
TOROİDAL SÜREKLİ DEĞİŞKEN AKTARMA SİSTEMLERİ: TERMİNOLOJİ ve MEVCUT ÇALIŞMALAR

*Ahmet YILDIZ **
*Osman KOPMAZ **

Özet: Havacılık, robotik, makine ve otomotiv sanayi gibi birçok farklı alanlarda sabit çevrim oranlı hız dönüştürücülere alternatif sürekli değişken aktarma (SDA) sistemlerinin kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır. Özellikle otomotiv sanayinde motorun sürekli optimum devirde çalışmasına imkan vererek önemli yakıt tasarrufu ve bunun sonucu daha düşük emisyon değerleri, yüksek ivmelenmeye ve sessiz çalışmaya imkan sağlamaları gibi nedenlerden dolayı son zamanlarda kullanımları artmaktadır. SDA sistemlerinin kayışlı, zincirli, bilyeli, toroidal vb. gibi birçok değişik çeşitleri mevcuttur. Bu çalışmada elastohidrodynamic ilkelere göre çalışan toroidal SDA sistemleri ele alınmış olup bunlar hakkında son yirmi yılda önem arz eden temel çalışmalar gözden geçirilmiştir. İncelenen literatürün daha iyi anlaşılmasına katkıda bulunması için konuya ilişkin terminolojiyle birlikte sistemlerin dinamiği ve kontrolüne de yer verilmiştir. Mevcut araştırma çalışmalarında bazı önemli konuların eksikliğine dikkat çekilmiş ve gelecekteki muhtemel çalışmalara işaret edilmiştir. Yazarların tespit edebildiği kadarıyla bu çalışma, toroidal SDA sistemleri üzerine Türkçe literatürde ilk inceleme çalışmasını oluşturmaktadır.

Anahtar Kelimeler: Sürekli Değişken Aktarma, SDA, Toroidal SDA, Çekme Güç Tahrikli SDA, Elastohidrodynamic Teori.

Toroidal Continuously Variable Transmission Systems: Terminology and Present Studies

Abstract: The use of continuously variable transmission systems in many different areas such as aerospace, robotics, machinery and automotive industries as an alternative to conventional speed changers with constant ratio becomes widely. Especially in the automotive industry, these systems have been used increasingly, since they enable that internal combustion engines in vehicles run at optimal speeds, and consequently provide considerable fuel savings and therefore lower emission values and also they provide powerful acceleration and quiet working. CVT systems have several constructive variants such as belted, chained, balled, toroidal etc. In this paper, toroidal CVT systems based on elastohydrodynamic principles are concerned with, and fundamental works of last two decades in this field are reviewed. However, the relevant terminology and dynamics along with the control of these systems are briefly treated for better understanding of the literature mentioned. Attention is drawn to the lack of some significant issues in present research works, and potential future works are pointed out. This paper, to the authors' knowledge, will be the first review on toroidal CVT systems in Turkish literature.

Keywords: Continuously Variable Transmission, CVT, Toroidal CVT, Traction Drive CVT, Elastohydrodynamic Theory

* Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Görükle, 16059 Bursa.
İletişim Yazarı: A. Yıldız (ahmetyildiz@uludag.edu.tr)

1. GİRİŞ

Mekanik sistemler ihtiyaç duyulan enerjiyi temin etmek için 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 ve arada genel olarak dönüştürücü sistemler olur. Bunlar arasında ilk akla gelen dişli kutularıdır. Fakat dişli kutularında dönüştürme ya da çevrim oranları sabittir. Eskiden daha ziyade mekanik varyatörler olarak adlandırılan ve kayış, zincir veya kuru sürtünmeyle hareket aktaran döner makaralı sürekli değişken aktarma sistemleri, bu tip sabit çevrim oranlı redüktörlere alternatif olabilmektedir.

Sürekli değişken aktarma (SDA) sistemleri güç aktarımını sabit bir oranda değil, belirli bir sınır arasında teorik olarak sonsuz oranda iletebilmektedir; yani giriş ve çıkış arasındaki açılal hız oranı belli bir değeri aşmamak şartıyla sürekli olarak değiştirilebilmektedir. Taşıtlarda (Carbone ve diğ. 2002, Carbone ve diğ. 2004a), makine sektöründe (Yıldız 2013), robotik (Gillespie ve diğ. 2002, Kim ve diğ. 2008) gibi bir çok farklı alanlarda kullanılan SDA sistemlerinin maksimum ve minimum değerleri arasında çevrim oranını kademesiz olarak değiştirebilme esnekliği birçok avantajı beraberinde getirmektedir. Örneğin SDA sistemleri ile taşıtlarda motor optimum çalışma devrinde sürekli kalabilmektedir. Böylece SDA kullanımı ile taşıtlarda manuel ve otomatik şanzıman sistemlerine kıyasla daha iyi yakıt tasarrufu sağlamaktadır (Mantriota 2005, Pfiffner ve diğ. 2003, Carbone ve diğ. 2004a, Carbone ve diğ. 2002, Brace ve diğ. 1999, Brace ve diğ. 1997). Ayrıca klasik şanzımanlardaki gibi vites değişim şokları ve kesintileri yoktur. Böylece daha hızlı ivmelenme sağlar. SDA sistemlerinin kullanımı makine sektöründe de çeşitli avantajlar sağlamaktadır. Mesela aktarılabilecek gücün sürekli değişken olarak iletebilmesi ilk akla gelendir. Ayrıca dişli sistemlerine göre daha sessiz çalışır ve imalatı daha kolaydır. Hem otomotiv hem de makine sektöründe sağladığı çeşitli avantajlardan dolayı SDA kullanımı ve bu sistemlerin üzerine yapılan çalışmalar her geçen gün artmaktadır. Nitekim Asano (2004) otomobillerde yakıt tasarrufunun artırılması amacı ile SDA kullanımının her geçen gün arttığını vurgulamıştır. Otomobillerde genelde kayışlı ve toroidal SDA sistemlerinin tercih edildiğini belirtmiş ve bu sistemlerin karşılaştırmasını yapmıştır.

SDA sistemlerinin farklı geometride ve konstrüksiyonda bir çok çeşidi mevcuttur. Bunların başlıcaları toroidal SDA (Fuchs ve diğ., 2002, Tanaka 2003, Akehurst ve diğ., 2006, Patil 2011, Novellis ve diğ. 2012), kayışlı ve/veya zincirli SDA (Carbone ve diğ. 2007, Srivastava ve diğ., 2009a, Srivastava ve diğ., 2009b, Carbone ve diğ., 2010, Ge ve diğ., 2010, Zheng ve diğ., 2011), bilyalı SDA (Belfiore ve diğ., 2003), küresel SDA (Kim ve diğ., 2002, Pohl ve diğ., 2004) ve hidrostatik SDA (Iino ve diğ., 2003, Savaresi ve diğ., 2004, Kanphet ve diğ., 2005) sistemleridir.

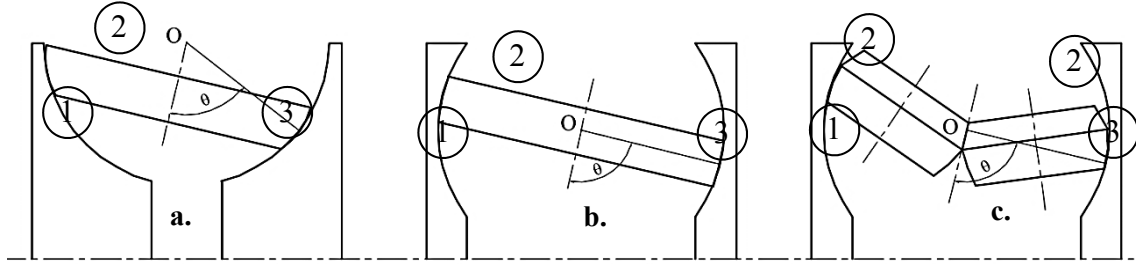
Bu çalışmada elastohidrodinamik esaslı toroidal SDA sistemlerine dair son yirmi yılda yapılan önemli çalışmalar belli bir sistematikte ele alınmıştır. Öncelikle konunun daha iyi anlaşılması için sisteme ait terminolojiyle birlikte tam ve yarım toroidal sistemlerin kinematiği ile dinamiğine ve kontrolüne değinilmiş ve bu alandaki temel çalışmalar derlenmiştir. Daha sonra sistemin elastohidrodinamiği ve tutunma katsayısı ile ilgili çalışmalar incelenmiştir. Çalışmalarda karşılaşılan zorluklar ve araştırmaya açık konulara da işaret edilmiştir.

Bu çalışmaya teşvik eden en önemli hususlardan biri de - yazarların tespit edebildiği kadarıyla- toroidal sürekli değişken aktarma sistemlerine ilişkin Türkçe bir kaynağın olmayışdır. Dolayısıyla çalışmasının bu alandaki araştırmacılara yönlendirme ve/veya kaynak açısından fayda sağlayacağı umulmaktadır.

2. TOROIDAL SDA SİSTEMLERİ: GENEL BAKIŞ

Bu kısımda toroidal SDA sistemleri hakkında genel bilgiler verilmekte ve sistem elemanları tanıtılmaktadır. Bu çerçevede başlangıç aşamasında baş vurulacak bazı temel makalelere değinilmektedir.

Toroidal SDA sistemlerinde giriş diski veya diskleri, çıkış diski ve ara iletim diskleri bulunur. Şekil 1'de görüldüğü gibi bu tür SDA sistemlerinde giriş (1) ve çıkış (3) diskleri arasındaki boşluk simitsi - ya da toroid - bir geometriye sahip olduğundan bu tip sistemlere toroidal SDA sistemleri denir. Gücün aktarılması ara disklerin (2) giriş ve çıkış diskleri ile temas yarıçaplarını değiştirerek çevrim oranının artırılması ya da azaltılması ilkesine dayanır.



Şekil 1:

Toroidal SDA Sistemlerinin Tipleri.

a. Yarım toroidal, b. Tam toroidal, c. Çift ara diskli tam toroidal.

