



**TAŞITLARDA KULLANILAN ZİNCİRLİ BİR
SÜREKLİ DEĞİŞKEN GÜÇ AKTARMA SİSTEMİNİN
DİNAMİK DAVRANIŞI İLE KONTROLÜNÜN TEORİK
VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

AHMET YILDIZ



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TAŞITLARDA KULLANILAN ZİNCİRLİ BİR SÜREKLİ DEĞİŞKEN GÜÇ
AKTARMA SİSTEMİNİN DİNAMİK DAVRANIŞI İLE KONTROLÜNÜN
TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

AHMET YILDIZ

Makine Yüksek Mühendisi

Prof. Dr. Osman KOPMAZ
(Danışman)

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2017

TEZ ONAYI

Ahmet YILDIZ tarafından hazırlanan “TAŞITLARDA KULLANILAN ZİNCİRLİ BİR SÜREKLİ DEĞİŞKEN GÜÇ AKTARMA SİSTEMİNİN DİNAMİK DAVRANIŞI İLE KONTROLÜNÜN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Osman KOPMAZ

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

İmza


Üye : Prof. Dr. İbrahim YÜKSEL
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza


Üye : Prof. Dr. M. İhsan KARAMANGİL
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza


Üye : Prof. Dr. Ali Rıza YILDIZ
Bursa Teknik Üniversitesi
Doğa Bilimleri Müh.-Mim. Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza


Üye : Doç. Dr. Hakan GÖKDAĞ
Bursa Teknik Üniversitesi
Doğa Bilimleri Müh.-Mim. Fakültesi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza


Yukarıdaki sonucu onaylarım.



Prof. Dr. Ali BAYRAM

Enstitü Müdürü

9...8/2017

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.**



08/08/2017

Ahmet YILDIZ

ÖZET

Doktora Tezi

TAŞITLARDA KULLANILAN ZİNCİRLİ BİR SÜREKLİ DEĞİŞKEN GÜÇ AKTARMA SİSTEMİNİN DİNAMİK DAVRANIŞI İLE KONTROLÜNÜN TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Ahmet YILDIZ

Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Osman KOPMAZ

Bu tez çalışması taşıtlarda kullanılan zincirli bir sürekli değişken aktarma (kısaca SDA, İngilizce CVT) sisteminin rejim hali ve özellikle geçici hal dinamiğinin teorik ve deneysel incelenmesi ile ilgilidir. Çalışmada önce rejim haline ilişkin literatürde mevcut mukayeseli teorik ve deneysel sonuçlar, deneyler hassas şekilde tekrarlanarak teyit edilmiştir. Daha sonra tezin asıl amacını oluşturan geçici hal dinamiği ele alınmış, bu çerçevede SDA'nın vites geçiş dinamiğini temsil eden birinci mertebeden diferansiyel denklem beş sistem parametresinin farklı değerleri altında sıkıştırma kuvvetinde birim basamak değişimler uygulanarak nümerik çözülmüş ve bulunan sonuçlar deneylerle doğrulanmıştır. Güvenilirliği deneysel olarak ispatlanan bu teorik model Matlab/Simulink ortamında bir PI denetleyici eklenerek genişletilmiş ve hız oranı kontrolünde kullanılmıştır. Deney düzeneği Labview programı kullanılarak yeni modele göre uyarlanmış ve bu suretle elde edilen deneysel sonuçların bu modeli de teyit ettiği gözlenmiştir. Bu genişletilmiş modelde aşım olmaksızın referans çevrim oranı değerine oturma zamanının en küçük ve vites değişim hızının sabit olması koşulları altında PI denetleyicinin kazanç katsayıları farklı giriş açısız hızları için tayin edilmiştir. Bu çalışmalara ek olarak zincirli SDA sistemi ile donatılmış elektrikli bir aracın dinamik modeli kurulmuştur. Bu model yardımıyla aracın standart bir hız profilini elektrik motorunun minimum enerji tüketim bölgesinde kalarak takip etmesini sağlamak için SDA çevrim oranı kontrol edilmiştir. Bu çalışmadan elde edilen sonuçların, zincirli SDA sisteminin geçici hal dinamiği için önerilen bir teorik modelin deneysel doğrulanması ve kontrol uygulamasında kullanılması açısından literatüre önemli bir katkıda bulunduğu düşünülmektedir.

Anahtar Kelimeler: Zincirli Sürekli Değişken Aktarma Sistemleri, SDA, Vites Geçiş Dinamiği, PI Denetleyicili Vites Kontrolü, Elektrikli Araç

2017, xiv + 102 sayfa

ABSTRACT

PhD Thesis

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE DYNAMIC BEHAVIOR AND CONTROL OF A CHAIN CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION SYSTEM USED IN VEHICLES

Ahmet YILDIZ

Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Osman KOPMAZ

This thesis is concerned with the theoretical and experimental investigation of the steady-state and especially the transient dynamics of a chain continuously variable transmission system in vehicles. The comparative theoretical and experimental results that existed in the related literature were confirmed by repeating the experiments carefully. Then, the transient dynamics of the system that is the main concern of this dissertation are studied and a first order differential equation that represents the shifting dynamics of CVT are numerically solved by applying the unit step changes in the clamping force ratio under the five different values of system parameters and the obtained results are verified by experiments. The theoretical model the reliability of which is verified by experiments is extended by adding a PI controller in Matlab/Simulink environment and used for speed ratio control. With the aid of the Labview software, the experimental setup is modified according to the new model, and experimental results obtained in this way validate this model, as well. In this extended model, the PI controller's gain coefficients are determined for different input angular velocities under the conditions that the settling time to the reference value of speed ratio is smallest and the shifting speed is constant without overshooting. In addition, a dynamic model of an electric vehicle equipped with a chain CVT system is developed. With this model, the CVT speed ratio is controlled to ensure that one stays within the minimum energy consumption zone of the electric motor as the vehicle tracks a standard speed profile. It is considered that the results obtained from this work make a significant contribution to the relevant literature regarding the experimental validation of an already existing theoretical model and its implementation in the control application, which is proposed for the transient dynamics of a chain CVT system.

Key words: Chain Continuously Variable Transmission, CVT, Shifting Dynamics, Speed Ratio Control with PI Controller, Electrical Vehicle

2017, xiv + 102 pages

TEŞEKKÜR

Engin bilgi ve birikimi ile doktora tezime büyük katkıda bulunan, deneyimlerini her zaman benimle paylaşan, desteklerini hep yanımda hissettiğim ve hayatımda unutulmaz bir yeri olan çok değerli hocam Prof. Dr. Osman KOPMAZ' a şükranlarımı sunarım.

Bu tez kısmen, Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK) tarafından verilen '2214-a Doktora Sırası Yurtdışı Araştırma Bursu' sayesinde İtalya'nın Politecnico Di Bari'de gerçekleştirildi. Bu sebeple desteklerinden dolayı TÜBİTAK'a ve adı geçen üniversiteye teşekkür ederim.

Doktora tez çalışmalarımı yapmak üzere beni İtalya'ya davet edip ekibine alan, gerek teori gerekse deney aşamasında bilgi ve tecrübe paylaşımıyla önemli katkısı olan Prof. Dr. Giuseppe CARBONE'ye teşekkür ederim. Ayrıca, İtalya'daki çalışmalarımda bana destek olan, çalışma gurubunun değerli üyeleri Doç. Dr. Francesco Bottiglione ve Mr. Antonio Piccininni'ye de teşekkürlerimi sunarım.

Hayatımın acı ve tatlı günlerinde hep yanımda olan, bana desteğini hiçbir zaman eksik etmeyen çok değerli eşime ve aileme teşekkürlerimi sunarım.

Ahmet YILDIZ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	6
3. MATERYAL VE YÖNTEM	13
3.1. Sürekli Değişken Aktarma (SDA) Sistemleri	13
3.1.1. Zincirli SDA Sistemleri	15
3.1.2. Kayışlı SDA Sistemleri	18
3.1.3. Toroidal SDA Sistemleri	20
3.1.4. Bilyalı SDA Sistemleri	23
3.1.5. Diğer SDA Sistemleri	24
3.1.6. SDA Sistemlerinin Taşıtlardaki Kullanımı	25
3.2. Teorik Analiz	28
3.2.1. Zincirli SDA Sisteminin Rejim Hali Dinamiği	28
3.2.2. Zincirli SDA Sisteminin Vites Geçiş Dinamiği	35
3.2.3. SDA'nın Vites Oranının Geri Beslemeli PI Denetleyicili Kontrolü ..	36
3.2.4. SDA ile Donatılmış Bir Elektrikli Aracın Dinamik Analizi ve Kontrolü	38
3.3. Deney Düzeneği	42
3.3.1. Tahrik Motoru ve Hız Dönüştürücüsü	44
3.3.2. Zincirli SDA Organı	44
3.3.3. Elektromanyetik Fren	45
3.3.4. Servo Basınç Valfleri ve Hidrolik Ünite	46
3.3.5. Deney Düzeneğinde Kullanılan Sensörler	47
3.3.6. Soğutma Sistemi	48
3.3.7. Veri toplama Kartı ve Labview Ortamında Geliştirilen Kontrol Programı	48

4. BULGULAR	53
4.1. Deneysel Sonuçlar	53
4.1.1. Rejim Haline Ait Deneysel Sonuçlar	53
4.1.2. Vites Geçiş Dinamiğine Ait Deneysel Sonuçlar	54
4.1.3. Vites Oranı Kontrolüne Ait Deneysel Sonuçlar	63
4.2. Teorik Sonuçlar	64
4.2.1. Rejim Haline Ait Teorik Sonuçlar	64
4.2.2. Vites Geçiş Dinamiğine Ait Teorik Sonuçları	66
4.2.3. Vites Oranı Kontrolüne Ait Teorik Sonuçlar	70
4.2.4. SDA ile Donatılmış Elektrikli Aracın Analizlerine Ait Sonuçlar	74
4.3. Teorik ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması	77
4.3.1. Rejim Haline Ait Teorik ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması ..	77
4.3.2. Vites Geçiş Dinamiğine Ait Teorik ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması	78
4.3.3. Vites Oranı Kontrolüne Ait Teorik ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması	85
5. TARTIşMA VE SONUÇ	86
EKLER	88
KAYNAKLAR	97
ÖZGEçMİş	100

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklamalar
A	Bozucu sinüs fonksiyonunun genliği [-]
A_a	Aracın karakteristik projeksiyon alanı [m ²]
A_1	SDA giriş pistonunun kesit alanı [m ²]
A_2	SDA çıkış pistonunun kesit alanı [m ²]
\bar{a}	Kasnağın doğrusal yer değiştirmesi [m]
C_w	Aerodinamik sürüklenme katsayısı [-]
d	Giriş ve çıkış kasnakları arasındaki mesafe [m]
e	PI denetleyiciye gelen hata miktarı [-]
\hat{e}_r	Radyal doğrultudaki birim vektör [-]
\hat{e}_θ	Teğetsel doğrultudaki birim vektör [-]
\hat{e}_z	z eksenini doğrultusunda birim vektör [-]
E_k	Aracın toplam kinetik enerjisi [J]
F	Zincirin herhangi bir kesitindeki gergi kuvveti [N]
\bar{F}_N	Zincirin birim boyuna düşen baskı kuvveti [N/m]
F_R	Araca etkiyen bileşke direnç kuvveti [N]
F_{yay}	SDA'nın çıkış kasnağındaki yayın kuvveti [N]
$F_{ön}$	SDA'nın çıkış kasnağındaki yayın ön gerilme kuvveti [N]
F_1	Zincirin kasnakla temasının başladığı noktadaki gergi kuvveti [N]
F_2	Zincirin kasnakla temasının bittiği noktadaki gergi kuvveti [N]
f_R	Yuvarlanma katsayısı [-]
\bar{f}	Deney düzeneğindeki motora ait dönüştürücünün frekansı [Hz]
g_L	Hava yoğunluğu [kg/m ³]
I_m	Motor miline indirgenmiş kütle atalet momenti [kg.m ²]
K_p	PI denetleyicinin orantı kazancı [-]

K_v	Servo valf ile hidrolik pistonun toplam kazanç sabiti [N]
L	Zincirin uzunluğu [m]
M	Elektrikli aracın kütlesi [kg]
m	Vites geçişini temsil eden denklemde doğrunun eğimi [-]
m_v	Valfin birim volt girişine karşılık basıncın değişiminin eğimi [Bar/V]
n_m	Deney düzeneğindeki motorun devir sayısı [dev/dak]
p_k	Deney düzeneğindeki motorun kutup çifti sayısı [-]
P_m	Araçta kullanılan elektrik motorunun gücü [W]
P_v	Araca etkiyen direnç kuvvetlerinin çektiği negatif güç [W]
P_1	SDA'nın giriş kısmındaki basıncı [Bar]
P_2	SDA'nın çıkış kısmındaki basıncı [Bar]
R_a	Lastik etkin yarıçapı [m]
R_1	Giriş kasnağında zincirin temas yarıçapı [m]
R_2	Çıkış kasnağında zincirin temas yarıçapı [m]
S_1	Giriş kısmı sıkıştırma kuvveti [N]
S_2	Çıkış kısmı sıkıştırma kuvveti [N]
T_m	Araca ait elektrik motorunun torku [Nm]
T_1	SDA giriş kasnağının torku [Nm]
T_2	SDA çıkış kasnağının torku [Nm]
T_i	PI denetleyicinin integral zaman sabiti [-]
u	PI denetleyicinin çıkış sinyali [-]
v	Aracın hızı [m/s]
V_r	Zincirin radyal hızı [m/s]
V_θ	Zincirin teğetsel hızı [m/s]
V_{k_1}	Zincirin temas noktasının bileşke kayma hızı [m/s]
ω_m	Araca ait elektrik motorunun açısal hızı [rad/s]
ω_s	Kayma açısal hızı [dev/dk]
ω_1	Giriş kasnağı açısal hızı [dev/dk]

ω_2	Çıkış kasnağı açısal hızı [dev/dk]
Ω	Bozucu girişin frekansı [Hz]
σ	Zincirin birim boya düşen kütlesi [kg/m]
τ	SDA hız/vites/çevrim oranı [-]
τ_{ref}	Referans hız oranı [-]
τ_D	Araçtaki sabit çevrim oranı [-]
α	Yolun eğim açısı [rad]
α_1	Giriş kasnağında zincirin temas ettiği yayın uzunluğu [rad]
α_2	Çıkış kasnağında zincirin temas ettiği yayın uzunluğu [rad]
θ	Zincirin temas noktasının referans eksen takımına göre yaptığı açı [rad]
θ_c	Kanalın en geniş kısmının pozisyonunu temsil eden açı [rad]
β	Kasnağın koniklik açısı [rad]
ψ	Kayma açısı [rad]
ϕ	Zincirin temas noktası ile referans eksen arasında kalan açı [rad]
ϕ'	Faz açısı [derece]
Δ	Şekil değişimi için kullanılan sinüs fonksiyonunun genliği [rad]
μ	Kasnak ve zincir arasındaki sürtünme katsayısı [-]
μ_1	Giriş kısmındaki boyutsuz tork [-]
μ_2	Çıkış kısmındaki boyutsuz tork [-]
η_p	Aracın güç aktarma sisteminin toplam verimi,

Kısaltmalar Açıklamalar

SDA	Sürekli değişken aktarma sistemi
CVT	Continuously Variable Transmission
NA	Normalleştirilmiş genlik

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Yıllara göre dünya genelinde üretilen SDA'lı araç sayıları	2
Şekil 1.2. Audi Multitronic SDA sistemi (a) ve SDA çekiş performansı (b)	3
Şekil 3.1. Sürekli değişken aktarma sistemlerinin sınıflandırılması	14
Şekil 3.2. Zincirli sürekli değişken aktarma sistemleri	15
Şekil 3.3. Zincirli SDA sisteminde zincir yapısı ve kuvvet iletimi	16
Şekil 3.4. PIV tipi SDA zincirleri	17
Şekil 3.5. Zincirli SDA sistemlerinde farklı çevrim oranları ile zincir ve kasnakların pozisyonları (sıfır tork aktarımı durumunda)	17
Şekil 3.6. Kayışlı SDA sistemlerinin en eski kullanımına örnek (DAF 55)	18
Şekil 3.7. VDT itme kayışlı SDA sistemi	19
Şekil 3.8. Toroidal SDA sistemi: Torotrak tam toruslu SDA (a), Nissan yarım toruslu SDA (b), toroidal SDA'nın araçtaki yapısı (c) ...	20
Şekil 3.9. Tam toroidal SDA sisteminde hız değişkenliği	22
Şekil 3.10. Yarım toroidal SDA sistemlerinde hız değişkenliği	22
Şekil 3.11. Bilyalı SDA sistemi	23
Şekil 3.12. Warko konik SDA sistemi ve hız değişkenliği	24
Şekil 3.13. SDA'lı bir taşıtın güç aktarma ünitesin şematik gösterimi	25
Şekil 3.14. SDA sisteminin kullanıldığı örnek bir hibrit araç: Nissan X-trail	26
Şekil 3.15. SDA'lı bir hibrit aracın güç aktarma şeması (Debal ve ark., 2010)	27
Şekil 3.16. Zincir ve kasnakların şematik gösterimi ve temas noktaları	29
Şekil 3.17. Zincirin kayma hızı ve kinematik büyüklükleri	30
Şekil 3.18. Zincirin üzerine etki eden kuvvetlerin gösterimi	31
Şekil 3.19. Rejim hali dinamiğinin nümerik çözümünün akış şeması	34
Şekil 3.20. Vites oranı kontrolü için geliştirilen PI denetleyicili geri beslemeli Matlab/Simulink kontrol programı (a), SDA sisteminin dinamiğini temsil eden diferansiyel denklemin çözümü için geliştirilen alt program (b)	37
Şekil 3.21. Taşıtın ağırlık kuvvetleri (a) ile güç aktarma ünitesinin şematik gösterimi (b)	38
Şekil 3.22. SDA ile donatılmış bir elektrikli bir aracın dinamik analizi ve kontrolü için geliştirilen Matlab/Simulink programı	40

Şekil 3.23. Elektrikli araç için seçilen referans hız profili	40
Şekil 3.24. Elektrik motorunun verim haritası: Motor modu (a), jeneratör modu (b)	41
Şekil 3.25. SDA test düzeneğinin genel görüntüsü (a), hidrolik ünitesi (b), kontrol panosu ve göstergeler (c)	42
Şekil 3.26. Zincirli SDA test düzeneğinin üstten görünüşü (a) ve genel şeması (b)	43
Şekil 3.27. SDA'nın tahrik motoru (a) ve hız dönüştürücüsü (b)	44
Şekil 3.28. Deney düzeneğinde kullanılan zincirli SDA Sistemi	45
Şekil 3.29. Çıkış şaftındaki direnç torkunu sağlayan elektromanyetik fren	45
Şekil 3.30. Elektromanyetik frene ait kontrol panosu ve tork-akım grafiği	46
Şekil 3.31. Sıkıştırma basınçlarını sağlayan servo valfler ve karakteristik eğrileri	46
Şekil 3.32. Basınç (a) ve tork-açısal hız (b) sensörleri	47
Şekil 3.33. Çıkış kısmındaki hareketli kasnağın konumunu ölçen doğrusal mesafe ölçer	47
Şekil 3.34. Isı dönüştürücü ve soğutma sistemi	48
Şekil 3.35. Veri toplama kartı	48
Şekil 3.36. Labview ortamında vites geçiş dinamiğinin açık döngü olarak deneysel incelenmesi amacı ile geliştirilen program	49
Şekil 3.37. Labview ortamında geri beslemeli bir PID denetleyicisine dayanan vites oranının deneysel kontrolü için geliştirilmiş program	50
Şekil 4.1. Sıkıştırma kuvveti oranının farklı çevrim oranlarında boyutsuz torka göre değişimi	53
Şekil 4.2. Sıkıştırma kuvveti oranının farklı çıkış sıkıştırma kuvveti değerlerine karşılık boyutsuz torka göre değişimi	54
Şekil 4.3. Vitesin sıkıştırma kuvveti oranına pozitif basamak girişler verilmesi durumundaki dinamik cevabı ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=80$ Nm)	55
Şekil 4.4. $\Delta S=0.1$ 'e karşılık gelen giriş kasnağı sıkıştırma basıncı (a), çıkış kasnağı sıkıştırma basıncı (b), çıkış şaftı açısal hızı (c) ve yükleme torku (d)	55
Şekil 4.5. $\Delta S=0.15$ 'e karşılık gelen giriş kasnağı sıkıştırma basıncı (a), çıkış kasnağı sıkıştırma basıncı (b), $\Delta S=0.05$ 'e için giriş kasnağı sıkıştırma basıncı (c), çıkış kasnağı sıkıştırma basıncı (d)	56

Şekil 4.6. Sistemin sıkıştırma kuvveti oranına negatif basamak girişler verilmesi durumundaki dinamik cevabı ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=80$ Nm)	57
Şekil 4.7. Sırasıyla $\Delta S=-0.05$, $\Delta S=-0.1$ ve $\Delta S=-0.15$ karşılık gelen giriş (a, c, e) ve çıkış (b,d,f) kasnağı sıkıştırma basınçları	58
Şekil 4.8. Vites oranının sabit basamak girişlere karşılık ($\Delta S=0.1$) farklı torklardaki dinamik cevabı ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN)	59
Şekil 4.9. Vites oranının sabit basamak girişlere karşılık ($\Delta S=-0.1$) farklı torklardaki dinamik cevabı ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN) .	60
Şekil 4.10. Vites oranının sabit basamak girişlere karşılık ($\Delta S=0.1$) farklı başlangıç şartları için dinamik cevabı ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm)	60
Şekil 4.11. Sabit basamak girişleri altında ($\Delta S=0.1$ ve $\Delta S=-0.1$) farklı başlangıç şartları için vites oranının zamana göre cevap eğrileri ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm)	61
Şekil 4.12. Sabit $\Delta S=0.1$ basamak girişleri altında farklı çıkış sıkıştırma kuvvetlerine göre vites oranının cevap eğrileri ($\omega_1=500$ dev/dk, $T_2=50$ Nm)	62
Şekil 4.13. Sabit $\Delta S=0.1$ basamak girişleri altında farklı giriş açısal hızlarına (125, 250 ve 500 dev/dk) göre vites oranının cevap eğrileri ($S_2=20$ kN, $T_2=25$ Nm)	62
Şekil 4.14. Sabit $\Delta S=0.1$ basamak girişleri altında; 500, 1000 ve 1500 dev/dk'lık farklı giriş açısal hızlarına göre vites oranının cevap eğrileri ($S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm)	63
Şekil 4.15. Vites oranı kontrolünün aynı orantı kazancı $K_p=1$ 'e karşılık farklı integral zaman sabiti T_i için zamana göre cevap eğrisi ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm)	64
Şekil 4.16. Vites oranı kontrolünün aynı integral zaman sabiti $T_i=0.1$ 'e karşılık farklı orantı kazancı K_p için zamana göre cevap eğrileri ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm)	64
Şekil 4.17. Sıkıştırma kuvveti oranının farklı çevrim oranları için boyutsuz torka göre teorik değişimi ($S_2=10$ kN)	65
Şekil 4.18. Sıkıştırma kuvveti oranının farklı çıkış sıkıştırma kuvvetleri için boyutsuz torka göre teorik değişimi ($\tau=1$)	65
Şekil 4.19. Vites oranı türevinin farklı boyutsuz torklara karşılık sıkıştırma kuvvetinin doğal logaritmasına göre değişimi	66
Şekil 4.20. Vites oranı türevinin farklı başlangıç çevrim oranlarına karşılık sıkıştırma kuvvetinin doğal logaritmasına göre değişimi ($\mu_1=0.03$)	67
Şekil 4.21. Vites oranının farklı basamak girişlerine karşılık zamana göre teorik değişimi ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=75$ Nm)	67

Şekil 4.22. Vites oranının farklı başlangıç değerlerine karşılık zamana göre teorik değişimi ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=10$ kN, $T_2=75$ Nm) ..	68
Şekil 4.23. Vites oranının farklı genliktaki sinüzoidal bozucu etkilere dinamik cevabı ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_1=10$ kN, $T_1=5$ Nm, $\Omega=5$ rad/s) ..	68
Şekil 4.24. Vites oranının farklı frekanstaki sinüzoidal bir bozucu değişime karşılık dinamik cevabı ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_1=10$ kN ve $T_1=5$ Nm) ..	69
Şekil 4.25. Normalleştirilmiş genliğin bozucunun frekansına göre değişimi ..	70
Şekil 4.26. Sistemin dinamik cevap eğrisi ile bozucu eğrisinin arasındaki faz farkının bozucunun frekansına göre değişimi ..	70
Şekil 4.27. Farklı başlangıç açısal hızları için sabit PI kazanç katsayıları olması durumunda birim basamak girişine karşılık vites değişim cevabı ($K_p=1$, $T_i=0.3$, $S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm) ..	71
Şekil 4.28. Birim basamak girişine karşılık farklı orantı kazançları için vites değişim cevabı ($\omega_1=1500$ dev/dk, $T_i=2.2$) ..	72
Şekil 4.29. Basamak girişine karşılık farklı integral zaman sabitleri için vites değişim cevabı ($\omega_1=1500$ dev/dk, $K_p=1$) ..	72
Şekil 4.30. Farklı başlangıç açısal hızları için vitesin oturma zamanı ..	73
Şekil 4.31. Uygun PI kazanç katsayıları kullanılarak farklı giriş açısal hızları için elde edilen vites geçişleri ..	74
Şekil 4.32. Elektrikli aracın güç ihtiyacının zamanla değişimi ..	75
Şekil 4.33. SDA'nın referans ve kontrol edilen çevrim oranı değerleri ..	75
Şekil 4.34. SDA'nın çevrim oranını kontrolü için gerekli sıkıştırma kuvvetinin zamana göre değişimi ..	76
Şekil 4.35. Simülasyon sonucu elde edilen araç hız profili ile referans değerlerin karşılaştırılması ..	76
Şekil 4.36. Sıkıştırma kuvveti oranının farklı çevrim oranları için boyutsuz torka göre değişimine ait teorik (kesikli çizgi) ve deneysel (düz çizgi) sonuçlarının karşılaştırılması ..	77
Şekil 4.37. Sıkıştırma kuvveti oranının farklı giriş sıkıştırma kuvvetleri için boyutsuz torka göre değişimine ait teorik (kesikli çizgi) ve deneysel (düz çizgi) sonuçların karşılaştırılması ($\tau=1$) ..	78
Şekil 4.38. Sistemin sıkıştırma kuvveti oranına $\Delta S=0.15$ basamak girişler verilmesi durumundaki teorik ve deneysel dinamik cevabının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=80$ Nm) ..	79
Şekil 4.39. Sistemin sıkıştırma kuvveti oranına $\Delta S=-0.15$ basamak girişler verilmesi durumundaki teorik ve deneysel dinamik cevabının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=80$ Nm) ..	79

Şekil 4.40. Sistemin $T_2=25$ Nm yüklemeye torku altında vites geçişlerine ait teorik ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $\Delta S=0.1$)	80
Şekil 4.41. Sistemin $T_2=50$ Nm yüklemeye torku altında vites geçişlerine ait teorik ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $\Delta S=0.1$)	80
Şekil 4.42. Sistemin $T_2=100$ Nm yüklemeye torku altında vites geçişlerine ait teorik ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $\Delta S=0.1$)	81
Şekil 4.43. Sistemin farklı başlangıç şartları için sıkıştırma kuvveti oranına $\Delta S=0.1$ basamak girişler verilmesi durumundaki teorik ve deneysel dinamik cevabının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm)	82
Şekil 4.44. Azami ve asgari vites oranı başlangıç şartları altında, sistemin sıkıştırma kuvveti oranına $\Delta S=+/-0.4$ basamak girişler verilmesi durumundaki teorik ve deneysel dinamik cevabının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm)	82
Şekil 4.45. Sistemin $S_2=20$ kN çıkış kasnağı sıkıştırma kuvveti etkisindeki vites geçişlerinin teorik ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $T_2=50$ Nm, $\Delta S=0.1$)	83
Şekil 4.46. Sistemin $S_2=15$ kN çıkış kasnağı sıkıştırma kuvveti etkisindeki vites geçişlerinin teorik ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $T_2=50$ Nm, $\Delta S=0.1$)	83
Şekil 4.47. Sistemin $S_2=10$ kN çıkış kasnağı sıkıştırma kuvveti etkisindeki vites geçişlerinin teorik ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $T_2=50$ Nm, $\Delta S=0.1$)	84
Şekil 4.48. Vites geçişlerinin farklı başlangıç açısal hızları altında teorik (kesikli çizgi) ve deneysel (düz çizgi) olarak karşılaştırılması ($S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm, $\Delta S=0.1$)	84
Şekil 4.49. Vites oranına farklı başlangıç şartları altında 0.5 basamak girişler verilmesi durumundaki teorik ve deneysel dinamik cevabının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm, $K_p=1$, $T_i=0.1$)	85

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Teorik modelde incelenen örnek bir araca ait parametreler	41
Çizelge 4.1. PI denetleyicinin farklı açısal hızlara karşılık uygun kazanç katsayıları	65



1. GİRİŞ

Son yıllarda yeryüzünün ekolojik dengesinin çeşitli nedenlerle bozulması sebebiyle ortaya çıkan iklim değişikliği insanlığın yüzleşmesi gereken en önemli sorunlardan biri haline dönüşmüştür. İklim değişikliğine sebep olan çevre problemlerinin ana sebeplerinden biri de artan nüfus sayısı ile orantılı olarak taşıt sayısındaki yükselişin sebep olduğu zararlı CO₂ gazı salınımlarıdır. Bu zararlı gaz salınımları uluslararası örgütlerin ve kuruluşların sürekli gündeminde olup, bunları belirli bir seviyede tutmak için sürekli farklı kısıtlamalara gidilmekte ve katı standartlar uygulanmaktadır. Öte yandan otomotiv sektörü bu kısıtlamalara uygun üretimde ciddi zorluklar çekse de bu konu üzerinde çalışmalar hızla devam etmektedir.

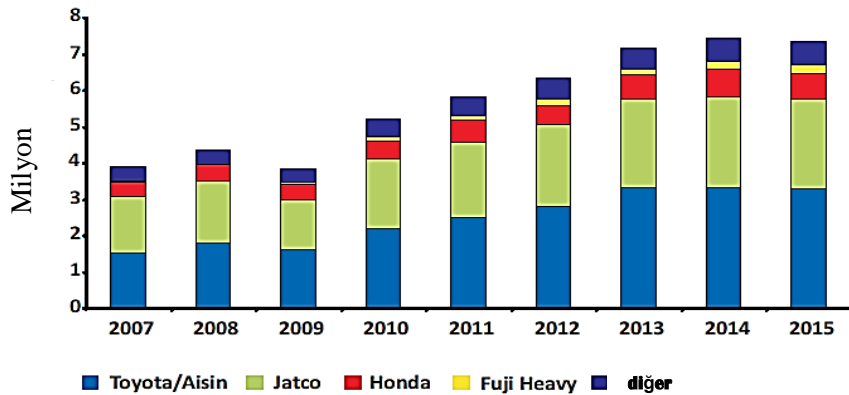
Fosil yakıtla güç üreten taşıtlarda zararlı gaz salınımı azaltmanın yolu en önemli yolu taşıtın yakıt tüketimini azaltmak ve toplam verimini arttırmak olduğundan üretici firmalar bu konularda sürekli iyileştirme çalışmalarına ciddi şekilde devam etmektedirler. Yakıt tüketimini azaltmak motorun verimiyle ne kadar alakalı ise güç aktarma ünitesinin verimini ve sistem elemanlarının birbirleri ile çalışmasını doğru bir şekilde yönetilmesi ile de o kadar alakalıdır. Dolayısıyla güç aktarma ünitesinin motor, tork çevirici, şanzıman sistemi vb. gibi tüm elamanlarının ayrı ayrı verimlerinin iyileştirilmesi ve hepsinin uyumlu çalışması yakıt tasarrufu için elzemdir. Bununla birlikte üretici firmalar fosil yakıtla güç üreten motorların yanı sıra, güç kaynakları ve güç aktarma sistemlerinde köklü değişikliklere giderek elektrikli ya da hibrit araçlara doğru bir eğilim içerisindeyler.

Güç aktarma ünitesinin hem içten yanmalı motorlu, hem de elektrikli veya hibrit araçlarda ayrılmaz bir parçası olan şanzıman sistemleri güç kaynağından aldıkları torku tekerlere ileten aktarma organlarıdır. Bu sistemler mekanik yapısına göre temel olarak manuel, tam veya yarım otomatik aktarma sistemleri olarak sınıflandırılmaktadır. Birbirlerine göre farklı üstünlükleri veya mahzurları bulunan bu sistemler, sürücüler tarafından çeşitli şartlar göz önünde bulundurularak tercih edilmektedir.

Otomatik şanzımanlı araçlar, gelişen teknoloji sayesinde vites geçişlerini doğru bir şekilde kontrol ederek düşük yakıt tüketimi sağlamak ve hatta manuel vitesli araçlara göre bile daha az yakıt tüketimi sağlayabilmektedirler. Ayrıca bu sistemler ülkemizde

ve Avrupa’da özellikle büyük şehirlerdeki yoğun trafik göz önüne alındığında sürüş konforu sebebiyle sürücüler tarafından en çok tercih edilen sistemler haline dönüşmüştür (Naunheimer ve ark., 2011). Bununla birlikte yüksek maliyeti ve sonrasındaki bakım zorlukları tercih edenlerin en büyük tereddüt kaynaklarıdır.

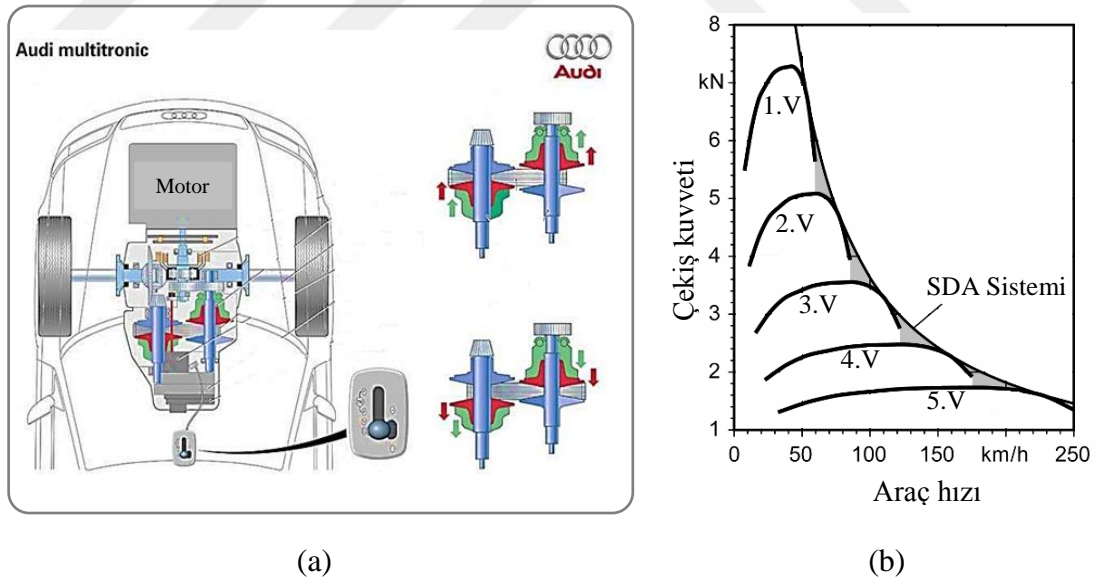
Otomatik şanzıman sistemleri mekanik yapısı gereği klasik otomatik, yarı otomatik ve sürekli değişken aktarma (SDA, CVT) şanzıman sistemleri olarak tasnif edilebilirler. Sürekli değişken aktarma sistemleri İngilizcesinin (Continuously Variable Transmission) baş harfleri olan CVT sistemleri olarak da bilinirler. Bu sistemlerde manuel veya klasik otomatik şanzımanlarda kullanılan dişli çarklar yerine, güç aktarımı sürtünmeye dayalı kasnaklar üzerinden gerçekleştirilir. SDA sistemleri sabit oranlı geleneksel hız değiştiricilere alternatif olarak iletilmek istenen torku sabit bir oranda değil, belirli bir sınır arasında teorik olarak sonsuz oranda iletebilmektedir. Başka bir ifadeyle, SDA sistemleri giriş ve çıkış devirleri arasındaki hız oranını belli bir sınır değeri içerisinde sürekli olarak değiştirebilmektedir. SDA sisteminin maksimum ve minimum değerleri arasında çevrim oranını kademersiz olarak değiştirebilme esnekliği birçok avantajı beraberinde getirmektedir. Sistemin başlıca avantajlarını şu şekilde sıralayabiliriz: Düşük yakıt tüketimi, sarsıntısız ve kesintisiz vites geçişleri, hızlı ivmelenme, kolay imalat. Bazı otomobil kullanıcılarının bu sistemlerde pek mümkün olmayan vites geçişlerini hissetme isteği bir dezavantaj olarak görülebilir. Ayrıca sürtünme kuvvetini sağlamak için gerekli hidrolik baskı sistemi de manuel sistemlere göre belki bir mahzur olarak görülebilir.



Şekil 1.1. Yıllara göre dünya genelinde üretilen SDA’lı araç sayıları

SDA sistemleri otomotiv sektöründe içten yanmalı motorlu araçlarda uzun yıllar kullanıldığı gibi gelişen teknoloji ile hibrit ve elektrikli araçlarda da uygulanabilmektedir. Şekil 1.1’de dünya çapında SDA sistemine sahip araç sayısı verilmiştir ve bu sayının yıllara göre giderek arttığı görülmektedir. Nitekim SDA’lı araç sayısı Uzak Doğu’da özellikle Japonya’da % 30 seviyelerindedir. SDA sistemlerinin araçlardaki kullanımının yanı sıra özellikle atv ve motosikletlerde ve ayrıca traktör ve kamyonlarda da kullanıldığı bilinmektedir. Bununla birlikte SDA sistemleri rüzgâr türbinleri ve mekanik presler gibi çeşitli alanlarda da güç aktarma sistemi olarak kullanılmaktadır.

SDA sistemleri daha önce de belirtildiği gibi manuel ve otomatik şanzıman sistemlerine kıyasla ciddi şekilde yakıt tasarrufu sağlamaktadır. Bunun en büyük sebebi ise SDA sistemlerinin geniş çevrim oranı sayesinde motorun daima en verimli bölgesinde çalışmasına imkân sağlamasıdır. Şekil 1.2 Audi Multitronic SDA sisteminin şematik gösterimi ile manuel şanzımana göre SDA’lı aracın çekiş performansındaki avantajını göstermektedir.



Şekil 1.2. Audi Multitronic SDA sistemi (a) ve SDA çekiş performansı (b)

Sürekli değişken aktarma organlarının zincirli, kayışlı, toroidal, hidrolik ve elektrikli başta olmak üzere birçok çeşidi bulunmaktadır. Bu sistemlerin taşıtlardaki en yaygın çeşidi zincir veya kayış yardımı ile güç aktaran kasnaklı SDA’lardır. Bu tip SDA’larda

karşılıklı kasnaklar sıkıştırılarak zincirin temas bölgesinde oluşturulan sürtünme kuvvetleri ile tork karşı tarafa iletilir ve böylelikle güç aktarımı sağlanmış olur. Kasnaklar hidrolik pistonla sıkıştırılınca hareketli kasnak sabit kasnağa yaklaşır ve zincirin yukarı-aşağı hareketi sağlanmış olur. Böylece zincirin giriş ve çıkış kasnağı üzerindeki temas yarıçapları değiştirilerek çevrim oranı ya da başka bir deyişle hız oranı değiştirilir.

SDA sistemleri üzerine yapılan temel çalışmalar rejim ve geçiş hali dinamiği, mekanik verimi etkileyen parametrelerin belirlenmesi, zincir ya da kayışın mukavemet ve ömür hesabı ile sistemin çevrim oranı kontrolü şeklinde sınıflandırılabilir. Bununla birlikte SDA'nın kullanıldığı aracın dinamiği ile yakıt tüketimi göz önüne alınarak vites oranının kontrolü de birçok araştırmaya konu olmuştur. Zira SDA sisteminin doğru kontrol edilmesi hem mekanik verimin artırılması hem de taşıtın yakıt tasarrufu sağlaması ile doğrudan bağlantılıdır.

SDA sisteminin verimi ve kontrolünün doğru bir şekilde incelenmesi için öncelikle rejim hali dinamiğinin belirlenmesi gerekmektedir ve buradan elde edilen sonuçlarla uygun sıkıştırma kuvvetleri ile kontrolü sağlanmalıdır. Açıktır ki, gereğinden az sıkıştırma kuvveti uygulanması durumunda kasnak ve zincir arasında yeterince sürtünme kuvveti oluşamayacak ve ciddi kaymalar sorunu doğacaktır. Bunun yanı sıra ihtiyaç fazlası sıkıştırma kuvveti uygulanması durumunda hidrolik sıkıştırma pompaları fazla güç sarf edip toplam verimi ve ömrü düşürecektir. Dolayısıyla sistemin rejim hali dinamiğinin doğru bir şekilde analiz edilmesi elzemdir. Bununla birlikte SDA sistemleri sık sık vites geçişleri sağlamak zorunda olduğundan rejim hali dinamiği kadar vites geçiş dinamiğinin de doğru belirlenmesi gerekmektedir. Nitekim taşıtın dinamik cevabını kontrol edebilmek için sistemin vites geçiş dinamiğine etkiyen parametrelerin doğru bir şekilde belirlenmesi ve buna göre kontrol stratejilerinin geliştirilmesi elzemdir.

Bugüne kadar yapılan çalışmaların çoğu rejim hali dinamiği üzerine yapılmış teorik ve deneysel çalışmalar olsa da vites geçiş dinamiğini temsilen az sayıda matematiksel model önerilmiştir. Bunlardan literatürde en çok kullanılan ve Carbone ve ark. (2007) tarafından önerilen modelin gerçek çalışma koşulları altında test edilmediği ve deneysel doğrulanmaya muhtaç olduğu gözlenmiştir.

