

**MEKANİK PRESLERDE KULLANILMAYA UYGUN
BİR SÜREKLİ DEĞİŞKEN AKTARMA ORGANININ
TASARIMI VE ANALİZİ**

AHMET YILDIZ



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**MEKANİK PRESLERDE KULLANILMAYA UYGUN BİR SÜREKLİ
DEĞİŞKEN AKTARMA ORGANININ TASARIMI VE ANALİZİ**

Makine Müh. AHMET YILDIZ

Prof. Dr. Osman KOPMAZ
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2013

TEZ ONAYI

Ahmet YILDIZ tarafından hazırlanan ‘‘Mekanik Preslerde Kullanılmaya Uygun Bir Sürekli Değişken Aktarma Organının Tasarımı ve Analizi’’ adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Osman KOPMAZ

Başkan : Prof. Dr. Osman KOPMAZ İmza
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

ye : Prof. Dr. İbrahim YÜKSEL İmza
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

ye : Prof. Dr. Recep EREN İmza
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Tekstil Mühendisliği Anabilim Dalı

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Kadri ARSLAN
Enstitü Müdürü

.../.../...

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

01/01/2013
Ahmet YILDIZ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

MEKANİK PRESLERDE KULLANILMAYA UYGUN BİR SÜREKLİ DEĞİŞKEN AKTARMA ORGANININ TASARIMI VE ANALİZİ

Ahmet YILDIZ

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Osman KOPMAZ

Makine ve otomotiv sektöründe çeşitli güç aktarma sistemleri kullanılır. Bunlar arasında sabit çevrim oranlı klasik hız dönüştürücüler hala yaygın olmakla birlikte son zamanlarda sürekli değişken çevrim oranı sağlayan varyatör denen güç aktarma sistemleri de kullanılmaya başlanmıştır.

Günümüzün modern teknolojisinin neden olduğu çevre problemleri ile ilişkili olarak taşıtlarda yakıt ekonomisi ve düşük gaz emisyonu araştırılması gereken önemli konular olmayı sürdürmektedir. Taşıtlarda verimi iyileştirmek için sürekli değişken aktarma (SDA) sistemleri otomotiv sanayinde giderek artan ölçüde kullanılmaktadır. Bunun temel nedeni SDA kullanımının motora optimum bölgede çalışma imkanı sağlamasıdır. Dolayısı ile SDA sistemleri sürekli hız değişimi istendiğinde makine sanayinde olduğu kadar otomotiv sanayinde de çok önemli ve yararlı alternatiflerdir.

Bu tezde sürekli değişken aktarma sistemleri tip, çalışma prensipleri, kullanım alanları, fayda ve mahzurları açısından derli toplu ve ayrıntılı biçimde ele alınmakta ve tartışılmaktadır. Ayrıca bu sistemler birbirleri ile mukayese edilmektedir.

Bu tez aynı adı taşıyan bir SANTEZ projesi ile ilişkili olduğundan elastohidrodinamik toroidal SDA sistemlerine daha fazla vurgu yapılmıştır. Bu bağlamda hem tam hem de yarım toroidal SDA sistemleri ayrıntılı olarak açıklanmıştır. Önemli geometrik ve dinamik bağıntılar verilmiş veya çıkarılmıştır. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'nca finanse edilen ve COŞKUNÖZ METAL FORM A.Ş. ile işbirliği halinde yürütülen söz konusu proje esas itibari ile toroidal SDA sistemlerinin mekanik preslerde uygulanması ile alakalıdır. Bundan dolayı bu çalışmada konvansiyonel 200 tonluk bir mekanik presin dinamiği incelenmiş ve hareket denklemi çıkartılarak MATLAB ortamında sayısal olarak çözdürülmüştür. Benzetim sonuçları kurulan modelin güvenilirliğini doğrulayacak tarzda pratik değerlerle fevkalade uyumlu çıkmıştır. Aynı mekanik presin bu kez yarım toroidal bir SDA sistemiyle donatılmış olarak dinamğiniğn incelendiği diğer bir analizde ilgi çekici sonuçlar elde edilmiştir. Bu benzetimler SDA sisteminin doğrudan motorla prese ait kayış-kasnak mekanizması arasına bağlanması halinde hız düzgünlüğünün artacağını göstermektedir. Mamafih SDA sistemi ile kayış-kasnak mekanizması arasında uygun bir atalet yani, volan eklendiğinde düzgünlük yine azalmaktadır.

Konuya ilişkin literatürde yazarın bildiği kadarıyla SDA sistemlerinin mekanik preslerde kullanımına ait herhangi bir yayın mevcut değildir. Bu açıdan mevcut çalışma

bu alanda bir ilki oluşturmaktadır. Bu çalışmanın lkemizde SDA sistemleri ve teknolojisini üzerine daha ileri araştırma çalışmalarına teşvik edeceği umulmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Sürekli Değişken Aktarma Sistemleri, SDA Sistemleri, Tam Toroidal SDA Sistemleri, Yarım Toroidal SDA Sistemleri, Mekanik Presler, Mekanik Preslerde SDA sistemleri

ABSTRACT

MSc Thesis

DESIGN AND ANALYSIS OF A CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION APPROPRIATE FOR USING IN MECHANICAL PRESSES

Ahmet YILDIZ

Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
Supervisor: Prof. Dr. Osman KOPMAZ

In the machinery and automotive industries, various power transmission systems are used. Recently, transmission systems called variators which provide continuously variable reduction rates are made use of while classical speed changers with constant reduction ratios are still more common.

In connection with environmental problem caused by today's modern technology, fuel economy and low gas emission of cars are still the significant issues to be investigated. In order to improve the efficiency of cars continuously variable transmission (CVT) systems are used in the automotive industry ever increasingly. The basic reason is that using CVT can provide engine with operation at optimum region. In this regard, CVT systems are very important and advantageous alternatives in the automotive as well as machinery industry when desired continuous speed variation.

In this thesis, continuously variable transmission systems are treated and discussed in a compact but detailed manner regarding their types, working principles, usage areas, advantages and disadvantages. Furthermore, they are compared with each other.

Since this thesis is associated with a SANTEZ project of the same title as this work, more emphasis is put on the elasto-hydrodynamic toroidal CVT systems. In this context, both full and half toroidal CVT systems are explained in detail. Important geometric and dynamic relationships are given or derived. The above mentioned project which is financially supported by The Ministry of Science, Industry and Technology, and carried out in cooperation with COŞKUNÖZ METAL FORM A.Ş. mainly deals with the implementation of toroidal CVT's in mechanical presses. Therefore, in this work, the dynamics of a conventional 200t mechanical press, and its equation of motion is derived and numerically solved in MATLAB environment. Simulation results agree well with the practical values, which implies the reliability of the model established. In another analysis that consider the dynamics of the same mechanical press but this time equipped with a half toroidal CVT, interesting results are obtained. These simulations show that the speed fluctuation increases when the CVT is directly located between motor and belt pulley mechanism of the press. However, if an adequate inertia (flywheel) is added between the CVT and the belt pulley mechanism, the situation gets better again.

In the relevant literature, to the author's knowledge, any publication on the implementing of CVT's in mechanical presses does not exist. In this respect, this thesis

can be considered a 'first' in this area. It is expected that this work will stimulate and help further research on CVT system and technology in our country.

Key words: Continuously Variable Transmission, CVT, Half Toroidal CVT, Full Toroidal CVT, Mechanical Press, CVTs in Mechanical Press

TEŐEKKÖR

Bilgi ve tecrübeleri ile her zaman her konuda yanımda olan bana destek veren, çalışmamda deneyimlerini benimle paylaşan, beni yönlendiren değerli hocam Prof. Dr. Osman KOPMAZ' a Őükranlarımı sunarım.

Hayatımın acı ve tatlı günlerinde her anımda yanımda olan bana desteğini hiçbir zaman eksik etmeyen eŐime ve aileme teŐekkürlerimi sunarım.

Bu tez BİLİM, SANAYİ ve TEKNOLOJİ BAKANLIğI tarafından desteklenen STZ.1086.2011-2 kodlu bir SANAYİ TEZİ (SANTEZ)'dir. Santez projesi kapsamında tüm katkılarından dolayı bakanlığa teŐekkürlerimi sunarım.

SANTEZ projesi dâhilinde sanayi ortağımız COŞKUNÖZ METAL FORM A.Ő.' ye ve proje çalışanlarına tüm katkılarından dolayı teŐekkürlerimi sunarım.

Ahmet YILDIZ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	iii
TEŞEKKÜR	v
İÇİNDEKİLER	vi
SİMGE ve KISALTMALAR DİZİNİ	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
1.GİRİŞ	1
2.KAYNAK ARAŞTIRMASI	4
3. SÜREKLİ DEĞİŞKEN AKTARMA (SDA) SİSTEMLERİ	10
3.1 Sürekli Değişken Aktarma Sistemleri Çeşitleri	10
3.1.1. Kayışlı SDA Sistemleri	11
3.1.2. Zincirli SDA Sistemleri	13
3.1.3. Bilyalı SDA Sistemleri	14
3.1.4 Konik Tamburlu SDA Sistemleri	15
3.1.5. Toroidal SDA Sistemleri	16
3.1.5.1. Tam Toroidal SDA Sistemleri	19
3.1.5.2. Yarım Toroidal SDA Sistemleri	22
3.1.6. Hidrostatik SDA Sistemleri	24
3.2. SDA Sistemlerinin Kullanım Alanları	25
3.3. SDA Sistemlerinin Fayda ve Mahzurları	25
4. PRESLER	26
4.1. Mekanik Presler	26
4.2. Hidrolik Presler	28
4.3. Servo Presler	28
4.4. Preslerin Karşılaştırılması	29

5. TOROİDAL SDA SİSTEMLERİNİN DİNAMİĞİ	30
5.1. Tam Toroidal SDA Sisteminde Kinematik Bağıntılar	30
5.2. Tam Toroidal SDA Sisteminde Sıkıştırma Kuvveti Hesabı	34
5.3. Yarım Toroidal SDA Sisteminde Kinematik Bağıntılar	35
5.4. Yarım Toroidal SDA Sisteminde Sıkıştırma Kuvveti Hesabı	39
5.5. Kayma, Yanal Kayma, Tahrik Kuvveti ve Yanal Kuvvet Hesabı	42
5.6. Tam Toroidal SDA Sisteminin Dinamiği	44
5.7. Yarım Toroidal SDA Sisteminin Dinamiği	45
5.8. Disklerin Temas Bölgelerinde Oluşan Maksimum Gerilme Analizi	46
5.9. Prototip Üretimi İçin Gerekli Geometrik ve Dinamik Parametreler...	47
6. MEKANİK PRESİN DİNAMİĞİ	48
6.1. Konvansiyonel Mekanik Presin Dinamiği	48
6.2. Yarım Toroidal SDA Sistemi İle Donatılmış Mekanik Presin Dinamiği	52
7. SAYISAL SONUÇLAR	55
8. DEĞERLENDİRME VE SONUÇ	66
KAYNAKLAR	67
EKLER	70
ÖZGEÇMİŞ	79

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklamalar
A	Piston kesit alanı [m ²]
a	Temas noktasında oluşan elipsin uzunluğu [m]
b	Temas noktasında oluşan elipsin genişliği [m]
d	Kesme derinliği [m]
E_1	Giriş diski elastisite modülü [N/m ²]
E_2	Ara diskin elastisite modülü [N/m ²]
e	Giriş diski merkezinin torusa olan uzaklığı [m]
F_a	Eksenel sıkıştırma kuvveti [Newton]
F_{a1}	Giriş kısmı eksenel sıkıştırma kuvveti [Newton]
F_{a2}	Çıkış kısmı eksenel sıkıştırma kuvveti [Newton]
F_k	Mekanik preste kesme kuvveti [Newton]
F_t	Giriş torku dengeleme kuvveti [Newton]
F_{tr1}	Giriş diski tahrik kuvveti [Newton]
F_{tr2}	Çıkış diski tahrik kuvveti [Newton]
F_p	Piston kuvveti [Newton]
F_{y1}	Giriş kısmı yanal kayma yönünde ki ara diski eğme kuvveti [Newton]
$F_3(\theta_{21})$	Biyelin hız tesir fonksiyonu [-]
$g(\theta_{21})$	Krankın hız tesir fonksiyonu [-]
h	Güç aktaran sıvının temas bölgesindeki kalınlığı [m]
I_{es}	Tahrik miline indirgenmiş eşdeğer kütle atalet momenti [kg-m ²]
I_{2s} [kg-m ²]	Tahrik miline indirgenmiş eşdeğer kütle atalet momentinin sabit kısmı
I_{G3}	Biyelin ağırlık merkezine göre kütle atalet momenti [kg-m ²]
i	SDA sisteminin çevrim oranı [-]

i_k	Klasik varyatörlerin çevrim oranı [-]
i_1	Kayış kasnak çevrim oranı [-]
i_2	Dişli gurubu çevrim oranı [-]
J_1	Giriş diskinin dönme eksenine göre kütle atalet momenti [kg-m ²]
J_2	Ara diskin dönme eksenine göre kütle atalet momenti [kg-m ²]
J'_2	Ara diskin eğme eksenine göre kütle atalet momenti [kg-m ²]
J_3	Çıkış diskinin dönme eksenine göre kütle atalet momenti [kg-m ²]
k	Geometrik parametre [-]
L	Biyel kolu uzunluğu [m]
L_1	Biyel ağırlık merkezinin kranka uzaklığı [m]
L_c	Sıkıştırma kamının vida hatvesi uzunluğu [m]
M_d	Direnç momenti [N.m]
M_m	Motor momenti [N.m]
m	Ara diskin kütlesi [kg]
m_3	Biyelin kütlesi [kg]
m_4	Tablannın kütlesi [kg]
\vec{m}	Spin yönündeki birim vektör [-]
N	Ara disklere etkiyen normal kuvvet [Newton]
N_c	Sıkıştırma kamı bilyalarına gelen normal kuvvet [Newton]
n	Ara disk sayısı [-]
n_n	Motor anma devri [dev/dak]
\vec{n}	Yanal kayma yönündeki birim vektör [-]
P	Motor anma gücü [kW]
P_{pis}	Hidrolik piston basıncı [N/m ²]
R	Krank yarıçapı [m]

R_c	Sıkıştırma kamının vida çapı [m]
r_1	Giriş diski temas yarı çapı [m]
r_3	Çıkış diski temas yarı çapı [m]
r_0	Torusun yarı çapı [m]
r_t	Torusun aksenel yarı çapı [m]
s	Presin kursu (strok) [m]
s_1	Giriş diski ile ara disk arasındaki aksenel kayma oranı [-]
s_2	Ara disk ile çıkış diski arasındaki aksenel kayma oranı [-]
$s_{1,y}$	Giriş diski ile ara disk arasındaki yanal kayma oranı [-]
T_{in}	Giriş torku [N.m]
T_{out}	Çıkış torku [N.m]
\vec{t}	Eksenel kayma yönündeki birim vektör [-]
ν_1	Giriş diski poisson oranı [-]
ν_2	Ara diskin poisson oranı [-]
\vec{V}_1	Giriş diskinin çizgisel hızı [m/san]
\vec{V}_2	Ara diskin çizgisel hızı [m/san]
\vec{V}_3	Çıkış diskinin çizgisel hızı [m/san]
\vec{V}_A	A noktasının çizgisel hızı [m/san]
\vec{V}_B	Koç tablanın çizgisel hızı [m/san]
\vec{V}_{G3}	Biyelin ağırlık merkezinin çizgisel hızı [m/san]
$\vec{V}_{G3/A}$	Biyelin ağırlık merkezinin A noktasına göre bağıl hızı [m/san]
$\overline{\Delta V}$	Giriş diski ile ara disk arasındaki çizgisel hız farkı [m/san]
μ_e	Tutunma katsayısı [-]
σ_{max}	Disklerin temas noktasında oluşan maksimum gerilme [N/m ²]

$\vec{\omega}_1$	Giriş diskinin açısal hızı [rad/san]
$\vec{\omega}_2$	Ara diskin açısal hızı [rad/san]
$\vec{\omega}_3$	Çıkış diskinin açısal hızı [rad/san]
$\vec{\omega}_{2/3}$	Ara diskin çıkış diskinden gözlenen izafi hızı [rad/san]
${}^y\vec{\omega}_{2/3}$	Ara diskin çıkış diskine göre yuvarlanma açısal hızı [rad/san]
${}^s\vec{\omega}_{2/3}$	Ara diskin çıkış diskine göre spin açısal hızı [rad/san]
ω_{21}	Krankın açısal hızı [rad/san]
ω_{31}	Biyelin açısal hızı [rad/san]
ζ	Düzensüzlük katsayısı
$\bar{\tau}_c$	Ortalama kayma gerilmesi [N/m ²]
β	Kesme açısı [derece]
θ	Toroidal SDA ara disk konstrüktif açısı [derece]
θ_{21}	Krank dönme açısı [derece]
θ_{31}	Biyel dönme açısı [derece]
ϕ	Ara disk dönme açısı [radyan veya derece]
β_k	Kaster açısı [derece]
α	Sıkıştırma kamı vida eğimi [derece]
λ	Preste geometrik bir parametre [-]

Kısaltmalar Açıklamalar

SDA	Sürekli değişken aktarma sistemi
CVT	Continuously Variable Transmission

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1. Çelik Kayışlı SDA Sistemi	11
Şekil 3.2. Kayışlı SDA Sistemlerinde Hız Değişkenliği	12
Şekil 3.3. Audi Zincir Kayışlı SDA Şanzıman	12
Şekil 3.3. Zincirli Sürekli Değişken Aktarma Sistemi	13
Şekil 3.5. Bilyalı SDA Sistemi	14
Şekil 3.6. Konik Tamburlu SDA Sistemi	15
Şekil 3.7. EHD Esaslı Sürekli Değişken Aktarma Sistemi	17
Şekil 3.8. Disklerin Arasında Oluşan Film Tabakası	17
Şekil 3.9. Tam Toroidal Sürekli Değişken Aktarma Sistemi	19
Şekil 3.10. Tam Toroidal SDA Sisteminde Hız Değişkenliği	20
Şekil 3.11. Ara Disklerin İtilerek Kontrolü	20
Şekil 3.12. Temas Noktasının Değişmesiyle Oluşan Hız Profilleri	21
Şekil 3.13. Yarım Toroidal SDA Sistemi	22
Şekil 3.14. Yarım Toroidal SDA Sistemlerinde Hız Değişkenliği	23
Şekil 3.15. Yarım Toroidal SDA Sisteminin Kontrol Ünitesi	23
Şekil 3.16. Hidrostatik SDA Sistemi	24
Şekil 4.1. Mekanik Pres ve Ana Elemanları	26
Şekil 4.2. Mekanik Pres, Servo Pres ve Link-Drive Tipi Presin Tabla Hareketleri	29
Şekil 5.1. Tam Toroidal SDA Sistemleri	30
Şekil 5.2. Tam Toroidal SDA Sistemlerinde Spin Hareketi	33
Şekil 5.3. Tam Toroidal SDA Sisteminde Ara Diskin Serbest Cisim Diyagramı	34
Şekil 5.4. Yarım Toroidal SDA Sistemi Şematik Gösterimi	35
Şekil 5.5. Yarım Toroidal SDA sisteminde Spin Hareketi	37
Şekil 5.6. Ara Diskin Yeni Bir Konuma Getirilmesi	38
Şekil 5.7. Yeni Temas Noktasında Giriş Diskinin Hızı ve Ara Diskin Üstten Görünümü	38
Şekil 5.8. Sıkıştırma Kamlı Yarı Toroidal SDA Sistemi	39

Şekil 5.9. Sıkıştırma Kamında Kuvvetler Dengesi	40
Şekil 5.10. Yarım Toroidal SDA Sisteminde Normal Kuvvet İle Eksenel Kuvvet Arasındaki İlişki	41
Şekil 5.11 Spin, Yanal Kayma ve Eksenel Kayma Yönleri	42
Şekil 5.12. Tam Toroidal SDA Sisteminde Disklere Etkiyen Kuvvetler	44
Şekil 5.13. Yarım Toroidal SDA Sisteminde Disklere Etkiyen Kuvvetler	45
Şekil 5.14. Temas Bölgesinde Hertz Gerilmeleri Dağılımı	46
Şekil 6.1. Mekanik Presin Kinematik Şeması	48
Şekil 6.2. A.C. Motor Karakteristiği ve Nominal Değerler Civarında Yaklaşık Karakteristik Doğrusu	51
Şekil 6.3. Mekanik Preste Kesme Kuvveti	52
Şekil 6.4. Yarım Toroidal SDA Sisteminin Eklenmiş Bir Mekanik Presin Şematik Gösterimi	53
Şekil 7.1. Mekanik Preste Krank Devir Sayısındaki Dalgalanma	56
Şekil 7.2. Motor Momentinin Dalgalanma	56
Şekil 7.3. Presin Kursunun (stroğunun) Değişimi	57
Şekil 7.4. Tutunma Katsayısı ile Kayma Arasındaki İlişki	59
Şekil 7.5. SDA Eklenmiş Mekanik Presin Krank Şaftının Hız Dalgalanması	59
Şekil 7.6. SDA İle Donatılmış ve Çıkış Kısımına İlave Volan Eklenmiş Mekanik Presin Krank Şaftının Hız Dalgalanması (çevrim oranı $i=1$)	60
Şekil 7.7. SDA Çıkış Diski Hız Dalgalanması (çevrim oranı $i=1$)	61
Şekil 7.8. SDA Ara Diskin Hız Dalgalanması (çevrim oranı $i=1$)	61
Şekil 7.9. Motor Hız Dalgalanması (çevrim oranı $i=1$)	62
Şekil 7.10. SDA İle Donatılmış ve Çıkış Kısımına İlave Volan Eklenmiş Mekanik Presin Krank Şaftının Hız Dalgalanması (çevrim oranı $i=0.65$)	63
Şekil 7.11. SDA Çıkış Diski Hızının Dalgalanması (çevrim oranı $i=0.65$)	63
Şekil 7.12. SDA Ara Diski Hızının Dalgalanması (çevrim oranı $i=0.65$)	64
Şekil 7.13. Motor Hızının Dalgalanması (çevrim oranı $i=0.65$)	65

1.GİRİŞ

İmalat, bir ham maddeyi veya yarı mamulü işleyerek bir sanayi ürünü veya malı üretme işlemlerinin bütününe verilen addır. Makine sanayinde birçok imalat şekli bulunmaktadır. Yapılan işin mahiyetine göre değişik şekillerde imalat yapılabilir. İmalat temelde talaşlı ve talaşsız imalat yöntemleri olmak üzere ikiye ayrılır.

Talaşlı imalat, önceden dizaynı ve konstrüksiyonu yapılan, imalat süreci belirlenen makine elemanının, imalat sürecine uygun talaşlı imalat tezgahlarında, belirlenmiş kesici takımlar marifetiyle kesme operasyonuna tabi tutularak şekillendirilmesini kapsayan imalat yöntemidir. Bu imalat, kesici takım ve/veya iş parçasının birbirlerine göre izafi hareketi ile iş parçası üzerinde, gerilim oluşturarak ve parçadan talaş kaldırarak gerçekleştirilir. Talaşlı imalat yöntemleri, tornalama, frezeleme, matkapla delme, taşlama olarak genelleştirilebilir.

Talaşsız imalat, üretimi yapılacak parçanın tamamen şekil değiştirme özelliğini kullanarak talaş kaldırmadan yapılan imalat şeklidir. Talaşsız imalat yöntemleri ise genel olarak sac metal işleme, döküm, dövme, soğuk/sıcak çekme, ekstrüzyon ve haddeleme olarak sıralanabilir.

İmalat sanayinin önemli bir parçasını oluşturan mekanik presler, talaşsız imalatın en önemli aktörlerindedir. Presler, elektrik motorundan alınan dönme hareketini mekanik enerjiye çeviren ve bu enerjiyi kullanan makinalardır. Presler tahrik sistemlerine göre mekanik (eksantrik) presler, hidrolik presler ve servo-mekanik presler olmak üzere üç sınıfa ayrılırlar.

Mekanik presler günümüzde değişik tonajlarda ve biçimlerde kullanım alanlarına uygun olarak üretilmektedir. En çok kullanılan presler ise h tipi ve c tipi eksantrik preslerdir.

Eksantrik preslerin çalışma prensibi şu şekilde izah edilebilir: Elektrik motoru ile elde edilen dönme hareketi kayışlar vasıtasıyla volana aktarılır. Bunun sebebi elektrik motorunun devir sayısı yüksek oluşudur (mesela dakikada 1450 devir gibi). Preslerin dakikadaki vuruş sayısının daha düşük olması gerekir. Bu yüzden motorun devir sayısı aktarma organlarında düşürülerek aktarılır.

Mekanik sistemler ihtiyaç duyulan enerjiyi temin etmek bir güç kaynağına bağlanırlar. Ne var ki, mekanik sistemin herhangi bir anda ihtiyaç duyduğu tahrik kuvveti veya momenti değişken olabilir. Bu nedenle pek çok makinede güç kaynağı iş yapan makineye doğrudan bağlanmaz. Arada genel olarak dönüştürücü sistemler olur. Bunlar arasında ilk akla gelen dişli kutularıdır. Bununla birlikte dişli kutularında dönüştürme oranları sabittir. Bu durum makinenin performansını olumsuz etkiler. Bu güçlük servo sistemlerin kullanılmasıyla aşılabilir. Fakat her mekanik sistemde servo sistemlerin kullanılması maliyet ve işlevsellik açısından optimum çözüme sevk etmeyebilir.

Eskiden daha ziyade mekanik varyatörler olarak adlandırılan ve kayış, zincir veya kuru sürtünmeyle hareket aktaran döner makaralı sürekli değişken aktarma sistemleri, yukarıda bahsedilen sabit çevrim oranlı redüktörlere alternatif olabilmektedir. Bu sistemlerden literatürde ve günlük hayatta İngilizce isminin kısaltılması olan CVT (Continuously Variable Transmission) sistemleri olarak bahsedilmektedir. Bu tezde ele alınan yapı CVT yerine Türkçe karşılığı olan Sürekli Değişken Aktarma organlarının baş harflerinden oluşan SDA sistemleri olarak zikredilecektir.

Sürekli değişken aktarma sistemleri hareketi sabit bir oranda değil, belirli bir sınır arasında teorik olarak sonsuz oranda iletebilmektedir. Yani giriş ve çıkış devirleri arasındaki hız oranı belli bir değeri aşmamak şartıyla sürekli olarak değiştirilebilmektedir. Bir SDA sisteminin maksimum ve minimum değerleri arasında çevrim oranını kademesiz olarak değiştirebilme esnekliği birçok avantajı beraberinde getirmektedir. Bunlardan ilerde SDA'nın avantajları olarak detaylı şekilde bahsedilecektir.

Bu tezde SDA sistemlerinin geçmişi, çeşitleri, uygulama alanları, hareket kabiliyetleri, kinematik ve dinamik analizleri ele alınacaktır. Bunun yanında; bir mekanik preste de hız değişkenliğini sağlayabilmek maksadıyla SDA sistemlerinin mekanik preslere uygulanabilirliğinin araştırılması fikri bu tezin temel konularındandır.

Sac metal şekillendirme sektöründe kullanılan mekanik preslerde çevrim içi hız kontrolü, son yıllarda üzerinde önemle durulan konulardan biridir. Bu ihtiyaç, temelde, farklı karakterde metalleri şekillendirmede duyulan farklı deplasman-zaman eğrilerini tek bir mekanizma ile elde edebilme arayışına dayanmaktadır. Aynı malzeme için dahi,

çekme ve kesme operasyonları için en uygun pres hareket karakteristiği farklılık göstermektedir. Yaklaşık onbeş yirmi yıl kadar önce, söz konusu ihtiyaç, preslerde kullanılan konvansiyonel motorların yerine servo-motorların kullanılmaya başlanması ile bir çözüm yoluna doğru girmiştir. Önceleri düşük tonajlı preslerde uygulama imkânı bulabilen teknoloji, şimdilerde tonaj sınırlaması olmaksızın çözüm sunabilir bir seviyeye ulaşmış görünmektedir.

Motor tipinin yanı sıra, servo-mekanik preslerin yapısal ikinci temel farklılığı, konvansiyonel sistemde kullanılan volan ataleti üzerinde enerji biriktirme ve iş yapma anında biriken enerjiyi kullanma yöntemi yerine, gerektiği an gerektiği kadar güç kullanma prensibini kullanmasıdır. Bu sistemde volan devre dışı bırakılmıştır ve aktarma organlarının ataleti mümkün olduğunca düşük tutulmaya çalışılmıştır. Güçlü motor ve düşük atalet ile tonaj ve pozisyon kontrolü elde edilmiş olur. Sonuç olarak aynı işi yapmak üzere tasarlanmış bir servomekanik pres, konvansiyonel preslere göre 8 ila 10 kat daha büyük kurulu güç ile donatılmıştır ve dolayısı ile oldukça yüksek maliyetlidirler.

Mekanik preslere alternatif olarak kullanılan servo mekanik preslerin yerine klasik mekanik prese bir sürekli değişken aktarma sistemi ekleyerek koç tabla hareketini istenildiği zaman yavaşlatıp hızlandırmak mümkün olacaktır. Ayrıca presin ölü zamanları azaltılıp çalışma süresi hızlandırılabilir.

Bu tez yazarın bildiği kadarıyla toroidal bir sürekli değişken aktarma organının mekanik preslerde kullanılmasına ilişkin bir ilki oluşturmaktadır.

Sürekli değişken aktarma sistemleri başta otomotiv sektörü olmak üzere birçok alanda kullanılabilir. SDA sisteminin kapsamlı bir şekilde analiz edilmesi ve sonrasında bu sistemi çeşitli makineler ve sistemlere uygulayarak yeni teknolojik gelişmelerin önünün açılacağı ve ileride yapılabilecek bu girişimlere bu tezin ışık tutacağı düşünülmektedir. Nitekim araçların frenleme esnasında harcanan enerjiyi geri kazanıp ihtiyaç anında tekrar kullanma esasına dayanan kinetik enerji geri kazanma sistemleri SDA sistemleri ile çalışmaktadır. Bu alanda da ileride yapılacak çalışmalara bu tezin yararlı olacağı düşünülmektedir.

2.KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu bölümde önce mekanik preslerin tabla hareketinin kontrolü ile alakalı çalışmalar, daha sonra da SDA sistemleri ve uygulamalarına yönelik literatür aktarılacaktır.

Yan ve ark. (2000), altı uzuvlu Watt zincirine dayalı bir mekanik presin krank hareketini arzulan tabla hareketini sağlayacak tarzda tasarlanmasını bir optimizasyon problemi olarak tanımlayıp çözmektedirler.

Kireççi ve ark.(2000), hibrit bir eyleyici tasarımını incelemektedirler. Bu hibrit eyleyici sabit hızlı bir motor ile bir servomotor ihtiva etmektedir. Yazarlar eyleyicinin mekanizma kısmında yedi uzuvlu, iki serbestlik dereceli, kapalı bir kinematik zincir kullanılmaktadır. Hibrit eyleyiciyle ihtiyaç duyulan ani güç değerleri daha düşük seviyede olmaktadır.

Tso ve ark.(2002), mekanik pres için dokuz uzuvlu bir mekanizma önermektedirler. Bu mekanizma çok yavaş bir şekillendirme hızı ve alt ölü konum civarında daha uzun bir bekleme süresi sağlamaktadır. Bu mekanizmanın uzuvları arzulan hareket şartlarını sağlayacak tarzda optimize edilmektedir. Mekanizma tek serbestlik derecelidir.

Dülger ve ark. (2002), evvelce ele aldıkları hibrit eyleyiciyi bir PID denetleyici ihtiva etmesi halinde incelemektedirler.