Toroidal SDA sistemleri tam toroidal ve yarım toroidal SDA olmak üzere ikiye ayrılırlar. Yarım toroidal sürekli değişken aktarma sistemlerinde giriş diski ile çıkış diski tam bir simit ya da torus oluşturmaz. Ortadan bölünmüş şekilde olduğundan yarım toroidal adını almıştır (Şekil 1.a). Ara disklerin koni açısı (θ açısı) 90° 'den küçüktür. Yarım toroidal SDA sistemi tam toroidal ile geometrik olarak farklılık arz etse de çalışma prensibi aynıdır. Yarım toroidal SDA sistemlerinde en ideal koni açısı 62° 'dir. Nitekim literatürde bir çok çalışmada bu değer kullanılmıştır (Delkhosh ve diğ., 2011, Zou ve diğ., 2001).

Tam toroidal sürekli değişken aktarma sistemleri de giriş diski, ara diskler ve çıkış diskinden oluşur. Giriş diski ile çıkış diski tam bir torus ya da simit oluşturduğunda sistem tam toroidal ismini alır. Burada ara disklerin merkezleri toroidin merkez çemberi üzerindedir. Ara disklerin koni açısı θ 90° 'dir (Şekil 1.b). Tam toroidal sistemde tek torusun içinde iki ara disk bulunan sistemler de geliştirilmiştir. Şekil 1.c'de görülen bu sistemlerde disklerin temas alanları artırılarak daha fazla güç iletimi ve daha yüksek verim elde edilmektedir (Novellis ve diğ. 2012).

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 (Dick 2010, Asano 2004).

Tam toroidal ve yarım toroidal SDA sistemleri çalışma prensibi yönünden çok benzerlik gösterse de geometrik yapıdan farklılık arz etmektedir (Imanishi ve diğ. 1996). Literatürde en çok atıf alan çalışmalardan biri olan Carbone ve diğ. (2004) yarım ve tam toroidal geometriye sahip SDA sistemlerinin ayrıntılı bir 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 giriş ve çıkış disklerine göre bağıl açısal hızın temas yüzeyine dik bileşeni olan spin hareketinin yarım toroidal SDA organına göre daha fazla olduğu ve bunun varyatörün verimini olumsuz yönde etkilediği

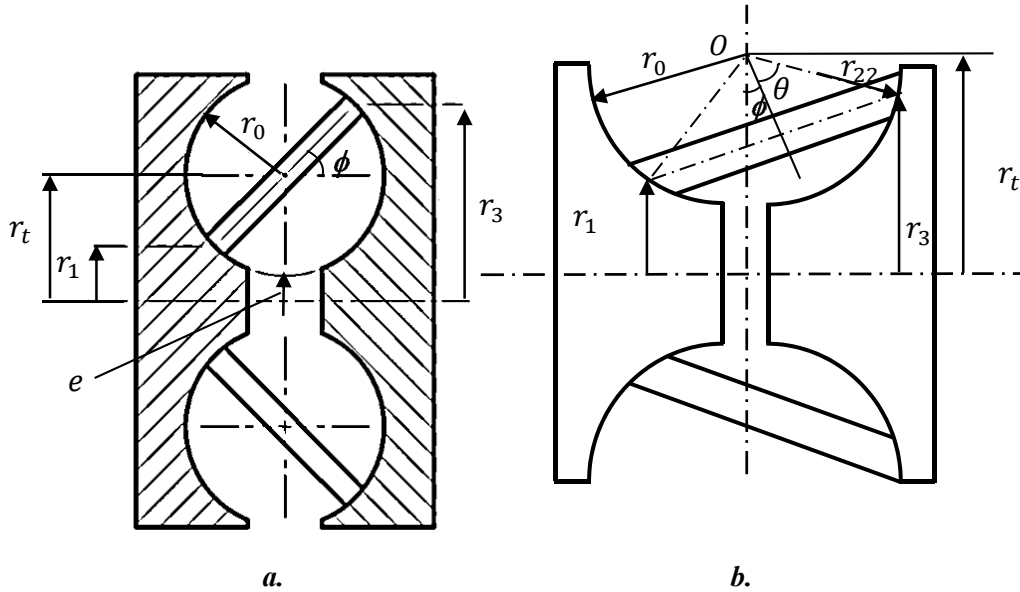
gösterilmektedir. Hem tam hem de yarım toroidal SDA sistemlerinin bileşenlerinde oluşan çekme kuvvetleri (traction forces) analiz edilmiştir. Ayrıca temas noktası elastohidrokinamik teoriye göre modellenmiş ve her iki varyatörde de temas yüzeylerinde oluşan maksimum gerilmeler incelenmiştir. Neticede tam toroidal SDA sistemlerinin yarım olanlarına göre diskleri sıkıştırma kuvvetine daha hassas oldukları ve sabit basınç altında çalıştırılabilecekleri ifade edilmektedir. Bununla birlikte çalışmada bahsedilen tutunma katsayısı ve diğer parametreleri mukayese edildiğinde yarım toroidal SDA sistemlerinin daha verimli olduğu vurgulanmıştır.

Novellis ve diğ. (2012) son zamanlarda yaygınlaşan hem yarım toroidal hem de tam toroidal SDA'dan daha verimli tek torusta iki ara diskli bir yapıya sahip çifte ara diskli toroidal SDA sistemlerini incelemiştir. Bu sistemin en büyük avantajı ara disklerin geometrisinden nedeniyle sıfır spinin (dönüş) yakalanabilmesi ve dolayısı ile mekanik veriminin yüksek olmasıdır.

Osawa (2005) SDA sistemlerinin otomotiv sanayindeki kullanımını incelemiş ve bu alandaki Toyota firmasının çalışmalarından bahsetmiştir. Ayrıca taşıtlarda en çok kullanılan kayışlı ve toroidal SDA sistemlerinden toroidal SDA sistemlerinin hız değişiminin daha çabuk olduğunu ileri sürmüştür.

3. TOROİDAL SDA SİSTEMLERİNİN KİNEMATİĞİ

Bu kısımda konunun daha iyi anlaşılması için toroidal SDA sistemlerine ait terminoloji ve kinematik bağıntılar verilecek, bu konuda yapılan çalışmalara değinilecektir. Bu bağıntıların çıkarılmasında şekil 2 referans alınacaktır.



Şekil 2:

Toroidal SDA Sistemlerinin Geometrisi a. Tam Toroidal b. Yarım Toroidal

Şekil 2.a.' da 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 diskli ve torusun yarıçapı tam toroidal SDA sisteminde eşit olup r_0 'dır. Giriş ve çıkış disklerinin çakışık olan dönme eksenlerinin torusun başlangıcına

olan uzaklığı e ile gösterilsin. ϕ ise eğim açısıdır. İstenilen çevrim oranı bu açıyı değiştirerek sağlanır. Şekil 2.b.'de görülen r_{22} temas bölgesi eğrilik yarıçapıdır.

Ara disklerin giriş ve çıkış kısmı temas yarıçapları sırası ile r_1 ve r_3 , torus geometrisine ait ölçüler cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilirler (Şekil 2.a):

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

$$r_3 = r_0(1 + k + \sin \phi) \quad (2)$$

Şekil 2.b'de görülen yarım toroidal SDA sistemine ait geometrik bağıntılar ise şu şekildedir:

$$r_1 = r_0(1 + k - \cos(\theta + \phi)) \quad (3)$$

$$r_3 = r_0(1 + k - \cos(\theta - \phi)) \quad (4)$$

Yukarıdaki formüllerde geçen konstrüktif k sabiti $k = e / r_0$ 'dır. Hem tam hem yarım toroidal SDA sisteminde giriş diski, ara diskler ve çıkış diskinin açısız hızları sırası ile ω_1 , ω_2 ve ω_3 olsun. 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 ilişkilendirilebilir; buna göre giriş diski ile ara disk arasındaki kayma oranı s_1 ve çıkış diski ile ara disk arasındaki kayma oranı s_2 aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$s_1 = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = \frac{\omega_1 r_1 - \omega_2 r_2}{\omega_1 r_1} = 1 - \frac{\omega_2 r_2}{\omega_1 r_1} \quad (5)$$

$$s_2 = \frac{V_2 - V_3}{V_2} = \frac{\omega_2 r_2 - \omega_3 r_3}{\omega_2 r_2} = 1 - \frac{\omega_3 r_3}{\omega_2 r_2} \quad (6)$$

Burada V_1 , V_2 ve V_3 ise sırasıyla giriş diski, ara disk ve çıkış diskinin temas noktalarındaki çizgisel hızlarıdır.

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:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{1}{(1 - s_2)(1 - s_1)} \frac{r_3}{r_1} \quad (7)$$

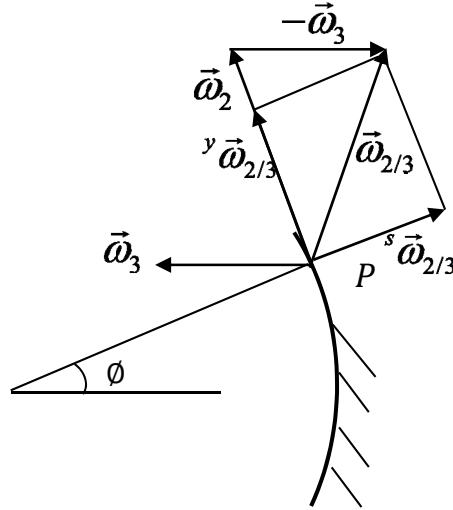
Literatürde birçok çalışmada gerçek çevrim oranı yerine kaymaların göz önüne alınmadığı formülü kullanılmıştır. Zira kaymalar çok küçük mertebelerde (0.01-0.05) olmasından dolayı ihmal edilebilir; fakat yüksek hızlarda hassas hız kontrolü yapılırken gerçek çevrim oranı kullanılmalıdır. Aksi takdirde hız düzensizlikleri artacaktır.

Zhang ve diğ. (2000) yarım toroidal bir SDA sisteminde disklerin temas noktalarında oluşan kaymaları, basınçları ve çekme kuvvetlerini incelemiştir. Geometrik ve kinematik bağıntıları kullanarak, çevrim oranının değişimi esnasında ara disklerin dönmesinden

kaynaklanan yanal kaymaları ve güç iletimi için gerekli aksenal kaymaları sistematik bir şekilde tanımlamış ve modellemiştir. Bununla birlikte disklerin temas bölgelerinde oluşan maksimum gerilmeleri Hertz teorisine göre analiz etmişlerdir. Rejim halinde ve geçiş esnasında oluşan çekme kuvvetlerini elastohidrodinamik yağlama teorisine dayanarak analizini gerçekleştirmişlerdir.