Bu tezde vites geçişlerini temsil eden matematiksel bir modelin doğruluğu deneyler ile ispatlanmış ve bu model kullanılarak SDA'nın sabit bir referans vites oranı kontrolü teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Bununla birlikte SDA'lı bir elektrikli araçta elektrik motorunun en iyi verim bölgesinde çalışmasına imkân sağlayan matematiksel bir model de geliştirilmiştir.

Tezde öncelikle SDA sisteminin rejim hali dinamiği literatürde yazarlarınca CMM teorisi diye adlandırılan Carbone–Mangialardi–Mantriota (Carbone ve ark., 2005) yaklaşımı ile incelenmiş ve vites geçişini temsil eden birinci mertebeden diferansiyel denklem çözülerek gerçek zamanda vites geçiş cevabı teorik olarak elde edilmiştir. Modelin doğrulanması için hem rejim hali hem de geçiş hali dinamiği farklı koşullar altında deneysel olarak analiz edilmiş ve elde edilen bu deneysel sonuçlar teorik sonuçlarla kıyas edilmiştir. Birbirleri ile uyumlu oldukları gözlenen bu sonuçlar ile vites geçiş dinamiğini temsil eden birinci mertebeye diferansiyel denklemin doğruluğu farklı koşullar altında deneysel olarak ispatlanmıştır. Gerçek zamanlı ve gerçek yükleme şartı (aktarılan torkun sıfırdan farklı olması durumu) altında deneysel olarak doğruluğu ilk defa ispat edilen bu matematiksel model sistemin dinamiğini temsil etmek üzere kullanılarak geri beslemeli bir PI denetleyicili vites oranı kontrol programı geliştirilmiştir. Bu modelin doğruluğu da yine deneysel olarak LabVIEW ortamında geliştirilen program yardımıyla test edilmiş, teorik ve deneysel sonuçların birbirleri ile uyumlu oldukları gözlenmiştir. Ayrıca vites geçiş dinamiğini etkileyen en önemli parametre olan giriş açısal hızına karşılık bir PI kazanç katsayıları tablosu oluşturulmuştur. Böylelikle farklı giriş açısal hızları için aynı dinamik cevap yakalanmıştır. Son olarak zincirli bir SDA ile donatılmış elektrikli aracın dinamik modeli kurulmuştur. Bu modelde aracın standart bir hız profilini elektrik motorunun maksimum verim bölgesinde çalışarak takip etmesi için gerekli SDA çevrim oranı tespit edilmiş ve bu hız oranı kontrol edilmiştir. Böylece elektrik motorunun en verimli çalışma bölgesinde kalarak elektrikli aracın istenilen hız profilini takip etmesi sağlanmıştır. Bu çalışma özellikle üretici firmalar için zincir esaslı bir SDA sisteminin vites geçiş dinamiği, kontrolü ve elektrikli araçtaki uygulaması ile ilgili çok önemli sonuçlar sunmaktadır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Sürekli değişken aktarma sistemleri sahip oldukları avantajlardan dolayı başta otomotiv endüstrisi olmak üzere, havacılık, robotik, makine sanayi gibi birçok farklı alanda yaygın bir kullanıma sahiptir. Bu sebepten SDA sistemleri ile ilgili çok geniş bir literatür mevcuttur. Burada sistemin öncelikle otomotiv sektöründe olmak üzere çeşitli alanlardaki kullanımına ait araştırmalara değinilmiş ve daha sonra sistemin öz yapısına ait hem durağan (rejim hali) hem de geçiş dinamiği ve vites oranı kontrolü ile ilgili çalışmalar sistematik şekilde aktarılmıştır.

Otomotiv sektöründe klasik dişli kullanan otomatik ve manuel şanzımanlara göre ciddi yakıt tasarrufu dolayısıyla düşük zararlı gaz salınımı sağlayan SDA sistemlerinin yüksek ivmelenme ve sessiz çalışma gibi çok önemli avantajları da olduğu belirtilmiştir, Brace ve ark. (1997) ve (1999). Benzer bir çalışmada Asano (2004) otomobillerde yakıt tasarrufunun artırılması amacı ile SDA kullanımının her geçen gün arttığını vurgulamaktadır. Yazar bu makalesinde otomobillerde genelde kayışlı ve toroidal SDA sistemlerinin tercih edildiğini belirtmiş ve bu sistemlerin karşılaştırmasını yapmıştır. Ayrıca sonsuz değişken aktarma sistemlerinin klasik SDA sistemlerine göre daha fazla güç iletimi sağlayabildiğini öne sürmüştür.

Carbone ve ark. (2001,a) SDA sisteminin kullanıldığı bir araçta yakıt tüketimini incelemiş ve ayrıca üç farklı şanzıman sisteminin kullanılması halindeki tüketim ile karşılaştırmasını yapmışlardır. SDA sistemi kullanılarak elde edilen sonsuz çevrim oranlı sürekli değişken aktarma olarak adlandırılan sistemin en iyi sonucu verdiği gösterilmiştir.

SDA sisteminin içten yanmalı motora sahip taşıtların yanı sıra elektrikli araçlarda da kullanılması incelenmektedir. Bu kapsamda Bottiglione ve ark. (2014,a) elektrikli araçlarda SDA ve diğer çevrim oranları kullanılması durumunda yakıt tüketimi ve toplam verimliliği karşılaştırmışlardır. Çevrim oranının sürekli değişmesinin elektrik motorunun en verimli çalışma bölgesinde çalışmaya imkân verdiğini göstermişlerdir. Buna mukabil SDA sisteminin veriminin ve sıkıştırma kuvveti temini için gerekli gücün diğer klasik redüksiyonlara göre toplam verimi düşürdüğü de vurgulanmıştır.

SDA'nın elektrikli bir araçta kullanımını inceleyen diğer bir çalışmada Ruan ve ark. (2016) elektrikli bir araçta SDA, tek kademeli ve çift kademeli klasik dişli sistemlerinin kullanımını ele almış ve birbirleri ile kıyas etmişlerdir. Çalışmada elektrikli taşıtın Matlab/Simulink ortamında matematiksel modeli kurulmuş ve motorun verim haritası ile enerji tüketimi belirlenmiştir. Sonuç olarak SDA kullanımını durumunda tek kademeli güç aktarma sistemine göre hem ekonomi hem de dinamik performans açısından daha iyi veriler elde edildiği gösterilmiştir.

SDA sistemi sadece şanzıman olarak değil, kinetik enerji geri kazanımlı taşıtlarda güç aktarma ünitesi olarak da tasarlanabilmektedir. Bottiglione ve ark. (2014,b) SDA'ya dayalı bir kinetik enerji geri kazanım sistemi ile donatılmış bir hibrit otobüsün enerji tüketim performansını incelemiştir. Önerilen yeni güç aktarma sisteminin dinamik modeli çıkarılmış ve klasik dizel otobüsler ile kıyası yapılmıştır. Çalışmanın sonucunda SDA'ya dayalı kinetik enerji geri kazanımlı otobüsün klasiklere göre yaklaşık %25 civarında yakıt tasarrufu sağladığı belirtilmiştir.

SDA sisteminin küçük taşıtlarda da kinetik enerji geri kazanım elemanı olarak kullanılması teorik olarak mümkündür. Nitekim Bottiglione ve ark. (2013) taşıtlarda kullanılmak üzere sürekli değişken aktarma sistemine dayalı bir kinetik enerji geri kazanım sistemi tasarlamışlardır. SDA'lı bu sistemde güç aktarımının farklı tip SDA sistemleri ve farklı tip güç akış şeması durumunda veriminin ne olacağı teorik olarak incelenmiştir.

Taşıtlarda yaygın olarak kullanılan SDA sistemlerinin makine (Mangialardi ve Mantriota, 1992) ve robotik alanlarında da kullanılmasına yönelik incelemeler ve araştırmalar mevcuttur. Yıldız ve Kopmaz (2015,a) mekanik preslerde SDA kullanımı ve dinamiğine dair incelemelerde bulunmuşlardır. Çalışmada mekanik presin tahrik motorunun çalışma aralığını genişletmek amacıyla sisteme bir SDA eklenmesi önerilmiş ve bu durumda krankın açılma hız dalgalanması dinamik denklemlerin çözülmesiyle belirlenmiştir.

Güç aktarma ünitesi olarak makine sektöründe farklı mekanizmalarda kullanılması planlanan SDA sistemlerinin düzgünlüğü kontrol amacıyla bir dört çubuk mekanizmasında kullanılması Yıldız ve ark. (2015,b) tarafından incelenmiştir.

Çalışmada elektrik motorunun açısal hızını değiştirmek için kullanılan klasik hız dönüştürücülerin yerine bir SDA sisteminin kullanılması önerilmiş ve böylece giriş açısal hızının değişken değerler alması amaçlanmıştır. Bunun için dörtçubuk mekanizmasının dinamik denklemleri ile SDA'nın dinamik denklemleri birleştirilerek yeni sistemde mekanizmanın giriş kolunun açısal hız dalgalanması incelenmiştir.

SDA sistemlerinin motosiklet ve küçük arazi araçlarında da geniş kullanımı söz konusudur. Hirajo ve ark. (2011) motosikletlerde kullanılmak üzere tasarlanmış V kayışlı bir SDA sisteminin vites geçiş dinamiğini kurdukları bir teorik model ile incelemişlerdir. Çalışmada kayışın enine ve boyuna şekil değiştirmeleri basit bir yay modeli şeklinde dikkate alınarak hesap edilmiştir. Ayrıca bu değerler sonlu elemanlar analizi ve deneysel yöntemlerle elde edilen sonuçlarla kıyaslanmıştır. Kurulan modelin, taşıtın ivmelenme performansı ve yakıt tüketiminin belirlenmesinde kullanılabileceği belirtilmiştir.

Motosikletlerde SDA sisteminin kullanımı üzerine yapılan bir başka çalışmada Zheng ve ark. (2011) SDA'lı iki tekerlekli bir taşıtın dinamiğini ve kontrolünü incelemişlerdir. Motorun en iyi çalışma bölgesini tanımlayan bir formülasyon geliştirip toplam verimi arttırmayı amaçlamışlardır.

SDA sisteminin rejim hali ve geçiş hali dinamiği için zincire gelen kuvvetlerin dengesinden gerekli sıkıştırma kuvvetinin ve ayrıca kaymaların belirlenerek sistemin veriminin incelendiği çalışmalar mevcuttur. Bunların literatürde en çok atıf alanları burada derlenmiştir. Carbone ve ark. (2001,b) çok hızlı vites geçişleri durumunda metal V kayışlı sürekli değişken aktarma sistemlerinin dinamik modelini kurmuştur. Çalışmada denge denklemleri yardımı ile sistemin en önemli parametrelerinden biri olan eksenel sıkıştırma kuvveti iletilen tork ile çevrim oranına bağlı olarak elde edilmiştir.

Pennestri ve ark. (2002) metal V kayışlı bir SDA sisteminin rejim halindeki dinamik davranışını incelemişlerdir. Kayış ve kasnak arasında oluşan sürtünme kuvvetlerinin etkisi altında kasnak deformasyonlarını da dikkate alarak denge denklemlerini yazmışlardır. Çalışmada kaymaların da dikkate alınarak SDA sisteminin mekanik veriminin nümerik olarak nasıl hesaplanacağı detaylıca aktarılmıştır. Ayrıca bulunan sayısal değerler deneysel verilerle de kıyaslanmış ve yakın sonuçlar elde edilmiştir.

SDA sisteminde dinamik denge denklemleri yazılırken zincirin ya da kasnakların şekil değişimi dikkate alınarak yazılabilir. Carbone ve ark. (2005) kayışı veya zincirli bir SDA sisteminin rejim hali durumundaki dinamiğini kasnakların şekil değişimini dikkate alarak incelemişlerdir. Kayışın radyal kalınlığı ihmal edilip tek boyutta uzamaz olduğu kabul edilerek sürekli ortamlar teoremine göre hareketi incelenmiştir. Çalışmada kasnakların deformasyonları sinüs formunda bir fonksiyon ile dikkate alınarak kayma hızlarından radyal kaymanın vites geçişi olmadığı durumda bile oluşacağı ileri sürülerek sistemin denge denklemleri çıkarılmıştır. Rejim halinde basınç ve gerilme dağılımının en çok giriş ve çıkış kuvvetleri oranından etkilendiği ve ayrıca kasnakların deformasyonunun dikkate alınmaması durumunda kayma açısında, nihayetinde sürtünme kuvvetlerinin tayininde büyük hataların oluştuğunu göstermiştir. Ayrıca bu çalışmada yazarlar SDA'nın vites geçişini temsil eden birinci mertebeden bir diferansiyel denklem önermişlerdir. Bu denkleme göre vites geçiş hızının, sıkıştırma kuvvetleri oranının logaritmasına, giriş açısına ve kasnakların şekil değişimine neredeyse oransal olarak bağlı olduğu görülmektedir.

Carbone ve ark. (2007) daha önce vites geçiş dinamiğini temsil etmek üzere önerdikleri birinci mertebeden diferansiyel denklemi gerçek zamanda çözmeden ve sıfır tork iletimi durumunda deneysel olarak test etmişlerdir. Fakat bu çalışmada sıfır yük torku olması sebebiyle SDA sisteminin gerçek çalışma şartları uygulanmamış ve ayrıca sistemin gerçek zamandaki dinamik cevabı değil, çevrim oranı değişim hızı incelenmiştir. Bununla birlikte daha önceden önerilen rejim haline ait dinamik model farklı çevrim oranları için deneyler ile test edilmiştir.

Carbone ve ark. (2010) rejim hali dinamik denklemlerinde var olan kasnak şekil değiştirmelerini sonlu elemanlar metodu ile hesaplayıp kayış ve kasnak arasında oluşan kaymayı ve çekiş gücü kapasitesini daha hassas hesaplamışlardır. Ayrıca rejim halinde giriş kısmında belirli bir sıkıştırma kuvvetine karşılık denge denklemleri yardımıyla çıkış kısmı sıkıştırma kuvveti hesaplanmıştır. Bu oran deneysel sonuçlarla kıyaslanmış ve sonuçlar bazen farklılıklar gösterse de genel olarak yakın çıkmıştır.

Tenberge (2004) zincir esaslı SDA sistemlerinin için rejim hali ve vites geçişi esnasındaki sürtünme kuvvetleri ile kayma hızlarını analiz etmek üzere bir matematiksel model kurmuştur. Böylece zincirin gerilmesi, tork aktarımı için gerekli sıkıştırma

kuvvetleri, kayma ve verim hesaplanmıştır. Bu hesaplamaların çok hızlı ve doğru olduğu ileri sürülmüştür.

Rothenbühler (2009) SDA sisteminin verimini iyileştirmek için kolaylaştırılmış yeni bir dinamik model kurarak sistemin kayma kontrolünü gerçekleştirmiştir. Düşük enerji tüketimi için sıkıştırma kuvvetlerinin minimum olması gerektiği fakat bunun büyük kaymalara sebep olabileceği vurgulanmıştır. Dolayısıyla bu sorunu çözmek için kayış ve kasnak arasında oluşan kayma oranı aktarılan torca bağlı olarak kontrol edilmiştir. Böylece sıkıştırma kuvvetinde %30 daha düşük değerler elde edilerek mekanik verimde %2 iyileşme sağlandığı ileri sürülmüştür.

Duan ve ark. (2016) zincirli bir SDA sisteminin matematiksel modelini detaylıca ele almış ve hıza bağlı bir sürtünme katsayısı modeli ile dinamik denklemleri çıkartmışlardır. Kasnak şekil değiştirmelerinin de dikkate alındığı modelde şekil değiştirmelerin sistemin dinamiğine etkisinin önemli olduğu vurgulanmıştır. Özellikle zincirin kayma açısının şekil değiştirmez kasnaklara göre ciddi miktarda değiştiğini Carbone ve ark. (2005) gibi vurgulamışlardır.

De Novellis ve Carbone (2010) zincir esaslı bir SDA sisteminde zincir gerilmesinin dağılımını deneysel olarak incelenmişlerdir. Deneysel sonucu sıkıştırma kuvvetinin artması ile zincir gerilmelerinin neredeyse doğrusal arttığı ve ayrıca tork iletiminin artmasının gerilme dağılımını değiştirmediği tespit edilmiştir. Zincirin gergin ve gevşek kısmındaki gerilme dağılımının üniform olmadığı da gözlenmiştir.

Zincirli veya kayışlı SDA sisteminde vites geçiş hızları için önerilen iki farklı model, Gauthier ve Micheau (2010) tarafından yüksek hızlarda deneysel olarak test edilmiştir. Bu çalışmada vites geçişlerini temsil eden birinci mertebe diferansiyel denklemin gerçek zamanlı çözümüyle uğraşılmamış, sadece aldığı değerleri deneylerle test edilmiştir. Giriş açısal hızının 0-7000 dev/dak aralığında olması halinde vites geçişlerini etkileyen parametreler tespit edilmeye çalışılmıştır. Özellikle giriş açısal hızının artmasının vites geçiş hızına 0-2000 dev/dak aralığında oransal olarak etki ettiği, fakat 2000 dev/dak'dan sonra etkisinin olmadığı iddia edilmiştir. Bununla birlikte iletilen torkun vites geçiş hızına bir etkisi olmadığı da gösterilmiştir.

Sorge (2008) kayışlı SDA sisteminin vites geçişi esnasındaki mekaniğini teorik olarak incelemiştir. Özellikle zincirin hareketini bir kontrol hacmindeki kütle akışına benzeterek süreklilik denklemlerinden faydalanan bir matematiksel model geliştirmiştir.

Simons ve ark. (2008) itme kayışlı SDA sistemleri için literatürde var olan ve CMM (Carbone ve ark., 2007) ile Ide (Ide ve ark., 1996) modeli olarak adlandırılan yaklaşımları kıyaslamış ve kayma oranının kontrolü için kullanmışlardır. Yazarlar hidrolik sıkıştırma ünitesinin matematiksel modelinin de dikkate alındığı hem çevrim oranı hem de kayma oranının kontrol edildiği bir teorik model kurmuşlardır. Yapılan analizler sonucunda CMM modelin gerçek değerlere daha yakın sonuçlar verdiği vurgulanmıştır. Ayrıca istenen en uygun kaymaların geliştirilen bu kontrol tekniği ile elde edilebildiğini göstermişlerdir.

Srivastava ve Haque (2007) V-kayışlı ve zincirli SDA sistemlerinin vites geçişi esnasındaki dinamiğini sürekli ortamlar teoremine göre incelemiştir. Sistemin dinamik performansı, kasnakların deformasyonu ve kayış-kasnak temas bölgesinde oluşan sürtünme modeli dikkate alınarak incelenmiştir. Kayışın radyal ve teğetsel hareketi de etraflıca irdelenmiştir. Teorik modelde Stribeck ve Coulomb tipi sürtünme karakteristiklerine göre ayrı ayrı gerekli sıkıştırma kuvveti ile diğer dinamik parametreler tayin edilmiş ve kıyaslanmıştır.

Srivastava ve Haque (2008) zincirli bir SDA sisteminin rejim hali dinamiğini çok cisimli sistem dinamiğine göre incelemiştir. Zincirin bağlantı noktaları arasındaki boşlukların ve farklı sürtünme yaklaşımlarının SDA'nın tork aktarma kapasitesine, sıkıştırma kuvveti gereksinimine ve dinamik performansına etkisini analiz etmişlerdir.

Srivastava ve Haque (2009) kayışlı ve zincirli SDA sistemlerinin rejim hali dinamiği ve kontrolüne ilişkin çalışmaları derlemiştir. Sisteme ait temel kavramları özetleyerek, dinamik modeller ve nümerik hesaplamalar ile kontrol stratejileri üzerine yapılan çalışmaları irdelenmiştir. Ayrıca modelleme ve kontrol ile ilgili zorlukları ve gelecekte çözümlenmesi gereken konuları tartışmışlardır.

SDA sisteminin vites oranı kontrolü hakkında da çeşitli çalışmalar mevcuttur. Adachi ve ark. (2006) kayışlı bir SDA sisteminin ve kontrol ünitesinin teorik modelini kurmuşlardır. Çalışmada sadece geri beslemeye dayalı bir kontrolün kararlı ve dayanıklı

olmasına rağmen cevap hızının yavaş olduğu ileri sürülmüştür. Bunu aşmak için ileri besleme bir denetleyici eklenmiştir. SDA kontrol programının çevrim oranını yeterince hızlı ve doğru şekilde değiştirebildiği, böylece motorun en uygun çalışma bölgesinde çalışabildiği gözlenmiştir.

Pesgens ve ark. (2006) metal itme kayışlı, sıkıştırma kuvvetinin hidrolik tahrikle sağlandığı bir SDA sisteminde çevrim oranı kontrolünü sağlayan bir denetleyici geliştirmişlerdir. Hem ileri hem de geri beslemeli denetleyicilerin kullanıldığı modelde kaymadan kaçınmak suretiyle sıkıştırma kuvvetleri minimize edilmiştir. Bu yaklaşımla sistemin mekanik veriminin arttırabileceği vurgulanmıştır.

Xie ve ark. (2011) PID ve bulanık mantık (fuzzy) kontrolünü birleştirerek kayışlı bir SDA sisteminin vites oranı kontrolünü incelemişlerdir. Matlab/simulink ortamında kurulan SDA'lı bir taşıtın teorik modeli yardımıyla aracın istenilen hareket senaryolarına verdiği dinamik cevabı irdelenmiştir. Çalışmada, sadece PID kontrol ile çevrim oranının kontrol edilmesi aşım ve çok hızlı yükselme gibi problemler oluşturduğu, bulanık mantık kontrolde ise durağan halde kalıcı durum hataları ve kararlılık sorunlarının yaşandığı vurgulanmıştır. Önerilen PID-fuzzy hibrit kontrolde ise bu sorunların üstesinden gelen iyi bir çevrim oranı takip performansı, iyi bir dinamik cevabın ve kararlılığın elde edildiği belirtilmiştir.

Gauthier ve Micheau (2012) tarafından yapılan çalışmada ileri ve geri beslemeli adaptif kontrole dayalı bir vites oranı kontrol programı geliştirilmiştir. İstenilen vites oranına erişebilmek için hareketli kasnağa ait elektro-hidrolik valflerin sıkıştırma basıncını ayarlamışlar ve böylece sıkıştırma kuvvetlerinin değerine bağlı olan kasnakların deformasyonlarını da iyileştirmişlerdir.

SDA sisteminin vites oranı kontrolü kullanıldığı taşıtın dinamiği de göz önüne alınarak yakıt tüketimini azaltacak şekilde de gerçekleştirilmektedir. Pffner ve ark. (2003) bir taşıtta içten yanmalı motorun en uygun çalışma bölgesini belirleyerek, SDA sistemi ile motorun sürekli bu bölgede çalışmasını irdemişlerdir. Çalışmada yazarlar yakıt tüketimini taşıtın hızlanması sırasında minimize edecek bir optimizasyon problemi ele alarak en uygun SDA oranını belirlemişlerdir. Böylece önerilen bu en uygun kontrol taktiğiyle %3-5 arası yakıt tasarrufu sağlanabileceği öne sürülmüştür.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Sürekli Değişken Aktarma (SDA) Sistemleri

Sürekli değişken aktarma (SDA, İngilizcesi CVT) sistemleri, giriş kısmından aldığı gücü çıkış kısmına kesintisiz, kademesiz ve sürekli olarak ileten güç aktarma organlarıdır. Sürekli değişken aktarma sistemlerinde tork iletimi geleneksel aktarma organlarında kullanılan dişli mekanizmalarının aksine çeşitli sürtünme mekanizmaları aracılığı ile sağlanmaktadır. Bu sistemlerde çevrim oranı ya da dişli oranı sabit bir değer değil, belli bir aralıkta teorik olarak sınırsız sayıdadır. SDA sistemi bu oranı sürekli bir şekilde kademesiz olarak değiştirme kabiliyetine sahiptir. Sistemdeki bu esneklik güç aktarımını, klasik sistemlerdeki sabit çevrim oranı değerlerinin aksine ara değerlerini de alarak daha geniş bir çevrim oranında gerçekleşmesine imkân sağlamaktadır.

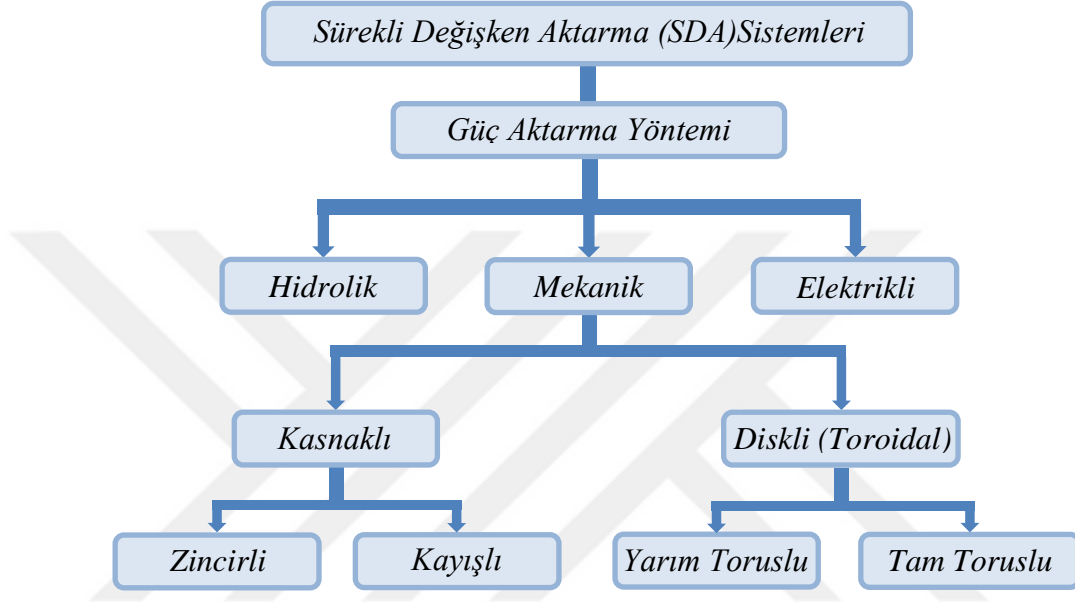
Sürekli değişken aktarma sistemleri makine ve otomotiv sektöründe değişken güç aktarımı gereken birçok yerde kullanılmaktadır. SDA sistemleri en sık otomobillerde şanzıman sistemi olarak kullanılırlar. Ayrıca bu sistemler traktörlerde, bahçe araçlarında, snowboardlarda, motosikletlerde ve bazı arazi araçlarında da uygulanırlar. Otomotiv sektörünün yanı sıra rüzgâr türbinlerinde, bazı robot uygulamalarında ve mekanik preslerde de SDA sistemlerine rastlamak mümkündür.

SDA sistemlerinin en çok kullanıldığı uygulama alanı olan otomotiv sektöründe, bu sistemler manuel ve klasik otomatik şanzımana kıyasla ciddi şekilde yakıt tasarrufu sağlayabilmektedirler. Bunun en büyük sebebi, çevrim oranının ara değerleri de alarak tahrik motorunun en verimli noktada çalışmasına imkân vermesidir. Bu sistemler vites değişim şokları ve kesintileri üretmediği gibi iyi kontrol edilmesi halinde yüksek ivmelenme sağlayabilmektedirler. Üstelik dişli sistemlerine göre daha sessiz çalışırlar ve üretimleri daha kolaydır. Bu üstün yanlarından ötürü SDA sisteminin otomotiv sektörünün yanı sıra, makine sektöründe de kullanımı giderek artmaktadır.

SDA sistemin mahzurlarından bahsedilecekse, sürtünme kuvvetlerinin özellikle yüksek hızlarda kaymaların artması ile güç aktarımında yetersiz kalması ve böylece verimin nispeten diğer sistemlere göre az olması söylenebilir. Bundan başka bazı otomobil kullanıcıların bu sistemlerde mevcut olmayan vites geçişlerindeki kesintileri hissetmek

istememesi ve SDA sisteminin hidrolik kontrol ünitesinin kirlenmesi de bir mahzur olarak görülebilir.

Sürekli değişken aktarma sistemleri farklı kaynaklarda farklı şekillerde sınıflara ayrılmışsa da genel olarak en doğru sınıflandırmanın Şekil 3.1'deki gibi olduğu söylenebilir.



Şekil 3.1. Sürekli değişken aktarma sistemlerinin sınıflandırılması

SDA sistemleri güç aktarma yöntemlerine göre mekanik, hidrolik ve elektrikli olarak üç temel sınıfa ayrılır. Mekanik sistemlerde güç aktarımı sürtünme esaslıdır. Hidrolik SDA sistemlerinde ise bir akışkanın basıncını ve debisini ayarlamak sureti ile güç aktarımı gerçekleştirilir. Elektrikli SDA sistemleri ise bu tezin kapsamı dışında olduğundan burada zikredilmeyecektir.

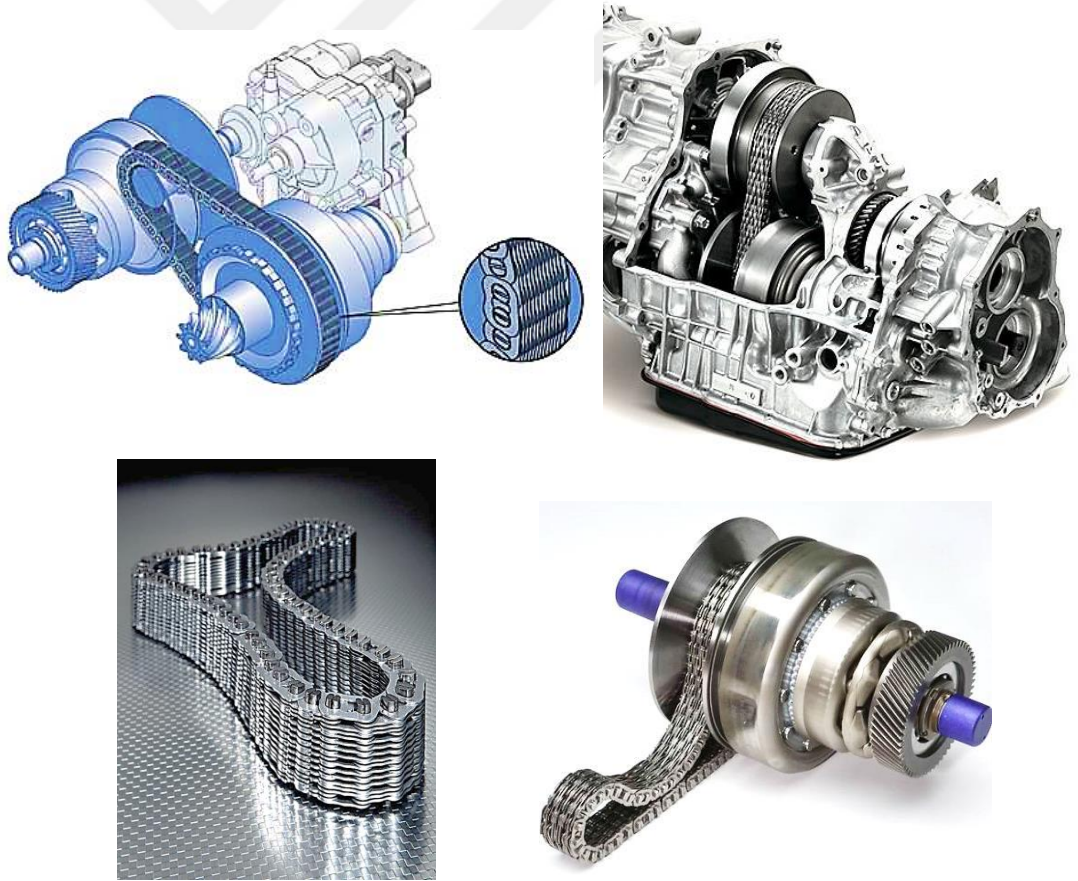
Mekanik SDA sistemlerinde sistemin güç aktaran elemanları sıkıştırılarak sürtünme kuvveti oluşturulup kasnaklar veya diskler üzerinden tork iletimi gerçekleştirilir. Bunu yaparken tahribatı önlemek için elemanlar arasına yağlayıcı bir sıvı püskürtülür. Özellikle toroidal SDA sisteminde araya püskürtülen bu sıvı elastohidrodinamik teoriye göre diskler arasında bir film tabakası oluşturur. Böylece tork aktarımı temas yüzeylerine nüfuz eden sıvı filmi üzerinden gerçekleşir. Zincirli veya kayışlı SDA

sisteminde ise elemanlar arası temas toroidal SDA'daki gibi tek noktadan olmayıp birçok noktadan sağlandığından elastohidrodinamik etki burada çok daha azdır.

3.1.1. Zincirli SDA Sistemleri

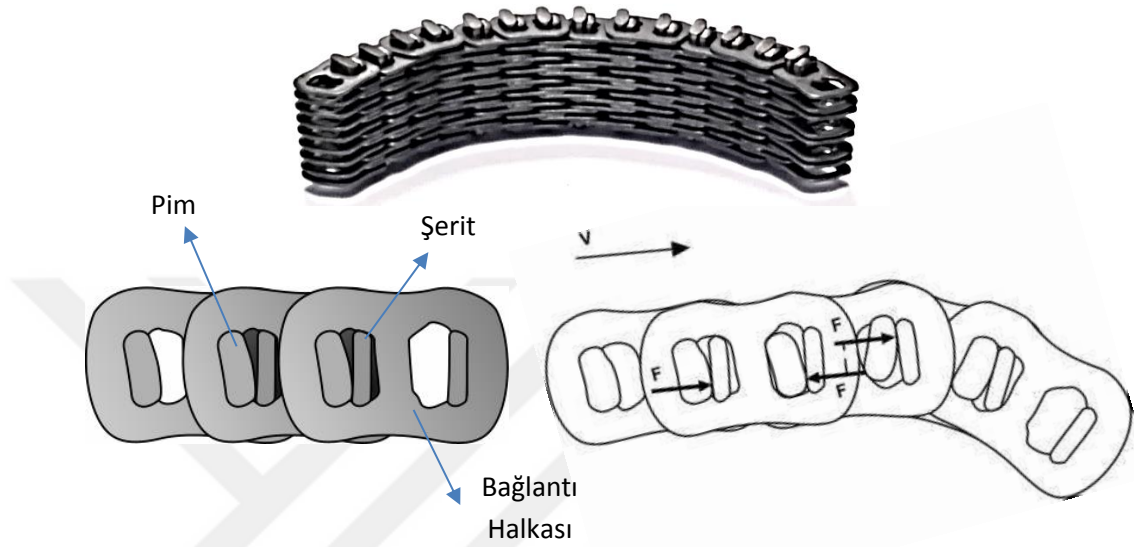
Zincirli SDA sistemleri V şeklindeki iki kasnak arasına yerleştirilen bir zincir ve karşılıklı iki takım kasnaktan oluşan güç aktarma sistemleridir, Şekil 3.2. Giriş kısmındaki güç, kasnakların birbirine doğru sıkıştırılması ile zincirin temas noktalarında oluşan sürtünme kuvveti sayesinde çıkış kısmına aktarılır. Zincirli SDA sistemi rejim halinde iken hareketli kasnakların birinin sıkıştırılma kuvveti artırılarak zincirin temas yarıçapı değiştirilir ve böylece çevrim oranı değiştirilmiş olur.

Zincirli SDA sistemlerinin yüksek devirlerde ve âni yüklenme durumlarında kopma mukavemeti yüksek olduğundan ömrü yüksektir. Zincirin kalınlığı artırılarak çok yüksek kapasitede (yaklaşık 400 Nm) tork aktarımı sağlanabilir.



Şekil 3.2. Zincirli sürekli değişken aktarma sistemleri

Bazı zincirli SDA sistemlerinde kasnakların üzerlerinde zincirin içerisinde aşağı yukarı hareket edebildiği kanallar mevcuttur. Eski tip zincirli SDA olarak adlandırılan bu sistemlerde hız oranı artırılıp azaltılması durumunda kanal ve zincir arasında aşırı sürtünme oluşacağından bunların verimi düşüktür ve kullanımı giderek azalmıştır.



Şekil 3.3. Zincirli SDA sisteminde zincir yapısı ve kuvvet iletimi

Şekil 3.3.'te görülen zincir yapısı GCI (Gear Chain Industry Inc.) tarafından tasarlanmıştır. GCI zincirinde pimler ve şeritler ile bunları tutan ve birbirleri ile iletişimini sağlayan bağlantı halkaları mevcuttur. Burada pimler ve şeritler kasnaklardan gelen aksenal sıkıştırma kuvvetlerini karşılamakta; bağlantı halkaları ise onları bir arada tutarak zincirin boyuna katılığını sağlamaktadır. Zincirin pimleri şeritlerden daha uzundur ve kasnaklara sadece bunlar üzerinden temas sağlanır. Pim, şerit ve bağlantı halkasının yüzey profilleri mukavemet ve titreşim frekansı göz önüne alınarak özel olarak tasarlanmıştır. Ayrıca, zincirli SDA sisteminde zincirin yapısı sistemin verimini de doğrudan etkilemektedir. Açıktır ki, bu sistemde zincirin genişliği arttıkça tork iletim kapasitesi de artmaktadır. Nitekim uygun bir zincir traktör ve rüzgâr türbinleri gibi yüksek güç aktarımı gereken yerlerde zincirli SDA sistemi kullanılabilir.

GCI tip zincirinin yanı sıra otomotiv sektöründe en yaygın olarak kullanılan zincirlerden biri de LUK tipi zincirlerdir. LUK zincirinin yapısı da GCI tipine benzer olup tasarımına ait detaylara burada yer verilmemiştir.

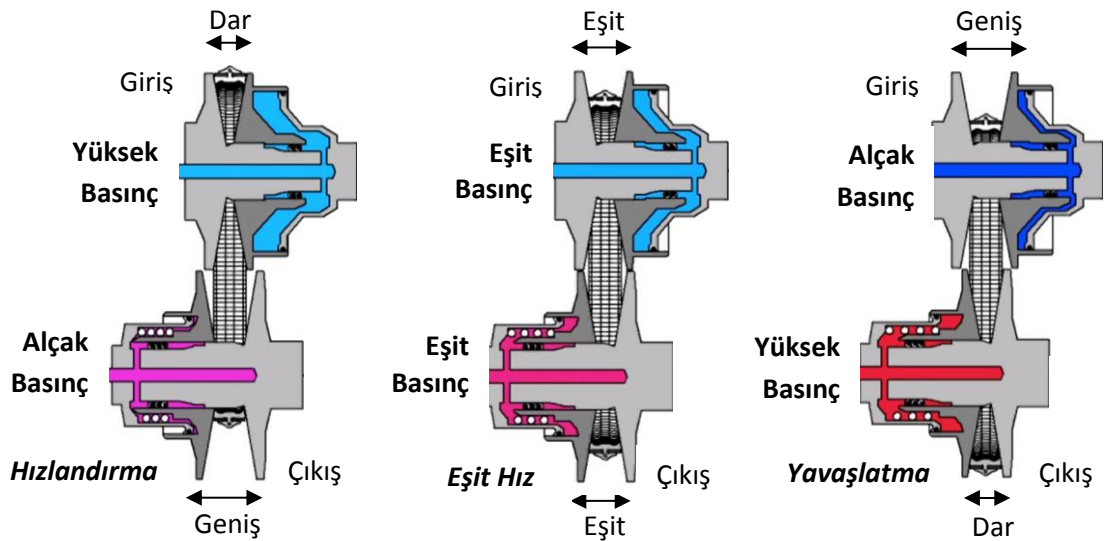
PIV tipi (Şekil 3.4) zincirler ise bağlantı plakası ve basma pimleri olmak üzere iki ana bileşen vardır, (Schonnenbeck ve Wagner, 2002).



Şekil 3.4. PIV tipi SDA zincirleri

Zincirli SDA sisteminde hız oranı çıkış açılal hızının giriş açılal hızına ya da giriş temas yarıçapının çıkış temas yarıçapına oranı olarak tanımlanır. Bu oran en çok giriş ve çıkış sıkıştırma kuvvetlerinin oranı ile aktarılan torkun değerine bağlıdır.

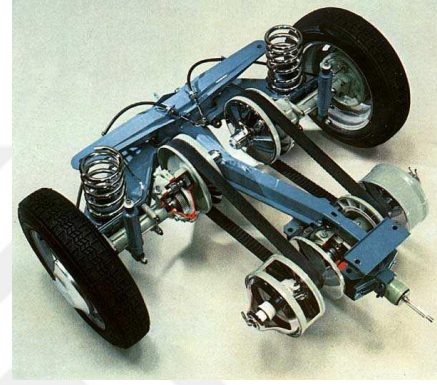
Zincirli SDA sistemlerinin çalışma prensibi, giriş ve çıkış kısımlandaki hareketli kasnakların daralıp genişlemesi sonucu zincirin temas yarıçapının artması ya da azalması esasına dayanır. Örneğin çıkış kısımlandaki hareketli kasnağın sıkıştırma basıncı arttırılırsa, V şeklindeki zincirin dinamik etkilerden dolayı yukarı çıkıp temas yarıçapı artar. Böylece giriş kısımlandaki hareketli kasnak yana doğru açılarak mesafesi genişlemiş nihayetinde çevrim oranı değişmiş olur. Şekil 3.5’de SDA’nın tork aktarımının olmaması hali için maksimum, eşit ve minimum çevrim oranına ait pozisyonları soldan sağa doğru sıralı halde verilmiştir.



Şekil 3.5. Zincirli SDA sistemlerinde farklı çevrim oranları ile zincir ve kasnakların pozisyonları (sıfır tork aktarımı durumunda)

3.1.2. Kayışlı SDA Sistemleri

Kayışlı SDA sistemleri zincirli benzer şekilde karşılıklı iki V kasnak ile bunlar arasında çalışan çok sayıda çelik plakadan ibaret bir metal V kayıştan meydana gelir. Bu kayış, kasnakların birbirine hidrolik güç yardımıyla yakınlaştırılıp uzaklaştırılması ile giriş ve çıkış çapları sürekli değişecek şekilde hareket ettirilir. Böylece kasnakların hareketiyle çevrim oranı sürekli olarak artırılıp azaltılarak sürekli değişken bir aktarma elde edilir.