Du ve ark. (2003), yedi uzuvlu ve iki serbestlik dereceli bir mekanizma önermektedirler. Bu mekanizmada beş uzuvlu halka içermekte; yani Stefenson zinciri kullanılmaktadır. Burada da biri sabit hızlı ve büyük güçte bir elektirik motoru ile daha düşük güçte bir servomotor kullanılmaktadır. Yazarlar geliştirdikleri mekanizma ile bir zımbalama işleminde arzulan düzgün presleme, uzun bekleme süresi ve yavaş bırakma taleplerinin yavaşça bırakma taleplerinin yeterince sağlandığını göstermektedirler. Optimizasyon için de genetik algoritmayı kullanılmaktadır.

Meng ve ark. (2004), Du (2003)'ya benzer şekilde yedi uzuvlu ve biri servo olmak üzere iki motorlu bir mekanizmanın optimal tasarımını vermektedirler.

Guo ve ark. (2005), yeni tip bir mekanik pres dizaynı yapmakta ve inceledikleri bu sistemin deneysel doğrulanmasını vermektedirler.

Li ve ark. (2010), derin çekme için yedi uzuvlu, hibrit tahrik mekanizmasına sahip bir presin kinematik analiz, optimum tasarım, dinamik modelleme ve simülasyonu ile alakadar olmuşlardır. Bu çalışmalarda ele alınan kinematik zincir Du (2003) ile aynıdır. Soong (2010) değişken hızlı ve uzunluğu ayarlanabilir tahrik uzvuna sahip tek serbestlik dereceli mekanik prese ait tasarım yöntemi vermektedir.

Hsieh ve ark.(2011), hassas derin çekme için altı uzuvlu bir mekanizmayı ele almaktadırlar. Bu mekanizmanın orijinalliği; istenen tabla hareketinin sağlanması için Soong (2010) ile bir açıdan benzer tarzda, tahrik motorundan alınan hareketin bir geliştirilmiş Oldham kavraması üzerinden aktarılmasıdır. Bu çalışmalar incelendiğinde serbestlik derecesi iki olan mekanizmalar kullanılarak çıkış hareketinin tasarımının sıkça başvurulan bir yöntem olduğu görülmektedir. Bütün bu çözüm arayışlarının kullanım limitlerinin olması da tabiidir.

Zheng ve ark. (2012) mekanik preslerde optimum strok-zaman eğrisini elde etmek için dairesel olmayan bir kayış-kasnak mekanizması kullanmışlardır. Mekanik preslerde kullanılan klasik kayış-kasnak yerine eliptik şekli anımsatan dairesel olmayan kaynak ile hız farkı yaratmak amaçlanmış ve böylece farklı operasyonlara imkan sağlanmıştır. Çalışmada bu tip bir kasnak ile derin çekmeye benzer bir hareket profili elde edilmiş ve yüksüz konumdaki ölü zamandan da çabuk hareket ederek zaman tasarrufu sağlanmıştır.

SDA sistemleri hakkındaki bir literatür araştırması ilişkili konular arasında bir dallanma göstermektedir. Bazı çalışmalar mekanik SDA organlarının modellenmesiyle alakalıdır.

Gauthier ve ark. (2010) ile Julio ve ark. (2011) çalışması sırasıyla çelik ve kauçuk kayışlı SDA organlarının modellenmesiyle ilgilidir. Öte yandan SDA taşıtlarda yakıt tüketimi ve egzost emisyonu ile de ilgili olduğundan literatürde buna ilişkin çalışmalara da rastlanmaktadır.

Pfiffner ve ark. (2003), SDA organının taşıtta yakıt sarfiyatını minimum kılmaya yönelik optimal kontrolünü incelemektedirler.

Dick (2010) yakıt ekonomisinin gerçekleştirilmesi ve emisyon değerlerinin iyileştirilmesinde SDA teknolojisinin rolünün incelemektedir. Zira SDA taşıtlarda daha küçük güçte motorların kullanılmasına imkan vermekte olup, bu ise daha az yakıt

sarfıyatı ve emisyon anlamına gelmektedir. Öte yandan elastohidrodinamik (EHD) esaslı SDA sistemlerinde yağın davranışı da çok önemlidir. Dolayısıyla yağın yüksek basınç ve sıcaklık altında davranışının incelenmesi ve tespiti önem arz etmektedir.

Ohno (2007) otomobiller için toroidal SDA'da sıvının yüksek basınç altındaki davranışını incelemektedir. Aracın değişik yüklemelere maruz kalması ile sıvının nasıl davrandığını incelenmiştir.

Pandey ve ark. (1998), EHD yuvarlanma veya kaymalı çizgi teması halinde tutunma katsayısı ile ilgili bir termal analiz yapılmaktadır. Analiz SDA sistemlerinde kullanılan sıvıların davranışını anlamak açısından önemlidir.

Lee ve ark. (2009) ile Evans ve ark. (2009) tam toroidal SDA organında tutunma sıvısının yüksek sıcaklık şartlarında dayanım ve kararlılığı da öncekine benzer tarzda sıkça ele alınan konular arasındadır. Bu kaynaklar teknik sayısal veriler hakkında fikir edinmek için yararlıdır.

Fang ve ark. (2000), SDA sistemlerinde kullanılan sıvıların reolojik özelliklerini belirlemeye yarayan bir metot önermektedirler.

Carbone ve ark. (2004) yarım ve tam toroidal geometriye sahip SDA sistemlerinin mukayeselerini yapmaktadırlar. Bu iki sistemin geometrik parametreleri bir matematiksel model oluşturarak ele alınmış ve kinematik analizleri yapılmıştır. Kinematik analizler sonucunda tam toroidal SDA sisteminde ara disklerin temas noktasına dik doğrultuda dönmelerinden dolayı oluşan spin hareketinin yarım toroidal SDA organına göre daha fazla olduğunu ve bunun varyatörün verimini olumsuz yönde etkilediğini göstermektedir. Hem tam hem de yarım toroidal SDA sistemlerinin bileşenlerinde oluşan çekme kuvvetleri (Traction Forces) analiz edilmiştir. Ayrıca temas noktası EHD teoremine göre modellenmiş ve her iki varyatörde de temas yüzeylerinde oluşan maksimum gerilmeler incelenmiştir. Neticede tam toroidal SDA sistemlerinin yarım olanlarına göre yan diskleri sıkıştırma kuvvetlerine daha hassas olduklarını, bununla birlikte çalışmada bahsedilen tutunma katsayısı (Traction coefficient) ve diğer parametrelerin kıyaslarının sonucunda yarım toroidal SDA sistemlerinin daha verimli olduğu vurgulanmıştır.

Imanishi ve ark. (2001) tam ve yarım toroidal SDA sistemlerinin geometrik parametreleri ile çevrim oranı arasında bir ilişki kurmuş ve bu modelleri birbirleri arasında kıyaslamıştır. Ayrıca bu çalışmada asıl elde edilmek istenen parametreler gerekli yanal kuvvetin çevrim oranıyla nasıl değişmesi gerektiğidir. Çekme güç tahrikli SDA sistemlerindeki (Traction Drive Toroidal CVTs) güç aktarımını sağlamak için gerekli olan yanal sıkıştırma kuvveti disklerin temas noktasında oluşan tutunma ya da sürtünme katsayısı ile doğrudan bağlantılıdır. Ayrıca deneysel bir model ele alınmış ve değişik koşullar altında maksimum tutunma katsayısı ve efektif tutunma katsayısı karşılaştırılmıştır. Son olarak eşit başlangıç şartları altında yarım ve tam toroidal SDA sistemlerinin verimi karşılaştırılmış ve yarım olanın verimi nispeten daha büyük bulunmuştur.

Tevaarwerk ve Johnson (1979) elastohidrodinamik yağlama teorisine uygun olarak bir yağ filmi üzerinden güç aktarımını ele almışlardır. Bu çalışmada bünye denklemleri ve akışkanlar mekaniğinden yararlanarak yağ filminde oluşan kayma gerilmelerinin matematiksel modeli oluşturulmuştur. Kayma gerilmelerini elastik yüzeyde oluşan temas alanına bölerek hem güç aktarmaya yarayan çekme kuvveti hem de yanal kuvvetler hassas bir şekilde formüle edilmiştir. Çekme tahrikli güç aktarma sistemleri olarak da adlandırılan elastohidrodinamik esaslı sürekli değişken aktarma sistemlerinin kinematiği ayrıntılı bir şekilde incelenmiştir. SDA sistemlerinin en önemli hesaplamalarını teşkil eden kayıplar; hareket yönündeki kayma, yanal kayma ve temas noktasına göre spin hareketi ayrıntılı bir şekilde incelenmiştir. SDA sistemlerinin geçiş hallerinin modellenmesi için gerekli yanal kuvvetlerin hesaplanmasında literatürdeki çalışmaların büyük çoğunluğu bu çalışmayı referans almaktadır.

Webster ve Lee (2005) elastohidrodinamik esaslı bir sürekli değişken aktarma sisteminde disklerin temas noktasındaki şartların tutunma katsayısına etkisini incelemişlerdir. Farklı sıcaklıklarda ve basınçlarda deneyler yapılmış ve her deney sonucunda elde edilen tutunma katsayıları gösterilmiştir. Temas yüzeyinde oluşan sıcaklığın 60° olmasının ideal hale karşılık geldiği gösterilmiştir. Bu sıcaklığın altına ve üstüne inildiğinde tutunma katsayısı ciddi oranda düşmektedir. Dolayısıyla sıcaklığı sürekli bu değerde tutmak SDA sisteminin verimini arttıracığı gösterilmiştir.

Misada ve Oono (2005) tam toroidal sürekli değişken aktarma sistemlerinin iletebileceği maksimum güç kapasitesini incelemişlerdir. Disklerin ölçülerine bağlı olarak spin hareketinin, çevrim oranı 0.4, 1 ve 2.6 halinde giriş devri 2000 dev/dk ve tutunma katsayısı 0.045 olması durumunda varyatörün verimini nasıl etkilediği incelenmiştir. Çalışmada spin hareketi arttıkça verimin % 80'e kadar indiği dolayısıyla disklerin ölçülendirilmesi ve toleranslarının ne kadar önemli olduğu gösterilmiştir.

Yamashita (2004) sürekli değişken aktarma sistemlerinde disklerin temas noktalarında oluşan film tabakasını non-newtonian akış teorisine göre modellemiştir. Temas bölgesinde basınçları 1 ila 4 Gpa arasında değiştiğinden, analizlerin Newtonian akış teorisine göre yapılamayacağını iddia etmiştir. Reynolds denklemleri ve Navier-Stokes denklemleri ile akışı temsil eden bir model kurmuştur. Daha sonra disklerin yarıçaplarını değiştirerek yüzeylerde oluşan gerilmeleri ve film kalınlıklarını bulmuştur.

Asano (2004) otomobillerde yakıt tasarrufunun arttırılması amacı ile SDA kullanımının her geçen gün arttığını vurgulamıştır. Otomobillerde genelde kayışlı ve toroidal SDA sistemlerinin tercih edildiğini belirtmiş ve bu sistemlerin karşılaştırmasını yapmıştır. Ayrıca sonsuz değişkenli aktarma sistemlerinin klasik SDA sistemlerine göre daha fazla güç iletimi sağlayabildiğini öne sürmüştür.

Raghavan (2002), tam toroidal bir sürekli değişken aktarma sisteminin kinematik analizini yapmıştır. Tam toroidal sistemlerde ara diskleri tutan çatalın kaster açısının dönmeye etkisini incelemiştir. Dönme matrislerini kullanarak oluşturduğu modelin geometrik parametrelere bağlı olarak simülasyonunu yapmıştır.

Zhang ve ark. (2000) yarım toroidal bir SDA sisteminde disklerin temas noktalarındaki yanal kayma ve aksenal kaymaları incelemişlerdir. Geometrik ve kinematik bağıntılar kullanılarak sistematik bir model kurulmuştur. Hertz tipi temas teorisine göre disklerin temas bölgelerinde oluşan maksimum gerilmeler analiz edilmiştir. Ayrıca disklere paralel (hareketin iletimi için mecburen bir miktar olması gereken kayma) yanal kaymalar ve disklerin yüzeylerine dik yöndeki aksenal kaymalar modellenmiştir. Rejim halinde ve geçiş esnasında oluşan geçme kuvvetlerini elastohidrodinamik yağlama teorisine dayanarak analizini gerçekteştirmişlerdir.

Zou ve ark. (2001) yarım toroidal SDA sisteminin dinamiğini incelemişler ve bir kontrol algoritması geliştirmişlerdir. Sistemin hareket denklemleri çıkartılıp itme ara disklerin itme sureti ile çevrim oranının değişimini bu denklemleri çözerek simule etmişlerdir.

Tanaka ve ark. (1993) yarım toroidal SDA sisteminin dinamik kararlılığını incelemişlerdir. Yüksek hızlarda sistemde aşırı oluşabilecek titreşimleri ve bu titreşimlerin sistemin kararlılığı üzerindeki olumsuz etkilerini incelemişlerdir. Ayrıca sistemin hız değişkenliğini sağlayan servo mekanizmasının kararlılığı incelenmiştir.

Hasuda ve ark. (2002) sonsuz değişken aktarma sisteminin üç boyutlu hareket denklemlerini çıkararak dinamik bir model kurmuştur. Bu hareket denklemlerini çözerek sistemin hız değişimini kaç saniyede tamamlayabildiğini yani SDA sisteminin ve itici pistonun cevap hızlarını incelemişlerdir.

Zou ve ark. (2000) elastohidrodinamik etkileri de göz önüne alarak çekme güç tahrikli bir SDA sisteminde hız kontrolünü incelemiştir.

Fuchs ve ark. (2009) tam toroidal bir sürekli değişken aktarma sistemin geometrisinin nasıl oluşturulacağını ayrıntılı bir şekilde anlatmışlardır. Toroidal sistemlerin adını aldığı torusun ve kürenin giriş diski ile çıkış disklerini nasıl kestiğini ara disklerin bu torusun içinden nasıl oluşturulduğu anlatılmaktadır.

Attia ve ark. (2003) yarım toroidal bir SDA sisteminde disklerin temas noktasında meydana gelen gerilmelerin Hertz kontak teorisine göre analizleri yapılmıştır. Disklerin malzemelerini ve sertliklerini değiştirerek gerilmelerin değişimlerini incelemişlerdir.

Attia (2005) yarım toroidal SDA sisteminde gerilme analizi yaparak malzemelerin bu gerilmelere karşı dayanıklılığını incelemiştir. Ayrıca farklı malzemeler kullanılması halinde sistemin toplam ömrünü tahmin etmeye çalışmıştır.

Delkhosh ve ark. (2011) partical swarm optimizasyon metodunu kullanarak yarım toroidal SDA sistemlerinde verimi maksimum yapabilmek için sistemin geometrik optimizasyonunu yapmışlardır. Buldukları sonuçları klasik sonuçlarla karşılaştırıp çok az da olsa verimin arttığını göstermişlerdir.

3. SÜREKLİ DEĞİŞKEN AKTARMA SİSTEMLERİ (SDA)

Sürekli değişken aktarma sistemleri, güç akışını kesintisiz olarak ileten hız değiştirici aktarma organlarıdır. Geleneksel aktarma organlarında çevrim oranı sabit bir değerdir. Sürekli değişken aktarma (SDA) sistemlerinde bu gibi sabit oranlar yerine belli bir değer aralığında teorik olarak sınırsız sayıda çevrim oranı vardır ve bu oranı süreli bir şekilde kademesiz olarak değiştirmek mümkündür. Bu esneklik, sistemde dişli mekanizması kullanılmadığından sağlanabilmektedir. Geleneksel redüktörlerde veya şanzımanlarda dişli kullanıldığından bu tip sürekli ve kademesiz bir aktarma mümkün olmamaktadır.

3.1 Sürekli Değişken Aktarma Sistemlerinin Çeşitleri

Yapısal olarak bir çok çeşidi olan sürekli aktarma sistemlerini temel olarak aşağıdaki gibi sınıflandırabiliriz:

- Mekanik Sürekli Değişken Aktarma Sistemleri
 - Kayışlı SDA Sistemleri
 - Zincirli SDA Sistemleri
 - Bilyalı SDA Sistemleri
 - Konik SDA Sistemleri
 - Toroidal (Elastohidrodinamik Yağlama Teorisi Esaslı) SDA Sistemleri
 - Yarım Toroidal SDA Sistemleri
 - Tam Toroidal SDA Sistemleri
- Hidrostatik Sürekli Değişken Aktarma Sistemleri

Sürekli değişken aktarma sistemleri farklı kaynaklarda değişik sınıflara ayrılmıştır. Bununla birlikte literatür taramasından anlaşıldığı üzere, yukarıdaki sınıflandırma yeterince kapsamlıdır.

Sürekli değişken aktarma sistemlerinin mekanik temasa ya da hidrolik değişkenliğe dayalı yapılan bu sınıflandırmanın dışında elektriksel SDA sistemleri de mevcuttur. Ancak tezin kapsamı dışında olduğundan burada zikredilmeyecektir.

3.1.1. Kayışlı SDA Sistemleri

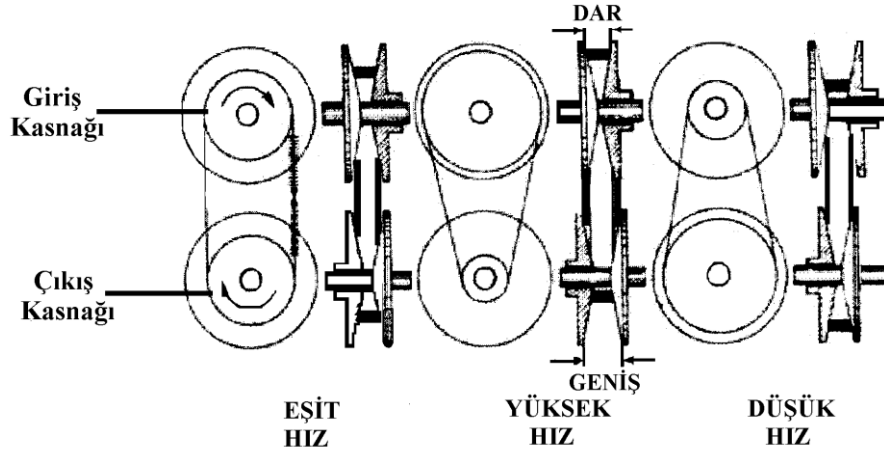
Bu tür sistemler genişlikleri değişken karşılıklı iki V kasnak ile bunlar arasında çalışan çok sayıda çelik plakadan ibaret bir V kayıştan meydana gelir. Bu kayış, kasnakların birbirine hidrolik güç yardımıyla yaklaştırılıp uzaklaştırılması ile giriş ve çıkış çapları sürekli değişecek şekilde hareket ettirilir. Dolayısıyla çevrim oranı kasnakların hareketiyle sürekli olarak artırılıp azaltılarak sürekli değişken bir aktarma elde edilir.



Şekil 3.1. Çelik Kayışlı SDA Sistemi

Eski tip kayışlı SDA sistemlerinde aradaki V kayışı ince çelik bantlardan oluşan bir yapıya sahipti. Fakat bantların kasnaklar tarafından aşırı derecede yüklenmesinden dolayı çok çabuk eğilip bükülmeler meydana gelebiliyordu. Bu tip aşırı yüklemelerden dolayı oluşan eğilmeleri ve kopmaları önlemek için yeni tip kayışlı SDA sistemlerinde hareketi ileten kayışa hareketi taşıyıcı yardımcı çelik plakalar eklenmiştir.

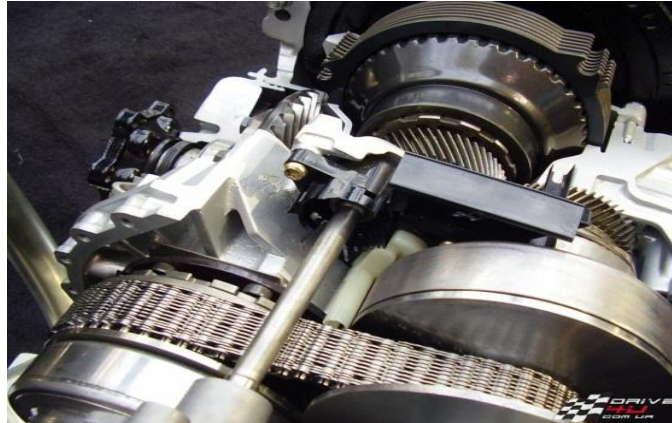
Şekil 3.1.'de çelik plakaların yapısı ve kayışla olan irtibatı gösterilmiştir. Bu tür sistemlerde moment aktarılması kayışa eklenen bu çelik plakaların birbirini itmesi suretiyle gerçekleşir. Kayışlı SDA sistemlerinin en önemli elemanı olan ve gücü aktaran kayışın üzerine bu çelik plakalar yerleştirilerek kopma mukavemeti artırılmış olur. Fakat yine de kayışın kopması ve tahribatı göz önüne alınarak, bu sistemler 150 kW'dan fazla güç aktarımı yapılacak makinelerde kullanılmazlar. Bu tip büyük güç aktarımı gereken yerlerde toroidal SDA sistemleri kullanılır.



Şekil 3.2. Kayışlı SDA Sistemlerinde Farklı Çevrim Oranları

Şekil 3.2. de görüldüğü gibi V kayışının giriş ya da çıkış kasnağını kavradığı çap değiştirilebilmekte ve böylece çevrim oranı istenildiği gibi ayarlanabilmektedir. Şekildeki ilk pozisyonda kayışın kavradığı çaplar giriş ve çıkış kasnaklarında aynı olduğundan eşit hız aktarımı söz konusudur, yani çevrim oranı birdir. İkinci pozisyonda ise kasnakların yaklaştırılması ile giriş kasnağı tarafında V kayışının çapı büyümüş, çıkış kasnağının çapı küçülmüştür. Dolayısı ile çıkış hızı giriş hızından büyük olacak ve birden büyük bir çevrim oranı ile iletim sağlanacaktır. Bu durumun tam tersi istenildiğinde kasnaklar uzaklaştırılıp üçüncü pozisyondaki gibi giriş kasnağının çapı küçültülüp büyük kasnağın çapı büyütülerek düşük hız elde edilir.

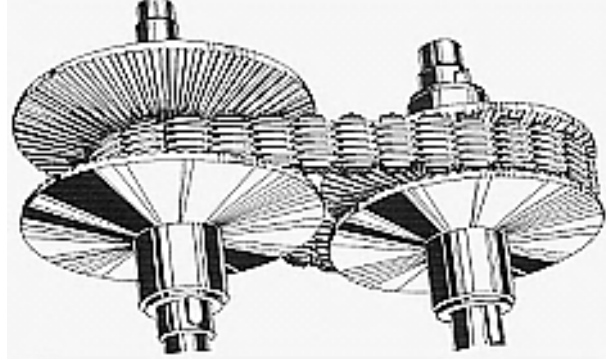
Şekil 3.4.'de Audi firmasının birçok otomobilinde kullandığı zincir kayışlı SDA sistemi görülmektedir. Kayış çelik plakalardan ziyade birbirine geçmiş zincir şeklinde de kullanılabilir. Bu tip SDA sistemlerinde kayış yapısı ve malzemesi verimi ve ömrü etkileyen çok önemli bir faktördür. Bununla ilgili araştırma ve geliştirme çalışmaları halen sürmektedir.



Şekil 3.3. Audi Zincir Kayışlı SDA Şanzıman

3.1.2. Zincirli SDA Sistemleri

Zincirli SDA sistemleri kayışlı sistemle tamamen aynı prensiple çalışır. Fakat kayışın yüksek devirlerde kayma ya da kopma ihtimaline karşı zincir kullanılır. Disklerin üzerine açılan kanallar arasına aradaki zincirin dişleri geçer. Çevrim oranının değişmesi istendiğinde, aradaki zincir kanallar üzerinde hareket ettirilerek sürekli değişken bir aktarım sağlanır.



Şekil 3.4. Zincirli Sürekli Değişken Aktarma Sistemi

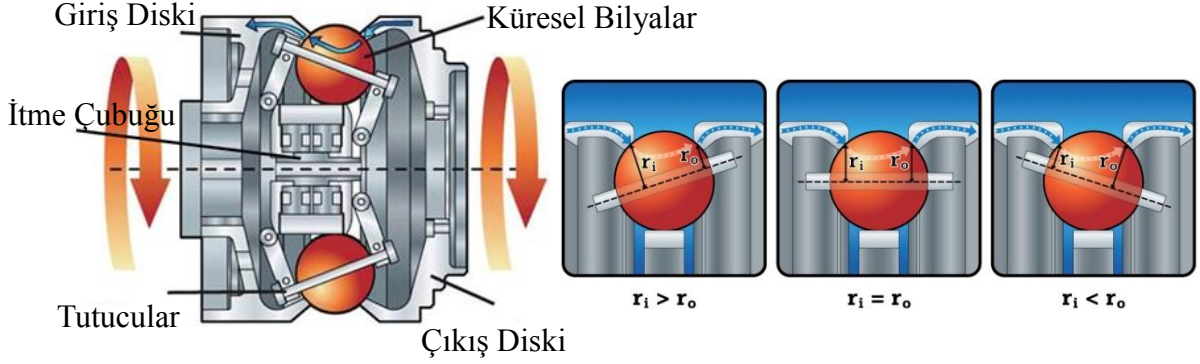
Zincirli SDA sistemlerinin kayışlı sisteme göre avantajı daha yüksek güç aktarımı sağlayabilmektedir. Bunun sebebi zincirin kopma mukavemetinin daha yüksek olmasıdır ve dolayısıyla kayışla taşınamayacak büyüklükteki güçlerin iletimi zincirle aktarılabilir.

Bu sistemin kayışlıya göre mahzuru ise sürtünme kayıplarının çok olmasıdır. Giriş ve çıkış kasnaklarının üzerlerindeki zincir kanalları ile zincirin kendi arasında çap artıp azalırken sürtünme oluşur ve bu sebeple kayıplar artar. Fakat zincir kanalların arasında gidip geldiği kayışlı SDA sistemleri gibi kayma oluşmaz.

Konstrüksiyon ve çalışma prensibi bakımından çelik kayışlı, zincirli ve kayışlı SDA sistemleri çok benzerdir. Bununla birlikte göze çarpan farklı özellikleri metal zincir kayışla karşılaştırıldığında kauçuk kayışın daha yüksek olan sürtünme katsayısıdır. Bu karşılık zincir kayışlı SDA sistemleri verimi daha az olmasına rağmen daha büyük momentleri iletebilmektedir.

3.1.3. Bilyalı SDA Sistemleri

Bu sistemlerde bir giriş diski, bir çıkış diski ve arasında küresel toplar vardır. Giriş diski dönünce küresel topları döndürür, toplarda çıkış diskini döndürür. Aktarılmak istenen güç bu küreler üzerinden çıkış diskine iletilir.



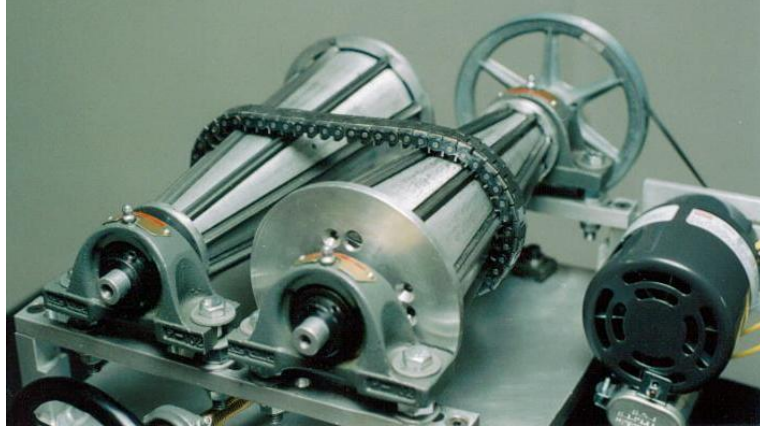
Şekil 3.5. Bilyalı SDA Sistemi
(<http://www.fallbrooktech.com/nuvinci-technology>)

Şekilde 3.5.'de bilyalı bir sürekli değişken aktarma sistemi ve parçaları görünmektedir. Şekilde görülen itme çubuğu sağdan sola doğru ötelendiği zaman, bu çubuğa merkezlerinden delinerek pimlenmiş mesnetlerle bağlı olan küresel toplar harekete zıt yönde yer değiştirirler. Bu yer değiştirme ile küresel bilyaların giriş ve çıkış disklerindeki temas noktaları değişir. $r_1 = r_3$ iken çevrim oranı birdir. İtme sonucu $r_1 > r_3$ olduğunda çevrim oranı birden küçük olur ve çıkış diski hızlanır. Tam tersi yönde itilirse $r_1 < r_3$ olur. Bu durumda çevrim oranı birden büyük olur ve çıkış diski yavaşlar.

Bu sistemler elastohidrodinamik yağlama esasına göre çalışırlar. Sürtünen yüzeyler arasına özel bir yağ püskürtülür. Yüzeyler arasında bir film tabakası oluşturulur ve güç aktarımı bu tabakanın kayma gerilmelerine direnciyle aktarılır. Bilyaların temas yüzeyleri küçük olduğundan çevrim oranı nispeten küçüktür (0.5 ila 1.75 arası). Diğer SDA sistemlerine göre daha az güç iletimi gereken yerlerde tercih edilir (maksimum 4-5 kW). Küçük elektrikli aletlerde, düşük moment iletimi olan rüzgar türbinlerinde ve bazı tarım makinelerinde kullanılır. Genelde bisikletlerde ve motosikletlerde kullanılan bu sistemlerde üretim maliyeti düşüktür. Sistemin stabilitesi ve basitliği avantajlarıdır.

3.1.4. Konik Tamburlu SDA Sistemleri

Konik tamburlu sürekli değişken aktarma sistemleri iki konik tambur ve aralarında bu tamburların birbirlerine göre dönmelerini saplayan bir kayıştan oluşur. Bir tahrik motoru ile giriş tamburu döndürülür ve tamburda ara kayışı döndürür. Kayışta karşı çıkış tamburunu döndürerek hareket iletimi sağlanır.



Şekil 3.6. Konik Tamburlu SDA Sistemi
(<http://www.idemitsu.com/products/lubricants/tdf/index.html>)

Giriş ve çıkış koniler ters konik şekilde yataklanmışlardır. Aradaki disk bir itici yardımıyla ileri geri hareket ettirilir. Hareketi ileten kayış giriş koniğinin çapının arttığı yere getirildiğinde karşı çıkış koniğinin çapının azaldığı yerden temas edecektir. Böylece hız aktarma oranı değişir. Aradaki kayış istenilen çevrim oranına göre alttan belli miktarda itilir. Kayış ileri hareket ettikçe çevrim oranı azalır ve çıkış diski hızlanır.

Konik tamburlu SDA sistemlerinde kayışı ile tamburlar arasında ki sürtünme katsayısı fazla olduğundan bu sistemlerde sürtünme kayıpları fazla olur. Dolayısıyla sistemin verimi düşüktür. Ayrıca yüksek devirlerde aradaki kayış stabil hareket etmediğinden bu sistemlerin yüksek hızda çalışan makinelerde ve büyük güçlerin aktarıldığı yerlerde kullanılması pek uygun değildir.

