

**HİDROLİK BİR DİREKSİYONUN MODELLENMESİ VE
PERFORMANSININ TEORİK DEĞERLENDİRİLMESİ**

OZAN KARAKUL

134050

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
(MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ)**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Ocak 2003

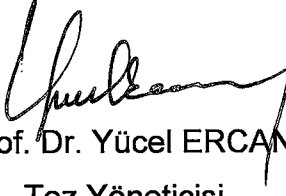
ANKARA

134050



**T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

Ozan KARAKUL tarafından hazırlanan HİDROLİK BİR DİREKSİYONUN
MODELENMESİ VE PERFORMANSININ TEORİK DEĞERLENDİRİLMESİ
adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.


Prof. Dr. Yücel ERCAN
Tez Yöneticisi

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek
Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Yücel ERCAN

Üye : Prof. Dr. Yaşar HONDUR

Üye : Prof. Dr. Tuna BALKAN





Bu tez, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına
uygundur.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	iv
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	v
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	x
1 . GİRİŞ.....	1
2. HİDROLİK GÜÇ DESTEKLİ DİREKSİYON SİSTEMİNİN LİNEER ANALİZİ	16
2.1. Dinamik Denklemlerin Çıkarılması	18
2.2. Denklemlerin İndirgenmesi ve Transfer Fonksiyonlarının Bulunması.....	25
2.3. Lineer Sistemin Davranış Özellikleri.....	32
2.3.1. Sistemin kararlılığı	32
2.3.2. Lineer sistemin durağan cevabı.....	32
2.3.3. Lineer sistemin dinamik davranışı	34
2.4. Parametre Değerlerinin Sistem Davranışına Etkileri	46
3. HİDROLİK GÜÇ DESTEKLİ DİREKSİYON SİSTEMİNİN NON-LİNEER ANALİZİ	58
3.1. Non-linear Kontrol Valfi Karakteristiği	59
3.2. Yükün Kütlesel Olduğu Sistem Modeli	62
3.2.1. Non-linear sistemin durağan cevabı	65
3.2.2. Non-linear sistemin dinamik davranışı.....	68
3.3. Lastik Esnekliği, Lastik Sönümü ve Lastikle Yol Arasındaki Kuru Sürtünmenin Yüke Dahil Edildiği Non-linear Model.....	75
3.3.1. Non-linear sistemin dinamik davranışı.....	78
3.4. Parametre Değerlerinin Sistem Davranışına Etkileri	86
4. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	97

KAYNAKLAR.....	102
ÖZGEÇMİŞ.....	104



**HİDROLİK GÜÇ DESTEKLİ BİR DİREKSİYON SİSTEMİNİN
MODELLENMESİ VE
PERFORMANSININ TEORİK DEĞERLENDİRİLMESİ
(Yüksek Lisans Tezi)**

Ozan KARAKUL

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Ocak 2003**

ÖZET

Bu çalışmada hidrolik güç destekli bir direksiyon sisteminin, lineer ve iki ayrı non-lineer modeli geliştirilmiştir. Non-lineer modellerde farklı alanlı bir güç pistonu ile non-lineer kontrol valfı karakteristiği ortak özellik olarak kabul edilmiştir. Modellerden birinde yük kütseldir. Diğer modelde ise teker lastiğinin esnekliğini ve tekerle yer arasındaki kuru sürtünmeyi de dikkate alan bir yük kabul edilmiştir. Sistemin kontrol girişi, sürücünün direksiyona uyguladığı direksiyon açısı, bozucu giriş ise yolun tekerlere uyguladığı kuvvettir. Sistemin esas çıkışı tekeri yönlendiren kolun uzuv konumudur. Ancak çalışmada kontrol valfı makarasının konumu, valf açıklığı ve direksiyon simidinde sürücünün hissettiği moment de incelenmiştir. Sistemin parametre değerleri orta sınıf bir binek taşıtı dikkate alınarak belirlenmiştir. Sistem performansını değerlendirmek amacıyla lineer modelde basamak, rampa ve sinüzoidal kontrol girişleri ve basamak bozucu giriş kullanılmıştır. Non-lineer modellerde ise basamak ve rampa kontrol girişleri ve basamak bozucu giriş için sistem cevapları bulunmuştur. Ayrıca önemli sistem parametrelerinin sistem davranışına etkileri incelenmiştir. Sonuçlar, sistemin 5-95% yükselme süresinin 0,01 sn mertebesinde olduğunu, sistemin bozucular karşısında yeterince sert olduğunu ve teker döndürme mafsall noktasına uygulanan 500 N'luk bir kuvvet karşısında bu noktanın yer değiştirmesinin yüzde bir mm'nin birkaç katı mertebesinde olduğunu göstermektedir. Sistem çıkışı, kontrol girişini 10-150 rad/sn frekans aralığında genlik kaybı olmadan izleyebilmektedir.

Bilim Kodu : 625.01.00

Anahtar Kelimeler : Hidrolik direksiyon, taşıt direksiyon sistemleri, hidrolik izleme mekanizması.

Sayfa Adedi : 104

Tez Yöneticisi : Prof. Dr. Yücel ERCAN

**MODELING OF A HYDRAULICALLY POWER ASSISTED STEERING
SYSTEM AND
EVALUATION OF ITS PERFORMANCE THEORETICALLY
(M.Sc. Thesis)**

Ozan KARAKUL

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY
January 2003**

ABSTRACT

In this study a linear and two different non-linear models for the hydraulically assisted power steering system were developed. The power piston, which has different areas on its either side, and the non-linear control valve characteristics were assumed as the common properties in the non-linear models. A mass load was assumed in one of the non-linear models. In the other model a load that includes the wheel tire elasticity and the dry friction between the wheel and road was assumed. The control input to the system is the steering angle applied by the driver to the steering wheel, whereas the disturbance input is the force applied by the road to the wheels. The main output of the system is the joint position of the lever that orients the wheel. However, the position of the control valve spool, the valve opening and the moment felt by the driver on the steering wheel were also investigated in the study. The parameter values of a middle class passenger vehicle were used in the study. Step, ramp and sinusoidal control inputs and step disturbance input were used to evaluate the performance in the linear system model. Step and ramp control inputs and step disturbance input were used to obtain the time responses of non-linear system models. The effects of the system parameters on system behavior were also investigated. The results show that 5-95% rise time of the system is about 0.01 sec. The system is sufficiently stiff against external disturbance forces and the movement of the wheel-rotating joint is only a few hundredth's of a mm, if an external force of 500 N is applied. The system output can follow the system input without any amplitude loss in the 10-150 rad/sec frequency range.

Science Code : 625.01.00

**Key Words : Hydraulic power steering, vehicle steering systems,
hydraulic follow-up mechanism.**

Page Number : 104

Adviser : Ph. D. Yücel ERCAN

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca yüksek bilgisi ve tecrübesiyle, hayatım boyunca arayacağım değerli hocalığıyla ve bir öğrencinin bilimsel bir konu üzerinde çalışırken ihtiyacı olacağı tüm azmi ve umudu aktarmasıyla bana destek olan hocam Prof.Dr.Yücel ERCAN'a teşekkür ederim.

Yüksek lisans öğrenimimde almış olduğum değerli eğitimi veren tüm hocalarıma teşekkür ederim.

Lisans ve yüksek lisans öğrenimimde arkadaşlığımı ve değerli bilgisini eksik etmeyen Makine Yüksek Mühendisi Tuncay KARAÇAY'a teşekkür ederim.

Manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan çok değerli babam Ali KARAKUL, annem Cennet KARAKUL, kardeşim Deniz KARAKUL ve sevgili arkadaşım Ece AKSOY'a teşekkürü bir borç bilirim.

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Hidrolik direksiyona ait parametrelerin sayısal değerleri.....	31
Çizelge 3.1. Lineer modelden farklı olarak yalnız non-lineer modellerde kullanılan hidrolik direksiyona ait parametrelerinin sayısal değerleri.....	67



ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Hidrolik güç destekli direksiyon sistemi (Blackburn et al., 1960).....	2
Şekil 1.2. Vida ve somun dişli mekanizması (Ellinger and Hathaway, 1980)	4
Şekil 1.3. Sonsuz dişli kullanan dişli mekanizmaları (Heisler, 1989)	5
Şekil 1.4. Kam ve tırnaktan oluşan dişli kutusu mekanizması (Ellinger and Hathaway, 1980).....	6
Şekil 1.5. Kremayer ve pinyon dişli mekanizması (Ford Taunus, 1989).....	7
Şekil 1.6. Kontrol valfi çalışma durumları (Ford Taunus, 1988)	8
Şekil 1.7. Hidrolik izleme mekanizması	9
Şekil 1.8. Teker döndürme bağlantıları (Heisler, 1989).....	12
Şekil 2.1. Hidrolik güç destekli direksiyon sistemi	17
Şekil 2.2. Hidrolik güç destekli direksiyon sisteminin lineer grafiği	19
Şekil 2.3. Dört yollu açık merkezli valfin lineer durum akış devresi	24
Şekil 2.4. Hidrolik güç destekli direksiyon sisteminin blok diyagramı	27
Şekil 2.5. Basamak kontrol girişe karşı teker yönlendirme uzuv konumu.....	36
Şekil 2.6. Basamak kontrol girişe karşı valf açıklığı	37
Şekil 2.7. Basamak kontrol girişe karşı valf makarası konumu	37
Şekil 2.8. Basamak kontrol girişe karşı sürücünün hissettiği moment	38
Şekil 2.9. Rampa kontrol girişe karşı teker yönlendirme uzuv konumu.....	39
Şekil 2.10. Rampa kontrol girişe karşı valf açıklığı.....	39
Şekil 2.11. Rampa kontrol girişe karşı valf makarası konumu.....	40
Şekil 2.12. Rampa kontrol girişe karşı sürücünün hissettiği moment.....	40

Şekil 2.13. Basamak bozucu girişe karşı teker yönlendirme uzuv konumu.....	41
Şekil 2.14. Basamak bozucu girişe karşı valf açıklığı	42
Şekil 2.15. Basamak bozucu girişe karşı valf makarası konumu	42
Şekil 2.16. Basamak bozucu girişe karşı sürücünün hissettiği moment	43
Şekil 2.17. Sinüzoidal kontrol girişe karşı teker yönlendirme uzvu konumunun büyüklük ve faz diyagramları.....	44
Şekil 2.18. Sinüzoidal kontrol girişine karşı sürücünün hissettiği momentin büyüklük ve faz diyagramları	44
Şekil 2.19. Sinüzoidal kontrol girişe karşı valf makarası konumunun büyüklük ve faz diyagramları	45
Şekil 2.20. Sinüzoidal kontrol girişe karşı valf açıklığının büyüklük ve faz diyagramları	45
Şekil 2.21. Basamak kontrol giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun maksimum makara deplasmanı ile değişimi	47
Şekil 2.22. Basamak kontrol giriş için sürücünün hissettiği momentin maksimum makara deplasmanı ile değişimi	48
Şekil 2.23. Basamak bozucu giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun maksimum makara deplasmanı ile değişimi	48
Şekil 2.24. Basamak bozucu giriş için direksiyon simidinde sürücünün hissettiği momentin maksimum makara deplasmanı ile değişimi.....	49
Şekil 2.25. Basamak kontrol giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun güç pistonu etki alanı ile değişimi.....	50
Şekil 2.26. Basamak kontrol giriş için sürücünün hissettiği momentin güç pistonu etki alanı ile değişimi.....	51
Şekil 2.27. Basamak kontrol giriş için uzuv konumunun güç pistonu etki alanı ile değişimi.....	51
Şekil 2.28. Basamak bozucu giriş için sürücünün hissettiği momentin güç pistonu etki alanı ile değişimi.....	52
Şekil 2.29. Basamak kontrol giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun dişli kutusu oranı ile değişimi	53

Şekil 2.30. Basamak kontrol giriş için sürücünün hissettiği momentin dişli kutusu oranı ile değişimi	53
Şekil 2.31. Basamak bozucu giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun dişli kutusu oranı ile değişimi	54
Şekil 2.32. Basamak bozucu giriş için sürücünün hissettiği momentin dişli kutusu oranı ile değişimi	54
Şekil 2.33. Basamak kontrol giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun his pistonu alanı ile değişimi	55
Şekil 2.34. Basamak kontrol giriş için sürücünün hissettiği momentin his pistonu alanı ile değişimi.....	56
Şekil 2.35. Basamak bozucu giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun his pistonu alanı ile değişimi	56
Şekil 2.36. Basamak bozucu giriş için sürücünün hissettiği momentin his pistonu alanı ile değişimi.....	57
Şekil 3.1. 4-Yollu açık merkezli valf akış devresi.....	59
Şekil 3.2. Yükün kütleli olduğu sistem modeli	63
Şekil 3.3. Basamak kontrol girişe karşı teker yönlendirme uzuv konumu.....	70
Şekil 3.4. Basamak kontrol girişe karşı valf açıklığı	70
Şekil 3.5. Basamak kontrol girişe karşı sürücünün hissettiği moment	71
Şekil 3.6. Rampa kontrol girişe karşı teker yönlendirme uzuv konumu.....	72
Şekil 3.7. Rampa kontrol girişe karşı valf açıklığı	72
Şekil 3.8. Rampa kontrol girişe karşı sürücünün hissettiği moment	73
Şekil 3.9. Basamak bozucu girişe karşı teker yönlendirme uzuv konumu.....	74
Şekil 3.10. Basamak bozucu girişe karşı valf açıklığı	74
Şekil 3.11. Basamak bozucu girişe karşı sürücünün hissettiği moment	75
Şekil 3.12. Lastik esnekliğinin ve kuru sürtünmenin dahil edildiği sistem modeli...	76
Şekil 3.13. Basamak kontrol girişe karşı uzuv noktasının konumu.....	79

Şekil 3.14. Basamak kontrol girişe karşı valf açıklığı	79
Şekil 3.15. Basamak kontrol girişe karşı sürücünün hissettiği moment	80
Şekil 3.16. Basamak kontrol girişe karşı teker alt noktasının konumu.....	80
Şekil 3.17. Rampa kontrol girişe karşı uzuv noktasının konumu	81
Şekil 3.18. Rampa kontrol girişe karşı valf açıklığı.....	82
Şekil 3.19. Rampa kontrol girişe karşı teker alt noktasının konumu	82
Şekil 3.20. Rampa kontrol girişe karşı sürücünün hissettiği moment.....	83
Şekil 3.21. Basamak bozucu girişe karşı teker yönlendirme uzuv konumu.....	84
Şekil 3.22. Basamak bozucu girişe karşı valf açıklığı	84
Şekil 3.23. Basamak bozucu girişe karşı teker alt noktasının konumu.....	85
Şekil 3.24. Basamak bozucu girişe karşı sürücünün hissettiği moment	85
Şekil 3.25. Basamak kontrol giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun maksimum makara deplasmanı ile değişimi	87
Şekil 3.26. Basamak kontrol giriş için sürücünün hissettiği momentin maksimum makara deplasmanı ile değişimi	87
Şekil 3.27. Basamak bozucu giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun maksimum makara deplasmanı ile değişimi	88
Şekil 3.28. Basamak bozucu giriş için sürücünün hissettiği momentin maksimum makara deplasmanı ile değişimi	88
Şekil 3.29. Basamak kontrol giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun güç pistonu etki alanı ile değişimi.....	90
Şekil 3.30. Basamak kontrol giriş için sürücünün hissettiği momentin güç pistonu etki alanı ile değişimi.....	90
Şekil 3.31. Basamak bozucu giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun güç pistonu etki alanı ile değişimi.....	91
Şekil 3.32. Basamak bozucu giriş için sürücünün hissettiği momentin güç pistonu etki alanı ile değişimi.....	91

Şekil 3.33. Basamak kontrol giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun dişli kutusu oranı ile değişimi	92
Şekil 3.34. Basamak kontrol giriş için sürücünün hissettiği momentin dişli kutusu oranı ile değişimi	93
Şekil 3.35. Basamak bozucu giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun dişli kutusu oranı ile değişimi	93
Şekil 3.36. Basamak bozucu giriş için sürücünün hissettiği momentin dişli kutusu oranı ile değişimi	94
Şekil 3.37. Basamak kontrol giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun his pistonu alanı ile değişimi	95
Şekil 3.38. Basamak kontrol giriş için sürücünün hissettiği momentin his pistonu alanı ile değişimi.....	95
Şekil 3.39. Basamak bozucu giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun his pistonu alanı ile değişimi	96
Şekil 3.40. Basamak bozucu girişi için sürücünün hissettiği momentin his pistonu alanı ile değişimi.....	96

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklama
A	Pitman kolu yataklanma noktası
A_1	Kontrol valfindan güç silindirinin soluna açılan orifis akış alanı
A_2	Kontrol valfindan güç silindirinin sağına açılan orifis akış alanı
A_m	Lineer durum için kabul edilen güç pistonu etki alanı
A_{m1}	Non-linear durum için kabul edilen güç pistonu sağ taraf etki alanı
A_{m2}	Non-linear durum için kabul edilen güç pistonu sol taraf etki alanı
A_{or}	Lineer durum için valf makarası ile güç silindiri arasında oluşan orifis alanı
A_{p1}	Non-linear durum için kabul edilen his pistonu sol taraf etki alanı
A_{p2}	Non-linear durum için kabul edilen his pistonu sağ taraf etki alanı
B	Döndürme kolu uzuv noktası
b_e	Valf makarası ve valf gövdesi arasındaki viskoz sürtünme
b_f	Güç silindiri ve güç pistonu (yer) arasındaki viskoz sürtünme
b_k	Pitman kolu yataklarındaki eşdeğer viskoz sürtünme
b_L	Teker yönlendirme mafsalları ile yer arasındaki eşdeğer viskoz sürtünme
C	Teker yönlendirme uzuv noktası
C_1	Kontrol valfi basınç sabiti
C_2	Güç silindiri içindeki sızıntı katsayısı
C_d	Kontrol valfi boşaltım katsayısı
f_1	Pitman kolu yarıçapı
f_2	His silindirinin yataklanma noktasına uzaklığı
F_a	Hidrolik tahrik ünitesinin güç pistonunu ilerletmek için ürettiği kuvvet

F_{be}	Valf makarası ve valf gövdesi arasındaki viskoz sürtünmeden dolayı oluşan kuvvet
F_{bf}	Güç silindiri ve güç pistonu (yer) arasındaki viskoz sürtünmeden dolayı oluşan kuvvet
F_{bl}	Teker yönlendirme uzvu ile yer arasındaki eşdeğer viskoz sürtünmeden kaynaklanan kuvvet
F_{bZ}	Tekerin alt noktasıyla yer arasındaki maksimum kuru sürtünme kuvvetinin uzuv noktasındaki eşdeğeri
F_g	His silindiri tarafından üretilen kuvvet
F_{kB}	Makara merkezden uzaklaştığında oluşan Bernoulli kuvveti
F_{ke}	Makara merkezleme yayının oluşturduğu kuvvet
F_{kl}	Teker yönlendirme uzvu ile teker alt noktası arasındaki eşdeğer yay sabitinden kaynaklanan kuvvet
F_L	Yüke yer tarafından uygulanan bozucu kuvvet
F_{mv}	Valf makarası kütlesinden kaynaklanan kuvvet
F_{mf}	Güç silindiri gövdesinin ve valf kütlesinin toplam kütlesinden kaynaklanan kuvvet
F_{ml}	Teker yönlendirme uzvundaki eşdeğer yük kütlesinden kaynaklanan kuvvet
F_x	Pitman kolu tarafından valf makarasına uygulanan kuvvet
F_{xp}	His silindirinin oluşturduğu kuvvet
F_{y1}	Döndürme kolu uzuv noktası üzerine uygulanan eşdeğer kuvvet
F_{y2}	Teker yönlendirme uzuv noktası üzerine uygulanan eşdeğer kuvvet
J_k	Pitman kolunun polar atalet momenti
k_B	Makara merkezden uzaklaştığında oluşan Bernoulli kuvveti sabiti
k_e	Makara merkezleme yay sabiti
K_{es}	Lineer durum için geçerli güç pistonu duvarları esneklik katsayısı
K_{es1}	Lineer olmayan durum için geçerli güç pistonu sağ taraf duvarları esneklik katsayısı
K_{es2}	Lineer olmayan durum için geçerli güç pistonu sol taraf duvarları esneklik katsayısı

k_L	Teker yönlendirme uzvu ile teker alt noktası arasındaki eşdeğer yay sabiti
k_s	Direksiyon mili yay sabiti
K_v	Valf kazancı
L	Güç silindiri toplam uzunluğu
m_f	Güç silindiri gövdesinin ve valf kütlesinin toplam kütlesi
m_L	Teker yönlendirme mafsalındaki eşdeğer yük kütlesi
m_v	Valf makarası kütlesi
n_1	Dişli kutusu diş indirgeme oranı
n_2	Döndürme kolundan kaynaklanan kaldıraç oranı
P_1	Güç silindiri sağ taraf basıncı
P_2	Güç silindiri sol taraf basıncı
P_e	Kontrol valfi çıkış basıncı
P_m	Güç silindiri sağ taraf basıncı ile sol taraf basıncı arasında oluşan basınç farkı
P_s	Hidrolik güç kaynağı basıncı
P_{s0}	Kontrol valfi merkez konumunda iken hidrolik tahrik mekanizması içindeki basınç
P_u	Kontrol valfi giriş basıncı
Q_1	Güç silindirinin sağ tarafına valf makarası açıklığından akan toplam debi miktarı
Q_2	Güç silindirinin sol tarafına valf makarası açıklığından akan toplam debi miktarı
Q_3	Güç silindirinin sağ tarafına valf makarası açıklığından akan toplam debi miktarının güç silindirine girmeden depoya dönen kısmı
Q_4	Güç silindirinin sol tarafına valf makarası açıklığından akan toplam debi miktarının güç silindirine girmeden depoya dönen kısmı
Q_L	Lineer durum için geçerli güç silindiri içinde dönen debi miktarı
Q_{L1}	Güç silindirinin sağ tarafına valf makarası açıklığından akan toplam debi miktarının, güç silindirinin sağ tarafını dolduran kısmı

Q_{L2}	Güç silindirinin sol tarafına valf makarası açıklığından akan toplam debi miktarının, güç silindirinin sol tarafını dolduran kısmı
Q_s	Hidrolik tahrik mekanizmasını besleyen kaynak debisi miktarı
r	Teker alt noktası konumu
T_{bk}	Pitman kolu yataklarındaki eşdeğer viskoz sürtünmeden dolayı oluşan tork
T_g	Direksiyon simidinde sürücünün hissettiği tork
T_{jk}	Pitman kolunun atalet torku
T_i	Direksiyon simidi tarafından direksiyon kolonuna uygulanan tork
T_k	Direksiyon mili tarafından dişli kutusuna uygulanan tork
T_{k2}	Dişli kutusu tarafından pitman koluna uygulanan tork
T_{kp}	His silindiri tarafından his silindiri yataklama koluna uygulanan tork
T_{ks}	Direksiyon mili yayının oluşturduğu tork
x	Kontrol valfi deplasmanı
x_m	Maksimum kontrol valfi deplasmanı
x_p	His silindiri gövdesinin deplasmanı
y	Güç silindiri gövdesinin deplasmanı
y_2	Teker yönlendirme mafsalı deplasmanı
V	Güç silindiri toplam hacmi
w	Kontrol valfi makarası genişliği
β	Bulk modülü
ζ	Kontrol valfi deplasmanı sınırlama katsayısı
θ_i	Direksiyon mili açısal deplasmanı
θ_k	Pitman kolu açısal deplasmanı
θ_s	Direksiyon simidi açısal deplasmanı
ρ	Hidrolik yağın yoğunluğu

1. GİRİŞ

Taşıtı yönlendirme işlevini yerine getiren direksiyon sistemi, taşıt içerisinde yolcu güvenliğini ve konforunu çok yakından etkileyen ana sistemlerden biridir.

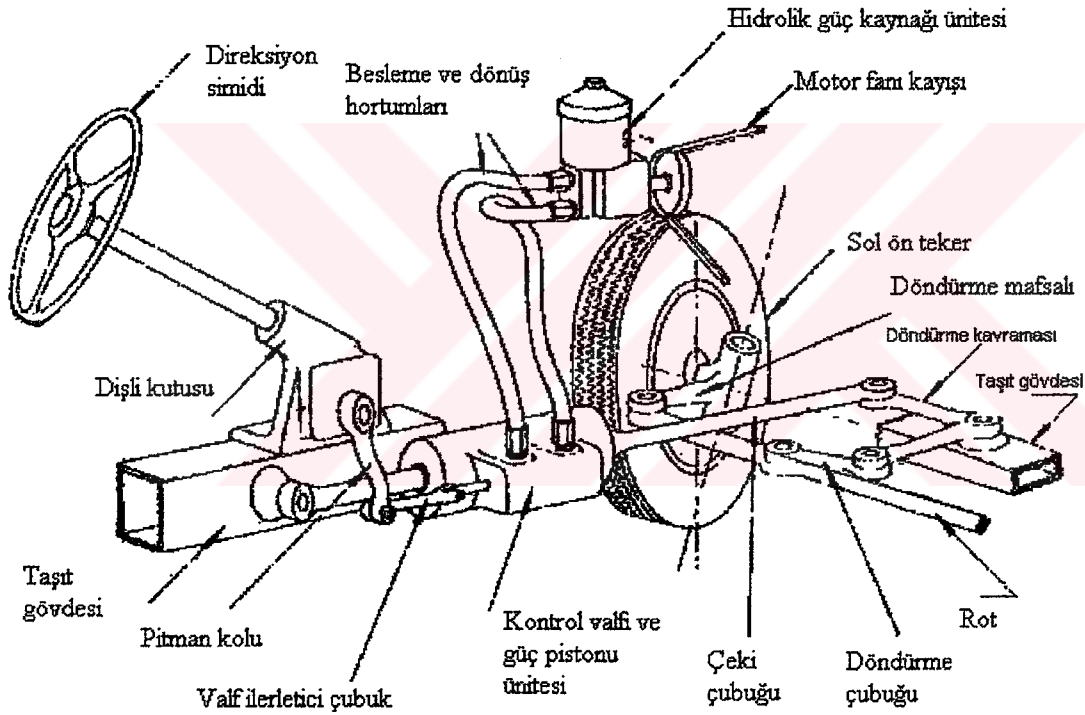
Taşıt Direksiyon Sistemleri

Kullanılan güç kaynağına göre üç tip direksiyon sistemi tanımlanabilir: Kas kuvvetiyle işletilen (mekanik) direksiyon sistemleri, bir güç kaynağıyla işletilen direksiyon sistemleri ve güç destekli direksiyon sistemleri. Bu sistemlerden birincisinde sürücü tarafından uygulanan kuvvet, ikincide taşıt üzerindeki bir enerji kaynağı ve sonuncuda hem sürücü kuvveti hem de bir enerji kaynağı tahrik kuvvetini oluşturur. Mekanik direksiyon sistemi son yıllarda hidrolik güç desteğiyle çalışan direksiyon sistemlerin gelişimiyle önemini yitirmiştir. Güç destekli direksiyon sistemleri üzerine ait ilk çalışmalar 1925 yılında Harry Vickers ve Francis W. Davis'e aittir (Inventors Digest Magazine, 2001) ; ancak binek otomobiller için kullanılmasına 1951 yılında başlanmıştır. Chrysler Şirketi 1951 yılında Hydraglide olarak tanıttığı yeni sistemiyle direksiyona hidrolik güç desteği sağlanabileceğini göstermiştir. Elektrik güç destekli direksiyon sistemiyle çalışan ilk otomobil 1988 yılında üretilen Suzuki Cervo'dur. Küçük taşıtlarda kullanım alanı bulan elektrik güç destekli direksiyon sistemi, hidrolik sistemlerdeki pompa ve bağlantı hortumlarını kaldırarak sistem hacminin küçülmesine, elektrik motorunun yalnızca ihtiyaç olduğunda çalışmasıyla güç kaybının azaltılmasına ve sistemi oluşturan az sayıdaki elemanla direksiyon sisteminin basitleşmesine olanak sağlamıştır.

Hidrolik Güç Destekli Direksiyon Sistemi

Mekanik direksiyon sistemlerinde sürüş sırasında ve özellikle park etme sırasında yol tarafından tekerleklerle uygulanan yüksek kuvvetlerin, direksiyon simidine uygulanan düşük kuvvetlerle yenilebilmesi direksiyon kutusu dişli oranının artırılmasıyla mümkündür. Ancak bu oranın fazla artırılması tepki süresini de artıracığından taşıtın kullanımı sırasında tehlikeli durumlar ortaya çıkabilir. Yük tarafından tekere

uygulanen kuvvetleri yenebilmenin diğerk bir yolu hidrolik güç desteğı kullanmaktır. Hidrolik güç desteğinin kullanılması sonucu, manevrayı gerçekleştirebilecek sürücü kuvveti binek otomobillerde 65-70% ve ağır kamyonlarda 80-85% oranında azaltılabilmektedir. Hidrolik güç destekli direksiyon sistemi, mekanik direksiyon sistemi elemanlarına, kontrol valfi, güç silindiri ve hidrolik sıvı kaynağı (hidrolik pompa, yağ dağıtım ve boşaltım hatları ve hidrolik sıvı deposu) gibi elemanlar eklenerek oluşturulur. Böyle bir sisteme ait model Şekil 1.1'de gösterilmiştir. Bu sistemde,



Şekil 1.1. Hidrolik güç destekli direksiyon sistemi (Blackburn et al., 1960)

direksiyon simidine uygulanan kuvvet direksiyon milini, dişli kutusunu ve pitman kolunu geçerek kontrol valfine gelir. Bu tahrik sonucunda hidrolik pompadan gelen yağ, kontrol valfinin açıklıklarından (orifis) geçerek güç silindirisinin bir tarafına gider. Bunun sonucunda güç pistonunun iki tarafı arasında bir basınç farkı oluşur; bu basınç farkıyla oluşan kuvvet pistonu hareket ettirir ve tekerin yönünün değişmesini sağlar.

Hidrolik güç destekli bir direksiyon sistemi tasarlanırken, normal sürüş ve park etme sırasında gerekli işlevi sağlayabilecek yeterli kuvvet oluşturulması, yol kuvvetlerinin belli bir oranda direksiyon simidinden sürücüye aktarılabilmesi, sistemin basit ve ucuz olması, arızalara karşı elle çevrilebilen (manuel) bir dönüş mekanizmasını de kapsamayı ve aracın dönüş yapmadığı durumlarda sistemdeki güç kaybının mümkün olduğu kadar az olması gibi hususlar dikkate alınmalıdır (Blackburn et al., 1960).