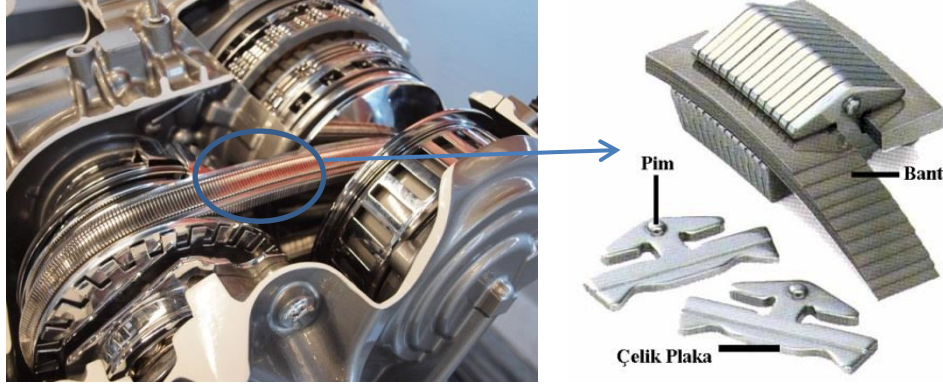


Şekil 3.6. Kayışlı SDA sistemlerinin en eski kullanımına örnek (DAF 55)

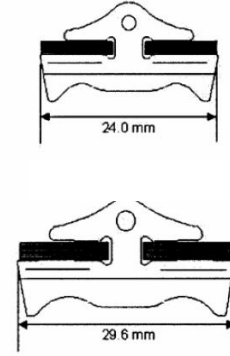
Şekil 3.6'da görüldüğü gibi V kayışlı SDA sisteminin kullanıldığı ilk araç DAF tarafından 1958'de üretilmiştir. Burada kauçuk esaslı bir V kayışlı iki kademeli bir SDA şanzıman kullanılmıştır. Fakat kauçuk esaslı eski tip SDA kayışlarının kopma mukavemeti ve ayrıca sistemin toplam mekanik verimi düşük olduğundan taşıtlardaki kullanımı yaygınlaşmamıştır. Mamafih gelişen teknoloji ile kayışın mukavemeti arttırılmış ve sistemin mekanik veriminde ciddi iyileşmeler sağlanmıştır ve böylece kayışlı SDA'ların kullanımı 2000'li yıllardan sonra tekrar artmaya başlamıştır.

Şekil 3.7'de çelik itme V kayışlı bir SDA sistemi (VDT), kayışın yapısı ve üzerinde bulunan plakalara ait bazı özellikler ile bunların yapısı gösterilmiştir. İtme esaslı V kayışı ilk defa Dr. Hub Van Doorne tarafından keşfedilmiştir. İtme esaslı V kayışında çelik plakalara yerleştirilen iki takım çelik bantlar mevcuttur. Bir kayışta yaklaşık 400 adet çelik plaka ve bunlara yerleştirilen 9-12 adet çelik bant mevcuttur. Yerleştirilen çelik plakaların birbirini itmesi suretiyle tork aktarımı gerçekleşir ve ayrıca bantlar sayesinde kayışın kopma mukavemeti arttırılmış olur. Fakat yine de kayışın kopması ve tahribatı göz önüne alındığında, bu sistemler 150 kW'dan fazla güç aktarımı yapılacak

makinelere tercih edilmezler. Bu tip büyük güç aktarımı gereken yerlerde zincirli veya toroidal SDA sistemleri kullanılır.



		Çelik Bant Sayısı	
		9	12
Genişlik	24 mm	85 kW	105kW
	30 mm	115 kW	180 kW



Şekil 3.7. VDT itme kayışlı SDA sistemi

Kayışlı SDA sistemlerinde iletebilecek güç miktarları, Şekil 3.7’de verilen tabloda da görüldüğü üzere, kayışın genişliği arttıkça artmaktadır. Benzer şekilde plakalar arasına yerleştirilen çelik bant sayısı arttıkça daha fazla güç aktarımı mümkündür. Fakat unutulmamalıdır ki kayışın kalınlığı ve genişliğini arttırmak ağırlığını arttıracak, esnekliğini azaltacaktır. Bu nedenle iletilen tork ile kayışın boyutu ve özellikleri arasında iyi bir seçim yapmak gereklidir.

Titreşim ve ses açısından kayışlı SDA sistemleri zincirliye göre daha üstündür. Bunun sebebi ince plakaların sağladığı yüksek doğal frekanstır. Ayrıca daha fazla temas yüzeyi zincirliye göre bir üstünlük sayılabilir. Güç aktarma kapasitesi ve ömrünün daha düşük olması zincirli ve toroidal SDA sistemlerine göre mahzurlarındandır.

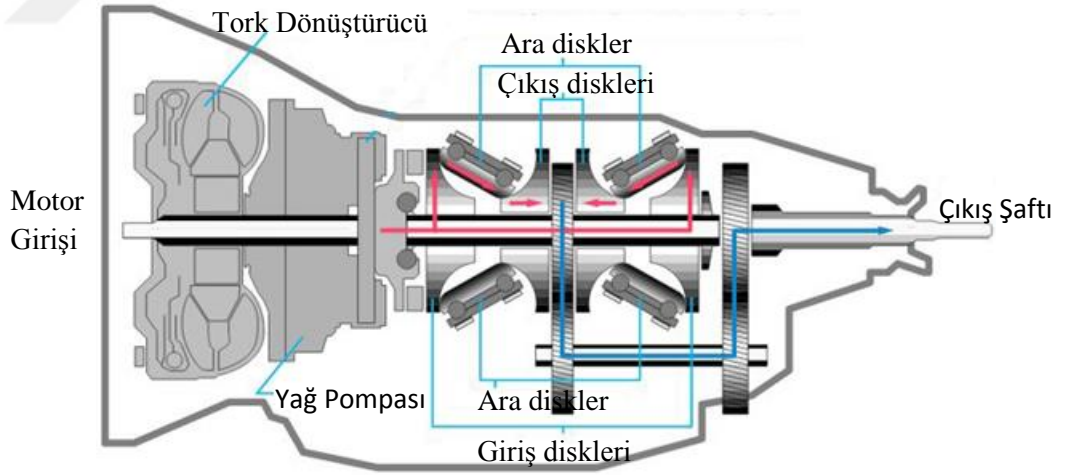
3.1.3. Toroidal SDA Sistemleri

Toroidal sürekli değişken aktarma sistemleri kayışlı, zincirli ya da konik sistemlerden farklı olarak diskler üzerinden güç aktarımı sağlarlar. Bu sistemlerde giriş disk, çıkış disk ve ara iletim diskleri bulunur, Şekil 3.8. Giriş ve çıkış diskleri simitsi, toruslu ya da bilinen adıyla toroidal bir geometriye sahiptir. Çevrim oranının arttırılması ya da azaltılması ara disklerin giriş ve çıkış disklerine olan temas yarıçaplarının değiştirilmesi ile sağlanır.



(a)

(b)



(c)

Şekil 3.8. Toroidal SDA sistemi: Torotrak tam toruslu SDA (a), Nissan yarım toruslu SDA (b), toroidal SDA'nın araçtaki yapısı (c)

Toroidal SDA sisteminde sürtünme kuvvetinin oluşabilmesi için giriş ve çıkış diskleri birbirine doğru yüksek basınçta basılmaktadır. Dönen disklerin arasına özel bir sıvı (traction fluid) püskürtülür ve hidrodinamik etkiyle bu sıvı disklerin arasına girer.

Basınç etkisiyle disklerin temas noktalarında bir miktar elastik ezilme meydana gelir ve dolayısıyla elastohidrodinamik bir etki oluşur. Elastohidrodinamik yağlama esaslı bu sistemlerde diskler birbirlerine doğrudan temas etmezler. Zira yüzeyler arasına giren sıvı yüksek basınç altında camlaşarak kayma gerilmesi taşıyabilen bir ped oluşturur ve bu suretle tork iletimi sağlanır. Dolayısıyla disklerin yüzeyleri arasında metal metale temas etmeden güç aktarılır.

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. Dolayısıyla kullanılan sıvının özelliği iyi bilinmeli ve en iyi çalışma sıcaklığı bölgesinde işlem yapılmalıdır. 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.

Toroidal SDA sisteminde döndürme momentinin iletilebilmesi için temas bölgesinde ara disk ile ana diskin hızları arasında küçük miktarlarda bir fark olması yani bir kayma olması gerekir. Bir başka ifadeyle sistemde güç aktarımının sağlanabilmesi için iki yüzey arasında her zaman bir hız farkının oluşması gerekir. Bu farklar sistemin verimini etkileyeceğinden çok büyük kaymalara müsaade edilmemelidir.

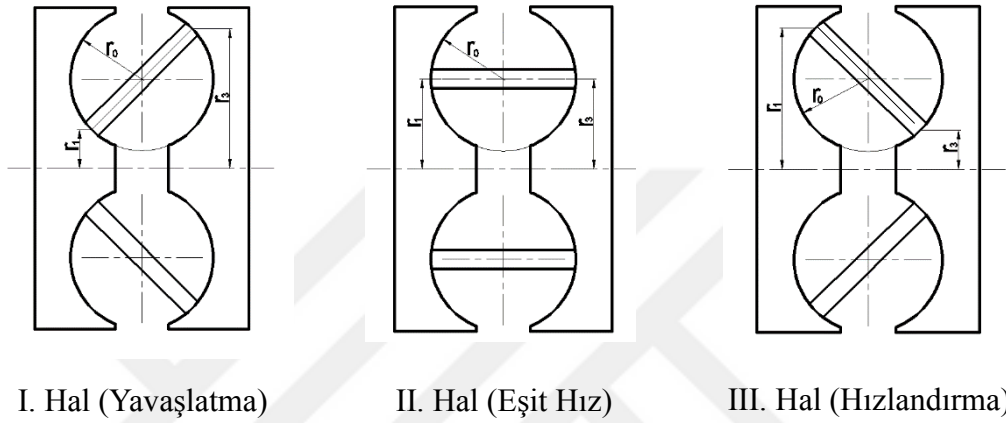
Toroidal SDA sistemlerinde disklerin temas noktalarında yüksek miktarda gerilmeler oluşur. Bu gerilmeler Hertz gerilmeleri teorisine göre modellenebilir. Oluşan gerilmeler sıkıştırma kuvvetine bağlı olarak 1 ila 5 GPa arasında değişir. Temas noktasındaki bu gerilmeler temas alanını ve temas bölgesinde oluşan film tabakasının kalınlığını etkiler. Temas alanı disklerin boyutlarına, malzemesine, sıkıştırma kuvvetinin büyüklüğüne ve sıvının özelliğine göre değişkenlik gösterir.

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

Tam toroidal sürekli değişken aktarma sistemleri giriş diski, ara diskler ve çıkış diskinden oluşur. Giriş diski ile çıkış diski arasındaki boşluk tam bir torus ya da simit

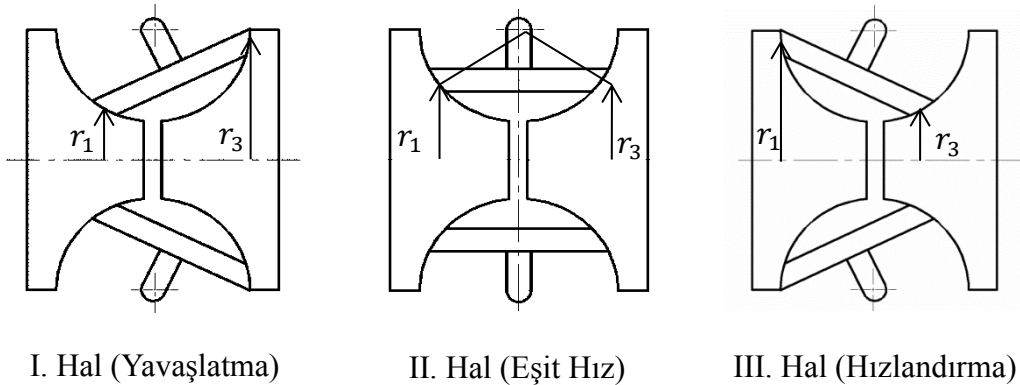
oluşturduğunda tam toroidal SDA olarak adlandırılır. Burada ara diskler oluşan küresel bölgenin tam merkezindedir.

Şekil 3.9'da tam toruslu SDA sisteminin yavaşlatma, eşit hal ve hızlandırma durumlarına karşılık gelen ara disklerin pozisyonları verilmiştir. Burada ara disklerin giriş temas yarı çapı r_1 ve çıkış temas yarı çapı r_3 değiştirilerek çevrim oranı ayarlanmış olur.



Şekil 3.9. Tam toroidal SDA sisteminde hız değişkenliği

Yarım toroidal sürekli değişken aktarma sistemlerinde tam toroidal SDA sistemlerinin aksine giriş diski ile çıkış diski tam bir simitsi ya da torus oluşturmaz. Ortadan bölünmüş şekilde yarım toruslu bir yapıya sahiptir. Şekil 3.10.'da yarım toroidal SDA sisteminin yavaşlatma, eşit hız ve hızlandırma durumlarına ait geometrik pozisyonları gösterilmiştir. Burada da ara disklerin sırasıyla giriş ve çıkış temas yarıçapları olan r_1 ve r_3 yarıçapları değiştirilerek çevrim oranı artırılıp azaltılır.

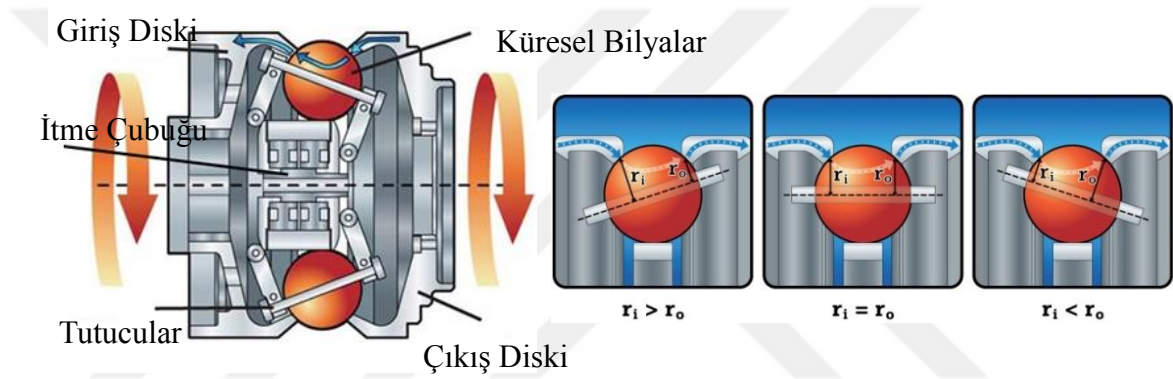


Şekil 3.10. Yarım toroidal SDA sistemlerinde hız değişkenliği

Yarım toroidal SDA sistemlerinde yüksek hızlarda ara disklerin temas noktaları doğrultusunda oluşan spin hareketi daha azdır. Spin etkisinin az olması varyatörün verimini arttırmaktadır. Buna karşılık yarım toroidal sistemde ara disklerin kontrolü tam toroidal SDA'ya göre daha zordur. Bunun yanında tam toroidal SDA sistemlerinde çevrim oranı 0.5 ila 2 arasında iken yarım toroidal de 0.4 ila 2.6 arasındadır.

3.1.4. Bilyalı SDA Sistemleri

Bu sistemlerde bir giriş diski, bir çıkış diski ve aralarında güç aktarımını sağlayacak küresel toplar mevcuttur. Giriş diski dönünce küresel topları döndürür, toplar da çıkış diskini döndürür. Aktarılmak istenen güç bu küreler üzerinden çıkış diskine iletilir.



Şekil 3.11. Bilyalı SDA sistemi
(<http://www.fallbrooktech.com/nuvinci-technology>)

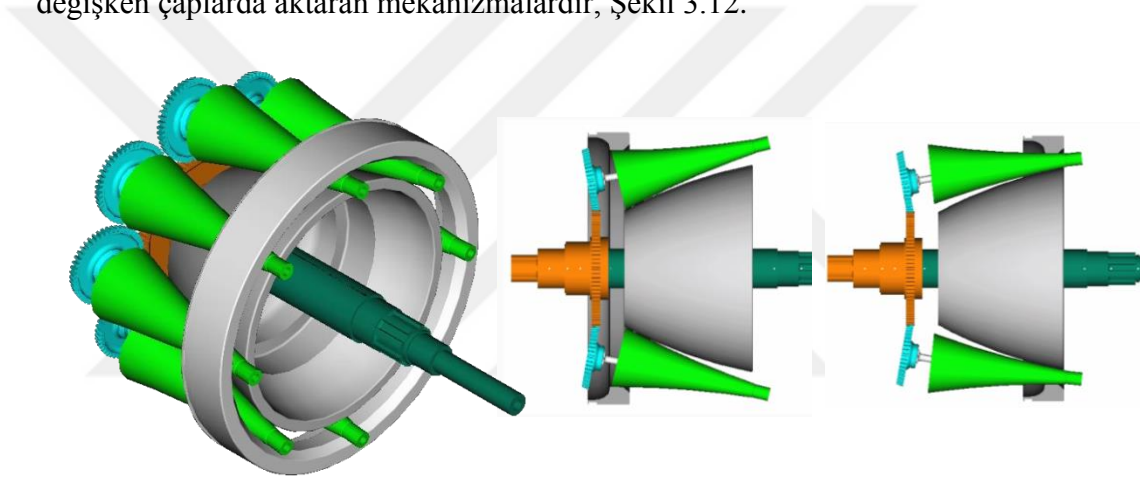
Şekilde 3.11.'de bilyalı bir sürekli değişken aktarma sistemi ve parçaları görünmektedir. Şekilde görülen itme çubuğu sağdan sola doğru ötelendiği zaman, bu çubuğa merkezlerinden delinerek pimlerle bağlı olan küresel toplar hareketin tersi yönünde dönerler. Bunun sonucunda küresel bilyaların giriş ve çıkış disklerindeki temas noktaları değişerek çevrim oranı değişmiş olur. Şekil 3.11'de görüldüğü gibi, $r_1 = r_0$ iken çevrim oranı birdir. İtme sonucu $r_1 > r_0$ olduğunda çevrim oranı birden küçük olur ve çıkış diski hızlanır. Tam tersi yönde itilirse $r_1 < r_0$ olur ki bu durumda çevrim oranı birden büyük olur ve çıkış diski yavaşlar.

Bilyalı SDA sistemlerinde de toroidal SDA'lar gibi yüzeyler arasına özel bir yağ püskürtülür ve yüzeyler arasında bir film tabakası oluşturulur. Böylece güç aktarımı bu metal metale temas olmadan bu yağ filmi üzerinden aktarılır. Bununla birlikte, bilyalı SDA sistemlerinde çevrim oranı aralığı 0.5-1.75 arasındadır ki bu değer diğer zincirli ve

toroidal SDA'lara kıyasla küçüktür. Öte yandan, bilyalı SDA sistemleri daha az güç iletimi gereken yerlerde tercih edilir (maksimum 4-5 kW). Kullanım alanları genellikle, küçük elektrikli aletler, bisikletler ve motosikletler olan bu sistemlerin üretim maliyeti düşüktür ve kontrolü kolaydır.

3.1.5. Diğer SDA Sistemleri

Günümüzde en yaygın olarak kullanılan zincirli/kayışlı ve toroidal SDA sistemlerinin yanı sıra birçok farklı mekanizmaya dayanan SDA sistemleri geliştirilmiştir. Bunlardan biri olan Warko tarafından geliştirilen konik SDA sistemleri bir veya daha fazla konik silindirlere kullanılarak giriş kısmından aldığı dönme hareketini çıkış kısmına sürekli değişken çaplarda aktaran mekanizmalardır, Şekil 3.12.



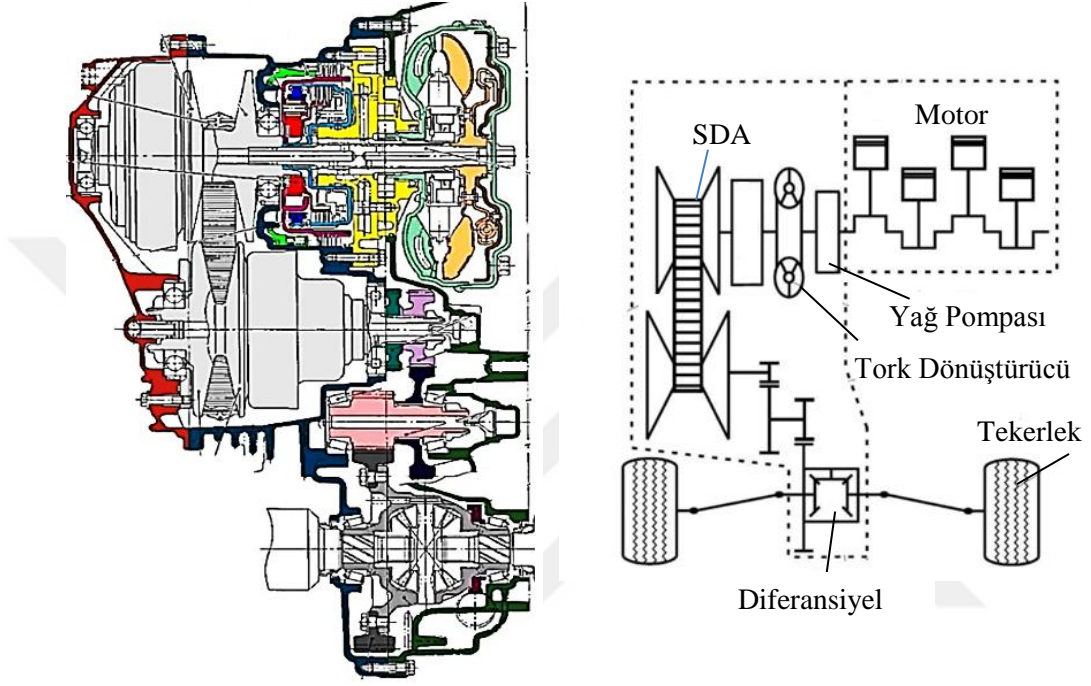
Şekil 3.12. Warko konik SDA sistemi ve hız değişkenliği

Bu tip SDA sistemlerinde konilerin üstüne yerleştirilen bilezik ileri veya geri hareket ettirilerek çıkış konisinin dar ya da geniş çapları arasında varyasyon sağlanır ve temas yarıçapı değiştirilir. Böylece hızlanma ya da yavaşlama belli bir oran arasında sonsuz vites oranı ile sağlanmış olur. Böyle bir SDA sisteminde 4, 6 ve 8 koniye karşılık 200, 300 ve 400 Nm güç aktarımı mümkündür.

Hidrolik sürekli değişken aktarma sistemleri, mekanik sistemler gibi sürtünmeye dayalı olarak çevrim oranını değiştirmek yerine hidrolik yağın basıncını ve debisini ayarlayarak çevrim oranını azaltıp arttıran sistemlerdir. Hidrostatik SDA sistemleri ise değişken stroklu bir pompa ile bir motordan meydan gelir ve strok ile sistem basıncı değiştirilerek hız oranı kontrol edilir.

3.1.6. SDA Sistemlerinin Taşıtlardaki Kullanımı

Sürekli değişken aktarma sistemleri makine, robotik, havacılık vb. gibi çeşitli alanlarda kullanılmakla birlikte en yaygın olarak taşıtlarda güç aktarma sistemi olarak kullanılırlar. İçten yanmalı motorlara sahip bir taşıtta SDA sisteminin kullanımına ait gösterimi Şekil 3.13’de verilmiştir.



Şekil 3.13. SDA'lı bir taşıtın güç aktarma ünitesinin şematik gösterimi

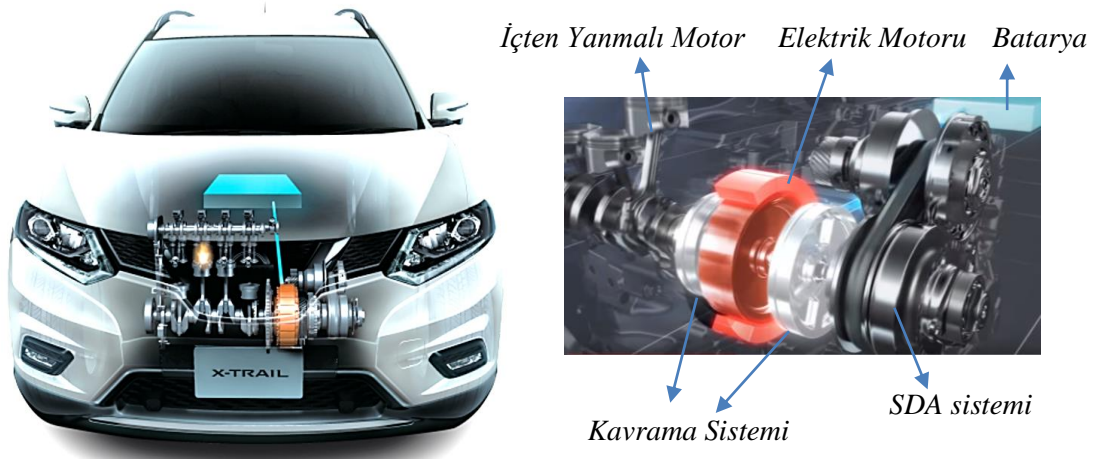
Burada içten yanmalı motorun krank şaftı kavrama görevi üstlenen tork dönüştürücüyü besleyen yağ pompasına bağlıdır. Tork dönüştürücü ile SDA arasında aracın ileri ya da geri hareketini sağlayan planet mekanizması mevcuttur. Aktarma sisteminin ana elemanı olan SDA sistemi ise hareketli kasnaklar, zincir ve sıkıştırma kuvvetini sağlayan hidrolik ünitelerden oluşur. SDA sisteminden aktarılan güç son olarak sabit bir redüksiyon oranı ile diferansiyele aktarılır.

Burada SDA sisteminin doğru bir çevrim oranı ile başlatılması ve kontrol edilmesi yakıt tüketimi için çok önemlidir. İçten yanmalı motorun en iyi çalışma bölgesi belirlenerek SDA sistemi ile motorun sürekli o noktalar etrafında çalışması sağlanmalıdır. Bunun için aracın hızlanma performansı ve yakıt tüketimini göz önüne alarak SDA sistemi için en iyi kontrolü sağlayan bir program geliştirilmelidir.

SDA sistemleri taşıtlarda ayrıca frenleme esnasında kaybedilen momentumun bir volan(çark) ile elektrik enerjisi olarak depolanmasına dayanan kinetik enerji geri kazanım sistemlerinde de kullanılır (Bottiglione ve ark. 2013). İlk örneklerinde daha çok trenlere ve büyük halk otobüslerine uygulanan bu sistemler, hibrit teknolojisiyle gün geçtikçe otomobillerde de yaygınlaşmaktadır.

SDA'nın Hibrit ve Elektrikli Araçlarda Kullanımı

Günümüzde fosil yakıtlı motorlardan kaynaklanan zararlı gaz salınımlarının azaltılmasına yönelik çalışmalar üretici firmaları hibrit ve elektrikli araçlara yönlendirmektedir. Hibrit araçların temel çalışma prensibi küçük hacimli bir içten yanmalı motor ile elektrik motorunun bir arada kullanılmasına dayanır. Genelde aracın 10 kW'tan az güce ihtiyacı olduğu durumlar ile ilk kalkışlarda elektrik motoru kullanılmakta ve böylece sıfır zararlı gaz salınımı sağlanmaktadır. Yüksek tork ve hız gereken durumlarda ise içten yanmalı motor devreye girer. Esasen elektrik motoru ile içten yanmalı motorun ne zaman ayrı ne zaman birlikte çalışacağı çok karmaşık bir mühendislik problemidir. Güç yönetimi konusunun ilgili olan bu konunun üzerine aracın hem dinamik cevabı hem de yakıt tüketimi dikkate alınarak çok çeşitli kontrol algoritmaları ve optimizasyon problemleri geliştirilmektedir.

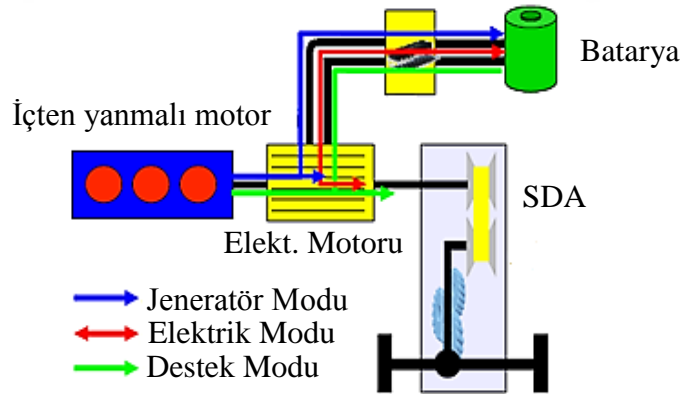


Şekil 3.14. SDA sisteminin kullanıldığı örnek bir hibrit araç: Nissan X-trail

Hibrit araçlarda kullanılan güç aktarma sistemleri de tork aktarımını verimli bir şekilde sağlaması gerekir. Bunu için de mümkün olduğu kadar geniş aralıkta ve sürekli bir vites oranı değişimi gereklidir. Bundan dolayı SDA sistemlerinin hibrit araçlarda da

kullanımı diğer klasik araçlara benzer bir fayda sağlamaktadır. Şekil 3.14'da Nissan X-trail hibrit aracı ve güç ünitesi gösterilmiştir. Şekilde elektrik motoru, içten yanmalı motor, güç aktarma sistemi (SDA) ve kavramaların konstrüktif yapısı verilmiştir. Araçtaki sürüş durumuna göre yukarıda da bahsedilen hangi motorun devreye alınacağı veya elektrik motorunun tahrik ya da jeneratör modunda mı çalışacağı ilgili kavramaların devreye alınması suretiyle kontrol edilmektedir.

Şekil 3.15'de ise benzer şekilde SDA'lı Honca Civic, Hyundai Accent, Kia Rio gibi hibrit araçlarının güç aktarma organları şematik olarak görülmektedir. Debal ve ark. (2010) tarafından yapılan çalışmada, SDA sisteminin hibrit araçlardaki konstrüktif yapısı, dinamiği ve kontrol senaryoları incelenmiştir. Şekilde verilen sistemin çalışma prensibi şu şekildedir: Üretim ya da jeneratör modunda içten yanmalı motor gereğinden fazla tork üreterek hem aracı tahrik eder hem de bataryanın dolumu için gerekli enerjiyi temin eder (Mavi çizgi). Elektrik modunda araç sadece elektrik motorundan tahrik edilir, içten yanmalı motor çalışmaz (Kırmızı çizgi). Yardım ya da destek modunda ise hem içten yanmalı motor hem de elektrik motoru birlikte çalışarak araca gerekli gücü sağlar (Yeşil çizgi). Burada her durumda güç aktarımı SDA üzerinden gerçekleşir.



Şekil 3.15. SDA'lı bir hibrit aracın güç aktarma şeması (Debal ve ark., 2010)

SDA sistemleri hibrit araçlarda kullanıldığı gibi elektrikli araçlarda da kullanılmaya çalışılmaktadır. Ancak elektrikli bir araçta SDA kullanımı ve bunun diğer klasik tek ya da çift kademeli sistemlere göre fayda ve mahzurları konusu üzerinde çalışmaya ve geliştirmeye muhtaç bir konudur.

3.2. Teorik Analiz

Zincirli SDA sistemlerinin aslında teorik olarak incelenmesi gereken birçok yönü bulunmaktadır. Fakat bunların en önemlilerinden birisi; sistemin geçici haldeki dinamik dengesinin incelenmesi ve nihayetinde sürtünme kuvvetleri ile bunları sağlayacak sıkıştırma kuvvetlerinin belirlenmesidir. Çünkü sürtünme esaslı bu sistemde istenilen çevrim oranının hassas şekilde kontrol edilebilmesi için sıkıştırma basınçlarının çok iyi belirlenmesi gerekir. Öte yandan, sistemin vites geçişlerinin dinamik davranışı da zincirli SDA sisteminin en önemli teorik analizleri arasında yer almaktadır.

Bu bölümde, tezin amacına uygun olarak zincirli bir SDA sisteminin durağan ve geçiş hali dinamiğine ait denklemler verilmiş veya çıkarılmıştır. Bu denklemler kullanılarak vites geçiş hızını temsil eden ve literatürde var olan birinci mertebe bir diferansiyel denklem teorik olarak analiz edilip nümerik çözüm yöntemi verilmiştir. Daha sonra vites oranını kontrol etmek üzere tüm bu denklemler kullanılarak PI denetleyicili geri beslemeli bir kontrol gerçekleştirilmiştir. Bunun yanı sıra elektrikli bir araçta SDA sisteminin kullanımına ait dinamik denklemler çıkarılmış ve motorun en verimli bölgesinde çalışmasına imkan sağlayan bir algoritma geliştirilmiştir.

3.2.1. Zincirli SDA Sisteminin Rejim Hali Dinamiği

Zincirli bir SDA sisteminin rejim haline ait dinamiğini incelemek üzere zincirin vites geçişi sırasındaki kinematik denklemleri çıkarılmış ve daha sonra bu durumdaki dinamik denklemler Carbone ve ark. (2005) tarafından ele alındığı şekilde verilmiştir. Burada zincir; bir boyutlu, enine ve boyuna sonsuz rijitliğe sahip ve radyal eksenindeki kalınlığı ihmal edilen sürekli bir cisim olarak ele alınmıştır. Kasnakların sıkıştırma kuvvetleri altındaki şekil değiştirmeleri ise göz önüne alınmıştır.

SDA sisteminin en önemli kinematik bağıntısı hız, vites ya da çevrim oranıdır ve denklemlerde τ ile gösterilecek bu oran aşağıdaki formül ile tanımlanır:

$$\tau = \frac{R_1}{R_2} \approx \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (3.1)$$

Burada ω_1 ve ω_2 sırası ile giriş ve çıkış kasnaklarının açısal hızları iken R_1 ve R_2 zincirin giriş ve çıkış kasnaklarındaki temas yarıçaplarıdır. Denklem 3.1'de verilen yarıçaplar

Burada O noktası koordinat sisteminin merkezidir. Denklem 3.6'nın zamana göre türevi alınırsa (\hat{e}_z 'nin türevinin olmadığı göz önüne alınarak) mutlak hız aşağıdaki gibi bulunur:

$$\mathbf{v}_{p_1} = \dot{\mathbf{r}}_{p_1} = \dot{r}\hat{e}_r + r\dot{\theta}\hat{e}_\theta + (\dot{z} + \dot{r}\tan\beta)\hat{e}_z \Rightarrow \mathbf{v}_{p_1} = \dot{r}\hat{e}_r + r\dot{\theta}\hat{e}_\theta + (\dot{z} + \dot{r}\tan\beta)\hat{e}_z \quad (3.7)$$

Hareketli kasnağın hızı aşağıdaki gibi olduğundan,

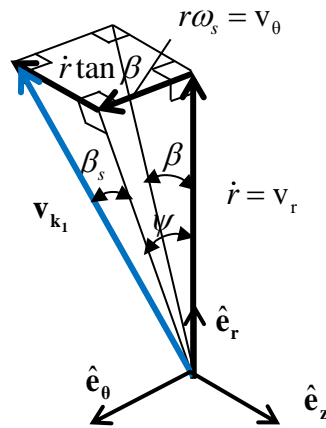
$$\mathbf{v}_k = r\omega\hat{e}_\theta + \dot{z}\hat{e}_z \quad (3.8)$$

zincirin temas noktasının kayma hızı şu şekilde bulunur:

$$\mathbf{v}_{k_1} = \mathbf{v}_{p_1} - \mathbf{v}_k = [\dot{r}\hat{e}_r + r\dot{\theta}\hat{e}_\theta + (\dot{z} + \dot{r}\tan\beta)\hat{e}_z] - (r\omega\hat{e}_\theta + \dot{z}\hat{e}_z) \quad (3.9)$$

$$\mathbf{v}_{k_1} = \dot{r}\hat{e}_r + r(\dot{\theta} - \omega)\hat{e}_\theta + \dot{r}\tan\beta\hat{e}_z = \dot{r}\hat{e}_r + r\omega_s\hat{e}_\theta + \dot{r}\tan\beta\hat{e}_z \quad (3.10)$$

Burada $\omega_s = (\dot{\theta} - \omega)$ zincirin kasnağa göre kayma açısal hızıdır. Denklem 3.10'da elde edilen zincirin kayışa göre bağlı kayma hızı Şekil 3.17'de gösterilmiştir. Bu hızların belirlenmesi sürtünme kuvvetlerinin yönlerinin belirlenmesi için elzemdir. Nitekim sürtünme kuvveti \mathbf{v}_{k_1} ile gösterilen kayma hızının tersine doğru oluşacaktır. Zincirin diğer temas noktasına ait benzer denklemler de yukarıdaki işlemlere benzer şekilde bulunabilir fakat bu denklemlere burada yer verilmemiştir.



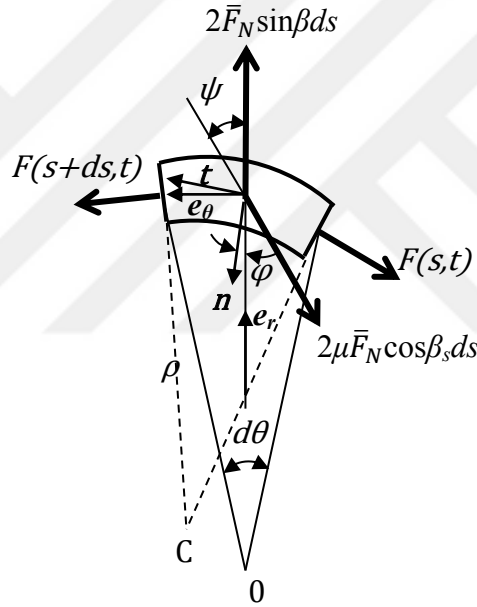
Şekil 3.17. Zincirin kayma hızı ve kinematik büyüklükleri

Hızların ve açıların birbirleri ile olan ilişkileri Şekil 3.17'den de anlaşılacağı gibi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\tan \psi = \frac{v_\theta}{v_r} = \frac{r\omega_s}{\dot{r}} \quad (3.11)$$

$$\tan \beta_s = \tan \beta \cos \psi \quad (3.12)$$

Burada ψ kayma açısı, β kasmağın koni açısı, v_θ ve v_r ise sırasıyla teğetsel ve radyal kayma hızlarıdır. Diğer açısal büyüklükler zincirin denge denklemlerini incelemek için sonsuz küçük bir parçasının üzerine etki eden tüm kuvvetleri belirlemek gerekir. Şekil 3.18'de zincirin sonsuz küçük bir parçasığı üzerine gelen tüm kuvvetler görülmektedir.



Şekil 3.18. Zincirin üzerine etki eden kuvvetlerin gösterimi

Şekil 3.18 dikkate alınarak zincire etki eden baskı kuvvetleri ve sürtünme kuvvetleri altında zincirin diferansiyel parçasının denge denklemleri φ şekil değiştirme açısının ihmal edilmesi halinde, \hat{t} ile \hat{n} birim vektörleri yönünde Newton'un ikinci hareket kanuna göre sırası ile aşağıdaki gibi yazılabilir: (Carbone ve ark., 2005)

$$\frac{\partial F}{\partial \theta} = 2R\mu\bar{F}_N \cos \beta_s \sin \psi \quad (3.13)$$

$$\frac{F}{\rho} - 2\bar{F}_N \sin \beta + 2\mu\bar{F}_N \cos \beta_s \cos \psi = \sigma\omega^2 R \quad (3.14)$$

Bu denklemlerin çıkarılışında kullanılan ara işlemler burada verilmemekle birlikte ayrıntılar Carbone ve ark. (2005) tarafından ele alınan çalışmada görülebilir. \bar{F}_N birim boya düşen normal kuvvet, F zincirdeki gergi kuvveti, ρ zincirin temas noktasının eğrilik yarıçapı, ω açısal hızı, μ ise zincir ile kasnağın arasındaki sürtünme katsayısıdır. Ayrıca σ ise zincirin birim boya düşen kütleini temsil etmektedir. Denklemlerde teğetsel ivme, zincirin rejim halinde sabit açısal hızla döndüğü kabulü ile sıfır alınmıştır.