3.1.5. Toroidal SDA Sistemleri

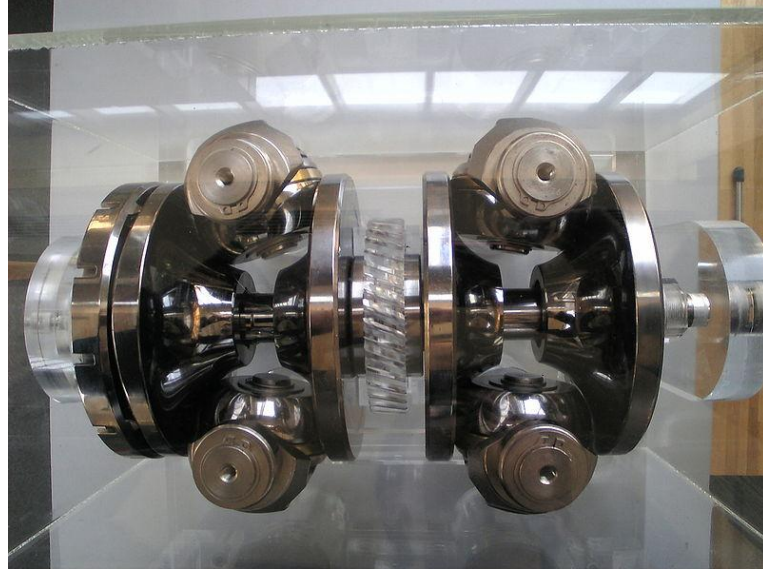
Toroidal sürekli değişken aktarma sistemleri kayışlı, zincirli ya da konik sistemlerden tamamen farklı olarak elastohidrodinamik esasa göre çalışırlar. Her geçen gün gelişen teknoloji ile birlikte triboloji ve malzeme bilimindeki ilerlemeler sayesinde bu sistemler çok daha kullanışlı hale gelmiştir. Zira bu sistemler diğerlerine kıyasla daha fazla güç iletilebilmekte ve daha yüksek verimlere ulaşabilmektedir.

Toroidal tip SDA sistemlerinde giriş diski, çıkış diski ve ara iletim diskleri bulunur. Giriş ve çıkış diskleri simitsi ya da toroidal bir geometriye sahip olduğundan bu tip sistemlere toroidal SDA sistemleri denir. Gücün aktarılması sistemin geometrik parametrelerini değiştirerek çevrim oranının arttırılması ya da azaltılması ilkesine dayanır. Yüzeylerin birbirleri ile temas noktaları değiştğinde geometrik yapıdan dolayı çevrim oranı artıp azalır.

Sürtünmeli çarklar olarak bilinen klasik varyatörler iletilmek istenilen gücü bir çarktan diğer çarka iki yüzeyi birbirine bastırarak temas yüzeyleri arasında oluşan sürtünme kuvvetiyle aktarırlar. Burada çarklar ya da yüzeyler birbirleri ile kuru kuruya sürtünürler. Oluşan sürtünme kuvveti yüzeylerde zamanla aşınmaya sebep olur ve tahribata yol açar. Bu nedenle bu sistemler parçaların çalışma ömrü az olduğundan pek rağbet görmemiştir.

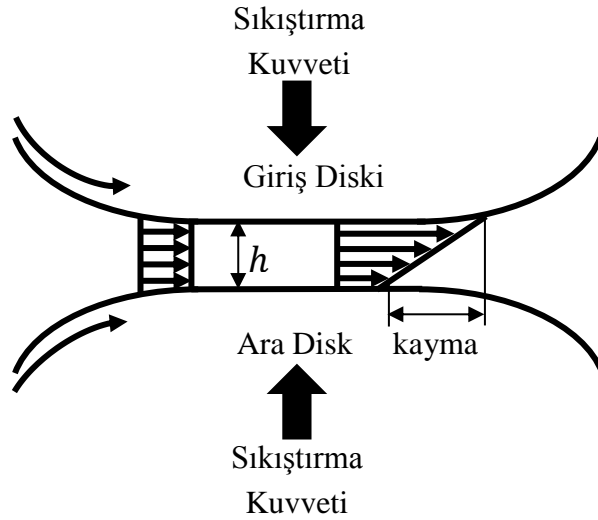
Yeni tip elastohidrodinamik yağlama esaslı SDA sistemlerinde diskler birbirlerine doğrudan temas etmezler. Bu sistemlerde elastohidrodinamik (EHD) yağlama teorisi esas alınarak yüzeyler arasına özel bir sıvı püskürtülür ve bu sıvı iki yüzey arasına girerek bir film tabakası oluşturur. Bu yağ filminin tabakaları arasında oluşan kayma gerilmesi sayesinde güç aktarımı sağlanır. Dolayısıyla disklerin yüzeyleri arasında temas kesilip, güç aktarımı sıvı üzerinden metal metale temas etmeden aktarılır.

Bu sistemlerde güç iletimini sağlayan sıvı sisteme bir enjektör ile püskürtülür ve bir pompayla geri beslenir. Sıvının toplama kabında sıcaklığı ölçülerek istenilen değerde tutulması gerekir. Yağın verimli olduğu sıcaklıkta çalışması sistemin verimi için çok önemlidir.



Şekil 3.7. EHD Esaslı Sürekli Değişken Aktarma Sistemi
(Nissan Motors Half Toroidal CVT)

Varyatörün giriş ve çıkış diski sürtünme kuvvetini oluşturabilmek için birbirine çok yüksek basınca basılmaktadır. Diskler belli bir açısal hızla dönerken dışardan püskürtülen özel sıvı (traction fluid) hidrodinamik etkiyle disklerin arasına girer. Basınç etkisiyle disklerin temas noktalarında bir miktar elastik ezilme meydana gelir ve dolayısıyla elastohidrodinamik bir etki oluşur. Bu sistemlere çekme güç tahrikli SDA sistemlerde denir. (Traction Drive Toroidal CVT)



Şekil 3.8. Disklerin Arasında Oluşan Film Tabakası

Burada disklerin birbirlerini döndürebilmesi ve döndürme momentinin iletilebilmesi için daima az da olsa bir kayma olması gerekir. Şekil 3.8.'de sıvı filminin kayması

şematik olarak gösterilmiştir. Güç aktarımını sağlayabilmek için iki yüzey arasında her zaman hız farkı oluşması gerekir. Bu farklar sistemin verimini etkileyeceğinden çok büyük kaymalara müsaade edilmemelidir.

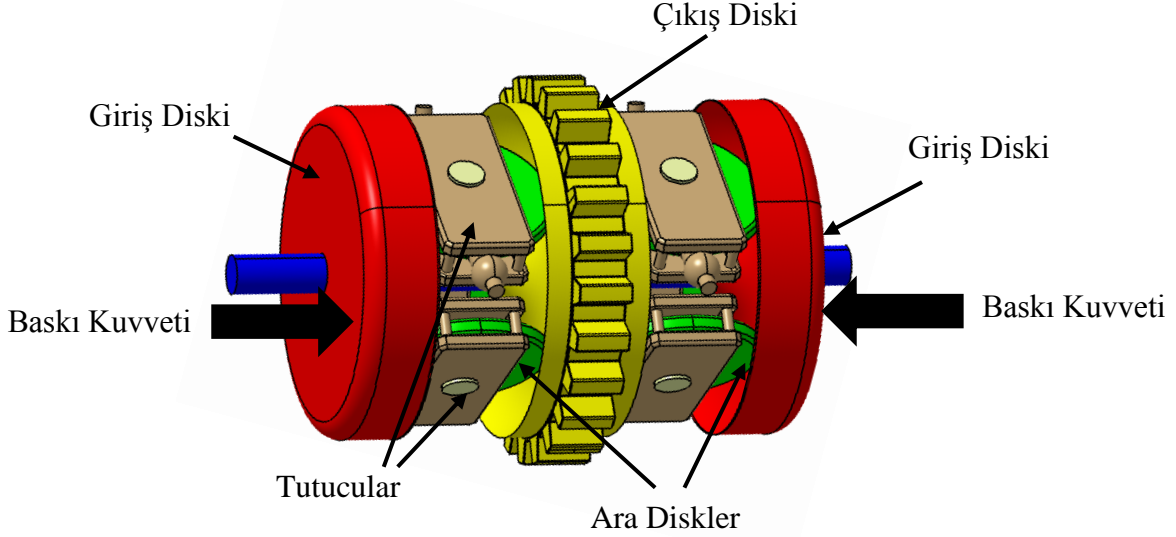
Disklerin temas noktalarında yüksek miktarda gerilmeler oluşur. Bu gerilmeler Hertz gerilmeleri teorisine göre modellenebilir. Oluşan gerilmeler sıkıştırma kuvvetine bağlı olarak 1 ila 3 GPa arasında değişir. Temas noktasındaki bu gerilmeler temas alanını ve film tabakasının kalınlığını (h) etkiler. Temas alanı disklerin boyutlarına, malzemesine, sıkıştırma kuvvetinin büyüklüğüne ve sıvının özelliğine bağlıdır.

Elastohidrodinamik yağlama teorisine dayanan SDA sistemlerinde güç aktarımı bir sıvı üzerinden sağlandığından sistemin verimli ve uygun çalışması için bu sıvı çok iyi analiz edilmelidir. Zira yüksek basınçta ve sıcaklıklarda sıvının karakteristiği değişecektir. Sisteme püskürtülen sıvı giriş bölgesinde sıvı haldeyken, temas bölgesinde yüksek basınçtan dolayı viskozitesi çok fazla artar ve sıvı bu bölgede adeta katılaşır. Çıkışta tekrar basıncın kalkması ile eski viskozitesine döner. Böylesine viskozitenin artması temas yüzeyinde sıcaklığı arttıracaktır. Fakat kullanılan sıvının özelliği iyi bilinmeli ve buradaki optimum çalışma sıcaklığını aşmamalıdır. EHD esaslı SDA sistemlerini kuru kuruya doğrudan metal metale sürtünen klasik varyatörlerden ayıran en önemli fark temas bölgesinde teşkil eden bu sıvıdır. Sisteme püskürtülen bu sıvı ayrıca varyatörü soğutma görevi de üstlenmiştir. Metal metale temasta çok yüksek ısınmalar oluşmaktadır ancak bu tip sistemlerde sıvı filmi teması kestiğinden yüzeylerin aşırı ısınması ve bundan dolayı tahribatı söz konusu değildir. EHD esaslı SDA sistemlerinin bir yağ banyosu içinde çalışan tipleri de mevcuttur. Fakat genelde literatürde ve pratikte gereken sıvının püskürtülerek tedarik edildiği görünmektedir. Bunun sebebi yağ banyosu içinde sıvının frenleme etkisi ve türbülans etkisi yapmasından kaynaklanmaktadır. Bu tedarik yöntemi deneylerle tetkik edilmeye ve araştırılmaya muhtaç başlı başına bir inceleme konusudur. Nitekim akışkanın farklı şekilde tedarik edilmesi mekanik davranışını etkileyecek buda varyatörün verimini etkileyecektir.

Toroidal SDA sistemleri sahip olduğu simitsi yapının geometrisine bağlı olarak genelde ikiye ayrılır. Bunlar tam toroidal ve yarım toroidal SDA sistemleridir.

3.1.5.1. Tam Toroidal SDA Sistemleri

Tam toroidal sürekli değişken aktarma sistemleri giriş diski, ara diskler ve çıkış diskinden oluşur. Giriş diski ile çıkış diski tam bir torus ya da simit oluşturduğunda tam toroidal SDA sistemidir. Burada ara diskler oluşan küresel bölgenin tam merkezindedir.

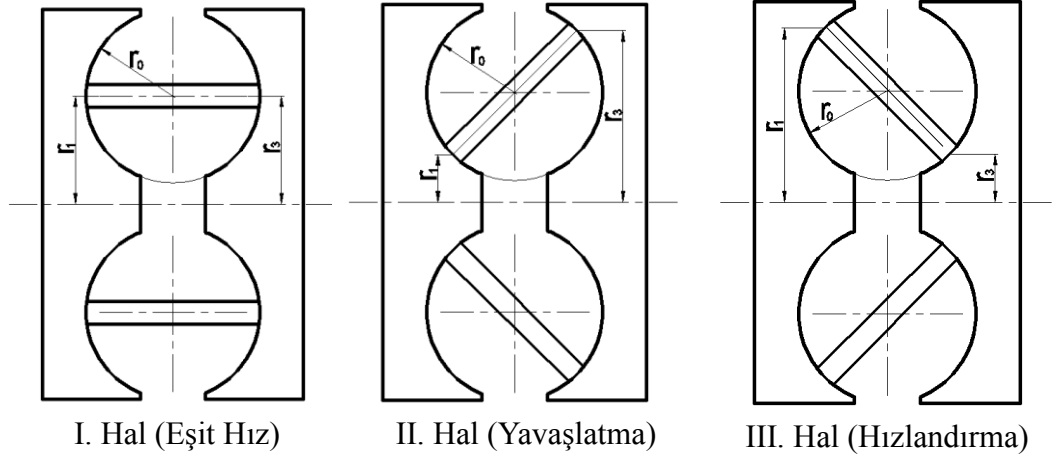


Şekil 3.9. Tam Toroidal Sürekli Değişken Aktarma Sistemi

Tam toroidal bir SDA sisteminin modeli şekil 3.9.'da görölmektedir. Şekilde görünen çift kademeli bir tam toroidal SDA sistemidir. Sadece bir kademeli olan tipi de vardır fakat çift kademeye baskı kuvvetini daha fazla alana yaymak mümkündür. Ara disklerin üzerine gelen yükü iki kat daha fazla diske böldüğü için uzuvların ömrü artar. Ayrıca çift kademeli olması daha stabil bir yapının elde edilmesine olanak tanır.

Giriş diskleri birbirlerine büyük bir baskı kuvveti ile bastırılır. İlk çalışma esnasında disklerin temas bölgelerinde metal metale kuru sürtünmeyle güç aktarımı gerçekleşir. Bu esnada ara disklerin temas noktalarına özel yağ püskürtülür. Sistem belli bir hıza ulaştığında diskler arasında artık yağ film tabakası oluşur ve artık hareket iletimi metal metale temas olmadan gerçekleşir. Pratikte film tabakasının oluşması disklerin için en az 1200 ila 1500 dev/dak hızla dönmeleri gerekir.

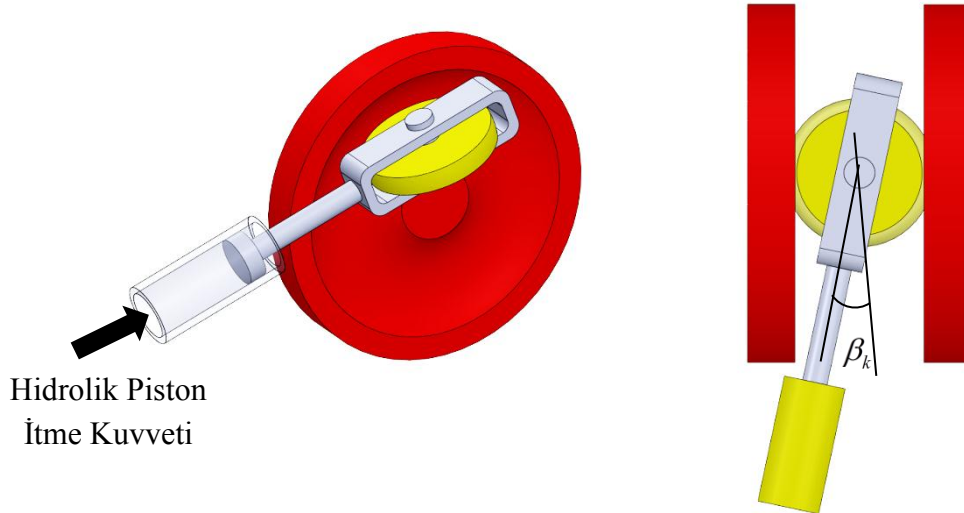
Tam toroidal SDA sistemlerinde çevrim oranı minimum 0.5 ve maksimum 2'dir. Sistemin geometrisinden dolayı çevrim oranı bu değerler arasında kısıtlıdır. Uzuvların ölçülerini büyötmek çevrim oranını etkilemez.



Şekil 3.10. Tam Toroidal SDA Sisteminde Hız Değişkenliği

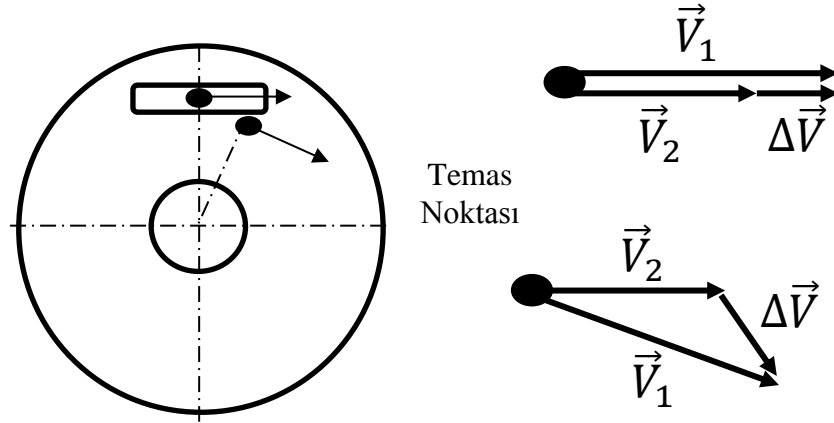
Tam toroidal SDA sistemlerinde ara diskin merkezinden döndürülmesi ile temas noktaları değişmesi suretiyle çevrim oranı artırılıp azaltılır. Şekil 3.10'da I. halde görüldüğü gibi ara diskler yatay konumdadır. Bu durumda $r_1 = r_3$ 'tür ve çevrim oranı $i = r_3/r_1$ olduğundan $i = 1$ 'dir. Dolayısıyla giriş diski ile çıkış diskinin hızları eşittir.

Diskler yataydan saat yönünün tersine döndürüldüğünde (Şekil 3.8. II. Hal) $r_3 > r_1$ olacaktır. Dolayısıyla çevrim oranı 1'den büyük olur ve çıkış diski yavaşlar. Ara diskler tam tersi yönde döndürülür ise $r_3 < r_1$ olacaktır. Bu durumda çevrim oranı 1'den küçük olur ve çıkış diski giriş diskiye göre daha hızlı döner.



Şekil 3.11. Ara Disklerin İtilerek Kontrolü

Şekil 3.11. da görüldüğü gibi ara disklerin kontrolü hidrolik bir pistonla itilme esasına dayanır. Giriş diski ile çıkış diskinin oluşturduğu toroidal yapıdan dolayı ara diskleri itince ileri gidemeyeceğinden dönme hareketini yaparlar. Şekilde görülen β_k açısı kaster açısıdır. Tam toroidal SDA sistemlerinde ara disklerin bu şekilde açılı itilmesi gerektiği literatürde gösterilmiştir (Raghavan, 2002).



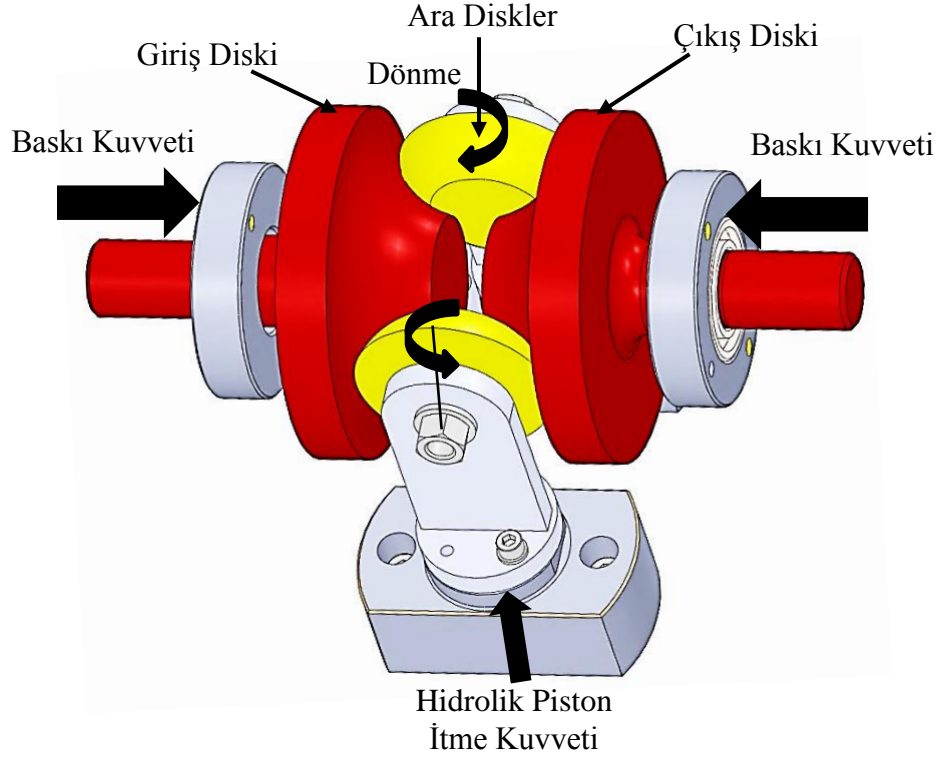
Şekil 3.12. Temas Noktasının Değişmesiyle Oluşan Hız Profilleri

Şekil 3.12.'de görüldüğü gibi birinci temas noktasında (rejim halinde) giriş diski hızı \vec{V}_1 ile ara diskin hızı \vec{V}_2 birbirine paraleldir. İki hız arasında bir miktar mecburen olması gereken kayma vardır. Ara disk hidrolik pistonla bir miktar itilince sistemin geometrisinden dolayı disk ileri gidemez, bir miktar aşağı iner ve şekilde görüldüğü gibi temas noktası değişir. Giriş diskinin yeni temas noktasındaki hızı açılı olacaktır. Ara diskin hızı halen aynı olduğundan artık hızlar birbirine paralel olmaz ve hız farkı $\Delta\vec{V}$ şekildeki gibi olur. Bunun yatay bileşeni güç aktarmayı dikey bileşeni ara diski döndüren kuvvetlerin yönündedir.

Ara disklerin bu şekilde kontrolünden başka farklı kontrol tipleri de vardır. Hidrolik kontrol yerine mekanik kontrol de yapmak mümkündür. Nitekim tam toroidal SDA sistemlerinin kontrol konsepti hakkında birçok patent mevcuttur. Bütün bu kontrol sistemleri SDA sistemin verimini ve hassasiyetini etkileyeceğinden iyi bir kontrol yapılması çok önemlidir. Literatürde ve pratikte yapılan incelemeler göstermiştir ki, tüm bu kontrol sistemlerinin içinde en yaygın olarak kullanılan yukarıda bahsedilen kontrol ünitesidir. Bunun sebebi hidrolik kontrolde kullanılan servo valfler ile hassas kontrol yapılabilmesi ve cevap hızının yüksek olmasıdır.

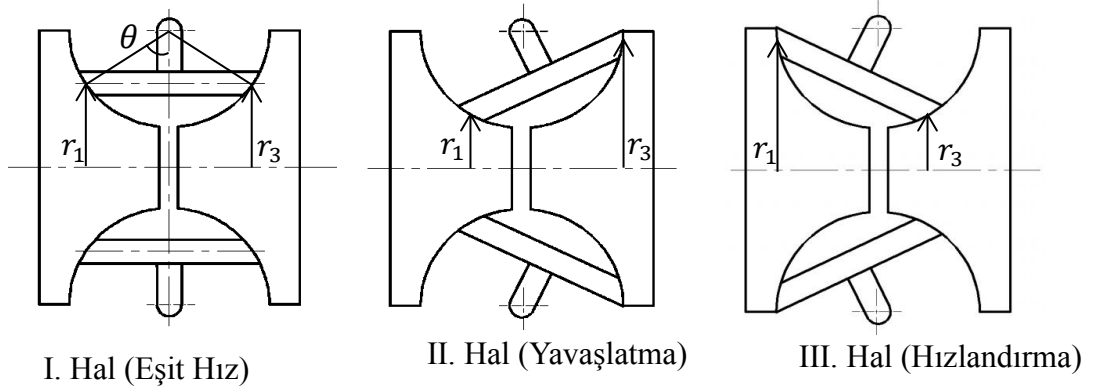
3.1.5.2. Yarım Toroidal SDA Sistemleri

Yarım toroidal sürekli değişken aktarma sistemlerinde giriş diski ile çıkış diski tam bir simitsi ya da torus oluşturmaz. Ortadan bölünmüş şekilde olduğundan yarım toroidal adını almıştır. Yarım toroidal SDA sisteminin tam toroidal ile geometrik olarak farklılık arz etse de çalışma prensibi aynıdır.



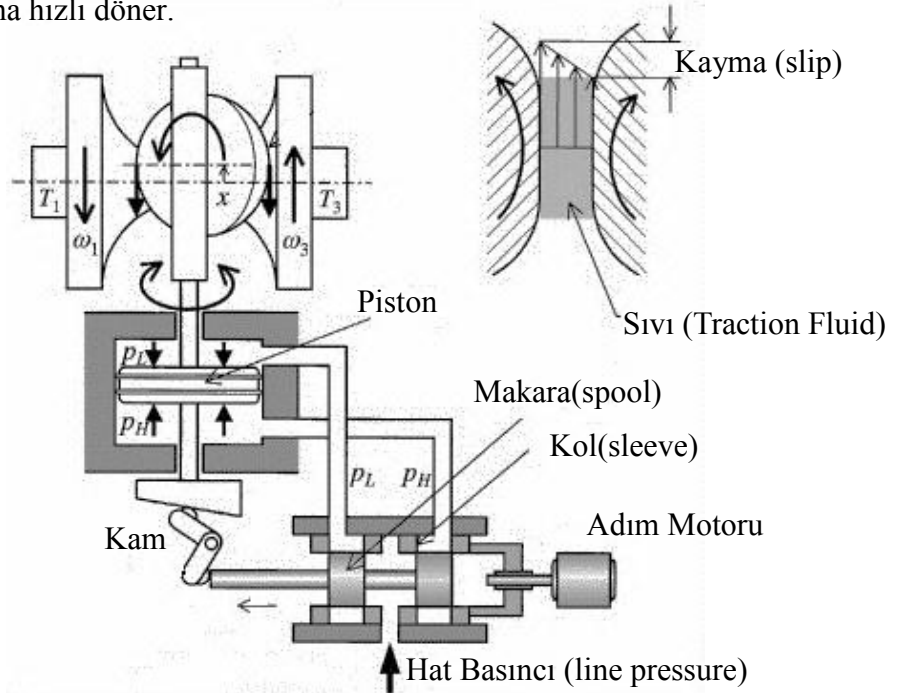
Şekil 3.13. Yarım Toroidal SDA Sistemi

Yarım toroidal SDA sistemleri de tıpkı tam toroidal olanlar gibi çift kademeli olabilirler. Fakat şekil 3.13.'de tek kademeli bir yarım toroidal SDA organı görülmektedir. Sürtünme kuvveti oluşturabilmek için tüm EHD esaslı sistemleri gibi buradada girişve çıkış diski yataklardan birbirlerine doğru bastırılmaktadır. Ara diskler tam toroidal sistemin aksine torun merkezine değil daha aşığıdan yataklanmıştır. Yani şekil 3.14.'de görülen θ açısı 90° 'den küçüktür. Bu açının 90° olması sistemin tam toroidal olduğunu gösterir. Yarım toroidal SDA sistemlerinde en ideal θ açısı 62° 'dir. İlerde yapılacak hesaplamalarda da açının değeri budur.



Şekil 3.14. Yarım Toroidal SDA Sistemlerinde Hız Değişkenliği

Yarım toroidal sistemlerde ara disk giriş ve çıkış diskinin oluşturduğu yarım torun merkezine yataklanır. Yataklama merkezinden verilen deplasmanla tıpkı tam toroidal sistemler gibi sistem geometrisinden dolayı ara diskler dönerek çevrim oranı artırılır ya da azaltılır. Şekil 3.14’de görüldüğü gibi I. Halde ara diskler yatay konumdadır. Bu durumda $r_1 = r_3$ ’tür. Dolayısıyla çevrim oranı birdir ve giriş diski ile çıkış diskinin hızları eşittir. Hidrolik piston itildiğinde ara diskler itmenin yönüne bağlı olarak döndüğünden (Şekil 3.14. II. Hal) $r_3 > r_1$ olacaktır. Dolayısıyla çevrim oranı 1’den büyük olur ve çıkış diski yavaşlar. Ara diskler tam tersi yönde itirilirse III. Haldeki gibidir $r_3 < r_1$ olacaktır. Bu durumda çevrim oranı 1’den küçük olur ve çıkış diski giriş diskinin hızına göre daha hızlı döner.



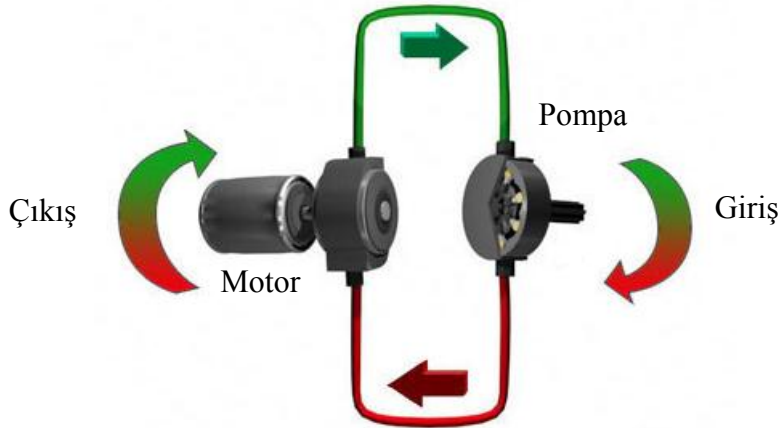
Şekil 3.15. Yarım Toroidal SDA Sisteminin Kontrol Ünitesi (Osuni, 2004)

Şekil 3.15’de yarım toroidal sürekli değişken aktarma sisteminin kontrol ünitesi ve elemanları görülmektedir. Bu sistemde adım motoru ile bir miktar deplasman verildiğinde kam mekanizması ileri itilecektir. Buda hidrolik pistonu itecek ve ara disk x kadar itilecektir. Ara diskin bu öteleme sonucu temas noktaları değişir ve tam toroidal SDA sistemlerinde anlatılan prensibe göre dönmesi gerçekleşir.

Yarım toroidal SDA sistemlerinin ara disklerinin yataklanması ve diğer geometrik nedenlerden dolayı tam toroidal sistemlere göre bazı üstünlükleri vardır. Örneğin yüksek hızlarda ara disklerin temas noktaları doğrultusunda spin hareketi yarım toroidal sistemlerde daha azdır. Spin etkisinin az olması varyatörün verimini ciddi şekilde arttıracaktır. Ayrıca yarım toroidal sistemlerde ara diskleri kaster açısı ile itmeye gerek yoktur. Bunun yanında tam toroidal SDA sistemlerinde çevrim oranı 0.5 ila 2 arasında iken yarım toroidal de 0.4 ila 2.6 arasındadır.

3.1.6. Hidrostatik SDA Sistemleri

Hidrolik sürekli değişken aktarma sistemleri mekanik sistemler gibi sürtünmeye dayalı olarak çevrim oranını değiştirmek yerine hidrolik yağın basıncını ayarlayarak çevrim oranını azaltıp arttıran sistemlerdir.



Şekil 3.16. Hidrostatik SDA Sistemi
(<http://auto.howstuffworks.com/cvt4.htm>)

Hidrostatik SDA sistemi, şekil 3.16.’da görüldüğü gibi değişken stroklu hidrostatik bir pompa ve değişken stroklu hidrostatik bir motordan meydana gelir. Motor şaftı çıkış olarak alınırken pompa şaftı giriş olarak alınır. Pompa stroğunu, motor stroğunu ve sistem basıncını değiştirerek hız oranı ve çıkış momenti kontrol edilir.

3.2. SDA Sistemlerinin Kullanım Alanları

Sürekli değişken aktarma sistemleri makine ve otomotiv sektöründe değişken güç aktarımı gereken birçok erde kullanılmaktadır. SDA sistemlerinin kullanıldığı yerler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

-Daha ziyade otomobillerde şanzıman sistemi olarak kullanılırlar.

-Traktörlerde, bahçe araçlarında, snowboardlarda, motorsikletlerde ve bazı arazi makinelerinde kullanılırlar.

-Kinetik enerji geri kazanım (KERS) sistemlerinde sıklıkla SDA sistemi kullanılır. Otomotiv sektörünün geleceğinde bu sistem yatmaktadır. Trenlere ve büyük halk otobüslerine uygulanan bu sistemin ilerleyen yıllarda otomobillere de uygulanması planlanmaktadır. Kinetik enerji geri dönüşüm sistemi temelde frenleme esnasında kaybedilen momentumun bir volan(çark) ile elektrik enerjisi olarak depolanması ve istendiğinde kullanılması mantığıyla çalışır.