Tam toroidal sürekli değişken aktarma sisteminin detaylı bir kinematik analizi Raghavan (2002) tarafından yapılmıştır. Yazar tam toroidal sistemlerde ara diskleri tutan çatalın (trunnion) kaster açısı, ara disk dönme açısı ve ara disk merkezinin ekvatoryal düzlemdeki dönme açısı arasında bir bağıntı çıkarmıştır. Yazar tam toroidal sistemde çevrim oranını değiştirmek için kaster açısının gerekliliğini açıklamaktadır. Dönme matrislerini kullanarak oluşturduğu modelin geometrik parametrelere bağlı olarak simülasyonunu yapmıştır.

Yukarıda tanımlandığı gibi ara disklerin giriş ve çıkış disklerine göre açısal hızlarının temas bölgesindeki dik bileşenine spin denir. Bu bileşen temas bölgesinde oluşan kuvvet aktaracak yağ filminin yapısını bozmaktadır. Dolayısıyla spin sistemin verimini azaltmaktadır ve istenmeyen bir haldir. Spin bağıl açısal hız bileşenleriyle alakalı olduğundan toroidal sistemlerin kinematığı başlığı altında incelenmiştir. Spin hareketi Şekil 3 yardımıyla daha iyi açıklanacaktır.

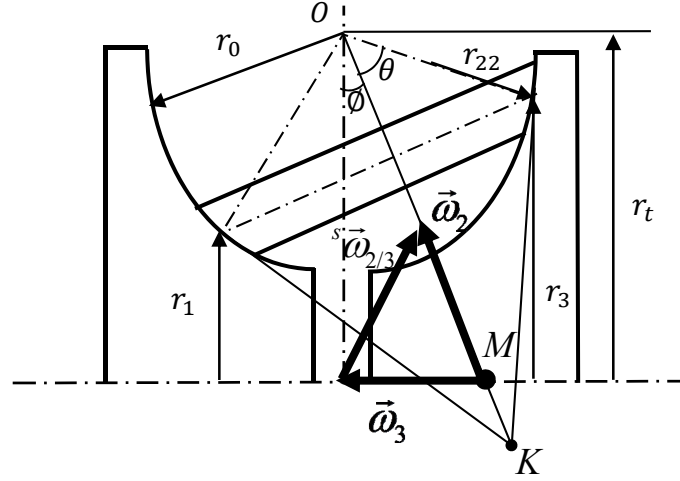


Şekil 3:
Tam Toroidal SDA Sisteminde Ara Disk ile Çıkış Diski Arasında Spin

Ara diskin ve çıkış diskinin açısal hız vektörleri sırası ile $\vec{\omega}_2$ ve $\vec{\omega}_3$ Şekil 3'te görüldüğü gibi P noktasına taşınmıştır. Bu hızlar sabit uzva (gövdeye) göre ölçülen hızlardır yani, mutlak hızlardır. $\vec{\omega}_{2/3}$, 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 ve ${}^s\vec{\omega}_{2/3}$ ile gösterilmektedir.

Tam toroidal SDA sisteminin geometrisi spin üretmeye daha yatkındır ve sıfırlanmasına izin vermez. Zira ara diskin diğer disklerle temas noktalarında torus kavitesinin teğetlerinin kesim noktası ile giriş ve çıkış disklerinin dönme eksenlerinin ara diskin dönme eksenine kesişme noktaları asla kesişmez (Carbone ve diğ. 2004).

Şekil 4’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 4:
Yarım Toroidal SDA Sisteminde Spin

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.

Toroidal SDA sistemlerinde spin hareketi verimi doğrudan etkilediğinden bu konu üzerine çeşitli çalışmalar mevcuttur. Tanaka ve diğ. (1996) yarım toroidal SDA sistemlerinde spin hareketini, temas yüzeylerinde oluşan basınçları ve sistemin verimini incelemişlerdir. Özellikle disklerin temas bölgesinde sıcaklığın artmasının spin hareketinden de kaynaklandığını ve spinin azaltılmasıyla yağ filminin sıcaklığının da azalacağını ve daha yüksek mekanik verim elde edileceğini göstermişlerdir.

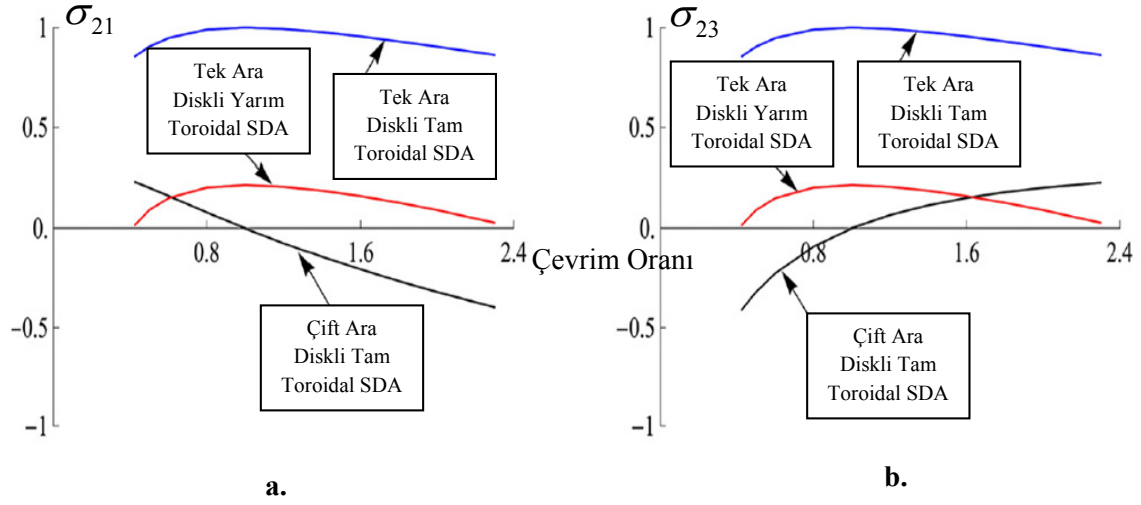
Newall ve diğ. (2003) tam toroidal bir SDA sisteminde oluşan spin hareketinin elastohidrodinamik teoriye dayanan temas bölgesinde oluşturduğu dezavantajları ve kayıpları incelemişler ve sistemin verimini nasıl etkilediğini göstermişlerdir.

Misada ve diğ. (2005) tam toroidal sürekli değişken aktarma sistemlerinin iletebileceği maksimum güç kapasitesini bulmaya çalışmışlardır. Disklerin ölçülerine bağlı olarak spin hareketinin, çevrim oranı 0.4, 1 ve 2.6 olması hallerinde 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.

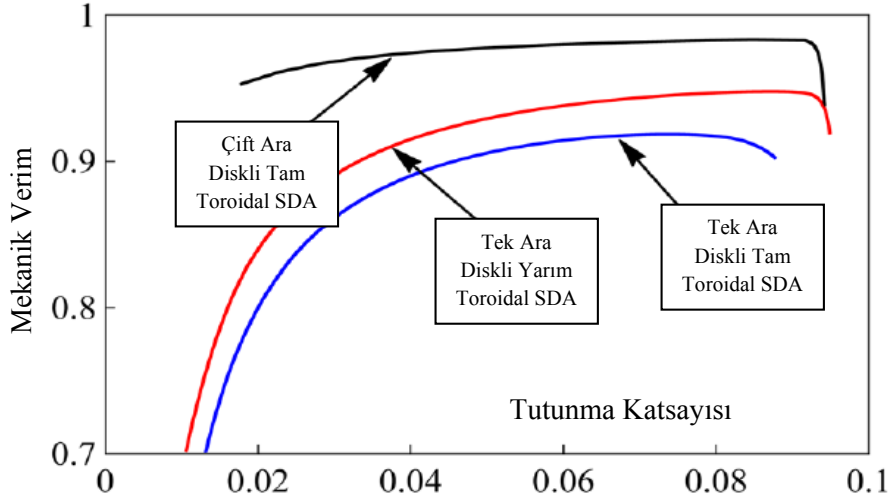
Li ve diğ. (2010) spinin elastohidrodinamik film tabakası üzerine etkisini incelemişlerdir. Camdan yapılmış saydam bir tabaka üzerine küresel bir top bastırarak ve döndürerek spinin aradaki yağ tabakasının yapısını nasıl etkilediğini ve film kalınlığını nasıl değiştirdiğini mikroskopik fotoğraflarla açıklamışlardır.

Novellis ve diğ. (2012) çift ara diskli, tek ara diskli tam toroidal SDA ve yarım toroidal SDA sistemlerinde oluşan spin hareketini karşılaştırmıştır. Çift ara diskli tam toroidal SDA sistemlerinde spinin en az olduğu ve hatta çevrim oranı 1'e eşit olduğunda sıfır olduğunu, tam toroidal SDA sistemlerinde spinin en fazla ve yarım toroidalde ise daha iyi olduğunu Şekil 5'te

göstermişlerdir. Şekil 5.a'daki spin oranı σ_{21} , giriş kısmındaki spinin giriş diski açısal hızına oranı (${}^s\vec{\omega}_{2/1} / \omega_1$) ve şekil 5.b'deki spin oranı σ_{23} ise, çıkış kısmındaki spinin çıkış diski açısal hızına oranıdır (${}^s\vec{\omega}_{2/3} / \omega_3$). Ayrıca giriş kısmı ile çıkış kısmında spin hareketinin tam ve yarım toroidalde eşit olduğu, fakat çift ara diskli tam toroidal SDA sistemlerinde farklılık gösterdiğini ilk kez ileri sürmüşlerdir. Spine bağlı olarak en iyi verime çift ara diskli tam toroidal, sonra tek ara diskli yarım toroidal ve sonra da tek ara diskli tam toroidal SDA sistemlerinde ulaşıldığını göstermişlerdir (Şekil 6).