Hidrolik güç destekli direksiyon sistemlerinin fonksiyonel özelliklerini belirleyen temel elemanlar, direksiyon simidi ve kontrol valfi arasında yer alan dişli mekanizmaları, hidrolik izleme mekanizması (kontrol valfi, güç silindiri ve güç kaynağından oluşan hidrolik güç destek elemanları) ile güç silindiri ve tekerler arasında bulunan teker döndürme bağlantıları olarak üç ana grupta toplanabilir. Bu eleman grupları aşağıda alt başlıklar halinde daha ayrıntılı olarak ele alınmaktadır.

Dişli Mekanizmaları

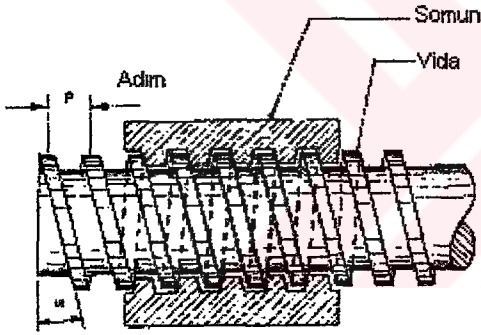
Dişli mekanizmaları güç destekli ve mekanik direksiyon sistemlerinin ortak elemanlarıdır. Mekanik direksiyonlarda direksiyon kolunu ile teker döndürme bağlantıları arasında yer alan dişli mekanizmaları, hidrolik güç destekli sistemlerde direksiyon kolunu ile kontrol valfi arasındaki bağlantıyı sağlar. Bu mekanizma bir dişli kutusu ve ona bağlı bir iletim bağlantısından (pitman kolu, rocker kolu gibi) ya da bağımsız tek bir dişli mekanizmasından (kremayer ve pinyon gibi) oluşabilir. Dişli mekanizmasının iki ana görevi vardır; direksiyon kolunu ile iletim bağlantısı arasındaki dişli oranı indirgemesini gerçekleştirmek ve girdiyi doksan derecelik dönüş ile çıktı olarak devam ettirmek. Dişli kutusu içerisindeki dişli oranları ve dişli çeşitleri farklı olabilir. Dişli oranları binek otomobiller için 10-15'de 1 ve kamyonlar için 20-36'da 1 aralığında değişmektedir. Direksiyonlarda bulunan dişli kutularında aşağıdaki türden dişli mekanizmalar kullanılmaktadır:

Vida ve Somundan Oluşan Dişli Mekanizması

Direksiyon dişli mekanizmalarında yaygın olarak kullanılmakta olan vida ve somun

dişli mekanizması Şekil 1.2.'de görülmektedir. Vida, silindirik bir milin dış yüzeyinde spiral oluklar açılarak yapılır; somunun silindirik iç yüzeyinde de benzer spiral oluklar vardır. Olukların kesiti yamuk, kare, yarım daire gibi çeşitli şekillerde olabilir.

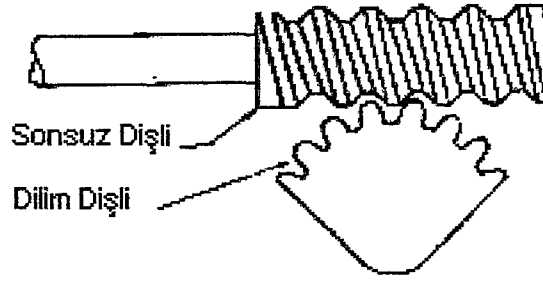
Vidanın somun içinde bir tam dönmesi, somunun eksenel yönde bir vida adımı kadar ilerlemesini sağlar. Vidaya uygulanan küçük bir kuvvet, somuna bağlı büyük bir yükün eksenel ilerlemesini sağlar. Bu mekanizmada dişler arasındaki büyük sürtünme yüzeyleri ve sürtünen yüzeylerin yeterince yağlanamaması mekanik verimi düşürmekte ve aşınmaları artırmaktadır. Bu sakıncaları ortadan kaldırmak için sürtünen yüzeyler arasına bilyeler koyulabilir.



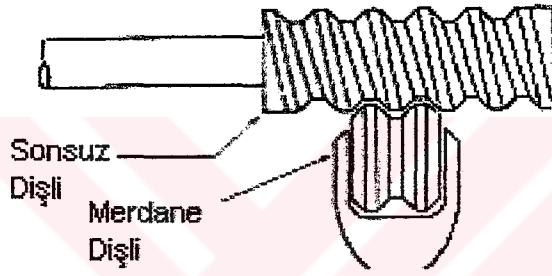
Şekil 1.2. Vida ve somun dişli mekanizması (Ellinger and Hathaway, 1980)

Sonsuz Dişli Kullanan Dişli Mekanizmaları

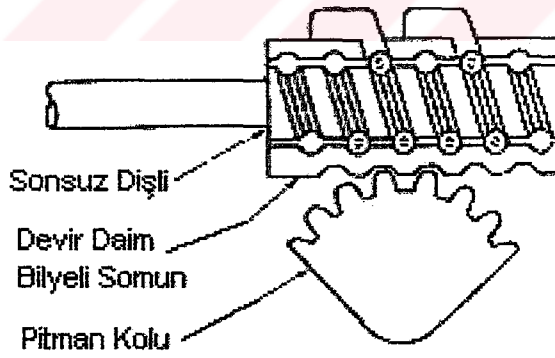
Şekil 1.3.'de direksiyon sistemlerinde kullanılan bazı sonsuz dişli mekanizmaları görülmektedir. Sonsuz dişli ile birlikte kullanılan dilim dişli çok fazla sürtünme yarattığından merdane dişliye ihtiyaç duyulmuştur. İki ya da üç dişli olan merdane dişli sonsuz dişlinin hareketini takip eder. Büyük taşıtlarda kullanılan sistemde ise merdane dişlisinin yerini sürekli dönen devri daim bilyelere sahip somun ve ona entegre pitman kolu dişlisi alır (Ellinger and Hathaway, 1980).



(a) Sonsuz dişli ve sektör dişli



(b) Sonsuz dişli ve merdane dişli

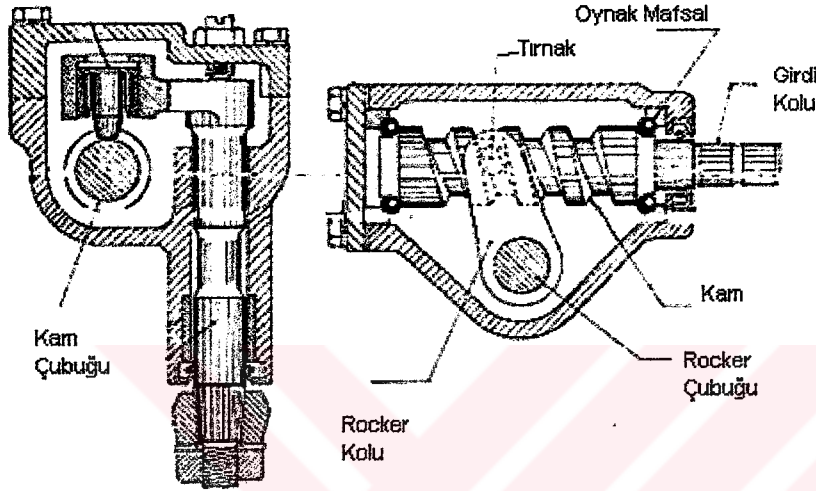


(c) Sonsuz dişli ve devri daim bilyeli somun ile entegre pitman kolu dişlisi

Şekil 1.3. Sonsuz dişli kullanan dişli mekanizmaları (Heisler, 1989)

Kam ve Tırnaktan Oluşan Dişli Mekanizması

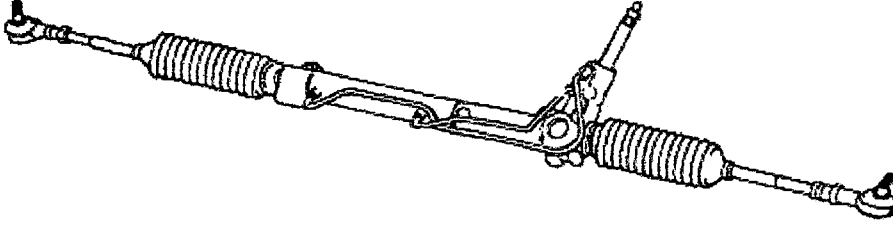
Bu tip dişli mekanizmasında kam, vida ya da tırtıl dişlinin yerini alır ve Şekil 1.4'de görüldüğü üzere iki oynak mafsalsı arasına yerleştirilir.



Şekil 1.4. Kam ve tırnaktan oluşan dişli kutusu mekanizması (Ellinger and Hathaway, 1980)

Kremayer ve Pinyon Dişli Mekanizması

Bu mekanizma daha çok hafif araçlarda kullanılmaktadır. Tasarımı basit ve hafiftir. Dişli kutuları gövdeye monte olmasına rağmen kremayer ve pinyon dişli mekanizması gövdeye rijit olarak bağlı değildir. Bu sistemde kremayer üzerine sabitlenmiş çift taraflı çalışan güç pistonu ve pinyon mili uzantısı üzerinde bir dönel valf bulunur.



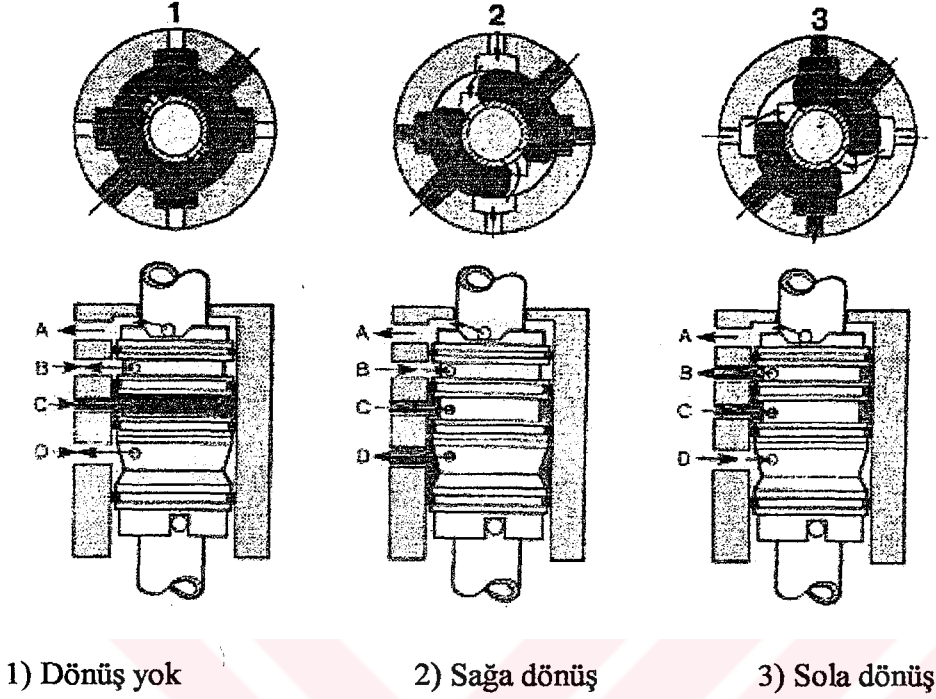
Şekil 1.5. Kremayer ve pinyon dişli mekanizması (Ford Taunus, 1989)

Hidrolik Güç Destek Elemanları

Hidrolik İzleme Mekanizması

Hidrolik güç destekli direksiyon sistemlerinde temel eleman, bir kontrol valfi ve güç silindirinin oluşturduğu hidrolik izleme mekanizmasıdır. Hidrolik güç destekli direksiyon sistemlerinin güç kaynakları sabit debili olduğundan kullanılan kontrol valfları açık merkezlidir. Kontrol valfları hidrolik güç destekli direksiyon sistemlerinde döndürme dişlilerinin içine (kremayer ve pinyonda olduğu gibi), ya da iletim çubuğuna bağlı çalışacak şekilde dışına monte edilebilir. Mevcut sistemlerde kayar makaralı ya da döner makaralı 4-yollu valflar kullanılmaktadır.

Dönel makaralı valfta makaranın hareketi bir torsiyon çubuğunun döndürülmesiyle sağlanır. Valf gövdesi makarayı sarmaktadır. Makara direksiyon miline bağlanmıştır ve döndürme kuvveti direksiyon milini çevirir böylece makara yer değiştirir. Makaranın yer değiştirmesi valf gövdesindeki akış alanlarını değiştirir ve yağın güç silindrine akmasını sağlar (Ellinger and Hathaway., 1980). Şekil 1.6'da dönel makaralı kontrol valfinin çalışma durumları görülmektedir. Bu şekilde A, valfin yağ dönüş yolu, C, basınçlı yağ giriş yolu ve B ve D ise yük yollarıdır.



Şekil 1.6. Kontrol valfi çalışma durumları (Ford Taunus, 1988)

Bu çalışmada kayar makaralı bir kontrol valfi kullanan bir hidrolik izleme mekanizması ele alınacaktır. Sistem Şekil 1.7.'de şematik olarak gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi hareketini dişli mekanizmasından alan pitman kolu valf makarasını eksenel yönde hareket ettirmektedir. Valf ve güç silindirinin gövdesi tek parça halinde ve hareketli, güç pistonu ise sabittir. Tekerleri döndüren elemanlar silindir gövdesine A noktasında bağlıdır. Makaranın valf gövdesi içindeki eksenel hareketi tırnaklarla sınırlandırılmıştır. Bu tırnaklar, hidrolik güç destekli direksiyon sisteminde bir arıza olması durumunda, tekerlerin mekanik olarak yönlendirilmesini sağlar.

Valf merkez konumundayken güç pistonunun iki tarafındaki basınç aynı, yük silindirine giden debi ise sıfırdır. Dolayısıyla valf ve güç silindiri gövdesi hareketsizdir. Valf makarasına herhangi bir giriş uygulanmadığında makaranın merkez konumunda kalması bir merkezleme yayıyla sağlanır. Eğer valf makarası valf

Hidrolik güç kaynağı hidrolik pompa, hidrolik yağ deposu, borular ve hortumlardan

oluşur. Hidrolik güç destekli direksiyon sistemlerinde pompa çoğunlukla taşıt motoru tarafından tahrik edilir. Güç destekli direksiyon sistemlerinde kullanılan pompalar pozitif deplasmanlı pompalardır. Pompa milinin her bir dönüşü için, dönüş hızına bağlı olmadan aynı miktarda yağ basılır. Pompalar yapı olarak paletli, dişli veya pistonlu tiptedir.

Motor devri değiştikçe pompa debisinin sabit tutulması bir akış kontrol valfi ile sağlanır. Akış kontrol valfi motorun yüksek hızlarında oluşan yüksek pompa debilerini düşürerek sabit debinin basılmasını sağlar. Kontrol valfi açık merkezli olduğundan pompa tarafından sağlanan sabit debi valf açıklıklarından geçerek yağ deposuna döner. Pompa çıkışındaki basınç, valf açıklıklarının etken direnci tarafından belirlenir. Kontrol valfinin makarası merkezden ayrıldığında etken direnç artacağından pompa çıkışındaki basınç da artar. Sürücü direksiyonu tam dönme konumunda tuttuğunda valf makarası merkezden en uzak konumda olacağından etken direnç ve pompa çıkışındaki basınç en yüksek değerlere sahiptir. Arıza halinde oluşabilecek yüksek basınçları önlemek için sistemde bir emniyet valfi bulunur. Aşırı basınçlarda açılan bu valf pompa çıkışı ile depo arasında yağ akışı sağlar.

Taşıt hareketsiz olduğunda ya da park edilirken tekerlekleri yönlendirmek için gereken kuvvetler ve sisteme sağlanması gereken güç yüksektir. Ancak bu durumlarda motor devri ve dolayısıyla hidrolik pompanın devri düşüktür. Bu yüzden pompa, motor rölanti devrinde çalışırken bile bu gücü sağlayabilecek özelliklere sahip olmalıdır.

Taşıt yüksek hızlarda hareket ederken tekerin yönlendirilmesi için gereken kuvvetler ve sistemin gerektirdiği güç düzeyi düşüktür. Ancak motor devri yüksek olduğundan sabit deplasmanlı pompanın ürettiği güç de yüksektir. Bu yüzden motordan tahrikli sabit deplasmanlı pompa kullanılan sistemlerin en büyük sakıncaları enerji kayıplarının yüksek olmasıdır (Tokumoto, 1997). Sabit deplasmanlı pompaların avantajları arasında sürekli dolaşım halindeki sıvıyla sistemin soğutmasının da sağlanabilmesi, kullanılan açık merkezli valfin iç kayıpları yüksek olduğundan sistemin sönümüne katkıda bulunması ve maliyetlerinin nispeten düşük olması

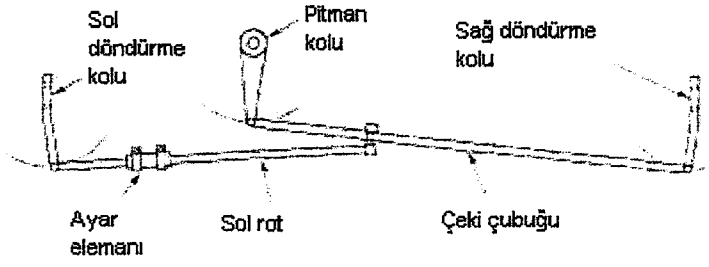
sayılabilir (Blackburn et al., 1960).

Teker Döndürme Bağlantıları

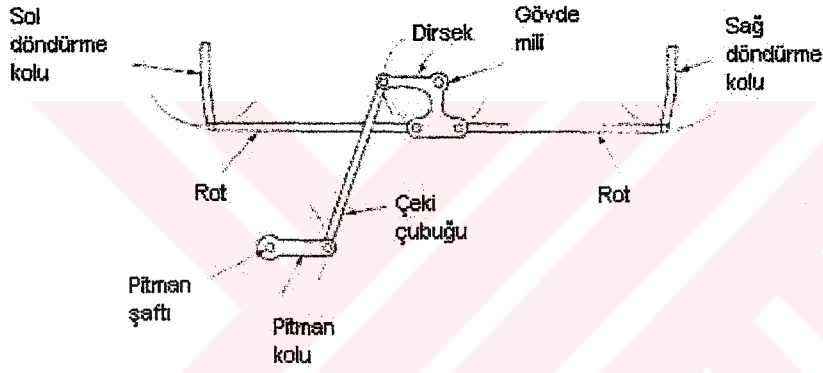
Teker döndürme bağlantıları, mekanik direksiyonlarda direksiyon dişli mekanizmaları ile teker döndürme kolu arasındaki mekanik bağlantılardır. Hidrolik güç destekli sistemlerde ise güç silindiri ile teker döndürme kolu arasında yer alırlar. Birçok elemandan oluşan bu bağlantıların çeşitli türleri vardır. Bunlar, paralel kenar döndürme bağlantısı, Haltanberger döndürme bağlantısı, çan kolu döndürme bağlantısı, çeki çubuğu döndürme bağlantısı ve kremayer-pinyon döndürme bağlantısı olarak sınıflandırılabilir. Şekil 1.8’de bu bağlantılardan bazıları görülmektedir.

Hidrolik Güç Destekli Direksiyon Sistemleri Üzerinde Daha Önce Yapılmış Olan Çalışmalar

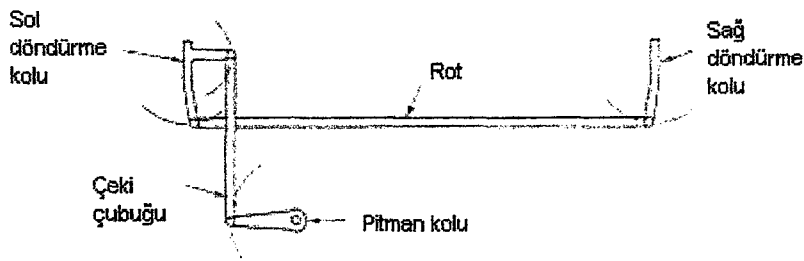
Hidrolik direksiyon sisteminin modellenmesi ve analizi üzerine yapılan ilk çalışmalardan biri T.E.Hoffman’a aittir (Hoffman, 1960). Bu çalışma ‘Fluid Power Control’ adlı kitabın bir bölümü olarak 1960 yılında, güç destekli direksiyon sisteminin icadından on yıl sonra yayınlanmıştır (Blackburn et.al., 1960). Sistemin modellenmesi iki çalışma durumu için yapılmıştır; birinci durumda direksiyona, ikinci durumda ise tekere bir girdi verilerek sistemin giriş-çıkış ilişkileri bulunmuş, bir binek otomobiline ait tipik parametre değerleri denklemlerde yerine koyularak teorik sistem cevapları elde edilmiş ve deneylerden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.



(a) Haltenbergen döndürme bağlantısı



(b) Dirsekli döndürme bağlantısı



(c) Çeki çubuğu döndürme bağlantısı

Şekil 1.8. Teker döndürme bağlantıları (Heisler, 1989)

A.B. Proca ve A.Keyhani makalelerinde, dönel makaralı valf kullanarak hidrolik güç destekli bir sisteminin dinamik modelini oluşturmuşlardır (Proca et. al., 1998). Hidrolik güç destekli direksiyon sistemi, mekanik ve hidrolik alt-sistemler olarak bölünmüş, her bir alt-sistemin kendi modeli kurulmuştur. Sistemin davranışını belirleyebilmek için deneysel bir düzenek oluşturulmuş ve sistem parametrelerinin tanımlanması deneysel verilere dayandırılmıştır. Oluşturulan dinamik modelin deneysel sonuçlarla örtüştüğü kanıtlanmıştır.

M.Senga yüksek lisans tezinde, güç destekli direksiyon sistemlerinde oluşan titreşimlerin dinamiği ve titreşimleri azaltacak metotlar üzerine çalışmıştır (Senga, 1995). Bu çalışmada sistem modellenirken Bond grafiğinden yararlanılmıştır. Elde edilen denklemler lineerleştirilmiş ve sistemin dinamik davranışı simülasyonla bulunmuştur. Hidrolik güç kaynağı ve emniyet valfinin, sistemin titreşimine alan etkisi araştırılmıştır.

H.Suzukia, M. Hararaa ve H. Kumakuraa makalelerinde, güç destekli direksiyon sistemi karakteristiği ile dönüş hissi arasındaki ilişki ve uygun dönüş hissini sağlayabilmek için güç destekli direksiyon sistemi karakteristiğinin kontrolü üzerine çalışmışlardır (Suzukia et. al., 1995). Farklı sürüş durumlarına uyum sağlanabilmesi ve kontrol işleminin basitleştirilebilmesi için bulanık mantıktan yararlanılmıştır.

J.W. Post doktora tezinde, binek otomobillerinde kullanılan hidrolik güç destekli direksiyon sistemlerinin işlevini, taşıt tepkisini ve dönüş hissini şekillendiren elemanları incelemiştir (Post, 1995). Kremayer ve pinyon ile devir daim bilyeli dişli mekanizmasına sahip güç destekli direksiyon sistemlerinin karakterinin elde edilmesi için yeni teknikler geliştirmiştir. Çalışma hidrolik güç destekli direksiyon sistemlerinin lineer olmayan davranışları üzerine yoğunlaşmıştır.

G.R. Ferries makalesinde, hidrolik güç destekli direksiyon sistemlerinde oluşan titreşimlerin, hidrolik ve yapısal dinamiğin etkileşimleriyle oluştuğunu kanıtlamıştır (Ferries, 1997). Sistemin dinamik denklemleri türetilmiş ve bazı analitik sonuçlar sunularak bu titreşimlerin nasıl azaltılabileceği üzerinde durulmuştur.

S.O. Ajumobi makalesinde, hidrolik güç destekli direksiyon sisteminin dinamik denklemlerini lineer grafikten yararlanarak çıkartmıştır (Ajumobi, 1989). Modelde altı bağımsız enerji depolayan eleman olduğu gösterilmiş ve böylelikle altıncı mertebeden bir diferansiyel denklem türetilmiştir .

A. Zarembo makalesinde, güç destekli direksiyon sistemlerinin dinamik analizini sistemin kararlılığı üzerinde yoğunlaşarak çalışmıştır (Zarembo, 1995). Kullanılan modelde yol hissini sürücüye aktaran elemanlar da dikkate alınmış, transfer fonksiyonları ve sistem cevapları bulunmuştur. Daha sonra lineer olmayan etkilerde çalışmaya dahil edilmiş ve lineer olmayan denklemlerin çözümünden, sistemin kararlı olması için gereken kritik parametre değerlerine ulaşılmıştır

Tezin Amacı

Bu tezde hidrolik güç destekli bir direksiyon sisteminin modellenmesi lineer ve non-lineer her iki durum için de yapılacaktır. Sistem davranışını anlamak için, gerekli girdi ve çıktılara (direksiyon simidi üzerindeki zorlamaya karşı tekerlerin, yük üzerindeki bozucu girişe karşı sürücüye iletilen kuvvetin davranışları, her iki durum için kontrol valfi ve güç pistonunun durumları) ait denklem takımları çıkarılacak, denklemleri ve davranışları yorumlamak için statik ve dinamik analizler yapılacaktır. Bu analizler hem zaman hem de frekans tanım bölgesinde yürütülecektir. Sistemin temel parametrelerinin değerleriyle sistem davranışı üzerindeki etkileri incelenecektir.

Tezin Kapsamı

Bölüm 2’de hidrolik güç destekli direksiyon sisteminin lineer modeli kurularak sistem davranışı incelenmiştir. Lineer modeli tanımlayan denklemler lineer grafik vasıtasıyla çıkarılmıştır. Bu denklemlerde geçen hidrolik kuvvetler ise lineer kontrol valfi karakteristiği ve debi denklemlerinden elde edilmiştir. Sisteme uygulanan kontrol girişi direksiyon simidinin açısı, bozucu giriş ise yol tarafından tekere uygulanan kuvvettir. Denklemlerde geçen parametrelerin sayısal değerleri, bu

konuda daha önce yapılmış benzer çalışmalardan ve orta sınıf binek otomobillerden elde edilmiştir. Sistem cevapları, basamak, rampa ve sinüzoidal kontrol girişleri ve basamak bozucu giriş için bulunmuştur, önemli parametrelerin değerleri ile oynanarak sistemin nasıl etkilendiği araştırılmıştır.

Bölüm 3’de hidrolik güç destekli direksiyon sistemi non-lineer durum için modellenmiştir. Bu bölümdeki çalışma hem kütleli yük için, hem de lastik özellikleri ve lastikle yer arasındaki kuru sürtünmenin de dikkate alındığı yük için yürütülmüştür. Kontrol ve bozucu girişleri için sistem davranışları elde edilmiş ve sistem davranışının parametre değerlerinden nasıl etkilendiği araştırılmıştır.

Bölüm 4’de ise lineer ve non-lineer modellerden bulunan sonuçlar değerlendirilmiş ve bazı öneriler geliştirilmiştir.

2. HİDROLİK GÜÇ DESTEKLİ DİREKSİYON SİSTEMİNİN LİNEER ANALİZİ

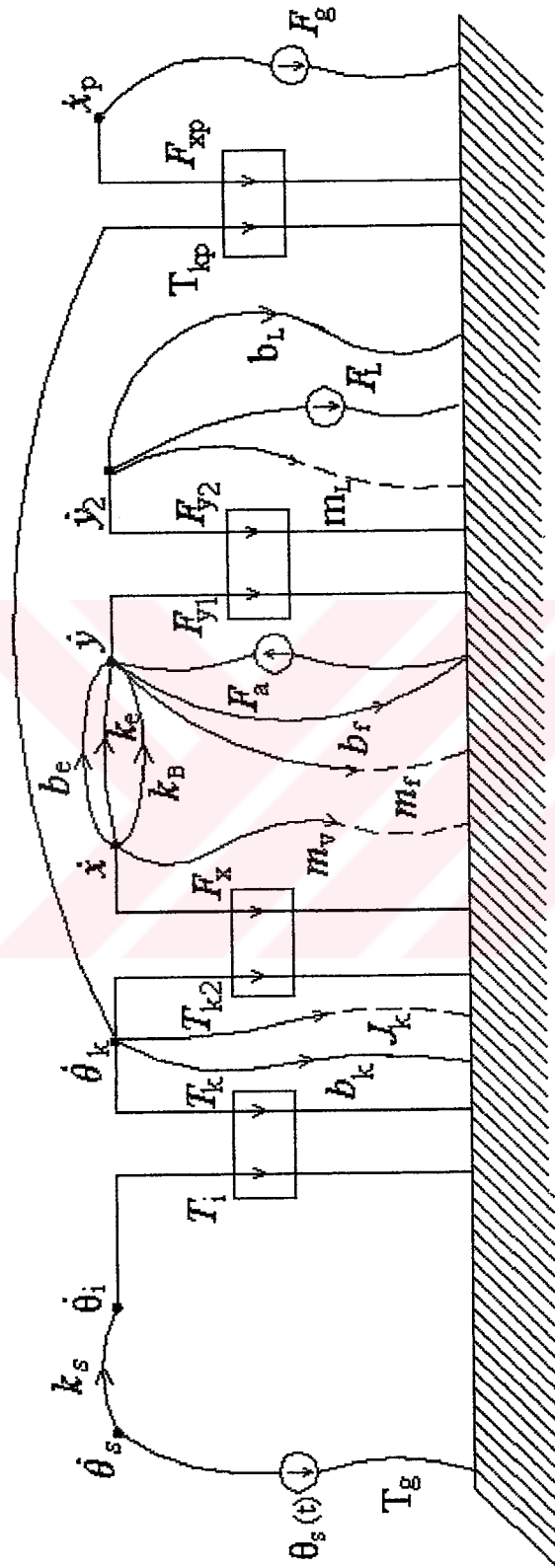
Bu çalışmada incelenen hidrolik güç destekli direksiyon sisteminin lineer modeli Şekil 2.1.'de şematik olarak verilmiştir. Şekildeki θ_s , direksiyon simidinin konumu olup dışarıdan sistemi kontrol amacıyla uygulanmaktadır. Direksiyon kolunun esnekliği k_s , direksiyon kolunun dişli mekanizmayla birleştiği ucun açısal konumu ise θ_i 'dir. Pitman kolunun atalet momenti J_k , açısal konumu ise θ_k 'dir. Kontrol valfinin makarası bu kola A noktasında bağlı olup, makaranın kütlesi m_v , konumu ise x 'dir. Güç silindiri ve valf gövdesi birbirine rijit olarak bağlı olup, konumu y ile gösterilmiştir. His silindiri, iki tarafına uygulanan yük basınç farkı dolayısıyla pitman koluna bir kuvvet uygulamakta ve bu şekilde sürücüye sürüş hissini veren bir kuvvet sağlanmaktadır. B noktasına bağlı olan kaldıraç kolu güç silindiri ile teker döndürme kolu arasında yer alan döndürme elemanlarının dönüşüm oranını göstermek için modele dahil edilmiştir. m_L kütlesi, teker ve bağlantı elemanlarının yönlendirme kolunun mafsalsal noktasına taşınmış eşdeğer kütleini temsil etmektedir. F_L kuvveti, yol tarafından tekerin yön değiştirmesini engelleyici yönde uygulanan dış kuvvetin, yine aynı mafsalsal noktasına taşınmış eşdeğerini göstermektedir. Şekilde görülen diğer parametreler tezin simgeler bölümünde tanımlanmıştır.