-Rüzgar türbinlerinde de SDA sistemleri kullanılır.

3.3. SDA Sistemlerinin Fayda Ve Mahzurları

Otomobillerde manuel ve otomatik şanzıman sistemlerine kıyasla; ciddi şekilde yakıt tasarrufu sağlamaktadır. Bunun en büyük sebebi SDA sistemleri ile motor optimum çalışma devrinde sürekli kalabilmektedir. Vites değişim şokları ve kesintileri yoktur. Daha hızlı ivmelenme sağlar. Makine sektöründe de aynı şekilde sürekli değişken olarak güç aktarması en büyük avantajıdır. Ayrıca dişli sistemlerine göre daha sessiz çalışır ve imalatı daha kolaydır.

Sistemin dezavantajları ise iyi tasarlanmamış bir SDA sisteminde yüksek hızlarda kaymaların artması ve verimin nispeten azalmasıdır. Ayrıca bazı otomobil kullanıcıları vites geçişlerini hisset isteyebilir fakat bu sistemlerde bu mümkün değildir. Ayrıca kontrolü için gerekli hidrolik sistem bazı makinelerde fazladan yer kaplamaktadır. Hidrolik kontrol ünitesinin kirlenmesi de bir mahsur olarak görülebilir. Son olarak EHD esaslı SDA sistemlerindeki özel sıvı klasik şanzıman yağı değildir ve buna nazaran daha pahalıdır.

4. PRESLER

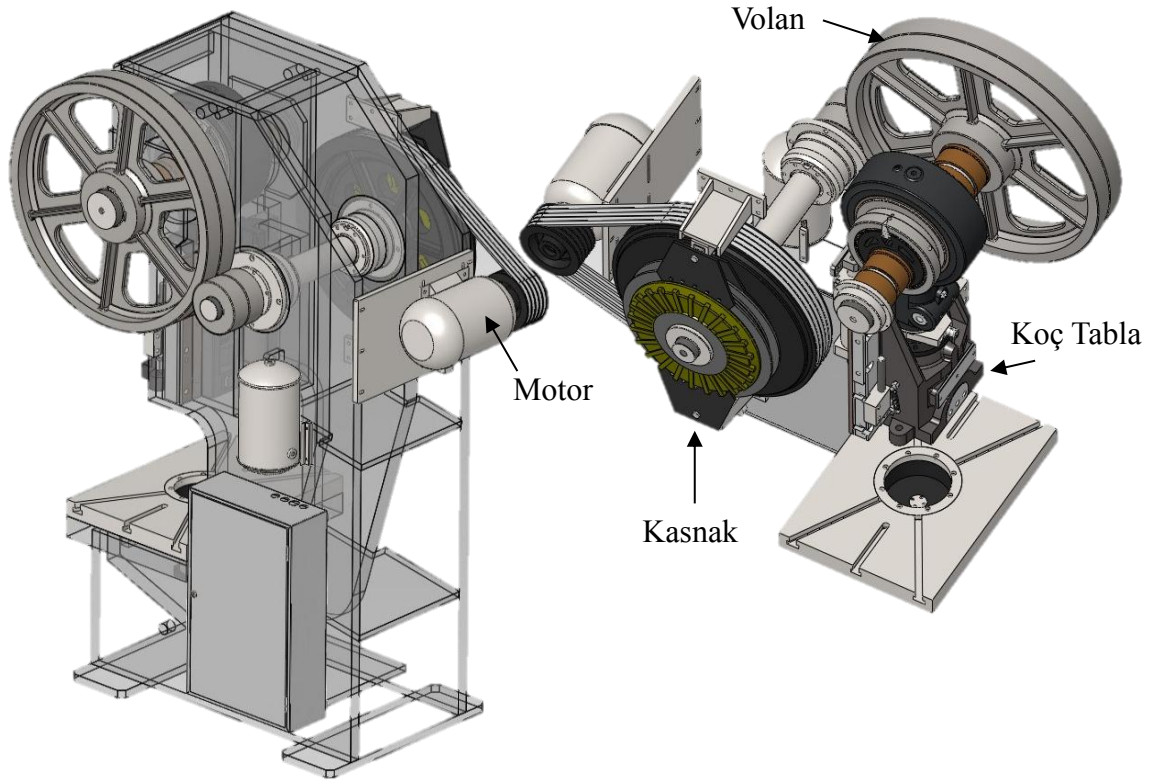
İmalat teknolojisinin bir çok alanında kullanılan presler, motordan aldığı enerji ile imal edilecek ürünü kesme, delme veya şekillendirmeye yarayan makinelerdir.

Presler makine sektöründe genelde şu operasyonları yapar: Kesme, delme, çekme, kalıp alıştırmaları vs.

Presler çalışma prensibi ve tahrik çeşidine göre temel olarak üç sınıfa ayrılırlar: Mekanik presler, hidrolik presler ve servo presler.

4.1 Mekanik Presler

Elektrik motorundan elde edilen dönme hareketi kayış kasnak mekanizmasına oradanda volan görevi üstlenen dişli mekanizmasına iletilir. Hareket buradan krank miline (eksantrik mile) aktarılır. Eksantrik milinin dönme hareketi biyel üzerinden kalıbın bağlandığı tablanın doğrusal hareketine çevrilir.



Şekil 4.1. Mekanik Pres ve Ana Elemanları

Mekanik presler kayış kaynak ve dişli mekanizmalarının çevrim oranlarının çarpımı kadar toplam çevrim oranına sahiptir. Presin dakikada kaç vuruş yapacağına bağlı olarak motor seçimi ve çevrim oranı ayarlanır.

Bir mekanik preste kesme operasyonu yapılmadığı sırada motorun verdiği enerji mekanizma uzuvlarında kinetik enerji olarak depolanır ve bu enerji kesme esnasında elektrik motoruna destek verecek tarzda harcanır. Şayet bu kinetik enerjiden istifade edilmeksizin kesme işleminde ihtiyaç duyulan enerji sadece motor tarafından sağlanacak olsa pratikte rastlanan motor güçlerinin 7-8 katı daha büyük güçte motorların kullanılması gerektiği görülecektir.

Mekanik preslerde koç tablanın alt ölü konumunda krank açısı 180° ve üst ölü konum açısı 360° 'dir. Bu iki pozisyon arasında kalan mesafeye presin kursu (strok) denir. Küçük tonajlı preslerde bu strok ayarlanabilir olduğu halde büyük tonajlı preslerde strok sabit yapılıdır.

Bir mekanik pres genel olarak aşağıdaki unsurlardan meydana gelir:

-Kavrama ve Fren Grubu: Elektrik motorundan volana aktarılan dönme hareketini istenilen anda şafta aktaran, dolayısıyla presin aşağı yukarı hareketini istenildiği zaman durduran mekanizmadır.

-Eksantrik Dişli Grubu: Kavrama milinden aldığı dönme hareketini dişliler vasıtasıyla krank miline aktarır. Krank milinin dönmesi ile biyel kolu, krank milinin eksantrik kaçıklığı kadar doğrusal hareket yapar.

-Biyel Kolu: Eksantrik mildeki dönme hareketini, eksantrik milin eksen kaçıklığı kadar doğrusal harekete çevirir.

-Slayt Ayar Vidası: Kalıbı değişik yüksekliklerde bağlayabilmek için slayt ile tabla arasındaki mesafeyi ayarlayan sistemdir.

-Tablalar: Kalıp ile pres yatağı arasında kullanılırlar. Tablalar, kalıp bağlanmasını uygun düz yüzeyi sağlarlar.

Diğer parçalar şunlardır: Denge silindiri, hava yastıkları, aşırı yük sistemi.

4.2. Hidrolik Presler

Hidrolik preslerde elektrik motoru ile yağ basan pompalar döndürülür ve sisteme basınçlı yağ basılır. Farklı yön denetim valfleri ve basınç ayar regülatörleri ile bu basılan yağ denetlenerek silindirlere etki ettirilir ve silindirler ileri geri (doğrusal) hareket ederler. Silindirlere bağlı olan tabla aşağı yukarı hareket eder ve imal edilecek parçanın kesme yada delme işlemi gerçekleşir.

Sisteme basılan yağın miktarı ve basıncı kontrol edilebildiği için presin aşağı veya yukarı hızı ve tonajı istenilen değerlerde ayarlanabilir. Bu özelliğinden dolayı özellikle derin çekme kalıplarında hidrolik presler tercih edilir.

Hidrolik preslerde istenen strok aralıklarında istenen hızlarda hareket etme imkanı vardır.

Hidrolik preslerde pres kursu silindir boylarına bağlıdır. Tonaj ise silindir çaplarına bağlıdır.

4.3. Servo Mekanik Presler

Mekanik preslere alternatif olarak geliştirilen bu preslerde tahrik bir servo motor ile verilir. Sistemde kullanılan servo motordan dolayı adına servo pres ya da servo mekanik pres denir. Servo presleri oluşturan ana uzuvlar servo motor, dişli gurubu ve tabladır.

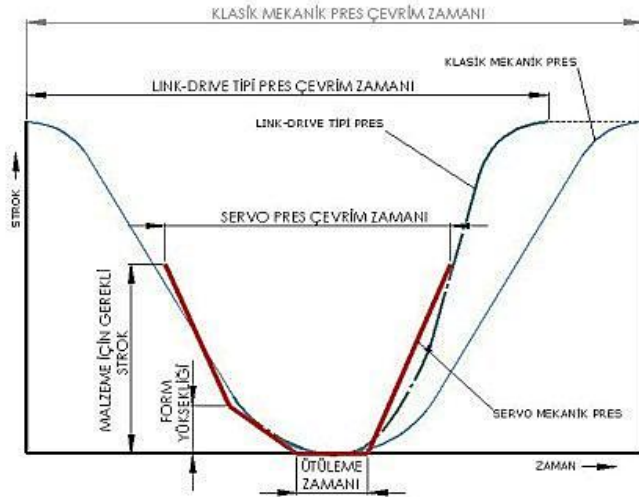
Mekanik preslerde tabla hareketinin kontrolü yapılamadığından, mekanik preslerdeki bu olumsuzluğu yok edebilmek için servo presler geliştirilmiştir. Servo preslerde koç tablanın hareketi kontrol altında tutulabilmektedir. Parçanın tam kesilme anında tablanın hızı yavaşlatılarak derin çekme operasyonları gerçekleştirilebilir. Ayrıca tablanın kesme işlemi dışındaki aşağı ve yukarı çıkması esnasında hızı artırılarak ölü zamanlar azaltılabilir.

Tabla hareketinin kontrol edilebilmesi için ağırlıkların mümkün olduğunca minimize edilmesi gerekir. Çünkü ağır parçaları aniden durdurmak yada hızlandırmak kolay olmayacaktır. Dolayısıyla servo preslerde volan etkisinden yararlanılmaz. Fakat bunun bir dezavantajı vardır. Servo preste volan etkisi olmadığı için aynı tonajdaki bir mekanik preste kullanılan motordan 8-10 kat daha büyük motor kullanmak gerekir. Buda servo mekanik preslerin en büyük dej avantajıdır.

4.4. Preslerin Karşılaştırılması

Öncelikle mekanik preslerle hidrolik presleri karşılaştırılacak olursa hidrolik presin hızı ayarlanabilir fakat mekanik presin hızı ayarlanamaz. Hidrolik preste kurs (strok) ayarlanabilir fakat mekanik preste kurs yüksekliği krank ve eksantrik dönüşüyle sınırlıdır. Hidrolik preste vuruş boyunca kuvvet sabit tutulabilir, mekanik preste ise slayt pozisyonuna göre kuvvet değişir. Hidrolik pres aşırı yüke giremez, önceden ayarlanmış bir kuvvete ulaşınca slayt hareketini sona erdirir. Mekanik pres ise aşırı yüke girer ve koruyucu sistem yoksa prese ve kalıba zarar verebilir. Mekanik presler çok hızlıdır ve seri üretime daha elverişlidir ancak hidrolik presler yavaştır. Mekanik preste kesme esnasında volanda depolanan kinetik enerji kullanıldığından (volan etkisinden dolayı) daha küçük motor kullanılır. Hidrolik preslerde, eşdeğer bir mekanik prese oranla 2-2,5 kat daha güçlü motor kullanılır.

Mekanik preslerle servo presler mukayesesinde en büyük farkı aynı kapasitedeki operasyon için gerekli olan motor gücü oluşturmaktadır. Servo mekanik sistemlerde mekanik bir preste kullanılan motor gücünün 8-10 katı büyüklüğünde bir motor kullanılması gerekir. Bu ise servo preslerin ilk yatırım maliyetini çok yükseltmektedir.



Şekil 4.2. Mekanik Pres, Servo Pres ve Link-Drive Tipi Presin Tabla Hareketleri

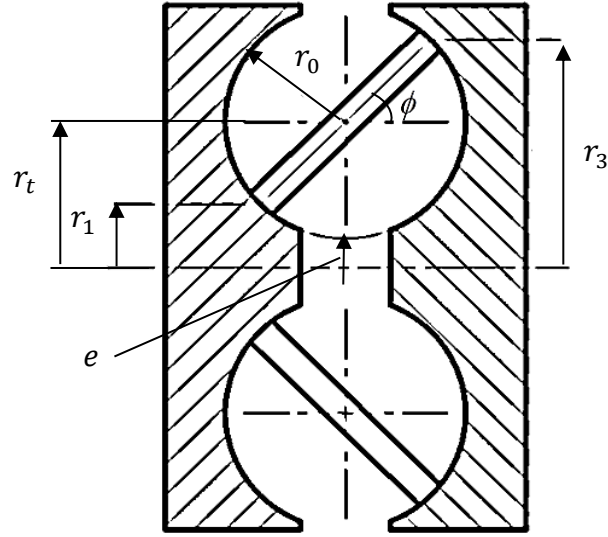
Tabla hareketi kontrolü presler için çok önem arz etmektedir. Şekil 4.2.'de görüldüğü gibi değişik preslerde çevrim zamanı farklıdır. Kaynak araştırmasında anlatıldığı gibi 7,8 ya da 9 uzuvlu mekanik preslerin tabla hareketi ve birbirlerine göre çevrim zamanı farkı görülmektedir. Sonuçta mekanik preslerin koç tabla hareketi kontrolü halen geliştirilmeye muhtaç ve araştırılmaya devam edilen preslerin en önemli konusudur.

5. TOROİDAL SDA SİSTEMLERİNİN DİNAMIĞI

Öncelikle tam ve yarım toroidal sürekli değişken aktarma sistemlerinin geometrik ve kinematik bağıntıları verilecektir. Daha sonra bu bağıntıları da kullanarak sistemin dinamik denklemleri çıkarılacaktır. Böylece dinamik analiz için gerekli hareket denklemleri elde edilecektir.

5.1. Tam Toroidal SDA Sisteminde Kinematik Bağıntılar

Bu bölümde tam toroidal sürekli değişken aktarma sistemindeki bazı temel geometrik bağıntılar çıkarılacaktır. Şekil 5.1.'de böyle bir sistemin parametreleri gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Tam Toroidal SDA Sistemi

Şekil 5.1.' de tam toroidal bir sürekli değişken aktarma sistemi görülmektedir. Burada tahrik diskinin ara disk ile temas yarıçapı r_1 , çıkış diskinin ara disk ile temas yarıçapı da r_3 'tür. Torusun ekvatoryal yarıçapı ise r_t 'dir. Ara diskin ve torusun yarıçapı tam toroidal SDA sisteminde eşit olup r_0 'dır. Giriş ve çıkış disklerinin çakışık olan dönem eksenleri torusun başlangıcına olan uzaklığı e ile gösterilsin. ϕ ise dönme ya da eğme açısıdır. Bu açının değişmesi ile çevrim oranı kontrol edilir. r_1 ve r_3 yarı çapları torus geometrisine ait ölçüler cinsinden ifade olunabilir.

$$r_1 = r_0 + e - r_0 \sin \phi \quad (5.1)$$

$$r_3 = r_0 + e + r_0 \sin \phi \quad (5.2)$$

Bu bağıntılar aşağıdaki formda da yazılabilir:

$$r_1 = r_0(1 + k - \sin \phi) \quad (5.3)$$

$$r_3 = r_0(1 + k + \sin \phi) \quad (5.4)$$

Burada konstrüktif k sabiti şudur:

$$k = \frac{e}{r_0} \quad (5.5)$$

Tam toroidal SDA sistemlerinde geometri yarım toroidal olana göre daha sade bağıntılara sahiptir. Giriş diski, ara diskler ve çıkış diskinin açısız hızları sırası ile ω_1 , ω_2 ve ω_3 olsun. Daha önce de ifade edildiği gibi tahrik sıvısı üzerinden tork aktarabilmek için yağ filminin iki sınır tabakasının çizgisel hızları arasında muhakkak bir fark olmalıdır. Bu fark s ile gösterilen kayma denilen boyutsuz bir sayıyla ilişkilendirilsin. Buna göre aşağıdaki bağıntılar yazılabilir. Tahrik ya da giriş diskinin ara disk ile temas noktasının çizgisel hızı V_1 şudur:

$$V_1 = \omega_1 r_1 \quad (5.6)$$

V_2 ara diskin giriş diski ile olan temas noktasının çizgisel hızıdır. (Bu aynı zamanda ara diskin çıkış diski ile temas noktasındaki çizgisel hızıdır.)

$$V_2 = \omega_2 r_2 \quad (5.7)$$

Tam toroidal SDA sistemlerinde $r_2 = r_0$ 'dır, yarım toroidalde ise ikisi farklıdır. Çıkış diskinin ara disk ile temas noktasındaki çizgisel hızı:

$$V_3 = \omega_3 r_3 \quad (5.8)$$

$V_1 \neq V_2$ ve $V_2 \neq V_3$ olduğundan tahrik diski ile ara disk ve ara disk ile çıkış diski arasında yanal kayma olmaması halinde s_1 ve s_2 kaymaları sırası ile şöyle tanımlanabilir:

$$s_1 = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = \frac{\omega_1 r_1 - \omega_2 r_2}{\omega_1 r_1} = 1 - \frac{\omega_2 r_2}{\omega_1 r_1} \quad (5.9)$$

$$s_2 = \frac{V_2 - V_3}{V_2} = \frac{\omega_2 r_2 - \omega_3 r_3}{\omega_2 r_2} = 1 - \frac{\omega_3 r_3}{\omega_2 r_2} \quad (5.10)$$

Buna göre ω_2 ve ω_3 hızları ω_1 cinsinden şöyle ifade edilir:

$$\omega_2 = (1 - s_1) \frac{r_1}{r_2} \omega_1 \quad (5.11)$$

$$\omega_3 = (1 - s_2) \frac{r_2}{r_3} \omega_2 = (1 - s_2)(1 - s_1) \frac{r_1}{r_3} \omega_1 \quad (5.12)$$

(5.12) bağıntısındaki $(1 - s_2)(1 - s_1)$ çarpanlarının açık yazılışı $(1 - s_2)(1 - s_1) = 1 - (s_1 + s_2) + s_1 s_2$ olur. $s_1 \ll 1$ ve $s_2 \ll 1$ olduğundan $s_1 s_2$ terimi diğerleri yanında ihmal edilebilir. Bu durumda ω_3 açısal hızı şu şekilde yazılabilir.

$$\omega_3 = (1 - (s_1 + s_2)) \frac{r_1}{r_3} \omega_1 \quad (5.13)$$

Sabit yükte ve rejim halinde $s_1 = s_2 = s$ olacağından (5.13) bağıntısı

$$\omega_3 = (1 - 2s) \frac{r_1}{r_3} \omega_1 \quad (5.14)$$

şeklinde yazılabilir. Mesela $r_1 = r_3$ halinde, $s = 0.01$ değeri için $\omega_3 = 0.98\omega_1$ olacaktır.

Kuru sürtünmeli ideal yuvarlanmalı mekanik varyatörlerde çevrim oranı i_k şudur:

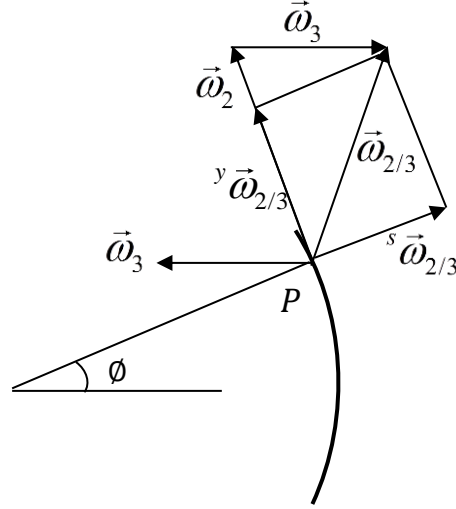
$$i_k = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{r_3}{r_1} \quad (5.15)$$

şeklinde tanımlanır. Fakat bu çevrim oranı SDA sistemlerinde kaymalar olduğu için kuru sürtünmeli sistemlere göre farklıdır ve yarı çaplar oranının tersine eşit değildir.

Tam toroidal SDA sisteminde gerçek çevrim oranı aşağıdaki gibi olur:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{1}{(1 - s_2)(1 - s_1)} \frac{r_3}{r_1} \quad (5.16)$$

Tam toroidal SDA sistemlerinde önemli bir husus da ‘spin’ dir. Spin dönme demektir. Bu hareket Şekil 5.2 yardımıyla daha iyi açıklanacaktır.



Şekil 5.2. Tam Toroidal SDA Sistemlerinde Spin Hareketi

Şekil 5.2.’de görüldüğü gibi $\vec{\omega}_2$ ve $\vec{\omega}_3$ açısal hız vektörlerini P noktasına taşınmıştır. Bu hızlar sabit uzva (gövdeye) göre ölçülen hızlardır yani, mutlak hızlardır.

Açıktır ki,

$$\vec{\omega}_{2/3} = \vec{\omega}_2 - \vec{\omega}_3 \quad (5.17)$$

yazılabilir. $\vec{\omega}_{2/3}$, ara diskin çıkış diskinden gözlenen izafi hızıdır. Bu açısal hız bileşenlerine ayrılabilir. Bunlardan birisi ${}^y\vec{\omega}_{2/3}$ olup, P noktasında torusun yüzeyinin teğetine paralel bileşendir. Buna yuvarlanma bağıl açısal hızı denir. Diğer bileşen P torus yüzeyinin normaline paraleldir. Buna da dönme (spin) bağıl açısal hızı denir. Spin istenmeyen bir olaydır çünkü filmin tork aktarma kabiliyetini azaltır. Ne var ki, tam toroidal SDA sisteminin geometrisi spin hareketine daha yatkındır ve sıfırlanmasına izin vermez. Zira ara diskin diğer disklerle temas noktalarında torus kavitesinin teğetlerinin kesim noktası giriş ve çıkış disklerinin dönme eksenlerinin ara diskin dönme eksenine kesişme noktaları asla kesişmez.

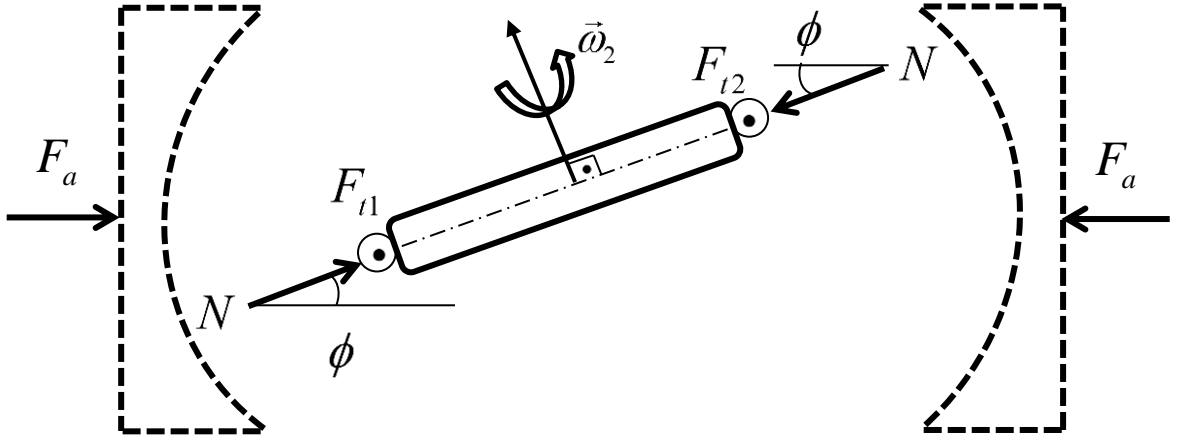
5.2. Tam Toroidal SDA Sisteminde Sıkıştırma Kuvveti Hesabı

Güç aktarımında gerekli sürtünme kuvvetinin elde edilebilmesi için giriş ve çıkış diskleri birbirlerine doğru bir hayli büyük basınçlarda sıkıştırılmaktadır. Bu basınç kuvvetinin uygulanması daha önce de bahsedildiği üzere hidrolik ya da mekanik sistemlerle olabilir. Burada sıvı filmi üzerinden kesme kuvvetlerinin ve dolayısıyla torkun aktarılabilmesi için film tabakasının çok yüksek bir basınca maruz kalması gerekir. Bu suretle film tabakasındaki viskozite çok yükselip kayma gerilmelerini taşıyabilecek hale gelir. Bu kısımda tam toroidal SDA sistemlerinde sıkıştırma kuvvetinin formülasyonu yapılacaktır.

Şekil 5.3.' de bir ara diskin serbest cisim diyagramı gösterilmiştir. Buna göre giriş ve çıkış disklerinde eksenel sıkıştırma kuvveti F_a ;

$$F_a = nN \cos \phi \quad (5.18)$$

olacaktır. Burada N ara disklere gelen normal kuvvet ve n ise ara disk sayısıdır.



Şekil 5.3. Tam Toroidal SDA Sisteminde Ara Diskin Serbest Cisim Diyagramı

Burada F_{t1} ve F_{t2} ara disk ile giriş-çıkış diskleri arasında oluşan ve gücü ileten kuvvetlerdir. Bu kuvvetlerin yönleri kağıt düzleminden okuyucuya doğrudur.

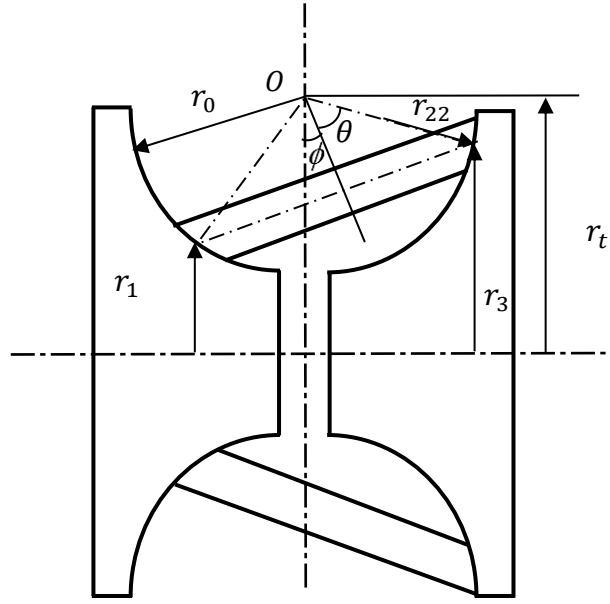
Tam toroidal SDA sistemlerinde sıkıştırma kuvveti büyük değişkenlik arz ettiğinden mekanik sıkıştırma sistemleri pek kullanılmaz, bunların yerine hidrolik sıkıştırma sistemleri kullanılır (Imanishi ve Mashida 2001)

Hidrolik basıncı P_{pis} , kesit alanı A olan pistonun basıncı şöyle hesaplanır:

$$P_{pis} = \frac{F_a}{A} = \frac{nN \cos \phi}{A} \quad (5.19)$$

5.3. Yarım Toroidal Sda Sisteminde Kinematik Bağıntılar

Bu kısımda yarım toroidal bir sürekli değişken aktarma sisteminin geometrik ve kinematik bağıntılarını çıkarılacaktır. Tam toroidal sistemdekine benzer formüller ile karşılaşılsa bile geometriden ötürü iki sistem arasında farklılıklar mevcuttur.



Şekil 5.4. Yarım Toroidal SDA Sistemi Şematik Gösterimi

Şekil 5.4'de yarım toroidal bir SDA sistemi ara disklerinin açılı olduğu konumda gösterilmiştir. Tam toroidale benzer şekilde burada da tahrik diskinin ara disk ile temas yarıçapı r_1 , çıkış diskinin ara disk ile temas yarı çapı da r_3 'tür. Torusun ekvatoryal yarı çap ise r_t 'dir. Ara diskin ve torusun yarı çapı r_0 'dır. Giriş ve çıkış disklerinin dönme eksenlerinin torusun başlangıcına olan uzaklığı e ile gösterilsin. θ ise dönme açısıdır. Bu açının değişmesi ile çevrim oranı kontrol edilir. Ara disklerin enkesit eğrilik yarıçapı r_{22} 'dir. r_1 ve r_3 yarıçapları torus geometrisine ait ölçüler aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$r_1 = r_0 + e - r_0 \cos(\theta + \phi) \quad (5.20)$$

$$r_3 = r_0 + e - r_0 \cos(\theta - \phi) \quad (5.21)$$

Bu bağıntılar tıpkı (5.3) ve (5.4) gibi aşağıdaki formda da yazılabilir:

$$r_1 = r_0(1 + k - \cos(\theta + \phi)) \quad (5.22)$$

$$r_3 = r_0(1 + k - \cos(\theta - \phi)) \quad (5.23)$$

Burada $i_k = r_3 / r_1$ oranı aşağıdaki gibi bulunur. Bu oranın gerçek çevrim oranı $i = \omega_1 / \omega_3$ 'ten farklılığını göstermek için i_k sembolü kullanılmıştır.

$$i_k = \frac{r_3}{r_1} = \frac{1 + k - \cos(\theta - \phi)}{1 + k - \cos(\theta + \phi)} \quad (5.24)$$

Gerçek çevrim oranı ise şu şekildedir:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{1}{(1 - s_2)(1 - s_1)} \frac{r_3}{r_1} \quad (5.25)$$

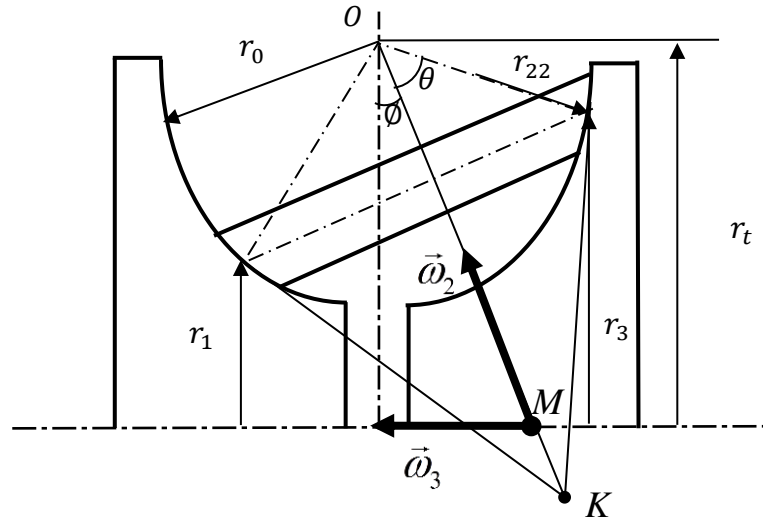
Burada ω_1 ve ω_3 sırası ile giriş ve çıkış disklerinin açısal hızları, s_1 ve s_2 ise sırası ile giriş diski ile ara diskin ve çıkış diski ile ara diskin temas noktalarının kaymalarıdır. Kaymalara ait daha önce verilen tanımlar burada da geçerlidir.