Denklem 3.13 ve Denklem 3.14 $r \approx \rho \approx R$ kabulü ile tekrardan yazılırsa, birim boya düşen sıkıştırma kuvveti ve zincirdeki gergi kuvvetinin değişimi sırasıyla şu şekilde elde edilir:

$$\bar{F}_N = \frac{\hat{F}}{2R(\sin \beta - \mu \cos \beta_s \cos \psi)} \quad (3.15)$$

$$\hat{F} = \hat{F}_0 e^{\int_0^\alpha \frac{\mu \cos \beta_s \sin \psi}{\sin \beta - \mu \cos \beta_s \cos \psi} d\theta} \quad (3.16)$$

Burada $\hat{F} = F - \sigma\omega^2 R^2$ olarak tanımlanmıştır. \hat{F}_0 ise zincirin başlangıçtaki gergi kuvvetidir. Nihayetinde kasnağın pistonundaki oluşan sıkıştırma kuvveti aşağıdaki formül yardımıyla bulunur:

$$S = \int_0^\alpha \bar{F}_N (\mu \sin \beta_s + \cos \beta) R d\theta \quad (3.17)$$

Yapılan çalışmalar göstermiştir ki, rejim hali dinamiğinde çevrim oranını belirleyen en önemli iki parametre vardır: Birincisi giriş ve çıkış kasnaklarının sıkıştırma kuvvetlerinin oranı (S_1 / S_2), ikincisi ise boyutsuz torktur. Çıkış kısmına ait boyutsuz tork şu şekilde tanımlanır:

$$\mu_2 = \frac{\cos \beta}{2} \frac{T_2}{S_2 R_2} \quad (3.18)$$

Burada T_2 çıkış kasnağının torkudur ve zincirin kasnakla temasının başladığı ve bittiği noktadaki (gergin ve gevşek koldaki) gergi kuvvetleri F_1 ve F_2 ile şöyle ilişkilidir:

$$T_2 = (F_1 - F_2)R_2 \quad (3.19)$$

SDA sisteminde kasnakların şekil değişiminden dolayı zincirin temas yayında bir bozulma meydana gelir. Zincirin temas bölgesi bir miktar kasnak merkezine doğru kayar. Bunun sonucunda zincirin kasnağın şekil değiştirmemiş durumundaki radyal pozisyondaki, kasnağın şekil değişiminden kaynaklanan bir değişime uğrayacaktır. Bu yeni pozisyonundaki temas yarıçapı ve kasnağın şekil değişim miktarı dikkate alınarak zincirin radyal hızı aşağıdaki denklemle hesaplanabilir: (Carbone ve ark. 2005)

$$v_r = \dot{R} + \frac{1 + \cos^2 \beta_0}{\sin(2\beta_0)} \Delta \omega R \sin(\theta - \theta_c) \quad (3.20)$$

Burada β_0 kasnağın şekil değiştirmeden önceki kanal açısıdır ve şekil değişiminden sonraki kanal açısı ile arasında Sattler (1999) yaklaşımı ile $\beta = \beta_0 + 0.5\Delta \cos(\theta - \theta_c)$ şeklinde bir bağıntı olduğu dikkate alınarak Denklem 3.20 çıkarılmıştır. Burada Δ kosinüs fonksiyonunun genliği (sayısal değerleri eklerde verilmiştir), θ_c ise kanalın en geniş merkezinin konumudur. Zincirin gerekli uygunluk şartları dikkate alınarak, kayma hızları arasında yine Carbone ve ark. (2005) tarafından önerilen aşağıdaki denklem kullanılarak teğetsel hız elde edilmiştir.

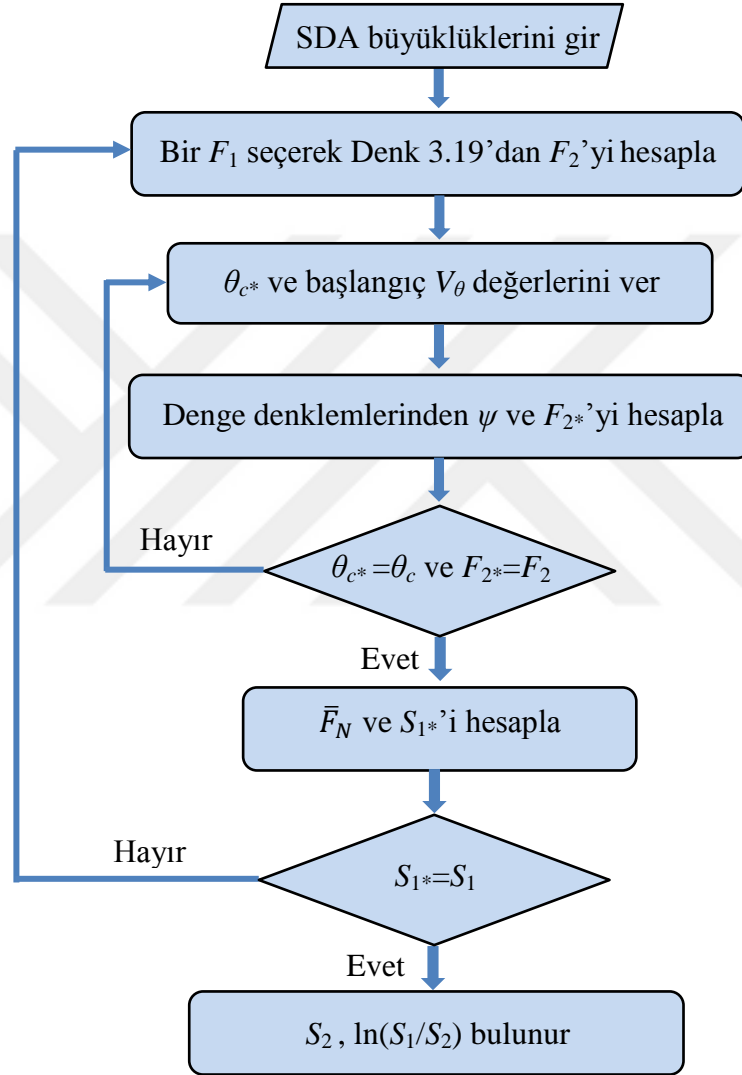
$$v_r + \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} = 0 \quad (3.21)$$

Denklemlerde yer alan kanalın en geniş kısmının pozisyonunu temsil eden θ_c açısı, yine Carbone ve ark. (2005) tarafından ilk defa öne sürülen ve bileşke normal kuvvetin açısız pozisyonunu veren aşağıdaki formül yardımıyla bulunur:

$$\tan \theta_c = \frac{\int_0^\alpha \bar{F}_N \sin \theta d\theta}{\int_0^\alpha \bar{F}_N \cos \theta d\theta} \quad (3.22)$$

Bu kısma kadar verilen ya da çıkarılan denklemler sistemin rejim halindeki dinamik

dengesi dikkate alınarak sıkıştırma kuvvetlerinin bulunması içindir. Ayrıca verilen denklemler hem giriş hem de çıkış kısmı için geçerlidir. Nümerik çözümde Şekil 3.16’da gösterilen gergin ve gevşek kolların giriş ve çıkış kısmında birbirine eşit olduğu göz önüne alınarak, denklemler her iki kısım için yazılarak giriş ve çıkış kısmına ait sıkıştırma kuvvetleri bulunur.



Şekil 3.19. Rejim hali dinamiğinin nümerik çözümünün akış şeması

Denklemlerin nümerik olarak çözülmesi için Şekil 3.19’da kısaca verilen şu adımlara izlenir: SDA sisteme ait değerler ve başlangıç şartları ($L, d, \beta, \mu, \tau, \omega_1, T_1, S_1$) verilir. Bu şartlar altında temas yarıçapı ve sarım açısı hesaplanır. Gevşek kolda herhangi bir gergi kuvveti seçilerek, gergin kolun kuvveti belirlenir. Ayrıca başlangıçta seçilen bir teğetsel kayma hızı değerlerine karşılık kayma açısı hesaplanır. Bu açı denge denklemlerinde

yerine koyularak birim boya düşen basınç kuvveti ve nihayetinde nümerik integral alınarak yayılı haldeki sıkıştırma kuvvetlerinin toplamını temsil eden eşdeğer bir sıkıştırma kuvveti bulunur. Aynı işlemler çıkış kısmındaki kasnak için de yapılır ve çıkış kısmı eşdeğer sıkıştırma kuvveti bulunur. Giriş ve çıkış kısmından elde edilen sıkıştırma kuvveti oranları, bir matrise yüklenerek sonraki bölümde verilen vites geçiş hızına ait birinci mertebeden diferansiyel denklemin nümerik çözümünde kullanılır.

3.2.2. Zincirli SDA Sisteminin Vites Geçiş Dinamiği

Bu bölümde çalışmanın esas amacına yönelik olarak vites geçişlerinin zamana göre değişimini temsil eden, Carbone ve ark. (2007) tarafından önerilen birinci mertebe diferansiyel denklemin ayrıntıları verilmiştir. Buna göre vites geçişlerinin zamana göre değişimi aşağıdaki denklem yardımı ile bulunur:

$$\dot{\tau} = \omega_1 a \Delta g \left[\ln \left(\frac{S_1}{S_2} \right) - \ln \left(\frac{S_1}{S_2} \right)_D \right] \quad (3.23)$$

Bu denklemdeki $a = \frac{1 + \cos^2 \beta_0}{\sin(2\beta_0)}$ ve $g = \tau c [1 - \tau h(\tau)]$ 'dir. Buradaki c ve h terimleri

için eklere bakınız. Bununla birlikte, $\ln(S_1/S_2)_D$ terimi, daha önce rejim hali için verilen denge denklemleri çözümünden elde edilen sıkıştırma kuvvetleri oranının logaritmasıdır. Denklem 3.23'ün çözülmesi için bu terimin bir matris halinde önceden elde edilmesi gerekir. Denklem 3.23'ten anlaşılacağı üzere vites geçiş hızı; açısal hız, şekil değiştirme genliği ve sıkıştırma kuvvetlerinin logaritması ile doğru orantılıdır. Denklem 3.23 ile verilen ifade boyutsuz olarak aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{\tau}_{at} = \frac{\dot{\tau}}{\omega_1 \Delta} = m \ln \left(\frac{S_1 / S_2}{(S_1 / S_2)_D} \right) \quad (3.24)$$

Burada $m = ag$ 'dir. Sistemin dinamiğinin daha detaylı incelenmesi için sıkıştırma kuvveti oranına sinüzoidal bir bozucu terim eklenmiş ve buna ilişkin denklem de aşağıdaki gibi verilmiştir:

$$\dot{\tau} = \omega_1 \Delta m \left[\ln \left(\frac{S_1}{S_2} + A \sin(\Omega t) \right) - \ln \left(\frac{S_1}{S_2} \right)_D \right] \quad (3.25)$$

3.2.3. SDA'nın Vites Oranının Geri Beslemeli PI Denetleyicili Kontrolü

Bu bölümde Denklem 3.23 kullanılarak PI denetleyicili geri beslemeli bir vites oranı kontrol programı geliştirilmiştir. Bu programda vites oranı, sistemin dinamiğini temsil eden birinci mertebeye diferansiyel denklemin anlık çözümünden hesaplanarak geri beslenir ve sıkıştırma kuvvetinin PI denetleyici ile ayarlanması sureti ile kontrol edilir. Referans vites oranı değeri τ_{ref} ile kontrol edilen değer arasındaki fark olan hata miktarı $e(t)$ ve PI denetleyicinin çıkış sinyali $u(t)$ aşağıdaki denklemler ile bulunur:

$$e(t) = \tau_{ref} - \tau(t) \quad (3.26)$$

$$u(t) = K_p e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt \quad (3.27)$$

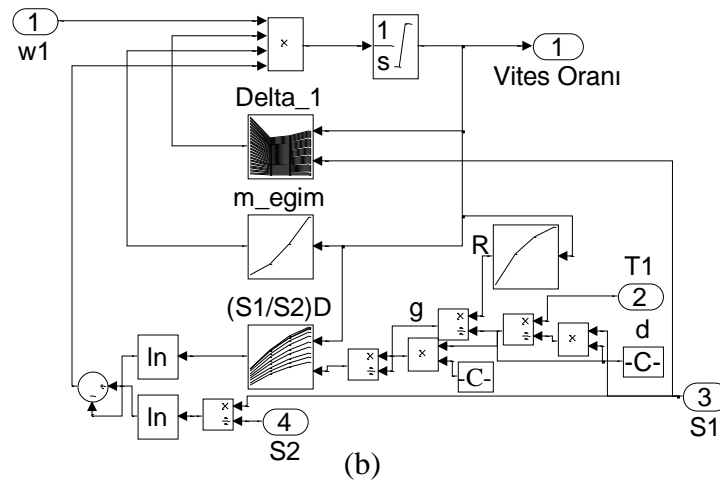
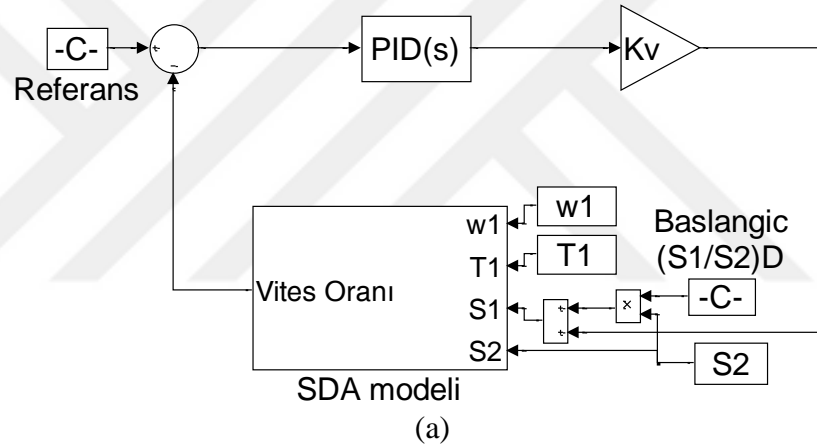
Burada K_p ve T_i PI denetleyicinin orantı kazancı ve integral zamanıdır. Bu katsayıların belirlenmesi; sistemin dinamiği lineer olmadığından klasik yöntemler yerine şu şekilde yapılmıştır: Oturma zamanının 0.001 hata toleransı ile aşım olmaksızın en küçük değerinin elde edildiği katsayılar deneme sına yöntemi ile hesaplanmıştır. Bu seçim yapılırken farklı giriş açılma hızları altında cevap eğrisinin eğiminin sabit olması koşulu da göz önünde tutulmuştur.

Şekil 3.20'de vites oranı kontrolü için geliştirilen PI denetleyicili geri beslemeli kontrol programı ve onun alt programı verilmiştir. Bu programda başlangıç vites oranı ve yükleme torku verilerek; $(S_1/S_2)_D$ isimli tablodan başlangıç sıkıştırma kuvveti oranı bulunur. Vites oranına referans bir basamak giriş verilmesi durumunda, denetleyiciden çıkan sinyal hidrolik sistemin kazanç sabiti K_v ile çarpılarak yeni sıkıştırma kuvveti hesaplanır. Bu değer başlangıç sıkıştırma kuvvetine eklenerek sistemin dinamiğini temsil eden birinci mertebeye diferansiyel denklem tekrar çözülüp vites oranı hesaplanır ve geri beslenerek istenilen değere erişir. Diferansiyel denklemin çözümü için gereken eğim katsayısı ve delta değerleri önceden hesaplanıp Şekil 3.20'de görüldüğü gibi tablo şeklinde programa yüklenmiştir. Burada servo basınç valflerinin cevap hızı sistemin cevap hızından çok daha yüksek olduğundan hidrolik sistemin dinamiği ihmal edilerek K_v şeklinde sabit bir kazanç katsayısı şeklinde modellenmiştir. Servo basınç valfin volt değişimine karşılık basıncı, ileride verilecek deney düzeneğinde

kullanılan valflere ait karakteristik eğriden $P = m_v V$ formülü ile hesaplanmıştır. Burada m_v birim volt girişine karşılık basıncın doğrusal değişiminin eğimi olup, söz konusu valfler için $m_v=6,66$ [Bar/V]'dir. Ayrıca girişteki hidrolik pistondan elde edile sıkıştırma kuvvetinin $S_1 = P_1 A_1 + C_1$ formülü ile hesaplandığı sonraki bölümde verilmiştir. Burada A_1 ve P_1 pistonun sırasıyla alanı ve basıncıdır. C_1 ise yağın santrifüj etkisinden kaynaklanan bir terimdir ve diğerinin yanında çok küçüktür, ihmal edilebilir. Dolayısıyla servo valf-hidrolik piston kazanç sabiti aşağıdaki ifade ile hesaplanır:

$$K_v = m_v V A_1 \quad (3.28)$$

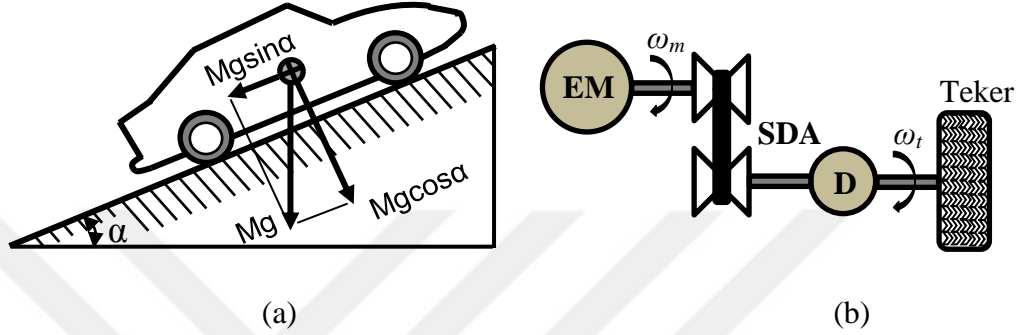
Burada deney düzeneğinde kullanılan hidrolik silindirin alanı dikkate alınarak $A_1 = 0,01979 \text{ m}^2$ seçilmiş ve K_v yaklaşık 13180 N olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.20. Vites oranı kontrolü için geliştirilen PI denetleyicili geri beslemeli Matlab/Simulink kontrol programı (a), SDA sisteminin dinamiğini temsil eden diferansiyel denklemin çözümü için geliştirilen alt program (b)

3.2.4. SDA ile Donatılmış Bir Elektrikli Aracın Dinamik Analizi ve Kontrolü

Bu bölümde, zincirli bir SDA ile donatılmış elektrikli aracın dinamik modeli elde edilmiştir. Elektrik motorunun en verimli bölgede çalışmasına imkan veren ve bu esnada çevrim oranı kontrolü ile aracın istenilen bir hız profilini takip etmesini sağlayan bir program geliştirilmiştir.



Şekil 3.21. Taşıtın ağırlık kuvvetleri (a) ile güç aktarma ünitesinin şematik gösterimi (b)

Aracın toplam kinetik enerjisi ile motor gücü ve direnç kuvvetlerinin çektiği güç arasında aşağıdaki ilişki mevcuttur:

$$\eta_p P_m + P_v = \frac{dE_k}{dt} \quad (3.29)$$

Burada P_m ve P_v sırasıyla araçta kullanılan elektrik motorunun gücü ve araca etkiyen direnç kuvvetlerinin çektiği negatif güçtür. η_p aracın güç aktarma sisteminin toplam verimi, v ise aracın hızıdır. Ayrıca $P_v = -F_R v$ olur ki, F_R araca etkiyen bileşke direnç kuvvetidir ve açık ifadesi şöyledir:

$$F_R = (f_R Mg \cos \alpha + Mg \sin \alpha + 0.5 g_L C_w A_a v^2) \quad (3.30)$$

Denklem 3.30'da verilen kuvvetler sırasıyla; yuvarlanma, yokuş ve hava direnci kuvvetidir. Burada f_R yuvarlanma katsayısı, α eğim açısı, g_L standart hava yoğunluğu, C_w aerodinamik sürüklenme katsayısı, A_a ise aracın karakteristik alanıdır. Bu değerlere ait büyüklükler Çizelge 3.1'de verilmiştir. E_k ise aracın kinetik enerjisini temsil etmektedir ve aşağıdaki gibidir:

$$E_k = \frac{1}{2}Mv^2 + \frac{1}{2}I_m\omega_m^2 \quad (3.31)$$

Burada ω_m elektrik motorunun açısal hızı, M aracın toplam kütlesi ve I_m motor mili üzerindeki tüm dönen bileşenlerin kütle atalet momentidir. Tüm bu denklemlerden, aracın her an için ihtiyaç duyduğu güç talebi aşağıdaki gibi elde edilir:

$$P_m = \frac{1}{\eta_p} \left[(f_R Mg \cos \alpha + Mg \sin \alpha + 0.5g_L C_W A_a v^2) v + (M\dot{v}v + I_m \dot{\omega}_m \omega_m) \right] \quad (3.32)$$

Aracın hızı ve motorun açısal hızı Şekil 3.21 dikkate alınarak aşağıdaki gibi yazılır:

$$\omega_m = \frac{v}{\tau \tau_D R_a} \quad (3.33)$$

Burada τ_D sabit çevrim oranını R_a ise lastik etkin yarıçapını temsil etmektedir. Bu değerler de yine Çizelge 3.1'de verilmiştir. Denklem 3.33'ün zamana göre türevi alınırsa aşağıdaki denklem elde edilir:

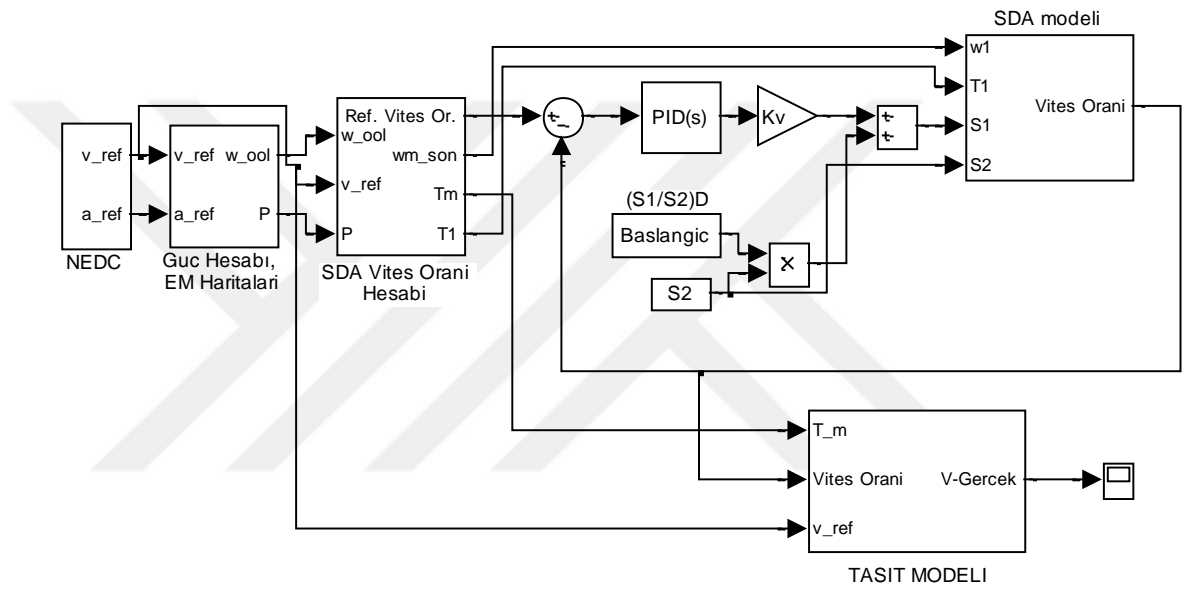
$$\dot{\omega}_m = \frac{\dot{v}}{\tau \tau_D R_a} - \frac{\dot{\tau} v}{\tau^2 \tau_D R_a} \quad (3.34)$$

Denklem 3.34 ve 3.33'te verilen kinematik bağıntılar, Denklem 3.32'de yerine koyulursa aşağıdaki bağıntı elde edilir:

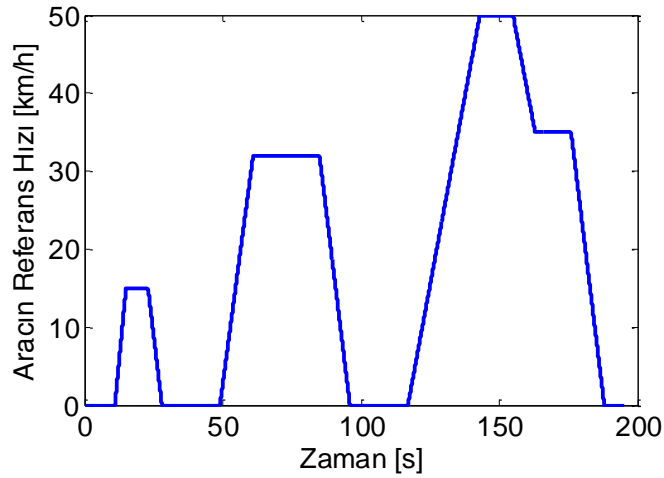
$$\dot{v} = \frac{\frac{T_m}{R_a \tau \tau_D} - (f_R Mg \cos \alpha + Mg \sin \alpha + 0.5g_L C_W A_a v^2) + \frac{I_m v \dot{\tau}}{R_a^2 \tau^3 \tau_D^2}}{\frac{I_m}{R_a^2 \tau^2 \tau_D^2}} \quad (3.35)$$

Denklem 3.35'den anlaşılacağı üzere SDA dinamiği aracın hızlanmasını etkilemektedir ve bu nedenle matematiksel modelinde göz önünde bulundurulmalıdır. Verilen tüm bu denklemler kullanılarak SDA'lı elektrikli aracın dinamik analizi ve kontrolü için Şekil 3.22'de gösterilen Matlab/Simulink programı geliştirilmiştir. Bu programda öncelikle aracın referans hız profilini takip etmesi için gerekli gücü hesaplanmış ve bu güce göre elektrik motorunun açısal hızı ile torku; motorun en iyi çalışma çizgisinde kalacak şekilde seçilmiştir. Daha sonra, seçilen bu açısal hız ile aracın referans hız profilini aynı

anda sağlayabilecek SDA çevrim oranı hesaplanmıştır. Şayet bu oran SDA'nın azami ve asgari çevrim oranı (0.5-2) değerinin dışındaysa, buna en yakın vites oranı seçilerek motorun yeni bir açılma hızı ve torktu seçilmiştir. Belirlenen bu referans çevrim oranı yukarıdaki bölümde detayları kontrol programı ile kontrol edilmiştir. Buradan elde edilen SDA oranı ve türevi, tüm taşıtın dinamiğini temsil eden matematiksel denklemde yerine koyularak taşıtın gerçek hız profili bulunmuştur. Bu modelde de denetleyiciye ait kazanç katsayıları yukarıda verilen yöntemle belirlenmiştir. Öte yandan Şekil 3.23'te elektrikli araç için seçilen standart bir referans hızın zamana göre değişimi verilmiştir.

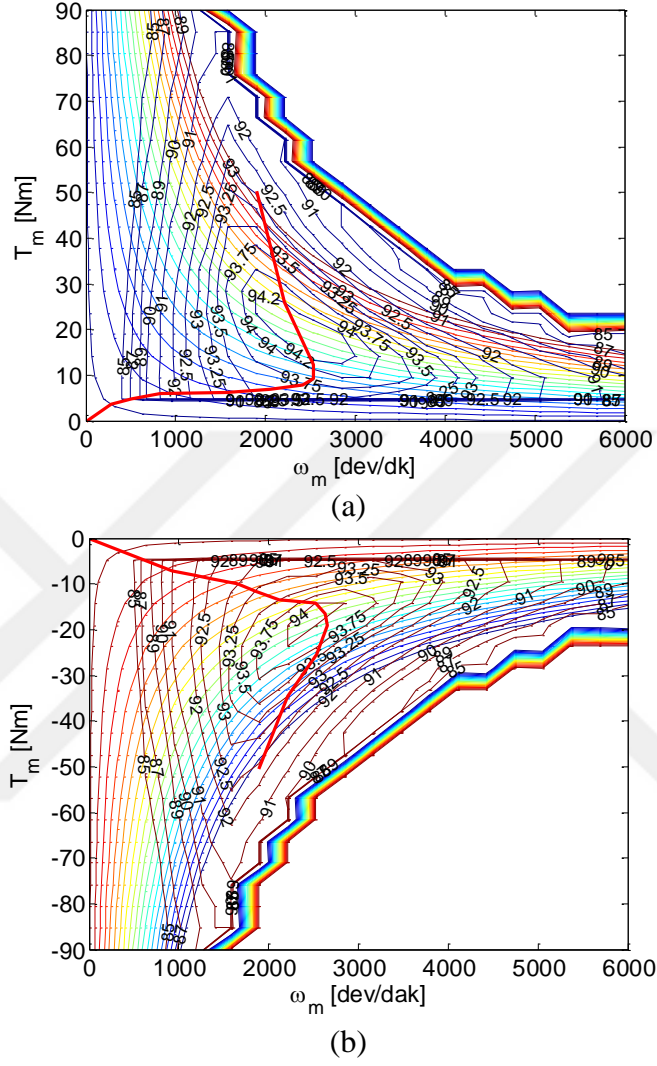


Şekil 3.22. SDA ile donatılmış bir elektrikli bir aracın dinamik analizi ve kontrolü için geliştirilen Matlab/Simulink programı



Şekil 3.23. Elektrikli araç için seçilen referans hız profili

Şekil 3.24’de ise maksimum gücü 14 kW’lık örnek bir elektrik motorunun motor ve jeneratör modunda verim haritaları ve en iyi çalışma bölgesi (kırmızı çigi) verilmiştir.



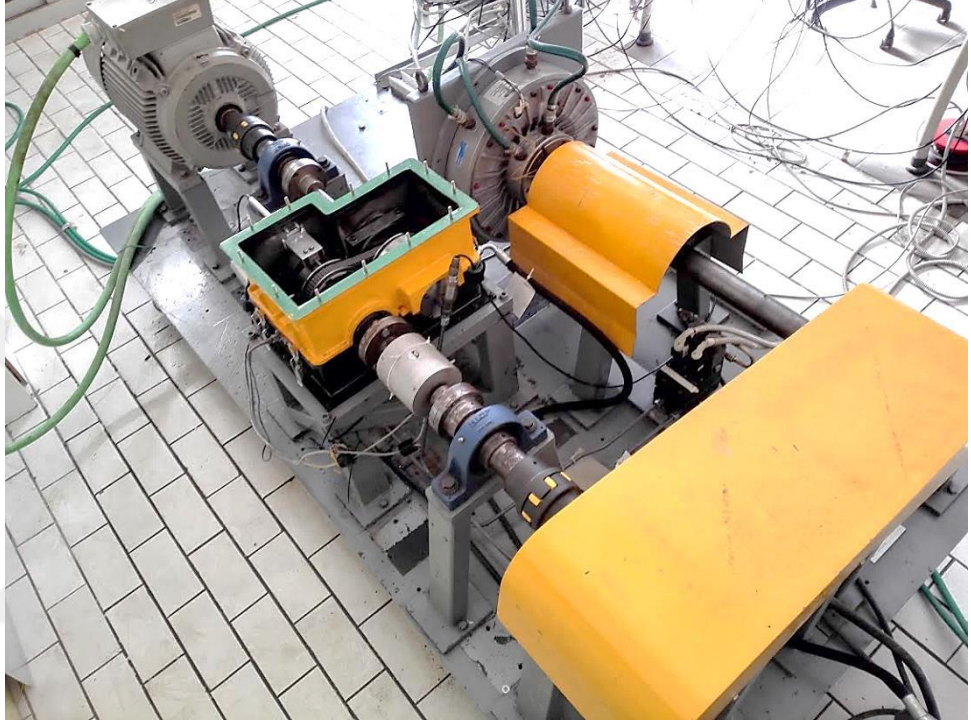
Şekil 3.24. Elektrik motorunun verim haritası: Motor modu (a), jeneratör modu (b)

Çizelge 3.1. Teorik modelde incelenen örnek bir araca ait parametreler

Lastik etkin yarıçapı	$R_a=0,29$ [m]
Aracın karakteristik alanı	$A_a=1.407$ [m ²]
Aerodinamik sürüklenme katsayısı	$C_W=0.32$ [-]
Sabit dişli oranı	$\tau_D=1:4.47$ [-]
Yuvarlanma katsayısı	$f_R=0.01$ [-]
Motorun kütle atalet momenti	$I_m=0.0145$ [kg.m ²]
Aracın toplam kütlesi	$M=870$ [kg]
Toplam verim	$\eta_p=0,9$ [-]

3.3. Deney Düzenegi

Bu bölümde zincir esaslı SDA sisteminin deney düzenegi, ekipmanları ve sensörleri ile hız oranı kontrolü için Labview ortamında geliştirilen programlar hakkında bilgi verilecektir. Deneyler Şekil 3.25'de görülen İtalya'nın Politecnico Di Bari Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü Laboratuvarları'ndaki test düzeneginde yapılmıştır.



(a)



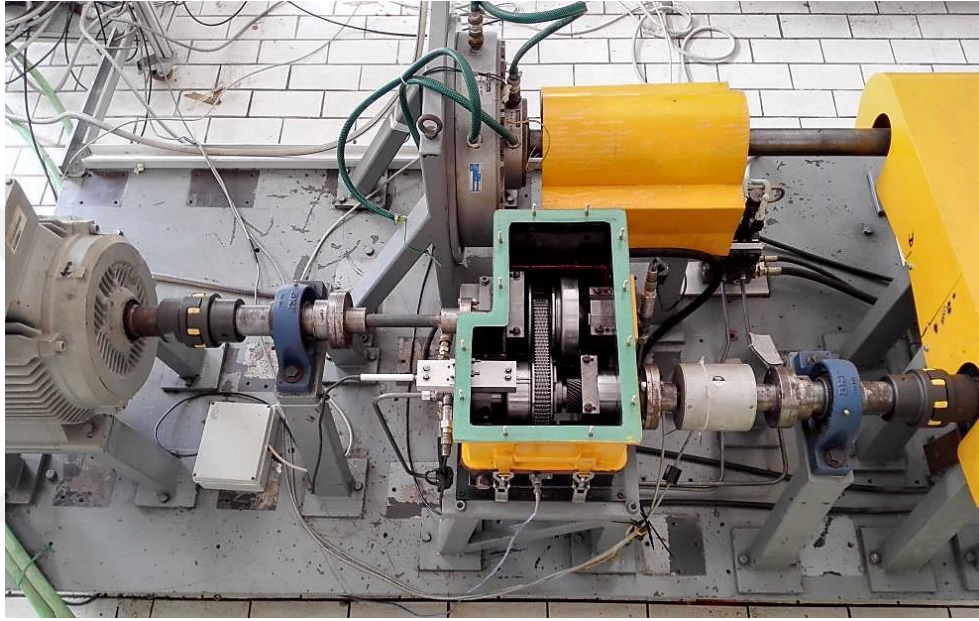
(b)



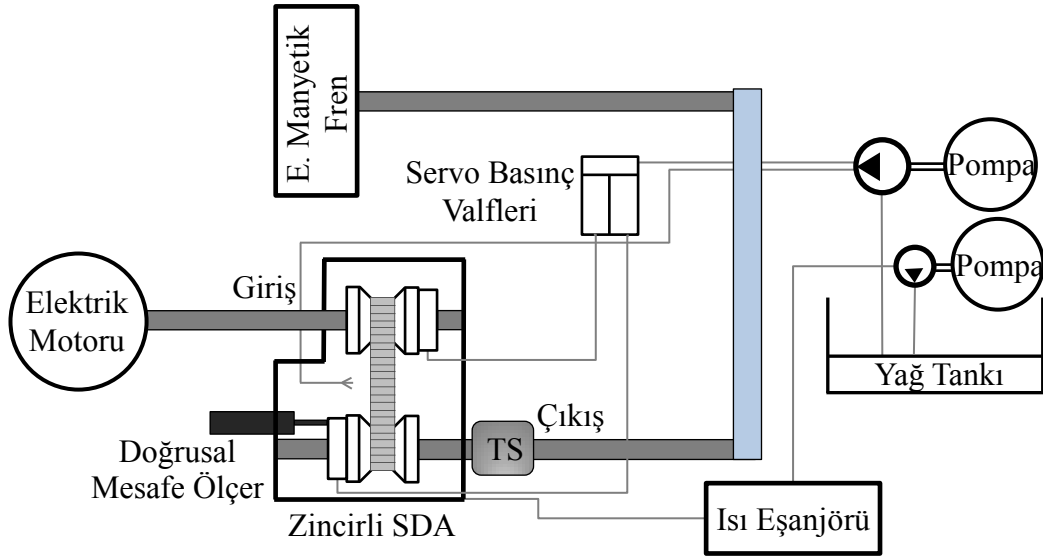
(c)

Şekil 3.25. SDA test düzeneginin genel görüntüsü (a), hidrolik ünitesi(b), kontrol panosu ve göstergeler (c)

Şekil. 3.26’da görüldüğü gibi SDA’nın giriş kasnağı A.C. bir elektrik motoru ile tahrik edilmektedir. Çıkış tarafı ise direnç torku sağlamak üzere elektromanyetik bir frene bağlanmıştır. Metal bir kutu içine yerleştirilen zincirli SDA sisteminin giriş ve çıkış kasnakları, servo valflerle basıncı kontrol edilen hidrolik pistonlar sayesinde sıkıştırılmaktadır. Ayrıca valflerin basıncını ile soğutma sistemi için gerekli yağı basan ve tanka geri çeken iki adet hidrolik pompa mevcuttur. Bununla birlikte, deney düzeneğinde açısız hız, tork (TS), basınç ve doğrusal konum ölçerler mevcuttur.



(a)



(b)

Şekil 3.26. Zincirli SDA test düzeneğinin üstten görünüşü (a) ve genel şeması (b)

3.3.1. Tahrik Motoru ve Hız Dönüştürücüsü

SDA giriş kasnağının miline bağlı olan ve tahrik momentini sağlayan 30 kW'lık Siemens A.C. bir elektrik motoru bulunmaktadır. Motorun açısal hızını kontrol etmek için Berges marka bir hız dönüştürücü mevcuttur, Şekil 3.27.



(a)



(b)

Şekil 3.27. SDA'nın tahrik motoru (a) ve hız dönüştürücüsü (b)

Elektrik motorunun hız ayarı aşağıda verilen formül yardımıyla yapılır:

$$n_m = \frac{120\bar{f}}{p_k} \quad (3.36)$$

Burada n_m motorun devir sayısı (dev/dak), \bar{f} dönüştürücünün frekansı, p_k kutup çifti sayısıdır ki bu değer kullanılan bu motor için 4'tür. Hız dönüştürücünün maksimum frekansı 50 Hz'dir ve bu değerde motorun açısal hızı neredeyse 1500 dev/ dak'dır. SDA'nın analizleri farklı giriş açısal hızlarda yapıldığında, motorun açısal hızı yukarıda verilen formüle göre, hız dönüştürücünün üzerindeki panelden el ile ayarlanarak istenilen devire getirilmiştir.

3.3.2. Zincirli SDA Organı

Deneylerde kullanılan zincir esaslı SDA'nın temel özellikleri şöyledir: Zincir uzunluğu $L=649.49$ mm, zincir kalınlığı $b=24$ mm, kasnakların merkezleri arasındaki uzaklık $d=155$ mm, şekil değiştirmemiş kasnak yüzey eğim açısı $\beta=11^\circ$. Giriş ve çıkış kasnaklarına sıkıştırma kuvveti sağlayan hidrolik pistonların yüzey alanları sırası ile $A_1 = 0.01979$ m², $A_2 = 0.009719$ m²'dir.

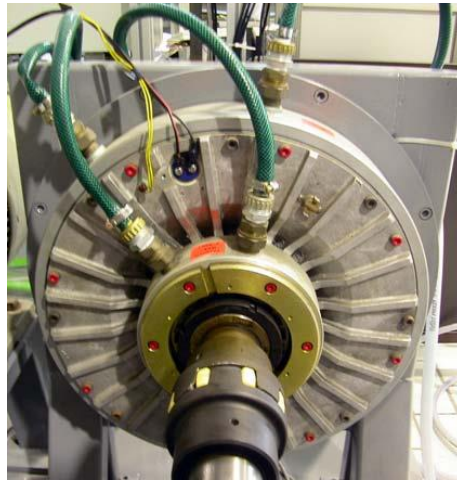


Şekil 3.28. Deney düzeneğinde kullanılan zincirli SDA Sistemi

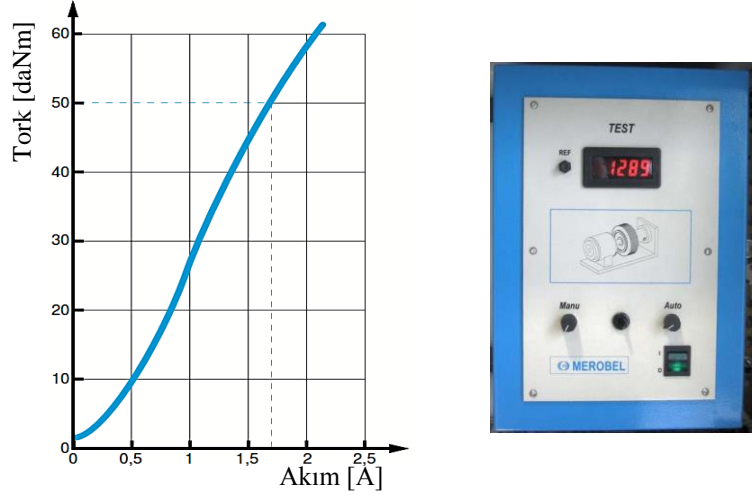
Deney düzeneğinde zincirli bir SDA metal kutu içine yerleştirilmiş, giriş ve çıkış kasnakları bunun üzerine yataklanmış ve üzeri cam bir kapakla kapatılmıştır. SDA'nın giriş ve çıkış şaftları diğer millere burulma titreşimlerini sönmölemek amacıyla Tarsco model elastik kaplinlerle bağlanmıştır. Bununla birlikte SDA'nın zinciri GCI (Gear Chain Industry Inc.) firması tarafından geliştirilmiştir, Şekil 3.28.

3.3.3. Elektromanyetik Fren

SDA sisteminin çıkış kısmında yüklem torkunu sağlayan bir elektromanyetik fren mevcuttur. Merobel marka, Frato 5001 model bu elektromanyetik fren su soğutmalıdır ve yaklaşık 600 Nm direnç torku uygulayabilmektedir, Şekil 3.29. Aynı firmanın ürünü olan bir kontrol paneli ile akım değeri değiştirilerek tork miktarı ayarlanmıştır. Direnç torkunun akım miktarı ile değişimini gösteren grafik Şekil 3.30'da verilmiştir. Kontrol panelinde akım değeri bir akım ölçer ile ölçölüp, tork bu grafiğe göre ayarlanmıştır.