Şekil 5:
Toroidal SDA sistemlerinde spin katsayısının çevrim oranına göre değişimi
a. Giriş kısmı b. Çıkış kısmı (Novellis, 2012)



Şekil 6:
Tek ve Çift ara diskli tam toroidal SDA ve yarım toroidal SDA sisteminde mekanik verimin çevrim oranına göre değişimi (Novellis, 2012)

4. TOROIDAL SDA SİSTEMLERİNİN DİNAMIĞI

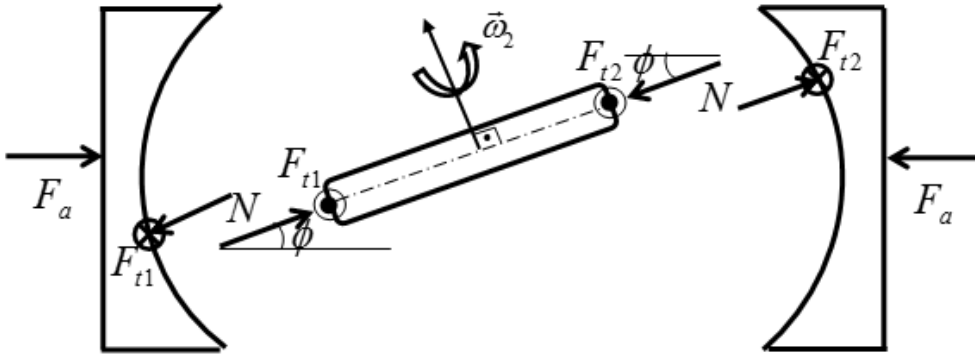
Bu bölümde toroidal SDA sistemlerinin dinamiğine ilişkin temel kavramlara değinilecek, sistemin hareket denklemleri verilip bu alanlarda yapılan çalışmalar ele alınacaktır. Toroidal SDA sistemlerinde tam ve yarım toroidal SDA organlarının dinamiğini ayrı ayrı incelemek gerekir. Çünkü iki sistemin dinamiği; sıkıştırma kuvvetinin temini, ara disklerin konumu ve kontrolünde farklılık göstermektedir.

4.1 Tam Toroidal SDA Sisteminin Dinamiği

Toroidal SDA sistemin dinamiğini incelemek için disklere etki eden kuvvetleri ve bunlar arasındaki ilişkinin bilinmesi gerekir. Şekil 7’ de bir ara disk serbest cisim diyagramı gösterilmiştir. Buna göre aksel sıkıştırma kuvveti F_a ;

$$F_a = nN \cos \phi \quad (8)$$

olacaktır. Burada N ara disklere gelen normal kuvvet ve n ise ara disk sayısıdır. ϕ ise ara diskin dönme açısıdır.



Şekil 7:

Tam toroidal SDA sisteminde disklere gelen kuvvetler

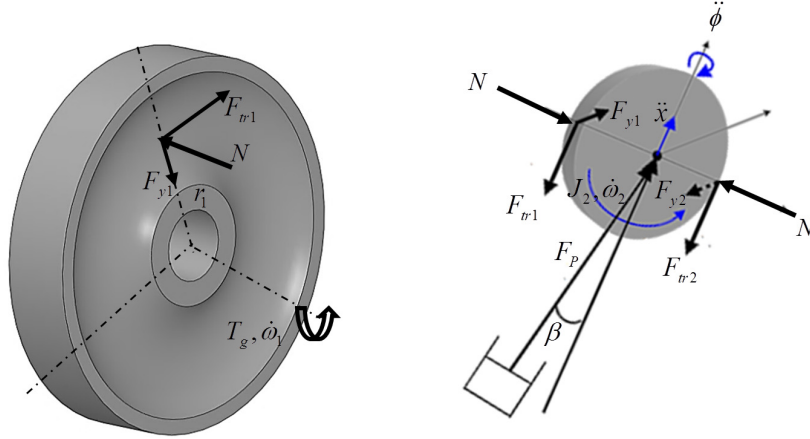
Burada F_{t1} ve F_{t2} ara disk ile giriş-çıkış diskleri arasında oluşan ve gücü ileten kuvvetlerdir. Bu kuvvetlerin yönleri kâğıt düzleminde okuyucuya doğrudur.

Tam toroidal SDA sistemlerinde çevrim oranının değişmesiyle aktarılacak torkun azalması sıkıştırma kuvvetinde büyük değişkenlik yaratır. Bu sebeple mekanik sıkıştırma sistemleri pek kullanılmaz, bunların yerine sıkıştırma kuvvetinin rahatça değiştirilebildiği hidrolik sıkıştırma sistemleri tercih edilir (Imanishi ve diğ. 2001).

Imanishi ve diğ. (2001) tam ve yarım toroidal SDA sistemlerinin geometrik parametreleri ile çevrim oranı arasında bir ilişki kurmuş ve her iki tip için bu bağıntıları birbirleri arasında kıyaslamıştır. Ayrıca bu çalışmada asıl araştırılan husus gerekli yanal kuvvetin çevrim oranına bağlı olarak 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.

Şekil 8’ de tam toroidal SDA sisteminin giriş diski ile ara diski görünmektedir. Burada disklere gelen kuvvetler ve disklerin dönme yönleri görülmektedir. Benzer şekilde çıkış diski de bu kuvvetlere maruzdur.



Şekil 8:

Tam Toroidal SDA Sisteminde Disklere Etkiyen Kuvvetler

Tam toroidal SDA sisteminde daimi (steady state) ve geçiş (transient) hallerin dinamiğini incelerken gerekli hareket denklemleri şu şekildedir:

$$J_1 \dot{\omega}_1 = T_g - nr_1 F_{tr1} \quad (9)$$

$$J_2 \dot{\omega}_2 = r_0 (F_{tr1} - F_{tr2}) \quad (10)$$

$$m \ddot{x} = F_p \cos \beta - F_{tr1} - F_{tr2} \quad (11)$$

$$J'_2 \ddot{\phi} = r_0 (F_{y1} + F_{y2}) \quad (12)$$

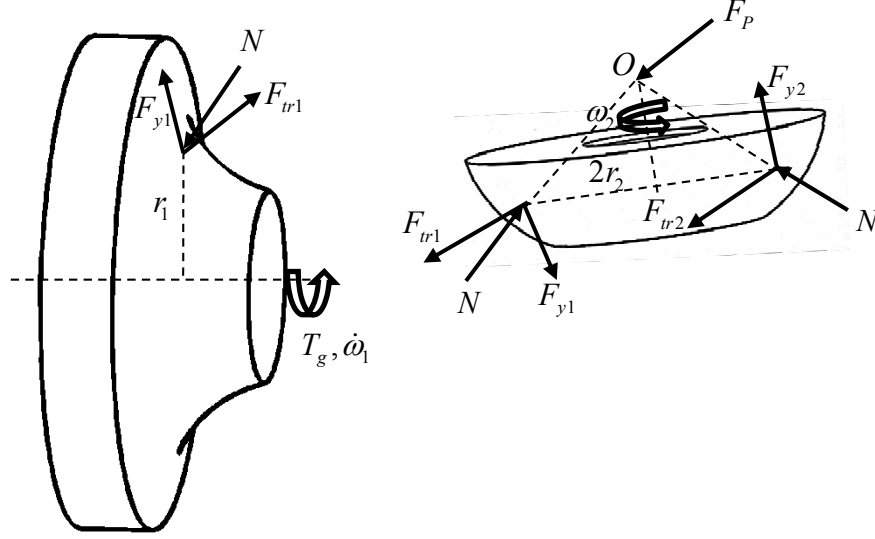
$$J_3 \dot{\omega}_3 = nr_3 F_{tr2} - T_\zeta \quad (13)$$

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 göre kütle atalet momentleri olup m ise ara diskin kütesidir. Sırasıyla T_g ile T_ζ giriş ve çıkış torklarını; F_{y1} ile F_{y2} giriş ve çıkışta diski döndürmeye çalışan yanal kuvvetleri, F_p pistonun itme kuvvetini, β kaster açısını göstermektedir. Burada denklem (11) ve (12) ara diskin çevrim oranını değiştirmek için döndüğü esnada geçiş halini temsil eden hareket denklemleridir. Çevrim oranı belli bir değerde karar kılınca (11) denkleminin sol tarafı sıfır olur ve (12) denklemini de artık kullanılmaz.

Fuchs ve diğ. (2004) tam toroidal bir SDA sisteminin dinamik performansını incelemiştir. Şaft esnekliklerinin göz önüne alındığı hareket denklemlerini hidrolik kontrol ünitesine ait denklemlerle beraber ele alıp alt sistemler ve tüm sistemin dinamik kararlılığını incelemiştir.

4.2 Yarım Toroidal SDA Sisteminin Dinamiği

Bu kısımda yarım toroidal SDA sistemlerinin dinamiği ve üzerine yapılan çalışmalar incelenecektir. Sistemin dinamiğini incelerken diskler üzerine etkiyen kuvvetler göz önüne alınmalıdır (Şekil 9).



Şekil 9:

Yarım Toroidal SDA Sisteminde Disklere Etkiyen Kuvvetler

Bu sistemler için de tam toroidal SDA sistemleri için verilen (9) ila (13) denklemleri hala geçerlidir; şu farkla ki, $\beta = 0$ alınacaktır. Bu durumda (10) denklemi aşağıdaki hali alır:

$$m\ddot{x} = F_p - F_{tr1} - F_{tr2} \quad (14)$$

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

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

Roy ve diğ. (2004) otomobillerde kullanılan yarım toroidal SDA'lı bir güç aktarma ünitesinde sistemin burulma titreşimlerini incelemişlerdir. Yarım toroidal SDA ünitesinin dinamiğinin komple aktarma sisteminin dinamik davranışına etkisini tespit etmişlerdir. Güç aktarma ünitesinin tamamını modellemiş, hareket denklemlerini çıkarmış ve MATLAB ortamında çözerek özdeğer ve öz fonksiyonlarını bulmuşlardır. Böylece sistemin doğal frekansları ile mod şekillerini tayin etmişler ve SDA sisteminin bazı parametrelerinin bunlar üzerindeki etkilerini incelemişlerdir.