İstenilen bir i_k çevrim oranı için dönme açısı ϕ , (5.24)'den çekilerek aşağıdaki gibi bulunur (Zhang ve ark., 2000)

$$\phi = 2 \tan^{-1} \left\{ \frac{-(i + 1) \sin \theta + \sqrt{(i + 1)^2 \sin^2 \theta + [(i - 1)(k + 1)]^2 + [(i - 1) \cos \theta]^2}}{(i - 1)[(k + 1) + \cos \theta]} \right\} \quad (5.26)$$

Burada i oranı ile i_k arasında çok küçük bir fark olduğundan (5.26)'da $i_k = i$ alınmıştır. Yarım toroidal SDA sisteminde spin hızı belli şartlarda sıfır olabilir. Genel olarak da spin tam toroidal olana göre daha küçük değerlerde seyreder. Bu durum geometriden kaynaklanır.

Şekil 5.5'te yarım toroidal bir SDA sisteminde disklerin açısal hızlarının yönleri gösterilmiştir. Şekilde K noktası ara diskin temas noktalarında torusun teğetlerinin kesim noktasıdır. M ise $\vec{\omega}_2$ ve $\vec{\omega}_3$ vektörlerinin eksenlerinin kesim noktasını göstermektedir.



Şekil 5.5. Yarım Toroidal SDA sisteminde Spin Hareketi

K ve M çakıştığında yarım toroidal SDA sisteminde spin hızının sıfır olduğunu göstermek mümkündür. Tam toroidal sistemde geometriden dolayı bu durum asla gerçekleşmeyeceğinden dolayı daima bir spin hareketi mevcuttur.

Yarım toroidal SDA sistemlerinde kaster açısı ile itme yapılmaz. Bununla birlikte geometri daha karışık olduğundan ara disk bir miktar itildiğinde yeni temas noktalarını bulmak biraz zordur. Bunu için Şekil 5.6.'yı göz önüne alalım.

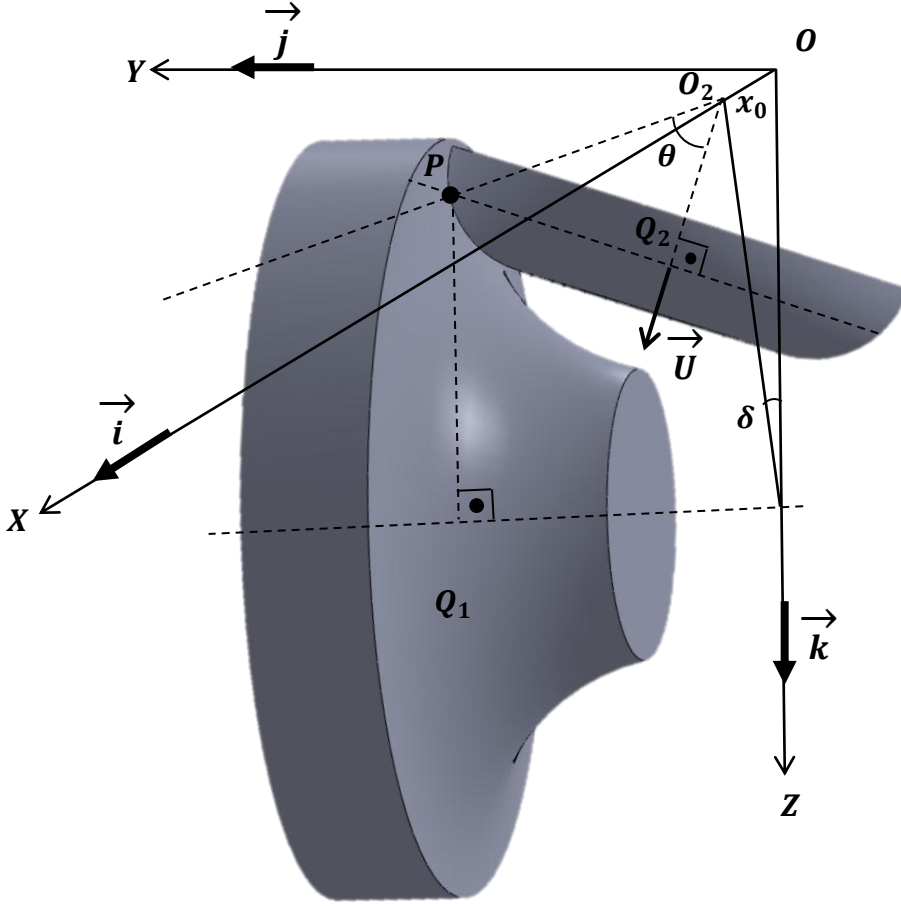
Burada ara disk O 'dan O_2 'ye hidrolik bir piston ile x_0 kadar itilmiştir. Giriş diski ile ara disk arasındaki yeni temas noktası P'nin koordinatları aşağıdaki gibi bulunur. Öncelikle sağlaması gereken geometrik ve fiziki koşullar vardır. Bunlar;

$$\vec{V}_1 \cdot \vec{PQ}_1 = 0 \quad (5.27)$$

$$\vec{U} \cdot \vec{PQ}_2 = 0 \quad (5.28)$$

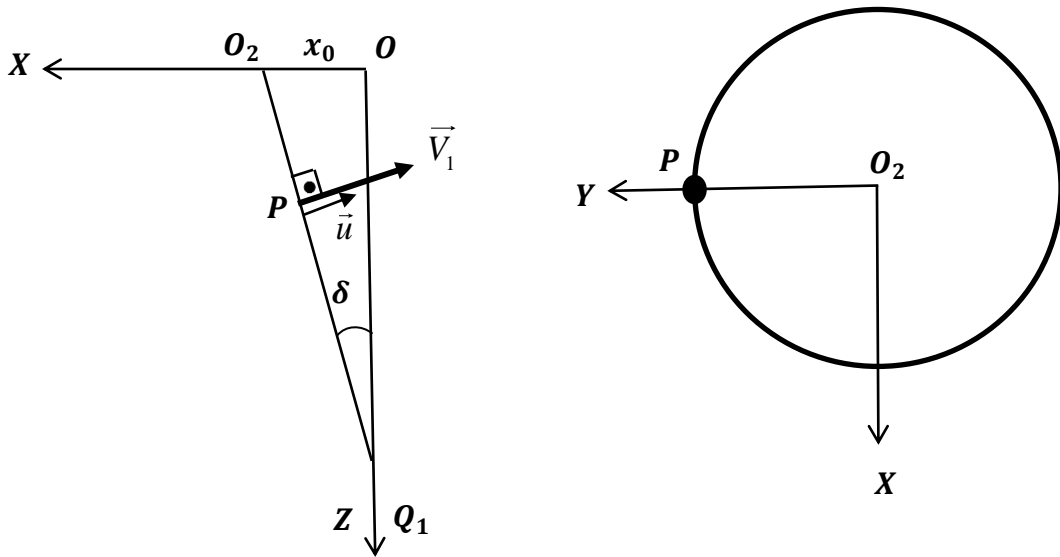
$$|\vec{PO}_2| = r_0 \quad (5.29)$$

şeklindedir. Ara diskin açısal konumu değişse bile her durumda bu şartlar sağlanmak zorundadır.



Şekil 5.6. Ara Diskin Yeni Bir Konuma Getirilmesi

Öte yandan Şekil 5.7.'de hızın yönünden ve vektörlerden anlaşıldığı gibi aşağıdaki bağıntılar elde edilir:



Şekil 5.7. Yeni Temas Noktasında Giriş Diskinin Hızı ve Ara Diskin Üstten Görünümü

$$\vec{V}_1 = V_1 \vec{u} = V_1 (-\cos \delta \vec{i} + 0 \vec{j} - \sin \delta \vec{k}) \quad (5.30)$$

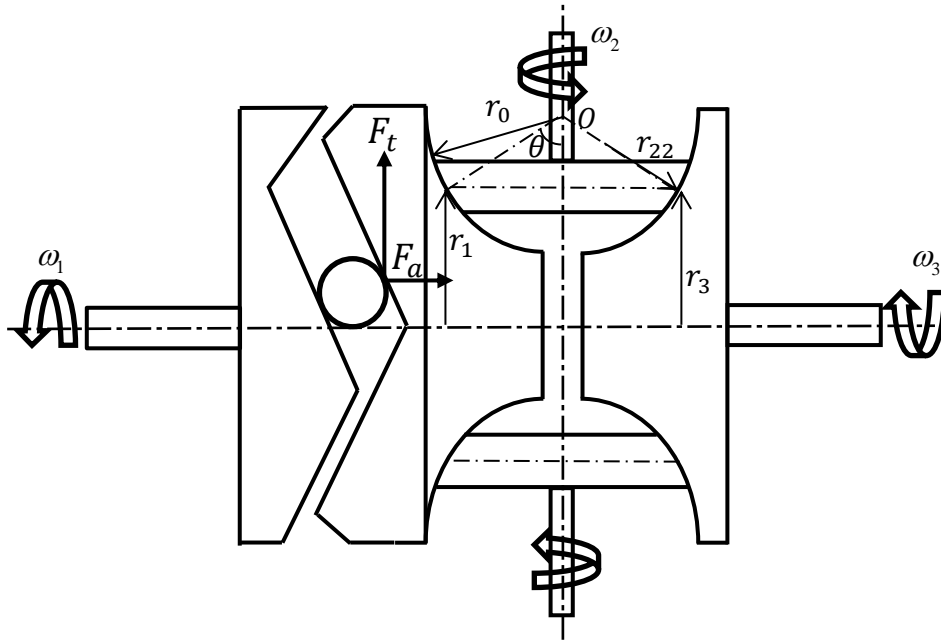
$$\vec{PQ}_1 = (-p_x \vec{i} - p_y \vec{j} + (r_t - p_z) \vec{k}) \quad (5.31)$$

$$\vec{PQ}_2 = ((x_0 - p_x) \vec{i} + (r_0 \cos \theta \sin \phi - p_y) \vec{j} + (r_0 \cos \theta \cos \phi - p_z) \vec{k}) \quad (5.32)$$

$$\vec{PO}_2 = ((x_0 - p_x) \vec{i} - p_y \vec{j} - p_z \vec{k}) \quad (5.33)$$

olmaktadır. Burada \vec{i} , \vec{j} ve \vec{k} X, Y ve Z doğrultularındaki birim vektörlerdir. Bu vektörlerle (5.27), (5.28) ve (5.29) bağıntılarına gidilir. ϕ açısı istenilen i değerinden hareketle bulunur ve bu bağıntılardan $P_x P_y P_z$ temas noktasının bileşenleri bulunabilir. θ konstrüktif bir açıdır. Tabii ki; bu arada x_0 'ın da öngörülmesi gerekir.

5.4. Yarım Toroidal SDA Sisteminde Sıkıştırma Kuvveti Hesabı

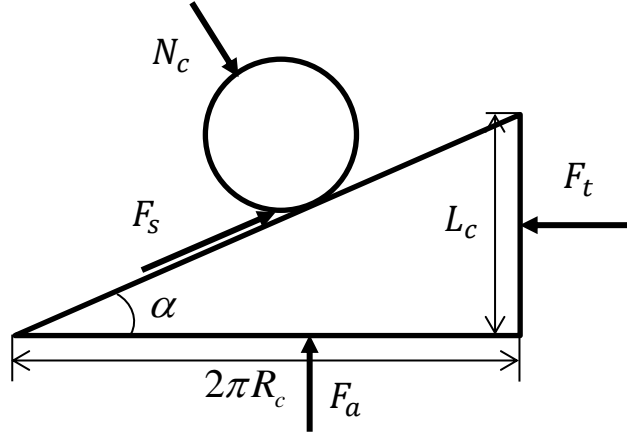


Şekil 5.8. Sıkıştırma Kamlı Yarı Toroidal SDA Sistemi

Yarım toroidal SDA sistemlerinde disklerin sıkıştırılması hidrolik sistemle sağlanmakla beraber, kam mekanizmalar vasıtasıyla mekanik sıkıştırmada uygulanmaktadır (Şekil 5.8). Bu bağlamda burada kamlı sıkıştırma mekanizmasına ait temel bağıntılara değinilecektir. Kam mekanizmasında vidanın hatvesi L_c , çapı da R_c olsun olsun. Bu durumda;

$$L_c = 2\pi R_c \tan \alpha \quad (5.34)$$

bağıntısı mevcuttur.



Şekil 5.9. Sıkıştırma Kamında Kuvvetler Dengesi

Şekil 5.9.'da şematik olarak görülen sıkıştırma kamına gelen kuvvetler; F_t giriş torku dengeleme kuvveti, F_a aksel sıkıştırma kuvvetidir. Burada bilyaya gelen sürtünme kuvveti $F_s = \mu_c N_c$ 'dir. μ_c ise kamla bilya arasındaki sürtünme katsayısıdır. Kamın denge şartından; (Zhang ve ark. 2000)

$$F_t = N_c (\sin \alpha + \mu_c \cos \alpha) \quad (5.35)$$

$$F_a = N_c (\cos \alpha - \mu_c \sin \alpha) \quad (5.36)$$

olmak zorundadır. Öte yandan giriş diskinden aktarılan moment T_{in} şu şekilde bulunur:

$$T_{in} = F_t R_c \quad (5.37)$$

Denklem (5.35)'den N_c değeri F_t cinsinden çekilir ve (5.37)'da yerine koyulursa bu kez T_{in} cinsinden elde edilmiş olur. Eğer bilyaların sürtünme katsayıları μ_c ihmal edilirse aksel sıkıştırma kuvveti;

$$F_a = \frac{2\pi T_{in}}{L_c} \quad (5.38)$$

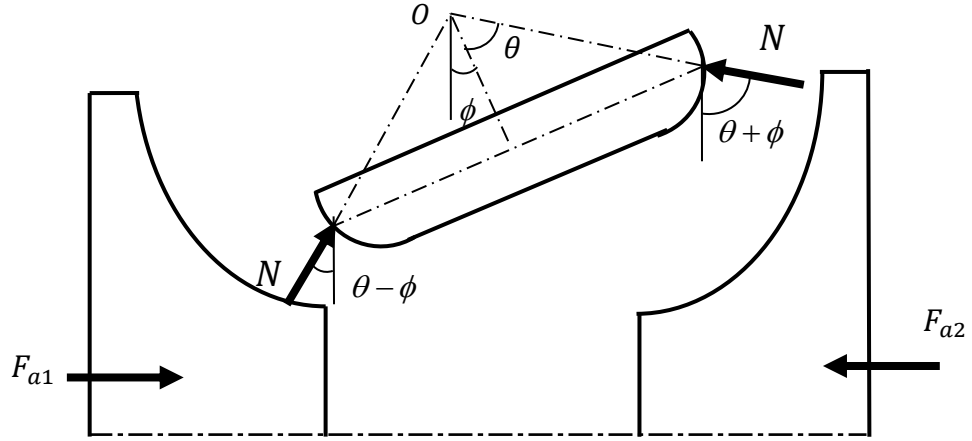
olarak bulunur. Ara diske gelen normal kuvvet ile aksel sıkıştırma kuvveti arasında tek kademeli SDA için;

$$N = \frac{F_{a1}}{n \sin(\theta + \phi)} \quad (5.39)$$

bağıntısı mevcuttur. Eksenel kuvvet (5.38)'den çekilip (5.39)'da yerine konulursa;

$$N = \frac{\pi T_{in}}{L_c \sin(\theta + \phi)} \quad (5.40)$$

olarak bulunur.



Şekil 5.10. Yarım Toroidal SDA Sisteminde Normal Kuvvet İle Eksenel Kuvvet Arasındaki İlişki

Şekil 5.10.'da yarım toroidal sürekli değişken aktarma sisteminde disklere gelen kuvvetler gösterilmiştir.

$$F_{a1} = nN \sin(\theta + \phi) \quad (5.41)$$

$$F_{a2} = nN \sin(\theta - \phi) \quad (5.42)$$

Yukardaki formüllerde n ara disklerin sayısıdır. F_{a1} ve F_{a2} sırası ile giriş ve çıkış diskine etki eden eksenel sıkıştırma kuvvetidir. Bu bağıntılardan anlaşıldığı gibi tam toroidal SDA sistemlerinde giriş ve çıkış disklerine etki eden sıkıştırma kuvvetleri eşit olduğu halde yarım toroidal SDA sistemlerinde farklı olması gerekir.

Tahrik kuvveti ile normal kuvvet arasındaki ilişki şöyledir:

$$F_{tr} = \mu_e N = \frac{\mu_e \pi T_{in}}{L_c \sin(\theta + \phi)} \quad (5.43)$$

T_{in} giriş torku

$$T_{in} = nF_{tr}r_1 \quad (5.44)$$

olduğundan μ_e etkin tutunma katsayısı aşağıdaki gibi bulunur: (Zhang ve ark. 2000)

$$\mu_e = \frac{L_c \sin(\theta + \phi)}{n\pi r_1} \quad (5.45)$$

5.5. Kayma, Yanal Kayma, Tahrik Kuvveti ve Yanal Kuvvet Hesabı

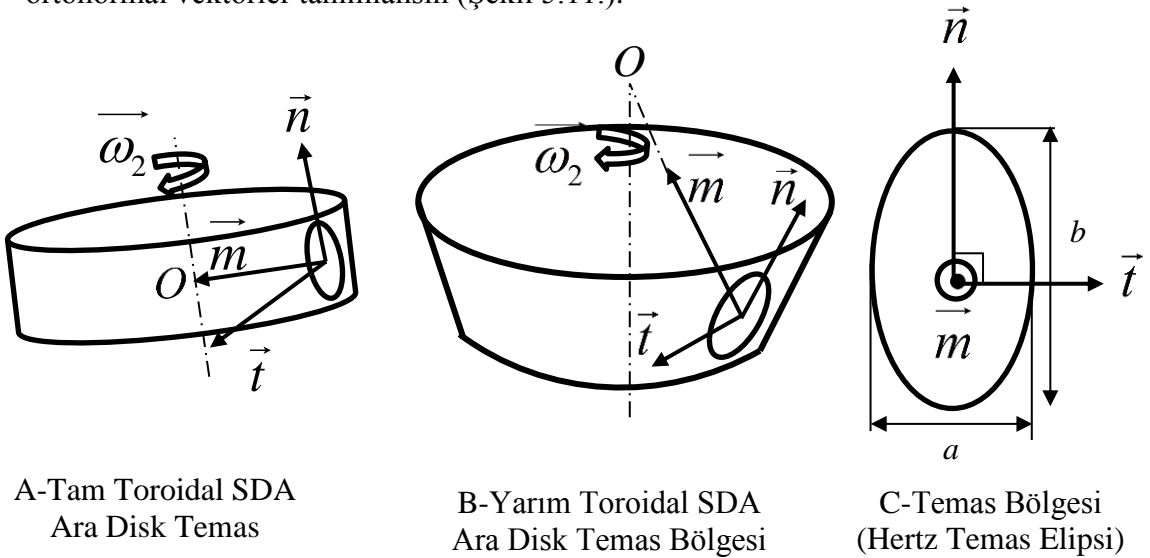
Daha önce 3. bölümde kayma ve yanal kaymalardan bahsedilmişti. Kaymaya slip ya da creep de denmektedir. Yanal kayma (side slip) yanal kuvvetlere neden olur. Şekil 5.6'da ara diskin biraz itilmesi ile oluşan hızlar izah edilmiştir. Toroidal SDA sistemlerinde ara diskin temas noktalarında sırasıyla;

$$\vec{t} = \frac{\overline{PO_2} \times \overline{PQ_2}}{|\overline{PO_2} \times \overline{PQ_2}|} \quad (5.46)$$

$$\vec{m} = \frac{\overline{PO_2}}{|\overline{PO_2}|} \quad (5.47)$$

$$\vec{n} = \vec{m} \times \vec{t} \quad (5.48)$$

ortonormal vektörler tanımlansın (Şekil 5.11.).



Şekil 5.11. Spin, Yanal Kayma ve Eksenel Kayma Yönleri

Burada \vec{t} aksenal kayma yönündeki birim vektör, \vec{m} spin yönündeki birim vektör ve \vec{n} ise yanal kayma yönündeki birim vektördür. Buna göre mesela giriş diski ile ara disk arasındaki kayma ve yanal kayma sırası ile aşağıdaki gibi bulunur:

$$s_1 = \frac{(\vec{V}_1 - \vec{V}_2) \cdot \vec{t}}{V_1} \quad (5.49)$$

$$s_{1y} = \frac{(\vec{V}_1 - \vec{V}_2) \cdot \vec{n}}{V_1} \quad (5.50)$$

s_1 ve s_2 'nin (5.49)'daki gibi tanımı yanal kaymanın olması durumunda geçerlidir. Yanal kayma yoksa (5.9) ve (5.10) daki bağıntılar kullanılabilir.

$$\vec{V}_2 = \omega_2 r_2 \vec{t} = V_1 (1 - \bar{s}_1) \vec{t} \quad (5.51)$$

olduğu göz önüne alınır ve ayrıca (5.27) ve (5.51) eşitlikleri 5.49' da yerine konulursa;

$$s_1 = \frac{(V_1 \vec{u} - V_1 (1 - \bar{s}_1) \vec{t}) \cdot \vec{t}}{V_1} = \vec{u} \cdot \vec{t} - (1 - \bar{s}_1) \quad (5.52)$$

$$s_{1y} = \vec{u} \cdot \vec{n} \quad (5.53)$$

şeklinde aksenal ve yanal kaymaları birim vektörler cinsinden ifade edilir. Benzer şekilde ara disk ile çıkış diski arasındaki kaymalarda tanımlanabilir. Burada \bar{s}_1 yanal kayma olmaması halindeki kaymadır. Bu durumda tahrik kuvveti F_{tr1} ile ara disklerin dönmesini sağlayan yanal kuvvetler F_{y1} ortalama kayma gerilmesi ($\bar{\tau}_c$) tanımlanarak hesaplanır (Zhang ve ark. 2000):

$$\bar{\tau}_c = \mu_{\max} N / (\pi ab) \quad (5.54)$$

$$F_{tr1} = (\pi ab \bar{\tau}_c) J_4 = (\mu_{\max} N) J_4 \quad (5.55)$$

$$F_{y1} = (\pi ab \bar{\tau}_c) J_5 = (\mu_{\max} N) J_5 \quad (5.56)$$

$$J_4 = \frac{\psi s_1}{\sqrt{s_1^2 + s_{1y}^2}} \quad (5.57)$$

$$J_5 = \frac{\psi s_{1y}}{\sqrt{s_1^2 + s_{1y}^2}} \quad (5.58)$$

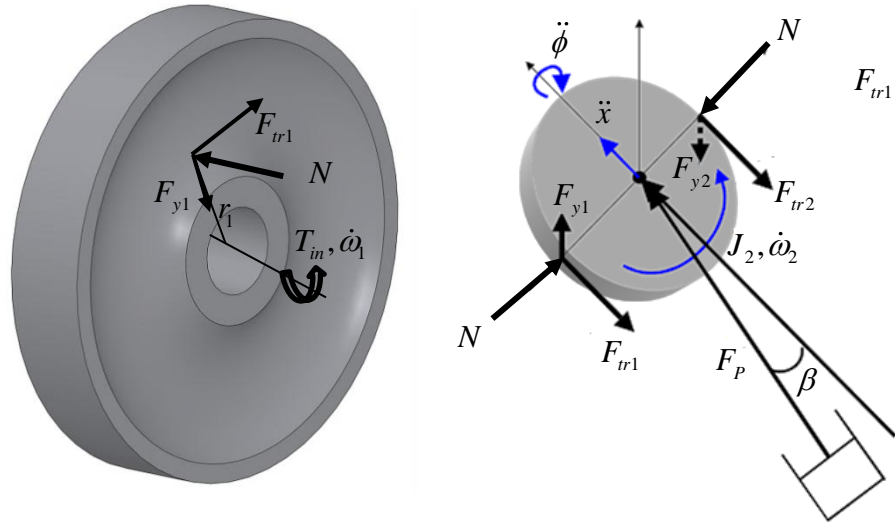
$$\psi = \frac{1}{\pi} \left(\frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \left(\frac{1 - \bar{s}^2}{1 + \bar{s}^2} \right) + \frac{2\bar{s}}{1 + \bar{s}^2} \right) \quad (5.59)$$

$$\bar{s} = \frac{\pi \bar{m}}{4 \mu_{\max}} \sqrt{s_1^2 + s_{1y}^2} \quad (5.60)$$

olarak tanımlanmış olup πab temas noktasında oluşan elipsin alanıdır. μ_{\max} ulaşılabilecek maksimum tutunma katsayısıdır. ψ teorik modelden kaynaklanan bir düzeltme katsayısıdır. J_4 ve J_5 ise toplam tahrik kuvvetinin sırası ile tahrik kuvveti ve yanal kuvvetin yüzdelerini gösteren katsayılarıdır. s_1 ve s_{1y} sırası ile kayma ve yanal kayma katsayılarıdır. \bar{m} sayısı $\mu_e - s_1$ grafiğindeki doğrusal kısmın eğimidir. Burada spin hareketi çok küçük olduğundan ihmal edilmiştir. Sonuç olarak bu bağıntılar yardımı ile sistemin dinamik analizinde ihtiyaç duyulan kuvvetler hesaplanabilir.

5.6. Tam Toroidal SDA Sisteminin Dinamiği

Şekil 5.12. de tam toroidal SDA sisteminin giriş diski ile ara diski görünmektedir. Burada disklere gelen kuvvetler ve disklerin dönme yönleri görülmektedir. Benzer şekilde çıkış diskide bu kuvvetlere maruzdur.



Şekil 5.12. Tam Toroidal SDA Sisteminde Disklere Etkiyen Kuvvetler

Sistemin hareket denklemleri şu şekildedir:

$$J_1 \dot{\omega}_1 = T_{in} - nr_1 F_{tr1} \quad (5.61)$$

$$J_2 \dot{\omega}_2 = r_0 (F_{tr1} - F_{tr2}) \quad (5.62)$$

$$m\ddot{x} = F_p \cos \beta_k - F_{tr1} - F_{tr2} \quad (5.63)$$

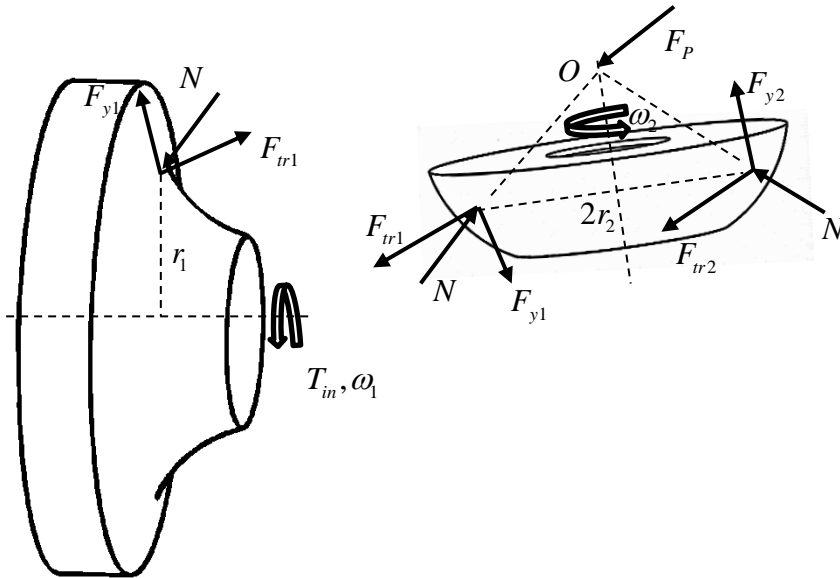
$$J'_2 \ddot{\phi} = r_0 (F_{y1} + F_{y2}) \quad (5.64)$$

$$J_3 \dot{\omega}_3 = nr_3 F_{tr2} - T_{out} \quad (5.65)$$

Burada J_1 giriş diskinin, J_3 ise çıkış diskinin dönme eksenine göre kütle atalet momentidir. J_2 ve J'_2 ara diskin sırasıyla ekvator düzlemine dik dönme eksenine eğme eksenine göre kütle atalet momentleridir. Keza m ara diskin kütlesidir. Burada (5.63) ve (5.64) ara diskin çevrim oranını değiştirmek için döndüğü esnada geçiş halini temsil eden hareket denklemleridir. Çevrim oranı belli bir değerde karar kılınca (5.63) denkleminin sol tarafı sıfır olur ve (5.64) denklemini artık kullanılmaz.

5.7. Yarım Toroidal SDA Sisteminin Dinamiği

Bu sistemler içinde yukarıda verilen (5.61) ila (5.65) denklemleri hala geçerlidir; şu farkla ki, $\beta_k = 0$ alınacaktır.



Şekil 5.13. Yarım Toroidal SDA Sisteminde Disklere Etkiyen Kuvvetler

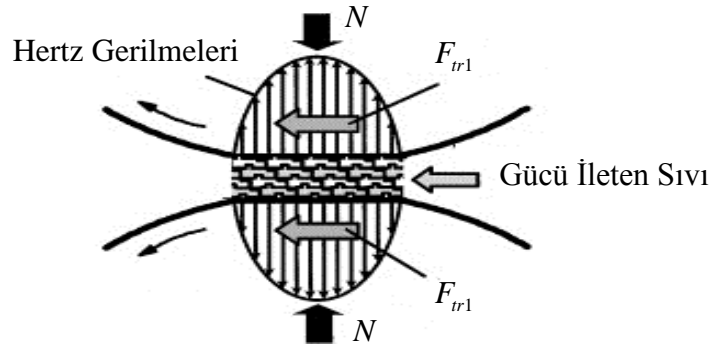
Bu durumda (5.63) denklemini

$$m\ddot{x} = F_p - F_{tr1} - F_{tr2} \quad (5.66)$$

haline indirgenir. Şekil 5.13 yarım toroidal SDA organındaki diskler etkiyen kuvvetler gösterilmiştir.

5.8. Disklerin Temas Bölgelerinde Oluşan Maksimum Gerilme Analizi

Toroidal SDA sistemlerinde ara diskler ile giriş ve çıkış diskleri arasında temas bölgelerinde yüksek basınçtan dolayı oluşan gerilme dağılımı Şekil 5.14.'te verilmiştir.



Şekil 5.14. Temas Bölgesinde Hertz Gerilmeleri Dağılımı

Burada oluşan maksimum gerilmeler Hertz kontak teorisine göre;

$$\sigma_{\max} = \frac{3}{2} \frac{N}{\pi ab} \quad (5.67)$$

formülü ile hesaplanır. Burada πab temas yüzeyinde oluşan elipsin alanıdır. Bunların açılımı şu şekildedir (Shigley 1989):

$$b = \mathcal{G} \left[\frac{3N}{4(B+A)} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \right]^{1/3} \quad (5.68)$$

$$a = \frac{b}{K} \quad (5.69)$$

Burada $\mathcal{G} = 1.02 - 0.60 \frac{(\bar{B} - \bar{A})}{(\bar{B} + \bar{A})}$ $K = 0.95 - 0.89 \frac{(\bar{B} - \bar{A})}{(\bar{B} + \bar{A})}$ bağıntıları ile bulunur.

Diğer parametreler $\bar{B} + \bar{A} = \frac{1}{2} \left| \frac{1}{r_{22}} + \frac{\cos(\theta + \phi)}{r_1} \right|$ ve $\bar{B} - \bar{A} = \frac{1}{2} \left| \frac{2}{r_0} + \frac{\cos(\theta + \phi)}{r_1} - \frac{1}{r_{22}} \right|$, dir.

Denklem (5.68)'te E_1 ve E_2 sırasıyla giriş diski ile ara diskin elastisite modülüdür. ν_1 ve ν_2 ise sırası ile giriş diski ile ara diskin poisson oranıdır. Giriş diski ile ara disk arasındaki maksimum Hertz basıncını bulmak için yazılan bu formüller (5.67-5.69) çıkış diski ile ara disk arasında da yazılabilir. Fakat bu işlem yapıldığında ϕ açısının işareti ters alınmalı ve r_1 yarıçapı r_3 ile değiştirilmelidir (Zhang ve ark. 2000).