2.1. Dinamik Denklemlerin Çıkarılması

Sistemin dinamik denklemlerinin çıkarılmasında lineer grafik yöntemi kullanılmıştır. Kullanılan sistem lineer grafiği Şekil 2.2.'de gösterilmektedir. Grafikte $\dot{\theta}_s, \dot{\theta}_i$ ve $\dot{\theta}_k$ sırasıyla direksiyon simidinin açısal hızı, direksiyon kolunun dişli mekanizmaya bağlandığı noktadaki açısal hızı ve pitman kolunun açısal hızıdır.

$\dot{x}, \dot{y}, \dot{y}_2$ ve $\dot{x}_p$ ise sırasıyla valf makarası, güç silindiri gövdesi, teker yönlendirme mafsalı ve his silindiri gövdesinin hızlarını göstermektedir. Direksiyon simidi tarafından sürücüye uygulanan karşı moment, T_g ile; yol tarafından yüke uygulanan etken kuvvet, F_L ile; valfin yük basınç farkı dolayısıyla yük silindirine uygulanan kuvvet, F_a ile; yük basınç farkı dolayısıyla his silindiri gövdesi üzerinden pitman koluna uygulanan kuvvet ise F_g ile gösterilmiştir. Şekil 2.2.'de soldan sağa doğru gidildiğinde görülen iki enerji kapılı elemanlar sırasıyla, i) dişli mekanizma girişindeki açısal hareketle pitman kolunun açısal hareketi arasındaki dönüşümü, ii) pitman kolunun açısal hareketi ile valf makarasının öteleme hareketi arasındaki dönüşümü, iii) güç silindiri gövdesinin öteleme hareketi ile teker döndürme kolu mafsalının öteleme hareketi arasındaki dönüşümü, iv) pitman kolunun açısal hareketi ile his silindiri gövdesinin öteleme hareketi arasındaki dönüşümü modellemektedir.

Sistemin dinamik davranışını belirleyen denklemler yazılırken kullanılan akım değişkenleri grafik kollarının yanında, gerilim değişkenleri ise grafik düğümlerinin yanında görülmektedir. Denklemler yazılırken gerilim değişkenlerinin düğümlerdeki değerleri kullanılacağından, sistemin dinamik davranışını tam olarak tanımlamak için eleman denklemlerinin ve süreklilik denklemlerinin yazılması yeterlidir. Bu denklemler aşağıda sırasıyla sunulmaktadır.



Şekil 2.2. Hidrolik güç destekli direksiyon sisteminin lineer grafiği

Eleman Denklemleri

Şekil 2.2.'de 15 adet bir enerji kapılı eleman olup bunlardan 4 adedi kaynak elemanı, 11 adedi ise pasif elemandır. Bu pasif elemanların tanımları ve davranışlarını belirleyen denklemler aşağıda verilmiştir.

Direksiyon mili yay sabiti (k_s) :

$$T_{ks} = k_s (\theta_s - \theta_i) \quad (2.1)$$

Pitman kolu atalet momenti (J_k) :

$$T_{jk} = J_k \ddot{\theta}_k \quad (2.2)$$

Pitman kolu yataklarındaki eşdeğer viskoz sürtünme (b_k) :

$$T_{bk} = b_k \dot{\theta}_k \quad (2.3)$$

Valf makarası kütlesi (m_v):

$$F_{mv} = m_v \ddot{x} \quad (2.4)$$

Makara merkezleme yayı (k_e) :

$$F_{ke} = k_e (x - y) \quad (2.5)$$

Valf makarası merkezden uzaklaştığında oluşan Bernoulli kuvveti (k_B)(Ercan, 1995) :

$$F_{kb} = k_B (x - y) \quad (2.6)$$

Valf makarası ve valf gövdesi arasındaki viskoz sürtünme (b_e) :

$$F_{be} = b_e (\dot{x} - \dot{y}) \quad (2.7)$$

Güç silindiri gövdesinin ve valf gövdesinin toplam kütlesi (m_f) :

$$F_{mf} = m_f \ddot{y} \quad (2.8)$$

Güç silindiri ve güç pistonu (taşıt gövdesi) arasındaki viskoz sürtünme (b_f) :

$$F_{bf} = b_f \dot{y} \quad (2.9)$$

Teker yönlendirme uzvundaki (C noktası) eşdeğer yük kütlesi (m_L):

$$F_{ml} = m_L \cdot \ddot{y}_2 \quad (2.10)$$

Teker yönlendirme uzvundaki eşdeğer viskoz sürtünme (b_L) :

$$F_{bl} = b_L \dot{y}_2 \quad (2.11)$$

Şekil 2.2.'de görülen iki enerji kapılı elemanların davranışını tanımlayan eleman denklemleri ise aşağıda verilmiştir.

Dişli mekanizma :

$$\dot{\theta}_k = \frac{I}{n_1} \dot{\theta}_i \quad (2.12)$$

$$T_k = -n_1 T_i \quad (2.13)$$

Pitman kolu açısal hareketi ve valf makarası öteleme hareketi arasındaki dönüşüm :

$$\dot{x} = f_1 \dot{\theta}_k \quad (2.14)$$

$$F_x = -\frac{I}{f_1} T_{k2} \quad (2.15)$$

Güç silindiri öteleme hareketi ile teker yönlendirme uzvundaki öteleme hareketi arasındaki dönüşüm :

$$\dot{y}_2 = n_2 \dot{y} \quad (2.16)$$

$$F_{y2} = -\frac{I}{n_2} F_{y1} \quad (2.17)$$

Pitman kolu açısal hareketi ile his silindiri gövdesi öteleme hareketi arasındaki dönüşüm :

$$\dot{x}_p = f_2 \dot{\theta}_k \quad (2.18)$$

$$F_{xp} = -\frac{I}{f_2} T_{kp} \quad (2.19)$$

Süreklilik Denklemleri

Şekil 2.2.'deki lineer grafikte referans düğümü dışındaki düğümler için süreklilik denklemleri yazılırsa aşağıdaki ifadeler elde edilir :

$$T_{ks} + T_g = 0 \quad (2.20)$$

$$T_{ks} - T_i = 0 \quad (2.21)$$

$$T_k + T_{bk} + T_{jk} + T_{k2} + T_{kp} = 0 \quad (2.22)$$

$$F_x + F_{mv} + F_{be} + F_{kB} + F_{ke} = 0 \quad (2.23)$$

$$F_{ke} + F_{kB} + F_{be} + F_a - F_{mf} - F_{bf} - F_{y1} = 0 \quad (2.24)$$

$$F_{y2} + F_{ml} + F_{bl} + F_L = 0 \quad (2.25)$$

$$F_{xp} + F_g = 0 \quad (2.26)$$

Valf Karakteristiği ve Hidrolik Tahrik Kuvvetleri

Güç silindiri ve his silindirinde oluşan kuvvetler bu silindirlerin iki tarafları arasındaki basınç farkına bağlıdır. Bu basınç farkı (P_m) her iki silindir için de aynıdır ve valfin yük çıkışlarındaki basınçlar cinsinden $P_m = P_1 - P_2$ olarak ifade edilebilir. Bu bölümde sunulan lineer analiz için güç pistonunun her iki tarafındaki alan aynı alınmıştır. His pistonunun iki tarafındaki alanlar da birbirine eşit kabul edilmiştir. Dolayısıyla yukarıda verilen süreklilik denklemlerinde geçen F_a ve F_g kuvvetleri aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$F_a = A_m P_m \quad (2.27)$$

$$F_g = A_p P_m \quad (2.28)$$

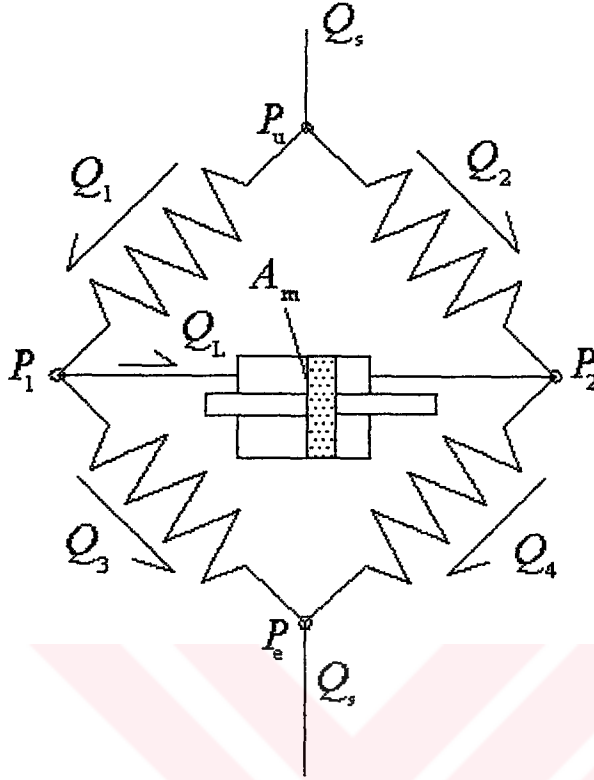
Bu denklemlerde geçen yük basıncı P_m kontrol valfinin akış karakteristiğinden elde edilir. Sabit debili kaynakla çalışan, 4-yollu, açık merkezli bir valfin akış devresi Şekil 2.3.'de görüldüğü gibidir. Böyle bir valfta yük debisi Q_L , yük basınç farkı $P_m = P_1 - P_2$ ve valf açıklığı ($x-y$) arasındaki ilişki oldukça karmaşık ve non-lineerdir. Ancak bu valf karakteristiği merkez konumu etrafında lineerleştirilirse;

$$Q_L = K_v (x - y) - C P_m \quad (2.29)$$

gibi bir lineer valf karakteristiği elde edilir. Denklem (2.29)'da geçen K_v ve C katsayıları sırasıyla valf kazancı ve valf yük hassasiyeti olup aşağıdaki ifadelerle tanımlanır (Ercan, 1995).

$$K_v = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial x} \right|_{P_{s0}, x_0} = \frac{Q_s}{x_m} \quad (2.30)$$

$$C = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial pl} \right|_{P_{s0}, x_0} = \frac{2C_d^2 w^2 x_m^2}{\rho Q_s} \quad (2.31)$$



Şekil 2.3. Dört yollu açık merkezli valfin lineer durum akış devresi

Valf tarafından sağlanan yük debisi ise

$$Q_L = A_m \dot{y} + \frac{1}{2} \left(\frac{V}{\beta} + K_{es} \right) \dot{P}_m + C_2 P_m \quad (2.32)$$

şeklinde ifade edilebilir (Ercan, 1995). Bu denklemin sağ tarafındaki ilk terim debinin yük hızını sağlamak için kullanılan bölümünü, ikinci terim yapısal esneklik ve silindirdeki yağın sıkıştırılabilirliğinin gerektirdiği debiyi, üçüncü bölüm ise silindirin bir tarafından diğer tarafına piston çevresinden geçen sızıntı debisini göstermektedir.

Denklem (2.29) ve denklem (2.32) ile verilen debiler eşitlenirse;

$$A_m \dot{y} + \frac{1}{2} \left(\frac{V}{\beta} + K_{es} \right) \dot{P}_m + C_2 P_m = K_v (x - y) - C P_m \quad (2.33)$$

bulunur. Yazım kolaylığı için γ_1 ve γ_2 terimleri

$$\gamma_1 = \frac{1}{2} \left(\frac{V}{\beta} + K_{es} \right) \quad (2.34)$$

$$\gamma_2 = C + C_2 \quad (2.35)$$

şeklinde tanımlanırsa, denklem (2.33) aşağıdaki gibi yazılabilir :

$$\gamma_1 \dot{P}_m + \gamma_2 P_m = K_v \left(x - \frac{y_2}{n_2} \right) - A_m \frac{\dot{y}_2}{n_2} \quad (2.36)$$

2.2. Denklemlerin İndirgenmesi ve Transfer Fonksiyonlarının Bulunması

Bölüm 2.1.'de verilen ve sistemin dinamik davranışını tanımlayan denklemlerin Laplace transformları $t = 0$ 'daki başlangıç koşulları sıfır kabul edilerek alınır; x , y , F_L , θ_s ve T_g dışındaki terimler yok edilirse aşağıdaki indirgenmiş denklemler elde edilir:

$$T_g = -k_s \left(\theta_s - \frac{n_1}{f_1} \cdot x \right) \quad (2.37)$$

$$\left[A_{11}s^2 + A_{12}s + A_{13} \right] x(s) = \left[F_{11}s + F_{12} \right] F_L(s) + \left[B_{11}s^3 + B_{12}s^2 + B_{13}s + B_{14} \right] y_2(s) \quad (2.38)$$

$$\left[C_{12}s + C_{13} \right] \theta_s(s) + \left[D_{11}s^3 + D_{12}s^2 + D_{13}s + D_{14} \right] x(s) = \left[E_{11}s^2 + E_{12}s + E_{13} \right] y_2(s) \quad (2.39)$$

Yukarıdaki denklemlerde geçen katsayıların tanımları aşağıdaki gibidir:

$$A_{11} = \gamma_1 b_e$$

$$A_{12} = \gamma_1 (k_e + k_B) + \gamma_2 b_e$$

$$A_{13} = \gamma_2 (k_e + k_B) + A_m K_v$$

$$B_{11} = \gamma_1 (n_2 m_L + \frac{m_f}{n_2})$$

$$B_{12} = \gamma_1 (n_2 b_L + \frac{b_f}{n_2} + \frac{b_e}{n_2}) + \gamma_2 (n_2 m_L + \frac{m_f}{n_2})$$

$$B_{13} = \gamma_1 \left\{ (k_e + k_B) \frac{1}{n_2} \right\} + \gamma_2 (n_2 b_L + \frac{b_f}{n_2} + \frac{b_e}{n_2}) + \frac{A_m^2}{n_2}$$

$$B_{14} = \gamma_2 \left\{ (k_e + k_B) \frac{1}{n_2} \right\} + \frac{A_m K_v}{n_2}$$

$$C_{11} = -n_1 k_s \gamma_1$$

$$C_{12} = -n_1 k_s \gamma_2$$

$$D_{11} = \gamma_1 (\frac{J_k}{f_1} + f_1 m_v)$$

$$D_{12} = \gamma_1 (\frac{b_k}{f_1} + f_1 b_e) + \gamma_2 (\frac{J_k}{f_1} + f_1 m_v)$$

$$D_{13} = \gamma_1 \left\{ f_1 (k_e + k_B) + \frac{n_1^2 k_s}{f_1} \right\} + \gamma_2 (\frac{b_k}{f_1} + f_1 b_e)$$

$$D_{14} = \gamma_2 \left\{ f_1 (k_e + k_B) + \frac{n_1^2 k_s}{f_1} \right\} + f_2 A_p K_v$$

$$E_{11} = \gamma_1 \frac{f_1 b_e}{n_2}$$

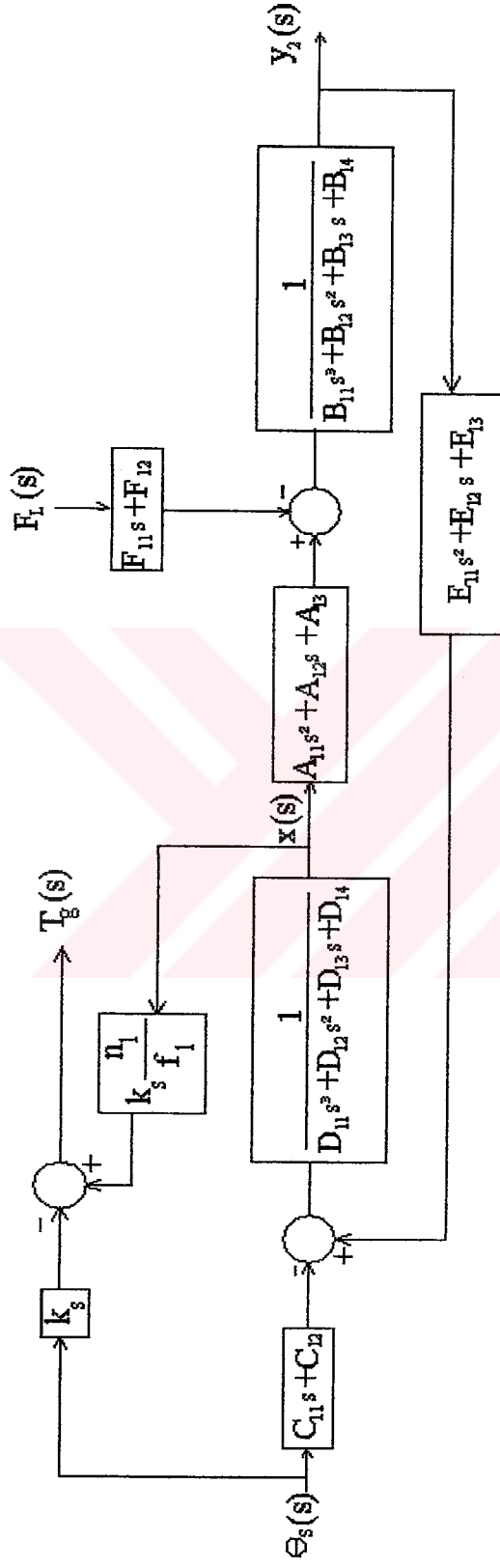
$$E_{12} = \gamma_2 \frac{f_1 b_e}{n_2} + \gamma_1 f_1 (k_e + k_B) \frac{1}{n_2} + f_2 A_p \frac{A_m}{n_2}$$

$$E_{13} = \gamma_2 f_1 (k_e + k_B) \frac{1}{n_2} + f_2 A_p \frac{K_v}{n_2}$$

$$F_{11} = n_2 \gamma_1$$

$$F_{12} = n_2 \gamma_2$$

Denklem (2.37), (2.38) ve (2.39) blok diyagramı halinde Şekil 2.4.'deki gibi gösterilebilir.



Şekil 2.4. Hidrolik güç destekli direksiyon sisteminin blok diyagramı

Şekilden görüldüğü gibi sisteme uygulanan kontrol girişi direksiyon simidi açısı θ_s , bozucu giriş ise yol tarafından tekere uygulanan kuvvetlerin teker yönlendirme kolu mafsalında hissedilen eşdeğeri F_L 'dir. Sistemin kontrol edilen değişkeni ise teker yönlendirme uzvu konumu y_2 'dir. Ancak sistemin çalışması sırasında valf makarası konumu x , valf açıklığı $x-y$ ve direksiyon simidinde sürücünün hissettiği moment T_g gibi değişkenlerin davranışları da sistem performansının değerlendirilmesi için gereklidir. Bu yüzden sadece kontrol girişi ve bozucu giriş ile kontrol edilen değişken y_2 arasındaki transfer fonksiyonları değil, bu girişlerle x , $x-y$ ve T_g arasındaki transfer fonksiyonları da bulunmuştur. Elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

θ_s ile y_2 arasındaki transfer fonksiyonu :

$$\frac{y_2(s)}{\theta_s(s)} = - \frac{[R_{11}s^3 + R_{12}s^2 + R_{13}s + R_{14}]}{[Z_{11}s^6 + Z_{12}s^5 + Z_{13}s^4 + Z_{14}s^3 + Z_{15}s^2 + Z_{16}s + Z_{17}]} \quad (2.40)$$

Denklemdaki katsayılar

$$R_{11} = C_{11}A_{11},$$

$$R_{12} = C_{11}A_{12} + C_{12}A_{11},$$

$$R_{13} = C_{11}A_{13} + C_{12}A_{12},$$

$$R_{14} = C_{12}A_{13},$$

$$Z_{11} = B_{11}D_{11},$$

$$Z_{12} = B_{11}D_{12} + B_{12}D_{11},$$

$$Z_{13} = B_{11}D_{13} + B_{12}D_{12} + B_{13}D_{11} - E_{11}A_{11},$$

$$Z_{14} = B_{11}D_{14} + B_{12}D_{13} + B_{13}D_{12} + B_{14}D_{11} - E_{11}A_{12} - E_{12}A_{11},$$

$$Z_{15} = B_{12}D_{14} + B_{13}D_{13} + B_{14}D_{12} - E_{11}A_{13} - E_{12}A_{12} - E_{13}A_{11},$$

$$Z_{16} = B_{13}D_{14} + B_{14}D_{13} - E_{12}A_{13} - E_{13}A_{12},$$

$$Z_{17} = B_{14}D_{14} - E_{13}A_{13}$$

olarak tanımlanmıştır.

θ_s ile x arasındaki transfer fonksiyonu :

$$\frac{x(s)}{\theta_s(s)} = - \frac{[S_{11}s^4 + S_{12}s^3 + S_{13}s^2 + S_{14}s + S_{15}]}{[Z_{11}s^6 + Z_{12}s^5 + Z_{13}s^4 + Z_{14}s^3 + Z_{15}s^2 + Z_{16}s + Z_{17}]} \quad (2.41)$$

Tanımlı katsayılar :

$$\begin{aligned} S_{11} &= C_{11}B_{11}, \\ S_{12} &= C_{11}B_{12} + C_{12}B_{11}, \\ S_{13} &= C_{11}B_{13} + C_{12}B_{12}, \\ S_{14} &= C_{11}B_{14} + C_{12}B_{13}, \\ S_{15} &= C_{12}B_{14} \end{aligned}$$

θ_s ile $x-y$ arasındaki transfer fonksiyonu :

$$\frac{x(s) - y(s)}{\theta_s(s)} = \frac{-[S_{11}s^4 + S_{12}s^3 + S_{13}s^2 + S_{14}s + S_{15}] + \frac{1}{n_2}[R_{11}s^3 + R_{12}s^2 + R_{13}s + R_{14}]}{[Z_{11}s^6 + Z_{12}s^5 + Z_{13}s^4 + Z_{14}s^3 + Z_{15}s^2 + Z_{16}s + Z_{17}]} \quad (2.42)$$

θ_s ile T_g arasındaki transfer fonksiyonu :

$$\frac{T_g(s)}{\theta_s(s)} = - \left\{ k_s + \frac{\frac{n_1 k_s}{f_1} [S_{11}s^4 + S_{12}s^3 + S_{13}s^2 + S_{14}s + S_{15}]}{[Z_{11}s^6 + Z_{12}s^5 + Z_{13}s^4 + Z_{14}s^3 + Z_{15}s^2 + Z_{16}s + Z_{17}]} \right\} \quad (2.43)$$

F_L ile y_2 arasındaki transfer fonksiyonu :

$$\frac{y_2(s)}{F_L(s)} = \frac{-[U_{11}s^4 + U_{12}s^3 + U_{13}s^2 + U_{14}s + U_{15}]}{[Z_{11}s^6 + Z_{12}s^5 + Z_{13}s^4 + Z_{14}s^3 + Z_{15}s^2 + Z_{16}s + Z_{17}]}$$

(2.44)

Tanımlı katsayılar :

$$\begin{aligned} U_{11} &= F_{11}D_{11}, \\ U_{12} &= F_{11}D_{12} + F_{12}D_{11}, \\ U_{13} &= F_{11}D_{13} + F_{12}D_{12}, \\ U_{14} &= F_{11}D_{14} + F_{12}D_{13}, \\ U_{15} &= F_{12}D_{14} \end{aligned}$$

F_L ile x arasındaki transfer fonksiyonu :

$$\frac{x(s)}{F_L(s)} = \frac{-[M_{11}s^3 + M_{12}s^2 + M_{13}s + M_{14}]}{[Z_{11}s^6 + Z_{12}s^5 + Z_{13}s^4 + Z_{14}s^3 + Z_{15}s^2 + Z_{16}s + Z_{17}]}$$

(2.45)

Tanımlı katsayılar :

$$\begin{aligned} M_{11} &= F_{11}E_{11}, \\ M_{12} &= F_{11}E_{12} + F_{12}E_{11}, \\ M_{13} &= F_{11}E_{13} + F_{12}E_{12}, \\ M_{14} &= F_{12}E_{13} \end{aligned}$$

F_L ile $x-y$ arasındaki transfer fonksiyonu :

$$\frac{x(s) - y(s)}{F_L(s)} = \frac{-[M_{11}s^3 + M_{12}s^2 + M_{13}s + M_{14}] + \frac{[U_{11}s^4 + U_{12}s^3 + U_{13}s^2 + U_{14}s + U_{15}]}{n_2}}{[Z_{11}s^6 + Z_{12}s^5 + Z_{13}s^4 + Z_{14}s^3 + Z_{15}s^2 + Z_{16}s + Z_{17}]}$$

(2.46)

F_L ile T_g arasındaki transfer fonksiyonu :

$$\frac{T_g(s)}{F_L(s)} = \frac{n_1}{f_1} k_s \frac{[M_{11}s^3 + M_{12}s^2 + M_{13}s + M_{14}]}{[Z_{11}s^6 + Z_{12}s^5 + Z_{13}s^4 + Z_{14}s^3 + Z_{15}s^2 + Z_{16}s + Z_{17}]} \quad (2.47)$$

Hidrolik Güç Destekli Direksiyona Ait Parametre Değerleri

Orta sınıf bir binek otomobile ait hidrolik ve mekanik sistem elemanlarının parametre değerleri birçok çalışmada verilmiştir (Blackburn et. al., 1960), (Senga, 1995), (Proca and Keyhani, 1998). Bu tezde kullanılan sönüm sabitleri dışındaki parametre değerleri belirlenirken daha önce yapılmış çalışmalardan, konunun uzmanı teknik kişilerden ve araçlar üzerinde bizzat yapılan ölçümlerden yararlanılmıştır. Sönüm sabitleri ise sistemin salınımsız olması için sönüm oranları 0,7 olacak biçimde seçilmiştir. Kullanılan parametre değerleri Çizelge 2.1’de verilmiştir.

Çizelge 2.1. Hidrolik direksiyona ait parametrelerinin sayısal değerleri

Sembol	Değer	Birim	Sembol	Değer	Birim
m_L	100	kg	ρ	850	kg/m ³
m_v	0,3	kg	A_m	0,002	m ²
m_f	5	kg	A_p	0,0002	m ²
J_k	0,0028	kgm ² /rad	n_1	16	
k_s	1811	Nm/rad	n_2	1	
k_e	200	N/m	f_1	0,15	m
k_B	8207	N/m	f_2	0,2	m
b_L	44000	Ns/m	K_v	1,2	m ² /s
b_k	126	Nms/rad	C	2,0x10 ⁻¹⁰	m ⁵ /Ns
b_e	700	Ns/m	C_d	0,625	
Q_s	0,00015	m ³ /s	B	1,73x10 ⁹	N/m ²
P_{s0}	350000	N/m ²	x_m	1,25x10 ⁻⁴	m
A_{or}	5,9x10 ⁻⁶	m ²	w	4,69x10 ⁻²	m

2.3. Lineer Sistemin Davranış Özellikleri

2.3.1. Sistemin kararlılığı

Tablo 2.1.'de verilen parametre değerleri kullanıldığında sistemin karakteristik denklemi aşağıdaki gibi bulunur :

$$D(s) = 1,262 \times 10^{-26} s^6 + 3,172 \times 10^{-22} s^5 + 2,912 \times 10^{-18} s^4 + 1,222 \times 10^{-14} s^3 + 2,205 \times 10^{-11} s^2 + 1,02 \times 10^{-8} s + 1,591 \times 10^{-6} = 0$$

Bu denklem sistem kutupları için çözülürse,

$$\begin{aligned} p_1 &= -293,15 + 127,71 j \\ p_2 &= -293,15 - 127,71 j \\ p_3 &= -4549,6 + 1752,9 j \\ p_4 &= -4549,6 - 1752,9 j \\ p_5 &= -4931,4 \\ p_6 &= -10515 \end{aligned}$$

elde edilir. Tüm sistem kutuplarının gerçekte kısımları negatiftir ve sistem kararlıdır.

p_1 ve p_2 kutupları diğer kutuplara nazaran orijine çok daha yakın ve sistem için dominanttır. Diğer kutupların orijinden bu kadar uzak olması sistemi aslında ikinci dereceden bir polinoma indirgemekte ve sistemin aşırı sönümlü olmasını sağlamaktadır.

2.3.2. Lineer sistemin durağan cevabı

Basamak girişler için sistemin t sonsuza giderken verdiği durağan cevaplar Bölüm 2.3.'deki transfer fonksiyonlarından bulunabilir. $F_L = 0$ iken sisteme uygulanan θ_{s0} büyüklüğünde basamak kontrol girişi için Denklem 2.41-2.43'den elde edilen durağan cevaplar aşağıdaki gibidir.

$$x_0 = \frac{f_1}{n_1} \theta_{s0} \quad (2.48)$$

$$y_{20} = \frac{f_1}{n_1} n_2 \theta_{s0} \quad (2.49)$$

$$(x - y)_0 = 0 \quad (2.50)$$

$$T_{g0} = 0 \quad (2.51)$$

Yukarıdaki ifadelerden görüldüğü gibi, sabit bir kontrol girişi θ_{s0} uygulandığında, x ve y_2 'nin durağan değerleri (x_0 ve y_{20}) hidrolik parametrelere bağlı olmayıp sadece mekanik elemanların parametrelerinden (n_1 , n_2 ve f_1) etkilenmektedir. $(x-y)$ 'nin durağan değeri ise sıfırdır. Direksiyon simidinde sürücünün hissettiği momentin durağan değeri de sıfırdır. Hidrolik güç destekli direksiyon sisteminde hidrolik bir izleme mekanizması kullanıldığından, yani valf ve güç silindiri gövdesi dişli mekanizmanın sürdüğü valf makarasını izlediğinden bu cevaplar beklenildiği gibidir.

F_{L0} büyüklüğünde bir basamak bozucu giriş için Denklem 2.44-2.47'den elde edilen durağan cevaplar ise aşağıdaki gibidir.

$$x_0 = - \frac{\gamma_2 (f_1 (k_e + k_B)) + f_2 A_p K_v}{(\gamma_2 (k_e + k_B) + A_m K_v) \left(n_1^2 \frac{k_s}{f_1} \frac{1}{n_2} \right)} F_{L0} \quad (2.52)$$

$$y_{20} = - \frac{\gamma_2 \left(f_1 (k_e + k_B) + n_1^2 \frac{k_s}{f_1} \right) + f_2 A_p K_v}{(\gamma_2 (k_e + k_B) + A_m K_v) \left(n_1^2 \frac{k_s}{f_1} \frac{1}{n_2^2} \right)} F_{L0} \quad (2.53)$$

$$(x - y)_0 = \frac{\gamma_2}{\gamma_2 (k_e + k_B) + A_m K_v} F_{L0} \quad (2.54)$$

$$T_{g0} = \frac{\gamma_2 f_1 (k_e + k_B) + f_2 A_p K_v}{(\gamma_2 (k_e + k_B) + A_m K_v) \left(\frac{n_1}{n_2} \right)} F_{L0} \quad (2.55)$$

Yukarıdaki dört denklemden görüldüğü gibi, sabit bir bozucu giriş uygulandığında elde edilen x_0 , y_{20} , $(x-y)_0$ ve T_{g0} durağan değerleri mekanik parametrelerin yanı sıra hidrolik parametrelere de bağlıdır. Sistemin bozucu girişlerden az etkilenmesi için yani bozucu girişin sebep olduğu x_0 , y_{20} , $(x-y)_0$ ve T_{g0} değerlerinin az olması için A_p 'nin değeri düşük A_m 'nin değeri ise yüksek seçilmelidir. Diğer hidrolik parametrelerin hem payda hem de paydada bulunması, bu parametrelerin değişimleri ile sistemin değişimi arasında bir bağı açıkça göstermemektedir. Ancak bu parametrelerle daha sonraki bölümde oynayarak bazı sonuçlara ulaşılabacaktır.