Yıldız ve diğ. (2011) toroidal bir SDA sisteminin giriş hızının değişimi, sisteme etkiyen dış kuvvetlerin değişmesi ile çevrim oranının değişmesi sırasında geçiş (transient) halinin dinamiğini ve mekanik verimini incelemişlerdir. Bilgisayar programı (ADAMS) yardımı ile

elastohidrokinematik denklemleri de kullanarak bir model kurmuş ve sistemin mekanik verimini belirlemiştir.

Toroidal SDA sistemlerinde disklerin temas noktalarında yüksek basınç gerilmeleri oluşur. Bu gerilmelerin ve sistemin ömür hesabıyla ilgili çeşitli çalışmalar da mevcuttur. Gerilmeler Hertz teorisine göre modellenilebilir. Oluşan Hertz tipi gerilmeler sıkıştırma kuvvetine bağlı olarak 1 ila 3 GPa arasında değişmektedir. Temas noktasındaki bu gerilmeler temas alanını ve film tabakasının kalınlığını etkiler. Temas alanı ise disklerin boyutlarına, malzemesine, sıkıştırma kuvvetinin büyüklüğüne ve sıvının özelliğine göre değişim göstermektedir.

Attia ve diğ. (2003) yarım toroidal bir SDA sisteminde disklerin temas noktasında meydana gelen gerilmeleri Hertz temas teorisini kullanarak analiz etmişlerdir. Sistemin geometrik ve diğer (malzeme, sıcaklık, iletilecek tork gibi) parametrelerinin değişimine bağlı olarak temas bölgesinde oluşan maksimum Hertz gerilmelerin değişimini incelemiştir.

Lee ve diğ. (2004) tam toroidal SDA organında deneysel olarak sistemin ömrünü kestirmeye çalışmışlardır. Farklı sıvılar için gerçek operasyon şartları altında disklerin temas bölgelerinde oluşan aşınmaları optik mikroskoplarla üç boyutlu olarak gözlemlemiştir. Sonuç olarak, disklerin malzemesi ve güç aktaran sıvının özelliklerinin disklerin ömrünü ciddi derecede etkilediğini göstermişlerdir. Daha iyi malzeme ömrü sağlanması durumunda ise disklerin temas alanlarının azaltılabileceği, böylece daha küçük boyuttaki diskler kullanılarak sistemin boyutlarının küçültülebileceği gösterilmiştir.

Attia (2005) yarım toroidal SDA sisteminde gerilme analizi yaparak malzemelerin yaklaşık ömrünü kestirmeye çalışmıştır. Ayrıca farklı malzemeler kullanılması halinde sistemin toplam ömrünü belirlemiştir.

Ochiai (2005) yarım toroidal SDA sisteminde ara diskleri tutan milin bağlantı şekline ve deformasyonuna göre sistemin verimini incelemiştir. Ara diskleri tutan milin yataklama tarzına göre sistemin verimini deneysel ve teorik olarak belirlemiştir. Neticede milin ara disk rulmanının alt bileziğiyle bitişik yataklanması halinde verimin daha yüksek olduğunu tespit etmiştir.

Toroidal SDA sistemlerinin otomobillerde kinetik enerji geri dönüşüm sistemlerinde kullanımı da gün geçtikçe artmaktadır. Bottiglione ve diğ. (2013) tam (tek ve çift ara diskli) ve yarım toroidal SDA sistemlerinin otomobillerde volan etkisine dayalı kinetik enerji geri dönüşüm sistemlerinde kullanımını incelemiştir. Öncelikle toroidal SDA sistemlerinin matematiksel bir model kurarak verimini tespit etmişlerdir. Daha sonra her üç çeşit SDA sistemiyle de kinetik enerji geri dönüşüm sisteminin mekanik verimi ve güç takviye yüzdesini göstermişlerdir.

Toroidal SDA sisteminde sistemin verimini arttırmak için optimizasyon çalışmaları da yapılmıştır. Delkhosh ve diğ. (2011) parçacık sürü optimizasyon metodunu kullanarak yarım toroidal SDA sistemlerinde verimi maksimum yapabilmek için sistemin geometrik parametrelerini optimize etmişlerdir. Buldukları sonuçları klasik sonuçlarla karşılaştırıp çok az da olsa verimin arttığını göstermişlerdir. Ayrıca Delkhosh ve diğ. (2013) taşıtlarda yakıt tüketimini minimize etmek amacıyla sabit çevrim oranı mekanizmalı tam toroidal SDA sisteminin optimizasyonunu yapmışlardır. Yazarlar yakıt sarfiyatının böyle bir sistemde konvansiyel sisteme göre % 32 daha az olduğunu tespit etmişlerdir. İki ara diskli tam toroidal SDA sistemlerinde (double roller full-toroidal CVT) parametrelerin optimizasyonu konusu çalışmaya açık bir konu olarak karşımıza çıkmaktadır.

Toroidal SDA sistemlerinin taşıtlarda şanzıman sistemi ve/veya kinetik enerji geri dönüşüm sistemleri gibi uygulamaları dışında diğer sektörlerde de kullanımı söz konusudur. Yıldız (2013) yarım toroidal SDA sistemlerinin mekanik preslere uygulamasını gerçek bir presin verimine dayanarak kurduğu bir modelle incelemiştir. Bir mekanik presin dakikadaki vuruş sayısını değiştirmek amacı ile yarım toroidal sürekli değişken aktarma sistemi eklenmiştir. Öncelikle klasik bir mekanik presin dinamiği ele alınmış, daha sonra yarım toroidal SDA sistemi

eklenmiş presin dinamik davranışı ve hız düzgünsüzlüğü incelenmiştir. SDA sisteminin (9) ile (14)'te verilen dinamik denklemleri ile mekanik presin hareket denklemi birlikte çözülmüştür. Farklı çevrim oranları için SDA sisteminin çevrim oranını değiştirilerek krankın açısal hızının değişimi incelenmiştir. Bu çalışmaya ilaveten mekanik preste SDA sistemi eklenerek koç tablanın hareketinin adeta bir servo pres gibi kontrol edilebilirliği ileride çalışılabilecek muhtemel konulardandır. Fakat mekanik presin dakikadaki vuruş sayısının yüksek olmasına karşılık SDA sisteminin cevap verme süresinin kısıtlı olması bu tür bir uygulamayı zorlaştıran en büyük faktördür.

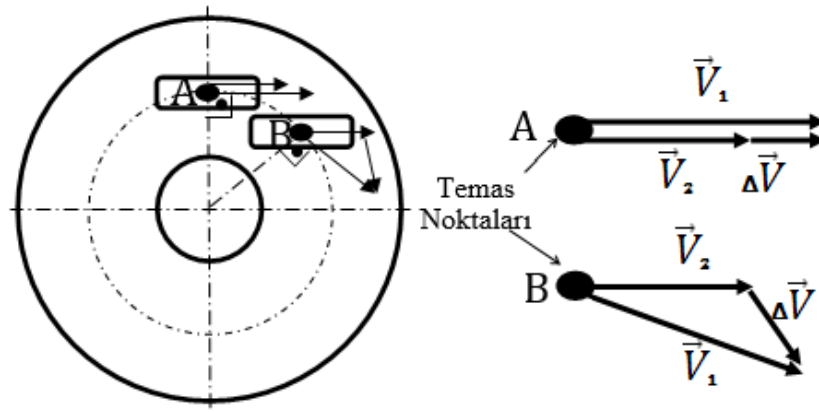
5. ARA DİSKLERİN KONTROLÜ

Bu kısımda toroidal SDA sistemlerinde çevrim oranının değişimi için ara disklerin nasıl döndürüldüğü açıklanmış ve sistemin kontrolü hakkında bazı çalışmalar gözden geçirilmiştir.

Toroidal sürekli değişken aktarma sistemlerinde hız kontrolü ara disklerin temas noktalarının değişimi ile sağlanır. Dolayısıyla bu disklerin kontrolü büyük önem taşımaktadır. Ara disklerin kontrolü birkaç şekilde yapılabilir. Bunların başlıcaları hidrolik kontrol ve mekanik kontroldür. Nitekim bununla ilgili çeşitli patentler mevcuttur. Halen bu konu üzerine çalışmalar devam etmektedir.

Ara disklerin itme suretiyle döndürülmesi sistemin geometrisinden dolayı kendiliğinden gerçekleşen dinamik bir olaydır. Ara disk ileri itilince giriş diski ile çıkış diskinin oluşturduğu toroidal yapıdan dolayı ileri gidemeyeceğinden mecburen dönme hareketi yapar ve çevrim oranı ayarlanmış olur (Machida ve diğ. 2000).

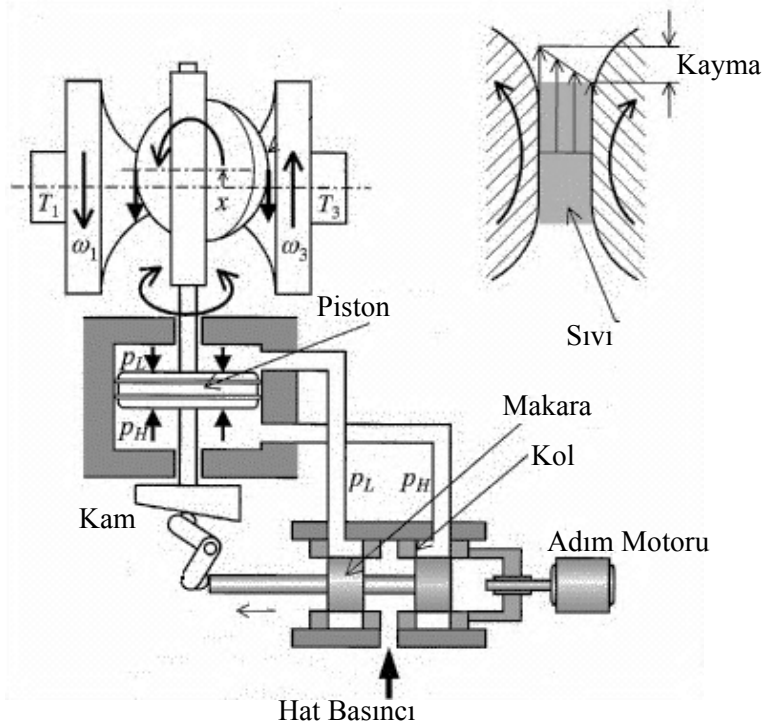
Şekil 10'da görüldüğü gibi birinci temas noktasında (rejim halinde) giriş diski hızı \vec{V}_1 ile ara diskin hızı \vec{V}_2 birbirine paraleldir. İki hız arasında mecburen olması gereken bir miktar fark vardır. Ara disk hidrolik pistonla biraz itilince sistemin geometrisinden dolayı disk ileri gidemez, bir miktar aşağı iner ve şekilde görüldüğü gibi temas noktası değişir. Giriş diskinin yeni temas noktasındaki hızı ara diskin hız doğrultusuna göre açılı olacaktır. Başka bir ifadeyle ara diskin hızı halen aynı olduğundan artık hızlar birbirine paralel olmaz ve hız farkı $\Delta\vec{V}$ Şekil 10'daki gibi olur. Bunun yatay bileşeni güç aktarmayı sağlarken, dikey bileşeni ara diskin çevrim oranını değiştirecek tarzda yönelimini sağlar.