5.9. Prototip Üretimi İçin Gerekli Geometrik ve Dinamik Parametreler

Yarım toroidal bir SDA sistemi tasarlamak için gerekli bazı parametrelerin önceden bilinmesi bazılarının ise bu bilinen veriler baz alınarak hesaplanır. Önceden bilinmesi gereken parametreler şunlardır:

Aktarılacak güç miktarı, giriş devir sayısı, SDA sisteminin bir vuruştaki geçici rejim süresi, mekanik presin tüm fiziksel değerleri, kullanılacak elastohidrodinamik sıvının fiziki değerleri, SDA sistemine tahsis edilecek hacim.

Bu temel girdi verilerine dayanarak hesaplanması gereken büyüklükler şöyle sıralanabilir:

Torus geometrisi, ara disk geometrisi, kullanılacak malzeme, ihtiyaç duyulacak sıkıştırma kuvvetleri, ara diskin giriş ve çıkış diskleri ile temas bölgelerinde oluşacak kritik Hertz gerilmelerinin tayini. Püskürtülecek yağ debisi ve pompa seçimi. Ara disklerin pozisyon kontrol mekanizması. Şıkıştırma kuvvetlerini temin edecek sistemin seçimi ve boyutlandırılması.

Literatürdeki örnekler incelenerek ve öngörülen pres uygulaması da göz önüne alınarak oldukça kompakt bir yarım toroidal SDA organının tasarlanabileceği sonucuna varılmıştır. Bu çerçevede bazı tasarım değerleri ön görülmüştür. Bu sayısal değerler 7. Bölüm'de verileceği için burada tekrirlanmayacaktır.

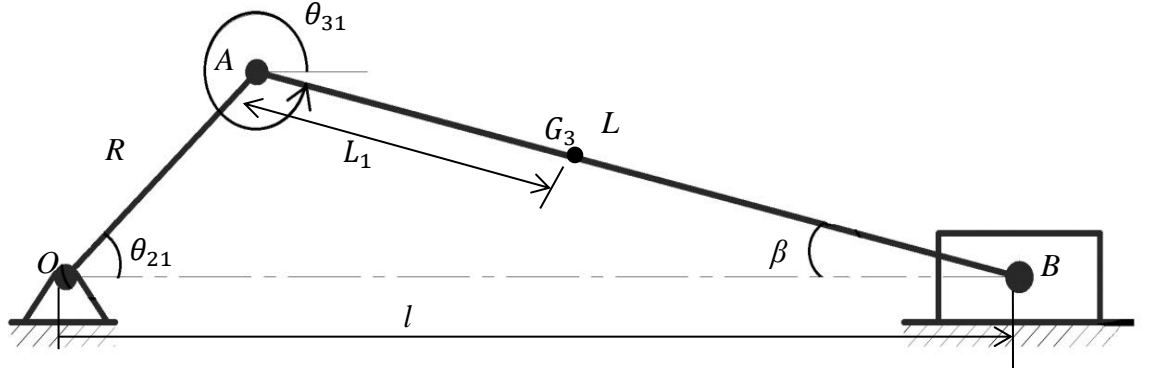
Gerçek prototip imalatına ışık tutması için yukarıda bahsedilen değerler esas alınarak bir model yarım toroidal SDA imal edilmiş olup, bu modele ait teknik resim ve detaylar EK-5'de verilmiştir.

6. MEKANİK PRESİN DİNAMİĞİ

Bu bölümde klasik mekanik presin ve SDA sistemi eklenmiş mekanik presin hareket denklemleri çıkarılıp simüle edilecektir.

6.1. Konvansiyonel Mekanik Presin Dinamiği

Prete çevrim oranı bir kayış kaynak mekanizması ve bunu takip eden dişli çifti üzerinden iki kademedeki sağlanmaktadır. Mekanizma tekniği ve makine dinamiğinin temel prensiplerinden yararlanarak tek serbestlik dereceli makine olarak presin hareket denklemleri çıkarılacaktır. Bu maksatla şekil 6.1 ele alınır:



Şekil 6.1. Mekanik Presin Kinematik Şeması

Burada R krank milinin eksantrisine, L biyel kolunun uzunluğudur. Şekil 6.1.'de görülen geometri yardımıyla şu bağıntılar yazılabilir:

$$R \sin \theta_{21} = L \sin \beta \quad (6.1)$$

$$\sin \beta = \lambda \sin \theta_{21} \quad (6.2)$$

$$\lambda = \frac{R}{L} \quad (6.3)$$

$$\cos \beta = (1 - \lambda^2 \sin^2 \theta_{21})^{0.5} \quad (6.4)$$

Denklem (6.1)'in her iki tarafının zamana göre türevi alınırsa;

$$R \cos \theta_{21} \omega_{21} = L \cos \beta \dot{\beta} \quad (6.5)$$

olur. Buradan;

$$\dot{\beta} = \frac{R \cos \theta_{21}}{L \cos \beta} = \lambda \frac{\cos \theta_{21}}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \theta_{21})^{0.5}} \omega_{21} \quad (6.6)$$

bulunur. Ayrıca

$$\beta = 2\pi - \theta_{31} \quad (6.7)$$

olup, aynı zamanda

$$\dot{\beta} = -\omega_{31} \quad (6.8)$$

olacağı açıktır. Ayrıca burada;

$$g(\theta_{21}) = -\frac{\lambda \cos \theta_{21}}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \theta_{21})^{0.5}} \quad (6.9)$$

şeklinde bir hız tesir fonksiyonu tanımlansın. Buna göre

$$\omega_{31} = g(\theta_{21}) \omega_{21} \quad (6.10)$$

Olur. Öte yandan

$$\vec{V}_{G_3} = \vec{V}_A + \vec{V}_{G_3/A} \quad (6.11)$$

bağıntıları vardır.

$$\vec{V}_{G_3} = \vec{\omega}_{21} \times \vec{OA} + \vec{\omega}_{31} \times \vec{AG}_3 \quad (6.12)$$

$$\vec{V}_A = \omega_{21} \vec{k} \times (R \cos \theta_{21} \vec{i} + R \sin \theta_{21} \vec{j}) \quad (6.13)$$

veya A noktasının hızı;

$$\vec{V}_A = (-R \sin \theta_{21} \omega_{21}) \vec{i} + (R \cos \theta_{21}) \vec{j} \quad (6.14)$$

olarak bulunur.

Ayrıca;

$$\vec{V}_{G_3A} = \omega_{31} \vec{k} \times (L_1 \cos \beta \vec{i} - L_1 \sin \beta \vec{j}) \quad (6.15)$$

veya

$$\vec{V}_{G_3A} = (L_1 \omega_{31} \sin \beta) \vec{i} + (L_1 \omega_{31} \cos \beta) \vec{j} \quad (6.16)$$

olup, burada (6.9) ve (6.10)'a göre tekrar düzenlenirse

$$\vec{V}_{G_3A} = (L_1 \lambda \sin \theta_{21} g(\theta_{21}) \omega_{21}) \vec{i} + (L_1 (1 - \lambda^2 \sin^2 \theta_{21})^{0.5} g(\theta_{21}) \omega_{21}) \vec{j} \quad (6.17)$$

şeklinde bulunur. Buradan

$$\begin{aligned} \vec{V}_{G_3} = & [(-R \sin \theta_{21} + L_1 \lambda \sin \theta_{21} g(\theta_{21})) \omega_{21}] \vec{i} \\ & + [R \cos \theta_{21} + L_1 (1 - \lambda^2 \sin^2 \theta_{21})^{0.5} g(\theta_{21}) \omega_{21}] \vec{j} \end{aligned} \quad (6.18)$$

yada

$$V_{G_3} = \left(R^2 + 2RL_1 \cos(\theta_{21} + \beta) g(\theta_{21}) + L_1^2 g^2(\theta_{21}) \right)^{0.5} \omega_{21} \quad (6.19)$$

olarak bulunur. Ayrıca;

$$F_3(\theta_{21}) = \left(R^2 + 2RL_1 \cos(\theta_{21} + \beta) g(\theta_{21}) + L_1^2 g^2(\theta_{21}) \right)^{0.5} \quad (6.20)$$

şeklinde yeni bir hız tesir fonksiyonu tanımlansın.

$$V_{G_3} = F_3(\theta_{21}) \omega_{21} \quad (6.21)$$

olacaktır. Öte yandan B noktasının hızı şu şekilde ifade edilebilir:

$$\vec{V}_B = [-R \sin \theta_{21} + L \lambda \sin \theta_{21} g(\theta_{21})] \omega_{21} \vec{i} \quad (6.22)$$

$$F_4(\theta_{21}) = -R \sin \theta_{21} + L \lambda \sin \theta_{21} g(\theta_{21}) \quad (6.23)$$

tanımlanırsa

$$V_B = F_4(\theta_{21}) \omega_{21} \quad (6.24)$$

şeklinde ifade edilebilir. Presin eşdeğer kütle atalet momenti kinetik enerji eşitliğinden bulunur:

$$\frac{1}{2} I_{es} \omega^2 = \frac{1}{2} I_{2s} \omega_{21}^2 + \frac{1}{2} m_3 V_{G_3}^2 + \frac{1}{2} I_{G_3} \omega_{31}^2 + \frac{1}{2} m_4 V_B^2 \quad (6.25)$$

Kinetik enerji eşitliği açık olarak eşdeğer kütle atalet momenti;

$$\frac{1}{2} I_{es}(\theta_{21}) \omega_{21}^2 = \frac{1}{2} I_{2s} \omega_{21}^2 + \frac{1}{2} m_3 F_3^2(\theta_{21}) \omega_{21}^2 + \frac{1}{2} I_{G_3} g^2(\theta_{21}) \omega_{21}^2 + \frac{1}{2} m_4 F_4^2(\theta_{21}) \omega_{21}^2 \quad (6.26)$$

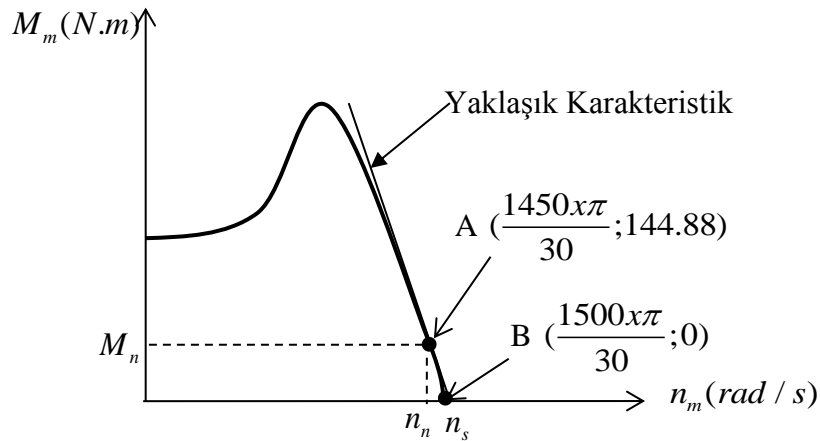
şeklinde yazılır. Buradan ω_{21}^2 ve $\frac{1}{2}$ 'ler sadeleştirilirse eşdeğer kütle atalet momenti aşağıdaki gibi θ_{21} 'e bağlı olarak bulunur:

$$I_{es}(\theta_{21}) = I_{2s} + m_3 F_3^2(\theta_{21}) + I_{G_3} g^2(\theta_{21}) + m_4 F_4^2(\theta_{21}) \quad (6.27)$$

Presin hareket denklemleri iş enerji ilkesinin diferansiyel formu uygulanarak aşağıdaki gibi bulunur: (Kopmaz ve ark. 2009)

$$I_{es}(\theta_{21}) \dot{\omega}_{21} + \frac{1}{2} \frac{dI_{es}(\theta_{21})}{d\theta_{21}} \omega_{21}^2 = M_m - M_d \quad (6.28)$$

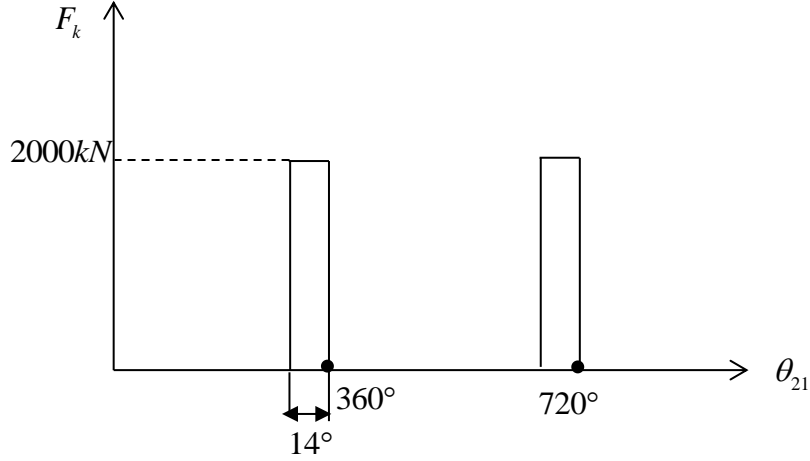
Burada M_m krank şaftına indirgenmiş motor momentidir. M_d ise ağırlık kuvvetlerini de kapsayan tüm direnç kuvvetlerinin krank miline indirgenmiş eşdeğeridir.



Şekil 6.2. A.C. Motor Karakteristiği ve Nominal Değerler Civarında Yaklaşık Karakteristik Doğrusu

Asenkron motor karakteristiği Şekil 6.2.'de görülmekte olup bu eğriye nominal doğrular civarında A ve B noktasından geçen bir doğru denklemi ile yaklaşılabılır. Öte yandan böyle bir preste kesme direnci Şekil 6.3.'teki gibidir.

Çoskunöz Metal Form A.Ş.'den alınan 200 tonluk bir mekanik presin verileri kullanılarak MATLAB ortamında bir kod hazırlanmış ve bununla krank devir sayısının nasıl dalgalandığı ve dolayısıyla düzgünsüzlüğü tespit edilmiştir.



Şekil 6.3.Mekanik Preste Kesme Kuvveti

Mekanik preste düzgünsüzlük;

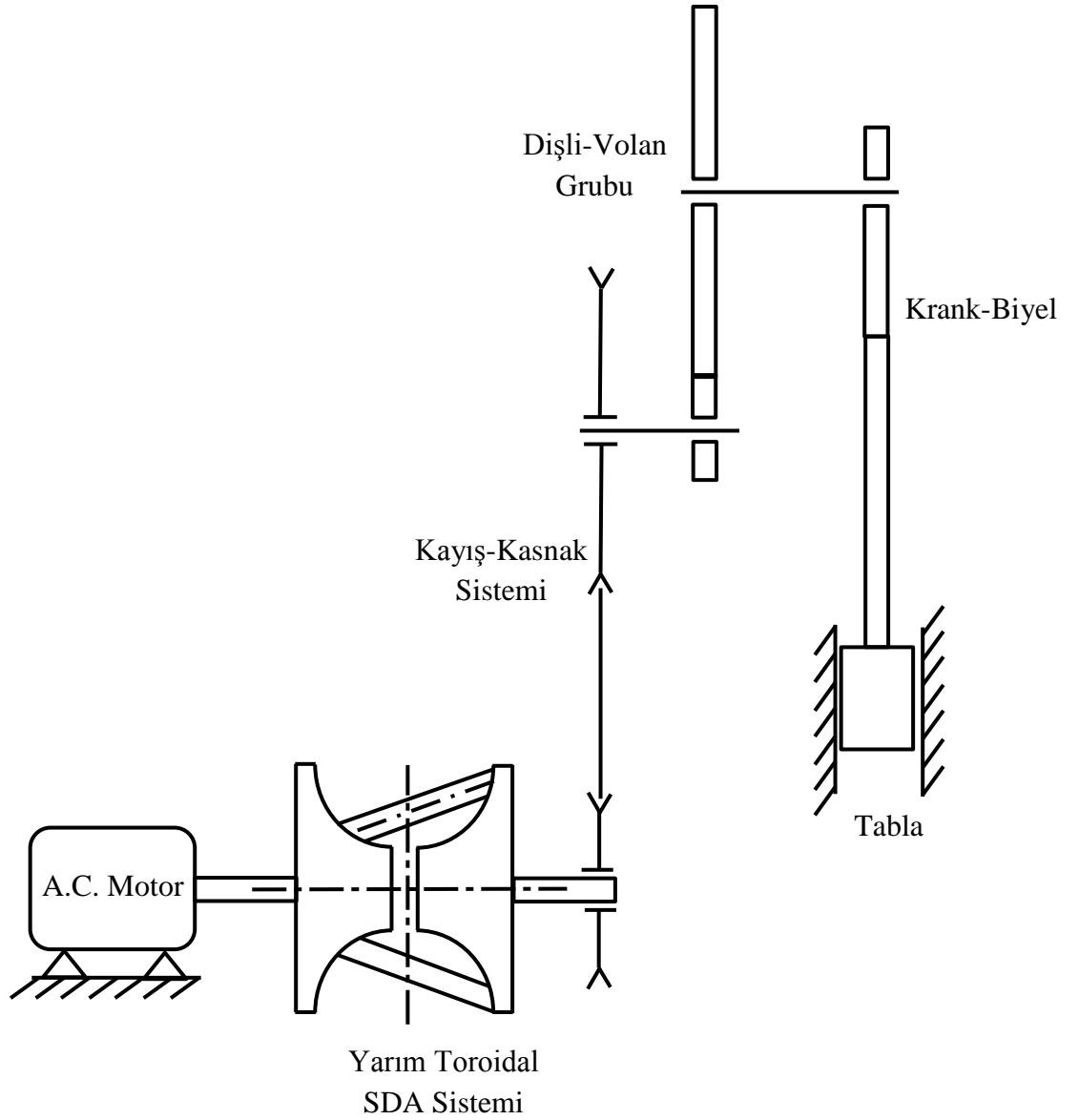
$$\zeta = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{\text{ort}}} \quad (6.29)$$

formülü ile bulunur. Burada n_{\max} krankın açısal hızının maksimumu, n_{\min} minimumudur. n_{ort} aritmetik ya da entegral ortalama değerdir. Aritmetik ortalama değeri $n_{\text{ort}} = (n_{\max} + n_{\min}) / 2$ bağıntısından bulunur.

6.2. Yarım Toroidal SDA Sistemi İle Donatılmış Mekanik Presin Dinamiği

Mekanik preslerde çevrim oranının değişkenliği esasen iki amaç için istenir. Birincisi vuruş sayısının esnekliğidir; yani aynı presde çevrim oranını değiştirerek dakikadaki vuruş sayısı değiştirilebilir. İkincisi ise iş yapma fazının kontrolü, bu suretle ütöleme veya sanki derin çekme gibi operasyonların kısmende olsa mümkün kılınmasıdır.

Bu bölümde belirtilen amaçlar doğrultusunda klasik mekanik prese yarım toroidal bir sürekli değişken aktarma organı eklenmiştir. SDA sistemi motordan sonra gelmektedir. Zira bunun sebebi elastohidrodinamik film tabakasının oluşması yüksek hızlarda tahriği gerektirmektedir. Bu değerlendirmeler ışığında yarım toroidal SDA ile donatılmış bir mekanik presin şematik gösterimi Şekil 6.4.'te verilmiştir.



Şekil 6.4. Yarım Toroidal SDA Sisteminin Eklenmiş Bir Mekanik Presin Şematik Gösterimi

Burada sistemin hareket denklemleri;

$$J_1 \dot{\omega}_1 = T_{in} - nF_{tr1}r_1 \quad (6.30)$$

$$J_2 \dot{\omega}_2 = (F_{tr1} - F_{tr2})r_2 \quad (6.31)$$

$$J_3 \dot{\omega}_3 = nF_{tr2}r_3 - T_{out} \quad (6.32)$$

şeklindedir. Ayrıca eğer geçiş hali incelenecek ise ara diskin hareketinden;

$$J_2 \ddot{\phi} = (F_{y1} + F_{y2})r_2 \quad (6.33)$$

$$m\ddot{x} = (F_{tr1} + F_{tr2} - F_p) \quad (6.34)$$

iki hareket denklemi daha göz önüne alınmalıdır. Bu sistemde SDA'nın çıkış torku T_{out} (6.28) denklemindeki M_m motor momentinin SDA çıkış diskine indirgenmiş haline karşılık gelir. Kayış kasnak çevrim oranı i_1 ile dişli çevrim oranı i_2 'nin çarpımı i_T ile gösterilecek olursa SDA'nın çıkış diskinde hissedilen tork T_{out} ;

$$T_{out} = \frac{I_{es}}{i_T^2} \dot{\omega}_3 + \frac{1}{2i_T^2} \frac{dI}{d\theta_{21}} \omega_3^2 + \frac{M_d}{i_T} \quad (6.35)$$

şeklinde bulunur ve (6.32)'nin sağ tarafında yerine konur ve tekrar düzenlenirse (6.32) denklemi şu hale gelir:

$$(J_3 + \frac{I_{es}}{i_T^2}) \dot{\omega}_3 = nF_{tr2}r_3 - \frac{1}{2i_T^2} \frac{dI}{d\theta_{21}} \omega_3^2 - \frac{M_d}{i_T} \quad (6.36)$$

Bu denklemler birinci mertebeden bir denklem takımına dönüştürüldükten sonra uygun bir diferansiyel denklem çözme algoritması yardımıyla çözülebilir. Nitekim bu denklemler MATLAB kütüphanesinde mevcut olan 'ode15s' algoritması ile çözdürülmüştür.

7. SAYISAL SONUÇLAR

Bu bölümde tezin ilişkili olduğu SANTEZ projesi çerçevesinde öngörülen bazı geometrik ve dinamik parametreler esas alınarak 200 tonluk bir mekanik presin SDA olmaksızın ve yarım toroidal SDA sistemi bağlanmış haldeki dinamik davranışları incelenmektedir. Bu amaçla iki farklı MATLAB kodu yazılmıştır. Buradan elde edilen simülasyon sonuçları da grafikler halinde sunulmuştur.

İncelenen 200 tonluk prese ait bazı geometrik ve dinamik parametreler şöyledir:

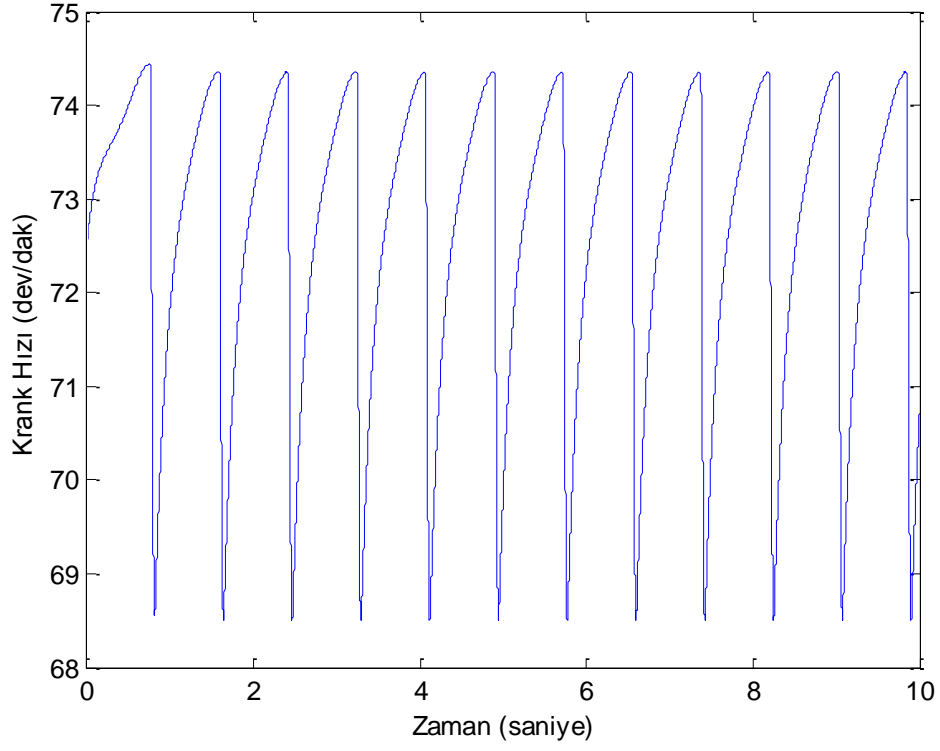
Krank yarıçapı $R = 0.08 \text{ m}$, biyel uzunluğu $L = 0.91 \text{ m}$, biyel kütlesi $m_3 = 288 \text{ kg}$, tabla kütlesi $m_4 = 1216 \text{ kg}$, kayış-kasnak çevrim oranı $i_1 = 4.8$, dişli çevrim oranı $i_2 = 4.22$ 'dir. Toplam çevrim oranı $i_T = i_1 i_2 = 20.256$ 'dır. Krank şaftına indirgenmiş eşdeğer kütle atalet momentinin sabit kısmı $I_{2s} = 2203 \text{ kg-m}^2$, biyelin ağırlık merkezine göre kütle atalet momenti $I_3 = 8.2 \text{ kg-m}^2$ 'dir. Direnç tonajı $F = 200 \text{ t}$ 'dur. Motor anma (nominal) gücü $P = 22 \text{ kW}$, motor anma devir sayısı $n_n = 1450 \text{ dev/dak}$ 'dır. Kesme derinliği $d = 6 \text{ mm}$ 'dir. Motor karakteristiğine Şekil 6.2.'de gösterildiği gibi bir doğru ile yaklaşılabılır. Direnç momenti $M_d = F_k F_4(\theta_{21})$ bağıntısından bulunur. Bu şartlar altında mekanik presin (6.28)'de verilen hareket denklemi çözülerek dinamik davranışı incelendi. Elde edilen sonuçlar Şekil 7.1. ile Şekil 7.3.'te gösterilmiştir.

Şekil 7.1.'de krank devir sayısının zamana göre dalgalanması görülmektedir. Bu grafikten düzgünlük (6.29) bağıntısına göre

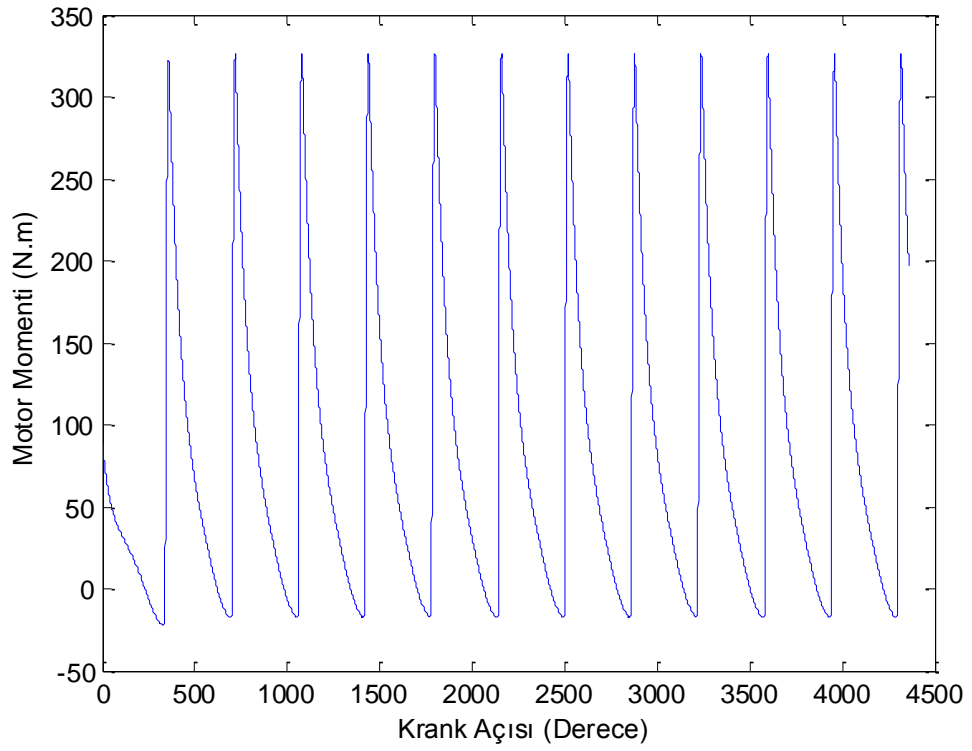
$$\zeta = \frac{74.5 - 68.5}{71.5} = 0.084 = \% 8.4$$

Çıkmaktadır ki, bu mekanik presler için makul ve oldukça iyi bir değerdir.

Şekilden 7.1.'den anlaşılacağı üzere tabla tam parçayı kesmeye başladığı anda çok yüksek bir direnç ile karşılaştığından krank şaftının hızı ani bir düşüşle azalır. Parça üzerindeki işlem bittikten sonra hız eğrisel şekilde tekrar artar. Açısal hızdaki bu dalgalanma neredeyse periyodik olarak devam eder.



Şekil 7.1. Mekanik Preste Krank Devir Sayısındaki Dalgalanma



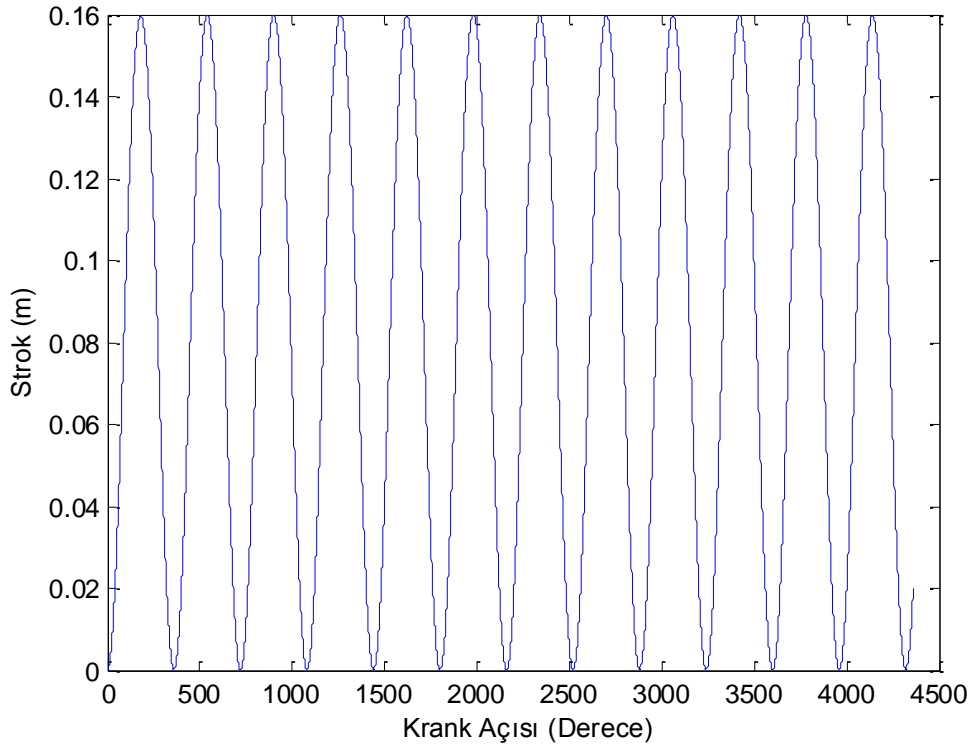
Şekil 7.2. Motor Momentindeki Dalgalanma

Şekil 7.2.'de ise motor momentinin krank açısına göre değişimi görülmektedir. Motor momenti kesme yükü devreye girince ciddi miktarda artmaktadır. Bu aynı zamanda motorun devir sayısının düşmesi anlamına gelir.

Burada azami momentin motorun devrilme momentine ulaşmaması gerekir. Çünkü bu durumda motor kararsızlaşır. Şekil 7.2.'den de anlaşılacağı gibi çıkan değerler nominal değerın 2.5 katının altında kaldığından simulasyon sonuçları güvenilir niteliktedir.

Motor momenti çok küçük bir bölgede negatif moment vermektedir. Bunun sebebi volanın yetersiz kalmasıdır.