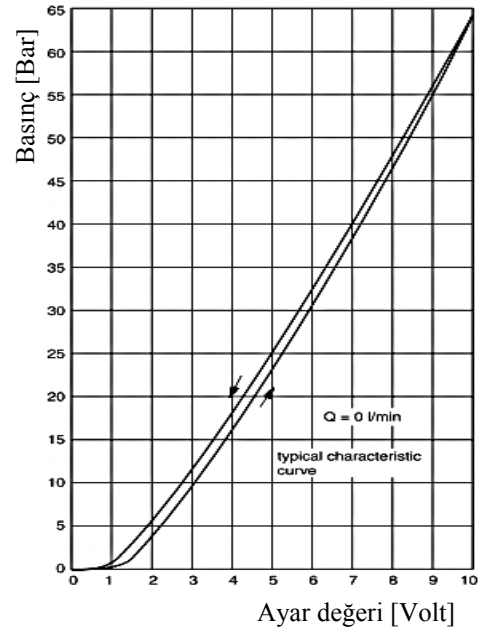
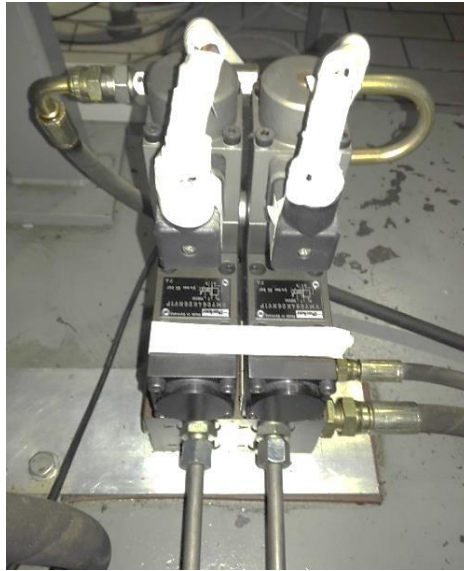
Şekil 3.29. Çıkış şaftındaki direnç torkunu sağlayan elektromanyetik fren



Şekil 3.30. Elektromanyetik frene ait kontrol panosu ve tork-akım grafiği

3.3.4. Servo Basınç Valfleri ve Hidrolik ünite

Giriş ve çıkış kısmındaki hareketli kasnakların hidrolik pistonlarla sıkıştırılıp gerekli sürtünme kuvvetlerinin sağlanması için birbirinden bağımsız iki adet Parker marka VMYL06N model oransal servo basınç valfi mevcuttur. Bu valflerin fotoğrafı ve karakteristik basınç-volt grafiği Şekil 3.31’de verilmiştir. Valflerin maksimum basıncı 65 Bar olmakla birlikte, kontrol sinyali 0-10 volt arasında değişmektedir.



Şekil 3.31. Sıkıştırma basınçlarını sağlayan servo valfler ve karakteristik eğrileri

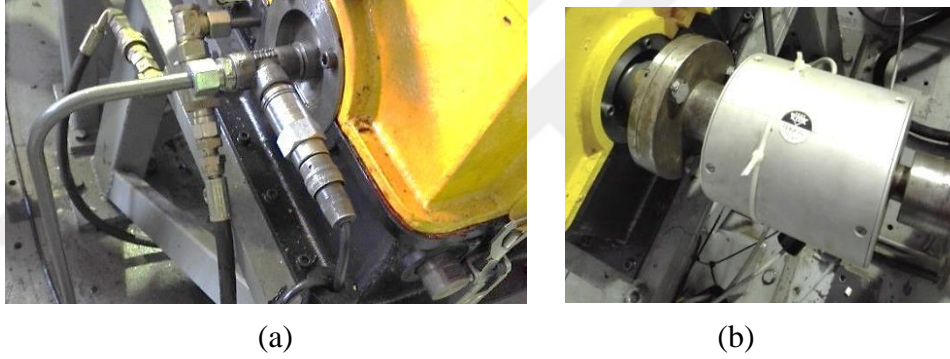
Servo valfler için gerekli yağ basıncı ile soğutma sistemi için gerekli yağ hidrolik bir pompa ile basılmaktadır. Yağlama için kullanılan yağ SDA'nın kutusunda birikir ve

sirkülasyon pompası ile ısı değiştirici üzerinden hidrolik tanka çekilir. Hidrolik devre tüm bileşenleri ile dört tekerlekli bir arabası üzerinde muhafaza edilir, Şekil 3.25.b.

3.3.5. Deney Düzeneginde Kullanılan Sensörler

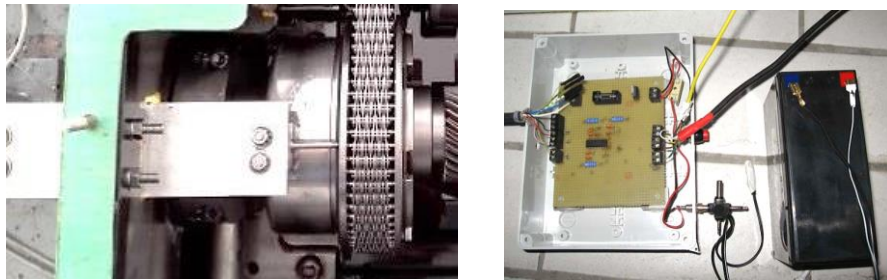
Deney düzeneginde giriş ve çıkış kasnaklarındaki sıkıştırma kuvvetlerini belirlemek üzere iki adet basınç sensörü, çıkış şaftında tork ve açısai hızı ölçen bir sensör ile hareketli kasnağın konumunu ölçmek üzere bir doğrusal mesafe ölçer mevcuttur.

Giriş ve çıkış kasnaklarındaki basınç değeri iki adet Brosa marka, 1000 bar kapasiteli basınç detektörleri ile ölçülür ve analog giriş ile değeri kaydedilir, Şekil 3.32a. Şekil 3.32b’de görünen TEKKAL marka BM 4500 model bir sensör, yükleme torku ile çıkış açısai hızını ölçmek için SDA’nın çıkış şaftına yerleştirilmiştir. Açısai hız ve tork değeri analog giriş ile programdan okunarak zamana göre kaydedilmiştir.



Şekil 3.32. Basınç (a) ve tork-açısai hız (b) sensörleri

Geometrik çevrim oranının belirlenmesi için çıkış kısmındaki hareketli kasnağın pozisyonunu ölçmek üzere Heidenhain marka 0,001 mm hassasiyete sahip bir doğrusal mesafe ölçer kullanılmıştır, Şekil 3.33. Ayrıca ona ait elektronik devre ve batarya da şekilde gösterilmiştir. Bu sensörden okunan değeri veri toplama kartına dijital giriş olarak kaydedilmiştir.



Şekil 3.33. Çıkış kısmındaki hareketli kasnağın konumunu ölçen doğrusal mesafe ölçer

3.3.6. Soğutma Sistemi

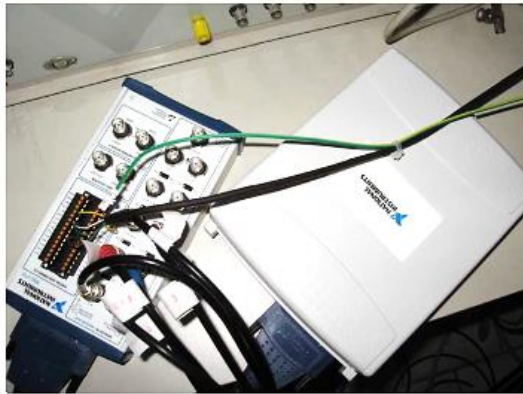
Kasnaklarının sıkıştırma basıncını temin eden ve ayrıca yataklar ile SDA sistemini soğutan yağ zamanla ısınarak karakteristik özelliğini kaybeder. Bunu önlemek için yağın soğutulması gerekir. Şekil 3.34’de görülen ısı eşanjörü ile şebekeden su verilerek yağ soğutulur ve belli bir sıcaklıkta tutulur. Bununla birlikte elektromanyetik fren de şebekeden verilen su yardımıyla soğutulur. Isınarak geri dönen pis su şebekeye atılır.



Şekil 3.34. Isı dönüştürücü ve soğutma sistemi

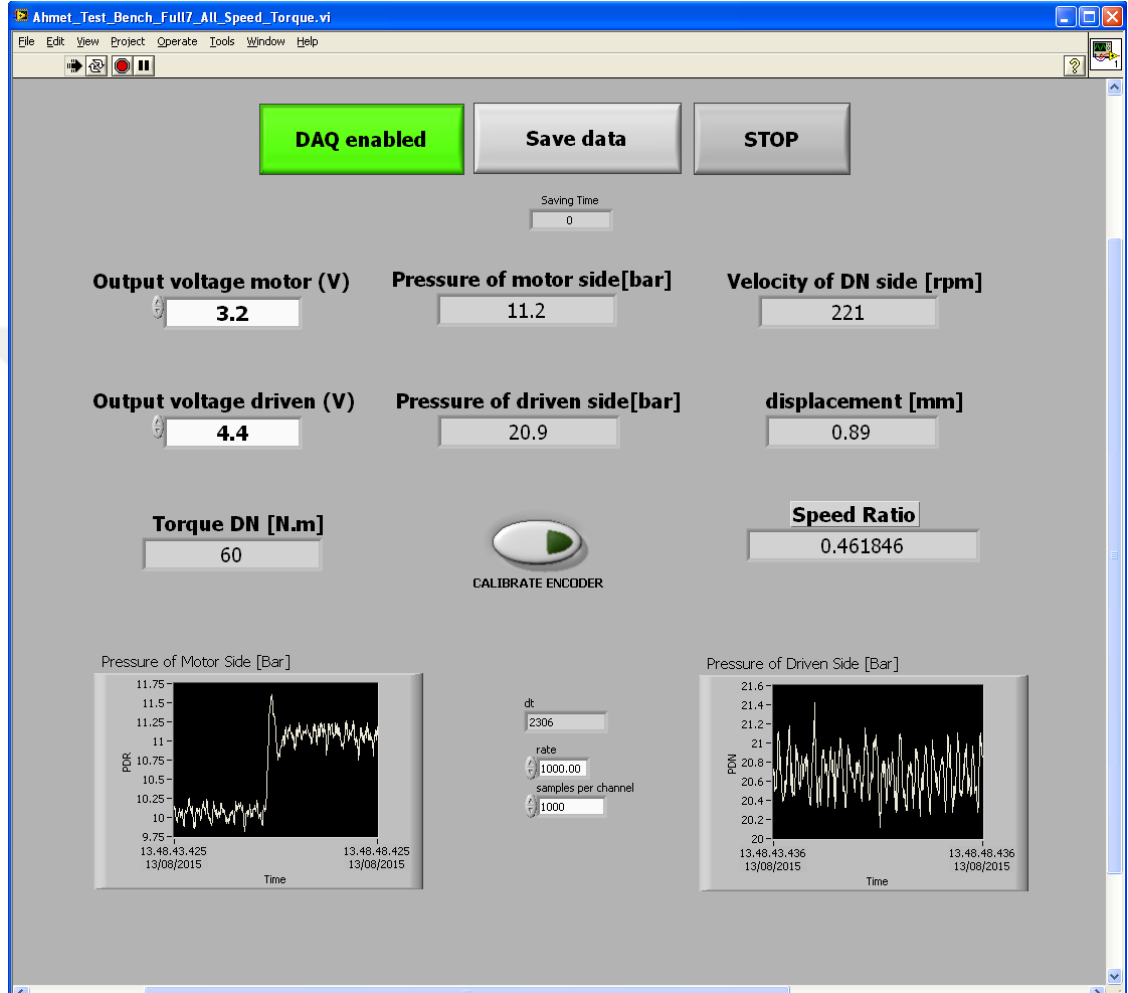
3.3.7. Veri Toplama Kartı ve Labview Ortamında Geliştirilen Kontrol Programı

Deney düzeneğinde ‘Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench, (LabVIEW)’ programı kullanılmıştır. LabVIEW programı sistem tasarımı için National Instruments firması tarafından geliştirilmiş görsel bir programlama dili kullanan yazılımdır. LabVIEW, Microsoft Windows, Unix, Linux ve MacOS çeşitli işletim sistemleri ile kullanılmakta ve veri toplama, cihaz kontrolü ve endüstriyel otomasyon için kullanılmaktadır. Şekil 5.11’de gösterilen National Instruments tarafından üretilen analog giriş-çıkış ile dijital giriş-çıkış kanalları olan bir veri toplama kartı kullanılmıştır.



Şekil 3.35. Veri toplama kartı

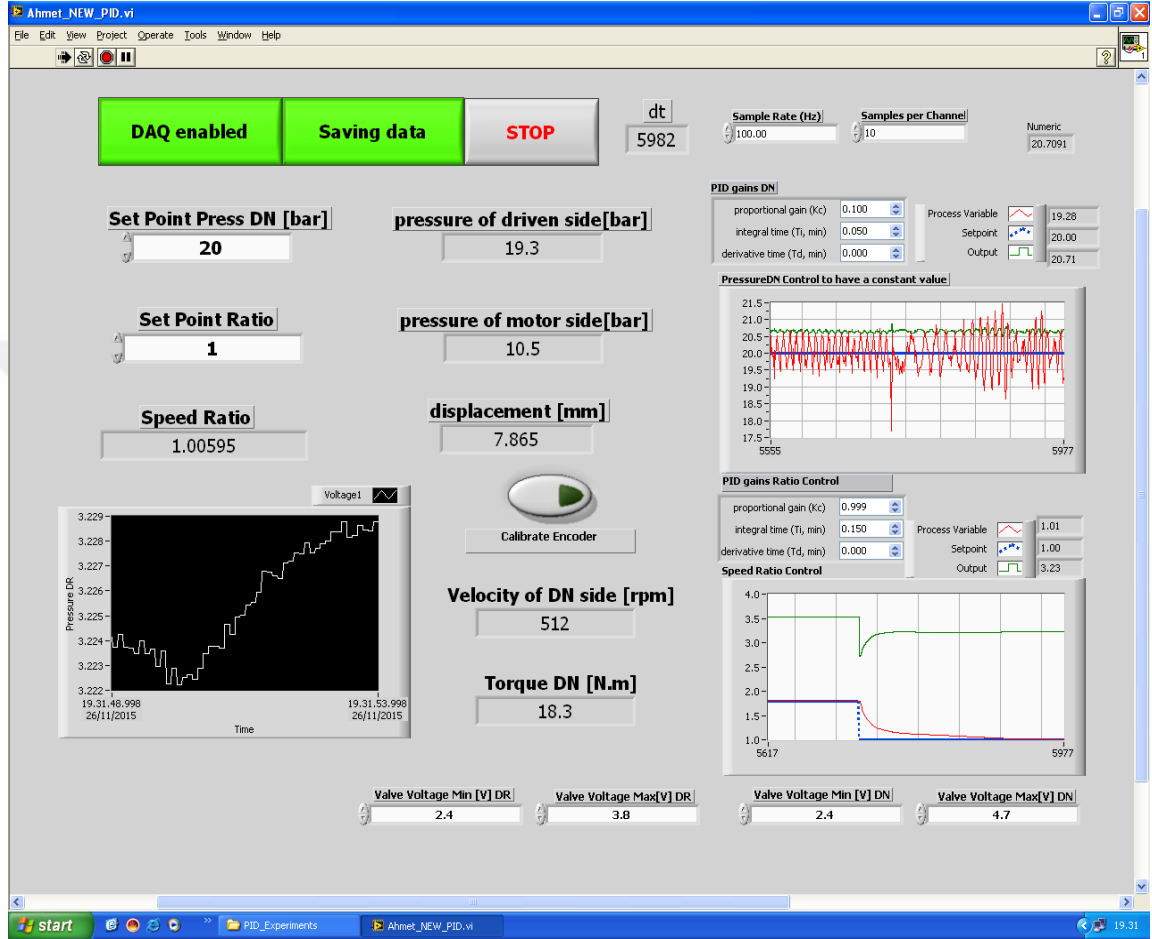
Deney düzeneğinde giriş ve çıkış kasnaklarının sıkıştırma basıncını kontrol etmek, çevrim oranı, yükleme torku ve çıkış hızı değerlerini zamana göre kaydetmek ve ayrıca vites oranını kontrol etmek üzere Labview ortamında iki adet deney düzeneği kontrol programı geliştirilmiştir. Bu geliştirilen programlara ait detaylar aşağıda verilmiştir.



Şekil 3.36. Labview ortamında vites geçiş dinamiğinin açık döngü olarak deneysel incelenmesi amacı ile geliştirilen program

Öncelikle SDA sistemin vites geçişlerinin açık döngü halinde deneysel olarak karakterize edilmesi amacıyla yönelik bir Labview programı geliştirilmiştir. Şekil 3.36'da verilen bu programda, giriş ile çıkış kasnağı basınç sensörleri ile tork sensöründen tork ve açısal hız değerlerini kaydetmek üzere dört analog giriş verilmiştir. Bununla birlikte giriş ve çıkış hareketli kasnakların basınçlarını kontrol etmek üzere servo valflere sinyal gönderen iki analog çıkışa yer verilmiştir. Analog çıkışların değeri

0-10 V arasındadır. Programa bir dijital giriş ise SDA'nın vites oranını belirlemek amacıyla doğrusal mesafe ölçerden gelen hareketli kasmağın konum değerini zamana göre kaydetmek için eklenmiştir. Geliştirilen bu programın arka planı Ek 2'de verilmiştir.



Şekil 3.37. Labview ortamında geri beslemeli bir PID denetleyicisine dayanan vites oranının deneysel kontrolü için geliştirilmiş program

Vites oranı kontrol etmek için de Labview ortamında gerçek zamanlı bir geri beslemeli kontrol programı geliştirilmiştir, Şekil 3.37. Bu programda doğrusal mesafe ölçer tarafından belirlenen geometrik çevrim oranı geri beslenerek PID kontrolcü tarafından kontrol edilir ve sıkıştırma basınçları ayarlanarak istenilen değere ulaşır. Geliştirilen bu programda birbirinden bağımsız olarak hem giriş hem çıkış kısmının sıkıştırma basıncını kontrol etmek mümkündür. Programın arka planı ve şeması Ek 3'te verilmiştir.

Deneyleerde PI denetleyicisinin oransal kazancı ve integral zamanı; cevap eğrisinin aşım olmaksızın en hızlı şekilde referans değere oturması dikkate alınarak deneme sına yöntemiyile belirlenmiştir. Ancak bunlar belirlenirken deney düzeneğinde özellikle servo-valflerde kalıcı tahribatlara yol açmamak için gerçek uygulamadaki değerlerden daha yavaş cevap verecek kazanç katsayıları belirlenmiştir. Bu deneyleerde, teorik modelden elde edilen sonuçlar ile kıyas edilmek üzere farklı başlangıç şartları altında vites oranına basamak girişler verilerek sistemin zamana göre cevap eğrisi elde edilmiştir.

Deneyleer icra edilirken önce hidrolik sıkıştırma ünitesine ait motorlar çalıştırılır. Daha sonra Labview programı çalıştırılarak servo valflerin volt değeri ayarlanarak basınç arttırılır ve zincir gergi kuvveti sağlanmış olur. Daha sonra motora sabit bir giriş açısai hızı verilir. Ardından elektromanyetik frenin akımı ayarlanarak belli bir yükleme torku uygulanır. Burada istenilen çevrim oranı sıkıştırma basıncı elle ayarlanarak bulunur. Daha sonra çıkış sıkıştırma basıncı sabit tutularak giriş kısmındaki kasnağın sıkıştırma basıncına basamak girişler verilir. Verilen bu basamak girişler volt olarak girilse de karşılığında sıkıştırma basıncı ve kuvveti belirlenerek istenilen basamak değeri ayarlanır. Basınç farkından zincirin pozisyonu değışerek vites değışimi gerçekleşir ve bu da zamana göre kaydedilir. Sonuçta giriş ve çıkış kısmı basınçları, çıkış kısmı açısai hız ve torku ile hareketli kasnağın yer değışiminden elde edilen vites oranı olmak üzere beş adet veri .txt dosyası olarak kaydedilir.

Sıkıştırma kuvveti oranına verilen basamak girişler referans alındığından sıkıştırma basıncı ile bu kuvvetlerin arasındaki ilişkiyi bulmak için gerekli denklemler aşağıda sunulmuştur.

Giriş kasnağı sıkıştırma kuvveti S_1 aşağıdaki formül yardımı ile bulunur:

$$S_1 = P_1 A_1 + \omega_1^2 f_{c,1} \quad (3.37)$$

Burada P_1 giriş kasnağında oluşan basınç, $f_{c,1}$ ise sabit bir katsayı olup aşağıdaki formül ile hesaplanır:

$$f_{c,1} = \pi \left(\frac{\rho_{oil}}{4} \right) (r_{g1}^4 - r_{g2}^4) \quad (3.38)$$

Burada sıkıştırma için kullanılan yağın yoğunluğu 20°C ' de $\rho_{\text{yağ}}=870 \text{ kg/m}^3$ ' tür. Ayrıca $r_{g1}=0,0825\text{m}$ ve $r_{g2}=0,0225\text{m}$ ' dir.

Çıkış kısmının sıkıştırma kuvveti ise aşağıdaki formül ile bulunur:

$$S_2 = P_2 A_2 + \omega_2^2 f_{c,2} + F_{\text{yay}} \quad (3.39)$$

Burada P_2 çıkış kasnağında oluşan basınç, F_{yay} çıkış kasnağındaki yay kuvvetidir. Ayrıca Denklem 3.39'daki $f_{c,2}$ katsayısı ve yay kuvveti aşağıdaki formüller ile hesaplanır:

$$f_{c,2} = \pi \left(\frac{\rho_{\text{yağ}}}{4} \right) (2r_{\zeta 1}^2 r_{\zeta 3}^2 - r_{\zeta 2}^4 - r_{\zeta 3}^4) \quad (3.40)$$

$$F_{\text{yay}} = F_{\text{ön}} + 2k_y (\bar{r}_2 - R_2) \tan(\beta) \quad (3.41)$$

ile bulunur. Burada da $r_{\zeta 1}=0,06 \text{ m}$, $r_{\zeta 2}=0,0225 \text{ m}$ ve $r_{\zeta 3}=0,0321 \text{ m}$ 'dir. Ayrıca deney düzeneğinde kullanılan yayın ön gerilme kuvveti $F_{\text{ön}}=536 \text{ N}$, yay katılığı $k_y=20 \text{ N/m}$, minimum çevrim oranındaki zincirin çıkış kasnağındaki temas yarıçapı $\bar{r}_2=0,0741 \text{ m}$, R_2 ise zincirin çıkış kasnağındaki temas yarıçapıdır. Burada Denklem 3.37 ve Denklem 3.39'da verilen giriş ve çıkış sıkıştırma kuvvetleri hesaplanırken açısal hızdan kaynaklanan terim diğer terimlerin yanında çok küçük kaldığından ihmal edilebilir.

Çıkış kısmının hareketli kasnağının doğrusal yer değiştirmesi \bar{a} ölçülerek, zincirin çıkış kasnağı temas yarıçapı R_2 aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$R_2 = R_{2,\text{üst}} - \frac{\bar{a}}{2 \tan \beta} \quad (3.42)$$

Burada çıkış kasnağının en üst değeri $R_{2,\text{üst}}=0,0741\text{m}$ 'dir. Denklem 3.5 ile verilen zincirin uzunluğu sabit bir değer olduğundan Denklem 3.42 ile bulunan değer burada yerine koyularak R_1 ve böylelikle geometrik çevrim oranı bulunmuş olur.

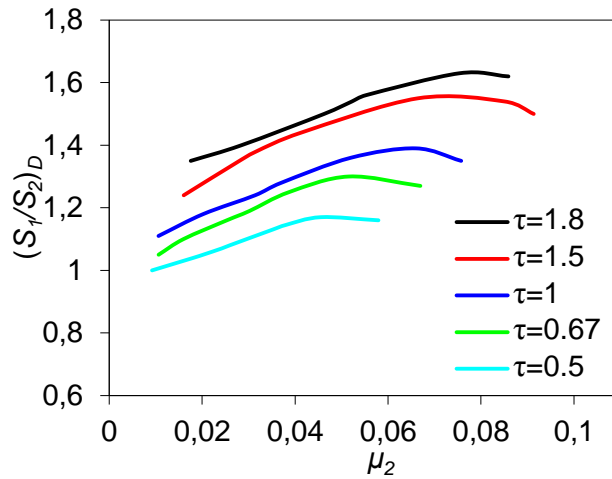
4. BULGULAR

Bu bölümde tez çalışmasında elde edilen teorik ve deneysel bulgular ile bunların birbirleri ile kıyasları verilmiştir. Öncelikle deneysel sonuçlar sunulmuş, daha sonra teorik sonuçlara yer verilmiştir. En son olarak deneysel ve teorik sonuçlar birbirleri ile karşılaştırılmış ve grafikler halinde verilmiştir.

4.1. Deneysel Sonuçlar

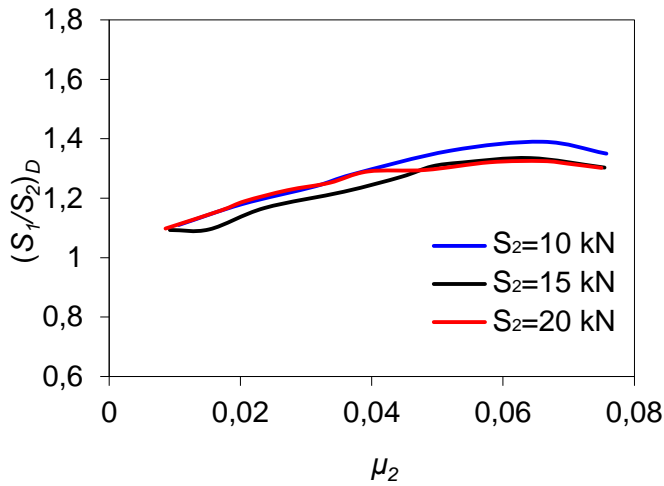
4.1.1. Rejim Haline Ait Deneysel Sonuçlar

Zincir esaslı bir SDA sistemi için öncelikle rejim haline ait deneysel sonuçlar sunulmuştur. Şekil 4.1’de rejim hali için farklı çevrim oranlarında sıkıştırma kuvvetinin boyutsuz torka göre değişimi gösterilmiştir. Bu deneylerde $S_2=10$ kN’da sabit tutularak tork artırılmış ve aynı çevrim oranını yakalamak için gerekli sıkıştırma oranı tespit edilmiştir. Böylece torkun çevrim oranı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Görüldüğü gibi çevrim oranı ve boyutsuz tork arttıkça sıkıştırma kuvveti oranı artmaktadır. Fakat bu artışın bir doyum noktası vardır ve bu noktadan sonra boyutsuz tork artsa bile sıkıştırma kuvveti oranı azalır. Bunun sebebi torkun artması ile zincir ve kasnak arasında oluşan kaymaların çokça artması ve mikro kayma sınırı denilen müsaade edilebilir kayma bölgesinden uzaklaşarak makro kayma bölgesine geçmesidir. Bu bölgede varyatörün verimi oldukça düşük olduğundan, mikro kayma bölgesi aşılmamalıdır.



Şekil 4.1. Sıkıştırma kuvveti oranının farklı çevrim oranlarında boyutsuz torka göre değişimi

Sıkıştırma kuvvetinin başlangıç değerinin yukarıda verilen sonuçlar üzerinde bir etkisinin olup olmadığını anlamak için aynı deneyler farklı başlangıç sıkıştırma kuvvetleri altında tekrarlanmıştır. Buna ait sonuçlar ise Şekil 4.2’de verilmiştir. Şekilden anlaşılacağı üzere çıkış kısmındaki sıkıştırma kuvveti değerinin farklı olması torkun sıkıştırma kuvveti oranına olan etkisini pek fazla değiştirmemektedir. Sonuçta, rejim halinde yapılan deneyler göstermiştir ki, sıkıştırma kuvveti oranı en çok çevrim oranı ve aktarılan torka bağlıdır.



Şekil 4.2. Sıkıştırma kuvveti oranının farklı çıkış sıkıştırma kuvveti değerlerine karşılık boyutsuz torka göre değişimi

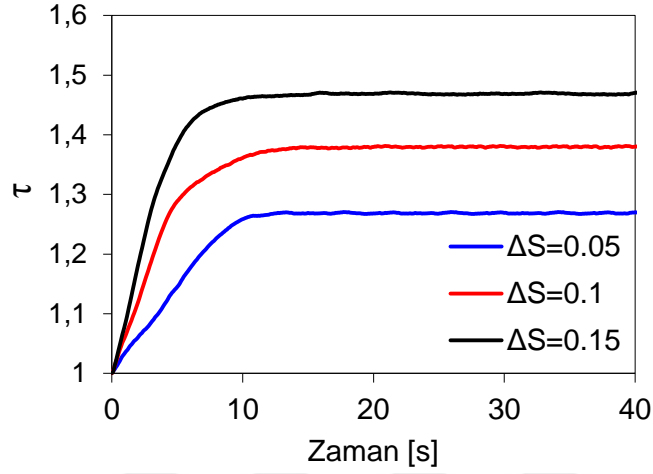
4.1.2. Vites Geçiş Dinamiğine Ait Deneysel Sonuçlar

SDA sisteminin vites geçiş dinamiğini incelemek için rejim halindeki sıkıştırma kuvveti oranına basamak girişler verilere vites oranının zaman göre değişimi bir başka ifade ile vites geçiş cevabı elde edilmiştir. Vites geçiş dinamiğinin sistem parametrelerinden nasıl etkilendiğini belirlemek için sırayla, farklı birim basamak, tork, başlangıç çevrim oranı, sıkıştırma kuvveti değeri ve giriş açısal hızlarına karşılık gerçek zamanlı cevap eğrileri deneysel olarak analiz edilmiştir.

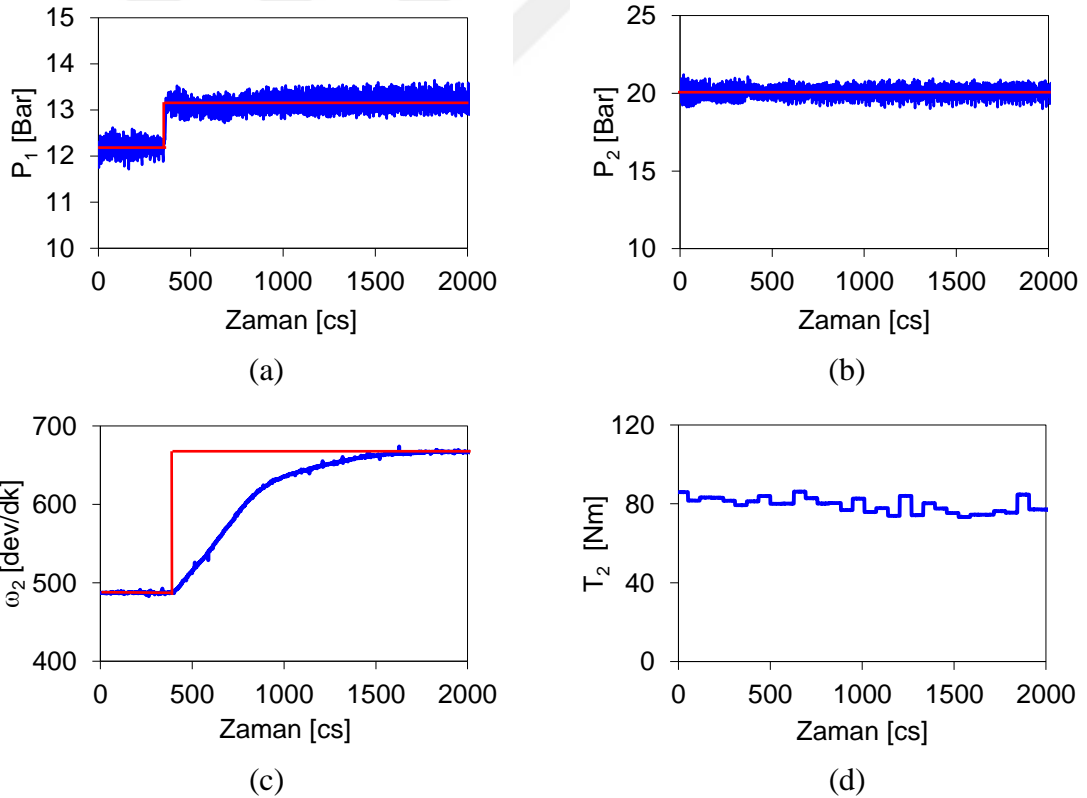
Sıkıştırma Kuvveti Oranına Verilen Basamak Girişlerin Genliğinin Vites Değişim Cevabına Etkisi

Bu analizlerde rejim halindeki sıkıştırma kuvveti oranına farklı genliklerde basamak girişler verilerek zamana göre vites değişim cevabı karakterize edilmiştir.

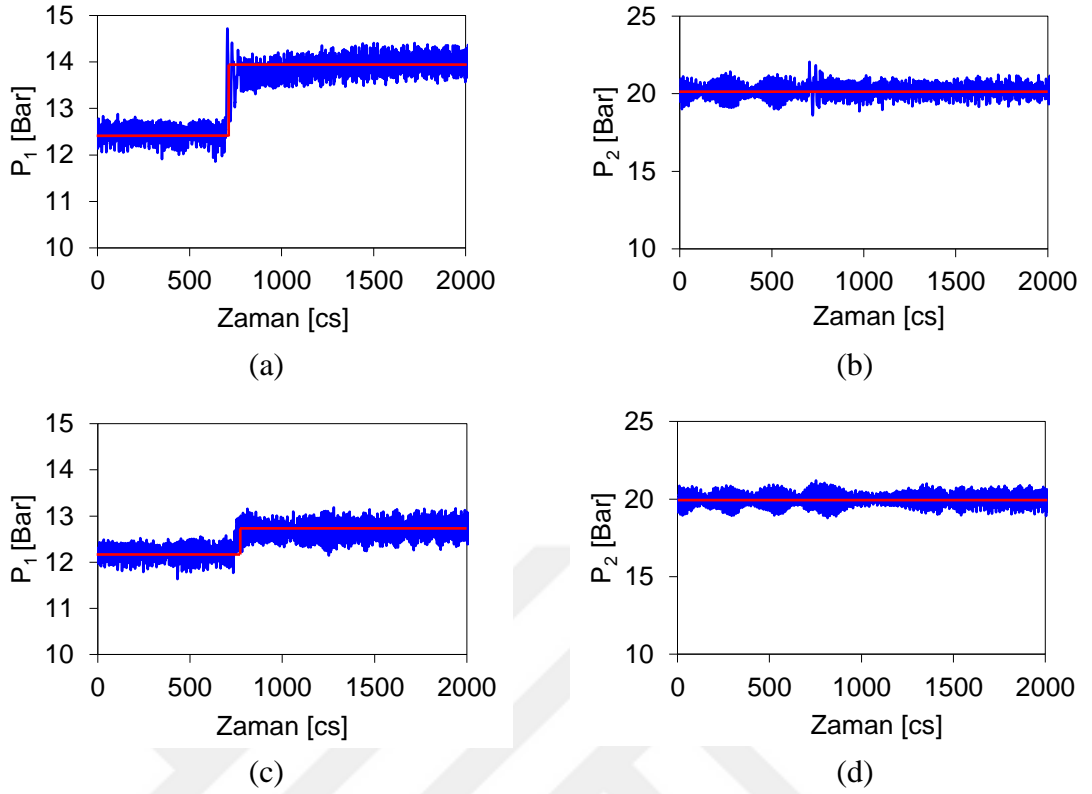
Deneylelerdeki basamak girişlerin genliği $\Delta S = S_1 / S_2 - (S_1 / S_2)_D$ olarak tanımlanmış ve pozitif değeri için vites değışim cevabı Şekil 4.3'te verilmiştir.



Şekil 4.3. Vitesin sıkıştırma kuvveti oranına pozitif basamak girişler verilmesi durumundaki dinamik cevabı ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=80$ Nm)



Şekil 4.4. $\Delta S=0.1$ 'e karşılık gelen giriş kasmağı sıkıştırma basıncı (a), çıkış kasmağı sıkıştırma basıncı (b), çıkış şaftı açısai hızı (c) ve yükleme torku (d)



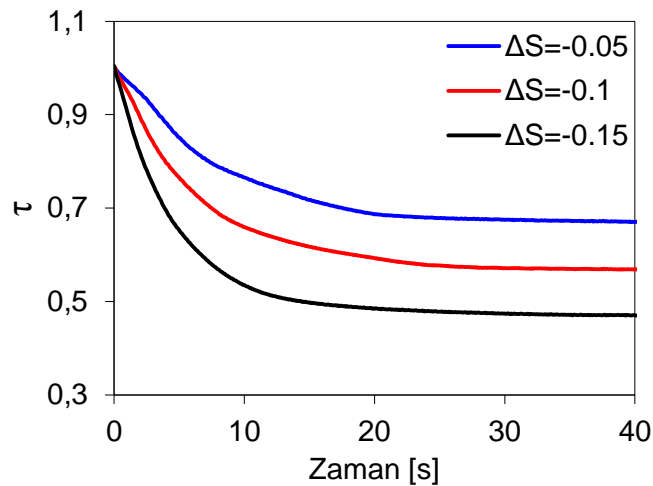
Şekil 4.5. $\Delta S=0.15$ 'e karşılık gelen giriş kasnağı sıkıştırma basıncı (a), çıkış kasnağı sıkıştırma basıncı (b), $\Delta S=0.05$ 'e için giriş kasnağı sıkıştırma basıncı (c), çıkış kasnağı sıkıştırma basıncı (d)

Bu kısımdaki analizlerde giriş açısal hızı 500 dev/dak olarak sabit tutulmuş, çıkış şaftına 80 Nm'lik sabit bir direnç torku uygulanmıştır. Çıkış sıkıştırma kuvveti de 20 kN'da sabit tutularak giriş sıkıştırma kuvvetine farklı genlikte basamak girişler verilip SDA sisteminin dinamik cevabı deneysel olarak elde edilmiştir. Şekil 4.3'ten anlaşılacağı gibi basamak girişlerinin genliği büyüdükçe, vites geçişleri için gerekli süre daha kısa olmaktadır. Dolayısıyla dinamik cevabın zaman sabiti basamak girişlerin genliği arttıkça azalmaktadır. Burada sistemin dinamik cevap eğrilerinin eğimi ($0.2, 0.4$ ve 0.6 s^{-1}) verilen basamak giriş genliklerine ($0.05, 0.1$ ve 0.15) göre neredeyse doğrusallık göstermiştir. Bununla birlikte rejim halinde ulaşılan çevrim oranı verilen basamak giriş genliklerine göre orantılı değildir. Ayrıca Şekil 4.3'ten görüldüğü gibi sistemin dinamik cevabının birinci mertebeli bir dinamik sistemin cevabına çok benzediği görülmüştür. Neticede, SDA'nın dinamik cevabı incelendiğinde zaman sabitinin basamak girişlerin genliğinden bağımsız olmadığı anlaşılmıştır.

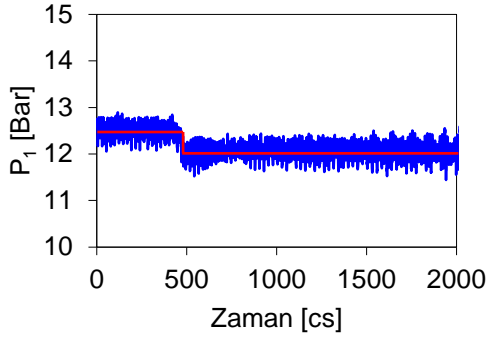
Şekil 4.4'te vites geçişi durumunda Şekil 4.3'te verilen $\Delta S=0.1$ basamak girişine karşılık gelen zamana göre giriş (Şekil 4.4.a) ve çıkış (Şekil 4.4.b) kasnağının basıncında meydana gelen değişim verilmiştir. Bu deneylerde sıkıştırma kuvvetleri oranının genliği daha önce verilen Denklem 3.37 ve Denklem 3.39'dan hesaplanmıştır. Bununla birlikte vites geçişi esnasında çıkış açısal hızının zamana göre değişimi de Şekil 4.4.c'de verilmiştir. SDA'nın çıkış diskine uygulanan yükleme torku ise Şekil 4.4.d'de görülmektedir. Öte yandan Şekil 4.3'te gösterilen $\Delta S=0.05$ basamak girişi için Şekil 4.5.a ve Şekil 4.5.b'de sırasıyla giriş ve çıkış kasnaklarının sıkıştırma basınçlarının zamana göre değişimi verilmiştir. Benzer şekilde $\Delta S=0.15$ basamak girişine ait giriş ve çıkış sıkıştırma basınçlarının zamana göre değişimleri de sırasıyla Şekil 4.5.c ve Şekil 4.5.d'de verilmiştir.

SDA'nın vites geçiş dinamiği hızlanma ve yavaşlama durumunda farklılık arz ettiğinden, farklı negatif genlikli basamak girişlerine karşılık sistemin cevabı da deneysel olarak incelenmiştir. Şekil 4.6'da sıkıştırma kuvvetlerinin oranına -0.05, -0.1 ve -0.15 genliklerde basamak girişler verilerek vites geçişlerinin zamana göre cevabı gösterilmiştir. Bu deneylerde de giriş açısal hızı 500 dev/dak olarak sabit tutulmuş, çıkış şaftına 80 Nm'lik sabit bir tork uygulanmıştır.

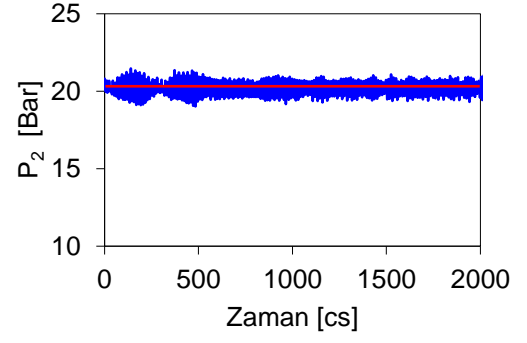
Şekil 4.6'da görüldüğü gibi, SDA sisteminin vites geçişleri basamak girişlerine karşılık birinci mertebe dinamik bir sisteme benzer şekilde cevap vermektedir.