2.3.3. Lineer sistemin dinamik davranışı

Lineer sistemin zaman cevapları, basamak ve rampa kontrol girişleri ile basamak bozucu giriş için bulunmuştur. Ayrıca sinüzoidal kontrol ve bozucu girişler için sistemin frekans cevabı özellikleri incelenmiştir.

Lineer sistemin dinamik davranışının non-lineer olan gerçek fiziksel sistemin dinamik davranışına yakın olması için sistemin dinamik davranışı sırasında lineerleştirilmenin etrafında yapıldığı çalışma noktasından fazla uzaklaşmaması zorunludur. Yani valf makarasının merkez konumundan fazla uzaklaşmaması gereklidir. Ancak burada sunulan zaman cevaplarının amacı, sistemin çalışma noktası civarındayken sergilediği cevap hızı (yükselme zamanı, tepe zamanı vb.) ve marjinal kararlılık özelliklerini (aşma yüzdesi, yerleşme süresi vb.) incelemektir. Lineer sistemde bu özellikler sistem girişinin büyüklüğüne bağlı olmadığından, giriş büyüklükleri rasgele seçilebilir. Bununla beraber burada girişlerin büyüklükleri, valf makarasının merkez konumundan uzaklaşma miktarı, maksimum valf açıklığının % 96'sını aşmayacak şekilde seçilmiştir.

Çizelge 2.1’de verilen parametre değerleri Denklem 2.48-2.55’de yerine koyulursa sistemin statik kazanç değerleri aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{x_0}{\theta_{s0}} = 0,009375 \text{ m/rad} \quad (2.56)$$

$$\frac{y_{20}}{\theta_{s0}} = 0,009375 \text{ m/rad} \quad (2.57)$$

$$\frac{(x - y)_0}{\theta_{s0}} = 0 \quad (2.58)$$

$$\frac{T_{g0}}{\theta_{s0}} = 0 \quad (2.59)$$

$$\frac{x_0}{F_{L0}} = -6,4991 \times 10^{-9} \text{ m/N} \quad (2.60)$$

$$\frac{y_{20}}{F_{L0}} = -9,5726 \times 10^{-8} \text{ m/N} \quad (2.61)$$

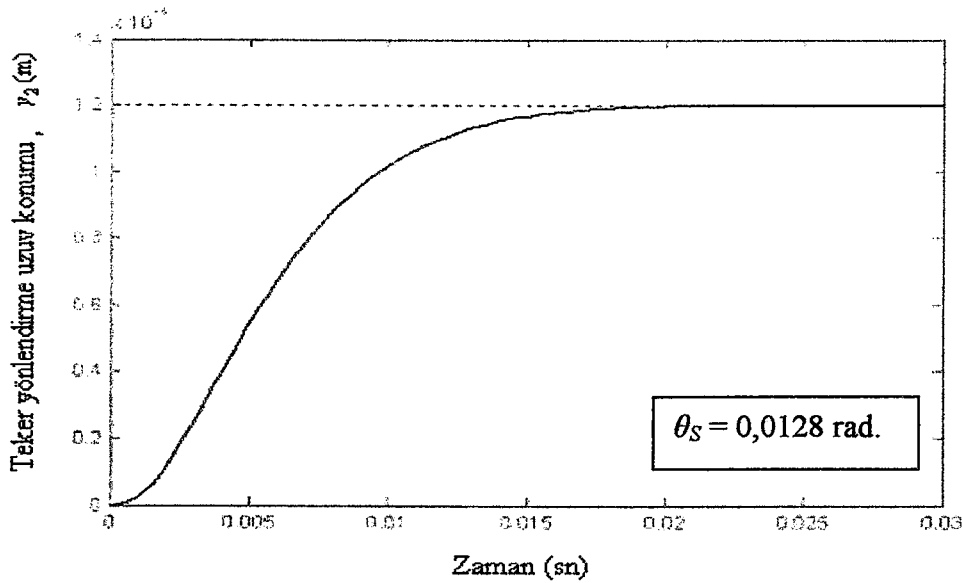
$$\frac{(x - y)_0}{F_{L0}} = 8,9189 \times 10^{-8} \text{ m/N} \quad (2.62)$$

$$\frac{T_{g0}}{F_{L0}} = 0,0012558 \text{ Nm/N} \quad (2.63)$$

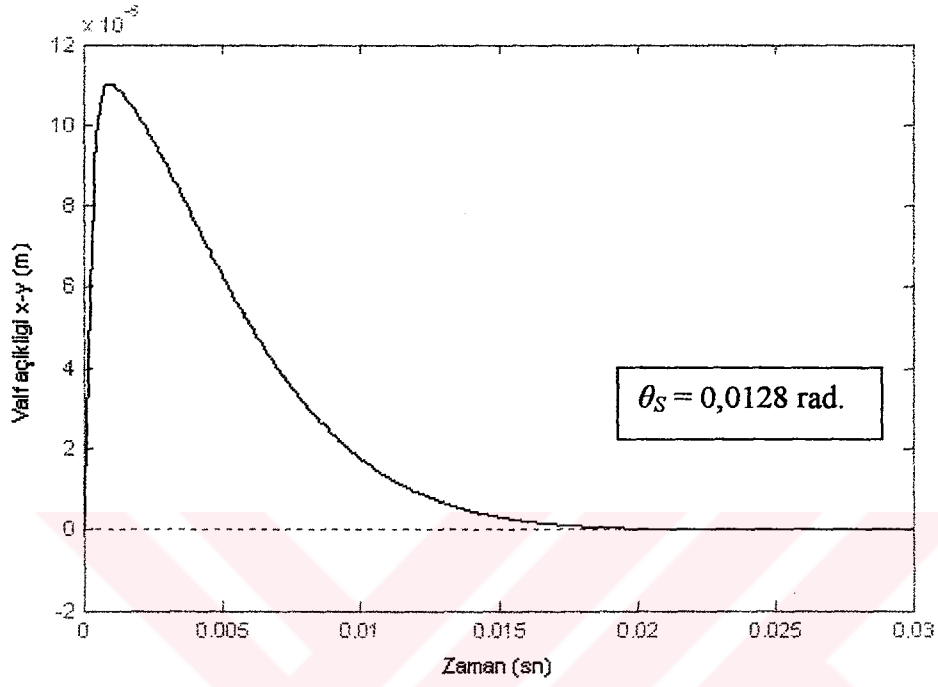
Basamak Kontrol Girişine Sistem Cevabı

Bozucu giriş yokken, direksiyona $\theta_s = 0,0128$ radyan büyüklüğünde sabit bir basamak girişi uygulandığında elde edilen sistem cevapları Şekil 2.5, Şekil 2.6, Şekil 2.7 ve Şekil 2.8’de verilmiştir. Bu şekillerde verilen eğriler incelendiğinde aşağıdaki hususlar dikkati çekmektedir.

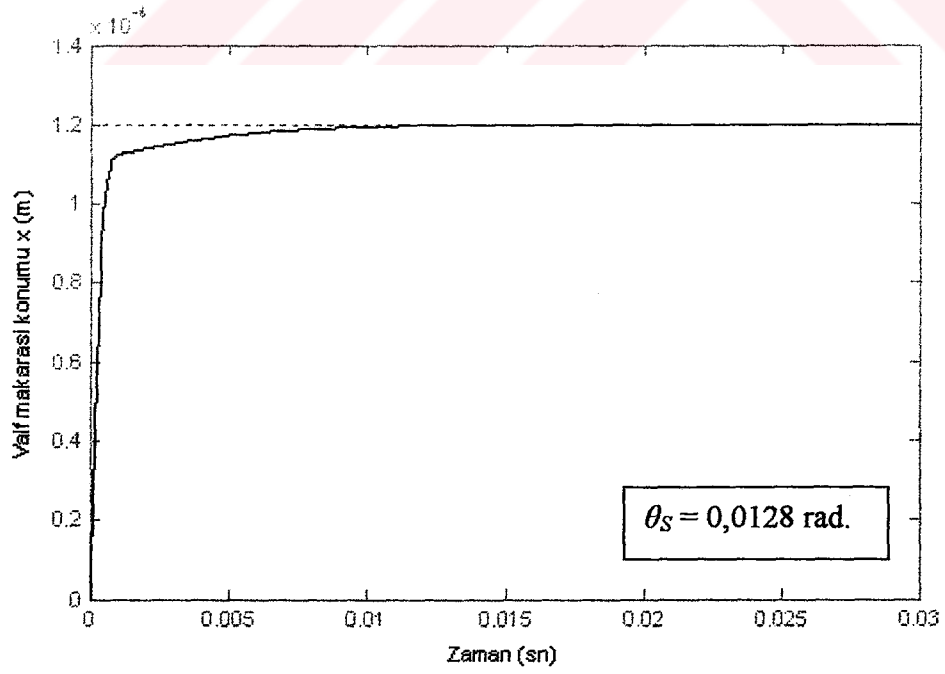
- i) Zaman sonsuza giderken elde edilen durağan değerler, denklemler 2.56-2.63 ile verilen statik kazançları doğrulamaktadır.
- ii) Sönüm sabitleri, Bölüm 2.3’de uygun olarak seçildiği için, sistem cevapları beklendiği gibi salınımsızdır.
- iii) Şekil 2.5’deki eğri incelendiğinde, teker yönlendirme uzvu konumu y_2 ’nin 5-95% kriterine göre yükselme zamanının 0,0119 sn olduğu görülmektedir.
- iv) Aniden uygulanan θ_s , direksiyon kolunun oluşturduğu sert bir yay vasıtasıyla valf makarasına iletildiği için makara merkezden önce hızla uzaklaşmakta, daha sonra daha uzun zaman sabitli hidrolik izleme sistemi valf gövdesini aynı yönde ve makarayı merkez konumuna getirecek biçimde hareket ettirmektedir.
- v) Direksiyon simidinde sürücünün hissettiği moment -23,2 Nm’lik değerinden sıfıra doğru yükselmektedir.



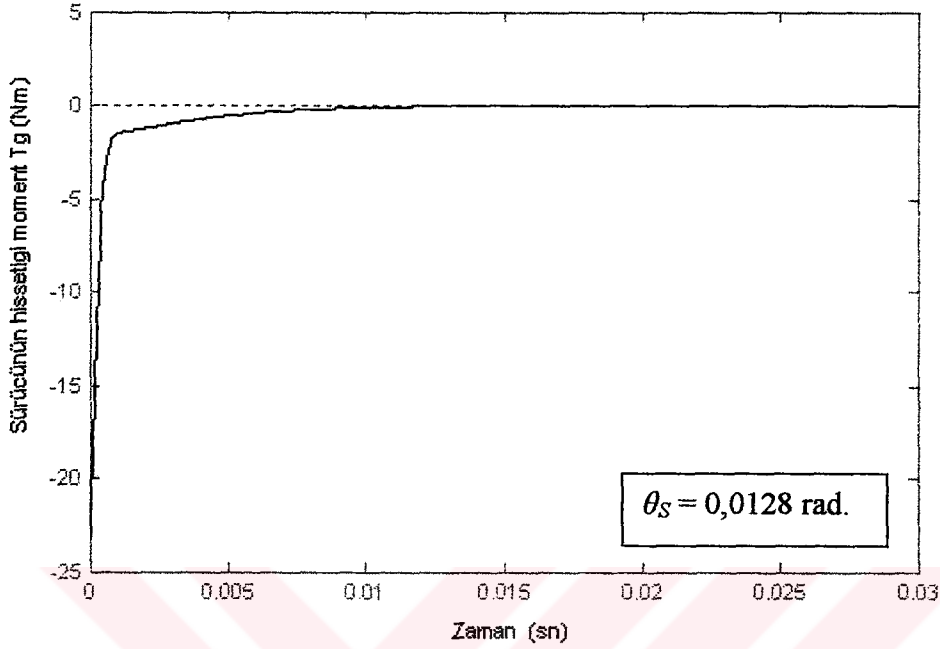
Şekil 2.5. Basamak kontrol girişi karşı teker yönlendirme uzvu konumu



Şekil 2.6. Basamak kontrol girişı karşı valf açıklığı



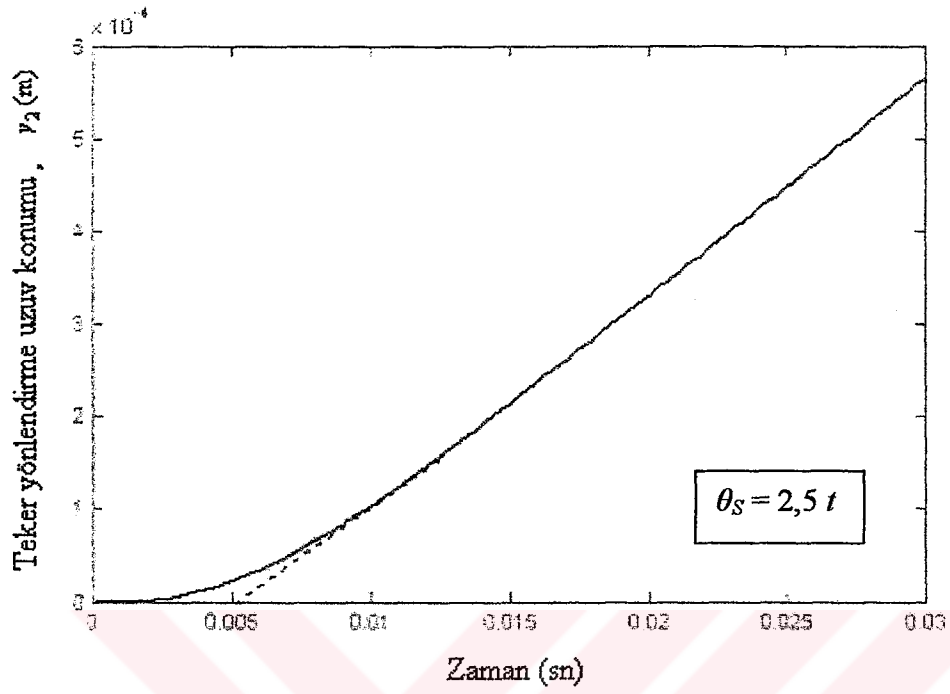
Şekil 2.7. Basamak kontrol girişı karşı valf makarası konumu



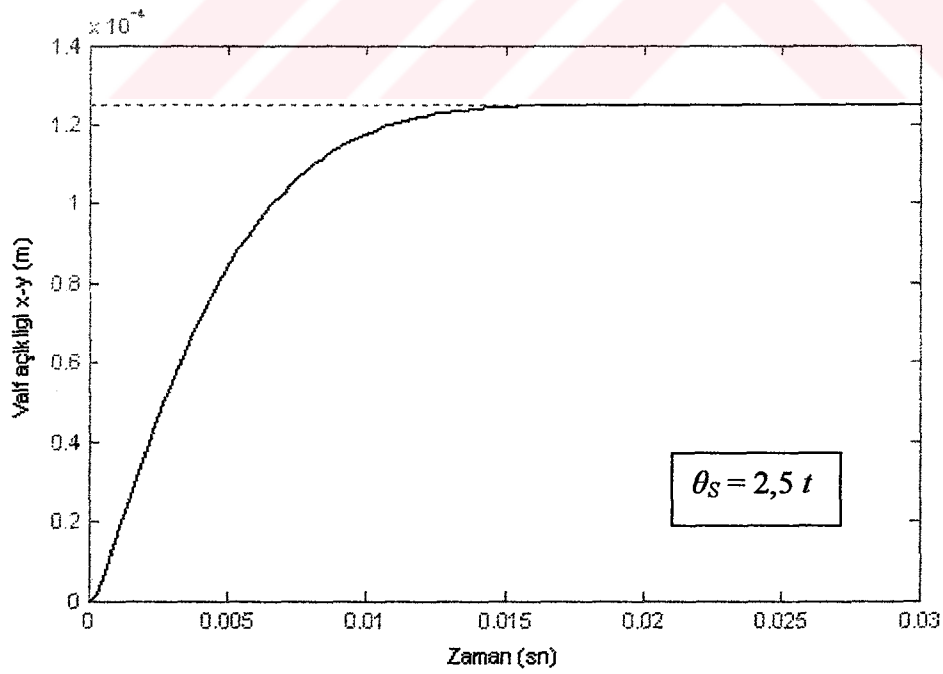
Şekil 2.8. Basamak kontrol girişine karşı sürücünün hissettiği moment

Rampa Kontrol Girişine Sistem Cevabı

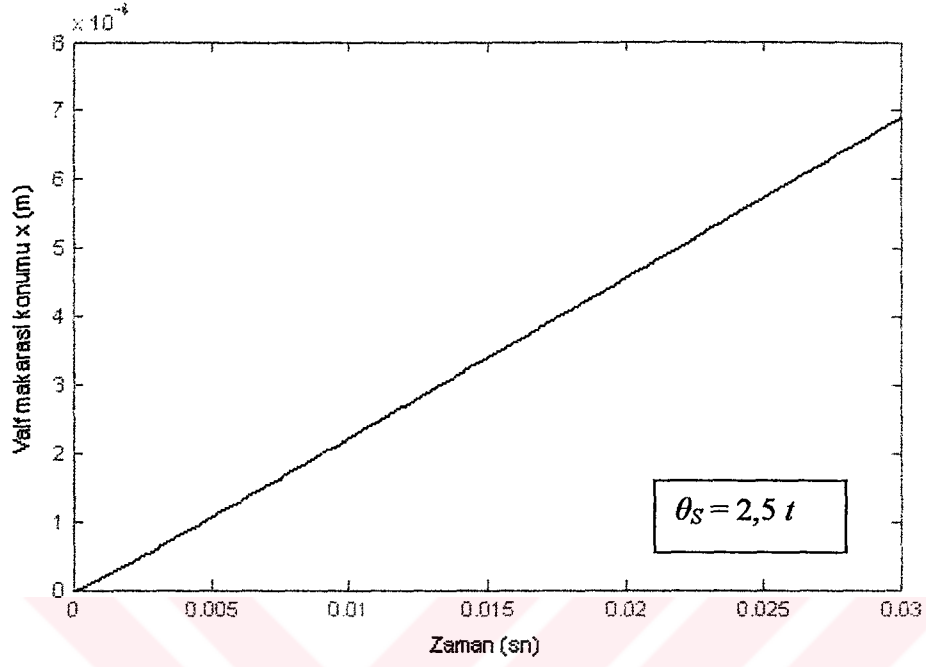
Bozucu giriş $F_L = 0$ iken, sisteme $\theta_s = 2,5t$ ($t \geq 0$) gibi bir kontrol giriş uygulandığında bulunan cevap eğrileri Şekil 2.9, Şekil 2.10, Şekil 2.11 ve Şekil 2.12'de görülmektedir. Şekil 2.9 ve Şekil 2.10'da verilen y_2 ve $x-y$ eğrileri incelendiğinde sistemin zaman sabiti 0,005-0,006 sn dolayında olan birinci mertebe bir sisteme benzer bir davranış gösterdiği ve bir süre sonra makara ve yük hareketlerinin 23,44 mm/sn'lik sabit bir hıza eriştiği, valf açıklığı ($x-y$)'nin değerinin ise sabit bir değere doğru gittiği görülmektedir. Şekil 2.12'de, direksiyon simidinde sürücünün hissettiği momentin büyüklüğünün 2,5 Nm sabit değerine eriştiği görülmektedir.



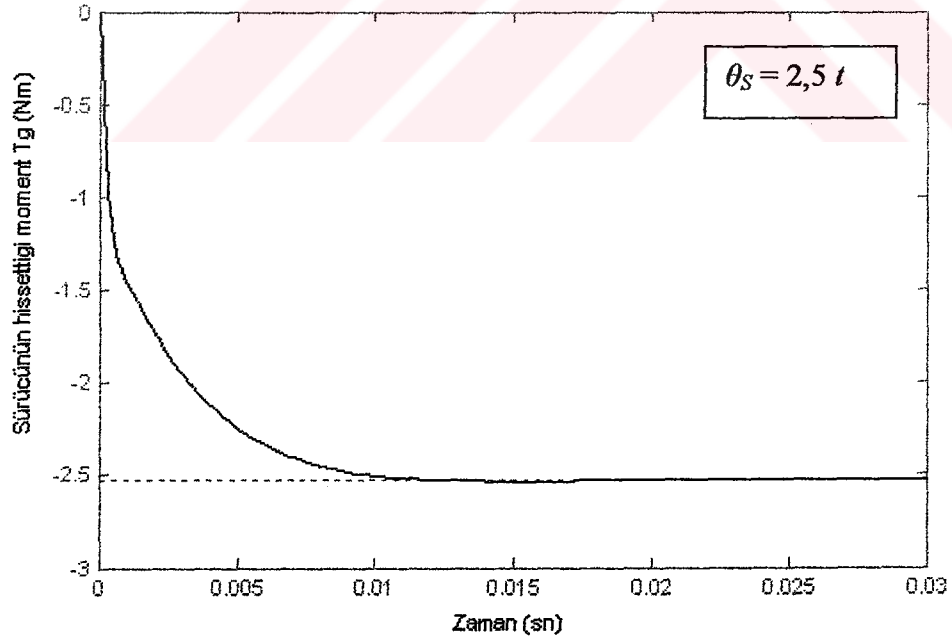
Şekil 2.9. Rampa kontrol girişe karşı teker yönlendirme uzuv konumu



Şekil 2.10. Rampa kontrol girişe karşı valf açıklığı



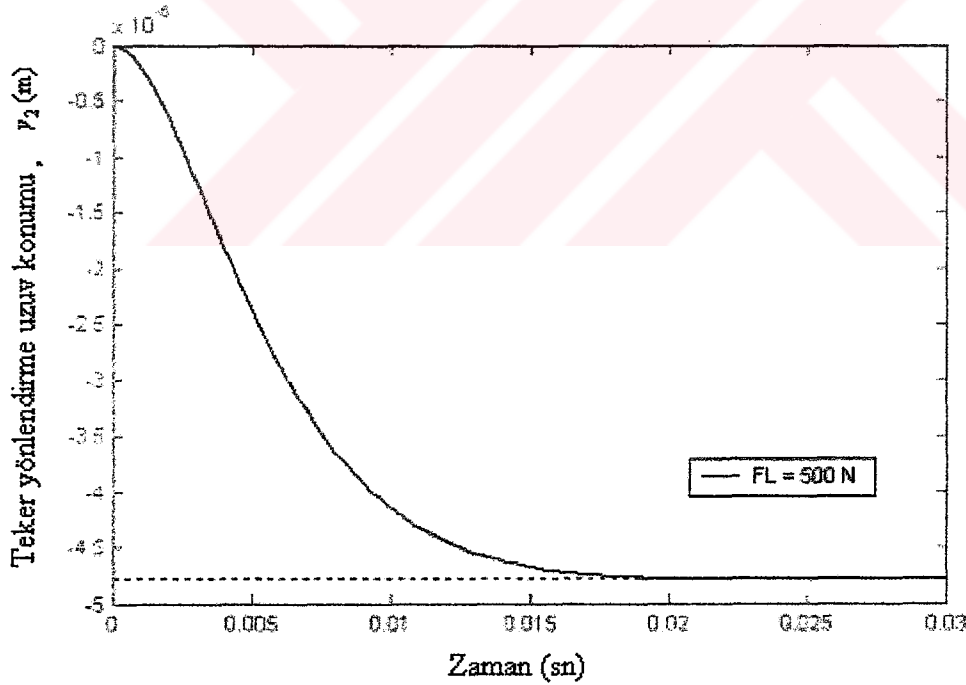
Şekil 2.11. Rampa kontrol girişi karşı valf makarası konumu



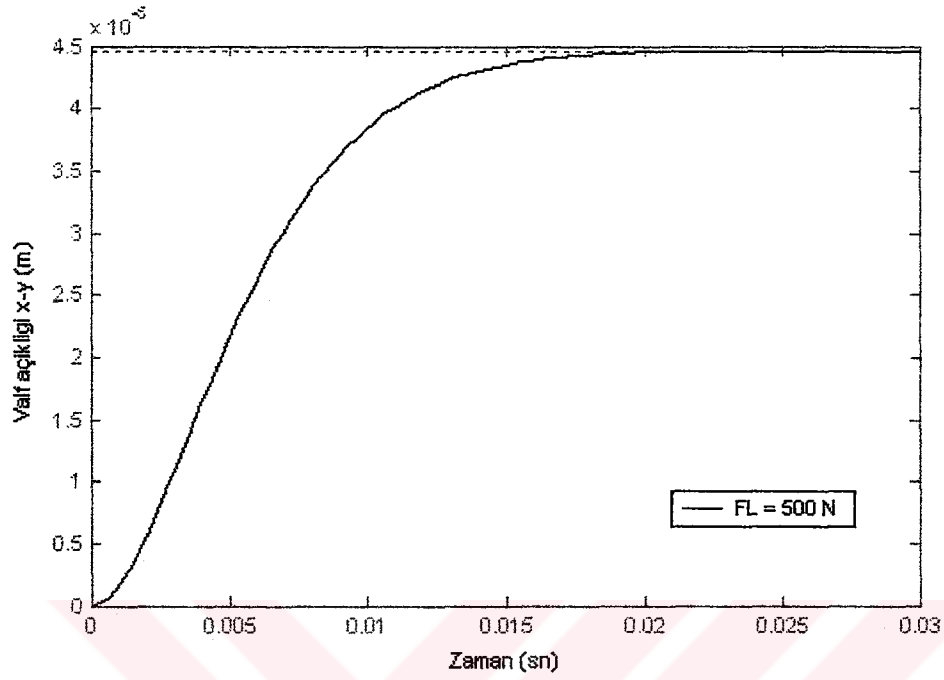
Şekil 2.12. Rampa kontrol girişi karşı sürücünün hissettiği moment

Basamak Bozucu Giriş Sistem Cevabı

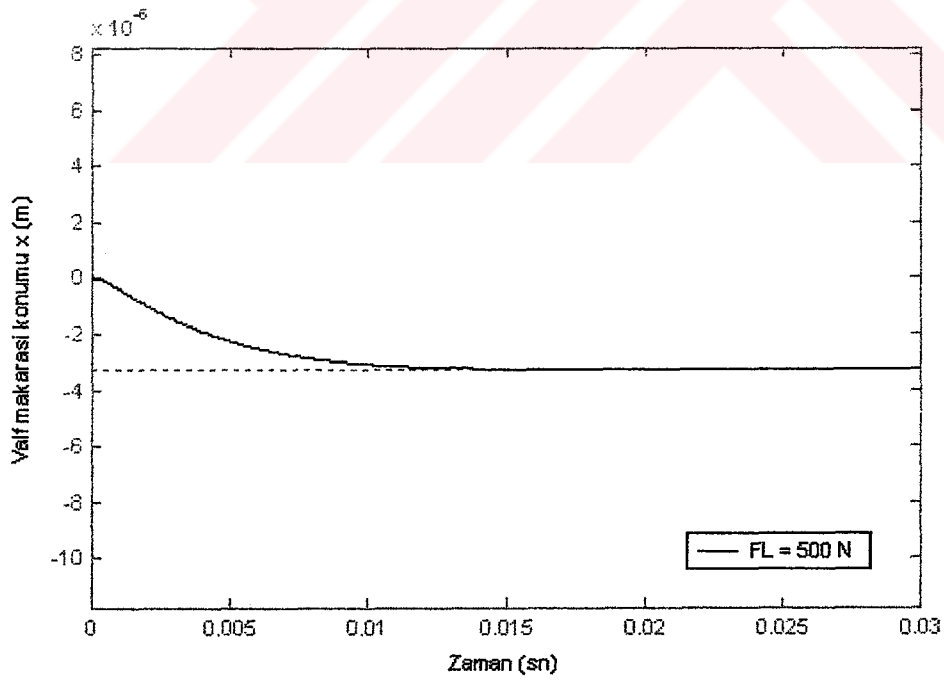
Direksiyon simidi açısı $\theta_s = 0$ radyan değerinde tutulurken $F_L = 500$ N büyüklüğünde bir basamak bozucu giriş sisteme uygulandığında elde edilen sistem cevapları Şekil 2.13, Şekil 2.14, Şekil 2.15 ve Şekil 2.16'da verilmiştir. Şekil 2.13'de verilen y_2 eğrisi incelendiğinde, sistemin daha önce basamak ve rampa kontrol girişleri için elde edilen cevaplara benzer özelliklerde bir dinamik davranış gösterdiği görülmektedir. Sistem dış bozululara karşı oldukça sert olup 500 N'luk kuvvet sonucu y_2 'nin yer değiştirmesi sadece $-4,8 \times 10^{-5}$ m'dir. Şekil 2.14'den görüldüğü gibi valf makarasının merkezden ayrılma miktarı sabit bir değere doğru gitmekte ($4,5 \times 10^{-5}$ m) ve sistem bunun sonucu ortaya çıkan yük basınç farkının yarattığı kuvvetle dış bozucuya karşı koymaya çalışmaktadır. Bozucu girişin sürücüye hissettirdiği moment $-0,6$ Nm'e ulaşmaktadır.