Şekil 10:
Toroidal SDA Sisteminde Disklerin Hız Vektörleri

Tam toroidal SDA sistemlerinde ara disklerin kaster açısı ile itilmesi gerekmektedir (Raghavan 2002, Hasuda ve diğ. 2002). Bununla birlikte tam toroidal SDA sisteminin aksine yarım toroidal sistemlerde ara diskleri kaster açısı ile itmeye gerek yoktur (Misada ve diğ. 2005). Ancak kaster açısının tam ve yarım toroidal SDA sisteminde dinamik etkilerinin incelendiği ve ayrıca kaster açısının yarım toroidal SDA sisteminde neden gerekmediğini teorik ve deneysel olarak detaylı bir şekilde açıklayacak bir çalışma bu alanda önemli katkı sağlayacaktır.

Yarım toroidal bir sürekli değişken aktarma sisteminin ara disk yönlendirme kontrol ünitesi Şekil 11’de görülmektedir. Bu sistemde adım motoru ile bir miktar deplasman verildiğinde yağ pistonu itecek ve ara disk x kadar itilecektir. Bu ise ara diskin temas noktalarını değiştirir ve neticede ara disk yeni çevrim oranını sağlayacak tarzda döner (Osumi ve diğ. 2004).



Şekil 11:

Yarım Toroidal SDA Sisteminin Kontrol Mekanizması (Osumi ve diğ. 2004)

Zou ve diğ. (2000) elastohidrokinematik etkileri de göz önüne alarak çekme gücü tahrikli bir SDA sisteminde hız kontrolünü incelemiştir. Yazarlar Tevaarwerk’ün (1979) geliştirdiği formüllere dayanarak çekiş kuvvetini ve yanıl kuvvetleri hesaplamakta ve geliştirdiği kontrol modeliyle çevrim oranı değiştirme sürecinde, çevrim oranı ve torkun nasıl değiştiğini simüle etmektedir.

Hasuda ve diğ. (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 incelemiştir.

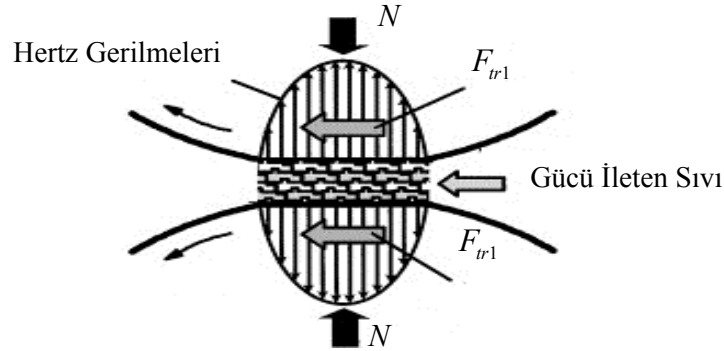
Miyata ve diğ. (2007) yarım toroidal bir SDA sisteminde elastik deformasyonu ve boşluğu göz önüne alan daha kapsamlı bir teorik model geliştirerek yüksüz (rölanti) ve yüklü halde çevrim oranı değişiminin kontrolünü incelemiştir. Teorik sonuçların deneysel sonuçlarla fevkalade uyumlu olduğu da gösterilmiştir.

Fuchs ve diğ. (2009) tam toroidal SDA sistemlerinin geometrik konsepti, imalatı ve ara disklerin tork kontrolü hakkında bir literatür taraması yapmıştır. Fuchs ve diğ. (2009) tam toroidal bir sürekli değişken aktarma sistemin geometrik konseptinin nasıl oluşturulacağını ayrıntılı bir şekilde anlatmışlardır. Çalışmada ayrıca toroidal sistemlerin adını aldığı torusun ve kürenin giriş diski ile çıkış disklerini nasıl kestiği ve ara disklerin bu torusun içinde nasıl oluşturulduğu açıklanmaktadır.

Sistemin kontrolü için gerekli hidrolik sistem bazı makinelerde fazla yer kaplamaktadır. Bununla birlikte hidrolik kontrol ünitesinin kirlenmesi de bir mahzur olarak görülebilir. Bunun yerine mekanik olarak ara disklerin kontrol edilebileceği değişik tasarımlar geliştirilmektedir. Bu konuda yazarların ara disklerin dört çubuk mekanizması ile mekanik kontrolü üzerine çalışmaları devam etmektedir. Neticede toroidal SDA sistemlerinde ara disklerin kontrolü çalışmaya değer bir konu olmaya devam etmektedir.

6. ELASTOHİDRODİNAMİK TEORİ VE TUTUNMA KATSAYISI ÜZERİNE YAPILAN ÇALIŞMALAR

Tam ve yarı toroidal SDA sistemlerinde diskler birbirlerine doğrudan temas etmezler. Bu sistemlerde 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, Şekil 12. Dolayısıyla disklerin yüzeyleri arasında temas kesilip, güç aktarımı sıvı üzerinden metal metale temas etmeden aktarılır (Yamashita, 2004).



Şekil 12:
Disklerin Temas Bölgesinde Oluşan Basınç Dağılımı

Bilyalı yataklarda ya da kaymalı yataklarda kullanılan hidrodinamik teori burada da geçerlidir. Disklerin esnek olmasından dolayı da elastohidrodinamik teori kullanılmaktadır. Burada elastohidrodinamik teori esas alınarak yağ filminin taşıyabileceği limit kayma gerilmesi ve dolayısıyla diskler arasında oluşan tutunma katsayısı hesabı yapılır. Limit kayma gerilmesi temas alanı üzerinden entegre edilerek maksimum çekme kuvveti (traction force) bulunur. Bulunan bu değer normal kuvvete bölüldüğünde sistem için en önemli parametre olan tutunma katsayısı elde edilir.

Elastohidrodinamik teoriyle hesaplamalar yapılırken Reynolds denklemi belirli sınır şartları altında çözülerek temas bölgesinde oluşan basınçlar bulunur. Daha sonra elastisite teorisi yardımıyla yer değiştirmeler ve temas yüzeyinin alanı bulunarak güç aktaran çekme kuvveti (traction force) bulunur. Reynolds denkleminin çözümünde gerekli yağ filminin kalınlığını tayin etme problemi Hamrock (1994) tarafından detaylı olarak ele alınmış olup bu alandaki pek çok çalışmada referans gösterilmiştir.

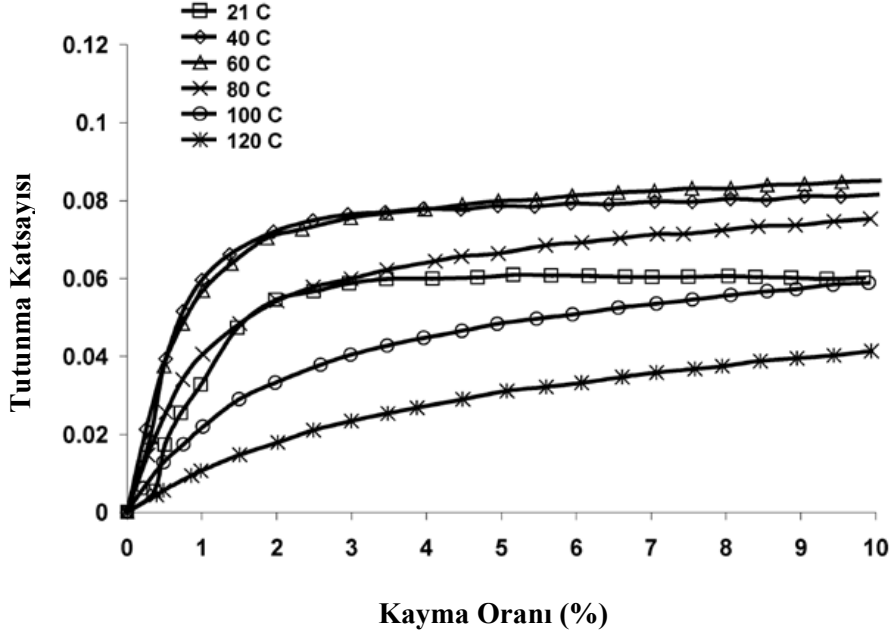
Tevaarwerk ve diğ. (1979) elastohidrokinamik yağlama teorisine uygun olarak bir yağ filmi üzerinden güç aktarımını ele almışlardır. Bu çalışmada bünye denklemleri ve akışkanlar mekaniğinden yararlanarak yağ filminde oluşan kayma gerilmelerinin matematiksel modeli oluşturulmuştur. Kayma gerilmelerini 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 elastohidrokinamik esaslı sürekli değişken aktarma sistemlerinin kinematiki incelenmiştir. SDA sistemlerinin en önemli hesaplamalarını teşkil eden kayıplar; hareket yönündeki kayma, yanal kayma ve temas noktasına göre spin hareketi detaylıca ele alınmıştır. SDA sistemlerinin geçiş hallerinin modellenmesi için gerekli yanal kuvvetlerin hesaplanmasında literatürdeki çalışmaların büyük çoğunluğu bu çalışmayı referans almaktadır.