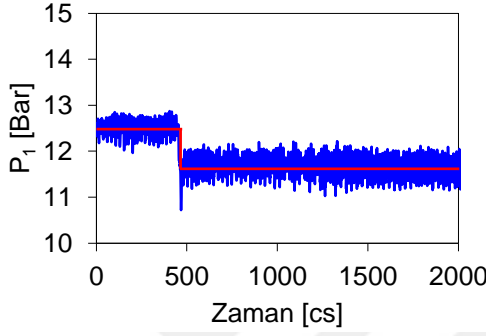
Şekil 4.6. Sistemin sıkıştırma kuvveti oranına negatif basamak girişler verilmesi durumundaki dinamik cevabı ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=80$ Nm)



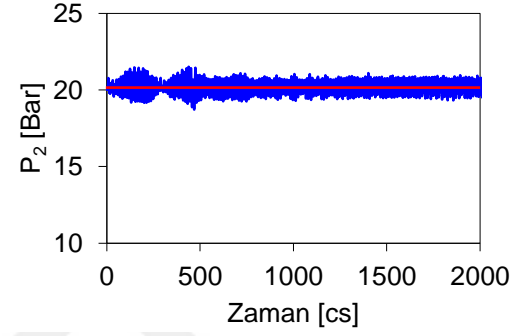
(a)



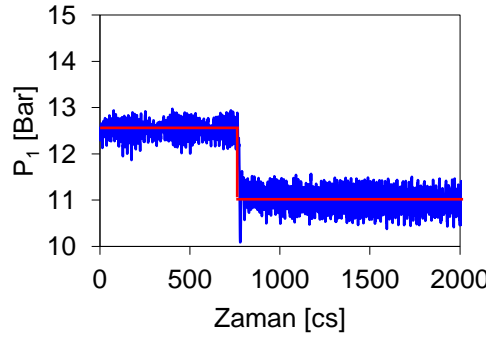
(b)



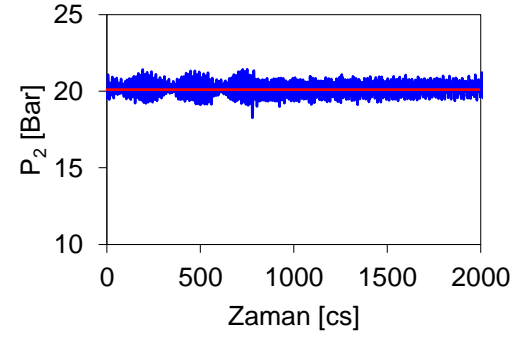
(c)



(d)



(e)



(f)

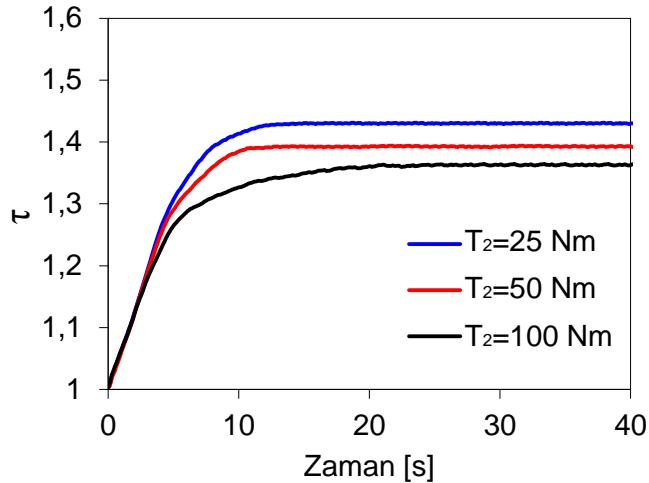
Şekil 4.7. Sırasıyla $\Delta S=-0.05$, $\Delta S=-0.1$ ve $\Delta S=-0.15$ karşılık gelen giriş (a, c, e) ve çıkış (b,d,f) kasnağı sıkıştırma basınçları

Şekil 4.7’de sıkıştırma oranlarına negatif basamak girişler verilerek elde edilen ve Şekil 4.6’da verilen vites geçişlerine ait sıkıştırma basınçlarının zamana göre değişimleri verilmiştir. $\Delta S=-0.05$ basamak girişine karşılık gelen giriş ve çıkış kasnaklarının basıncı sırasıyla Şekil 4.7.a ve Şekil 4.7.b’de verilmiştir. Bununla birlikte $\Delta S=-0.1$ basamak girişine karşılık giriş ve çıkış sıkıştırma basınçları sırasıyla Şekil 4.7.c ve Şekil 4.7.d’de verilmiştir. Benzer şekilde $\Delta S =-0.15$ için giriş ve çıkış kasnağı sıkıştırma basınçları

sırasıyla Şekil 4.7.e ve Şekil 4.7.f’de verilmiştir. Sonuçta, Şekil 4.6’da görüldüğü gibi negatif basamak girişler büyüdükçe, hızlanmada olduğu gibi yavaşlama durumunda da vites değişimi için gerekli zaman daha düşük olmaktadır yani vites değimi daha hızlıdır.

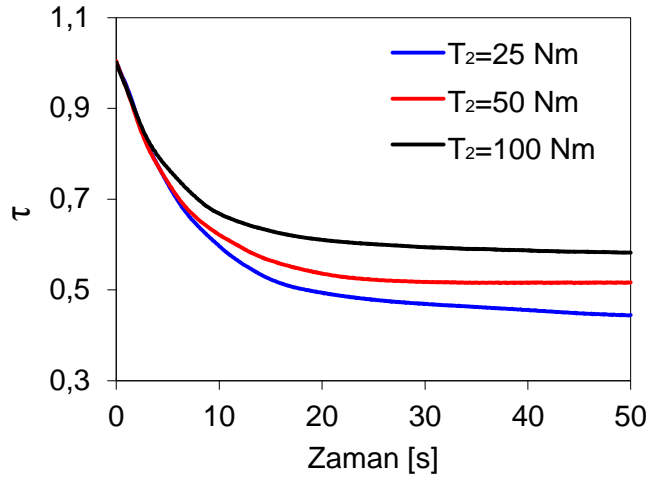
Yükleme Torkunun Vites Değişim Cevabına Etkisi

Bu kısımda vites değişiminin aktarılan torktan nasıl etkilendiği deneysel olarak incelenmiştir. Şekil 4.8’de sabit $\Delta S=0.1$ basamak girişlere karşılık yükleme torkunun 25, 50 ve 100 Nm olması durumundaki vites geçişlerinin zamana göre değişimleri verilmiştir. Görüldüğü gibi cevap eğrilerinin eğiminin ya da vites geçiş hızlarının farklı torklara karşın neredeyse aynı olduğu gözükmemektedir. Dolayısıyla aktarılan tork miktarının vites değişim hızında önemli bir etkisi olmadığı tespit edilmiştir. Bununla birlikte aktarılan tork arttıkça rejim halindeki çevrim oranı az bir miktar düşmektedir. Bu da çevrim oranının aktarılan torka bağlı olduğunu tekrardan göstermektedir.



Şekil 4.8. Vites oranının sabit basamak girişlere karşılık ($\Delta S=0.1$) farklı torklardaki dinamik cevabı ($\omega_1 = 500$ dev/dk, $S_2=20$ kN)

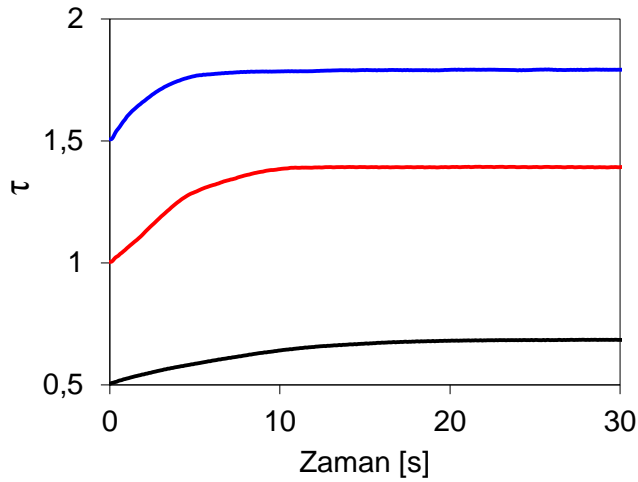
Şekil 4.9’da ise aynı negatif basamak girişlerine ($\Delta S=-0.1$) karşılık farklı yüklemeye torku (25, 50 ve 100 Nm) altında zamana göre vitesin dinamik cevabı gösterilmiştir. Buradan da anlaşılacağı gibi eğrilerin başlangıç eğimlerine bir başka değişle vites değişim hızına yüklemeye torkunun büyük bir etkisi yoktur. Fakat rejim halindeki ulaşılan değeri etkilemektedir. Şekil 4.8 ve Şekil 4.9’da verilen analizlere ait giriş ve çıkış sıkıştırma basınçları, tork ve çıkış açısal hızları grafikleri yer işgal etmemesi için burada verilmemiştir. Bundan sonraki diğer analizler için de bu grafiklere yer verilmeyecektir.



Şekil 4.9. Vites oranının sabit basamak girişlere karşılık ($\Delta S=-0.1$) farklı torklardaki dinamik cevabı ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN)

Vites Başlangıç Değerinin Dinamik Cevaba Etkisi

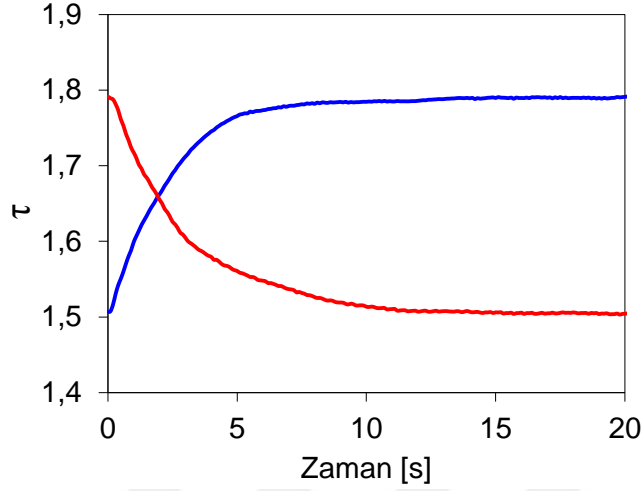
Bu kısımda vitesin başlangıç değerinin dinamik cevaba bir etkisinin olup olmadığı incelenmiştir. Farklı başlangıç değerlerinden itibaren sıkıştırma kuvveti oranına aynı basamak girişler ($\Delta S=0.1$) verilerek vites geçiş dinamiği elde edilmiştir, Şekil 4.10.



Şekil 4.10. Vites oranının sabit basamak girişlere karşılık ($\Delta S=0.1$) farklı başlangıç şartları için dinamik cevabı ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm)

Şekil 4.10'da görüldüğü gibi vites başlangıç oranı arttıkça cevap eğrisinin eğimi artmaktadır. Bu ise sistemin cevap hızının arttığını ve vites geçişlerinin daha kısa sürede gerçekleştiğini göstermektedir. Ayrıca aynı basamak girişlerine karşılık vites

değişimleri farklıdır. Buradan sistemin lineer olamayan bir yapıya sahip olduğu açıkça görülmektedir.



Şekil 4.11. Sabit basamak girişleri altında ($\Delta S=0.1$ ve $\Delta S=-0.1$) farklı başlangıç şartları için vites oranının zamana göre cevap eğrileri ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm)

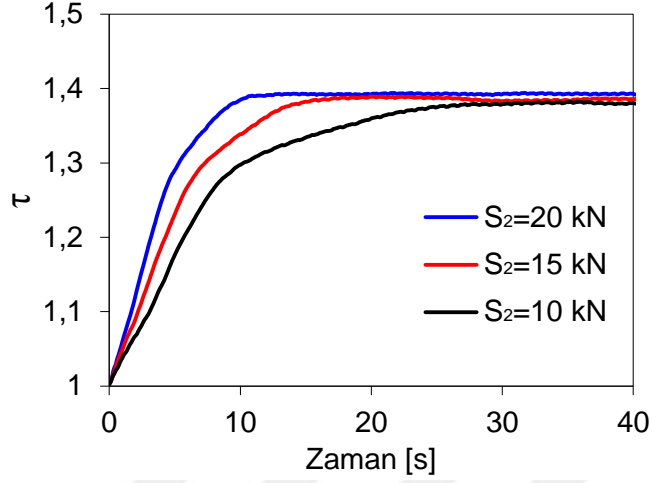
Vites oranının hızlanma ve kaldığı yerden aynı basamak girişle yavaşlama durumu da deneylerle analiz edilmiştir. Şekil 4.11'de görüldüğü gibi aynı basamak girişlerine karşılık vites oranı başlangıç değeri hızlanma ve yavaşlama durumunda farklı cevaplar vermektedir ki bu da sistemin lineer olmayan karakteristiğini gösterir. Burada açıktır ki hızlanma yavaşlamadan daha az sürede gerçekleşmektedir.

Sıkıştırma Kuvveti Değerinin Dinamik Cevaba Etkisi

SDA sisteminde güç aktarımı; sıkıştırma kuvvetleri oranı sabit kalmak şartıyla farklı sıkıştırma kuvvetleri ile de sağlanabilir. Bununla birlikte tork iletiminde makro kaymaların oluşmaması için sıkıştırma kuvvetlerinin minimum bir değer altına inmemesi gerektiği unutulmamalıdır. Bu bilgiler ışığında, sıkıştırma kuvvetlerinin vites değişim hızına etkisini anlamak için; uygun ve farklı çıkış kısmı sıkıştırma kuvvetleri için sabit genlikteki basamak girişlere karşılık deneysel dinamik cevabı incelenmiştir.

Şekil 4.12'de sabit basamak girişleri ($\Delta S=0.1$) altında farklı çıkış sıkıştırma kuvvetleri (10 kN, 15 kN ve 20 kN) için zamana göre vites değişim cevapları gösterilmiştir. Buradan anlaşılacağı üzere cevap eğrilerin eğimi sıkıştırma kuvveti arttıkça artmaktadır. Yani yüksek sıkıştırma kuvvetlerinde hızlı vites geçişi sağlanmaktadır. Fakat burada

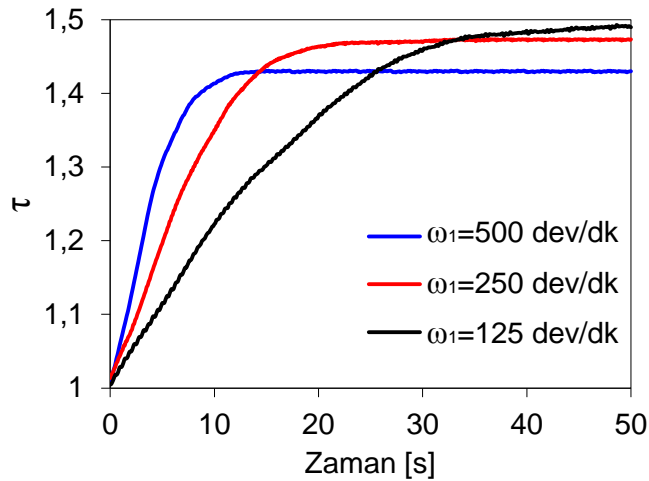
unutulmamalıdır ki sıkıştırma kuvvetinin artması gereğinden fazla pompa gücü harcayacak ve sistemin verimi düşürecektir.



Şekil 4.12. Sabit $\Delta S=0.1$ basamak girişleri altında farklı çıkış sıkıştırma kuvvetlerine göre vites oranının cevap eğrileri ($\omega_1=500$ dev/dk, $T_2=50$ Nm)

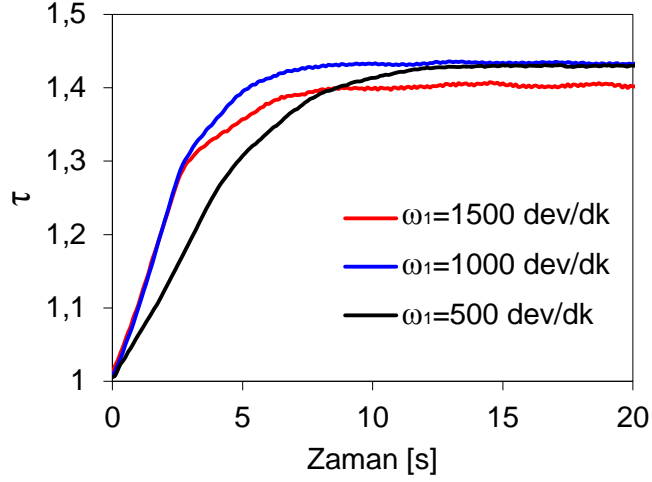
Giriş Açısal Hızın Vites Geçiş Dinamiğine Etkisi

SDA sisteminin vites geçiş dinamiğinin başlangıç açısal hızına bağlı olup olmadığını incelemek için farklı giriş açısal hızları altında deneyler tekrar edilmiştir. Şekil 4.13'te giriş kasnağının 125, 250 ve 500 dev/dak'lık üç farklı açısal hızına karşılık sabit $\Delta S=0.1$ değerinde basamak girişler verilerek vites geçişleri zamana göre elde edilmiştir.



Şekil 4.13. Sabit $\Delta S=0.1$ basamak girişleri altında farklı giriş açısal hızlarına (125, 250 ve 500 dev/dk) göre vites oranının cevap eğrileri ($S_2=20$ kN, $T_2=25$ Nm)

Yapılan deneyler sonucunda giriş açısal hızının artması vites geçiş hızının artmasıyla sonuçlandığı tespit edilmiştir. Fakat bunun belirli bir devir aralığında olduğu (0-1400 dev/dak) ve bunun üzerindeki devirlerde vites değişim hızının değişmediği gözlemlenmiştir, Şekil 4.14.



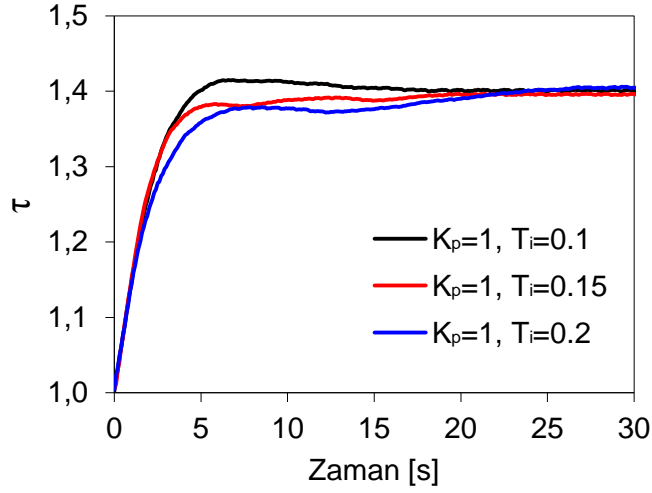
Şekil 4.14. Sabit $\Delta S=0.1$ basamak girişleri altında; 500, 1000 ve 1500 dev/dk'lık farklı giriş açısal hızlarına göre vites oranının cevap eğrileri ($S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm)

4.1.3. Vites Oranı Kontrolüne Ait Deneysel Sonuçlar

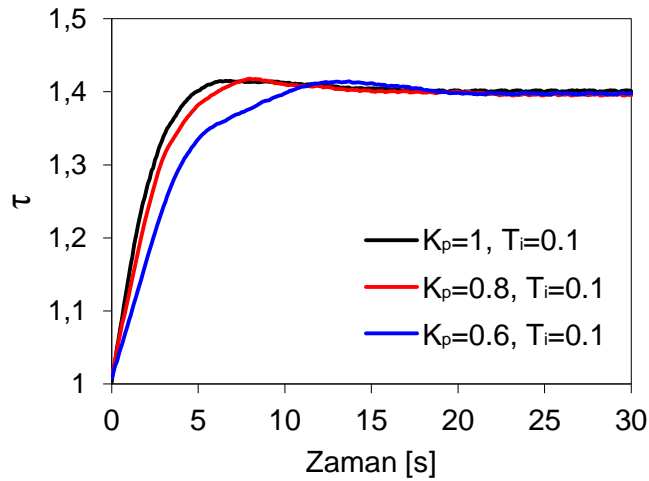
Daha önceki bölümlerde sistemin vites geçiş dinamiği açık döngü yaklaşımıyla sıkıştırma kuvveti oranına basamak girişler verilerek karakterize edilmiştir. Bu bölümde ise geri beslemeli bir PI denetleyicisi yardımıyla istenilen çevrim oranını elde etmek üzere kazanç katsayılarının vites geçiş dinamiğine etkisi tespit edilmiştir.

Şekil 4.15'de PI denetleyicinin orantı kazancı $K_p=1$ olması halinde üç farklı integral zaman sabiti T_i için (0.1, 0.15 ve 0.2) zamana göre vites geçiş dinamiğine ait eğriler verilmiştir. Buradan görüldüğü gibi integral zaman sabiti azaldıkça daha az bir oturma süresi gerekmektedir.

Şekil 4.16'da PI denetleyicinin integral zamanı $T_i=0.1$ sabit tutularak üç farklı oransal kazanç için (1, 0.8 ve 0.6) zamana göre vites geçiş cevap eğrileri sunulmuştur. Sonuçta orantı kazancının artırılması ile vites geçiş hızı artmaktadır. Bunun sebebi büyük basamak girişlerde yüksek cevap hızı elde etme prensibine dayanmaktadır.



Şekil 4.15. Vites oranı kontrolünün aynı orantı kazancı $K_p=1$ 'e karşılık farklı integral zaman sabiti T_i için zamana göre cevap eğrisi ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm)



Şekil 4.16. Vites oranı kontrolünün aynı integral zaman sabiti $T_i=0.1$ 'e karşılık farklı orantı kazancı K_p için zamana göre cevap eğrileri ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm)

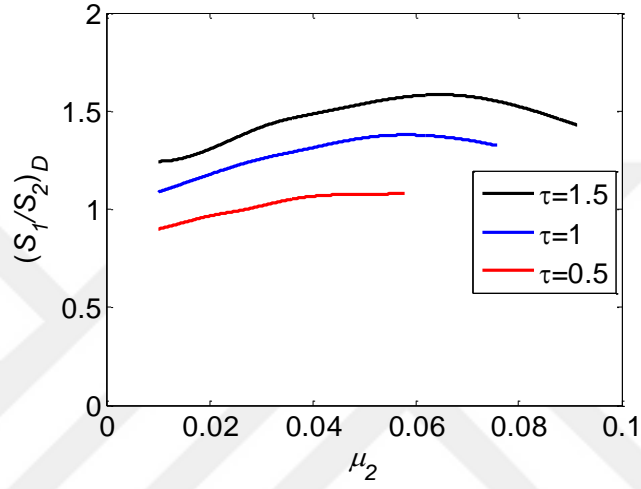
4.2. Teorik Sonuçlar

4.2.1. Rejim Haline Ait Teorik Sonuçlar

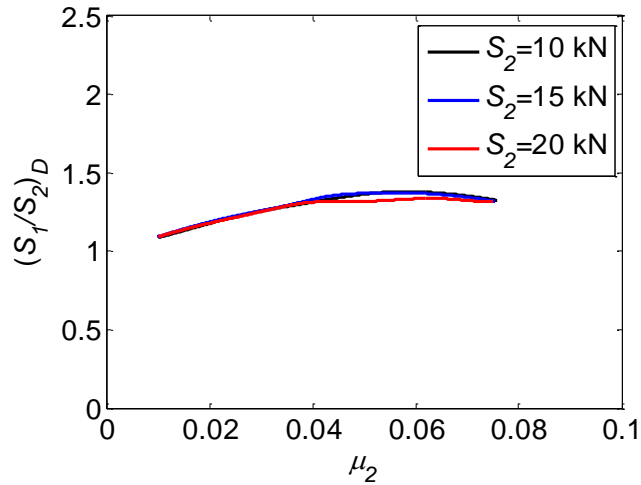
Bu kısımda rejim haline ait sıkıştırma kuvveti oranları ile ilgili teorik sonuçlar verilmiştir. Çevrim oranını belirleyen en önemli faktör olan bu sıkıştırma kuvveti oranı en çok aktarılan torka bağlıdır ve bunun farklı boyutsuz torka göre değişimi teorik olarak elde edilmiştir. Bunun nasıl elde edildiği teorik analiz kısmında açıklanmıştır.

Şekil 4.17’de gösterildiği üzere aynı çevrim oranında boyutsuz torkun artırılması ile sıkıştırma kuvvetinin oranının arttığı gözükmektedir. Ayrıca yine bu grafikte farklı çevrim oranları için de elde edilen değerler verilmiştir.

Şekil 4.18’de sıkıştırma kuvveti oranının farklı çıkış sıkıştırma kuvvetleri için boyutsuz torka göre nasıl değiştiği gösterilmiştir. Bu grafikten sıkıştırma kuvvetinin başlangıç değerinin orana etki etmediği görülmektedir.



Şekil 4.17. Sıkıştırma kuvveti oranının farklı çevrim oranları için boyutsuz torka göre teorik değişimi ($S_2=10$ kN)

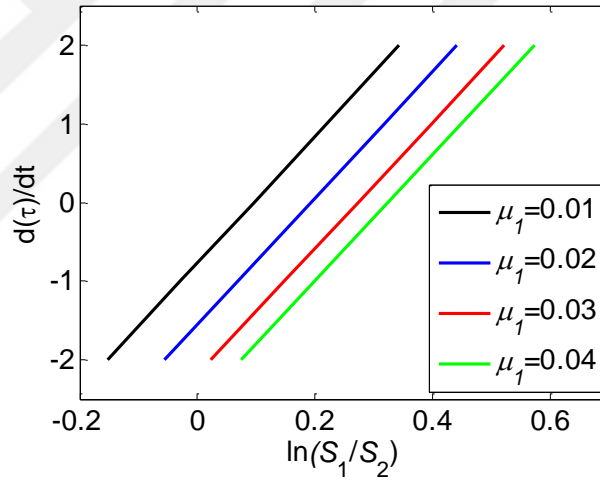


Şekil 4.18. Sıkıştırma kuvveti oranının farklı çıkış sıkıştırma kuvvetleri için boyutsuz torka göre teorik değişimi ($\tau=1$)

4.2.2. Vites Geçiş Dinamiğine Ait Teorik Sonuçları

Bu bölümde öncelikle vites geçişlerinin zamana göre değişiminin belli değerlerde olması için sıkıştırma kuvveti oranının hangi değerlerde olmasına yönelik sonuçlar verilmiştir. Daha sonra vites geçişlerini temsil eden diferansiyel denklem, farklı başlangıç değerleri altında nümerik olarak çözdürülmüş ve vites geçişlerinin zamana göre değişimi grafikler halinde sunulmuştur. Son olarak vites geçişlerinin sinüzoidal bir bozucu etkisinde nasıl gerçekleştiği teorik olarak incelenmiştir.

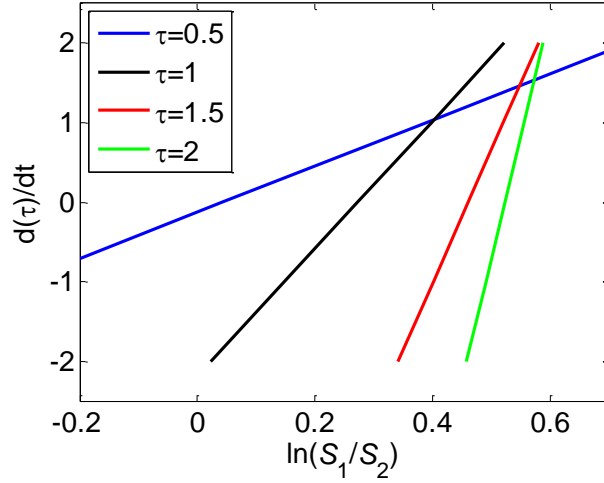
Şekil 4.19'da vites oranı türevinin (boyutsuz) belirlenen bazı değerlerinin elde edilebilmesi için farklı boyutsuz torklar için sıkıştırma kuvveti oranının nasıl değiştiği görülmektedir. Burada eğrilerin eğiminin değişmemesi vites değişim hızının boyutsuz torktan yani aktarılan torkun artmasından etkilenmediğini göstermektedir.



Şekil 4.19. Vites oranı türevinin farklı boyutsuz torklara karşılık sıkıştırma kuvvetinin tabii logaritmasına göre değişimi

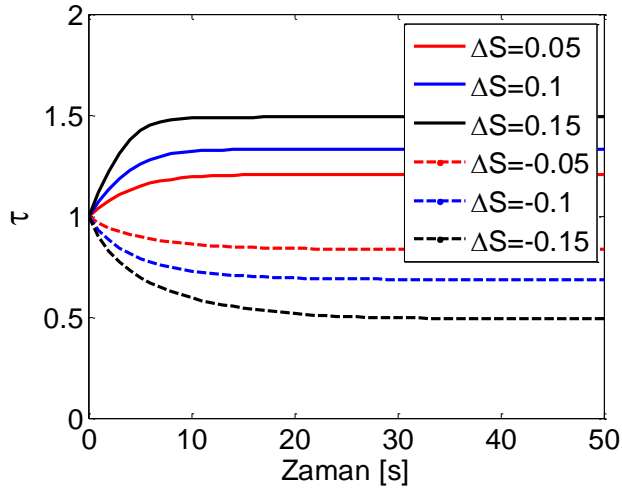
Şekil 4.20'de boyutsuz vites oranı türevinin farklı başlangıç hız oranına göre değişimi görülmektedir. Burada vites oranı arttıkça eğrilerin eğimi artmaktadır ve sonuçta vites değişim hızının çevrim oranı başlangıç değerine göre değiştiği açıkça görülmektedir.

Vites geçişlerinin sıkıştırma kuvvetleri oranına birim basamak girişler verilerek gerçek zamanda teorik olarak incelenmesi için Denklem 3.23'ün rejim hali dinamik denklemleri kullanılarak elde edilen sıkıştırma kuvveti oranı matrisi kullanılarak nümerik integrali alınır.



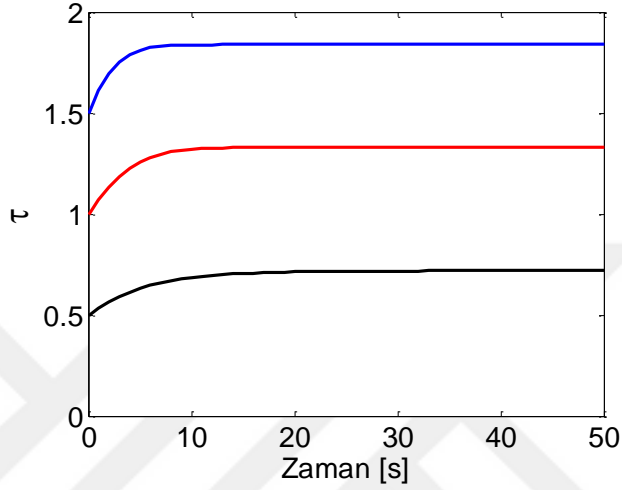
Şekil 4.20. Vites oranı türevinin farklı başlangıç çevrim oranlarına karşılık sıkıştırma kuvvetinin doğal logaritmasına göre değişimi ($\mu_1=0.03$)

Şekil 4.21’de sistemin çevrim oranı bir iken hem negatif hem de pozitif farklı basamak girişlerine karşılık vites geçiş dinamiği teorik olarak gösterilmiştir. Burada basamak girişinin değeri arttıkça zaman sabiti azalmakta ve daha hızlı cevap vermektedir. Buna karşılık pozitif ve negatif basamak girişlerinde farklı dinamik cevap elde edilmiştir. Dolayısıyla sistemin doğrusal olmayan bir dinamik karaktere sahip olduğu anlaşılmaktadır.

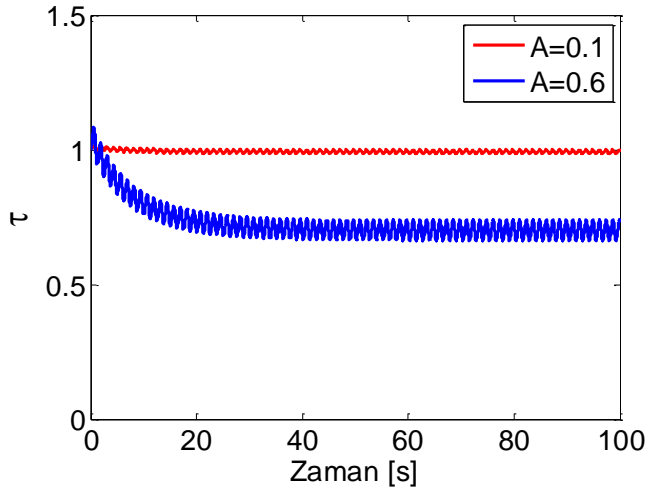


Şekil 4.21. Vites oranının farklı basamak girişlerine karşılık zamana göre teorik değişimi ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=75$ Nm)

Şekil 4.22’de sıkıştırma kuvveti oranında sabit $\Delta S=0.1$ basamak girişlerine karşılık vites geçişlerinin farklı vites oranı başlangıç değerleri için zamana göre değişimi gösterilmiştir. Şekilden anlaşılacağı üzere cevap eğrilerinin eğimi vites başlangıç oranı büyüdükçe artmaktadır. Yani yüksek viteslerde sistemin aynı cevaba verdiği tekpi daha hızlı olmakta ve yeni rejim haline oturması daha çabuk gerçekleşmektedir.



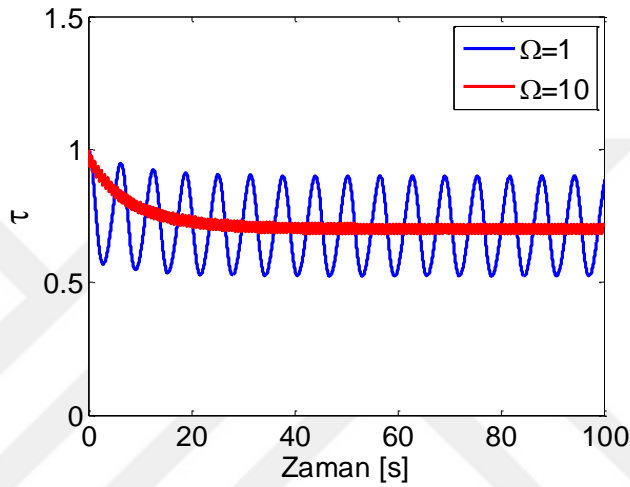
Şekil 4.22. Vites oranının farklı başlangıç değerlerine karşılık zamana göre teorik değişimi ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=10$ kN, $T_2=75$ Nm)



Şekil 4.23. Vites oranının farklı genlikteki sinüzoidal bozucu etkilere dinamik cevabı ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_1=10$ kN, $T_1=5$ Nm, $\Omega=5$ rad/s)

Sistemin dinamiğini daha detaylı incelemek üzere rejim halindeki sıkıştırma oranına basamak girişler yerine sinüzoidal bozucu girişler verilerek vites geçiş dinamik

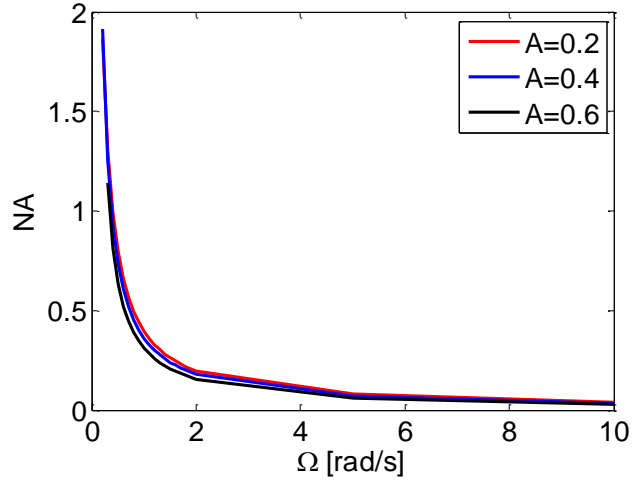
cevapları zamana göre analiz edilmiştir. Şekil 4.23’de, Denklem 3.25 çözülerek farklı bozucu genlikleri (A) için sabit 5 rad/s frekansta vites değişimi verilmiştir. Buradan anlaşılacağı gibi $A=0.1$ için vites oranı başlangıç değeri 1 etrafında küçük salınımlar yapmaktadır ki bu da saf yutucu sistemlerin cevabıyla aynıdır. Öte yandan $A=0.6$ için başlangıçta bir olan vites oranı genlik arttıkça zamana bağlı olarak azalmaktadır. Sıkıştırma kuvvetinin oranının logaritmasından kaynaklanan bu durum, sistemin dinamiğinin doğrusal olmayan bir karaktere sahip olduğunu göstermektedir.



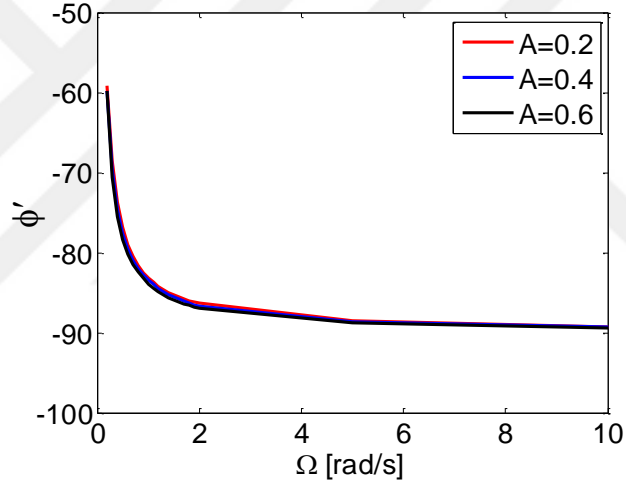
Şekil 4.24. Vites oranının farklı frekanstaki sinüzoidal bir bozucu değişime karşılık dinamik cevabı ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_1=10$ kN ve $T_1=5$ Nm)

Şekil 4.24’de ise sinüzoidal bozucunun farklı frekansları (Ω) için sistemin dinamik cevabı incelenmiştir. Burada sabit giriş genliğe karşılık ($A=0.6$) sistemin cevabının genliğinin frekansın artmasıyla azaldığı görülmektedir. Ayrıca başlangıç vites oranının etrafında bir salınım yapması beklenirken ortalama hız oranının düştüğü görülmüştür. Dolayısıyla sistemin doğrusal olmayan bir dinamik yapıya sahip olduğu bir kez daha bu sonuçlardan anlaşılmıştır.

Zincirli SDA sisteminin daha ileri dinamik karakterizasyonu için giriş sinüs bozucunun genliğinin sistemin çıkış genliğine oranı olarak tanımlanan normalleştirilmiş cevap genliği (Şekil 4.25) ile giriş-çıkış arasındaki faz farkının frekansa göre değişimi (Şekil 4.26) incelenmiştir. Bu analizlerden sistemin saf yutucu bir karakteristiği olduğu anlaşılmıştır.



Şekil 4.25. Normalleştirilmiş genliğin bozucunun frekansına göre değişimi

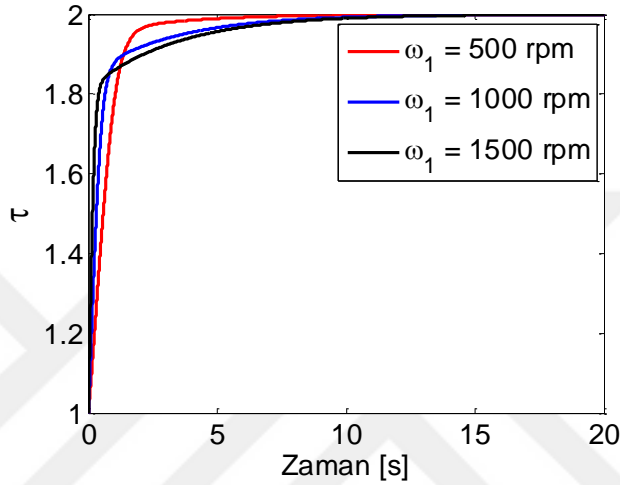


Şekil 4.26. Sistemin dinamik cevap eğrisi ile bozucu eğrisinin arasındaki faz farkının bozucunun frekansına göre değişimi

4.2.3. Vites Oranı Kontrolüne Ait Teorik Sonuçlar

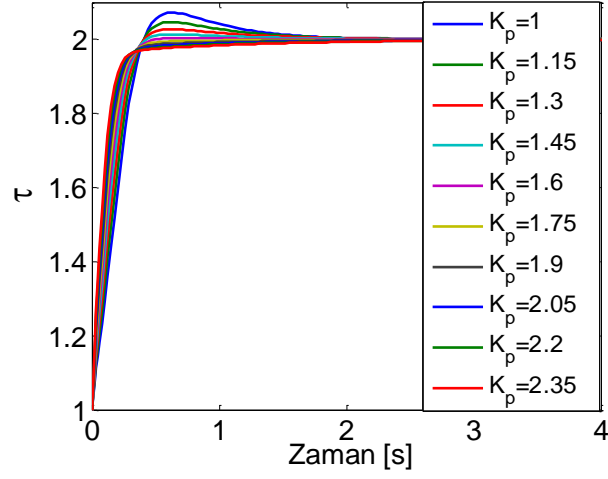
Bu kısımda vites oranının PI denetleyicisi ile geri beslenerek kontrol edilmesine yönelik teorik sonuçlar sunulmuştur. Öncelikle sistemin doğrusal olmayan dinamik davranışını ve PID denetleyicisinin kazanç sabitlerinin ayarlanması gerektiğini gösteren sonuçlar aktarılmıştır. Daha sonra sabit bir vites geçiş hızı elde etmek üzere kazanç katsayılarının ayarlanması ele alınmıştır. Bunu yaparken cevabın oturma zamanının minimum olması ve ayrıca istenilen değerin üzerinde aşımın olmaması kriterleri uygulanmıştır.

Başlangıçta bir olan çevrim oranına bir birim basamak giriş verildiğinde, farklı giriş başlangıç açısal hızları ve sabit PI kazanç katsayıları için dinamik cevaplar Şekil 4.27’de sunulmuştur. Buradan anlaşılacağı üzere giriş açısal hızının başlangıç değeri sistemin dinamik cevabını oldukça etkilemektedir. Dolayısıyla doğrusal olmayan dinamik karakteristiğe sahip bu sistem için PI denetleyicinin orantı kazancı K_p ve integral zaman sabiti T_i uygun şekilde ayarlanmalıdır.