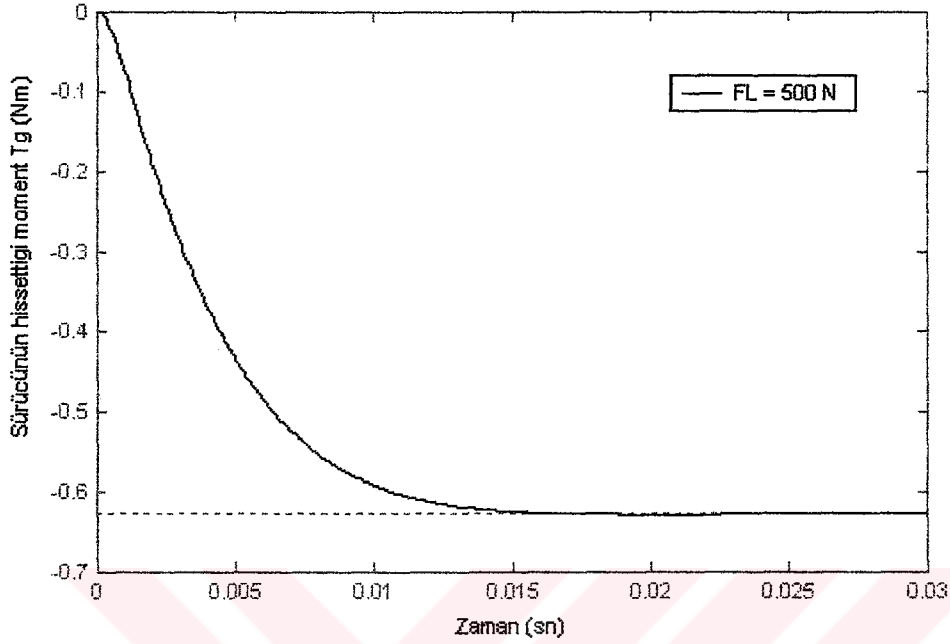
Şekil 2.13. Basamak bozucu girişe karşı teker yönlendirme uzuv konumu



Şekil 2.14. Basamak bozucu girişe karşı valf açıklığı



Şekil 2.15. Basamak bozucu girişe karşı valf makarasi konumu



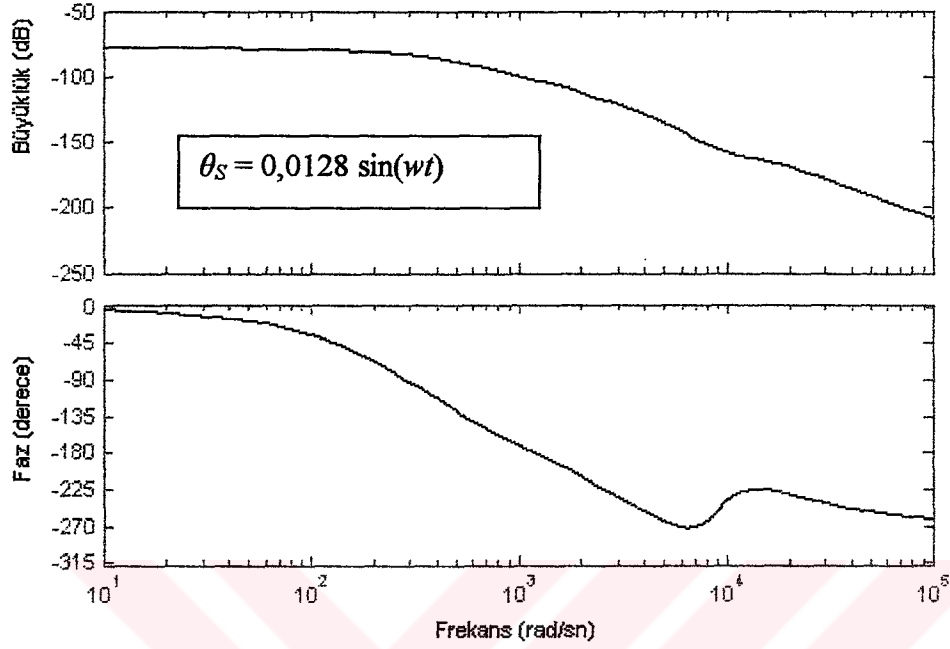
Şekil 2.16. Basamak bozucu girişe karşı sürücünün hissettiği moment

Lineer Sistemin Frekans Cevabı

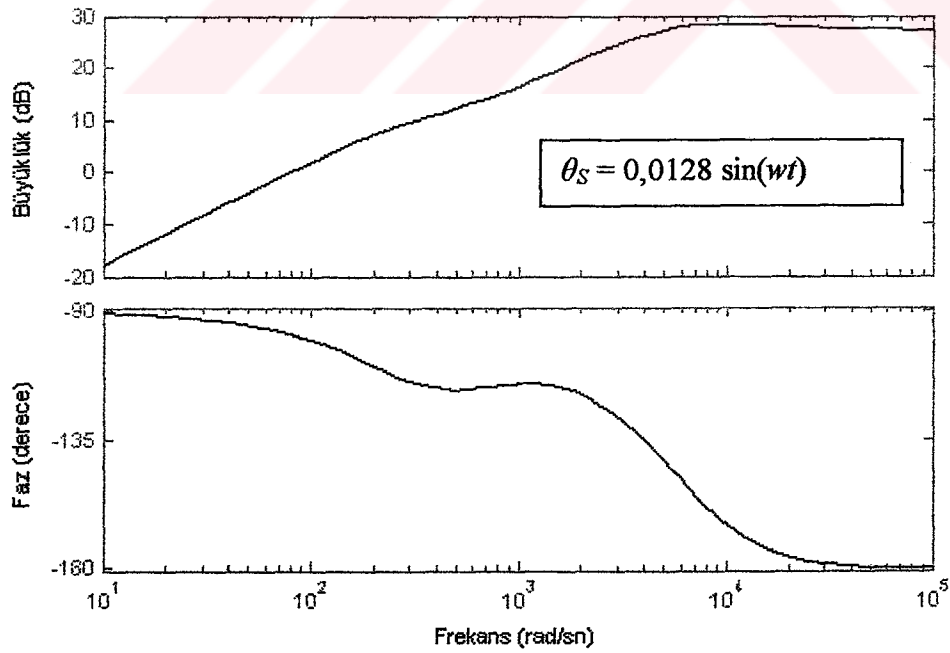
Sisteme 0,0128 radyan genliğinde sinüzoidal bir kontrol girişi uygulandığında elde edilen durağan salınım genlikleri ve faz açıları giriş frekansının fonksiyonu olarak Şekil 2.17, Şekil 2.18, Şekil 2.19 ve Şekil 2.20’de görülmektedir.

Şekil 2.17’den görüldüğü gibi, yaklaşık 10-150 rad/sn frekans aralığında olan sinüzoidal girişler için uzuv konumunda kayda değer bir genlik kaybı olmamaktadır. Yüksek frekanslarda ise yükün ve sistem elemanlarının atalet özellikleri dolayısıyla genlik sıfıra doğru gitmektedir.

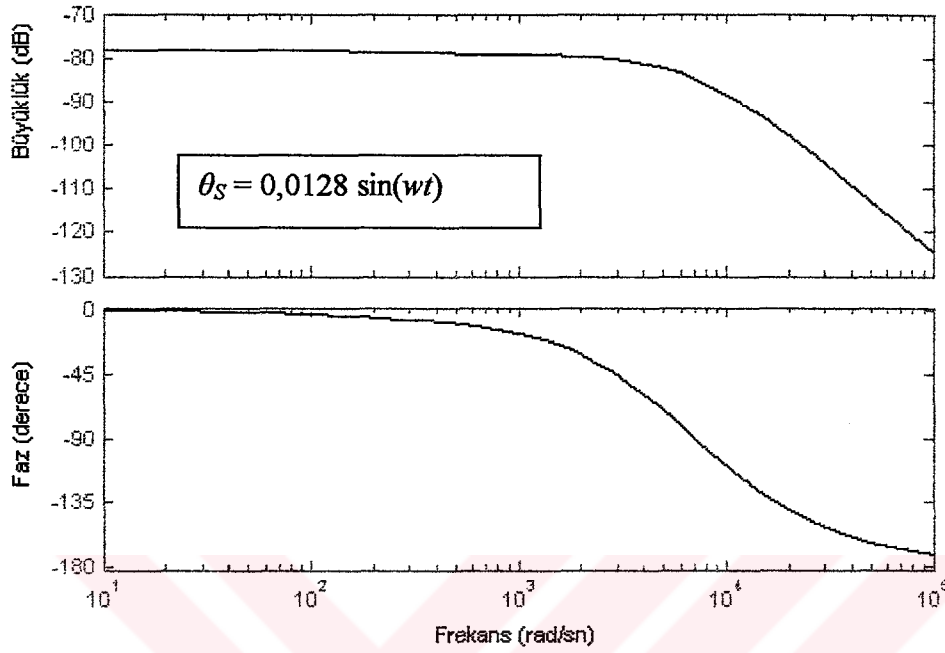
Sürücünün hissettiği momentin genliği (Şekil 2.18) ise önce frekansla artmaktadır; çok yüksek frekanslarda ise sabit bir değere erişmektedir.



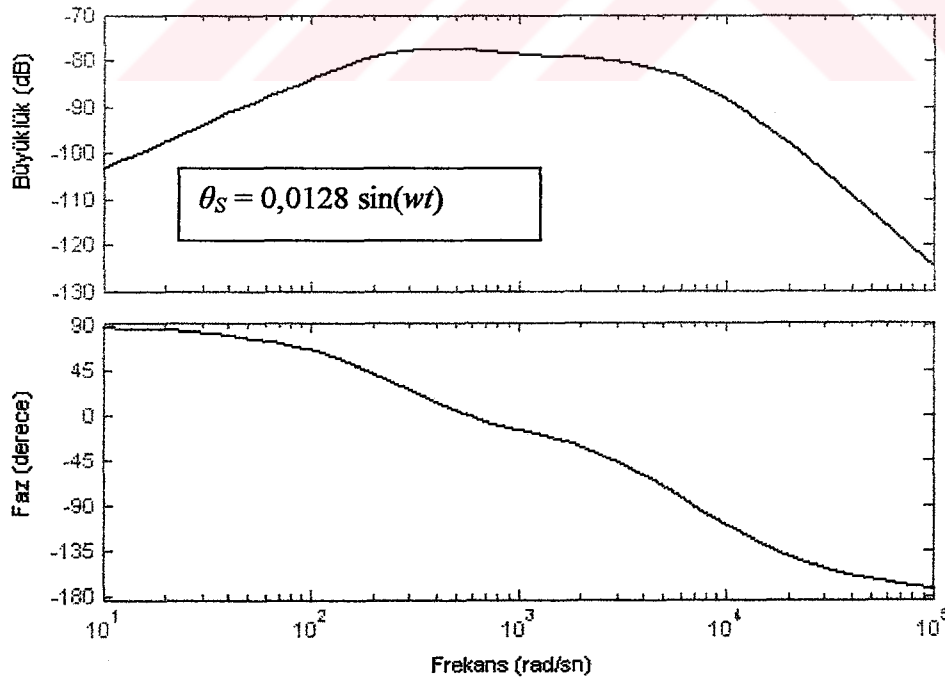
Şekil 2.17. Sinüzoidal kontrol girişine karşı teker yönlendirme uzuv konumunun büyüklük ve faz diyagramları



Şekil 2.18. Sinüzoidal kontrol girişine karşı sürücünün hissettiği momentin büyüklük ve faz diyagramları



Şekil 2.19. Sinüzoidal kontrol girişi karşı valf makarası konumunun büyüklük ve faz diyagramları



Şekil 2.20. Sinüzoidal kontrol girişi karşı valf açıklığının büyüklük ve faz diyagramları

2.4. Parametre Değerlerinin Sistem Davranışına Etkileri

Bu bölümde bazı önemli sistem parametrelerinin, sistemin cevap hızı, durağan cevap değerleri, salınımların sönümü gibi davranış özelliklerini nasıl etkilediği incelenecektir. Tasarım sırasında belirlenmesi gereken ve sistem davranışını etkileyen önemli parametreler arasında maksimum valf makarası deplasmanı (x_m), güç pistonu alanı (A_m), his pistonu alanı (A_p) ve dişli oranı (n_1) sayılabilir. Bu parametrelerin değerleri yukarıdaki analizlerde kabul edilen nominal değerleri etrafında değiştirilmiş ve sistem davranışına etkileri irdelenmiştir.

Maksimum Valf Makarası Deplasmanı Sistem Davranışına Etkisi

Sabit debili bir hidrolik kaynaktan beslenen açık merkezli ve 4 yollu bir valf makarasının maksimum deplasmanı (x_m) değiştirildiğinde,

$$K_v = \frac{Q_s}{x_m} \quad (2.64)$$

ifadesiyle tanımlanan valf kazancı ve

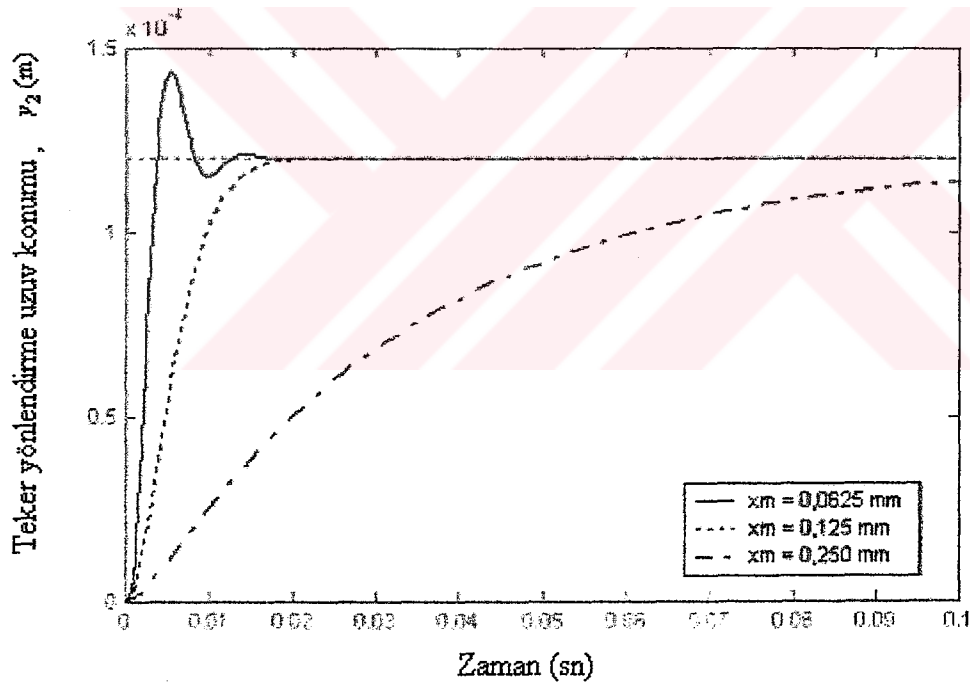
$$C = \frac{2C_d^2 w^2 x_m^2}{\rho Q_s} \quad (2.65)$$

ifadesiyle tanımlanan yük basıncı hassasiyeti de doğrudan etkilenir. x_m artırıldığında K_v azaldığından sistem cevabının yavaşlaması; yine x_m artırıldığında artan iç sızıntılar dolayısıyla valfin enerji kayıpları artacağından sistem cevabının daha sönümlü olması beklenir. x_m değerini sırasıyla 0,125 mm, 0,250 mm ve 0,0625 mm alarak elde edilen ve Şekil 2.21, Şekil 2.22, Şekil 2.23 ve Şekil 2.24'de verilen eğrilerde bu hususların doğruluğu açıkça görülmektedir. Ayrıca,

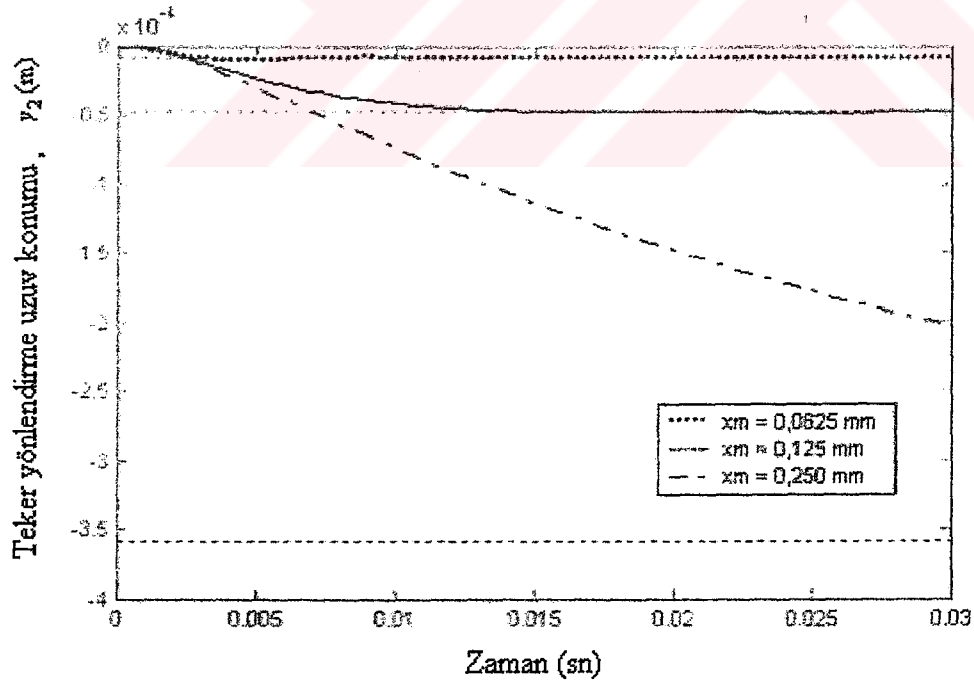
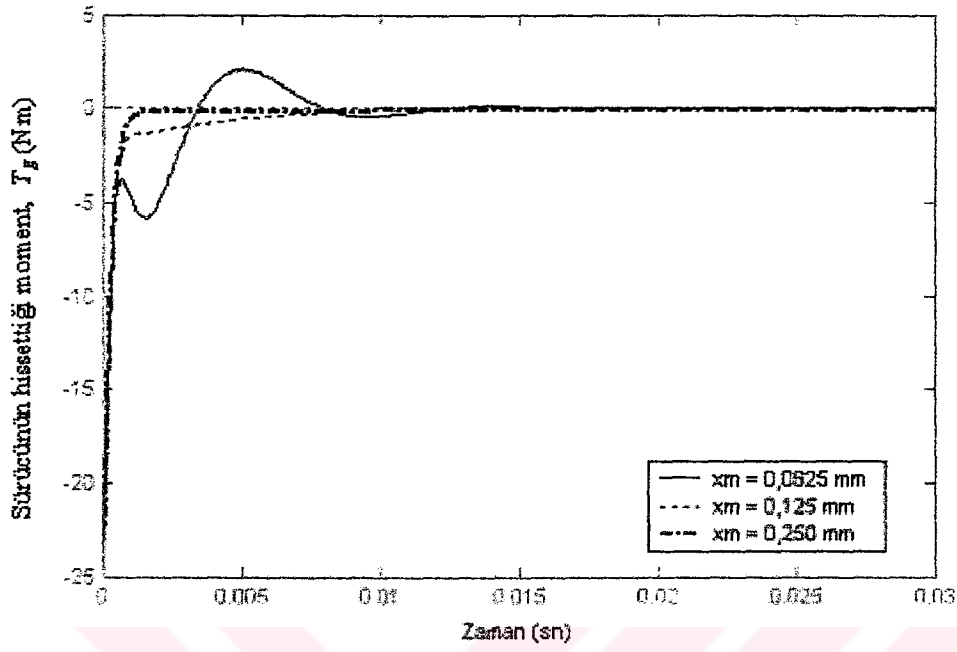
- i) Maksimum makara deplasmanının azaltılmasıyla valf kazancı arttığından ve valftaki enerji kayıpları azaldığından sistemin hızı ve salınımları

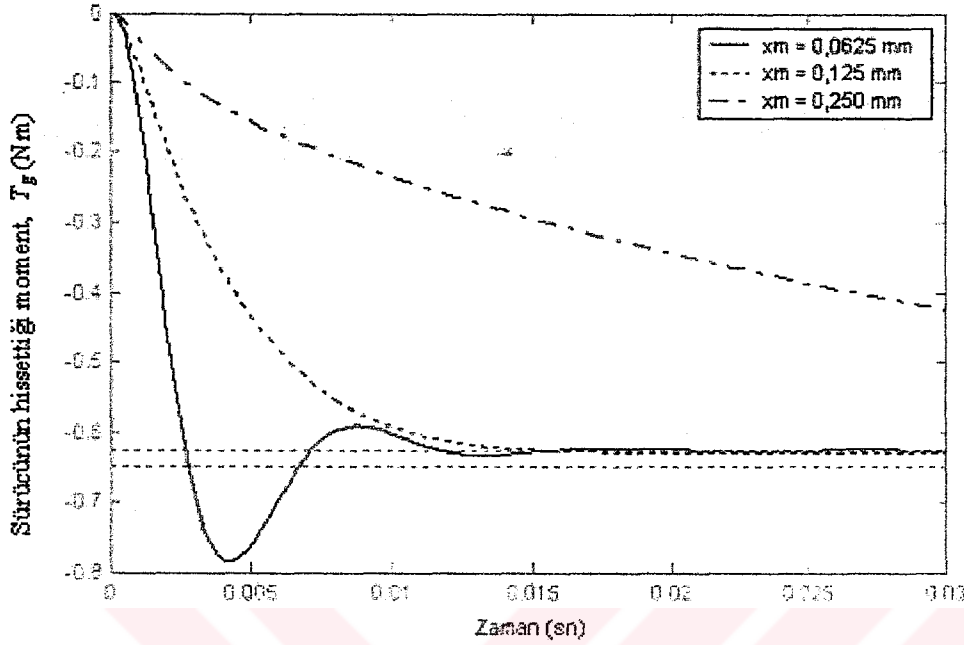
artmakta, maksimum makara deplasmanının artırılmasıyla ise sistemin hızı ve salınımları azalmaktadır.

- ii) Maksimum makara deplasmanının artırılması ya da azaltılması, kontrol girişi ile zorlanan sistemdeki statik cevap değerlerini değiştirmemektedir.
- iii) Bozucu giriş ile zorlanan sistemde maksimum makara deplasmanının artırılması sistemi dış bozucular karşısında yumuşatmakta yani y_2 'nin statik değişimini de artırmaktadır. Buna karşılık sürücünün hissettiği momentin statik değerinde görülen değişiklikler daha azdır.



Şekil 2.21. Basamak kontrol girişi için teker yönlendirme uzuv konumunun maksimum makara deplasmanı ile değişimi





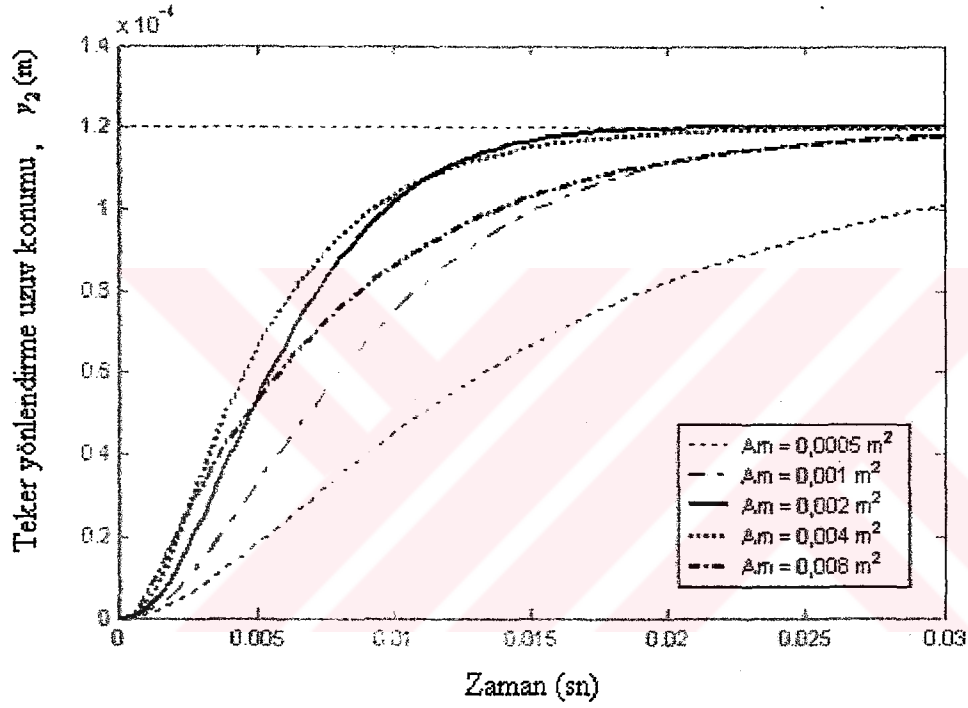
Şekil 2.24. Basamak bozucu giriş için direksiyon simidinde sürücünün hissettiği momentin maksimum makara deplasmanı ile değişimi

Güç Pistonu Etki Alanının Sistem Davranışına Etkisi

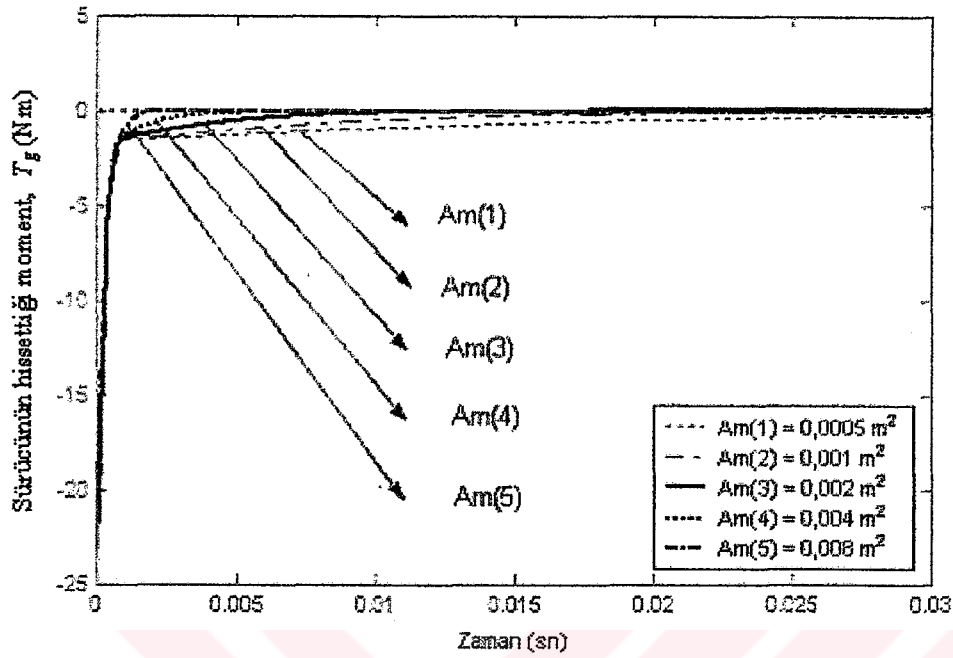
Diğer sistem parametreleri sabit tutularak güç pistonu alanının (A_m) artırılması yüke sağlanan kuvveti artırıcı, yük hızını azaltıcı ve his pistonu tarafından geri beslenen kuvvetin yük kuvvetine oranını azaltıcı etkiler yaratır. Ancak, bu etkilerin büyüklüklerine bağlı olarak sistem davranışının etkilenme biçimi oldukça karmaşıktır. Şekil 2.25, Şekil 2.26, Şekil 2.27 ve Şekil 2.28'de A_m 'nin beş değeri için, y_2 ve T_g 'nin basamak kontrol ve bozucu girişler için değişimleri görülmektedir.

- i) Güç pistonu etki alanı $0,0005 \text{ m}^2$ değerinden itibaren $0,008 \text{ m}^2$ değerine doğru artırıldığında sistemin cevap hızı önce artmakta sonra tekrar azalmaktadır. Yani, cevap hızını maksimum yapan optimum bir A_m değeri vardır. Burada incelenen sistem için bu optimum değer $A_m = 0,002-0,004 \text{ m}^2$ dolayındadır.

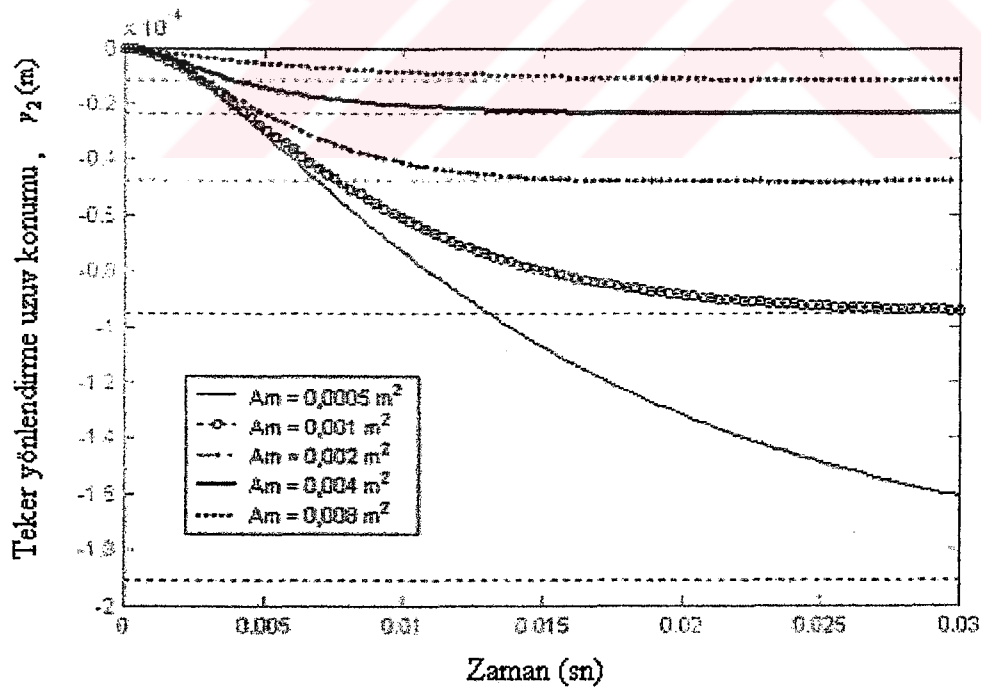
- ii) Güç pistonu etki alanının artırılması ya da azaltılması, kontrol girişi ile zorlanan sistemdeki statik cevap değerlerini değiştirmemektedir.
- iii) Bozucu giriş ile zorlanan sistemde güç pistonu etki alanının artırılması, sistemi bozucular karşısında sertleştirmekte, yani y_2 'nin statik cevap değerinin azalmasına neden olmaktadır.



