvarlanmalı yatak ve kaymalı yatak kullanılan mekanizma arasındaki güç tüketimi farkı artmaktadır. Ayrıca kanat yükü artıkça güç tüketimi farkı oranı artmaktadır fakat bu değişim kanat dönüş hızı değişiminden ciddi olarak etkilenmemektedir.





9. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez kapsamında yapılan çalışmalar sonucunda elde edilen analitik model, kol kızak mekanizmasının sürtünmeli dinamik kuvvet analizini içermektedir. Analitik analizden elde edilen sonuçlar ile mekanizmada kullanılan doğru akım tahrik motorunun tükettiği güç de analitik olarak elde edilmiştir. Bölüm 8’de görüldüğü üzere analitik modelden elde edilen sonuçlar ile testlerden elde edilen sonuçlar birbirini doğrulamaktadır. Test sonuçları ve analitik model sonuçları incelendiğinde;

- Analitik model ile test sonuçları arasında tutarlılık olduğu,
- Kanat yükünün artması ile mekanizma güç tüketiminin arttığı,
- Kanat dönüş hızının artması ile mekanizma güç tüketiminin arttığı,
- Yataklama elemanı olarak kaymalı yatak kullanılan mekanizmanın yuvarlanmalı yatak kullanılan mekanizmaya kıyasla daha çok güç tükettiği,
- Yataklama elemanı olarak kaymalı yatak ve yuvarlanmalı yatak kullanılan mekanizmaların güç tüketim farkı, kanat yükü ve kanat dönüş hızı artıkça arttığı,
- Yataklama elemanı olarak kaymalı yatak ve yuvarlanmalı yatak kullanılan mekanizmalarda güç tüketim farkının toplam tüketilen güce oranının, kanat yükü artıkça arttığı,

görülmüştür.

Gerçekleştirilen çalışmadan elde edilen bilgiler ışığında jet motorlarındaki alternatörler yardımıyla kendi enerjisini üretebilen sabit kanatlı uçan cisimlerde yer alan kanat tahrik mekanizmalarında enerji kısıtı olmadığı kabul edildiğinde, yataklama elemanı olarak kaymalı yatak kullanılmasının uygun olacağı söylenebilir. Böylece yüksek yuvarlanmalı yatak maliyetleri, yuvarlanmalı yatak yuvası ve yuvarlanmalı yataklarda kullanılacak millerin hassas toleranslarından kaynaklı olarak arttan üretim maliyetlerinde düşüş sağlanabilir. Burada dikkat edilmesi gereken husus; kanat yüklerinin tez kapsamında çalışılan çok üstünde olması durumunda, sürtünme kaynaklı kuvvetlerin ve bunlara bağlı olarak güç tüketiminin çok artacağı tasarım ve imalat sürecinde dikkate alınmasıdır.

Roket, füze ve benzeri kendi enerjisini üretemeyen, bunun yerine batarya kullanan sabit kanatlı uçan cisimlerde bütün sistemin toplam güç tüketimi batarya seçimi gibi konularda önem arz etmektedir. Bu tür sistemlerde ciddi hacim ve ağırlık kısıtları olduğu için genel olarak enerji tüketimi de olabildiğince azaltılarak küçük boyut ve ağırlıklarda batarya kullanılmaya çalışılmaktadır. Bu sebeplerden ötürü bu tür sistemlerde yataklama elemanı olarak yuvarlanmalı yatak kullanılan kanat tahrik mekanizmaların kullanılması uygun olacaktır. Yuvarlanmalı yatakların sürtünme katsayıları oldukça düşük olduğu için, kanat yükü değerleri beklenmedik şartlarda artsa bile güç tüketimindeki artışlar yataklama elemanı olarak kaymalı yatak kullanılan mekanizmalara kıyasla düşük kalmaktadır.

Sabit kanatlı uçan cisim projelerinin alt bir bileşeni olarak kanat tahrik mekanizmasının analitik model kullanılarak güç tüketiminin belirlenebilmesinin ortaya koyduğu bir diğer önemli fayda ise proje kapsamında ihtiyaç duyulan pil gereksiniminin hızlı bir şekilde belirlenebilmesidir. Analitik model kullanılmadan sadece kanat tahrik mekanizmasını test ederek ihtiyaç duyulan pil gereksiniminin belirlenebilmesi için öncelikle kanat tahrik mekanizması tasarımın bitmesi ve ardından üretilen mekanizmasının test düzenekleri aracılığıyla test edilmesi gerekmektedir. Ayrıca kanat tahrik mekanizmasındaki olası değişikliklerde bu sürecin başa dönülerek tekrarlanması gerekmemektedir. Prototip üretimi, test düzeneği tasarımı ve testlerin alacağı sürenin uzun olduğu göz önüne alındığında, pil tasarımı yapacak kişilerin tasarımlarına proje takviminin oldukça ilerleyen vakitlerinde başlayabilecektir. Bu durum proje takviminde gecikmelere ve tasarım iyileştirilmelerinin yapılamamasına sebep olabilir. Fakat analitik model kullanılarak üretim ve test süreçleri beklenmeden kanat tahrik mekanizması güç tüketimi hesaplanması durumunda, proje kapsamında ihtiyaç duyulan pil tasarımına gecikmeden başlanması mümkündür.