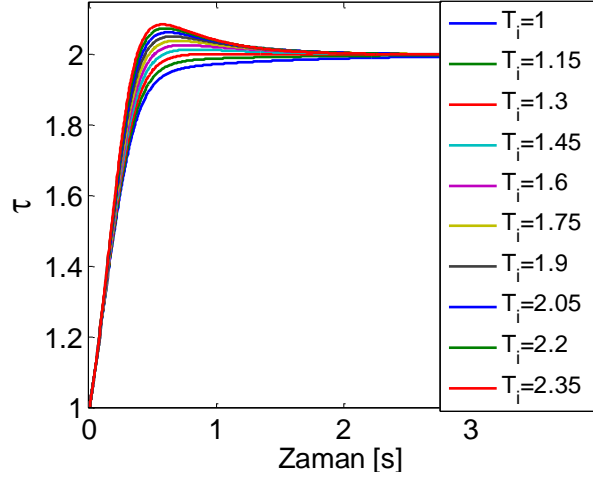
Şekil 4.27. Farklı başlangıç açısal hızları için sabit PI kazanç katsayıları olması durumunda birim basamak girişine karşılık vites değişim cevabı ($K_p=1$, $T_i=0.3$, $S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm,)

Denetleyicinin kazanç katsayılarını ayarlamak üzere önce integral zamanı sabit tutulmuş ve buna karşılık farklı orantı kazançlarının dinamik cevaba etkisi incelenmiştir. Daha sonra da belirli bir orantı kazancına karşılık farklı integral zaman sabitleri seçilerek dinamik cevap belirlenmiştir. Böylece denetleyicinin kazanç katsayılarının dinamik cevaba etkisi ve ayrıca yukarıdaki bölümlerde açıklanan amaca uygun kazanç katsayıları hesaplanmıştır. Bu kapsamda başlangıçta bir olan vites oranına bir birim basamak giriş verildiğinde, sistemin vites geçişlerine ait dinamik cevabının zamana göre değişimleri Şekil 4.28’de verilmiştir. Burada PI denetleyiciye ait sabit integral zamanı T_i ’ye karşılık farklı orantı kazançları K_p ’ler için vites değişim eğrileri gösterilmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi orantı kazancı arttıkça zaman sabiti azalmakla birlikte oturma süresi de giderek artmaktadır.



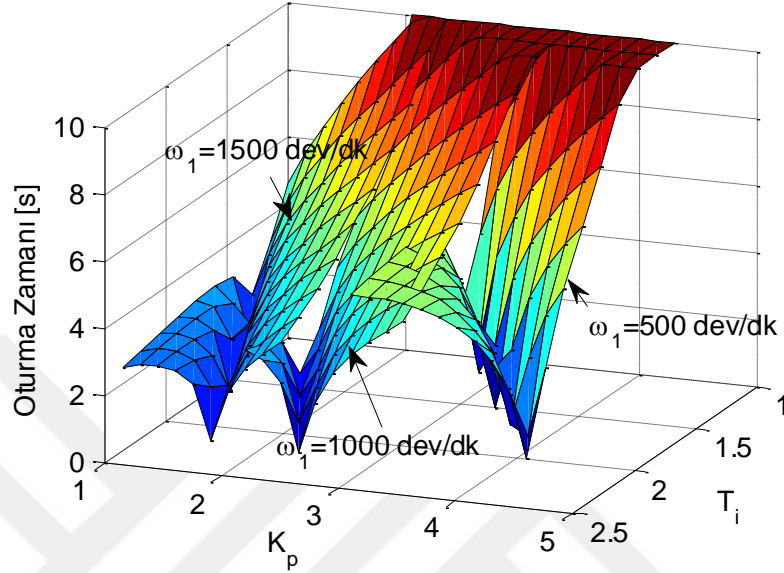
Şekil 4.28. Birim basamak girişine karşılık farklı orantı kazançları için vites değişim cevabı ($\omega_1=1500$ dev/dk, $T_i=2.2$)

Sistemin dinamik cevabı aynı orantı sabiti K_p 'ye karşılık, farklı integral zamanı T_i için de incelenmiştir. Yine başlangıçta bir olan çevrim oranına bir birim basamak giriş verilmesi durumunda vites geçişlerinin dinamik cevapları Şekil 4.29'da sunulmuştur. Bu şekilden anlaşılacağı üzere integral zamanının artması vites geçiş hızını arttırmakla birlikte aşım miktarını da arttırmaktadır.



Şekil 4.29. Basamak girişine karşılık farklı integral zaman sabitleri için vites değişim cevabı ($\omega_1=1500$ dev/dk, $K_p=1$)

Şekil 4.28 ve Şekil 4.29’da yapılan analizler farklı başlangıç açısal hızları için de yapılarak, aşım olmaksızın cevap eğrilerinin oturma zamanı kazanç katsayısı ve integral zaman sabitinin bir fonksiyonu olarak elde edilmiş ve sonuçlar Şekil 4.30’da verilmiştir.



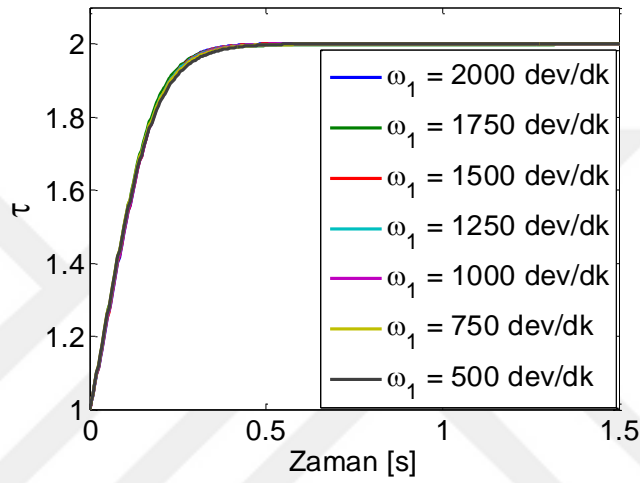
Şekil 4.30. Farklı başlangıç açısal hızları için vitesin oturma zamanı

Şekil 4.30’da görülen yüzeylerde minimum noktalar oturma zamanının 0.001 hata toleransı ile en az olduğu yerleri göstermektedir. Böylece PI denetleyicinin kazanç katsayılarının en uygun olduğu değeri bu minimum noktalardan belirlemek mümkündür. Bu yöntemle sistemin muhtemel başlangıç açısal hızları için elde edilen en iyi kazanç katsayıları Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. PI denetleyicinin farklı açısal hızlara karşılık uygun kazanç katsayıları

Giriş Açısal Hızı (ω_1)	K_p	T_i
500 dev/dk	4.3	2.2
750 dev/dk	3.25	2.35
1000 dev/dk	2.5	2.35
1250 dev/dk	2.075	2.35
1500 dev/dk	1.75	2.35
1750 dev/dk	1.575	2.35
2000 dev/dk	1.35	2.35

Çizelge 4.1’de verilen kazanç katsayıları kullanılarak birim basamak girişe karşılık sistemin dinamik cevabı Şekil 4.31’de verilmiştir. Şekilden anlaşılacağı üzere uygun kazanç katsayıları ile hedeflenen aynı hızlanma hızına ve oturma zamanına (bu süre yaklaşık 0.5 sn olarak belirlenmiştir) sahip vites geçişleri elde edilebilmiştir. Böylece Çizelge 4.1’de önerilen PI denetleyiciye ait kazanç katsayıları ile doğrusal olmayan zincirli bir SDA sistemi için farklı başlangıç şartları altında birbirlerine çok yakın vites geçişleri sağlanabilmiştir.



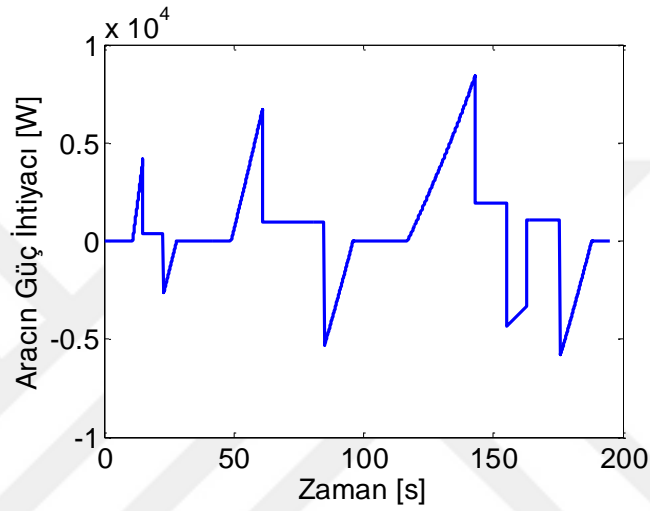
Şekil 4.31. Uygun PI kazanç katsayıları kullanılarak farklı giriş açısal hızları için elde edilen vites geçişleri

4.2.4. SDA ile Donatılmış Elektrikli Aracın Analizlerine Ait Sonuçlar

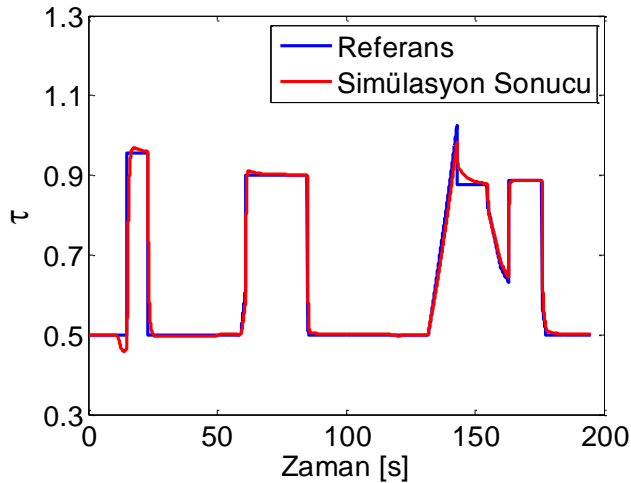
Bu kısımda elektrikli araçta minimum enerji sarfiyatı için ayarlanmış zamanla değişen bir referans olan SDA vites oranı kontrolüne ait teorik sonuçlar verilmiştir. Şekil 4.32’de elektrikli aracın dinamiği göz önüne alınarak ve de Şekil 3.23’de verilen referans hız profilini takip etmesi suretiyle hesaplanan gerekli güç ihtiyacının zamana göre değişimi verilmiştir.

Aracın zamanla ihtiyaç duyacağı güç talebi belirlendikten sonra Şekil 3.24’te verilen motor haritasının optimum çalışma bölgesinde kalarak açısal hız ve torku seçilir. Ancak SDA’nın hız oranı limit bölgesinin (0.5-2) dışına çıkabileceğinden, bu sınırlamayı dikkate alarak motorun açısal hızı ve dolayısıyla torku tekrar seçilmelidir. Motorun güncel açısal hızı ve torku ile SDA’nın gerekli hız oranı hesaplanmış ve Şekil 4.33’de

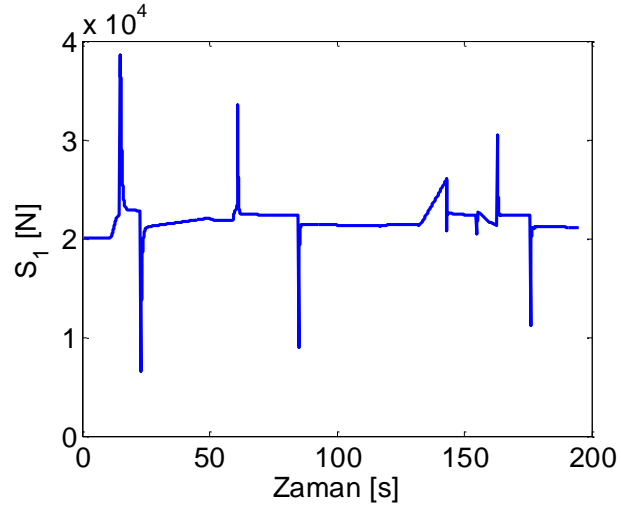
referans çevrim oranı olarak verilmiştir. Bu hız oranı, geri beslemeli PI denetleyici ile giriş kısmı sıkıştırma kuvveti ayarlanarak kontrol edilmiş ve bunun sonuçları da yine Şekil 4.33’de verilmiştir. Bu iki sonuç karşılaştırıldığında yapılan kontrolün bazı hatalar ve gecikmelere rağmen referans değer ile örtüştüğü görülmektedir. SDA’nın çevrim oranını kontrol edebilmek için ayarlanan sıkıştırma kuvvetinin değişimi ise Şekil 4.34’te verilmiştir. Bu modelde PI denetleyicinin kazanç katsayıları daha önce belirlenen şartlara göre deneme sınamaya yöntemi ile sırasıyla $K_p=2.7$, $T_i=0.8$ olarak seçilmiştir.



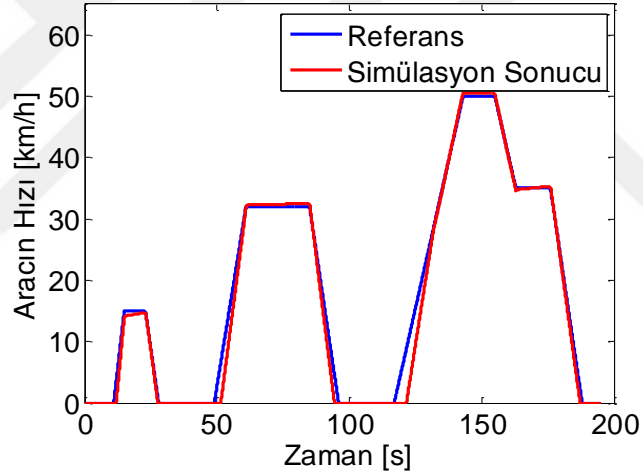
Şekil 4.32. Elektrikli aracın güç ihtiyacının zamanla değişimi



Şekil 4.33. SDA’nın referans ve kontrol edilen çevrim oranı değerleri



Şekil 4.34. SDA'nın çevrim oranını kontrolü için gerekli sıkıştırma kuvvetinin zamana göre değişimi



Şekil 4.35. Simülasyon sonucu elde edilen araç hız profili ile referans değerini karşılaştırılması

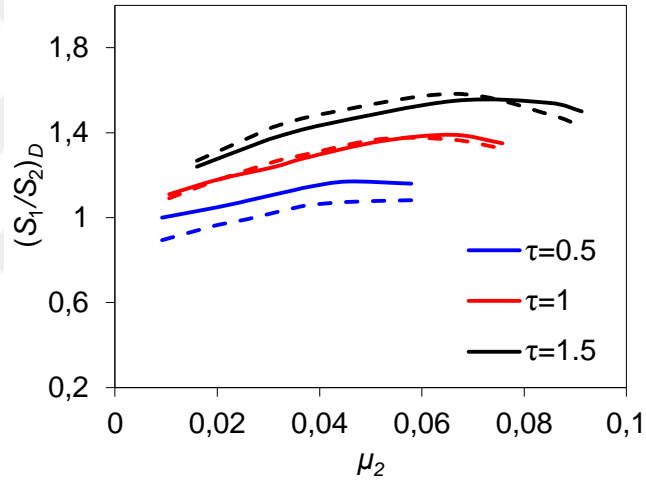
Şekil 4.35'te elektrikli aracın güç aktarım organının tüm dinamikleri göz önüne alarak gerçek araç hızı simülasyon sonucu zamanın bir fonksiyonu olarak verilmiştir. Simülasyon sonuçları ile aracın istenilen referans hızı karşılaştırılmış ve ikisinin birbirine yakın olduğunu görülmüştür. Bazı durumlarda aracın gerçek hızında referans hıza göre gecikmeler olduğu görülebilir. Bunun sebebi SDA'nın ivmelenmesinin ve kontrolünün nispeten yavaş oluşudur. Bununla birlikte, bu gecikme bazı kontrol teknikleri ve algoritmalarla en aza indirilebilir, ancak bu konular ileride çalışılmaya bırakılmıştır.

4.3. Teorik ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması

Bu kısımda rejim halindeki, açık döngü vites geçişlerine ait ve geri beslemeli vites kontrolüne ilişkin teorik sonuçlar ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmış ve sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur.

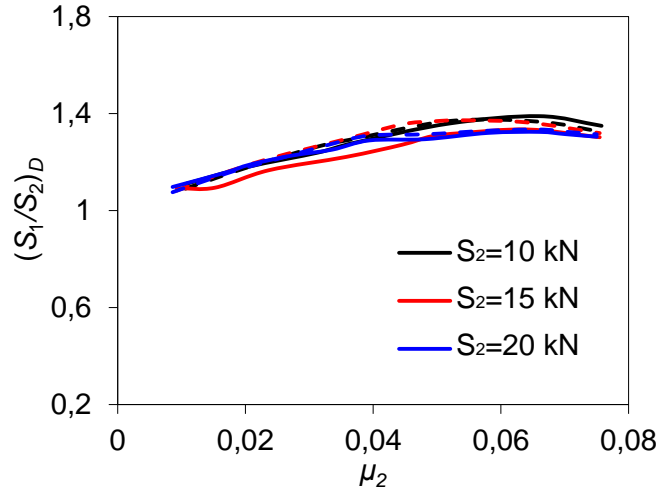
4.3.1. Rejim Haline Ait Teorik ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması

Rejim halinde vites oranı $\tau=0.5$, $\tau=1$, $\tau=1.5$ için giriş ve çıkış sıkıştırma kuvvetlerinin oranı değişiminin teorik ve deneysel sonuçlarına ait değerlerinin karşılaştırılması Şekil 4.36'de sunulmuştur. Şekilden de anlaşılacağı gibi teorik ve deneysel sonuçlar birbirlerine çok yakındır. Burada en iyi uyum $\tau=1$ için söz konusu olmakla birlikte azami hata oranı yaklaşık %15 ile $\tau=0.5$ değerinde görülmüştür.



Şekil 4.36. Sıkıştırma kuvveti oranının farklı çevrim oranları için boyutsuz torka göre değişimine ait teorik (kesikli çizgi) ve deneysel (düz çizgi) sonuçlarının karşılaştırılması

Sıkıştırma kuvvetinin farklı başlangıç değeri için yukarıda yapılan analizler tekrar edilmiş ve buna ait teorik sonuçlar ile deneysel sonuçların karşılaştırılması Şekil 4.37'de verilmiştir. Bu şekilden de görüldüğü üzere teorik ve deneysel sonuçlar iyi bir uyum içerisindedir (maksimum hata oranı %10). Ayrıca önceki bölümlerde vurgulandığı üzere, sıkıştırma kuvveti değerinin farklı olması aynı çevrim oranı için gerekli sıkıştırma kuvveti oranını etkilememektedir.



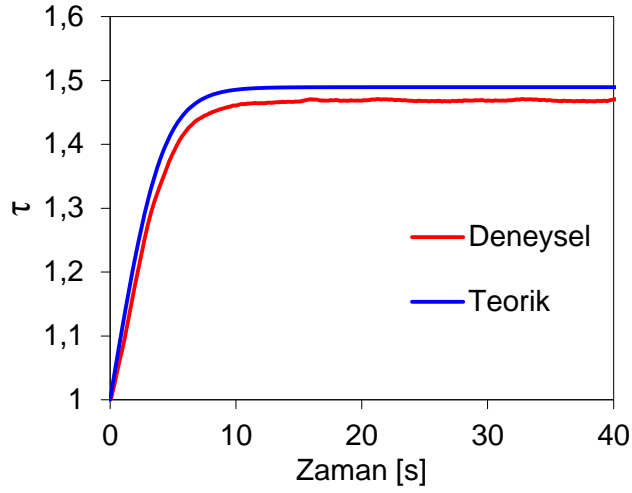
Şekil 4.37. Sıkıştırma kuvveti oranının farklı giriş sıkıştırma kuvvetleri için boyutsuz torka göre değişimine ait teorik (kesikli çizgi) ve deneysel (düz çizgi) sonuçların karşılaştırılması ($\tau=1$)

4.3.2. Vites Geçiş Dinamiğine Ait Teorik ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması

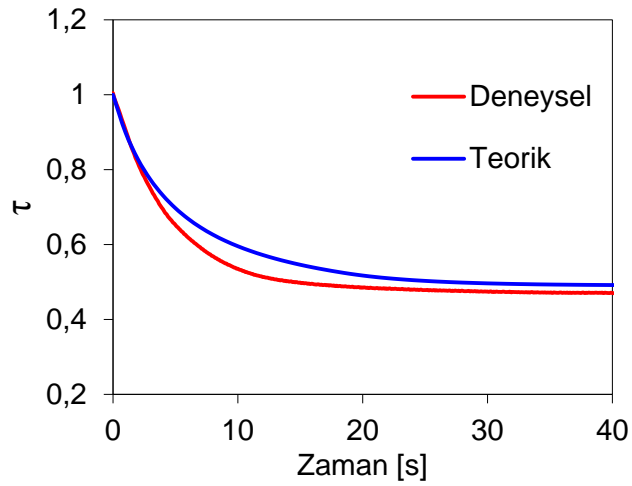
Bu kısımda SDA sisteminin vites geçişlerinin dinamik cevabını incelemek üzere rejim halindeki sıkıştırma kuvveti oranına basamak girişler verilerek elde edilen teorik ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Vites geçiş dinamiğini etkileyen farklı basamak girişler, yükleme torku, başlangıç çevrim oranı, sıkıştırma kuvveti değeri ve giriş açılmal hızlarına gibi parametrelerin test edildiği teorik ve deneysel sonuçlar kıyası verilmiştir.

Farklı Sıkıştırma Oranı Basamak Girişleri İçin Vites Değişim Cevabının Teorik ve Deneysel Sonuçlarının Karşılaştırılması

Sıkıştırma kuvveti oranına pozitif 0.15 değerinde basamak girişler verilmesi durumunda elde edilen vites geçişlerine ait teorik ve deneysel sonuçlar Şekil 4.38'de verilmiştir. Ayrıca negatif 0.15 basamak girişlerine karşılık vites geçişinin teorik ve deneysel sonucu da Şekil 4.39'da verilmiştir. Teorik ve deneysel sonuçlar, hem cevabın başlangıç eğimi hem de varılan rejim halindeki vites oranı karşılaştırıldığında birbirine çok yakındır. Dolayısıyla SDA'nın vites geçişlerini temsil etmek üzere Denklem 3.23 ile önerilen birinci mertebeden diferansiyel denklem ilk kez gerçek zamanda deneylerle test edilmiş ve doğruluğu ispat edilmiştir. İlerleyen bölümlerde sistemin diğer parametreleri için de test edilecektir.



Şekil 4.38. Sistemin sıkıştırma kuvveti oranına $\Delta S=0.15$ basamak girişler verilmesi durumundaki teorik ve deneysel dinamik cevabının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=80$ Nm)

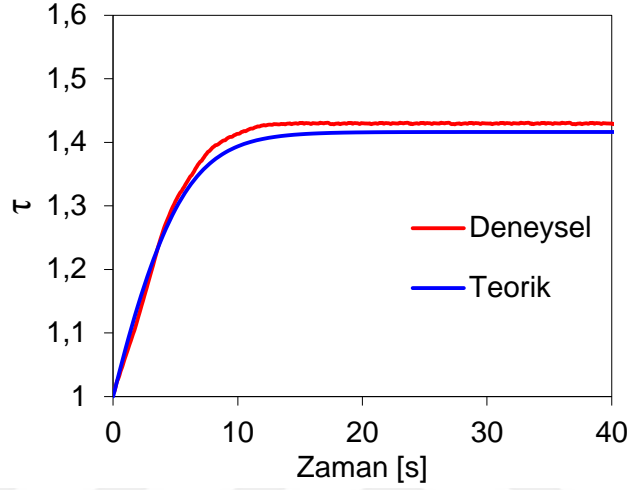


Şekil 4.39. Sistemin sıkıştırma kuvveti oranına $\Delta S=-0.15$ basamak girişler verilmesi durumundaki teorik ve deneysel dinamik cevabının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=80$ Nm)

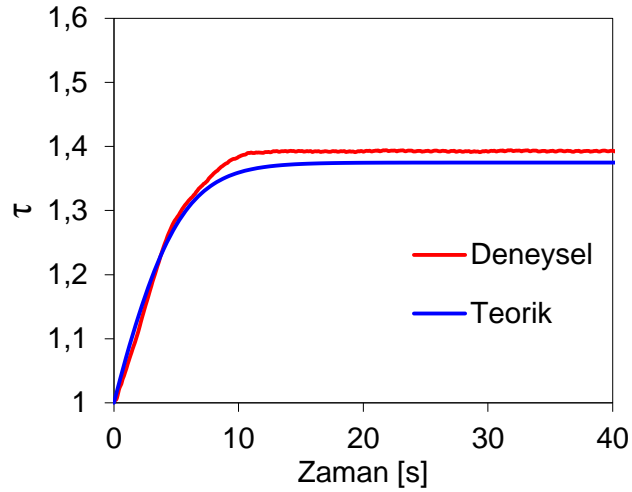
Farklı Yükleme Torku Altında Vites Değişim Cevabının Teorik ve Deneysel Sonuçlarının Karşılaştırılması

Bu kısımda farklı yükleme torkları altında (25 Nm, 50 Nm, 100 Nm) vitesin değişiminin teorik ve deneysel karşılaştırılması yapılmıştır. Şekil 4.40'ta giriş açısal hızı ve çıkış sıkıştırma kuvvetlerinin sabit tutularak, SDA'nın çıkış kısmına $T_2=25$ Nm'lik bir direnç

torku uygulanması durumunda vitesin $\Delta S=0.1$ basamak girişine karşılık teorik ve deneysel sonuçları karşılaştırılmıştır. Şekilden anlaşılacağı üzere, hem vites değişim hızı hem de varılan rejim hali vites oranı dikkate alındığında teorik ve deneysel sonuçlar tam bir uyum içerisindedir. Dolayısıyla farklı giriş torkları için de Denklem 3.23’de önerilen denklemin geçerli olduğu ispat edilmiştir.



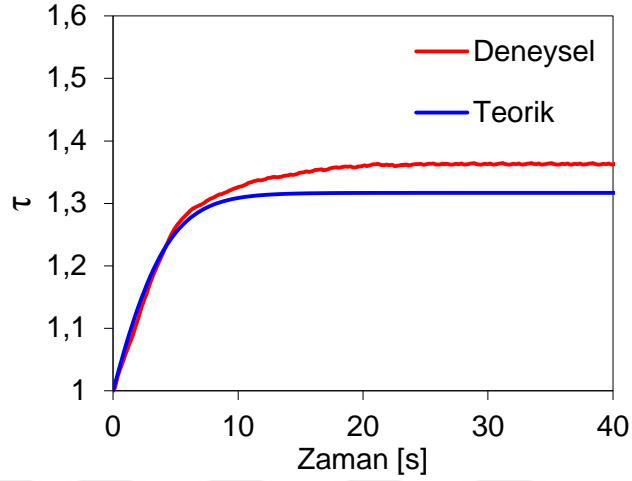
Şekil 4.40. Sistemin $T_2=25$ Nm yüklemeye torku altında vites geçişlerine ait teorik ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $\Delta S=0.1$)



Şekil 4.41. Sistemin $T_2=50$ Nm yüklemeye torku altında vites geçişlerine ait teorik ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $\Delta S=0.1$)

Benzer şekilde, Şekil 4.41 ve Şekil 4.42’de sabit giriş açısal hızı ile çıkış sıkıştırma kuvvetine karşılık sırasıyla $T_2=50$ Nm ve $T_2=100$ Nm’lik direnç torku uygulanması

durumunda vites geçişlerinin teorik ve deneysel sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu sonuçlarda da vitesin hızlanma hızı ile rejim halindeki değerinin teorik ve deneysel olarak uyum içinde olduğu anlaşılmaktadır.

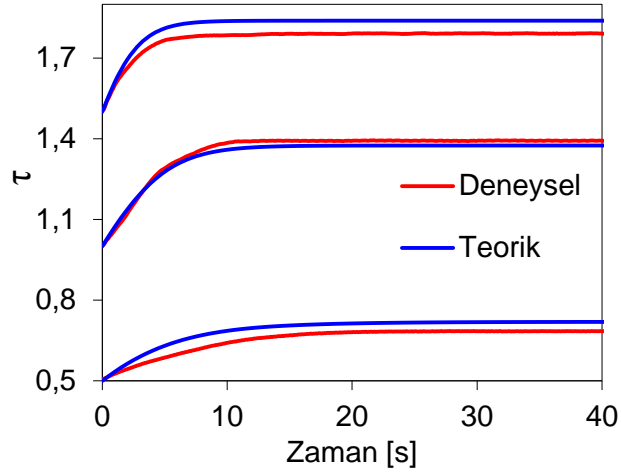


Şekil 4.42. Sistemin $T_2=100$ Nm yüklemeye altında vites geçişlerine ait teorik ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $\Delta S=0.1$)

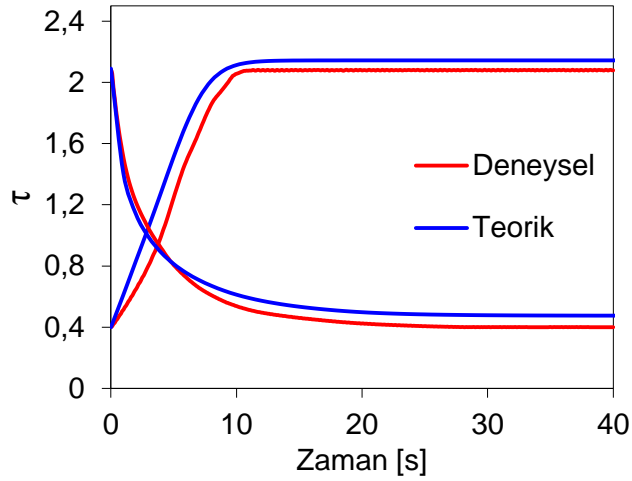
Farklı Vites Başlangıç Değerleri İçin Dinamik Cevabın Teorik ve Deneysel Sonuçlarının Karşılaştırılması

Bu kısımda vitesin başlangıç değerinin farklı olması durumunda hızlanma hızına ait teorik ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Şekil 4.43'de SDA sisteminin sabit giriş açısal hızı, çıkış sıkıştırma kuvveti ve torku altında farklı vites başlangıç şartları ($\tau=0.5$, $\tau=1$, $\tau=1.5$) için aynı basamak girişine verdiği vites değişimlerinin teorik ve deneysel sonuçları karşılaştırılmıştır. Sonuçların vitesin değişim hızı ve nihai değeri dikkate alındığında gayet uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

Şekil 4.44'de ise daha ileri karşılaştırmalar yapmak için vitesin azami ve asgari değerleri başlangıç değeri seçilmiş ve $\Delta S=\pm 0.4$ basamak girişlerine ait teorik ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Burada da vitesin hızlanma hızı ve nihai değeri bakımından yukarıdaki sonuçlar kadar olmasa da teorik sonuçların deneylerle uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.43. Sistemin farklı başlangıç şartları için sıkıştırma kuvveti oranına $\Delta S=0.1$ basamak girişler verilmesi durumundaki teorik ve deneysel dinamik cevabının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm)

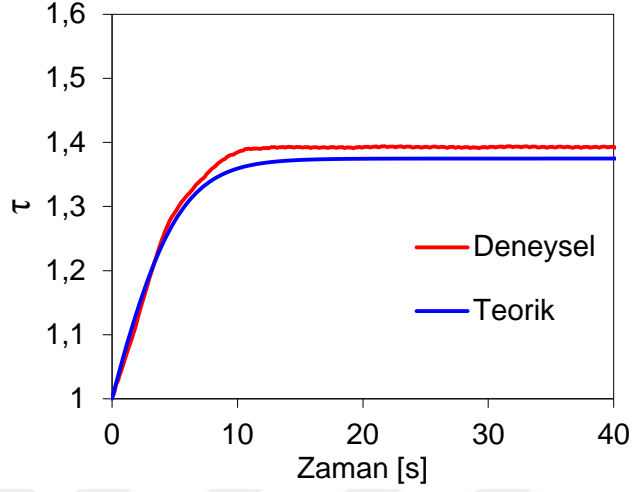


Şekil 4.44. Azami ve asgari vites oranı başlangıç şartları altında, sistemin sıkıştırma kuvveti oranına $\Delta S=\pm 0.4$ basamak girişler verilmesi durumundaki teorik ve deneysel dinamik cevabının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm)

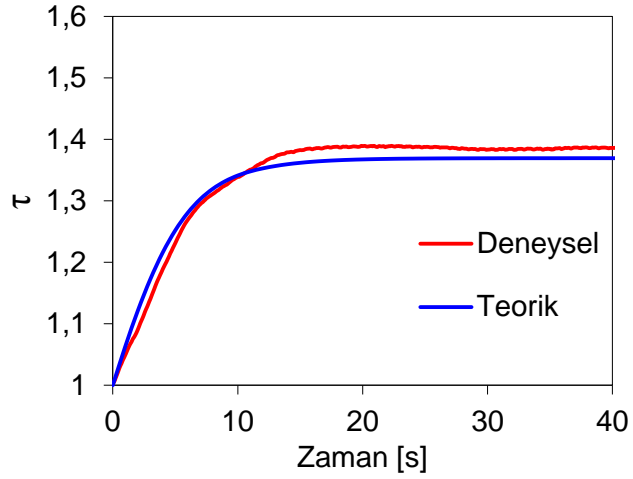
Farklı Sıkıştırma Kuvveti Başlangıç Değerleri İçin Dinamik Cevabın Teorik ve Sonuçlarının Deneysel Karşılaştırılması

Bu kısımda farklı sıkıştırma kuvveti başlangıç değerleri için vites değişim cevabının teorik ve deneysel sonuçları karşılaştırılmıştır. Şekil 4.45, Şekil 4.46 ve Şekil 4.47'de sırasıyla çıkış sıkıştırma kuvvetinin $S_2=20$ kN, $S_2=15$ kN, $S_2=10$ kN olması durumunda

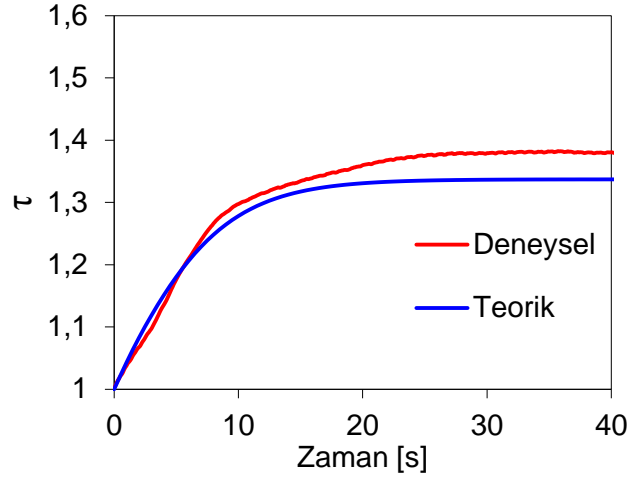
vitesin sıkıştırma kuvveti oranına $\Delta S=0.1$ basamak girişler verilmesi halinde teorik ve deneysel cevabının karşılaştırılması yapılmıştır. Bu sonuçlarda da teorik ve deneysel verilerin iyi bir uyum içerisinde olduğu görülmüştür.



Şekil 4.45. Sistemin $S_2=20$ kN çıkış kasnağı sıkıştırma kuvveti etkisindeki vites geçişlerinin teorik ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $T_2=50$ Nm, $\Delta S=0.1$)



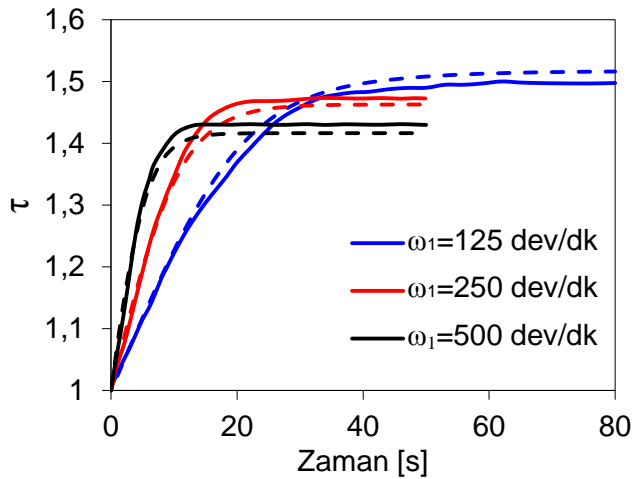
Şekil 4.46. Sistemin $S_2=15$ kN çıkış kasnağı sıkıştırma kuvveti etkisindeki vites geçişlerinin teorik ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $T_2=50$ Nm, $\Delta S=0.1$)



Şekil 4.47. Sistemin $S_2=10$ kN çıkış kasnağı sıkıştırma kuvveti etkisindeki vites geçişlerinin teorik ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $T_2=50$ Nm, $\Delta S=0.1$)

Farklı Başlangıç Giriş Açısal Hızları İçin Dinamik Cevabın Teorik ve Deneysel Sonuçlarının Karşılaştırılması

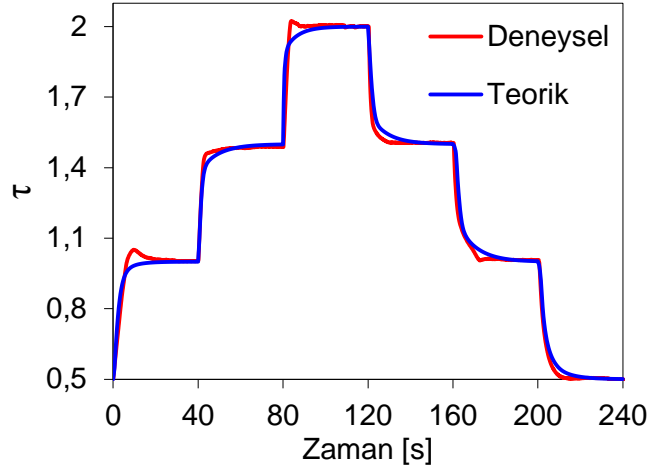
Bu kısımda da farklı başlangıç açısal hızları için vites geçiş dinamiğine ait teorik ve deneysel sonuçlar sunulmuştur. Şekil 4.48'de üç farklı başlangıç açısal hızı durumunda vites geçişlerine ait teorik ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmış ve çok uyumlu oldukları gözlemlenmiştir.



Şekil 4.48. Vites geçişlerinin farklı başlangıç açısal hızları altında teorik (kesikli çizgi) ve deneysel (düz çizgi) olarak karşılaştırılması ($S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm, $\Delta S=0.1$)

4.3.3. Vites Oranı Kontrolüne Ait Teorik ve Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması

Bu kısımda PID tabanlı kontrol programının doğruluğunu test etmek için teorik ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Şekil 4.49’da vites oranına farklı başlangıç şartları altında 0.5 basamak girişler verilmesi durumundaki teorik ve deneysel dinamik cevabının karşılaştırılmasına ait sonuçlar verilmiştir. Burada görüldüğü üzere teorik ve deneysel sonuçlar birbirleri ile fevkalade uyumludur. Dolayısıyla önerilen kontrol programının doğruluğu deneylerle ispat edilmiştir. Böylece doğruluğu deneylerle ilk kez kanıtlanmış bu program, kontrol mühendisleri tarafından daha karmaşık modellerde SDA’nın dinamiğini yansıtan örnek bir model olarak kullanılabilir.



Şekil 4.49. Vites oranına farklı başlangıç şartları altında 0.5 basamak girişler verilmesi durumundaki teorik ve deneysel dinamik cevabının karşılaştırılması ($\omega_1=500$ dev/dk, $S_2=20$ kN, $T_2=50$ Nm, $K_p=1$, $T_i=0.1$)

Şekil 4.49’da vitesin bazı noktalarda istenilen değerin üzerinde aşım yaptığı görülmektedir. Bu hataların sistemi hareket ettiren hidrolik kısmın dinamiğinin ve sürtünmelerin ihmal edilmesinden kaynaklandığı söylenebilir. Fakat teorik ve deneysel sonuçların genel olarak uyumu dikkate alındığında, bu hataların oldukça küçük kaldığı ve ihmal edilebileceği anlaşılmaktadır.

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu tezde zincirli bir sürekli değişken aktarma sisteminin vites geçişlerinin dinamik davranışı ile vites oranının geri beslemeli bir PID denetleyici tarafından kontrolü teorik ve deneysel olarak incelenmiştir.

Zincirli bir SDA sisteminin rejim hali için giriş ve çıkış sıkıştırma kuvvetleri teorik ve deneysel olarak tespit edilmiş ve Carbone ve ark. (2010) tarafından bulunanlarla kıyas edildiğinde fevkalade uyumlu olduğu ve hatta bazı deney sonuçlarının teorik sonuçlarla daha iyi örtüştüğü gözlenmiştir.

Daha sonra SDA'nın vites değişimlerine karşılık gelen geçici hal dinamiğini incelemek için sıkıştırma kuvvetleri oranına basamak girişler verilerek sistemin cevabı hem teorik hem de deneysel olarak tayin edilmiştir. Bu analizlerde sistem parametrelerinden yükleme torku, sıkıştırma kuvveti, vites başlangıç değeri ve giriş açısal hızına ait farklı başlangıç değerleri için vites geçişleri karakterize edilmiştir. Teorik ve deneysel sonuçların bu aşamada da fevkalade uyumlu oldukları gözlenmiştir.

Bu incelemeler neticesinde SDA'nın vites geçiş dinamiğiyle ilgili olarak aşağıdaki hususlar tespit edilmiştir:

- Doğrusal olmayan SDA sisteminin zaman domeninde basamak giriş cevabının birinci mertebeden bir sistemin dinamik cevabına benzediği deneysel olarak gözlemlenmiş ve Carbone ve ark. (2007) tarafından önerilen teorik model gerçek yükleme koşulları altında (aktarılan torkun sıfırdan farklı olması hali için) nümerik çözümlerle deneylerle karşılaştırılmıştır. Elde edilen teorik ve deneysel sonuçların fevkalade uyumlu olması önerilen teorik modelin doğruluğunu açıkça göstermiştir.
- Vites geçiş dinamiğini en çok basamak girişlerinin genliği, giriş açısal hızı, vites başlangıç değeri ve sıkıştırma kuvveti değerlerinin etkilediği tespit edilmiştir. Öte yandan direnç torkunun vites geçiş hızına bir başka ifadeyle vites cevap eğrisinin eğimine bir etkisi yoktur.
- Deney sonuçlarından giriş açısal hızının belli bir değerinden sonra (yaklaşık 1500 dev/dk) başlangıç şartlarının vites geçiş dinamiği üzerinde bariz bir etkisi olmadığı anlaşılmıştır. Buna göre Denklem 3.23'ün giriş açısal hızının küçük

değerleri için (<1500 dev/dk) geçerli olduğu, büyük açısal hızlar için daha detaylı bir modele ihtiyaç duyulduğu belirlenmiştir.