Tanaka ve diğ. (1995) yarım toroidal SDA sistemlerinde disklerin malzemeleri, güç ileten sıvının yüksek sıcaklıklardaki dayanımı ve sistemin verimi arasındaki ilişkiyi incelemişlerdir. Ayrıca tek kademeli ve çift kademeli yarım toroidal SDA sistemlerini bu açıdan kıyaslamışlardır. Tek kademeli sistemde mekanik verim %75 iken çift kademeli SDA sisteminde %85 olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca çift kademeli sistemde sıkıştırma kuvveti ve yataklara gelen kuvvetlerin kendiliğinden dengelenmesinden dolayı daha kullanışlı olduğunu göstermişlerdir.

Bu sistemlerde güç iletimini sağlayan sıvı sisteme bir enjektör ile püskürtülür ve bir pompayla geri beslenir. Sıvının sıcaklığının toplama kabında ölçülerek istenilen bir değerde tutulması gerekir. Yağın uygun sıcaklıkta çalışması sistemin verimi için çok önemlidir. Sharif ve diğ. (2004) SDA sisteminde diskler arasındaki sıvının viskozitesini ve film kalınlığını bulmak ve farklı basınçlar altında sıcaklığın verime etkisini hesaplamak amacıyla bir non-Newtonian akış modeli kurmuş ve çözmüştür. Ayrıca deneylerle de modeli destekleyerek sıcaklığın, basıncın ve film kalınlığının tutunma katsayısı üzerindeki etkisini göstermişlerdir. Isıl etkileri de dikkate alarak kurdukları modelde basınçla viskozitenin değişiminin sistemin verimini oldukça etkilediğini göstermişlerdir. Santotrak 50 sıvısının kullanıldığı deneylerin teorik modelle çok uyumlu sonuçlar verdiğini göstermiş ve Tevaarwerk ve diğ. (1979) modeli ile kıyas ederek sonuçların fevkalade uyumlu olduğunu görmüşlerdir.

Elastohidrokinamik etkileri göz önüne alınarak temas yüzeyinde oluşan sıcaklığın tutunma katsayısına etkisini ve sıvının yüksek basınçtaki davranışlarını inceleyen çok sayıda çalışma mevcuttur (Dama ve diğ. 1997, Jacod ve diğ. 2001, Ohno 2007, Fang ve diğ. 2000, Pandey ve diğ. 1998, Evans ve diğ. 2009, Lee ve diğ. 2009).

Tutunma katsayısının temas bölgesinde oluşan sıcaklıkla değişimi Webster ve diğ. (2004) tarafından da incelenmiştir. Disklerin temas noktasındaki sıcaklık, viskozite ve basınç gibi parametrelerin tutunma katsayısına etkisini incelemişlerdir. Farklı sıcaklıklarda ve basınçlarda deneyler yapılmış ve her deney sonucunda elde edilen tutunma katsayıları gösterilmiştir (Şekil 13). Temas yüzeyinde oluşan sıcaklığın 60 C^0 olmasının ideal hale karşılık geldiği gösterilmiştir. Bu sıcaklığın altına ve üstüne inildiğinde tutunma katsayısı ciddi oranda düşmektedir. Dolayısıyla sıcaklığın sürekli bu değerde tutularak sistemin veriminin arttırılacağı gösterilmiştir.



Şekil 13:
Toroidal SDA Sisteminde Tutunma Katsayısının Kaymaya Göre Değişimi
(Webster ve diğ., 2004)

Yamashita (2004) sürekli değişken aktarma sistemlerinde disklerin temas noktalarında oluşan film tabakasını non-Newtonian akış teorisine göre modellemiştir. Temas bölgesinde basınçları 1 ila 3 Gpa arasında değiştiğinden, analizlerin Newtonian akış teorisine göre yapılamayacağını ifade etmektedir. 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.

Sanda ve diğ. (2005) toroidal SDA sistemlerinde sıvı üzerinden aktarılabilecek gücü hesaplayabilmek ve tutunma katsayısının karakteristiğini belirlemek için elastohidrodinamik denklemlere dayalı bir matematiksel model kurmuşlar ve çözmüşlerdir. Diskler arasında oluşan temas elipsini üç farklı rejimde (elastik, plastik ve viskoz) inceleyerek daha kolay çözüme gidilebildiğini göstermişlerdir. Tüm haller için oldukça basit bir tarzda kayma gerilmesini bulup, tutunma katsayısı eğrilerini çıkarmışlardır. Bulunan değerleri olması gereken değerlerle kıyas edip yaklaşık metodun gerçekte uyumluluğunu göstermişlerdir.

Toroidal SDA sistemlerinde tutunma katsayısını arttırmak için disklerin sürtünen yüzeylerinin pürüzlülüğü üzerine de çalışılmıştır. Nanbu ve diğ. (2008) ara disklerin yüzeylerinin mikro yapısının tutunma katsayısına etkisini incelemişlerdir. Yüksek basınç altında ve yüksek hızlarda üç farklı yüzey yapısını (enine, boyuna ve çukurlu) incelemiş, en iyi tutunma katsayısının dönme yönüne paralel boyuna gedikli yüzeylerde elde edildiğini göstermişlerdir.

7. SONUÇ

Havacılık, robotik, makine ve otomotiv sektöründe toroidal SDA sistemlerinin kullanımının artması bu alandaki çalışmalara hız kazandırmıştır. Konunun giderek daha fazla önem kazanmasına rağmen Türkçe bir referans kaynağa rastlanmayışı, toroidal SDA sistemleri ile ilgili önemli çalışmaların gözden geçirildiği bu inceleme ve derleme çalışmasının oluşmasına neden olmuştur. Bu çalışmada yarım ve tam toroidal SDA sistemlerine ait terminoloji ile birlikte,

sistemlere ilişkin kinematik ve dinamik bağıntılara yer verilmiş ve yapılan çalışmalar taranmıştır. Ayrıca sistemin kontrolü ile elastohidrokinematik teori ve tutunma katsayısı üzerine yapılan çalışmalar da derlenmiştir. Bazı çalışmalardaki karşılaşılan zorluklar irdelenmiş ve geliştirilmeye açık konulara değinilmiştir.

Yapılan çalışmaların genelde sistem dinamiği ve verimi üzerine yoğunlaştığı dikkat çekmektedir. Fakat bu çalışmaların büyük çoğunluğunda sistemin kararlı haldeki davranışı incelenmiş, çevrim oranının değişimi esnasındaki dinamik davranışlar (geçiş hali durumu) ele alınmamıştır. Dolayısıyla bu sistemlerinin geçiş hali dinamik davranışları incelemeye açık bir araştırma konusunu oluşturmaktadır. Bununla birlikte toroidal SDA sistemlerin yüksek verimler ile daha fazla tork aktarabilmesi üzerine de çalışmalar devam etmektedir. Bunun için yeni tasarımlar geliştirilerek ara disklerin sayısını artırarak temas bölgelerini arttırmak amaçlanmaktadır. Sistemin dinamiği üzerine yoğunlaşan çalışmaların yanı sıra, bu sistemlerin farklı uygulama alanlarında da (kinetik enerji geri dönüşüm sistemlerinde, mekanik preslerde, ağır iş makinalarında vs.) kullanılabilirliği araştırılmaktadır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından desteklenen 01086.STZ.2011-2 numaralı SAN-TEZ projesi kapsamında Ahmet YILDIZ tarafından yapılan yüksek lisans tezinin bir parçasıdır. Desteklerinden dolayı Bakanlığa ve proje ortağı olan Coşkunöz Metal Form A.Ş.'ye teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR

1. Akehurst S., Parker, D. A., Schaff S. (2006). CVT rolling traction drives – a review of research into their design, functionality, and modeling. *Journal of Mechanical Design* 128 (5) 1165–1176.
2. Asano, K. (2004). Koyo's Approach to Continuously Variable Transmission (CVT) for Automobiles. *Koyo Engineering Journal English Edition*, 168E:14-18.
3. 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.
4. Attia, N. A., (2005). Predicting the Life Contact for Half Toroidal Continuously Variable Transmission, *Information Technology Journal*, 4(3):222-227.
5. Belfiore, N. P., Stefani, G. D. (2003). Ball toroidal CVT: a feasibility study based on topology, kinematics, statics and lubrication, *International Journal of Vehicle Design* 23 (3–4) 304–331.
6. Bottiglione, F., Carbone, G., Novellis, L. D., Mangialardi, L., Mantriota, G. (2013). Mechanical Hybrid KERS Based on Toroidal Traction Drives: An Example of Smart Tribological Design to Improve Terrestrial Vehicle Performance. *Advances in Tribology*, 2013:1-9.
7. Brace, C., Deacon, M., Vaughan, N. D., Burrows, C. R., Horrocks, R. W. (1997). Integrated passenger car diesel CVT powertrain control for economy and low emissions. *ImechE International Seminar S540, Advanced Vehicle Transmission and Powertrain Management*, Eindhoven, The Netherlands.
8. Brace, C., Deacon, M., Vaughan, N. D., Horrocks, R. W., Burrows, C. R. (1999). The compromise in reducing exhaust emissions and fuel consumption from a Diesel CVT