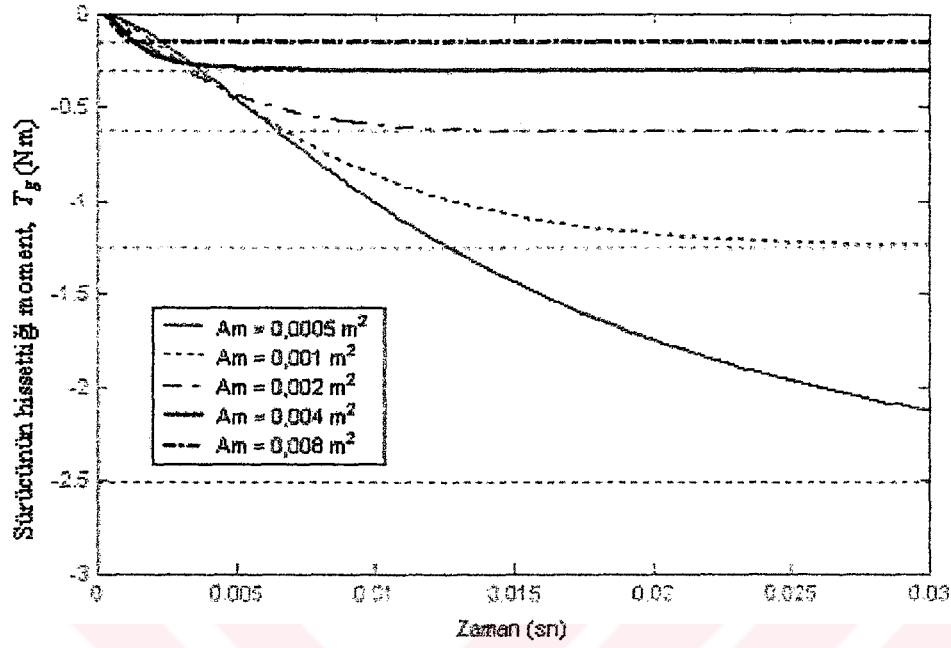
Şekil 2.25. Basamak kontrol girişi için teker yönlendirme uzuv konumunun güç pistonu etki alanı ile değişimi



Şekil 2.26. Basamak kontrol girişi için sürücünün hissettiği momentin güç pistonu etki alanı ile değişimi



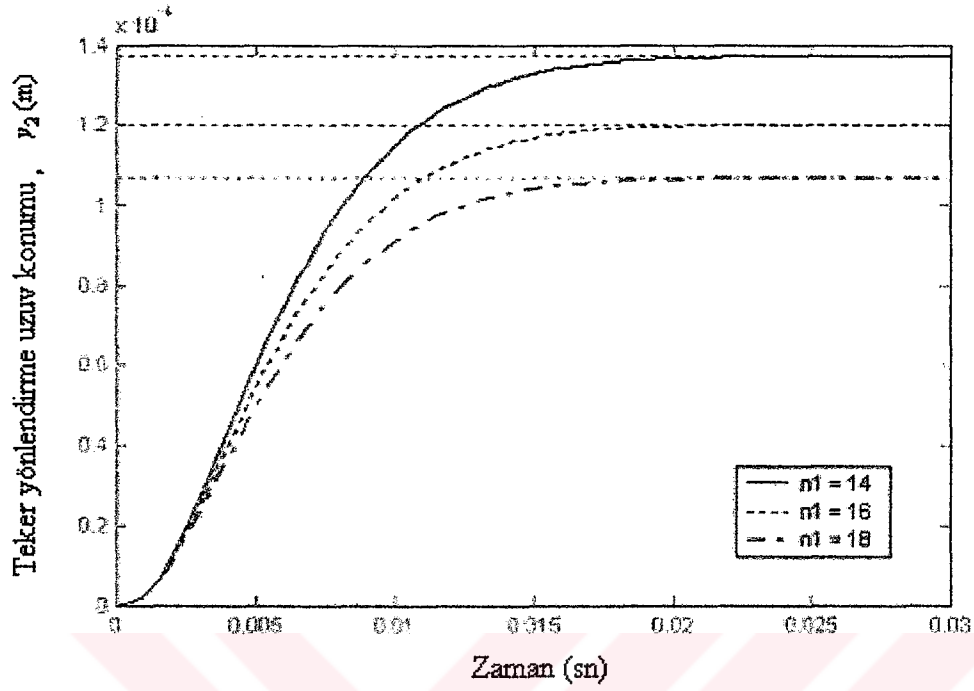
Şekil 2.27. Basamak kontrol girişi için uzuv konumunun güç pistonu etki alanı ile değişimi



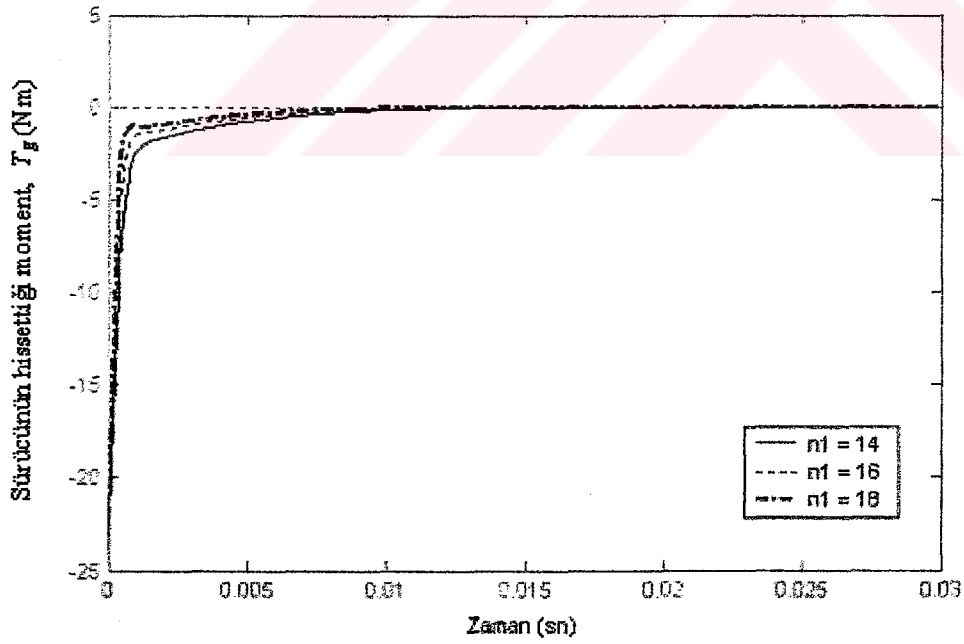
Şekil 2.28. Basamak bozucu giriş için sürücünün hissettiği momentin güç pistonu etki alanı ile değişimi

Dişli Kutusu Oranının Sistem Davranışına Etkisi

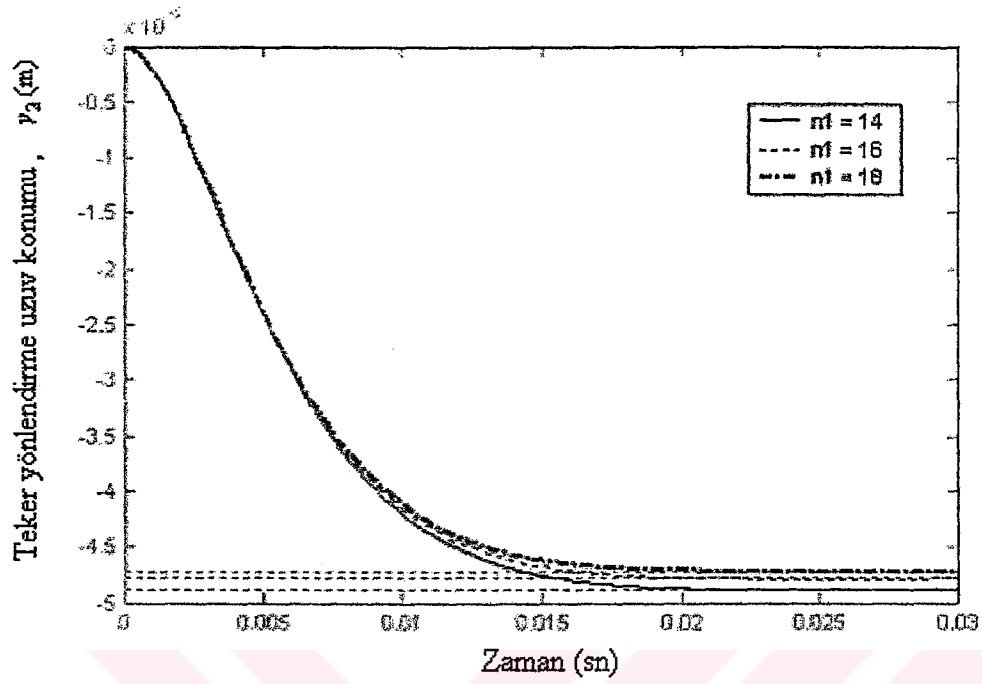
Hidrolik direksiyon dişli kutusu oranının artırılması, sistemin statik kazançlarını ve direksiyon simidine uygulanması gereken sürücü momentini azaltıcı etkiye sahiptir. Dişli kutusu oranının artması sistem hızını yavaşlatmaktadır. Şekil 2.29, Şekil 2.30, Şekil 2.31 ve Şekil 2.32'de y_2 ve T_g 'nin basamak kontrol ve bozucu girişler için değişim biçimi üç ayrı dişli oranı için verilmiştir.



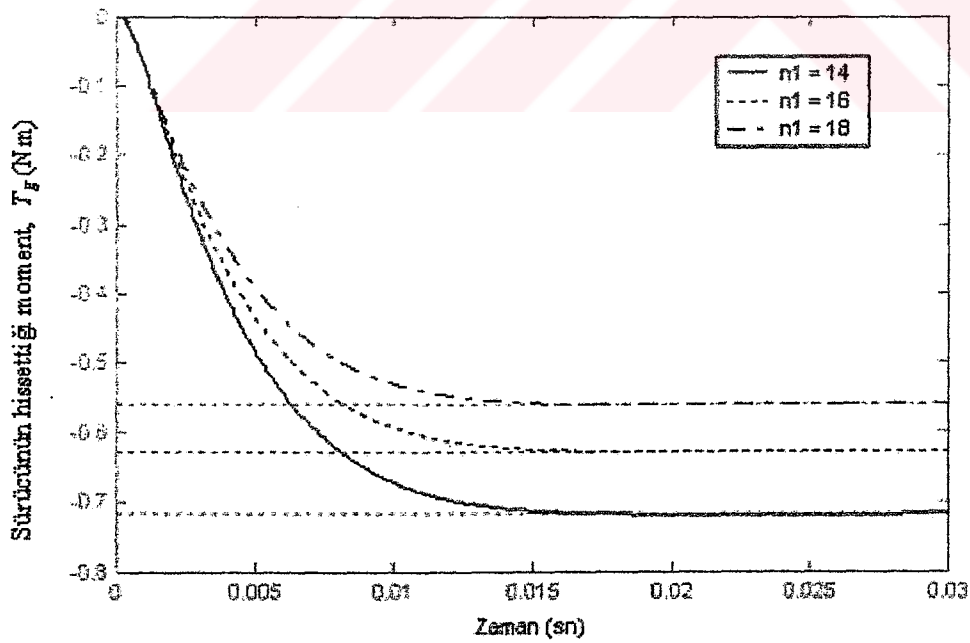
Şekil 2.29. Basamak kontrol giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun dişli kutusu oranı ile değişimi



Şekil 2.30. Basamak kontrol giriş için sürücünün hissettiği momentin dişli kutusu oranı ile değişimi



Şekil 2.31. Basamak bozucu giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun dişli kutusu oranı ile değişimi

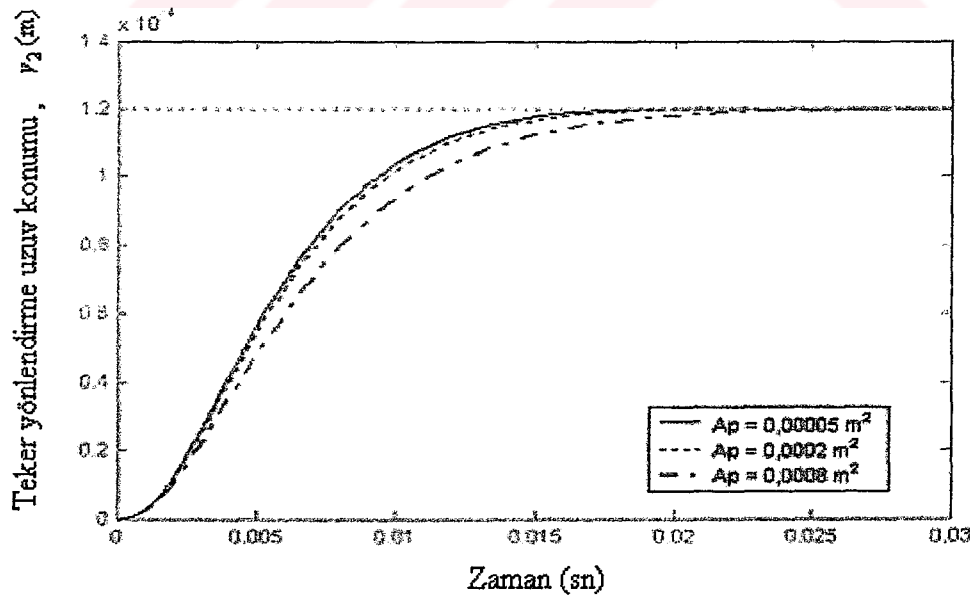


Şekil 2.32. Basamak bozucu giriş için sürücünün hissettiği momentin dişli kutusu oranı ile değişimi

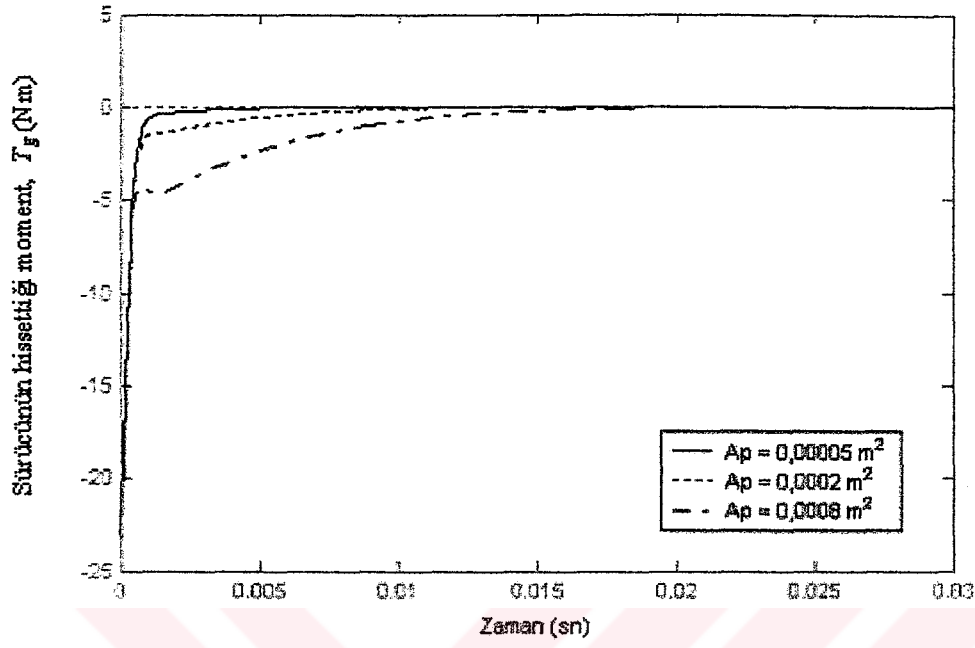
His Pistonu Alanının Sistem Davranışına Etkisi

His pistonu alanına uygulanan yük basıncı farkı pitman koluna, valf makarasının hareketini ve sürücünün direksiyon simidine verdiği kontrol girişini engelleyici yönde bir karşı kuvvet uygulanmasına sebep olur. Şekil 2.33, Şekil 2.34, Şekil 2.35 ve Şekil 2.36'da his pistonu alanının üç değişik değeri için y_2 ve T_g 'nin basamak kontrol ve bozucu girişler için değişimleri görülmektedir. Bu şekillere göre aşağıdaki sonuçlar çıkarılmıştır:

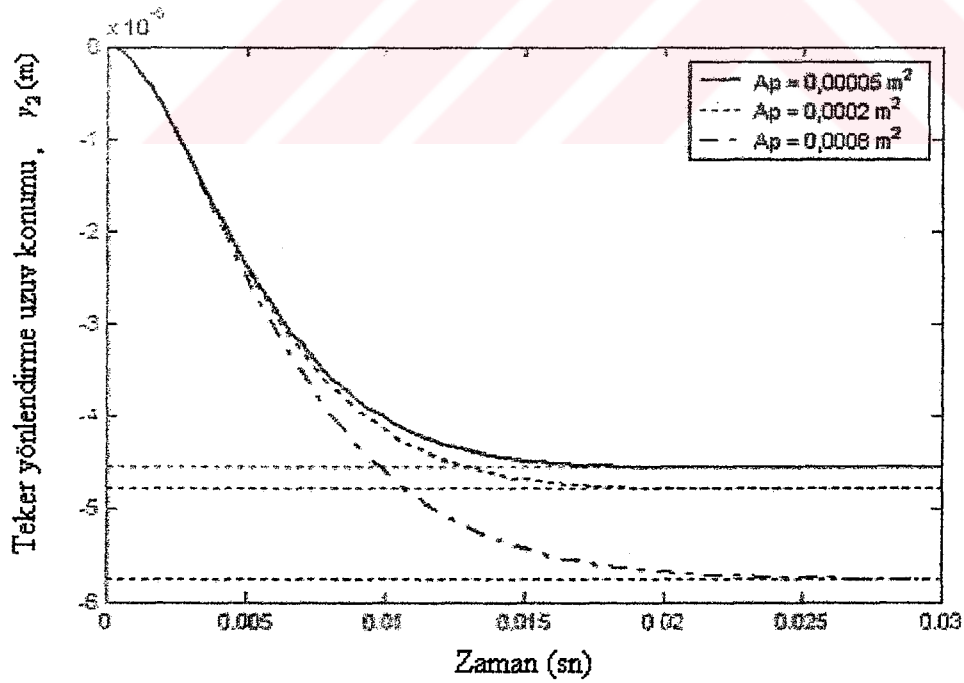
- i) His pistonu alanının artırılması ya da azaltılması, kontrol girişi ile zorlanan sistemde statik kazançları değiştirmezken; bozucu giriş ile zorlanan sistemde alanın artırılması sistemi dış bozucular karşısında yumuşatmakta ve y_2 'nin statik değişimini artırmaktadır.
- ii) Şekil 2.33 incelenirse, his pistonu alanının artırılmasının ya da azaltılmasının sistemin cevap hızına etkisinin oldukça az olduğu görülebilir.
- iii) His pistonu alanının artırılması, bozucu giriş ile zorlanan sistemde sürücünün hissedeceği moment değerinin artmasını sağlar (Şekil 2.36)



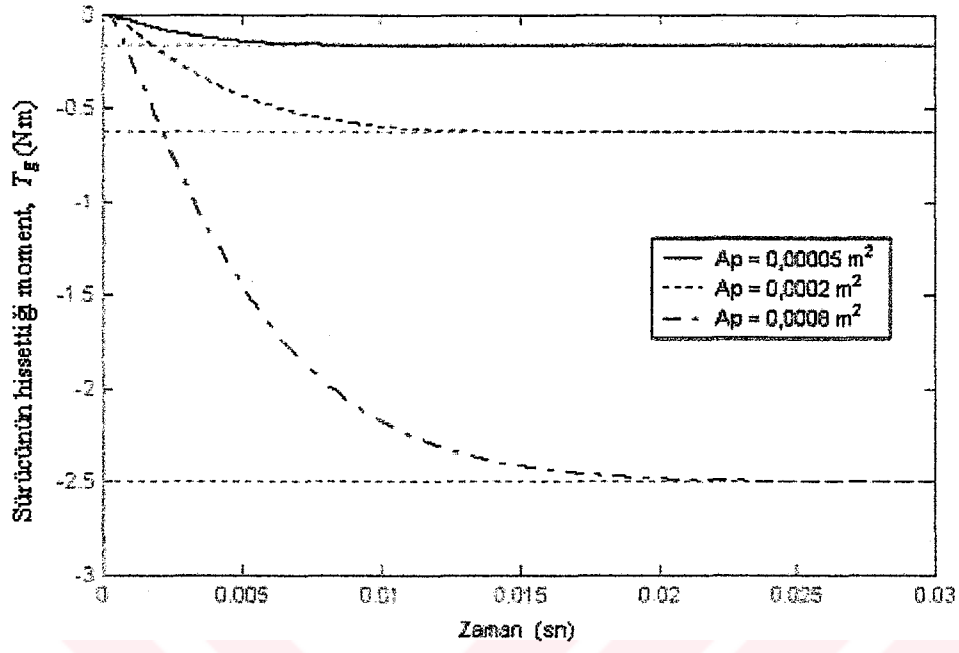
Şekil 2.33. Basamak kontrol girişi için teker yönlendirme uzuv konumunun his pistonu alanı ile değişimi



Şekil 2.34. Basamak kontrol girişi için sürücünün hissettiği momentin his pistonu alanı ile değişimi



Şekil 2.35. Basamak bozucu girişi için teker yönlendirme uzuv konumunun his pistonu alanı ile değişimi



Şekil 2.36. Basamak bozucu giriş için sürücünün hissettiği momentin his pistonu alanı ile değişimi

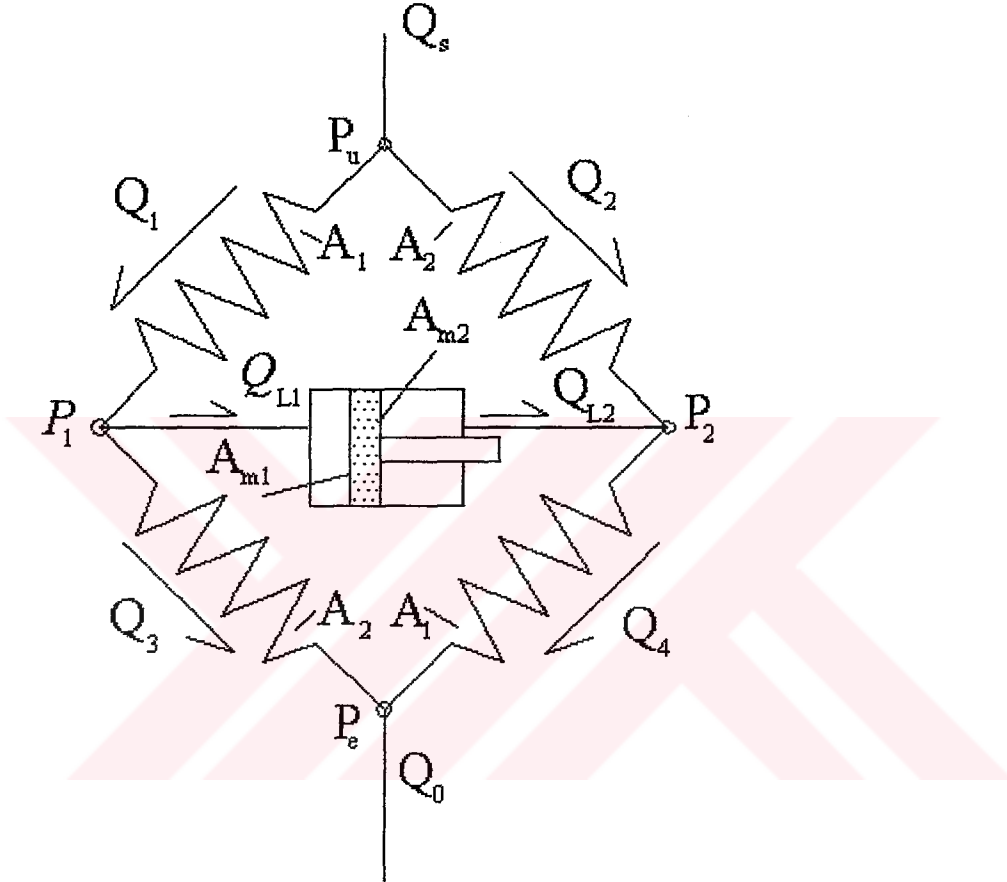
3. HİDROLİK GÜÇ DESTEKLİ DİREKSİYON SİSTEMİNİN NON-LİNEER ANALİZİ

Bölüm 2’de yapılan analizde, aslında non-lineer olan kontrol valfi karakteristiği, makaranın merkez konumunda bulunduğu bir çalışma noktası etrafında lineerleştirilmiştir. Ayrıca, uygulamada kullanılan pek çok sistemde güç pistonunun sağ ve solundaki etki alanları birbirinden farklı olmasına rağmen, lineer analizde bu alanlar eşit kabul edilmiştir. Bu varsayımlarla oluşturulan lineer model, kararlılık ve dinamik davranış analizlerine kolaylık getirmesine karşın; sonuçlar sadece sistemin çalışma noktasından fazla ayrılmadığı durumlarda yeterince doğrudur. Bu bölümde sunulan çalışmada ise non-lineer kontrol valfi karakteristiği ve farklı alanlı güç pistonu kabul edilecektir. Dolayısıyla kontrol valfi merkezden çok ayrılrsa dahi sonuçlar geçerli olacak, ayrıca yükün sağa ve sola doğru hareketleri sırasında asimetrik güç pistonu alanının etkisi dikkate alınabilecektir.

Bölüm 2’de verilen analizde kütsel bir yük kabul edilmişti. Dolayısıyla teker lastiğinin esnekliği ile yer arasındaki kuvvetin özellikleri dikkate alınmamıştı. Buna karşılık yer tarafından tekerin yön değiştirmesini engelleyici yönde uygulanan kuvvet, dış bozucu kuvvet $F_L(t)$ ile gösterilmişti. Bu bölümde verilen analizde ise iki ayrı model ele alınacaktır. Birinci modelde yük özellikleri Bölüm 2’de kabul edildiği gibidir; yani yükün kütsel olduğu varsayılmıştır. İkinci modelde ise teker lastiğinin esnekliği ve sönüm özellikleri dikkate alınacak; lastikle yer arasında kuru sürtünme olduğu ve sürtünme kuvveti sınırlarının aşılması halinde kayma olduğu kabul edilecektir.(İkinci model araç park halindeyken direksiyonun döndürülmesi durumunu yansıtmaktadır.) Kullanılan kontrol valfi ve güç silindirin özellikleri her iki modelde de aynıdır. Bu yüzden yük pistonunun iki tarafında oluşan basınç farkları ve yük debileri arasındaki ilişkiler önce ayrı olarak çıkarılacak ve sonuçları daha sonra bu modellerde kullanılacaktır.

3.1. Non-Linear Kontrol Valfi Karakteristiği

Farklı alanlı bir güç pistonunu süren, açık merkezli 4-yollu bir valfin akış devresi Şekil 3.1’de verilmiştir.



Şekil 3.1. 4-Yollu açık merkezli valf akış devresi

Şekilde görülen dirençler valf orifis açıklıklarının dirençleridir. Bu dirençlerden geçen debiler, üzerilerindeki basınç farkının kare köküyle orantılı olup,

$$Q_1 = g_1 \sqrt{P_u - P_1} \quad (3.1)$$

$$Q_2 = g_2 \sqrt{P_u - P_2} \quad (3.2)$$

$$Q_3 = g_2 \sqrt{P_1 - P_e} \quad (3.3)$$

$$Q_4 = g_1 \sqrt{P_2 - P_e} \quad (3.4)$$

denklemlerinden bulunabilir. Burada g_1 ve g_2 orifislerin hidrolik iletkenlikleri olup

$$g_1 = A_1 C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (3.5)$$

$$g_2 = A_2 C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (3.6)$$

olarak tanımlanmıştır. Bu denklemlerde geçen A_1 ve A_2 terimleri orifislerin akış alanlarıdır. Valfin sürekli açık merkezli kalmasını sağlamak için, valf makarasının hareketinin sınırlandırıldığı ve makaranın merkezden en çok ηx_m ($0 < \eta < 1$) kadar uzaklaştığı kabul edilirse, A_1 ve A_2 alanları için aşağıdaki ifadeler yazılabilir.

$$A_1 = \{wx_m + w(x - y) \quad ; \text{Maksimum } |x - y| = \eta x_m\} \quad (3.7)$$

$$A_2 = \{wx_m - w(x - y) \quad ; \text{Maksimum } |x - y| = \eta x_m\} \quad (3.8)$$

Şekil 3.1'deki akış devresine süreklilik şartı uygulanırsa aşağıdaki denklemler bulunur:

$$Q_s = Q_1 + Q_2 \quad (3.9)$$

$$Q_1 = Q_{L1} + Q_3 \quad (3.10)$$

$$Q_2 = Q_4 - Q_{L2} \quad (3.11)$$

$$Q_0 = Q_3 + Q_4 \quad (3.12)$$

Yapısal esneklik, güç pistonu etrafından olan sızıntı ve hidrolik akışkanın sıkıştırılabilirliği ihmal edilirse, yük pistonunun sağ ve sol tarafına giren yük debileri için,

$$Q_{L1} = A_{m1} \dot{y} \quad (3.13)$$

$$Q_{L2} = A_{m2} \dot{y} \quad (3.14)$$

ya da,

$$\frac{Q_{L1}}{Q_{L2}} = \frac{A_{m1}}{A_{m2}} \quad (3.15)$$

yazılabilir. Denklem (3.1)-(3.4)'le verilen debiler, denklem (3.9)-(3.12)'de yerine koyulursa aşağıdaki ifadeler bulunur:

$$Q_s = g_1 \sqrt{P_u - P_1} + g_2 \sqrt{P_u - P_2} \quad (3.16)$$

$$A_{m1} \dot{y} = g_1 \sqrt{P_u - P_1} - g_2 \sqrt{P_1} \quad (3.17)$$

$$A_{m2} \dot{y} = g_1 \sqrt{P_2} - g_2 \sqrt{P_u - P_2} \quad (3.18)$$

(3.17) denkleminin iki kez karesini alıp, türetilen denklemi P_1 parametresi için çözerek; aynı şekilde (3.18) denkleminin iki kez karesini alıp, türetilen denklemi P_2 parametresi için çözerek aşağıda verilen ilk iki denkleme ulaşılabilir. Denklem (3.16) ile Denklem (3.17) birbirinden çıkarılır, türetilen denklemin karesi alınır ve sonuç P_u için çözülürse aşağıdaki üçüncü denklem bulunur.

$$P_1 = \frac{-(\kappa_{11}P_u + \kappa_{21}) \mp \sqrt{(\kappa_{11}P_u + \kappa_{21})^2 - 4\kappa_3(\kappa_{41}P_u^2 + \kappa_{51}P_u + \kappa_{61})}}{2\kappa_3} \quad (3.19)$$

$$P_2 = \frac{-(\kappa_{12}P_u + \kappa_{22}) \mp \sqrt{(\kappa_{12}P_u + \kappa_{22})^2 - 4\kappa_3(\kappa_{42}P_u^2 + \kappa_{52}P_u + \kappa_{62})}}{2\kappa_3} \quad (3.20)$$

$$P_u = \frac{\{(Q_s - A_{m1}\dot{y}) - g_2\sqrt{P_1}\}^2}{g_2^2} + P_2 \quad (3.21)$$

Yukarıdaki denklemlerde kullanılan sabitlerin tanımları aşağıdaki gibidir ;

$$\begin{aligned}
\kappa_{11} &= -2g_1^2 (g_1^2 + g_2^2) \\
\kappa_{12} &= -2g_2^2 (g_2^2 + g_1^2) \\
\kappa_{21} &= 2(g_1^2 - g_2^2)(A_{m1}\dot{y})^2 \\
\kappa_{22} &= 2(g_2^2 - g_1^2)(A_{m2}\dot{y})^2 \\
\kappa_3 &= (g_1^2 + g_2^2)^2 \\
\kappa_{41} &= g_1^4 \\
\kappa_{42} &= g_2^4 \\
\kappa_{51} &= -2g_1^2 (A_{m1}\dot{y})^2 \\
\kappa_{52} &= -2g_2^2 (A_{m2}\dot{y})^2 \\
\kappa_{61} &= (A_{m1}\dot{y})^4 \\
\kappa_{62} &= (A_{m2}\dot{y})^4
\end{aligned}$$

$\dot{y}$ 'nin değeri biliniyorsa, P_1 , P_2 ve P_u basınçları denklem (3.19), (3.20) ve (3.21)'den çözülebilir. Ancak, bu denklemler non-lineer olduğundan çözüm iterasyon yöntemiyle elde edilmiştir. Basınç değerlerinin iterasyonla çözümü, sistemin dinamik davranışını çözen bilgisayar programının içinde bir alt program tarafından gerçekleştirilmektedir.