Ayrıca deneylerle güvenilirliği ispat edilen dinamik model kullanılarak, PI tabanlı bir geri beslemeli vites oranı kontrol programı geliştirilmiştir. Bu modelin doğruluğunu test etmek için de deneyler yapılmış ve benzer şekilde uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. Bu genişletilmiş modelde aşım olmaksızın referans çevrim oranı değerine oturma zamanının en küçük ve vites değişim hızının sabit olması koşulları altında PI denetleyicinin kazanç katsayıları farklı giriş açısal hızları için tayin edilmiştir.

Son olarak zincirli bir SDA ile donatılmış elektrikli bir aracın dinamik modeli kurulmuştur. Bu modelde aracın istenilen bir hız profilini elektrik motorunun maksimum verim bölgesinde kalarak izlemesi için gerekli SDA çevrim oranları tespit edilmiş ve bu hız oranı kontrol edilmiştir. Neticede aracın minimum enerji sarfiyatıyla seyri hareket etmesi kontrol edilebilmektedir.

Bu çalışmadan elde edilen sonuçların, zincirli SDA sisteminin geçici hal dinamiği için önerilen bir teorik modelin deneysel doğrulanması ve kontrol uygulamasında kullanılması açısından literatüre önemli bir katkıda bulunduğu düşünülmektedir.

EKLER

EK 1. Vites Geçiş Dinamiğini Temsil Eden Diferansiyel Denklemin Çıkarılışı

Vites geçiş hızı geometrik vites oranı sırasıyla giriş ve çıkış temas yarıçapları oranı $\tau = R_1 / R_2$ 'nin zamana göre türevinden aşağıdaki gibi bulunur:

$$\dot{\tau} = \frac{d}{dt} \left(\frac{R_1}{R_2} \right) = \frac{\dot{R}_1 R_2 - \dot{R}_2 R_1}{R_2^2} = \frac{\dot{R}_1}{R_2} - \frac{\dot{R}_2}{R_2} \tau \quad (1)$$

$$\dot{\tau} = \frac{\dot{R}_1}{R_1} \tau \left(1 - \frac{\dot{R}_2}{\dot{R}_1} \tau \right) \quad (2)$$

Ayrıca zincirin boyu aşağıdaki şekilde de yazılabilir:

$$L = \pi(R_1 + R_2) + 2(R_2 - R_1) \arcsin \left(\frac{R_2 - R_1}{d} \right) + 2\sqrt{d^2 - (R_2 - R_1)^2} \quad (3)$$

Zincirin boyunun uzamasız olduğu kabulü ile yukarıdaki ifadenin türevi sıfır olacaktır:

$$\frac{dL}{dt} = 0 \quad (4)$$

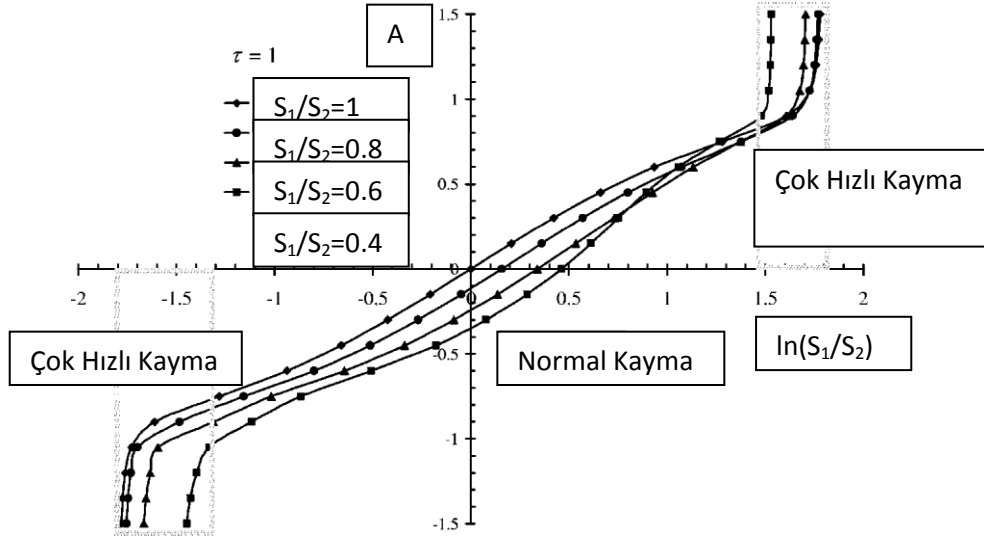
Denklem 4 ile Denklem 3 dikkate alınarak aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$-\frac{\dot{R}_1}{\dot{R}_2} = \frac{\left\{ \pi + 2 \arcsin \left[\bar{\rho} \left(\frac{1 - \tau}{\tau} \right) \right] \right\}}{\left\{ \pi - 2 \arcsin \left[\bar{\rho} \left(\frac{1 - \tau}{\tau} \right) \right] \right\}} = h(\tau) \quad (5)$$

Burada $\bar{\rho} = R_1 / d$ 'dir. Denklem 5, Denklem 2'de yerine koyulup şu ifade bulunur:

$$\dot{\tau} = \frac{\dot{R}_1}{R_1} \tau [1 - \tau h(\tau)] \Rightarrow \frac{\dot{R}_1}{R_1} = \frac{\dot{\tau}}{\tau [1 - \tau h(\tau)]} \quad (6)$$

Daha önce Carbone ve ark. (2005) yaptıkları çalışmada Şekil E-1'teki gibi sıkıştırma kuvvetleri oranına karşılık vites değişim hızını temsil eden A'nın nasıl değiştiğini incelemişlerdir.



Şekil E.1 Vites değişim hızını temsil eden A'nin sıkıştırma kuvvetinin doğal logaritması ile değişimi (Carbone ve ark., 2005)

Yukarıdaki grafikte A aşağıdaki gibidir:

$$A = \frac{\dot{R}_1}{\omega_1 R_1} \frac{1}{\Delta} \frac{\sin(2\beta_0)}{1 + \cos^2 \beta_0} \quad (7)$$

Burada ω_1 giriş kasmağının açısal hızıdır. Denklem 6 ile Denklem 7 birleştirilirse, aşağıdaki ifade elde edilir:

$$A = \frac{1}{\Delta} \frac{1}{\omega_1} \frac{\sin(2\beta_0)}{1 + \cos^2 \beta_0} \frac{\dot{\tau}}{\tau [1 - \tau h(\tau)]} \quad (8)$$

Daha önce yapılan çalışmalar (Şekil E.1'teki gibi) göstermiştir ki, A ifadesi sıkıştırma kuvvetleri oranı ile nerdeyse doğrusal bir ilişkiye sahiptir. Böylece aşağıdaki gibi bir ifade elde edilir:

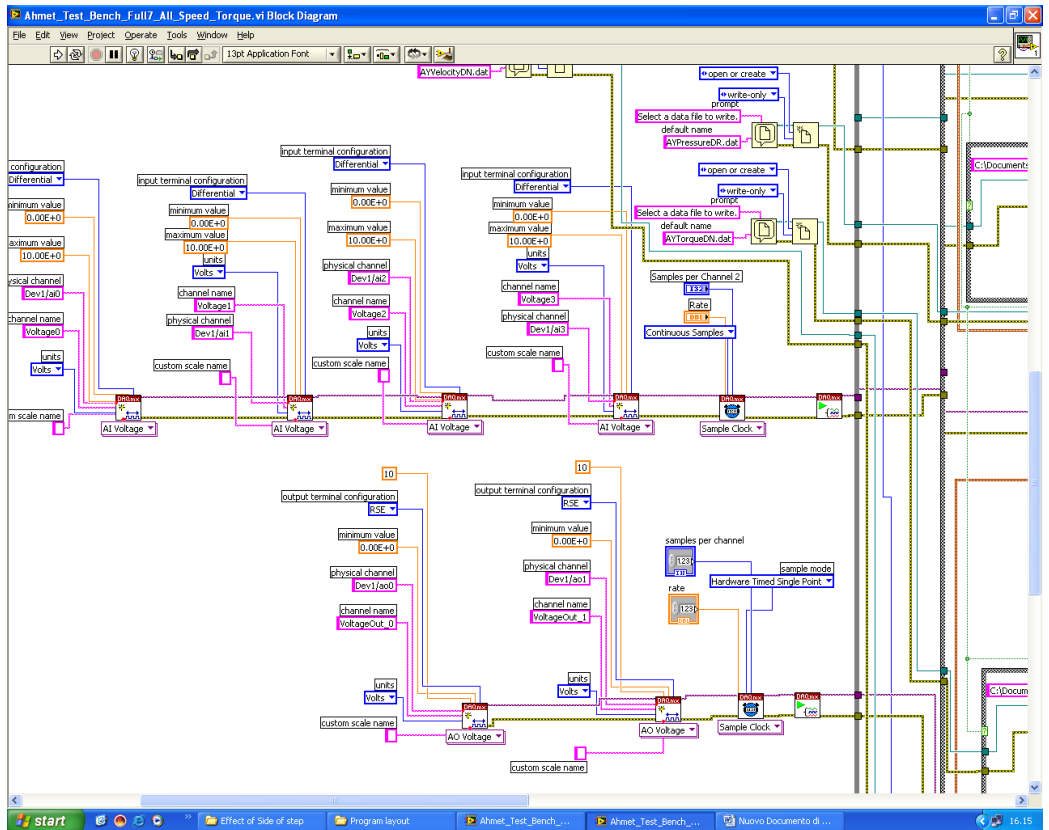
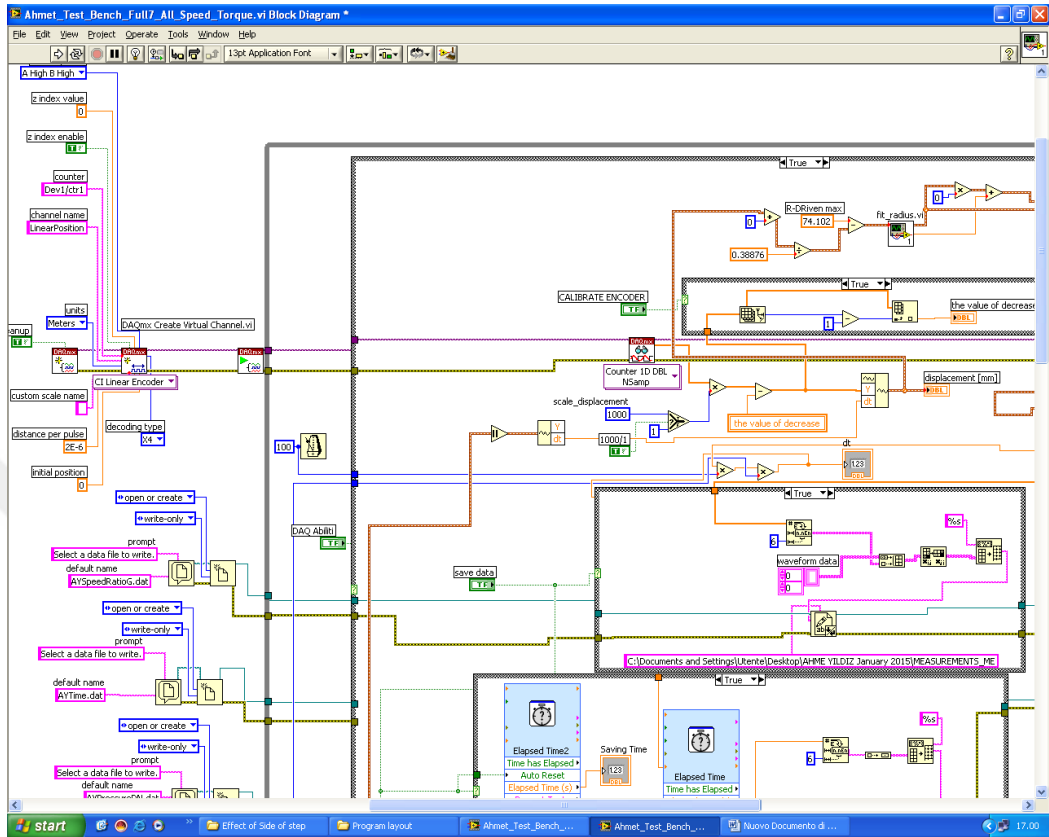
$$A = c \left[\ln\left(\frac{S_1}{S_2}\right) - \ln\left(\frac{S_1}{S_2}\right)_D \right] \quad (9)$$

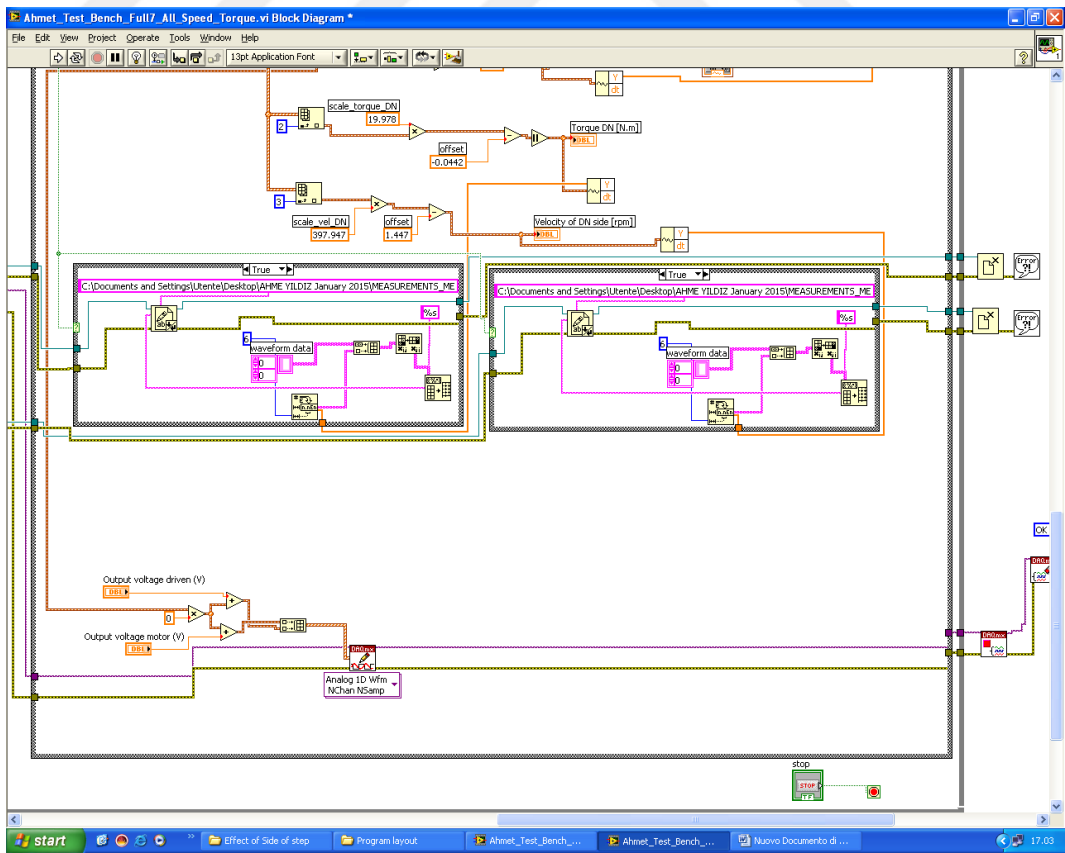
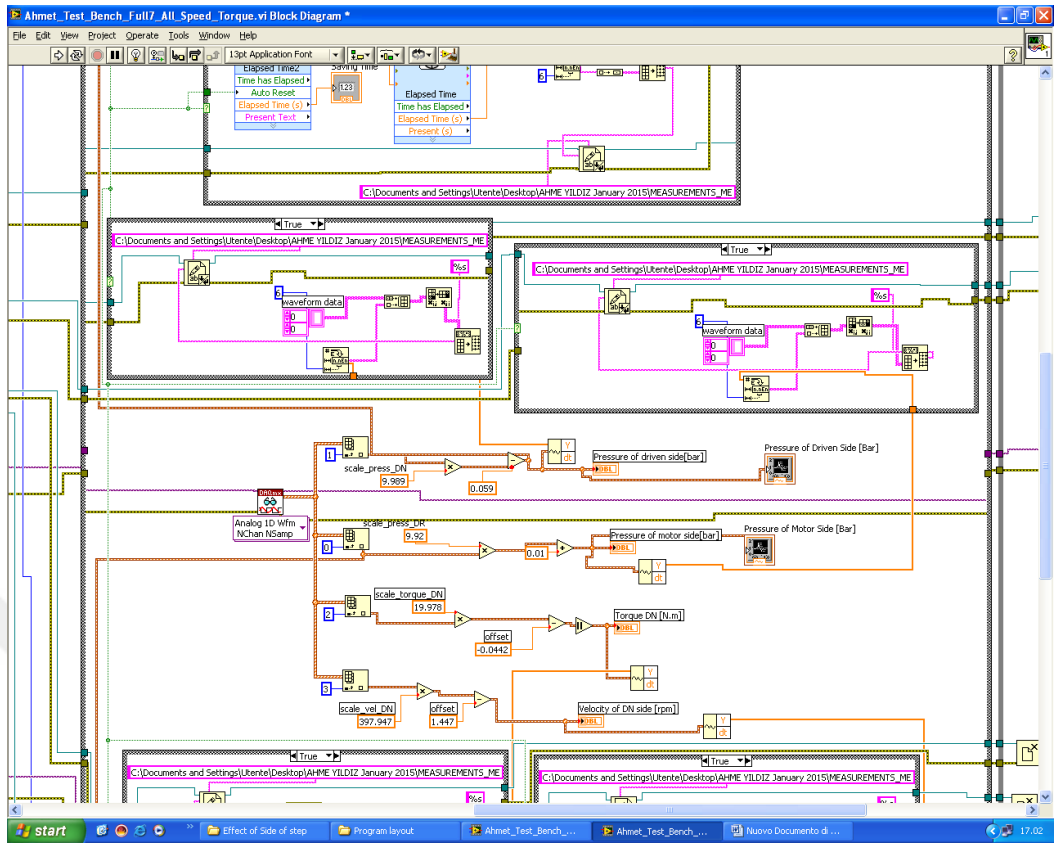
Burada $(S_1/S_2)_D$ rejim halinde giriş ve çıkış sıkıştırma kuvvetlerinin oranıdır. c katsayısı ise yaklaşık 0.8'e eşittir. Denklem 8 ile Denklem 9 birleştirilirse;

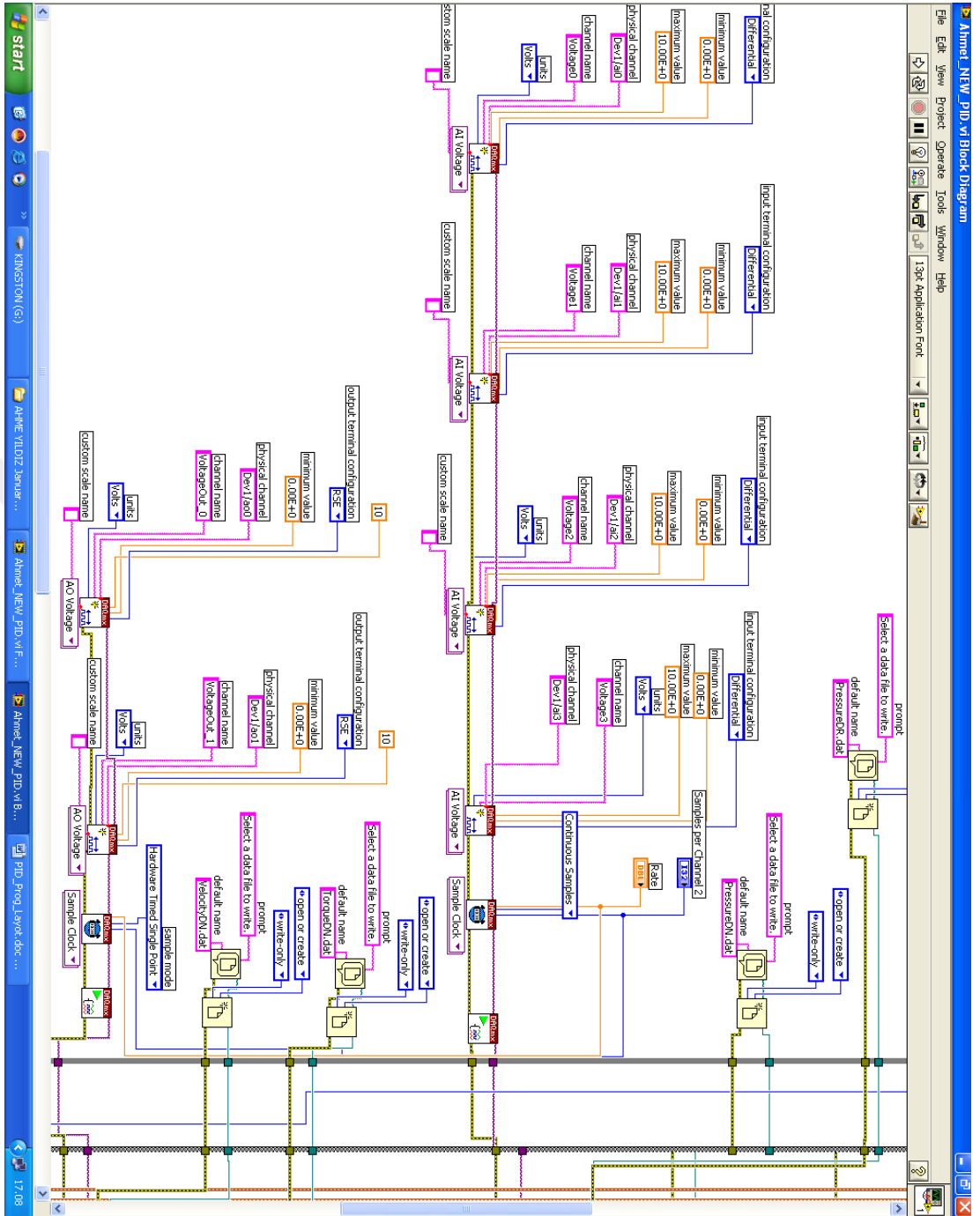
$$\dot{\tau} = \Delta \omega_1 \frac{1 + \cos^2 \beta_0}{\sin(2\beta_0)} \tau c [1 - \tau h(\tau)] \left[\ln \left(\frac{S_1}{S_2} \right) - \ln \left(\frac{S_1}{S_2} \right)_D \right] \quad (10)$$

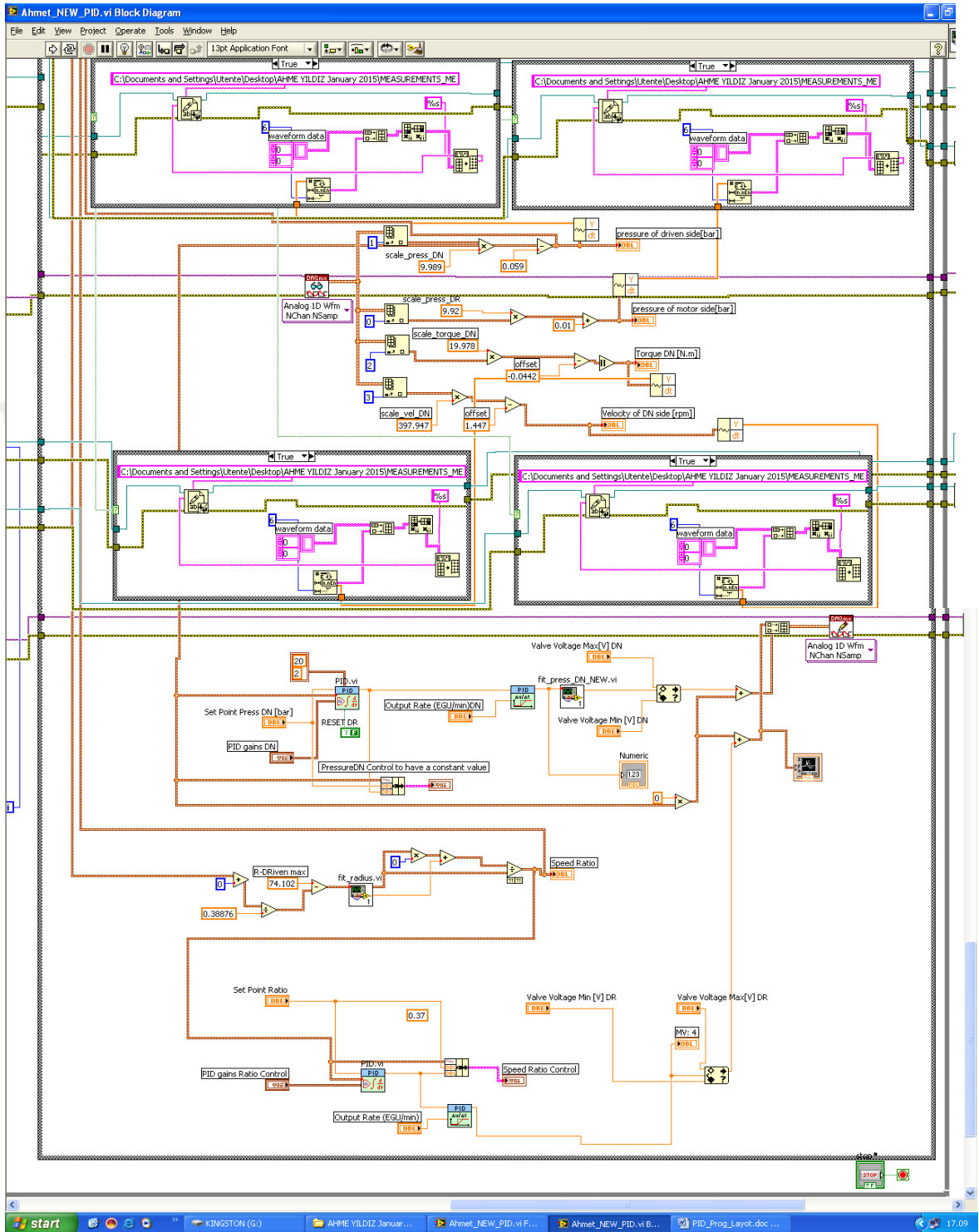
Denklem 3.23'deki ifade elde edilmiş olur.

EK 2. Deney düzeneğinde Labview ortamında açık ve kapalı döngü hız geçişlerinin analizleri için geliştirilen programlarının arka planlarının bir kısmı aşağıdaki gibidir:










```

1.03071E-4 2.04535E-4 3.06E-4 4.07464E-4 5.08929E-4 6.10393E-4
7.11857E-4 8.13322E-4 9.14786E-4 0.00101625 0.001117715
0.001219179 0.001320643 0.001422108 0.001523572 0.001625037
0.001726501 0.001827965 0.00192943 0.002030894 0.002132358
0.002233823 0.002335287 0.002436751 0.002538216 0.00263968
0.002741145 0.002842609 0.002944073 0.003045538 0.003147002
0.003248466 0.003349931 0.003451395 0.003552859 0.003654324
0.003755788 0.003857253 0.003958717 0.004060181;
1.1706E-4 2.31513E-4 3.45966E-4 4.60419E-4 5.74872E-4 6.89325E-4
8.03778E-4 9.18231E-4 0.001032684 0.001147138 0.001261591
0.001376044 0.001490497 0.00160495 0.001719403 0.001833856
0.001948309 0.002062762 0.002177215 0.002291668 0.002406121
0.002520574 0.002635027 0.00274948 0.002863933 0.002978386
0.003092839 0.003207292 0.003321745 0.003436198 0.003550651
0.003665104 0.003779557 0.00389401 0.004008463 0.004122916
0.004237369 0.004351822 0.004466275 0.004580728];

```

```
R1=interp1([0.5;1;1.5;2],R1_data,Tau0);
```

```
%SDA başlangıç boyutsuz tork hesabı
```

```
a=T1/(S1*d);
```

```
g1=R1/d;
```

```
Mu=(cos(beta0)/2)*(a/g1);
```

```
bas=bas2([0:0.005:0.045],[0.5:0.5:2],S1_S2d,Mu,Tau0);
```

```
S2=S1/bas;
```

KAYNAKLAR

- Adachi, K., Ochi, Y., Kanai, K. (2006).** Development of CVT control system and its use for fuel-efficient operation of engine. *Asian Journal of Control*, 8(3): 219-226.
- Asano, K. (2004).** Koyo's Approach to Continuously Variable Transmission (CVT) for Automobiles. *Koyo Engineering Journal English Edition*, 168E:14-18.
- Bottiglione, F., De Pinto, S., Mantriota, G., Sorniotti, A. (2014).** Energy consumption of a battery electric vehicle with infinitely variable transmission. *Energies*, 7(12): 8317-8337.
- Bottiglione, F., Contursi, T., Gentile, A., Mantriota, G. (2014).** The fuel economy of hybrid buses: the role of ancillaries in real urban driving. *Energies*, 7(7): 4202-4220.
- Bottiglione, F., Mantriota, G. (2013).** Effect of the ratio spread of CVU in automotive kinetic energy recovery systems. *J. Mech. Des.*, 135(6): 061001-1-9.
- 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, 'Advanced Vehicle Transmission and Powertrain Management'*, September 25-26, 1997, London, UK.
- 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. *Proc. CVT'99 Congress*, September 16-17 1999, Eindhoven, The Netherlands.
- Carbone, G., Mangialardi, L., Mantriota, G. (2001).** Fuel consumption of a mid class vehicle with infinitely variable transmission. *International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exposition*, 24-27 September 2001, San Antonio, TX, US.
- Carbone, G., Mangialardi, L., Mantriota, G. (2001).** Theoretical model of metal V-belt drives during rapid ratio changing. *J. Mech. Des.*, 123(1): 111-117.
- Carbone, G., Mangialardi, L., Mantriota, G. (2005).** The influence of pulley deformations on the shifting mechanisms of metal belt CVT. *J. Mech. Des.*, 127(1): 103-113.
- Carbone, G., Mangialardi, L., Bonsen, B., Tursi, C., Veenhuizen, P.A. (2007).** CVT dynamics: theory and experiments. *Mechanism and Machine Theory*, 42(4): 409-428.
- Carbone, G., De Novellis, L., Commissaris, G., Steinbuch, M. (2010).** An enhanced CMM model for the prediction of steady state performance in CVT chain drives. *J. Mech. Des.*, 132(2): 1-8.

- De Novellis, L., Carbone, G. (2010).** Experimental investigation of chain link forces in continuously variable transmissions. *J. Mech. Des.*, 132(12): 121004-1-9
- Debal P., Faid S., Bervoets, S. (2010).** Configuration Selection for Hybrid CVT. *International Continuously Variable and Hybrid Transmission Conference*, 17-19 November 2010, Helmond, Netherlands.
- Duan, C., Hebbale, K., Liu, F., Yao, J. (2016).** Physics-based modeling of a chain continuously variable transmission. *Mechanism and Machine Theory*, 105(11): 397-408.
- Gauthier, J.P., Micheau, P. (2010).** A model based on experimental data for high speed steel belt CVT Jean-Philippe. *Mechanism and Machine Theory*, 45(11): 1733-1744.
- Gauthier, J.P., Micheau, P. (2012).** Feedforward and feedback adaptive controls for Continuously Variable Transmissions. *16th IFAC (The International Federation of Automatic Control) Symposium on System Identification*, July 11-13, 2012, Brussels, Belgium.
- Hirajo, D., Kobayashi, K., Kimura, T. (2011).** Development of CVT shift dynamic simulation model with elastic rubber V-belt. *SAE Technical Paper*, 32-0518: 1-6.
- Ide, T., Uchiyama, H., Kataoka, R. (1996).** Experimental Investigation on Shift Speed Characteristics of a Metal V-belt CVT. *JSAE Paper*, ID No.9636330.
- Mangialardi L, Mantriota, G. (1992).** The advantages of using continuously variable transmission in wind power systems. *Renew. Energy*, 2(3): 201-209.
- Naunheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J., Novak, W. (2011).** Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application. Springer, Berlin, Germany, 711 pp.
- Pennestri, E., Sferra, D., Valentini, P.P., Baldascini, F. (2002).** Dynamic simulation of a metal belt CVT under transient conditions. *ASME Design Engineering Technical Conferences*, September 29-October 2, Montreal, Canada.
- Pesgens, M., Vroemen, B., Stouten, B., Veldpaus, F., Steinbuch, M. (2006).** Control of a hydraulically actuated continuously variable transmission. *Vehicle System Dynamics*, 44(5): 387-406.
- Pfiffner, R., Guzzella, L., Onder, C.H. (2003).** Fuel-optimal control of CVT powertrains. *Control Engineering Practice*, 11(3): 329-336.
- Rothenbühler, Y. (2009).** New Slip Synthesis and Theoretical Approach of CVT Slip Control. *Ph.D. Thesis*, Faculty of Sciences and Techniques of the Engineer, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, Switzerland.

Ruan, J., Walker, P., Zhang, N. (2016). A comparative study energy consumption and costs of battery electric vehicle transmissions. *Applied Energy*, 165(1): 119-134.

Sattler, H. (1999). Efficiency of Metal Chain and V-belt CVT. *International Conference on Continuously Variable Power Transmissions: CVT '99*, September 16-17, Eindhoven, Netherlands.

Schonnenbeck, G., Wagner, P. (2002). The development of mechanical infinitely variable chain/belt drives. *International Congress on Continuously Variable Transmission (VDI Berichte 1709)*, 7-8 October 2002, Munich, Germany.

Simons, S.W.H., Klaassen, T.W.G.L., Steinbuch, M., Veenhuizen, P.A., Carbone, G. (2008). Shift dynamics modelling for optimization variator slip control in a push-belt CVT. *Int. J. Veh. Des.* 48(1-2): 45-64.

Sorge, F. (2008). A theoretical approach to the shift mechanics of rubber belt variators. *J. Mech. Des.* 130(12): 122602-1-9.

Srivastava, N., Haque, I. (2007). Transient dynamics of a metal V-belt CVT: effects of pulley flexibility and friction characteristic. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 2(1): 86-97.

Srivastava, N., Haque, I. (2008). Clearance and friction induced dynamics of chain CVT drives. *Multibody Sys.Dyn.*, 19(3): 255-280.

Srivastava, N., Haque, I. (2009). A review on belt and chain continuously variable transmissions (CVT): Dynamics and control. *Mechanism and Machine Theory*, 44(1): 19-41.

Tenberge, P. (2004). Efficiency of chain-CVTs at constant and variable ratio: A New Mathematical Model for a Very Fast Calculation of Chain Forces, Clamping Forces, Clamping Ratio, Slip and Efficiency. *International Continuously Variable and Hybrid Transmission Congress*, September 23-25 2004, UC Davis, US.

Yildiz, A., Kopmaz, O. (2015). Dynamic analysis of a mechanical press equipped with a half-toroidal continuously variable transmission. *International Journal of Materials and Product Technology*, 50 (1): 22-36.

Yildiz, A., Kopmaz, O., Telli Cetin, S. (2015). Dynamic modeling and analysis of a four-bar mechanism coupled with a CVT for obtaining variable input speeds. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29 (3): 1001-1006.

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.

Xie, F., Wang, J., Wang, Y. (2011). Study on CVT Ratio Tracking Controller. *Procedia Engineering*, 16(-): 723-728.

ÖZGEÇMİŞ

A. Kişisel Bilgiler:

Adı Soyadı : Ahmet YILDIZ
Doğum Tarihi ve Yeri : Erzurum, 01.01.1988
Yabancı Dili : İngilizce (KPDS 83), İtalyanca
Adres : Odunluk Mah. Okur Sok. No16, Nilüfer/Bursa
Eposta : ahmetyildiz@uludag.edu.tr

B. Eğitim Durumu:

- Lise : Yıldızkent İ.M.K.B. Lisesi (2005)
- Lisans : Selçuk Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü (2009)
- Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı (2013)

C. Çalıştığı Kurumlar:

- Araştırma Görevlisi, Bilecik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü (2010-2011)
- Araştırma Görevlisi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü A.B.D. (2011-2017)

D. Burslar ve Ödüller

- Tübitak 2214-a Doktora Sırası Yurtdışı Araştırma Bursu (2014-2015, 12 ay)
- Tübitak Yayın Teşvik Ödülü (2015,2016)
- Üstün Başarı Ödülü, Selçuk Üniversitesi (2008)

E. Projeler:

- **Sanayi Tezi Projesi (SAN-TEZ):** Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı Tarafından Desteklenen ÇOSKUNÖZ Metal Form A.Ş. ile yapılan 01086.STZ.2011-2 kodlu ‘Mekanik Preslerde Kullanılmaya Uygun Bir Sürekli Değişken Aktarma (CVT) Organının Tasarımı ve Prototip Üretimi’, Tez Öğrencisi, Bursiyer.

- **TÜBİTAK-TEYDEB Projesi:** Türk Otomobil Fabrikası A.Ş. (TOFAŞ) ile yürütülen ‘5. Kapı Kinematığının Tanımlanması ve Sıcaklık Duyarlı Gazlı Amortisör Geliştirilmesi’ isimli 3130801 kodlu TÜBİTAK-TEYDEB projesi, Yardımcı araştırmacı.

F. Akademik Çalışmalar:

SCI ve SCI-exp. kapsamındaki dergilerde yayınlanmış makaleler:

- **Yildiz, A.,** Bottiglione, F., Piccininni, A., Kopmaz, O., Carbone, G. (2017). Experimental validation of the Carbone–Mangialardi–Mantriota model of continuously variable transmissions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, DOI: 10.1177/0954407017711320.
- **Yildiz, A.,** Kopmaz, O. (2017). Control-Oriented Modelling with Experimental Verification and Design of the Appropriate Gains of a PI Speed Ratio Controller of Chain CVTs. *Strojniški vestnik-Journal of Mechanical Engineering*, 63(6): 374-382.
- **Yildiz, A.,** Piccininni, A., Bottiglione, F., Carbone, G. (2016). Modeling chain continuously variable transmission for direct implementation in transmission control. *Mechanism and Machine Theory*, 105(11): 428-440.
- **Yildiz, A.,** Kopmaz, O. (2015). Dynamic analysis of a mechanical press equipped with a half-toroidal continuously variable transmission. *International Journal of Materials and Product Technology*, 50 (1): 22-36.
- **Yildiz, A.,** Kopmaz, O., Telli Cetin, S. (2015). Dynamic modeling and analysis of a four-bar mechanism coupled with a CVT for obtaining variable input speeds. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29 (3): 1001-1006.

Diğer indeksler tarafından taranan dergilerde yayınlanmış makaleler:

- **Yildiz, A.,** Kopmaz O. (2017). A study on the basic control of speed ratio of the CVT system used for electric vehicles. *International Journal of Advances in Engineering & Technology*, 10(2): 201-209.
- **Yildiz A.,** Kopmaz O. (2017). Experimental and computational validation of an analytical model of free vibration of a rectangular plate carrying a distributed mass. *International Journal of Advances in Engineering & Technology*, 10(2): 233-242.
- **Yildiz A.,** Kopmaz O. (2017). Mathematical Modelling And Simulation of a Torsional Bar Actuated Trunk Lid Mechanism For a Passenger Car. *International Journal of Advances in Engineering & Technology*, 10(1): 1-9.

- **Yildiz, A.,** Kopmaz, O., Gökyer, Y. (2015). Binek araçlarda kullanılan gazlı pistonlu bagaj kapağı açma kapama mekanizmalarının incelenmesi. *Uludag University Journal of the Faculty of Engineering*, 20(2): 1-10.
- **Yildiz, A.,** Kopmaz O. (2015). Yarım Torus Şekilli Bir Sürekli Değişken Aktarma Sisteminin Tasarımı, Analizi ve İmalatı. *Mühendis ve Makina*, 56(671): 53-58.
- **Yildiz, A.,** Kopmaz, O. (2014). Toroidal Sürekli Değişken Aktarma Sistemleri: Terminoloji Ve Mevcut Çalışmalar. *Uludag University Journal of the Faculty of Engineering*, 19(1): 59-80.

Uluslararası ve ulusal bilimsel toplantıda sunulan çalışmalar:

- **Yildiz, A.,** Bottiglione, F., Carbone, G. (2015). An experimental study on the shifting dynamics of the chain CVT. *3th International Conference on Advances in Mechanical and Robotics Engineering – AMRE*, October 10-11, Zurich, Switzerland.
- **Yildiz, A.,** Piccininni, A., Bottiglione, F., Carbone, G. (2016). Testing the CMM model of chain-CVT transmissions in steady-state and shifting conditions. *16. International VDI Congress on Drivetrain for Vehicles, 'CVT in automotive applications'*, June 21-22, Friedrichshafen, Germany.
- **Yildiz, A.,** Kopmaz, O. (2016). Zincirli Bir SDA (CVT) Sisteminin Hız Kontrolünün Deneysel İncelenmesi. *International Conference on Engineering Technology and Applied Sciences*, April 21-22, Afyon, Turkey.
- Kopmaz, O., **Yildiz, A.,** Atik, N. (2016). Yeni model bir binek aracı için bagaj kapağı açma kapama mekanizmasının tasarımı ve test süreci. *17. International Conference on Machine Design and Production*, July 12-15, Bursa, Turkey.
- **Yildiz, A.,** Kopmaz O. (2014). Yarım Toroidal SDA Sisteminde Temas Bölgesi Gerilmelerinin İncelenmesi. *7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, 26-27 Mayıs, Bursa, Türkiye.
- **Yildiz, A.,** Kopmaz, O. (2013). Elastohidrodinamik Esaslı Sürekli Değişken Aktarma Sistemleri. *U.Ü. III. Bilgilendirme ve Ar-Ge Günleri (Poster)*, Bursa, Türkiye.
- **Yildiz, A.,** Kopmaz, O., Yörükoğlu S., (2013). Mekanik Preslerde Kullanılmaya Uygun Bir Sürekli Değişken Aktarma Organının Tasarımı Ve Prototip Üretimi. *U.Ü. III. Bilgilendirme ve Ar-Ge Günleri (Poster)*, Bursa, Türkiye.