Sabit kanatlı uçan cisimlerde kullanılan mekanizmanın yataklama elemanının yuvarlanmalı yatak veya kaymalı yatak olmasından bağımsız olarak, bu sistemlerin görev yaptıkları irtifalardaki ortam koşullarında (düşük sıcaklık, değişken hava koşulları vb.) kaymalı yatak ve yuvarlanmalı yatakların performansının nasıl değişeceği ayrıca incelenmelidir.

Bu tez kapsamında incelenmeyen fakat ileride yapılmasının faydalı olacağı düşünülen çalışmalar;

- Uzun süre çalışma durumunda kaymalı yataklarda yaşanacak aşınmanın incelenmesi,
- Test düzeneği akım sensörlerinin iyileştirilerek daha doğru akım verilerinin elde edilmesi,
- Farklı kanat dönüş komutları altında güç tüketimlerinin incelenmesi,

olarak dikkate alınabilir.





KAYNAKLAR

1. National Aeronautics and Space Administration. (2010). *Principles of flight*. Washington, Dc, 3 – 7.
2. Fleeman, E. L. (2006). *Tactical Missile Design*. (Second edition). Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 36 – 48.
3. İnternet: Wheeler, P. The More Electric Aircraft - Why Aerospace Needs Power Electronic. URL: http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.lboro.ac.uk%2Fmicrosites%2Fresearch%2Fiemrc%2FEvents%2520write%2520up%2FPower%2520Electronics%252014.05.09%2FMore_Electric_Aircraft_000.pdf&date=2017-11-13, Son Erişim Tarihi: 13.11.2017.
4. İnternet: Traskos, M. Insights From Europe: The More Electric Aircraft (MEA) Conference. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fwww.lectromec.com%2Finsights-from-europe-the-more-electric-aircraft-mea-conference%2F&date=2017-11-13>, Son Erişim Tarihi: 13.11.2017.
5. Whitham, K. (2004). *U.S. Patent No. 6,827,310*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
6. Wingett, P., Gaines, L. T., Evans, P. S. and Kern, I. (2006). *U.S. Patent No. 7,007,897*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
7. Antonelli, M. G., Bucci, G., Ciancetta, F. And Fiorucci, E. (2014). Automatic test equipment for avionics electro-mechanical actuators (EMAs). *Measurement*, 71 – 84.
8. Ristanovic, M., Cojbasic, Z. and Lazic, D. (2012). Intelligent control of DC motor driven electromechanical fin actuator. *Control Engineering Practice*, 610 – 617.
9. Hastürk, Ö. (2015, July). *A novel electromechanical actuator for missile jet vane thrust control*. Paper presented at the International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, Busan, Korea.
10. Jensen, S. C., Jenney, G. D. and Dawson, D. (2000, October). *Flight test experience with an electromechanical actuator on the F-18 System Research Aircraft*. Paper presented at the Digital Avionics Systems Conference, Philadelphia, USA.
11. Varedi, S. M., Daniali, H. M., Dardel, A. and Fathi, A. (2014, December). Optimal dynamic design of a planar slider-crank mechanism with a joint clearance. *Mechanism and Machine Theory*, 191 – 200.