3.2. Yükün Kütlesel Olduğu Sistem Modeli

Şekil 3.2.'de yükün kütlesel olduğu sistem modeli görülmektedir. Bölüm 2'de türetilen kontrol valfi debi denklemleri ile güç ve his pistonundan gelen basınç denklemleri dışında, bu model ile Bölüm 2'de çalışılan model arasındaki tek fark, teker yönlendirme mafsal noktası ile yer arasındaki eşdeğer viskoz sürtünmenin (b_L) eşdeğer sürtünme olarak güç pistonu gövdesiyle yer arasına dahil edilmiş olmasıdır. Bu bölümde eşit olmayan piston alanları kabul edildiği için, güç ve his pistonlarının ürettiği kuvvet aşağıdaki denklemlerle ifade edilir.

$$F_a = A_{m1}P_1 - A_{m2}P_2 \quad (3.22)$$

$$F_g = A_{p1}P_1 - A_{p2}P_2 \quad (3.23)$$

Türetilen hareket denklemleri içerisinde bazı yeni katsayılar tanımlanıp, sistemi ifade eden denklemler durum değişkenleri cinsinden yazılabilir. Aşağıda verilen bu denklemlerde x_1 , valf makarasının konumunu; x_2 , valf makarasının hızını; x_3 , teker yönlendirme uzvunun konumunu (Şekil 3.2'deki C noktası) ve x_4 teker yönlendirme uzvunun hızını sembolize etmektedir.

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (3.24)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{n_1 k_s \left(\theta_s - \frac{n_1}{f_1} x_1 \right)}{\tau_2} - \frac{b_k \frac{x_2}{f_1}}{\tau_2} - \frac{f_2 (A_{p1} P_1 - A_{p2} P_2)}{\tau_2} - \frac{f_1 b_e \left(x_2 - \frac{x_4}{n_2} \right)}{\tau_2} - \frac{f_1 (k_B + k_e) \left(x_1 - \frac{x_3}{n_2} \right)}{\tau_2} \quad (3.25)$$

$$\dot{x}_3 = x_4 \quad (3.26)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{(k_e + k_B) \left(x_1 - \frac{x_3}{n_2} \right)}{\tau_1} + \frac{b_e \left(x_2 - \frac{x_4}{n_2} \right)}{\tau_1} + \frac{A_{m1} P_1 - A_{m2} P_2}{\tau_1} - \frac{b_f \frac{x_4}{n_2}}{\tau_1} - \frac{n_2 F_L}{\tau_1} \quad (3.27)$$

Yukarıdaki denklemlerde kullanılan katsayılar,

$$\tau_1 = n_2 m_L + \frac{m_f}{n_2} \quad (3.28)$$

$$\tau_2 = f_1 m_v + \frac{J_k}{f_1} \quad (3.29)$$

olarak tanımlanmıştır.

3.2.1. Non-linear sistemin durağan cevabı

Lineer olmayan sisteme $F_L = 0$ iken θ_{s0} büyüklüğünde bir basamak kontrol girişi uygulandığında elde edilecek valf makarası konumu, ve teker yönlendirme mafsall noktası konumunun durağan değerleri Denklem (3.24) ve (3.27)'den aşağıdaki gibi çıkarılabilir.

Valf makarası konumu :

$$x_{10} = \frac{f_1}{n_1} \theta_{s0} + \frac{f_1 \left\{ f_1 (A_{m1} P_{10} - A_{m2} P_{20}) - f_2 (A_{p1} P_{10} - A_{p2} P_{20}) \right\}}{n_1^2 k_s} \quad (3.30)$$

Teker yönlendirme uzvunun konumu :

$$x_{30} = \frac{f_1}{n_1} n_2 \theta_{s0} + n_2 \frac{\left\{ (k_e + k_B) f_1^2 + n_1^2 k_s \right\} (A_{m1} P_{10} - A_{m2} P_{20}) - f_1 f_2 (k_e + k_B) (A_{p1} P_{10} - A_{p2} P_{20})}{(k_e + k_B) n_1^2 k_s} \quad (3.31)$$

Bu denklemlerin içinde geçen, P_1 ve P_2 'nin durağan değerlerini sembolize eden P_{10} ve P_{20} değişkenlerinin sistem parametreleri cinsinden ifadeleri Denklem (3.19), (3.20) ve (3.21)'den $\dot{y} = 0$ alınarak aşağıdaki gibi elde edilebilir.

$$P_{10} = \left\{ \frac{1}{2} + \frac{x_m \left(x_{10} - \frac{x_{30}}{n_2} \right)}{x_m^2 + \left(x_{10} - \frac{x_{30}}{n_2} \right)^2} \right\} P_{u0} \quad (3.32)$$

$$P_{20} = \left\{ \frac{1}{2} - \frac{x_m \left(x_{10} - \frac{x_{30}}{n_2} \right)}{x_m^2 + \left(x_{10} - \frac{x_{30}}{n_2} \right)^2} \right\} P_{u0} \quad (3.33)$$

$$P_{u0} = \frac{\left\{ Q_s - g_2 \sqrt{P_{10}} \right\}^2}{g_2^2} + P_{20} \quad (3.34)$$

Denklemler (3.30)-(3.34)'den x_{10} , x_{30} , P_{10} , P_{20} , ve P_{u0} durağan değerlerinin analitik bir çözümü mümkün değildir. Ancak bu değerler nümerik iterasyon metoduyla çözülebilir.

Sistem durağan durumdayken kontrol valfi makarasının merkez konumundan ayrılma miktarı aşağıda verildiği gibidir :

$$\left(x_1 - \frac{x_3}{n_2} \right)_0 = - \frac{(A_{m1}P_{10} - A_{m2}P_{20})}{(k_e + k_B)} \quad (3.35)$$

Direksiyon simidinde sürücünün hissettiği momentin durağan değeri ise aşağıdaki ifadeden elde edilebilir:

$$T_{s0} = \frac{\{f_1(A_{m1}P_{10} - A_{m2}P_{20}) - f_2(A_{p1}P_{10} - A_{p2}P_{20})\}}{n_1} \quad (3.36)$$

Denklemler (3.30)-(3.36) incelendiğinde iken $\theta_{s0} = 0$ iken elde edilen durağan değerlerin, lineer sistem modelinden farklı olarak, sıfır olmadığı görülmektedir. Bu tezde kabul edilen parametre değerleri için (Çizelge 3.1) bulunan durağan değerler aşağıdaki gibidir.

$$x_{10} = 5,2144 \times 10^{-9} \text{ m} \quad (3.37)$$

$$x_{30} = 1,5857 \times 10^{-5} \text{ m} \quad (3.38)$$

$$P_{10} = 140112,95 \text{ N/m}^2 \quad (3.39)$$

$$P_{20} = 233410,55 \text{ N/m}^2 \quad (3.40)$$

$$P_{u0} = 373523,50 \text{ N/m}^2 \quad (3.41)$$

$$(x_1 - \frac{x_3}{n_2})_0 = -1,5851 \times 10^{-5} \text{ m} \quad (3.42)$$

$$T_{g0} = 0,0010073 \text{ Nm} \quad (3.43)$$

Bu değerlerden x_{10} , x_{30} ve T_{g0} pratikte önemsenmeyecek kadar küçüktür. Buna karşılık P_{10} , P_{20} ve valf açıklığı $(x_1 - \frac{x_3}{n_2})_0$ ise güç pistonunun sağ ve sol taraflarının birbirinden farklı olmasını yansıtan değerlere sahiptir. Sistemin statik kuvvet dengesine ulaşması için, pistonun dar alanlı tarafındaki basınç geniş alanlı tarafındaki basınçtan daha büyük olmaktadır. Bu basınç farkı ise valf makarasını merkez konumundan sola doğru (Şekil 3.2) kaydırarak sağlanmaktadır.

Çizelge 3.1. Lineer modelden farklı olarak yalnız non-lineer modellerde kullanılan hidrolik direksiyona ait parametrelerinin sayısal değerleri

Sembol	Değer	Birim
A_{m1}	0,002	m^2
A_{m2}	0,0012	m^2
A_{p2}	0,00012	m^2
A_{p1}	0,0002	m^2
k_L	170000	N/m (yalnız lastik dinamiğini içeren modelde)
b_f	60000	Ns/m (yalnız kütsel yük modelinde)

F_{L0} büyüklüğünde sabit bir basamak bozucu girişi için elde edilen valf makarası konumu, teker yönlendirme mafsalı konumu, valf açıklığı ve direksiyon simidinde sürücünün hissettiği momentin durağan değerleri ise aşağıdaki gibidir:

$$x_{10} = \frac{f_1}{n_1^2 k_s} \left\{ f_1 (A_{m1} P_{10} - A_{m2} P_{20}) - f_2 A_p (P_{10} - P_{20}) \right\} - \frac{f_1^2 n_2}{n_1^2 k_s} F_{L0} \quad (3.44)$$

$$x_{30} = - \frac{f_1 n_2 \left\{ (k_e + k_B) f_2 A_p (P_{10} - P_{20}) - (A_{m1} P_{10} - A_{m2} P_{20}) \left(\frac{n_1^2 k_s}{f_1} + f_1 (k_e + k_B) \right) \right\}}{(k_e + k_B) k_s n_1^2} - \frac{n_2^2 (f_1^2 (k_e + k_B) + n_1^2 k_s)}{(k_e + k_B) k_s n_1^2} F_{L0} \quad (3.45)$$

$$(x_1 - \frac{x_3}{n_2})_0 = \frac{-(A_{m1} P_{10} - A_{m2} P_{20})}{(k_e + k_B)} + \left(\frac{n_2}{(k_e + k_B)} \right) F_{L0} \quad (3.46)$$

$$T_{g0} = \frac{1}{n_1} \left\{ f_1 (A_{m1} P_{10} - A_{m2} P_{20}) - f_2 A_p (P_{10} - P_{20}) \right\} - \frac{f_1 n_2}{n_1} F_{L0} \quad (3.47)$$

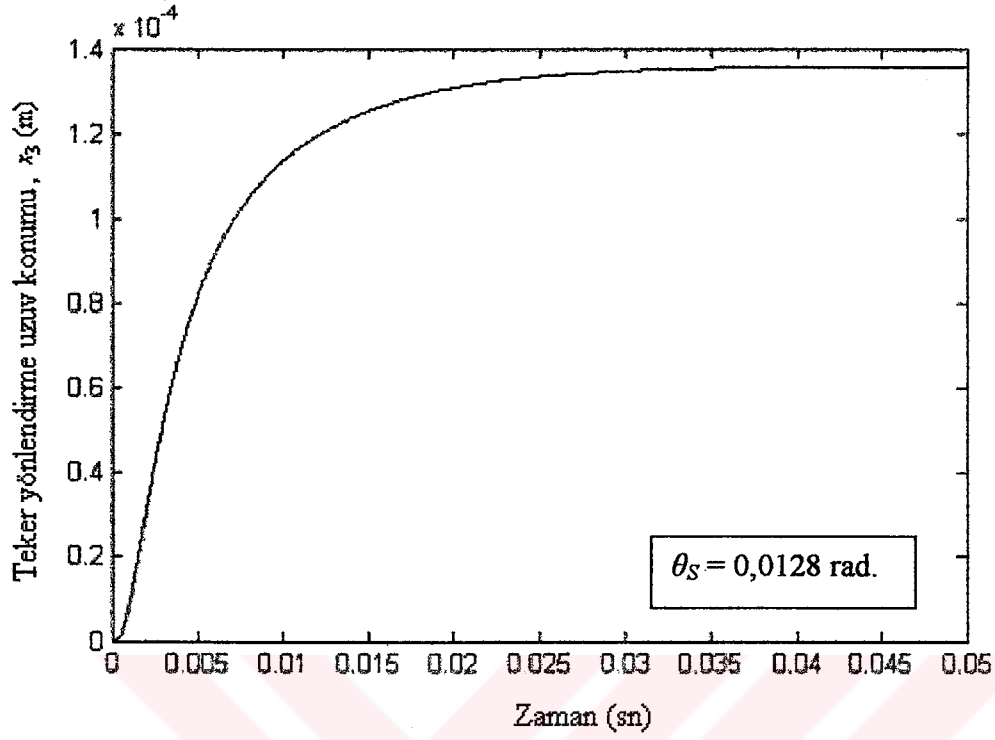
3.2.2. Non-lineer sistemin dinamik davranışı

Lineer olmayan sistemin zaman cevapları, basamak ve rampa kontrol girişleri ile basamak bozucu giriş için bulunmuştur.

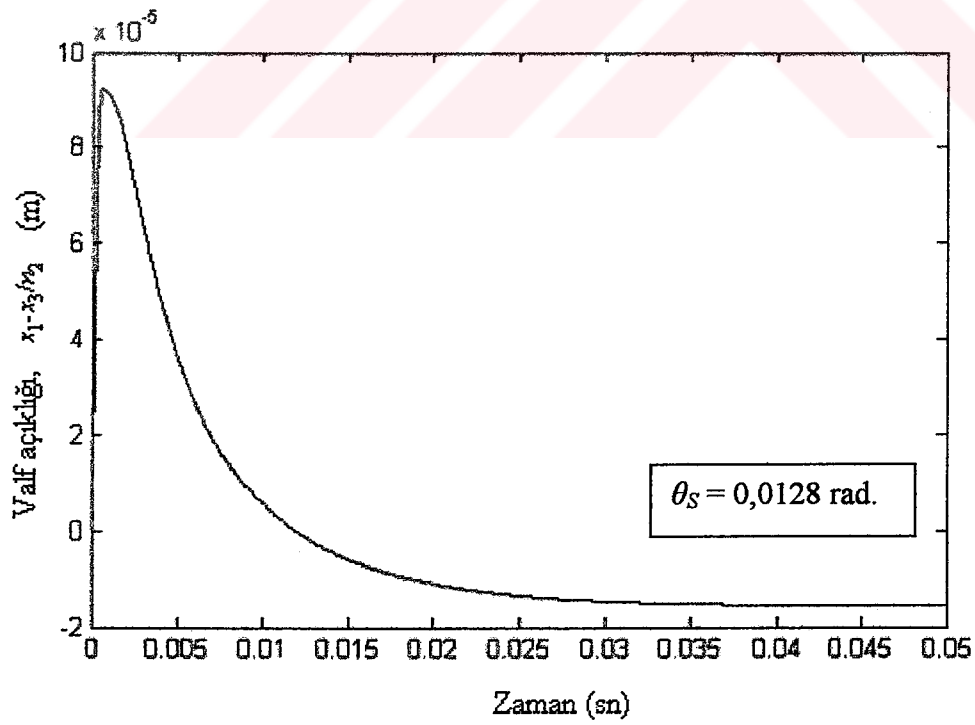
Basamak Kontrol Girişine Sistem Cevabı

Bozucu giriş $F_L=0$ iken , sisteme $\theta_s= 0,0128$ radyan büyüklüğünde bir basamak kontrol girişi uygulandığında elde edilen sistem cevapları Şekil 3.3, Şekil 3.4, ve Şekil 3.5’de verilmiştir. Bu şekillerde verilen eğriler incelendiğinde aşağıdaki hususlar dikkati çekmektedir.

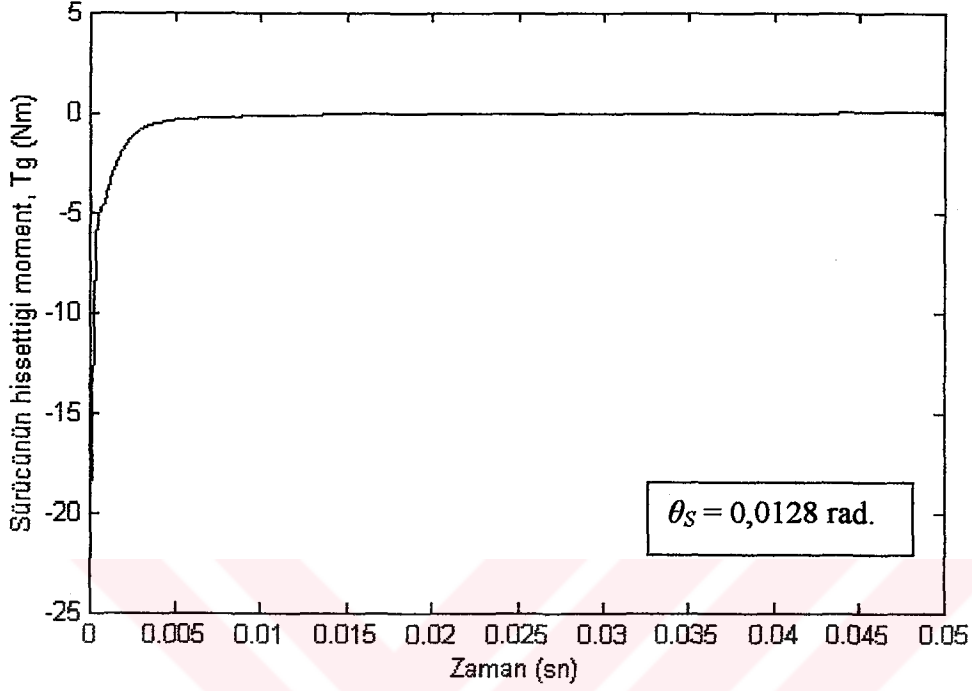
- i) x_3 -eğrisi incelendiğinde sistem cevabının zaman sabiti yaklaşık 0,0065 saniye olan birinci mertebe bir sistemi andırdığı görülmektedir. x_3 ’ün 5-95% kriterine göre yükselme süresi 0,017 sn dolaylarındadır, bu değer lineer modelde elde edilen değerle karşılaştırıldığında, non-linear modelin aynı basamak giriş için yükselme süresinin daha uzun olduğu görülmektedir.
- ii) Sistemin sönüm sabitleri uygun olarak seçildiğinden sistem cevapları salınımsızdır.
- iii) Valf makarası merkezden önce hızla uzaklaşmakta, daha sonra hidrolik izleme sistemi valf gövdesini aynı yönde ve makarayı merkezden kayık bir noktadaki durağan değerine getirecek biçimde hareket ettirmektedir. Oluşan maksimum valf açıklığı $9,25 \times 10^{-5}$ m, durağan valf açıklığı ise $-1,5851 \times 10^{-5}$ m’dir.
- iv) Direksiyon simidinde sürücünün hissettiği moment büyüklüğü başlangıçta 23,181 Nm’lik değerine çıkmakta ve zaman ilerledikçe sıfıra doğru yükselmektedir.



Şekil 3.3. Basamak kontrol girişi karşı teker yönlendirme uzuv konumu



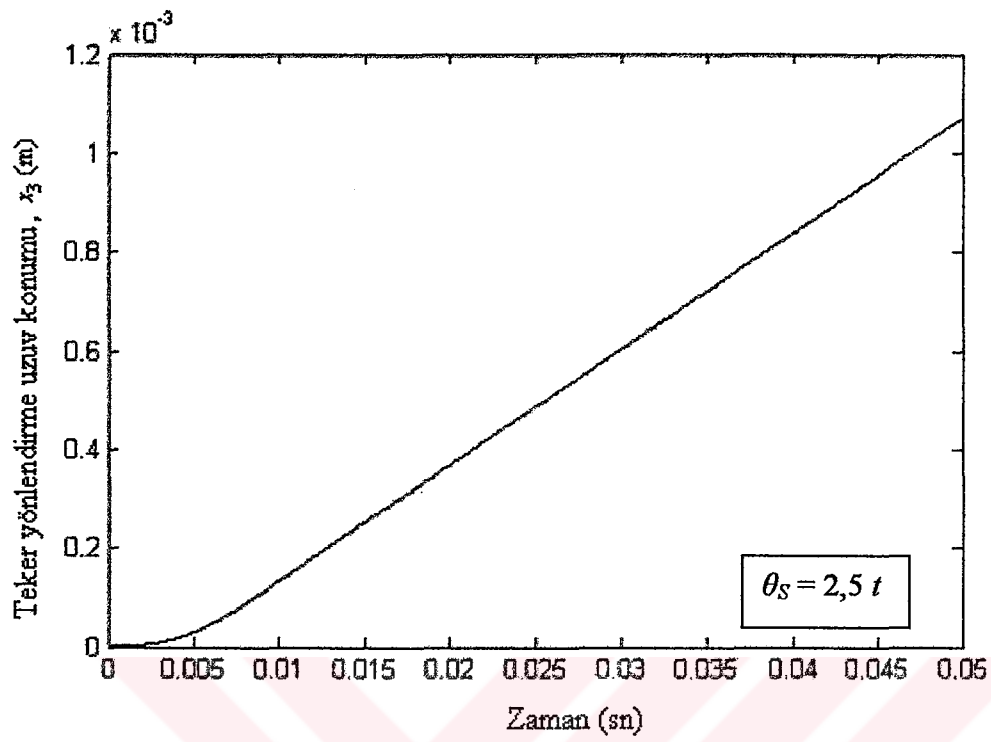
Şekil 3.4. Basamak kontrol girişi karşı valf açıklığı



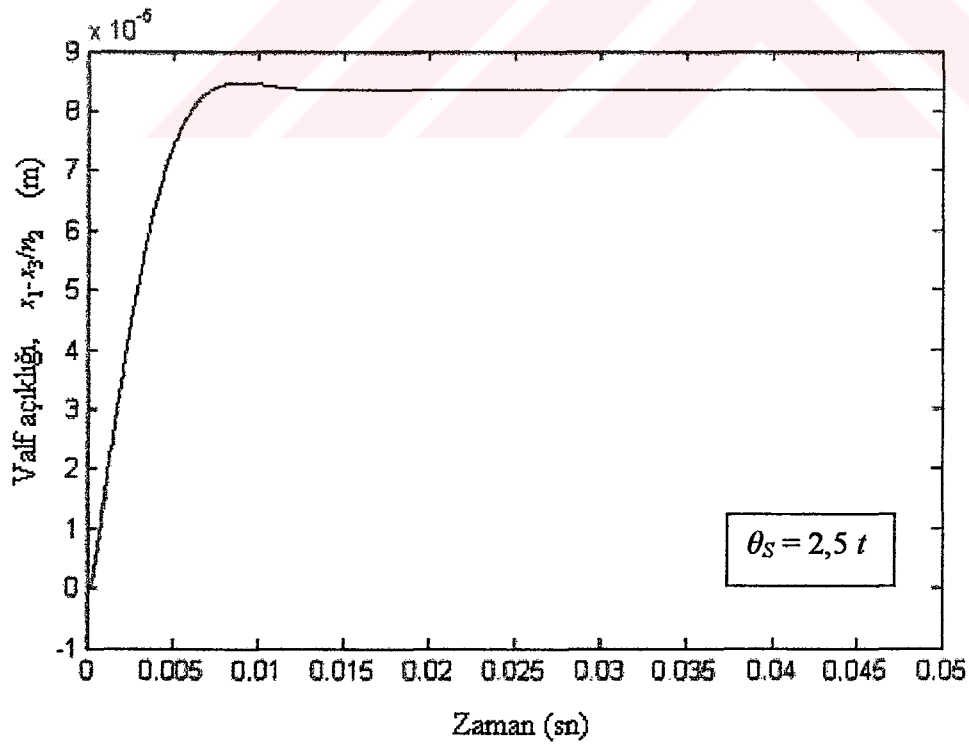
Şekil 3.5. Basamak kontrol girişi karşı sürücünün hissettiği moment

Rampa Kontrol Girişine Karşı Sistem Cevabı

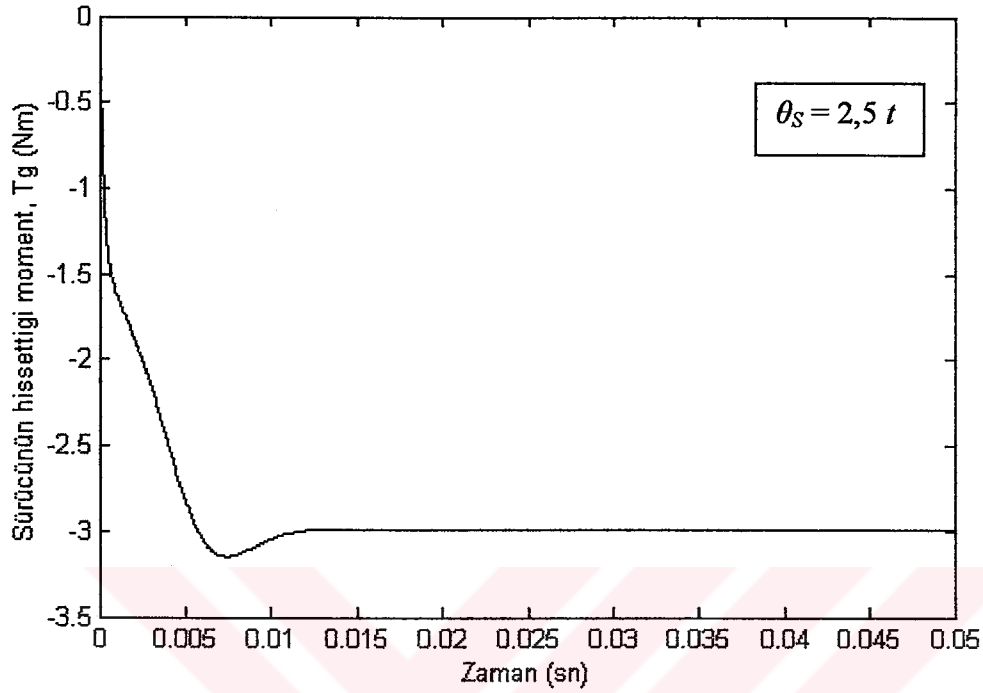
Bozucu giriş $F_L = 0$ iken, sisteme $\theta_s = 2,5t$ ($t \geq 0$) gibi bir rampa kontrol girişi uygulandığında bulunan cevap eğrileri Şekil 3.6, Şekil 3.7, ve Şekil 3.8’de görülmektedir. Teker yönlendirme mafsalı konumu bir süre sonra 23,466 m/sn’lik sabit bir hız ile yükselmekte, valf açıklığı ise $8,4679 \times 10^{-5}$ m büyüklüğünde sabit bir değere doğru gitmektedir. Şekil (3.8)’de sürücünün hissettiği momentin büyüklüğü sıfırdan sabit bir 2,99 Nm değerine erişmektedir. Sistem cevaplarında çok az bir aşma görülmektedir. x_3 -eğrisi incelendiğinde sistem davranışının birinci mertebe bir sistemin cevabını andırdığı görülmektedir.