Şekil 7.3.'te ise incelenen mekanik preste stroğun krank açısına göre değişimi görülmektedir. $s = R + L - (R \cos \theta_{21} + L \cos \beta)$ bağıntısıyla hesaplanan strok ise 0 ila 16 mm arasında değişmektedir. Bu eğri yaklaşık sinüs formundadır.



Şekil 7.3. Presin Kursunun (stroğunun) Değişimi

Klasik mekanik pres için yapılan bu hesaplamaların MATLAB kodları Ek-3'te verilmiştir.

Yarım toroidal bir SDA sistemine ait ölçüler ve hesaplar şu şekildedir:

Torusun yarıçapı $r_0 = 0.0485 m$, ara disk koni açısı $\theta = 62.5^\circ$, geometrik oran $k = 0.5876$ alınmıştır. Bu temel ölçülere bağlı olarak ara disk anma yarıçapı $r_2 = r_0 \sin \theta$ eşitliğinden $r_2 = 0.043 m$ bulunur. SDA giriş diski kütle atalet momenti $J_1 = 0.0025 \text{ kg-m}^2$, ara diskin kütle atalet momenti $J_2 = 0.0005547 \text{ kg-m}^2$ ve çıkış diskin kütle atalet momenti $J_3 = 0.0025 \text{ kg-m}^2$ 'dir. SDA sistemindeki ara disk sayısı 4'tür.

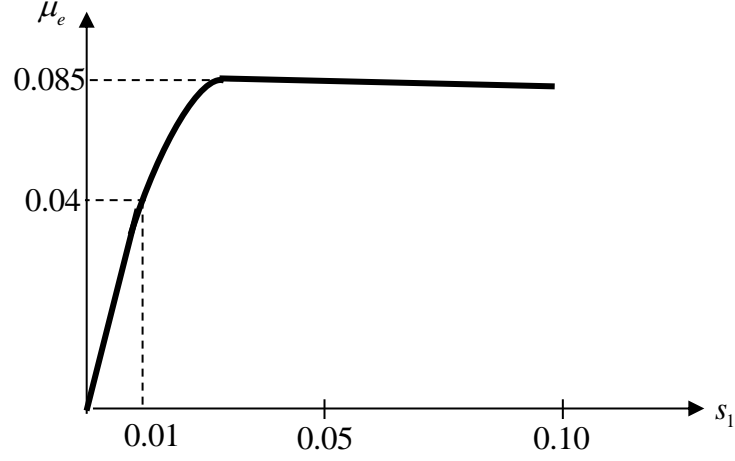
Burada öncelikle yarım toroidal SDA sisteminin çevrim oranı $i = 1$ alınması hali incelenmiştir. Böylece klasik mekanik pres ile SDA eklenmiş presin krank şaftı açısal hızları farkı gözlenebilir. Bu halde giriş diskinin temas yarıçapı denklem (5.20) ve (5.21)'den hesaplanarak sırası ile $r_1 = 0.054 \text{ mm}$ ve $r_3 = 0.054 \text{ mm}$ bulunur.

SDA ile donatılmış mekanik presin (6.30), (6.31) ve (6.36) numaralı hareket denklemlerinin başlangıç şartları şu şekildedir:

Sistemdeki motor 22 kW 'lık 1500 dev/dak sekron hıza sahiptir. Motor karakteristiğine $M_m = -27.67(\omega_1) + 4347$ şeklinde bir doğru denklemiyle yaklaşılabılır. Başlangıçta presin boşta çalıştığı düşünülerek $\omega_1 = 1490 \text{ dev/dak}$ alınmıştır. Motor karakteristiği denkleminde bu değer yerine koyulursa başlangıçta motor momenti $M_m = 29.58 \text{ N.m}$ olarak bulunur. Denklem (5.44)'ten giriş kısmı güç aktarımı sağlayan kuvvetin başlangıç şartı $F_{r1} = 136.95 \text{ N}$ bulunur. Ayrıca diskleri birbirine bastırmak için gerekli normal kuvvetin başlangıç şartı $N = 10000 \text{ N}$ seçilsin. Bu seçime göre tutunma katsayısı (5.43)'ten $\mu_e = \frac{136.95}{10000} = 0.013$ olarak bulunur. Bu tutunma katsayısının başlangıçta

küçük olması normaldir. Daha sonra bu tutunma katsayısı programdan da anlaşıldığı üzere 0.078 'lere kadar çıkacaktır. Bu değer literatürdeki deneysel sonuçlar ile elde edilmiş maksimum tutunma katsayılarının altında olduğundan kabul edilebilir bir değerdir.

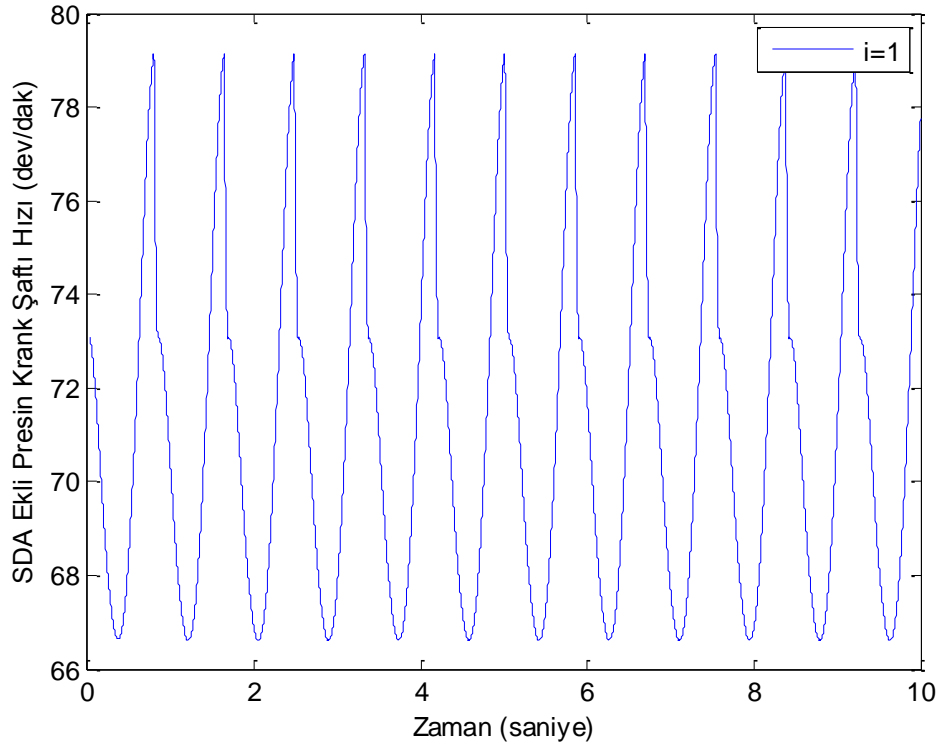
Tutunma katsayısı ile kaymlar birbirine bağlıdır ve Şekil 7.4. deki gibi bir eğriyle ilişkilidirler: (Carbone ve ark. 2004)



Şekil 7.4. Tutunma Katsayısı ile Kayma Arasındaki İlişki (Carbone ve ark. 2004)

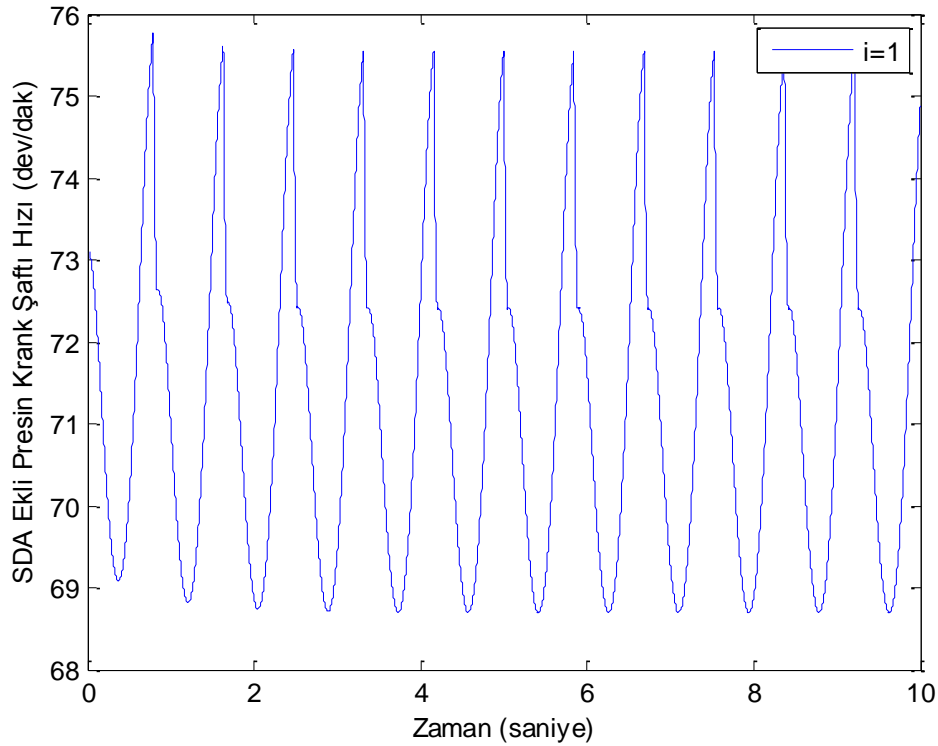
Tutunma katsayısı ile kaymayı tarif eden bir doğru denklemi program içinde tanımlanmıştır. Başlangıçta bulunan $\mu_e = 0.013$ değerine karşılık kaymanın başlangıç değeri $s = 0.00325$ olarak bulunur. Daha bu değerler (5.11)'de yerine koyulur ve ara diskin başlangıç hızı $\omega_2 = (1 - 0.00325) \frac{1490 \times 0.054}{0.043} = 1865 \text{ dev/dak}$ olarak bulunur.

Benzer şekilde (5.13)'ten $\omega_3 = (1 - 2 * 0.00325) \frac{1490 \times 0.054}{0.054} = 1480,3 \text{ dev/dak}$ bulunur.

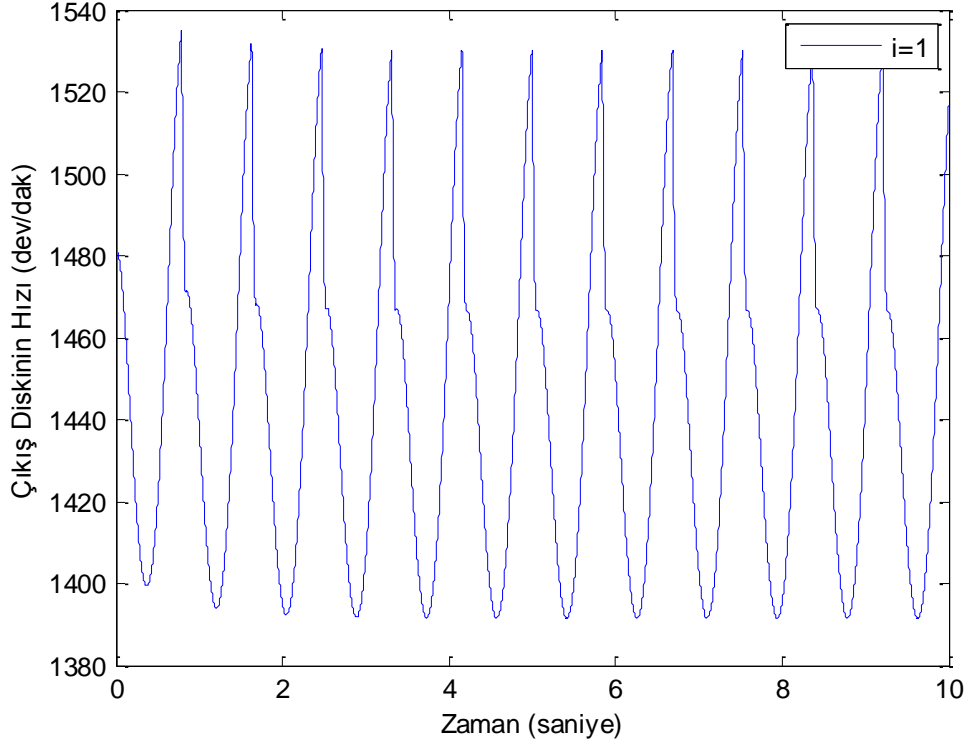


Şekil 7.5. SDA Eklenmiş Mekanik Presin Krank Şaftının Hız Dalgalanması

Mekanik prese yarım toroidal SDA sisteminin eklenmesi halinde krank şaftının hız dalgalanması Şekil 7.5.'de verilmiştir. Grafikten anlaşıldığı üzere presin düzgünsüzlüğü %18'e kadar artmaktadır. Bununla birlikte motorun açısal hızı 1590 ila 1380 dev/dak arasında değişmektedir. Motorun da hız düzgünsüzlüğü %18 civarındadır. Makine sektöründe kullanılan preslerde düzgünsüzlüğün %10'u geçmesi istenmez. Dolayısı ile SDA sisteminin çıkış şaftına bir volan eklenerek presden gelecek darbelerin ve düzgünsüzlüklerin SDA sistemini ve motoru daha az etkilemesi ve düzgünsüzlüklerin azaltılması sağlanabilir. Bu tespite dayanarak SDA sisteminin çıkış diskinin şaftına ilave 5 kg-m^2 bir volan eklenirse $J_3 = 5.0025 \text{ kg-m}^2$ olur ve denklemler tekrar çözdürülür. Buna göre yeni şartlarda krank şaftının açısal hızının dalgalanması Şekil 7.6.'de görüldüğü gibi olur. İlave volan eklenmesi halinde krank şaftının açısal hız düzgünsüzlüğünün azalarak %9'a indiği görülmektedir ki, bu değer mekanik presler için uygundur.

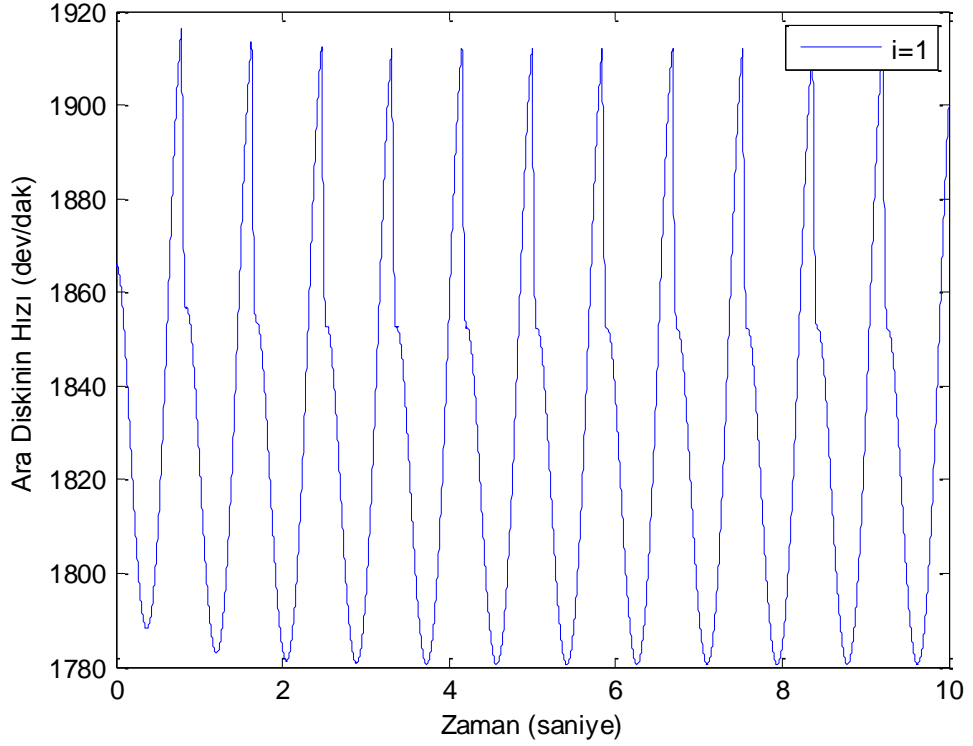


Şekil 7.6. SDA İle Donatılmış ve Çıkış Kısımına İlave Volan Eklenmiş Mekanik Presin Krank Şaftının Hız Dalgalanması (çevrim oranı $i=1$)



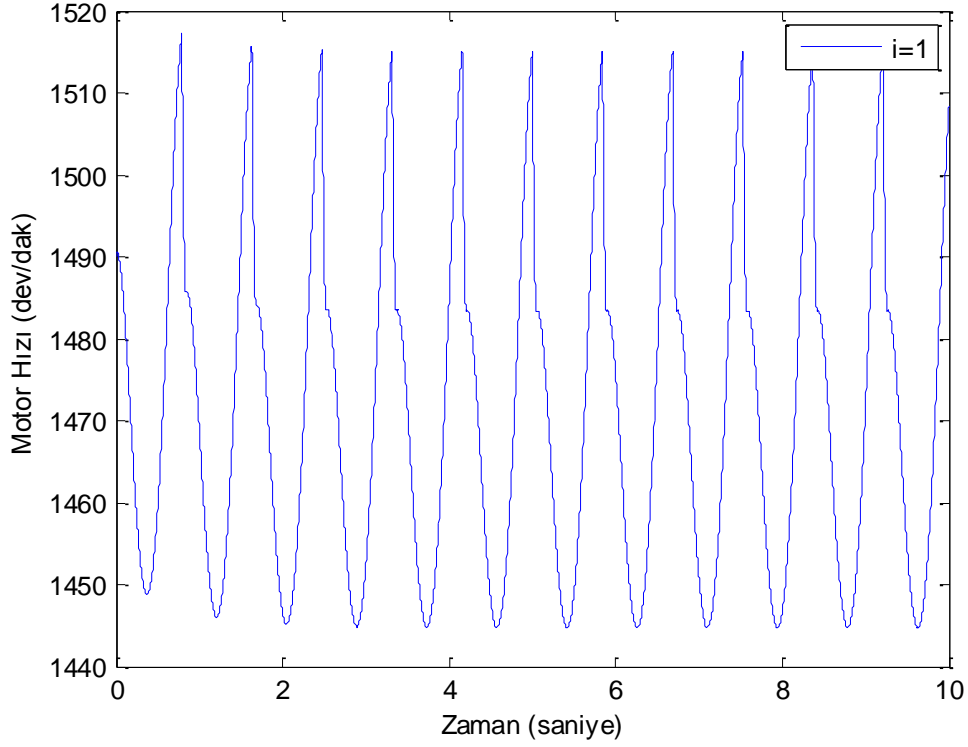
Şekil 7.7. SDA Çıkış Diski Hız Dalgalanması (çevrim oranı $i=1$)

Şekil 7.7’de ise çıkış diskinin yani presin giriş kısmının hızının değişimi görülmektedir.



Şekil 7.8. SDA Ara Diskin Hız Dalgalanması (çevrim oranı $i=1$)

Şekil 7.8. 'de yarım toroidal bir SDA sistemi eklenmiş preste ara disklerin açısız hızlarının değişimi görülmektedir. Şekil 7.9.'da mekanik prese yarım toroidal SDA eklenmesi halinde giriş diskinin ve dolayısı ile motorun devrinin değişimi görülmektedir.



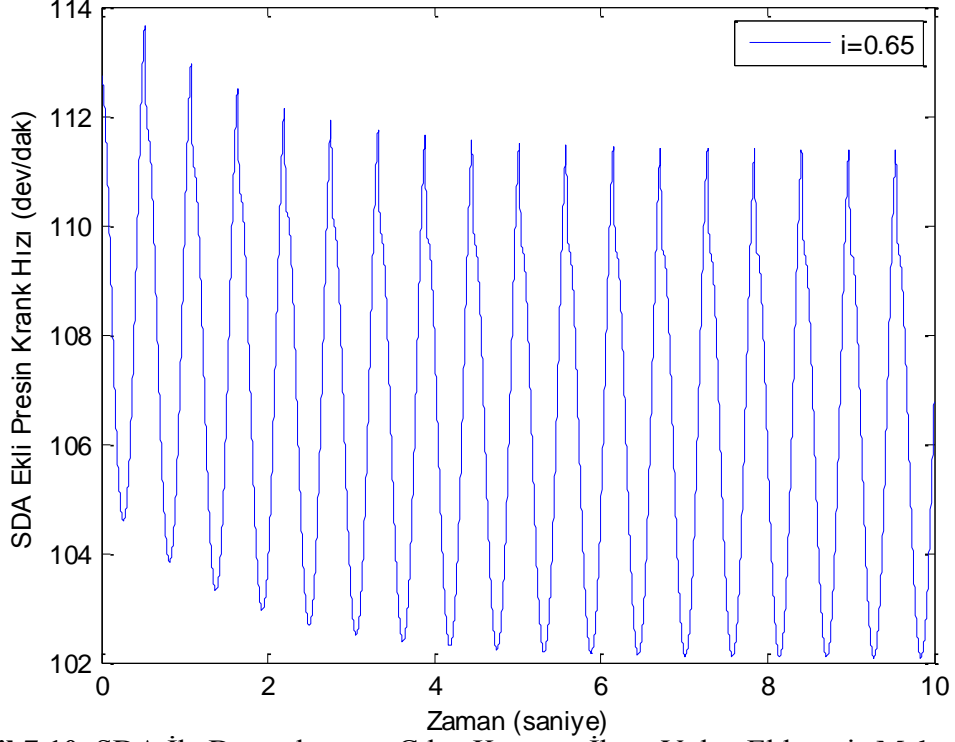
Şekil 7.9. Motor Hız Dalgalanması (çevrim oranı $i=1$)

Düzensizliğin artması değişken yükleme esnasında yağ filminin katmanlarında oluşacak kopmalara neden olacaktır. Daha kesin sonuçların elde edilmesi elastohidrokinematik yağlama teorisinin tamamen uygulanması ile mümkün olacaktır.

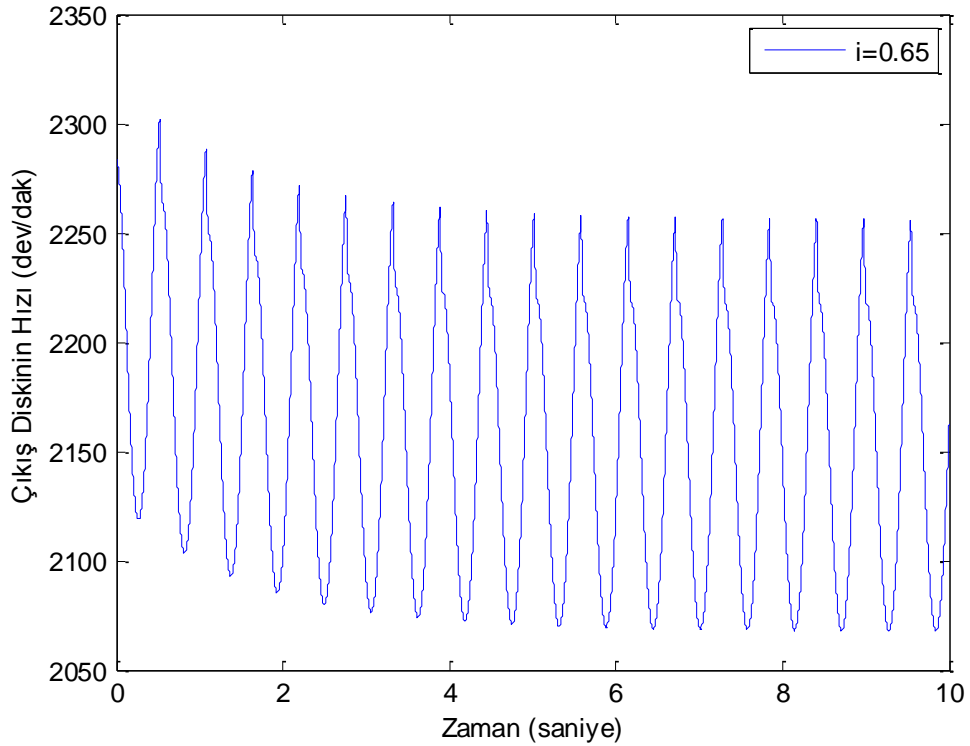
Burada çevrim oranı $i=1$ seçilmiştir. Tranzient hal göz önüne alınmadığından hareket denklemleri giriş, ara ve çıkış disklerine aittir. Bulunan sonuçlar düzensizliğin arttığını göstermiştir. Bu sonuçları literatürdeki sonuçlarla kıyaslamak yarım toroidal SDA sisteminin preslerde uygulama örneği olmadığından mümkün olmamıştır.

İkinci bir hal olarak mekanik presi hızlandırmak için SDA sisteminin çevrim oranı $i=0.65$ seçilsin. Bu çevrim oranı için ara disklerin dönme açısı denklem (5.26)'dan hesaplanarak $\phi=15.8^\circ$ olarak bulunur. Bulunan bu değer benzer şekilde denklem

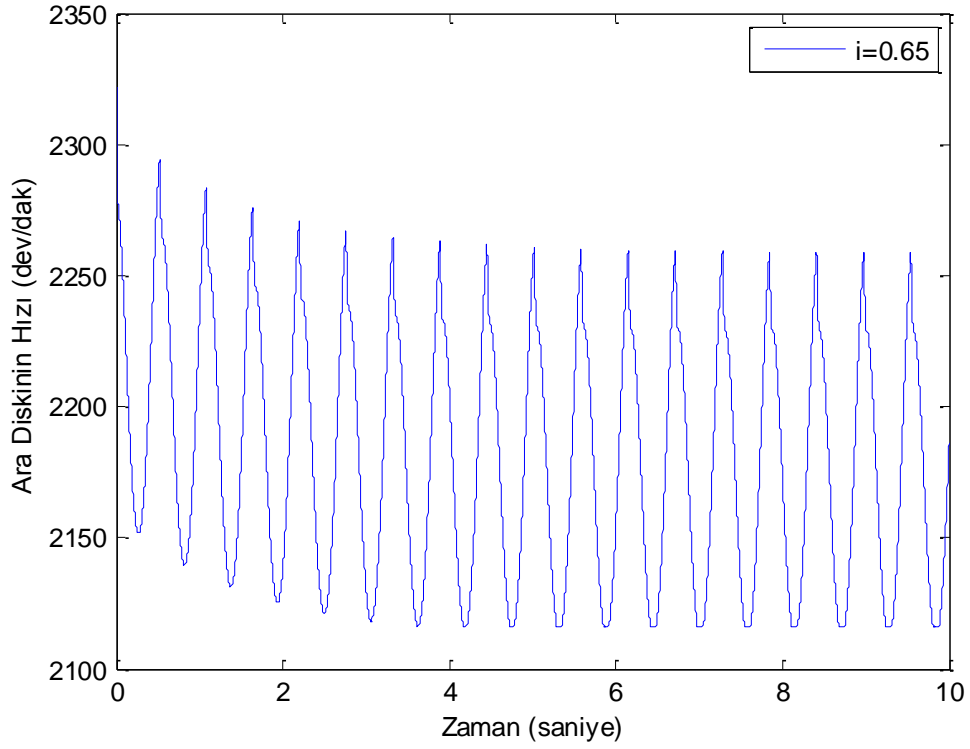
(5.20) ve (5.21)'e konularak sırası ile $r_1 = 0.0672 m$ ve $r_3 = 0.0436 m$ bulunur. Çevrim oranı bir iken yapılan başlangıç şartları ile aynı formatta başlangıç şartlarıyla denklemler tekrar çözdürülmüştür.



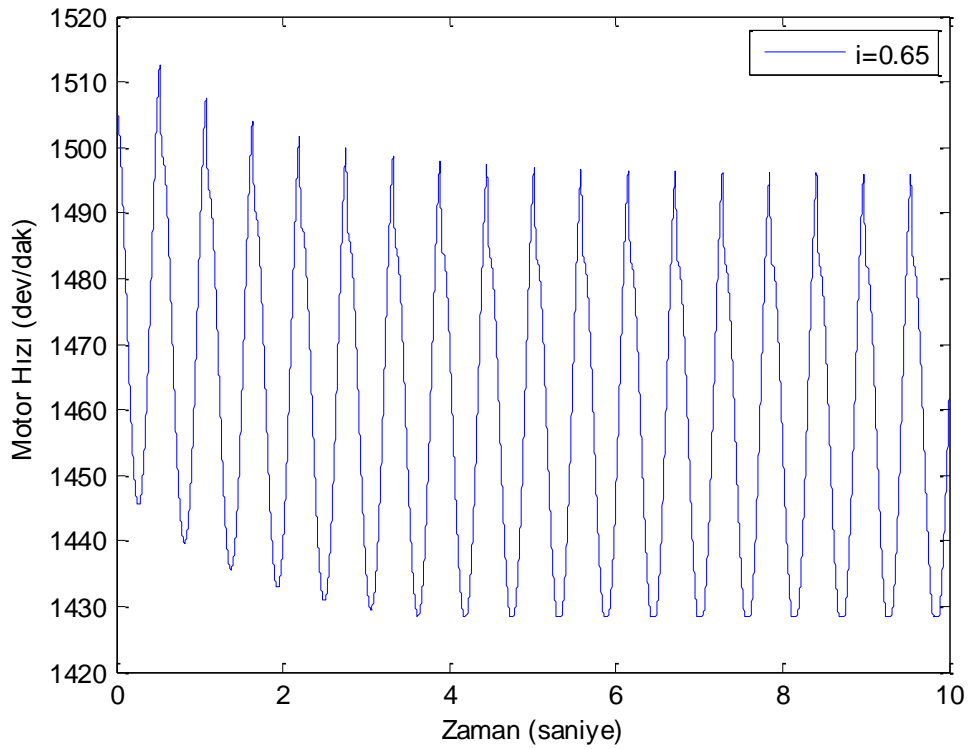
Şekil 7.10. SDA İle Donatılmış ve Çıkış Kısımına İlave Volan Eklenmiş Mekanik Presin Krank Şaftının Hız Dalgalanması (çevrim oranı $i=0.65$)



Şekil 7.11. SDA Çıkış Diski Hızının Dalgalanması (çevrim oranı $i=0.65$)



Şekil 7.12. SDA Ara Diski Hızının Dalgalanması (çevrim oranı $i=0.65$)



Şekil 7.13. Motor Hızının Dalgalanması (çevrim oranı $i=0.65$)

Mekanik presin eklenen SDA sisteminin çevrim oranı dakikadaki vuruş sayısını arttırmak amacıyla $i=1$ 'den $i=0.65$ 'e azaltarak yapılan simülasyon sonuçları Şekil. 7.10 ile Şekil.7.13'te gösterilmiştir. Şekil 7.10'da presin krank şaftının açısal hız dalgalanması görülmektedir.

Çevrim oranının arttırılması ile krank şaftının hızındaki düzgünsüzlük (6.29)'a göre yaklaşık %10 civarındadır. Bu değer presler için hala uygun sınırlar içindedir. Fakat burada ilk haldekine göre düzgünsüzlüğün %1 arttığı görülmektedir. Bu düzgünsüzlük azaltılmak istenirse normal kuvvet arttırılmalıdır.

SDA sisteminin çıkış diskinin, yani presin giriş hızının dalgalanması şekil 7.11'de görülmektedir. Şekil 7.12.'de ise SDA sisteminin ara diskinin hız dalgalanması gösterilmiştir.

Motor devrinin dalgalanması Şekil 7.13.'te verilmiştir. Şekilden anlaşıldığı gibi motorun hızı çevrim oranı azaltılınca bir miktar düşmüştür yani motor torkunun seviyesi artmıştır. Bu beklenen bir durumdur çünkü presin krank şaftının hızı artınca motor daha fazla tork üretmek zorunda kalmıştır.

Mekanik presler genelde parçayı kesme işlemine başlamadan önce bir müddet boşta çalıştırılır, daha sonra operasyon aşamasına getirilir. SDA ile donatılmış mekanik presin yapılan formülasyonunda direnç kuvveti ilk anda uygulanmış gibi hesaplar yapılmıştır. Fakat ilk birkaç çevrimde direnç kuvvetini hesaba katmayıp daha sonra da devreye sokulabilirdi.