12. Khemili, I., and Romdhane, L. (2007, December). Dynamic analysis of a flexible slider-crank mechanism with clearance. *European Journal of Mechanics*, 882 – 898.
13. Raven, F. H., (1958). Velocity and acceleration analysis of plane and space mechanisms by means of independent – position equations. *Trans ASME*, 25, 1 – 6.
14. Wilson, C. E. and Sadler, J. P. (2003). *Kinematics and Dynamics of Machinery*. (Third edition). New Jersey: Pearson Education International Inc, 655 – 661.
15. İnternet: SKF. Estimating the Frictional Moment. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=http%3A%2F%2Fwww.skf.com%2Fgroup%2Fproducts%2Fbearings-units-housings%2Fball-bearings%2Fprinciples%2Ffriction%2Festimating-frictional-moment%2Findex.html&date=2017-11-13>, Son Erişim Tarihi: 13.11.2017.
16. Braun, J. (2014). *Formulae Handbook* (Third edition). Sachseln: Maxon Academy, 21 – 41.
17. Grosjean, J. (1991). *Kinematics and Dynamics of Mechanisms*. (First edition). Berkshire: McGraw-Hill Book Company Limited, 2 – 14.
18. Maxon Motor Company. (2017). *High Precision Drives and Systems Program 2017/18*. Sachseln, Switzerland, 50 – 54.
19. İnternet: Maxon's 's Modular Spindle Drives. URL: <http://www.webcitation.org/query?url=https%3A%2F%2Fmaxonmotorusa.wordpress.com%2F2012%2F01%2F27%2Fmaxons-modular-spindle-drives%2F&date=2017-11-19>, Son Erişim Tarihi: 19.11.2017.
20. SKF Company. (2017). *SKF Bushings, Thrust Washers and Strips*. Göteborg, Swedish, 18 – 20.



EKLER

EK-1 Yuvarlanmalı yatak Kullanılan Mekanizma Test Sonuçları

Hız (°/s)	10 N.m	20 N.m	30 N.m	40 N.m
10°/s Güç Tüketimi (W)	6	9,84	15,60	21,12
	5,76	10,32	15,12	20,64
	6	11,04	16,32	19,92
Ortalama Güç Tüketimi (W)	5,92	10,40	15,68	20,56
Elektriksel Güç Kaybı (W)	1,21	2,99	5,58	8,27
Mekanik Güç Çıkışı (W)	4,71	7,40	10,09	12,29
20°/s Güç Tüketimi (W)	12.58	19.42	28.97	37.20
	12.82	21.14	29.57	36.98
	12.22	19.92	28.63	37.99
Ortalama Güç Tüketimi (W)	12.54	20.16	29.06	37.39
Elektriksel Güç Kaybı (W)	1.63	3.71	6.79	10.16
Mekanik Güç Çıkışı (W)	10.91	16.45	22.27	27.24
30°/s Güç Tüketimi (W)	18.48	29.28	38.88	52.80
	18.72	27.84	39.12	51.12
	19.68	28.08	38.88	50.16
Ortalama Güç Tüketimi (W)	18.96	28.40	38.96	51.36
Elektriksel Güç Kaybı (W)	1.79	3.71	6.44	10.27
Mekanik Güç Çıkışı (W)	17.17	24.69	32.52	41.08
40°/s Güç Tüketimi (W)	25.13	39.29	51.86	66.94
	26.40	38.52	52.51	64.58
	26.21	36.26	51.62	66.96
Ortalama Güç Tüketimi (W)	25.91	38.02	52	66.16
Elektriksel Güç Kaybı (W)	1.96	3.97	6.95	10.57
Mekanik Güç Çıkışı (W)	25.95	34.05	45.05	55.59
50°/s Güç Tüketimi (W)	31.20	46.56	62.64	78.84
	32.64	47.52	62.88	79.13
	32.64	46.32	62.40	78.31
Ortalama Güç Tüketimi (W)	30.17	46.80	62.64	78.76
Elektriksel Güç Kaybı (W)	1.99	4.01	6.82	10.27
Mekanik Güç Çıkışı (W)	30.16	42.79	55.81	68.48