- powertrain over typical usage cycles. *Proceeding of International Congress CVT, Eindhoven, The Netherlands*.
9. Carbone, G., Mangialardi, L., Mantriota, G. (2002). Fuel consumption of a mid class vehicle with infinitely variable transmission. *SAE International Journal of Engines* 110 (3) 2474–2483.
 10. Carbone, G., Mangialardi, L., Mantriota, G., SORIA, L., (2004a). Performance of a City Bus equipped with a Toroidal Traction Drive *IASME TRANSACTIONS* 1 (1) 16-23
 11. Carbone, G., Mangialardi, L., Mantriota, G., (2004b). A comparison of the performances of full and half toroidal traction drives. *Mechanism and Machine Theory*, 39 921–942.
 12. Carbone, G., Mangialardi, L., Bonsen, B., Tursi, C., Veenhuizen, P. A. (2007). CVT dynamics: Theory and experiments *Mechanism and Machine Theory* 42 409-428.
 13. Carbone, G., Novellis, L. D., Commissaris, G., Steinbuch, M. (2010). An Enhanced CMM Model for the Accurate Prediction of Steady-State Performance of CVT Chain Drives. *Journal of Mechanical Design* (132) 021005 1-8.
 14. Dama, R., Chang, L., (1997). An efficient and accurate calculation of traction in elastohydrodynamic contacts. *Wear* 206:113-121.
 15. 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.
 16. Delkhosh, M., Foumani, M. S., (2013). Optimisation of full-toroidal continuously variable transmission in conjunction with fixed ratio mechanism using particle swarm optimisation. *Vehicle System Dynamics*, 51(5) 671-683.
 17. Dick, E. (2010). The role of Variable drive technology in realising fuel economy and emissions improvements. *FISITA World Automotive Congress*, Budapest, Hungary.
 18. 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*, Kyoto, Japan.
 19. 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.
 20. Fuchs R., Hasuda Y., James I. (2002). Modeling simulation and validation for the control development of a full-toroidal IVT, *Proceedings of CVT 2002 Congress*, Berichte, (1709) 121–129.
 21. Fuchs, R., Hasuda, Y., James, I., (2004). Dynamic Performance Analysis of a Full Toroidal IVT A Theoretical Approach. *International Continuously Variable and Hybrid Transmission Congress*. 23-25 September 2004 San Francisco, California, U.S. 04CVT-30.
 22. Fuchs, R., Tamura, T., McCullough, N., Matsumoto, K. (2009). The Making of the Full Toroidal Variator. *JTEKT Engineering Journal English Edition*, 1006E:31-36.
 23. Ge, D. W., Ariyono, S., Mon. D. T. (2010). A Review On Continuously Variable Transmissions Control. *National Conference in Mechanical Engineering Research and Postgraduate Students* Pahang, Malaysia, 543-554.
 24. Gillespie, R. B., Moore, C. A., Peshkin, M., Colgate, J. E. (2002). Kinematic Creep in a Continuously Variable Transmission: Traction Drive Mechanics for Cobots. *Journal of Mechanical Design* 124:713-722

25. Hamrock J. B., (1994). *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. McGraw-Hill, New York
26. Hasuda, Y., Fuchs, R., (2002). Development of IVT Variator Dynamic Model. *Koyo Engineering Journal English Edition*, 160E:24-28.
27. Iino, T., Okuda, A., Takano, M., Tanaka, M., Sakai, K., Asano, T., Fushimi, K. (2003). Research of hydrostatic CVT for passenger vehicles, *JSAE Review* 24 (3) 227–230.
28. Imanishi, T., Machida, H., Tanaka, H. (1996). A Geometrical Study of Toroidal CVT - Comparison between Half Toroidal and Full Toroidal JSAE Review 17(4):447-447(1).
29. 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.
30. Jacod, B., Venner, C. H., Lugt, P. M. (2001). A Generalized Traction Curve for EHL Contacts. *Journal of Tribology* 123 248-253.
31. Kanphet, P., Jirawattana, P., Direcksataporn B. (2005). Optimal operation and control of a hydrostatic CVT powertrain. *SAE Transactions Journal of Passenger Cars: Mechanical Systems* 114 (6) 1838–1845.
32. Kim, J., Park, F. C., Park, Y., Shizuo, M. (2002). Design and analysis of a spherical continuously variable transmission, *Journal of Mechanical Design* 124 (1) 21–29.
33. Kim, S., Moore, C., Peshkin, M., Colgate, J.E. (2008) Causes of Microslip in a Continuously Variable Transmission. *Journal of Mechanical Design* 130:1-9
34. Lee, A.P., Newall, J., Goto, M., Misada, Y., Ono, Y. (2004). *Experimental Validation of Full Toroidal Fatigue Life, International Continuously Variable and Hybrid Transmission Congress* 23-25 September 2004 San Francisco, California, U.S. 04CVT-21.
35. 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.
36. Li, X. M., Guo, F., Fan, B., Yang, P., (2010). Influence of spinning on the rolling EHL films. *Tribology International* 43 2020–2028.
37. Machida, H., Murakami, Y., (2000). Development of Powertoros Unit Half Toroidal CVT. *Motion and Control NSK*, 9:15-26.
38. Manriota, G. (2005). Fuel consumption of a vehicle with power split CVT system. *International Journal of Vehicle Design* 37(4) 327–342.
39. Misada, Y., Oono, Y., (2005). Transmission Efficiency and Power Capacity Analysis of Infinitely Variable Transmission Variator. *Koyo Engineering Journal English Edition*, 168E:43-46.
40. Miyata, S., Liu, D., (2007). Study of the control mechanism of a Half-Toroidal CVT during load transmission. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing* 1(3) 346-357.
41. Nanbu, T., Yasuda, Y., Ushijima, K., Watanabe J., Zhu, D. (2008). Increase of Traction Coefficient due to Surface Microtexture. *Tribology Letters* 29:105-118.
42. Newall, J. P., Lee A. P., (2003). Measurement and Prediction of Spin Losses in the EHL Point Contacts of the Full Toroidal Variator, *Proc. 30th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Lyon*.

43. Novellis, D. L., Carbone, G., Mangialardi, L. (2012). Traction and Efficiency Performance of the Double Roller Full-Toroidal Variator: A Comparison With Half- and Full-Toroidal Drives. *Journal of Mechanical Design* 134/071005 1:14.
44. Ochiai, M., (2005). Efficiency Analysis of Half-Toroidal CVT Considering Deformation of Pivot Shaft. *NSK Motion & Control* 17: 48-54.
45. Ohno, N., (2007). High-pressure behavior of toroidal CVT fluid for automobile. *Tribology International*, 40:233-238.
46. Osawa, M., (2005). Basic Analysis Towards Further Development of Continuously Variable Transmission (Overview). *Review of Toyota CRDL* 40(3) 1-5.
47. 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.
48. Pandey, R. K., Ghosh, M. K., (1998). A thermal analysis of traction in elastohydrodynamic rolling/sliding line contacts. *Wear*, 216:106-114.
49. Patil, H. S., (2011). An Experimental Study on Full ‘Toroidal’ Continuously Variable Transmission System. *Int. J. Advanced Design and Manufacturing Technology*. 5(1) 19-23.
50. Pffiffner, R., Guzzella, L., Onder C. H., (2003) Fuel-optimal control of CVT powertrains. *Control Engineering Practice* 11: 329–336
51. Pohl, B., Simister, M., Smithson, R., Miller D. (2004). Configuration Analysis of a Spherical Traction Drive CVT/IVT. *International Continuously Variable and Hybrid Transmission Congress* 23-25 September 2004 San Francisco, California, U.S. 04CVT-9.
52. Raghavan, M., (2002). Kinematics of the Full-Toroidal Traction Drive Variator. *Journal of Mechanical Design*, 124:448-455.
53. Roy, T. D., Zhang, N. (2004). Effect of a half-toroidal continuously variable unit on the dynamics of a complete powertrain: a parametric free vibration analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile* 128:471-484.
54. Sanda, S., Hayakawa, K., (2005). Traction Drive System and its Characteristics as Power Transmission. *R&D Review of Toyota CRDL* 40 (3) 30-39.
55. Savaresi, S. M., Taroni, F. L., Previdi, F., Bittanti, S., (2004). Control System Design on a Power-Split CVT for High-Power Agricultural Tractors. *Transactions on Mechatronics* (9) 3 569-579.
56. Sharif, K. J., Evans, H. P., Snidle, R. W., Newall, J. P., (2004). Modeling of Film Thickness and Traction in a Variable Ratio Traction Drive Rig. *Journal of Tribology*, 126:92-104.
57. Srivastava, N., Haque, I. (2009a). A review on belt and chain continuously variable transmissions (CVT): Dynamics and control, *Mechanism and Machine Theory* 44(2009) 19-41
58. Srivastava, N., Haque, I. (2009b). Nonlinear dynamics of a friction-limited drive: Application to a chain continuously variable transmission (CVT) system. *Journal of Sound and Vibration* 321:319-341
59. 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.

60. Tanaka, H., Machida, H., Hata, H., Nakano, M. (1995). Half-Toroidal Traction Drive Continuously Variable Power Transmission for Automobiles. *JSME International Journal C-38(4)* 772-777.
61. Tanaka, H., Machida, H., (1996). Half-toroidal traction drive continuously variable power transmission. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 210(3) 205-212.
62. Tanaka H. (2003). Torque control of a double cavity half-toroidal CVT, *International Journal of Vehicle Design* 32 (3-4) 208-215.
63. Tevaarwerk, J. L., Johnson, K. L., (1979). The Influence of Fluid Rheology on the Performance of Traction Drives. *Journal of Lubrication Technology*, 101: 266-273.
64. Webster, M.N., Lee, G.H., (2006). Effect of EHL Contact Condition on the Behavior of traction Fluid. *Tribology Transactions*, 49: 439-448.
65. Yamashita, R., (2004). Analysis of Traction on Infinitely Variable Transmission (IVT). *Koyo Engineering Journal English Edition*, 164E:30-34.
66. Yıldız, A., (2013). Mekanik Preslerde Kullanılmaya Uygun Bir Sürekli Değişken Aktarma Organının Tasarımı ve Analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
67. Yıldız, C., Wasfy, T. M., (2011). Time-accurate Multibody Dynamics Model for Toroidal Traction Drives. *International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference*, Washington D.C. USA.
68. 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*, 122: 523-528.
69. Zheng, C. H., Lim, W. S., Cha, S. W. (2011). Performance optimization of CVT for two-wheeled vehicles. *International Journal of Automotive Technology* 12(3) 461-468
70. Zou Z., Zhang Y., (2000). Ratio Control of Traction Drive Continuously Variable Transmissions. *Proceedings of the American Control Conference*, June 2000, Chicago, USA.
71. Zou, Z., Zhang, Y., Zhang, X., Tobler, W., (2001). Modeling and Simulation of Traction Drive Dynamics and Control. *Journal of Mechanical Design*, (123) 556-561.

Makale 04.02.2014 tarihinde alınmış, 03.03.2014 tarihinde düzeltilmiş, 06.03.2014 tarihinde kabul edilmiştir.