SDA sisteminde çevrim oranı birden büyük alınarak da bu işlemler yapılabilir. Nitekim çevrim oranı artınca krank şaftının açısal hızı düşecektir. Yani presin parçayı keserken zarar vermemesi için daha yavaş çalıştırılması gerekli ise çevrim oranı arttırılarak prese hızı yavaşlatılabilir.

8.DEĞERLENDİRME VE SONUÇ

Güç aktarma organları taşıtlardan makinalara çok geniş bir yelpazede kullanılan sistemlerdir. Bu sistemler hız ve moment değişimini temin ederler. Dişli kutuları en yaygın aktarma organlarıdır. Bununla birlikte giderek ilerleyen teknoloji sürekli değişken çevrim oranlı güç aktarma organlarının kullanımını zorunlu hale getirmiştir. Sürekli değişken aktarma organları ya da daha önce bilinen adıyla mekanik varyatörler günümüzde zincirli ve kayışlı sistemler başta olmak üzere kullanılmaya devam etmektedir. Son yirmi senedir gündeme gelen önemli bir SDA tipi de elastohidrodinamik esaslı SDA organlarıdır. Bu sistemler birbirlerine bastırılan diskler üzerinden tork aktarmaktadırlar. Ne var ki, disklerin birbirlerine teması kuru sürtünme tarzında olmayıp diskler püskürtülen ve temas yüzeylerine nüfuz eden sıvı filmi ile gerçekleşmektedir. Buradaki sıvının çok özel geliştirilmiş bir mineral yağ olduğu göz ardı edilmemelidir.

Bu tezde SDA sistemleri mukayeseli biçimde ele alınmış, özellikle elastohidrodinamik esaslı SDA sistemleri üzerinde durulmuştur. Bu çerçevede tam ve yarım toroidal SDA sistemlerine ilişkin geometrik ve dinamik bağıntılar verilmiştir. Bu çalışma aynı adı taşıyan bir SANTEZ projesiyle ilişkili olduğundan toroidal SDA sistemlerinin mekanik preslere uygulanması konusu da ele alınmış, bu maksatla 200 tonluk konvansiyonel bir mekanik presin hareket denklemi çıkarılarak MATLAB ortamında çözdürülmüş ve hız düzgünsüzlüğü ile motor moment değişimleri incelenmiştir. Benzetim sonuçlarının pratikle uyumlu sonuçlar vermesi modelin dinamik anlamda güvenilirliğini göstermektedir. Daha sonra motorla söz konusu presin kayış-kasnak mekanizması arasına bir SDA sistemi eklenmesi halinde presin dinamik davranışı incelenmiş hız düzgünsüzlüğünün arttığı gözlenmiştir. Mamafih kayış-kasnak ile SDA organı arasına uygun bir volan yerleştirildiğinde durumun tekrar iyileştiği tespit edilmiştir. Burada dinamik analizlerde elastohidrodinamik model kurulmadığı, bunun yerine literatürde var olan tutunma katsayısı-kayma eğrilerinden istifade edildiği unutulmamalıdır. Bu analizler prototip SDA organının tasarımı için de faydalı ipuçları vermiştir. SDA sistemiyle bir mekanik presin bir arada ele alındığı bir örnek literatürde mevcut değildir. Bu nedenle çalışma bu alanda bir ilki oluşturmaktadır ve müteakip çalışmaları da tetikleyeceği düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

- Attia, N. A., 2005.** Predicting the Life Contact for Half Toroidal Continuously Variable Transmission, *Information Technology Journal*, 4(3):222-227
- Attia, N. A., Qin, D., Shi, W., Li, H., 2003.** A Parametric Study on the Contact Stress of Half Toroidal Continuously Variable Transmission. *Journal of Chongqing University*, 2(2):6-11
- Asano, K., 2004.** Koyo's Approach to Continuously Variable Transmission (CVT) for Automobiles. *Koyo Engineering Journal English Edition*, 168E:14-18
- Carbone, G., Mangialardi, L., Mantriota, G., 2004.** A comparison of the performances of full and half toroidal traction drives. *Mechanism and Machine Theory*, 39: 921-942
- Delkhosh, M., Foumani, M. S., Boroushaki, M., Ekhtiari, M., Dehghani, M., 2011.** Geometrical Optimization of Half Toroidal Continuously Variable Transmission Using Particle Swarm Optimization. *Scientia Iranica*, 18(5):1126-1132
- Dick, E., 2010.** The role of Variable drive technology in realising fuel economy and emissions improvements. *FISITA World Automotive Congress, 2010, Budapest, Hungary*
- Du, R., Guo, W. Z., 2003.** The design of a new metal forming pres with controllable mechanism. *Journal of Mechanical Design, Transactions of ASME*, 12:582-592
- Dülger, L. C., Kireççi, A., Topalbekiroglu, M., 2002.** Modeling and simulation of a hybrid actuator. *Mechanism and Machine Theory*, 38:395-407
- Evans, S., Lee, A., Hillsden A., Nagatomi, E., 2009.** The durability of traction fluid in full-toroidal traction drives under extreme high-temperature conditions. *World Tribology Congress, 2009, Kyoto, Japan*
- Fang, N., Chang, L., Webster, M. N., Jackson, A., 2000.** A non-averaging method of determining the rheological properties of traction fluids. *Tribology International*, 33:751-760
- Fuchs, R., Tamura, T., Mccullough, N., Matsumoto, K., 2009.** The Making of the Full Toroidal Variator. *JTEKT Engineering Journal English Edition*, 1006E:31-36
- Gauthier, J. P., Micheau, P., 2010.** A model based on experimental data for high speed steel belt CVT. *Mechanism and Machine Theory*, 45:495-510
- Guo, W. Z., He, K., Yeung, K., Du, R., 2005.** A new type of controllable mechanical pres: Motion control and experiment validation. *Journal of Manufacturing Science and Engineering Transactions of ASME*, 127:731-742

- Hasuda, Y., Fuchs, R., 2002.** Development of IVT Variator Dynamic Model. *Koyo Engineering Journal English Edition*, 160E:24-28
- Hsieh, W. H., Tsai, C.H., 2011.** On a novel pres system with six links for precision deep drawing. *Mechanism and Machine Theory*, 46:239-252
- Imanishi, T., Machida, H., 2001.** Development of Powertoros Unit Half Toroidal CVT Comparison between Half Toroidal and Full Toroidal CVTs (2). *Motion and Control NSK*, 10:1-8
- Julio, G., Plante, J. S., 2011.** An experimentally-validated model of rubber-belt CVT mechanics. *Mechanism and Machine Theory*, 46:1037-1053
- Kireççi, A., Dülger, L. C., 2000.** A study on a hybrid actuator. *Mechanism and Machine Theory*, 35:1141-1149
- Lee, A., Hillsden, A., Ono Y., Evans, S., 2009.** Full-toroidal traction drive high temperature durability. *JSME Int. Conference on Motion and Power Transmission, Proceedings of MPT2009 Sendai, Japan*
- Li, H., Zhang, Y., 2010.** Seven-bar mechanical pres with hybrid-driven mechanism for deep drawing; Part 1: kinematic analysis and optimum design. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 24(11):2153-2160
- Li, H., Zhang, Y., 2010.** Seven-bar mechanical pres with hybrid-driven mechanism for deep drawing; Part 2: Dynamic modeling and simulation. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 24(11):2153-2160
- Meng, C. F., Zhang, C., Lu, Y. H., Shen, Z. G., 2004.** Optimal design and control of a novel press with an extra motor. *Mechanism and Machine Theory*, 39:811-818
- Misada, Y., Oono, Y., 2005.** Transmission Efficiency and Power Capacity Analysis of Infinitely Variable Transmission Variator. *Koyo Engineering Journal English Edition*, 168E:43-46
- Ohno, N., 2007.** High-pressure behavior of toroidal CVT fluid for automobile. *Tribology International*, 40:233-238
- Osumi, T., Ueda, K., Nobumoto, H., Sakaki, M., Fukuma, T., 2004.** Transient analysis of geared neutral type half-toroidal CVT. *Technical Research Center, Mazda Motor Corporation Shinchi 3-1, Fuchu-cho, Hiroshima 730-8670*
- Pandey, R. K., Ghosh, M. K., 1998.** A thermal analysis of traction in elastohydrodynamic rolling/sliding line contacts. *Wear*, 216:106-114
- Pfiffner, R., Guzzella, L., Onder, C. H., 2003.** Fuel-optimal control of CVT powertrains. *Control Engineering Practice*, 11:329-336
- Raghavan, M., 2002.** Kinematics of the Full-Toroidal Traction Drive Variator. *Transactions of the ASME*, 124:448-455

Shigley, J., E., Mischke, C.,R. 1989. Mechanical Engineering Design. McGraw-Hill, Inc., Michigan, USA, 779 pp.

Soong, R. C., 2010. A new design method for single DOF mechanical presses with variable speeds and length-adjustable driving links.*Mechanism and Machine Theory*, 45:495-510

Tanaka, H., Eguechi, M., 1993. Stability of a Speed Ratio Control Servo-mechanism for a Half-Toroidal Traction Drive CVT. *JSME International Journal*, C36(1):135-140

Tevaarwerk, J. L., Johnson, K. L., 1979. The Influence of Fluid Rheology on the Performance of Traction Drives. *Transactions of the ASME*, 101: 266-273.

Tso, P. L.,Liang, K. C.,2002.A nine-bar linkage for mechanical forming presses.*Int. Journal of Machine Tools &Manufacture*, 42:139-145

Webster, M.N., Lee, G.H., 2006. Effect of EHL Contact Condition on the Behavior of traction Fluid.*Tribology Transactions*, 49:439-448

Yamashita, R., 2004. Analysis of Traction on Infinitely Variable Transmission (IVT). *Koyo Engineering Journal English Edition*, 164E:30-34

Yan,H. S.,Chen, W.R., 2000. A variable input speed approach for improving the output motion characteristics of Watt-type presses.*Int. Journal of Machine Tools &Manufacture*, 40: 675-690

Zhang, Y., Zhang, X., Tobler, W.,2000. A Systematic Model for the Analysis of Contact, Side Slip and Traction of Toroidal Drives.*Journal of Mechanical Design, Transactions of ASME*122: 523-528.

Zheng, E.,Jia, F.,Sha, H.,Wang, S., 2012. Non-circular belt transmission design of mechanical press.*Mechanism and Machine Theory*, 57:126-138

Zou, Z., Zhang, Y., Zhang, X., Tobler. W., 2001. Modeling and Simulation of Traction Drive Dynamics and Control. *Journal of Mechanical Design, Transactions of ASME*123:556-561

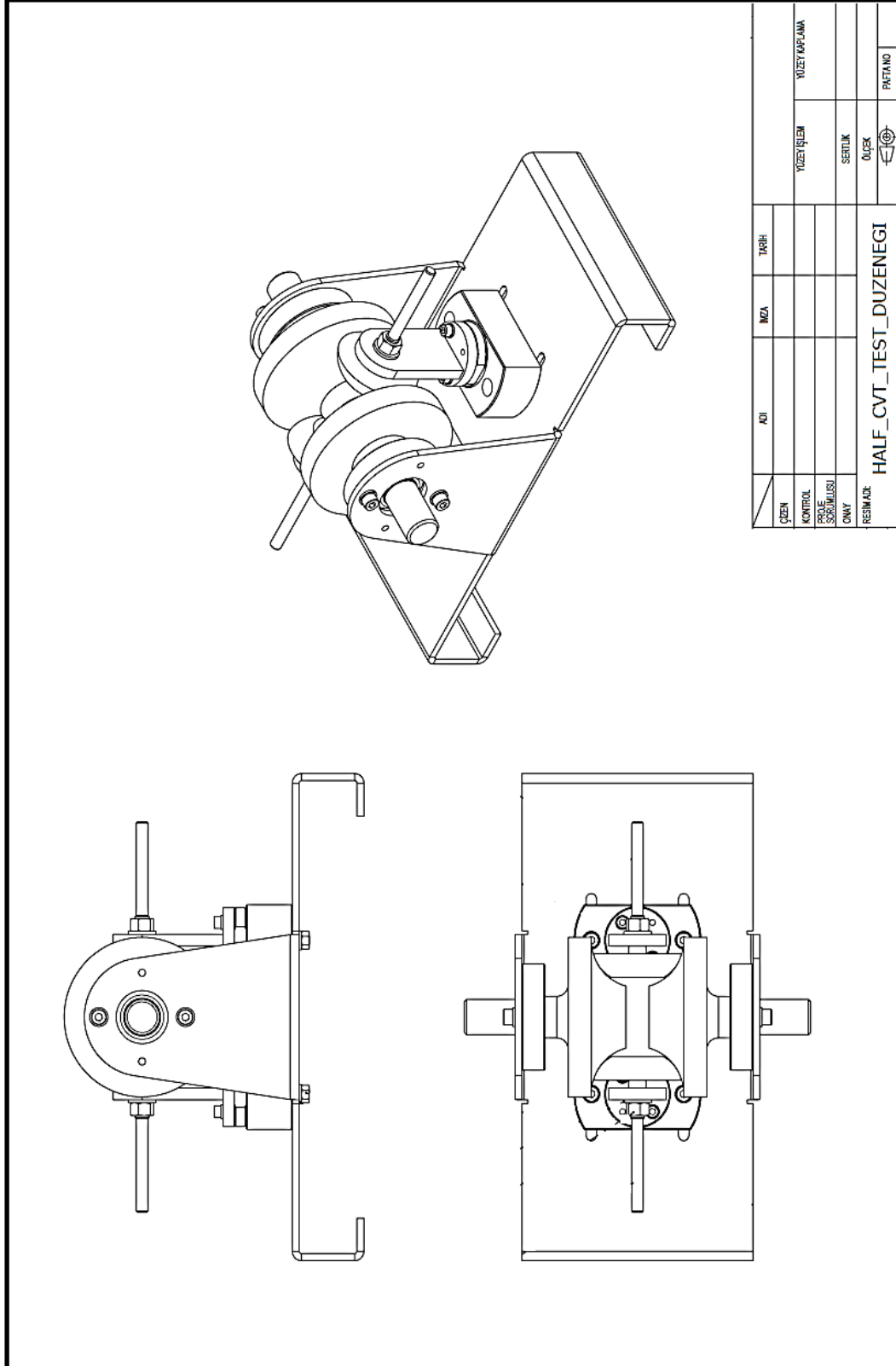
Zou Z., Zhang Y., 2000. Ratio Control of Traction Drive Continuously Variable Transmissions. *Proceedings of the American Control Conference, June 2000, Chicago, USA*

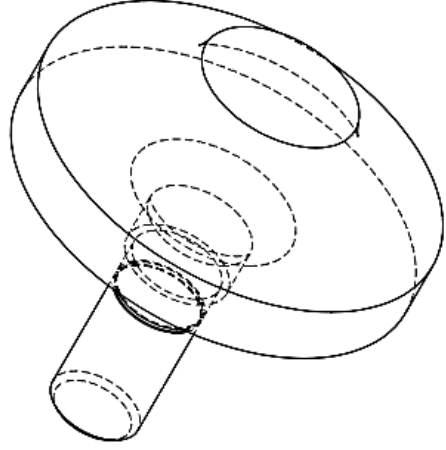
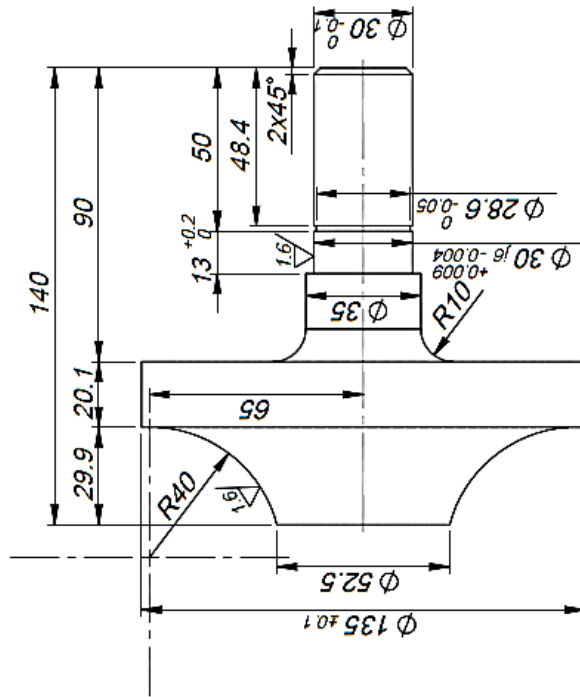
Kopmaz, O.,Telli, S., 2009. Makine Teorisi Ders Notları. *Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü*

EKLER

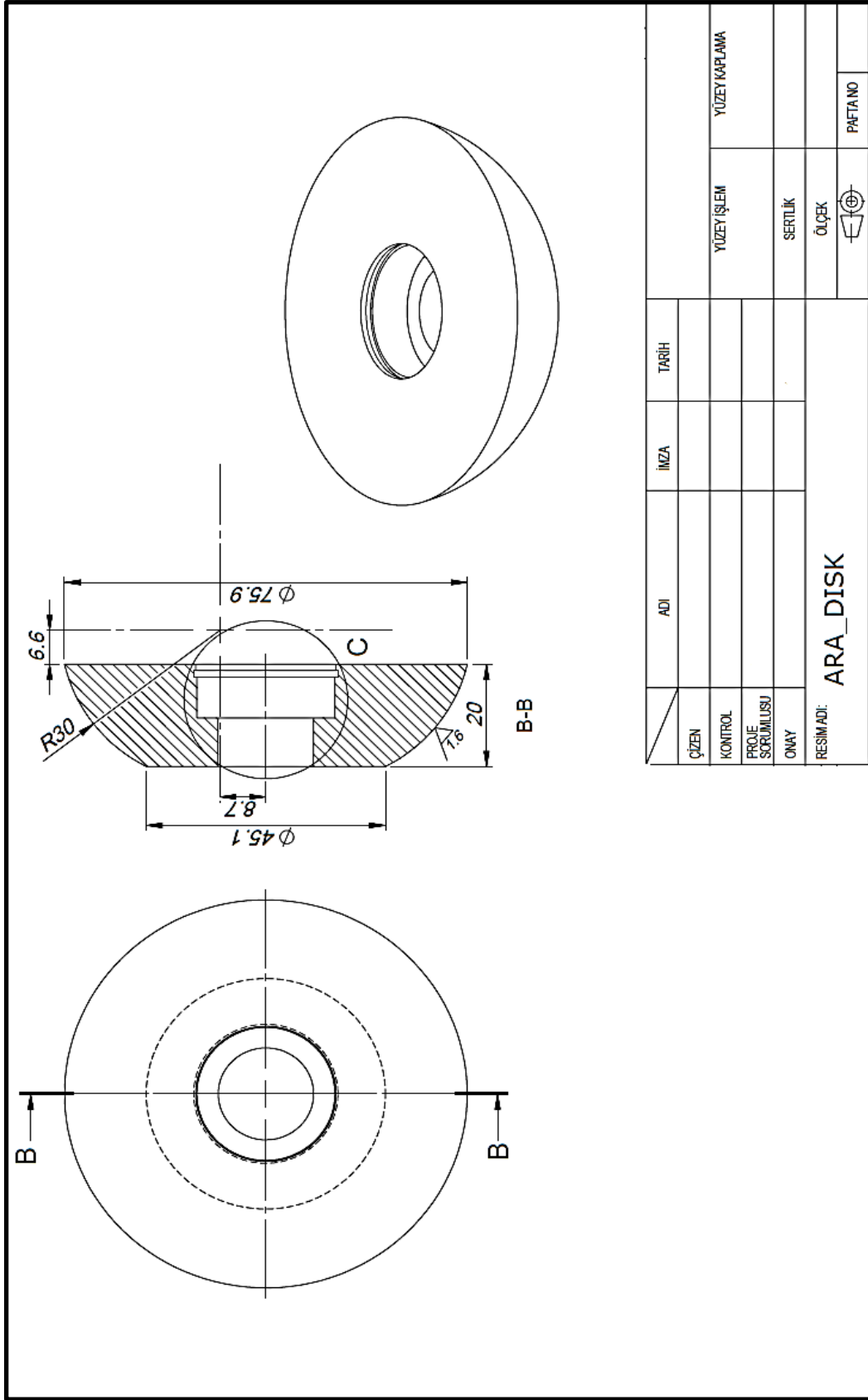
EK 1

Yapılan prototip modelin teknik resimleri ve modelin resmi ek verilmiştir.

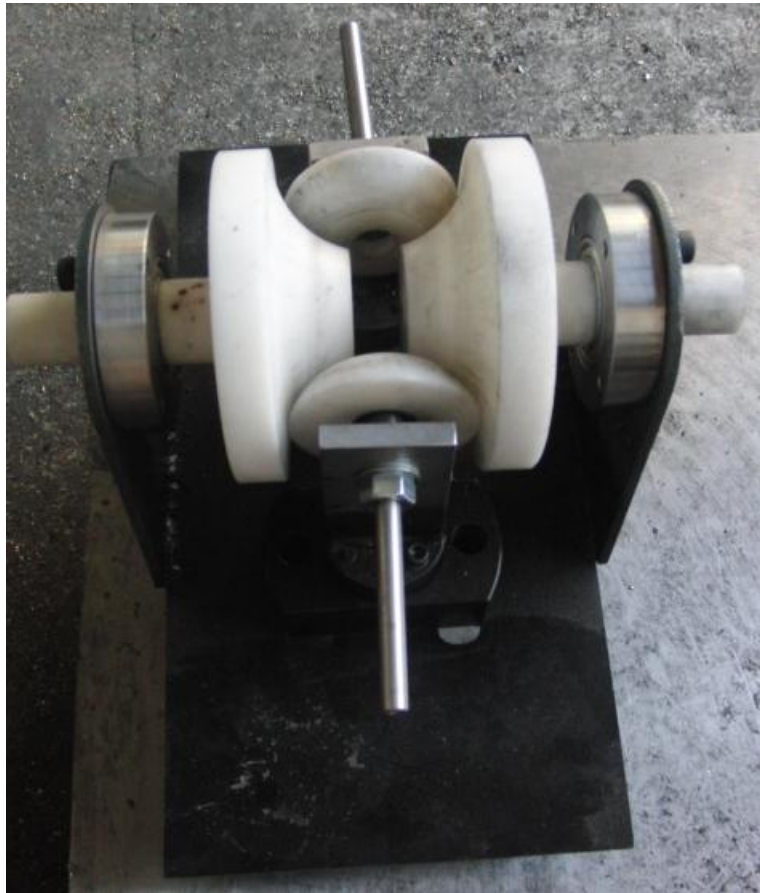




ÇİZEN	ADI	İMZA	TARİH	YÜZEY İŞLEM	YÜZEY KAPLAMA
KONTROL					
PROJE SCRİMLÜSÜ				SERTLİK	
ONAY				ÖLÇEK	
RESİM ADI:	DİSK				



ADI	İMZA	TARİH	YÜZET İŞLEM	YÜZET KAPLAMA
ÇİZEN				
KONTROL				
PROJE SORUMLUSU				
ONAY			SERTLİK	
RESİM ADI: ARA_DISK			ÖLÇEK	
				PAFTANO



EK-2

Bu kısımda analizler için yazılan kodlar verilmiştir. Burada 2 adet farklı program kodu vardır. Bunlardan birincisi klasik mekanik presin dinamik analizi için gerekli kodlar ikincisi ise SDA eklenmiş mekanik presin dinamik analizi için gerekli kodlardır.

1. Klasik mekanik presin dinamik analizi için yazılan MATLAB program kodları:

```
%klasik mekanik pres dinamiği ana program
clear all
close all
global i1 i2 r l m3 m4 l1 I2s I3
r=0.08; %krank yarıçapı
l=0.91; %biyeluzunluğu
m3=288; %biyel kütlesi
m4=1216; %tabla kütlesi
i1=4.8; %kayış kasanak çevrim oranı
i2=4.22; %dişli grubu çevrim oranı
l1=0.293; %biyelin ağırlık merkezinin krank muylusunun merkezinden
uzaklığı
I2s=2203; %Eş değer kütle atalet momentinin sabit kısmı (krankta
indirgenmiş) kg.m^2
I3=8.2; %Biyelim ağırlık merkezine göre kütlr atalet momenti
    %Motor anma gücü 22 kW
    %Motor anma devir sayısı 1450 dev/dak
    %kesme derinliği 6mm
options=odeset('RelTol',1e-12,'AbsTol',1e-24)
[t,q]=ode45(@pres2,[0 10],[0 pi*1470/(i1*i2*30)],options);
beta=asin((r/l)*sin(q(:,1)));
for j=1:size(beta)
    s(j)=r+l-(r*cos(q(j,1))+l*cos(beta(j)));
    mmom(j)=-27.67*q(j,2)*i1*i2+4347;
end
plot(t,30*q(:,2)/pi)
xlabel('Zaman (saniye)')
ylabel('Krank Hızı (dev/dak)')
figure
plot(180*q(:,1)/pi,30*q(:,2)/pi)
figure
plot(180*q(:,1)/pi,beta*180/pi)
figure
plot(180*q(:,1)/pi,s)
xlabel('Krank Açısı (Derece)')
ylabel('Strok (m)')
figure
plot(t,s)
xlabel('Zaman (Saniye)')
```

```

ylabel ('Strok (m)')
figure
plot(180*q(:,1)/pi,mmom)
xlabel ('Krank Açısı (Derece)')
ylabel ('Motor Momenti (N.m)')
figure
plot(q(:,2)*30/pi,mmom)

%klasik mekanik pres dinamiği ana programın alt programı
function dq=pres2(t,q)
global i1 i2 r l m3 m4 l1 I2s I3
teta=q(1);
tetad=teta*180/pi;
mm=-27.67*q(2)*i1*i2+4347;
lamda=r/l;
beta=asin(lamda*sin(teta));
g=-lamda*cos(teta)/cos(beta);
f3=(r^2+2*r*l1*cos(teta+beta)*g+l1^2*g^2)^0.5;
f4=-r*sin(teta)+l1*lamda*sin(teta)*g;
gt=(lamda^3-lamda)*sin(teta)/(1-lamda^2*sin(teta)^2)^1.5;
f3t=(-r*l1*sin(teta+beta)*(1+lamda*cos(teta)/cos(beta))*g+...
+r*l1*cos(teta+beta)*gt+l1^2*g*gt)/(r^2+2*r*l1*cos(teta+beta)*g+...
+l1^2*g^2)^0.5;
f4t=-r*cos(beta)+l1*lamda*cos(teta)*g+l1*lamda*sin(teta)*gt;
Iesd=I2s+m3*f3^2+I3*g^2+m4*f4^2;
Iesdt=2*m3*f3*f3t+2*I3*g*gt+2*m4*f4*f4t;
if ((tetad-floor(tetad/360)*360)>=0)&&((tetad-
floor(tetad/360)*360)<=338.57)
F=0;
elseif ((tetad-floor(tetad/360)*360)>338.57)&&((tetad-
floor(tetad/360)*360)<=360)
F=200000*9.81;
end
aa=q(2);
bb=-(0.5*Iesdt*q(2)^2-mm*i1*i2-m3*9.81*f3+F*f4)/Iesd;
dq=[aa bb]';

```

2. Yarım toroidal SDA sistemle donatılmış mekanik presin dinamik analizi için yazılan MATLAB program kodları:

```

%ana program SDA_pres
clear all
close all
global J1 J2 J3 mu1 mu2 N
N=10000;
it=4.8*4.22;
r1=0.054;
r2=0.043;
r3=0.054;
ghiz=1490*pi/30;
mhiz=(1-0.003)*ghiz*r1/r2;

```

```

chiz=(1-0.003)*mhiz*r2/r3;
options=odeset('RelTol',1e-12,'AbsTol',1e-24);
[t,q]=ode15s(@SDA_pres1,[0 10],[0 0 0 ghiz mhiz chiz],options);
plot(t,q(:,4)*30/pi)
xlabel('Zaman (saniye)')
ylabel('Motor Hızı (dev/dak)')
figure
plot(t,q(:,5)*30/pi)
xlabel('Zaman (saniye)')
ylabel('Ara Diskinin Hızı (dev/dak)')
figure
plot(t,q(:,6)*30/pi)
xlabel('Zaman (saniye)')
ylabel('Çıkış Diskinin Hızı (dev/dak)')
figure
plot(q(:,3)/(2*pi*it),q(:,6)*30/pi)
figure
plot(t,q(:,6)*30/pi/it)
xlabel('Zaman (saniye)')
ylabel('SDA Ekli Presin Krank Hızı (dev/dak)')

function dq=SDA_pres1(t,q)
global J1 J2 J3 mu1 mu2 N
r=0.08;
l=0.91;
m3=288;
m4=1216;
i1=4.8;
i2=4.22;
l1=0.293;
I2s=2203;
I3=8.2;
it=i1*i2;
teta=q(3)/it;
tetad=180*teta/pi;
n=4;
J1=0.5*2*0.05^2;
J2=0.5*0.6*0.043^2;
J3=5+0.5*2*0.05^2;
r1=0.054;
r3=0.054;
r2=0.043;
mm=-27.67*q(4)+4347;
ft1=136.95;
ft2=ft1;
if t>0
s1=(q(4)*r1-q(5)*r2)/(q(4)*r1);
s2=(q(5)*r2-q(6)*r3)/(q(5)*r2);
mu1=4*s1;
if abs(mu1)>0.08
mu1=sign(s1)*0.08;
end
mu1
mu2=4*s2;
if abs(mu2)>0.08
mu2=sign(s2)*0.08;
end
mu2
ft1=mu1*N;

```

```

ft2=mu2*N;
end
lamda=r/l;
beta=asin(lamda*sin(teta));
g=-lamda*cos(teta)/cos(beta);
f3=(r^2+2*r*l1*cos(teta+beta)*g+l1^2*g^2)^0.5;
f4=-r*sin(teta)+l1*lamda*sin(teta)*g;
gt=(lamda^3-lamda)*sin(teta)/(1-lamda^2*sin(teta)^2)^1.5;
f3t=(-r*l1*sin(teta+beta)*(1+lamda*cos(teta)/cos(beta))*g+...
+r*l1*cos(teta+beta)*gt+l1^2*g*gt)/(r^2+2*r*l1*cos(teta+beta)*g+...
+l1^2*g^2)^0.5;
f4t=-r*cos(beta)+l1*lamda*cos(teta)*g+l1*lamda*sin(teta)*gt;
Iesd=I2s+m3*f3^2+I3*g^2+m4*f4^2;
Iesdt=2*m3*f3*f3t+2*I3*g*gt+2*m4*f4*f4t;
if ((tetad-floor(tetad/360)*360)>=0)&&((tetad-
floor(tetad/360)*360)<=338.57)
    F=0;
elseif ((tetad-floor(tetad/360)*360)>338.57)&&((tetad-
floor(tetad/360)*360)<=360)
    F=200000*9.81;
end
if q(3)/(2*pi*it)<10
    kk=1;
else
    kk=1;
end
uu1=q(4);
uu2=q(5);
uu3=q(6);
uu4=(mm-n*ft1*r1)/J1;
uu5=((ft1-ft2)*r2)/J2;
uu6=(n*ft2*r3-(0.5*Iesdt*q(6)^2)/(it)^2-
kk*(F*f4)/(it))/(J3+Iesd/(it)^2);
dq=[uu1 uu2 uu3 uu4 uu5 uu6]';

```

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : AHMET YILDIZ

Doğum Yeri ve Tarihi : ERZURUM, 1988

Yabancı Dili : İNGİLİZCE

Eğitim Durumu:

Lise : YILDIZKENT İMKB LİSESİ, 2005

Lisans : SELÇUK ÜNİVERSİTESİ, 2009

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl :

BİLECİK ÜNİVERSİTESİ

MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ 2011 ARAŞTIRMA GÖREVLİSİ

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ 2011- ARAŞTIRMA GÖREVLİSİ

İletişim (e-posta) : ahmetyildiz@uludag.edu.tr

ahmet.yildiz@bilecik.edu.tr