EK-1 (devam) Yuvarlanmalı yatak Kullanılan Mekanizma Test Sonuçları

Hız (°/s)	10 N.m	20 N.m	30 N.m	40 N.m
60°/s Güç Tüketimi (W)	39.41	57.02	76.56	96.79
	38.81	58.06	74.98	94.06
	40.42	57.24	74.98	95.01
Ortalama Güç Tüketimi (W)	39.54	57.44	75.50	95.29
Elektriksel Güç Kaybı (W)	2.13	4.29	7.11	10.85
Mekanik Güç Çıkışı (W)	37.41	53.14	68.39	84.44
70°/s Güç Tüketimi (W)	45.60	64.75	85.72	111.02
	46.08	65.40	85.60	109.48
	46.56	65.78	85.82	109.82
Ortalama Güç Tüketimi (W)	46.08	65.31	85.72	110.11
Elektriksel Güç Kaybı (W)	2.15	4.17	6.93	10.98
Mekanik Güç Çıkışı (W)	43.92	61.13	78.78	99.13
80°/s Güç Tüketimi (W)	54.72	76.56	102.00	124.80
	54.24	81.36	100.32	129.36
	53.28	73.68	104.64	121.68
Ortalama Güç Tüketimi (W)	54.08	77.20	102.32	125.28
Elektriksel Güç Kaybı (W)	2.29	4.52	7.66	11.15
Mekanik Güç Çıkışı (W)	51.78	72.68	94.65	114.13
90°/s Güç Tüketimi (W)	62.71	85.24	116.13	141.31
	62.59	87.67	116.47	141.38
	62.92	85.00	115.00	139.80
Ortalama Güç Tüketimi (W)	62.74	85.97	115.87	140.83
Elektriksel Güç Kaybı (W)	2.45	4.48	7.88	11.33
Mekanik Güç Çıkışı (W)	60.28	81.48	107.98	129.49
100°/s Güç Tüketimi (W)	66.72	93.6	122.16	149.76
	67.92	95.28	124.08	151.2
	64.8	95.04	121.68	152.16
Ortalama Güç Tüketimi (W)	66.48	94.64	122.64	151.04
Elektriksel Güç Kaybı (W)	2.25	4.45	7.28	10.77
Mekanik Güç Çıkışı (W)	64.22	90.18	115.35	140.26

EK-2 Kaymalı yatak Kullanılan Mekanizma Test Sonuçları

Hız (°/s)	10 N.m	20 N.m	30 N.m	40 N.m
10°/s Güç Tüketimi (W)	6.72	11.49	16.80	25.56
	5.85	12.02	18.33	24.79
	6.24	12.67	18.29	25.75
Ortalama Güç Tüketimi (W)	6.27	12.06	17.80	25.36
Elektriksel Güç Kaybı (W)	1.33	3.76	6.72	11.11
Mekanik Güç Çıkışı (W)	4.93	8.29	11.08	14.25
20°/s Güç Tüketimi (W)	13.22	22.39	30.93	41.71
	12.84	20.78	31.08	42.40
	13.99	22.84	30.07	41.76
Ortalama Güç Tüketimi (W)	13.35	22.00	30.69	41.96
Elektriksel Güç Kaybı (W)	1.82	4.29	7.41	12.15
Mekanik Güç Çıkışı (W)	11.53	17.71	23.27	29.80
30°/s Güç Tüketimi (W)	19.82	32.11	41.90	59.93
	20.06	31.08	44.30	56.47
	19.41	31.32	41.83	60.07
Ortalama Güç Tüketimi (W)	19.76	31.50	42.68	58.82
Elektriksel Güç Kaybı (W)	1.93	4.45	7.52	12.85
Mekanik Güç Çıkışı (W)	17.83	27.05	35.15	45.97
40°/s Güç Tüketimi (W)	27.31	39.52	57.60	75.09
	26.04	40.10	55.77	71.40
	27.88	40.17	59.54	71.32
Ortalama Güç Tüketimi (W)	27.08	39.93	57.64	72.60
Elektriksel Güç Kaybı (W)	2.13	4.33	8.32	12.40
Mekanik Güç Çıkışı (W)	24.94	35.60	49.31	60.20
50°/s Güç Tüketimi (W)	32.33	50.66	66.86	81.28
	34.05	48.43	67.41	88.10
	33.33	46.36	67.51	85.48
Ortalama Güç Tüketimi (W)	33.24	48.48	67.26	84.96
Elektriksel Güç Kaybı (W)	2.12	4.28	7.75	11.74
Mekanik Güç Çıkışı (W)	31.12	44.20	59.50	73.21
60°/s Güç Tüketimi (W)	41.61	61.53	81.45	107.04
	40.46	63.09	82.08	106.08
	41.83	62.13	84.12	103.44
Ortalama Güç Tüketimi (W)	41.30	62.25	82.55	105.52
Elektriksel Güç Kaybı (W)	2.31	4.98	8.37	13.01
Mekanik Güç Çıkışı (W)	38.99	57.26	74.18	92.50

EK-2 (devam) Kaymalı yatak Kullanılan Mekanizma Test Sonuçları

Hız (°/s)	10 N.m	20 N.m	30 N.m	40 N.m
70°/s Güç Tüketimi (W)	51.12	73.36	92.4	119.28
	48.96	73.92	95.52	121.20
Ortalama Güç Tüketimi (W)	51.12	72.72	96.96	121.92
	50.40	74	94.96	120.80
Elektriksel Güç Kaybı (W)	2.55	5.27	8.37	12.98
Mekanik Güç Çıkışı (W)	47.84	68.72	86.58	107.81
80°/s Güç Tüketimi (W)	61.92	80.88	113.04	135.12
	59.28	81.84	109.68	134.88
Ortalama Güç Tüketimi (W)	56.88	82.8	106.56	134.16
	59.36	81.84	109.76	120.80
Elektriksel Güç Kaybı (W)	2.74	5.04	8.73	12.73
Mekanik Güç Çıkışı (W)	56.61	76.79	101.03	121.98
90°/s Güç Tüketimi (W)	67.44	93.84	121.20	151.20
	68.16	95.04	121.68	150.96
Ortalama Güç Tüketimi (W)	66.48	93.84	123.36	152.16
	67.36	94.24	122.08	151.44
Elektriksel Güç Kaybı (W)	2.81	5.34	8.69	12.96
Mekanik Güç Çıkışı (W)	64.54	88.89	113.39	138.47
100°/s Güç Tüketimi (W)	75.60	106.08	132.72	167.28
	74.64	104.16	134.16	166.56
Ortalama Güç Tüketimi (W)	74.88	106.56	134.88	169.20
	75.04	105.6	133.92	167.68
Elektriksel Güç Kaybı (W)	2.85	5.48	8.60	13.08
Mekanik Güç Çıkışı (W)	72.19	100.11	125.32	154.59

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : YILMAZ, Murat
Uyruğu : T.C.
Doğum tarihi ve yeri : 13.12.1989, Ankara
Medeni hali : Bekar
e-mail : muratyilmaz89@hotmail.com



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek lisans	Gazi Üniversitesi / İmalat Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	TOBB Üniversitesi / Makine Mühendisliği	2013
Lise	Kocatepe Mimar Kemal Lisesi	2006

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2013-Halen	Roketsan A.Ş.	Tasarım Mühendisi

Yabancı Dil

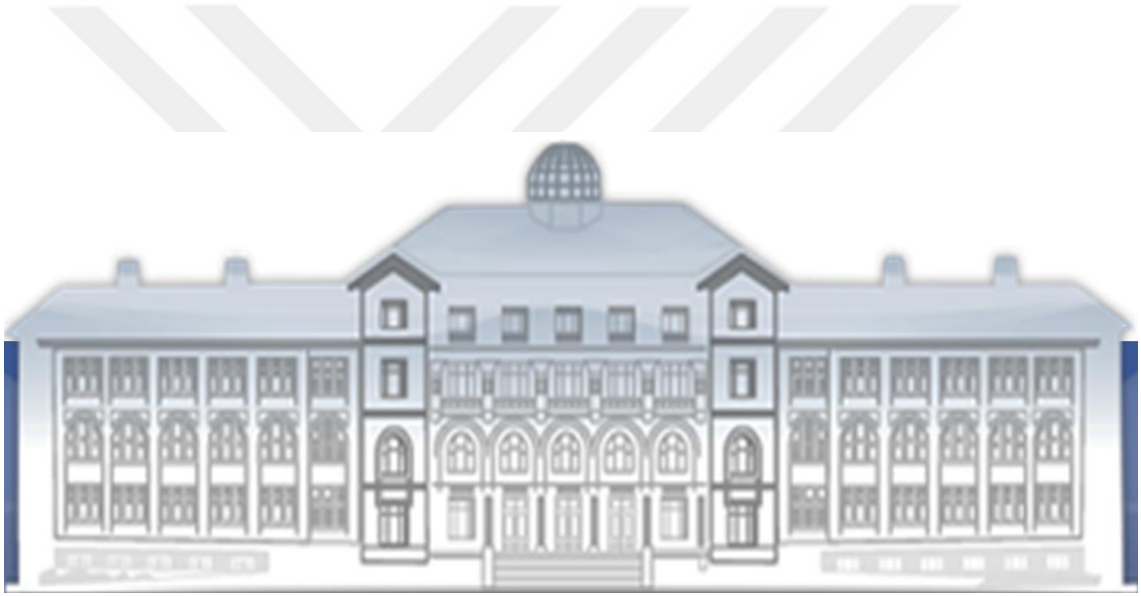
İngilizce

Yayımlar

Düzgören, O., Pekaktan, M. ve Yılmaz, M. (2017, Temmuz). *Lineer yaylar vasıtasıyla düşük tork seviyelerini hassas uygulayabilen elektrik motoru yükleme mekanizması tasarımı ve deneysel doğrulanması*. Ulusal Makine Teorisi Sempozyumu, Trabzon, Türkiye.

Hobiler

Kitap Okumak, Masa Üstü Oyunları, Sinema, Animasyon



GAZİ GELECEKTİR..