Şekil 3.6. Rampa kontrol girişi karşı teker yönlendirme uzuv konumu



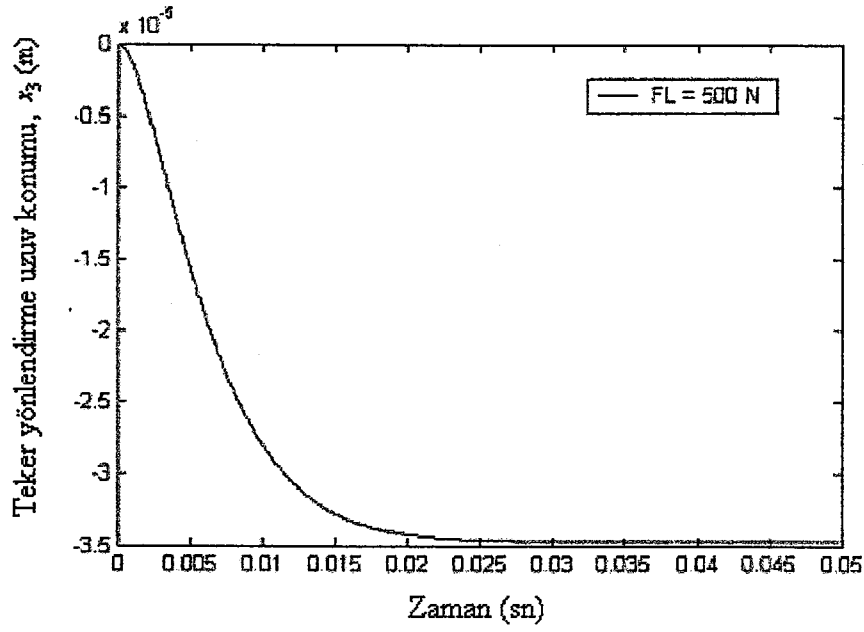
Şekil 3.7. Rampa kontrol girişi karşı valf açıklığı



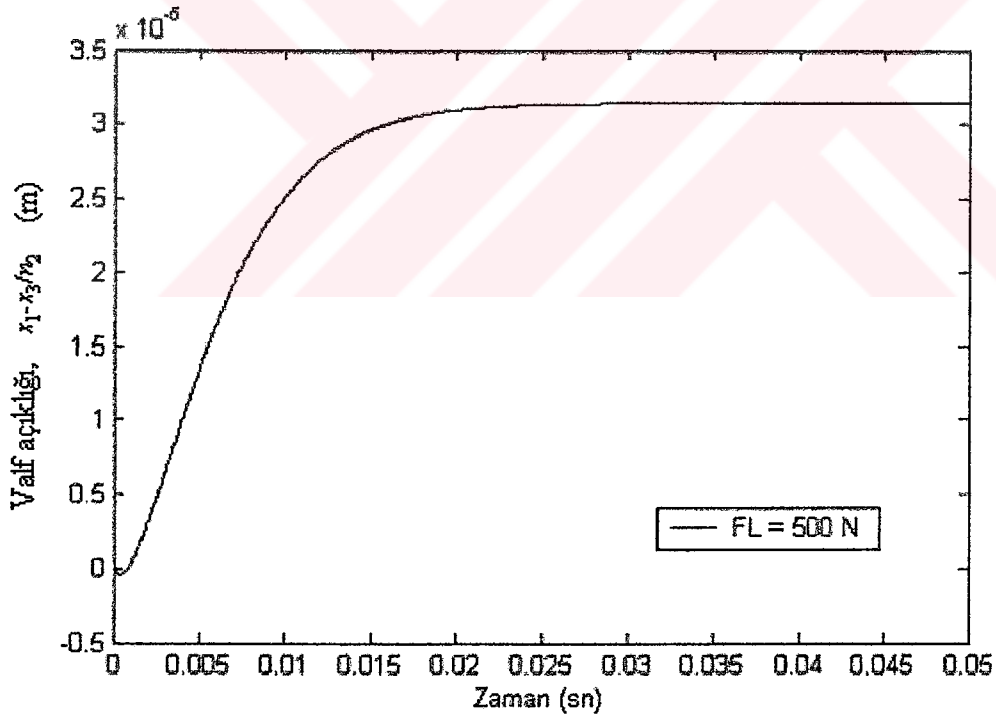
Şekil 3.8. Rampa kontrol girişe karşı sürücünün hissettiği moment

Basamak Bozucu Giriş Sistem Cevabı

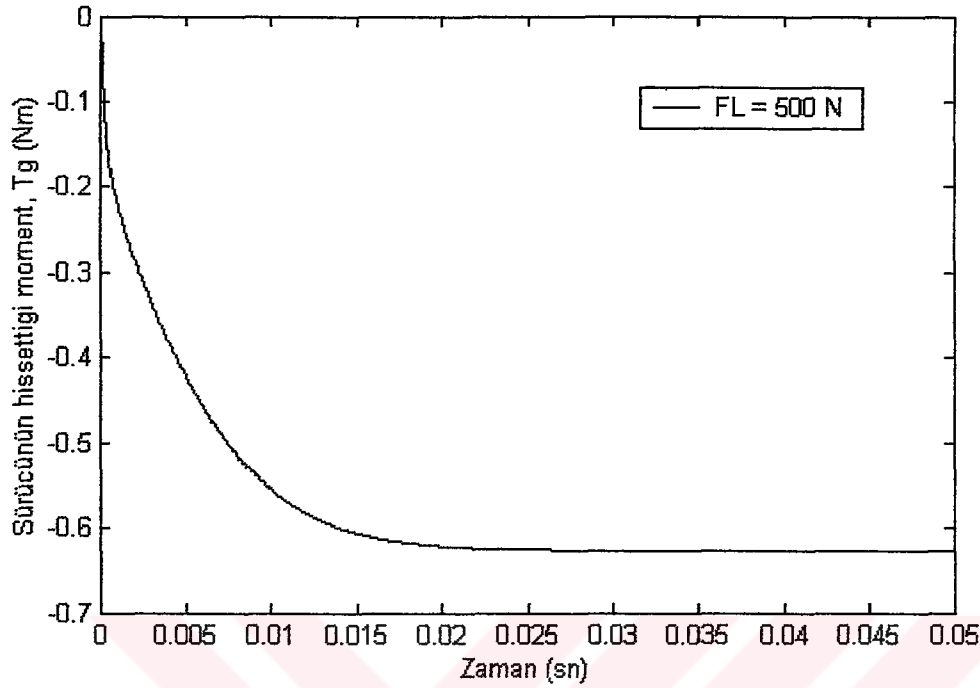
Direksiyon simidi açısı $\theta_s = 0$ radyan değerinde tutulurken $F_L = 500$ N büyüklüğünde bir basamak bozucu giriş sisteme uygulandığında elde edilen sistem cevapları Şekil 3.9, Şekil 3.10, ve Şekil 3.11'de verilmiştir. 500 N'luk kuvvet sonucu teker yönlendirme mafsal konumunun yer değiştirmesi sadece $-3,4716 \times 10^{-5}$ m'dir. Valf açıklığı sabit bir değere ($3,147 \times 10^{-5}$ m) gitmekte olup, sistem yük basınç farkının yarattığı kuvvetle dış bozucuya karşı koymaya çalışmaktadır. Bozucu girişin sürücüye hissettirdiği moment ise $-0,62716$ Nm'e ulaşmaktadır.



Şekil 3.9. Basamak bozucu girişe karşı teker yönlendirme uzuv konumu



Şekil 3.10. Basamak bozucu girişe karşı valf açıklığı



Şekil 3.11. Basamak bozucu girişe karşı sürücünün hissettiği moment

3.3. Lastik Esnekliği, Lastik Sönümü ve Lastikle Yol Arasındaki Kuru Sürtünmenin Yüke Dahil Edildiği Non-linear Model

Non-linear analizin ikinci modeli olan bu bölümde yük yalnızca kütleden ibaret olmayıp, teker yönlendirme mafsalı ile yer arasında bir yay (k_L), bir sönümleme elemanı (b_L) ve tekerin alt noktasıyla (r) yer arasında bir kuru sürtünme elemanının varolduğu kabul edilmiştir. Kuru sürtünmenin sisteme dahil edildiği bu model direksiyon sisteminin taşıtın park esnasındaki davranışını yansıtmaktadır. Şekil 3.37'de lastik esnekliğinin ve kuru sürtünmenin dahil edildiği sistem modeli görülmektedir. Önceki modelde çıkarılan eleman denklemlerine ek olarak bu bölümde aşağıdaki denklemler türetilmiştir:

Teker yönlendirme uzvu ile teker alt noktası arasındaki eşdeğer yay sabiti (k_L) :

$$F_{k_L} = k_L (y_2 - r) \quad (3.48)$$

Teker yönlendirme uzvu ile yer arasındaki eşdeğer viskoz sürtünme (b_L) :

$$F_{bL} = b_L (\dot{y}_2 - \dot{r}) \quad (3.49)$$

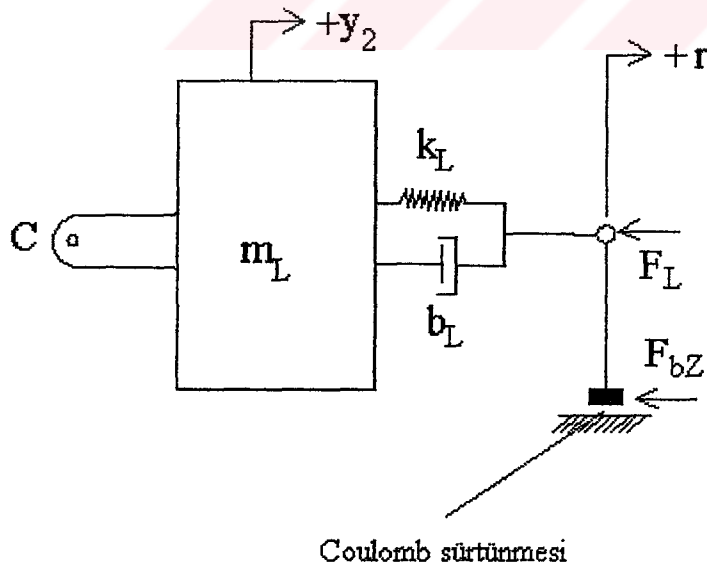
Tekerin alt noktasıyla yer arasındaki maksimum kuru sürtünme kuvvetinin mafsall noktasındaki eşdeğeri :

$$F_{bZ} = 400 \text{ N} \quad (3.50)$$

Bölüm 2’de çıkarılan süreklilik denklemlerinde, oluşan farklı ifadeler aşağıdaki gibidir.

$$F_{y2} + F_{mL} + F_{kL} + F_{bL} + F_L = 0 \quad (3.51)$$

$$F_{kL} + F_{bL} - F_{bZ} = 0 \quad (3.52)$$



Şekil 3.12. Lastik esnekliğinin ve kuru sürtünmenin dahil edildiği sistem modeli

Yukarıdaki yeni denklemler ışığında sistemi ifade eden durum denklemleri aşağıdaki gibi bulunur.

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (3.23)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{n_1 k_s \left(\theta_s - \frac{n_1}{f_1} x_1 \right)}{\tau_2} - \frac{b_k \frac{x_2}{f_1}}{\tau_2} - \frac{f_2 A_p (P_1 - P_2)}{\tau_2} - \frac{f_1 b_e \left(x_2 - \frac{x_4}{n_2} \right)}{\tau_2} - \frac{f_1 (k_B + k_e) \left(x_1 - \frac{x_3}{n_2} \right)}{\tau_2} \quad (3.24)$$

$$\dot{x}_3 = x_4 \quad (3.25)$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_4 = & \frac{(k_e + k_B) \left(x_1 - \frac{x_3}{n_2} \right)}{\tau_1} + \frac{b_e \left(x_2 - \frac{x_4}{n_2} \right)}{\tau_1} + \frac{A_{m1} P_1 - A_{m2} P_2}{\tau_1} - \frac{b_f \frac{x_4}{n_2}}{\tau_1} - \frac{n_2 F_L}{\tau_1} \\ & - \frac{n_2 b_L (x_4 - \dot{x}_5)}{\tau_1} - \frac{n_2 k_L (x_3 - x_5)}{\tau_1} \end{aligned} \quad (3.53)$$

$$\left\{ \begin{array}{ll} \dot{x}_5 = 0 & \text{eğer } |k_L (x_3 - x_5) + b_L (\dot{x}_3 - \dot{x}_5)| < F_{bZ} \\ \dot{x}_5 = x_4 + \frac{k_L}{b_L} (x_3 - x_5) - \text{sgn}(\dot{x}_5) \frac{F_{bZ}}{b_L} & \text{eğer } |k_L (x_3 - x_5) + b_L (\dot{x}_3 - \dot{x}_5)| \geq F_{bZ} \end{array} \right\} \quad (3.54)$$

Durum denklemlerinde, x_1 , valf makarasının konumunu; x_2 , valf makarasının hızını; x_3 , teker yönlendirme uzvunun konumunu; x_4 , teker yönlendirme uzvunun hızını ve x_5 , teker alt noktasının konumunu göstermektedir.

3.3.1. Non-lineer sistemin dinamik davranışı

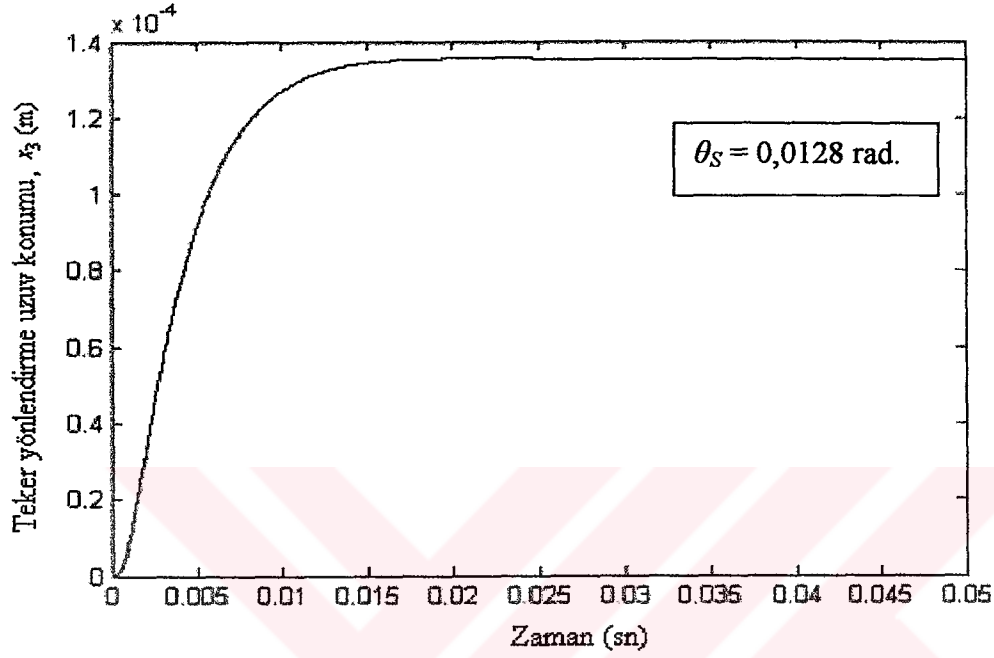
Lineer olmayan sistemin zaman cevapları, basamak ve rampa kontrol girişleri ile basamak bozucu giriş için bulunmuştur.

Basamak Kontrol Girişine Sistem Cevabı

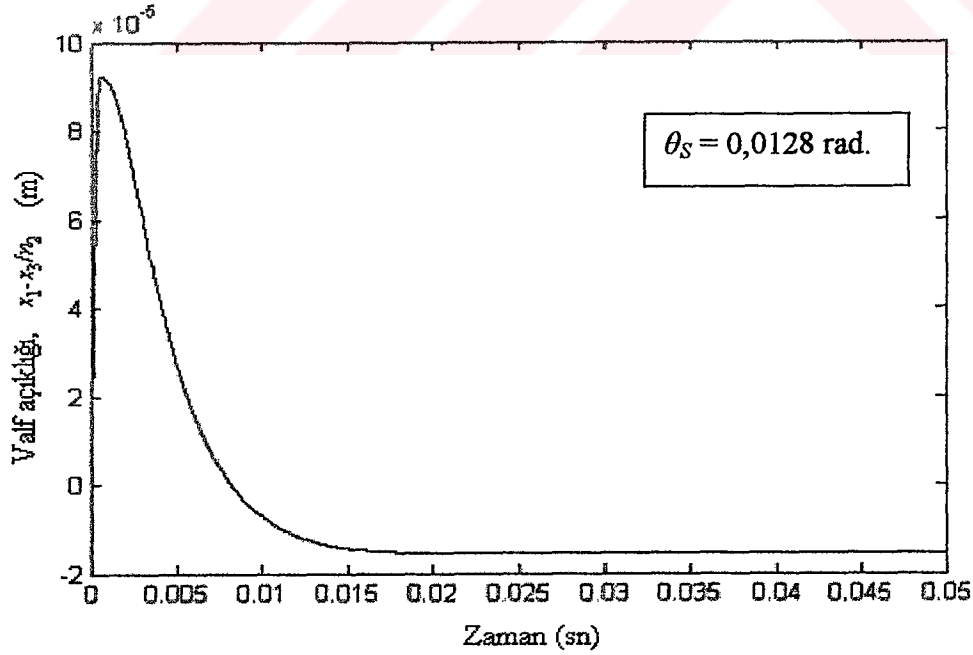
Bozucu giriş $F_L=0$ iken , sisteme $\theta_s=0,0128$ radyan büyüklüğünde sabit bir basamak kontrol girişi uygulandığında elde edilen sistem cevapları Şekil 3.13, Şekil 3.14, Şekil 3.15 ve Şekil 3.16'da verilmiştir. Bu şekillerde verilen eğriler incelendiğinde aşağıdaki hususlar dikkati çekmektedir.

- i) Şekil 3.13'den, teker döndürme kolu mafsal konumu x_3 'ün 5-95% kriterine göre yükselme süresi 0,0096 sn'dir. Lastik esnekliğinin ve kuru sürtünmenin sisteme dahil edilmesi, sistemin yükselme süresini lineer ve yükün kütleli olduğu non-lineer modellere nazaran azaltmıştır. Valf açıklığının maksimum değeri $9,251 \times 10^{-5}$ m iken hidrolik izleme sistemi valf gövdesini, makarayı merkezden kayık olan durağan durumuna getirecek biçimde hareket ettirmektedir.
- ii) Uygulanan basamak zorlama ve kuru sürtünme dolayısıyla tekerin alt noktası 0,0005 sn'den itibaren harekete geçmekte ve 0,00010336 m sabit değerine ulaşmaktadır.
- iii) Teker yönlendirme mafsalı ile teker alt noktası arasındaki eşdeğer viskoz sürtünme (b_L) ve uygun olarak seçilen diğer sönüm sabitlerinden dolayı sistem salınımsızdır.

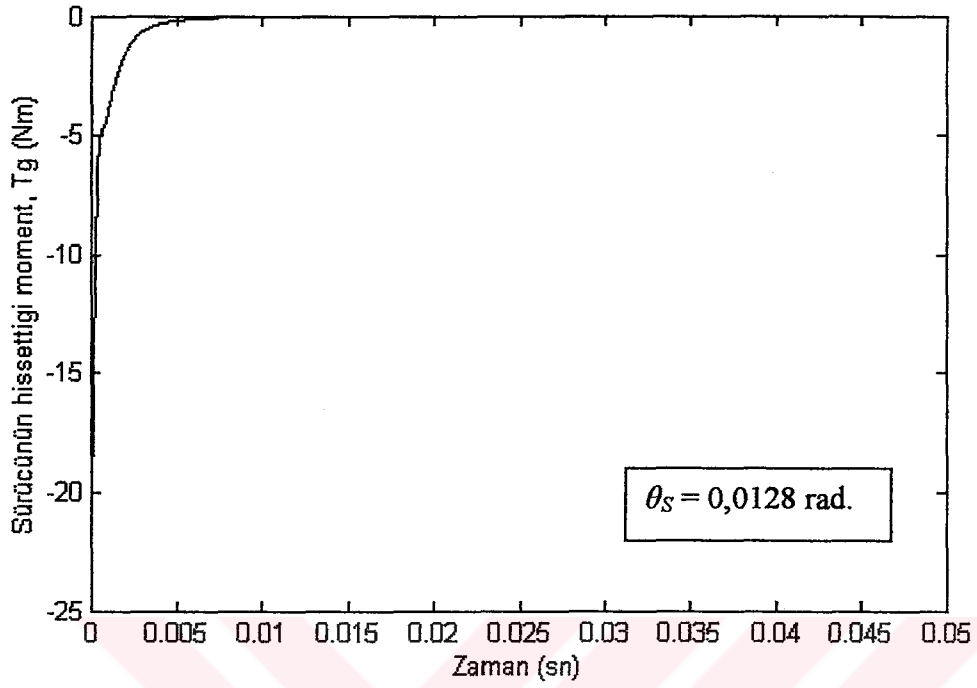
- iv) Direksiyon simidinde sürücünün hissettiği moment büyüklüğü başlangıçta 23,181 Nm'lik bir değere çıkmakta ve zaman ilerledikçe sıfıra ulaşmaktadır.



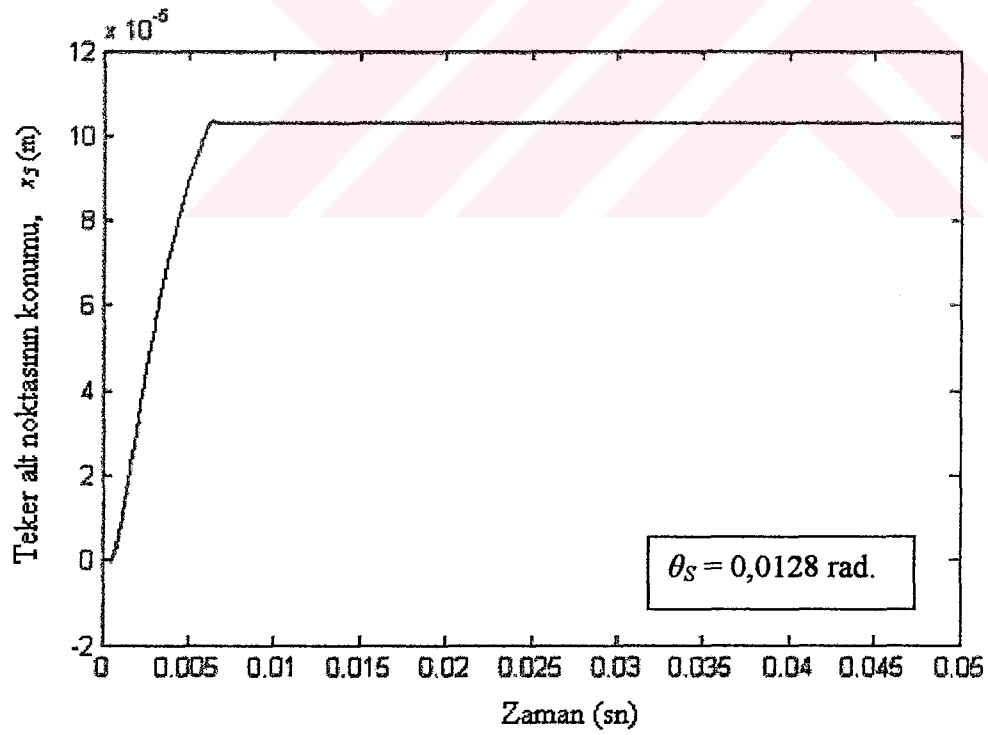
Şekil 3.13. Basamak kontrol girişi karşı uzuv noktasının konumu



Şekil 3.14. Basamak kontrol girişi karşı valf açıklığı



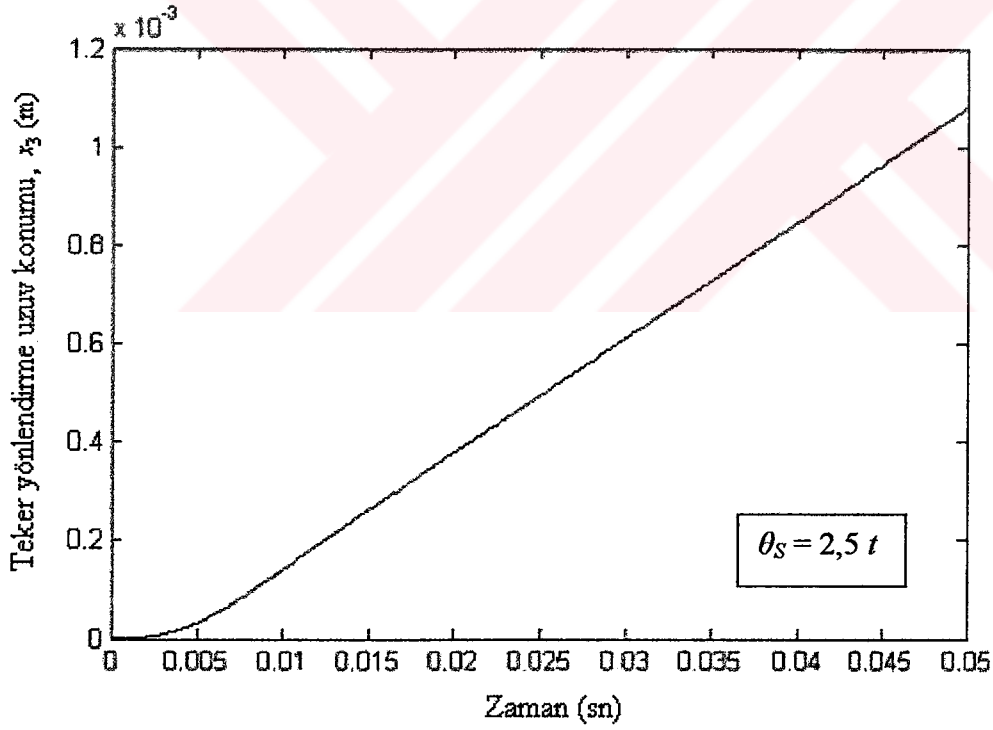
Şekil 3.15. Basamak kontrol girişi karşı sürücünün hissettiği moment



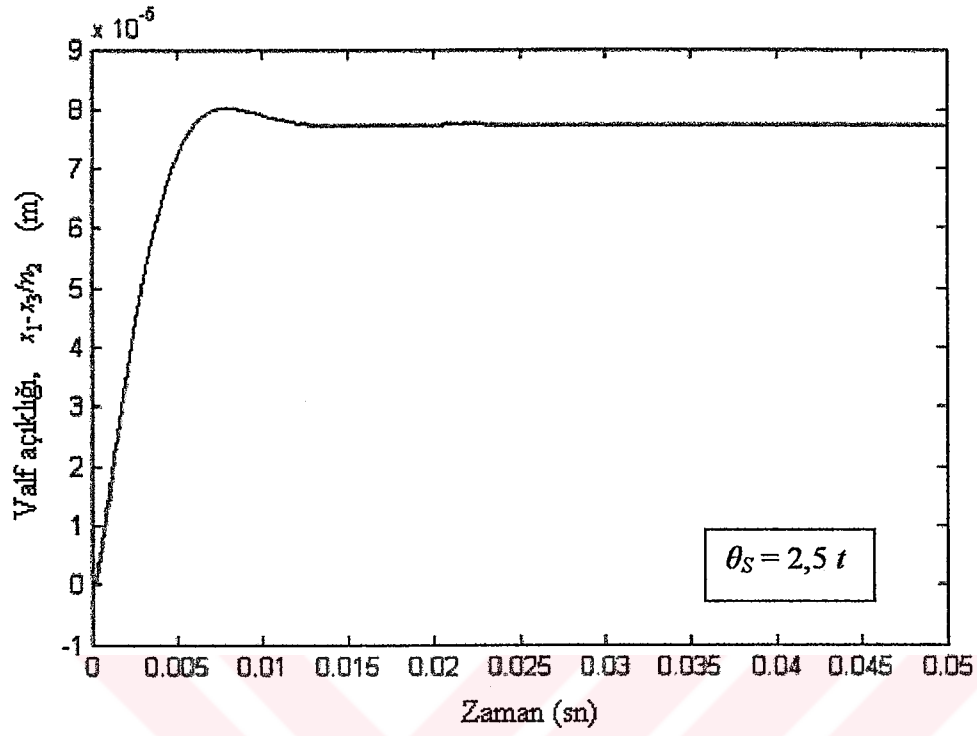
Şekil 3.16. Basamak kontrol girişi karşı teker alt noktasının konumu

Rampa Kontrol Girişine Sistem Cevabı

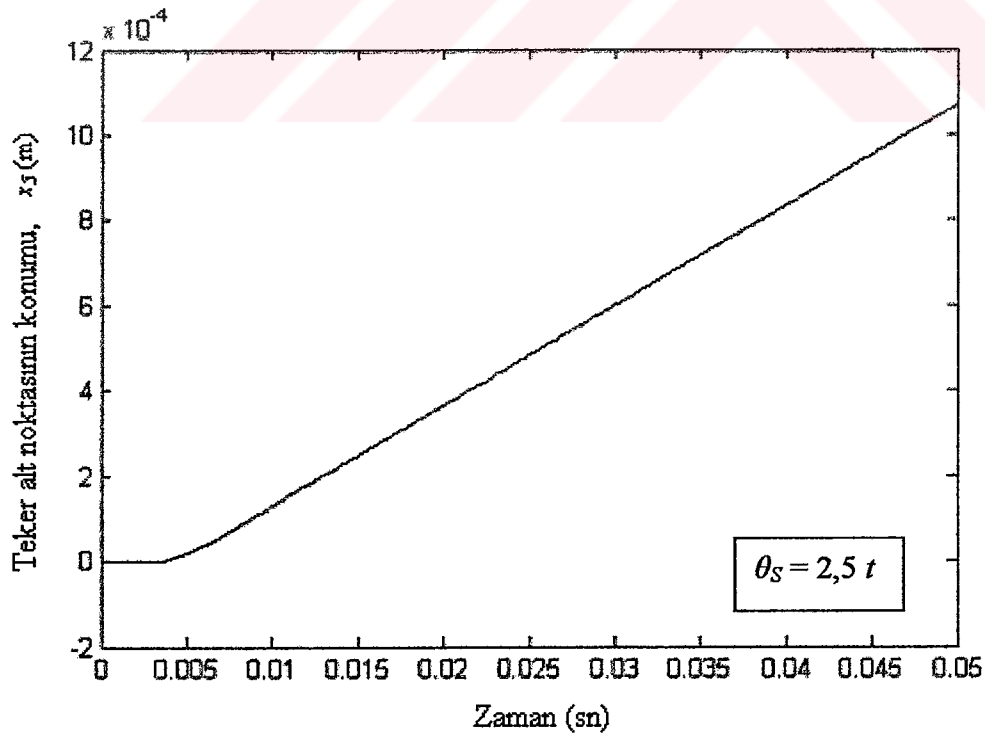
Bozucu giriş $F_L = 0$ iken, sisteme $\theta_s = 2,5t$ ($t \geq 0$) gibi bir rampa kontrol giriş uygulandığında bulunan cevap eğrileri Şekil 3.17, Şekil 3.18, Şekil 3.19 ve Şekil 3.20’de görülmektedir. Şekil 3.17’de teker yönlendirme mafsal konumunun bir süre sonra 23,48 mm/sn hıza eriştiği görülmektedir. Şekil 3.18’da valf açıklığının sabit bir değere ($8,0269 \times 10^{-5}$ m) gittiği görülmektedir. Şekil 3.19’de teker alt noktası 0,003 sn’ye kadar hareketsiz kalmakta daha sonra kaymaya başlamaktadır. Şekil 3.20’de ise direksiyon simidinde sürücünün hissettiği momentin büyüklüğünün 2,53 Nm sabit değerine eriştiği görülmektedir.



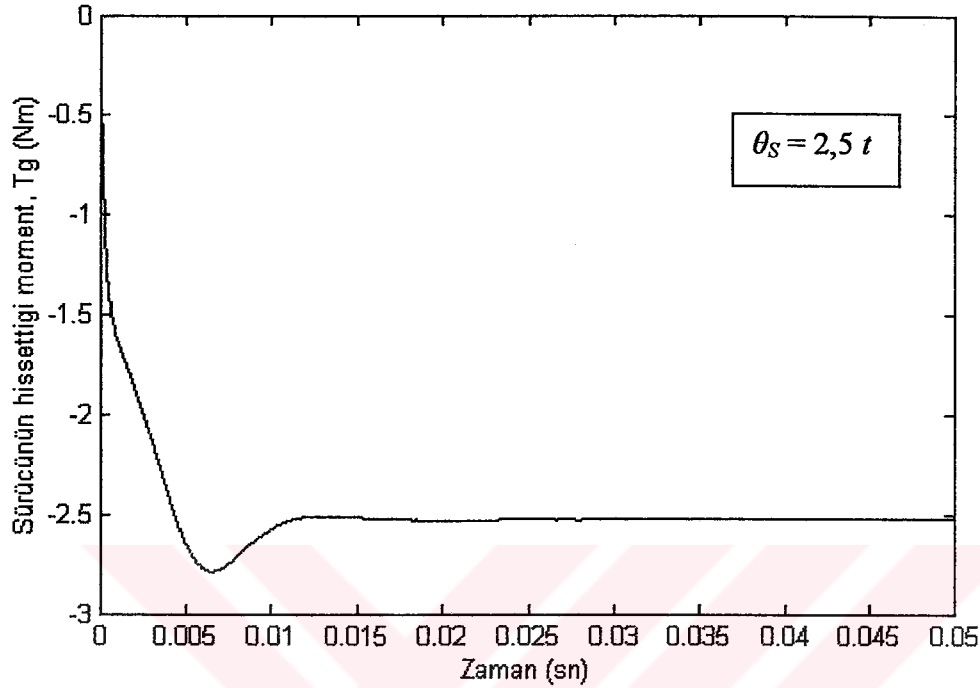
Şekil 3.17. Rampa kontrol girişe karşı uzuv noktasının konumu



Şekil 3.18. Rampa kontrol girişi karşı valf açıklığı



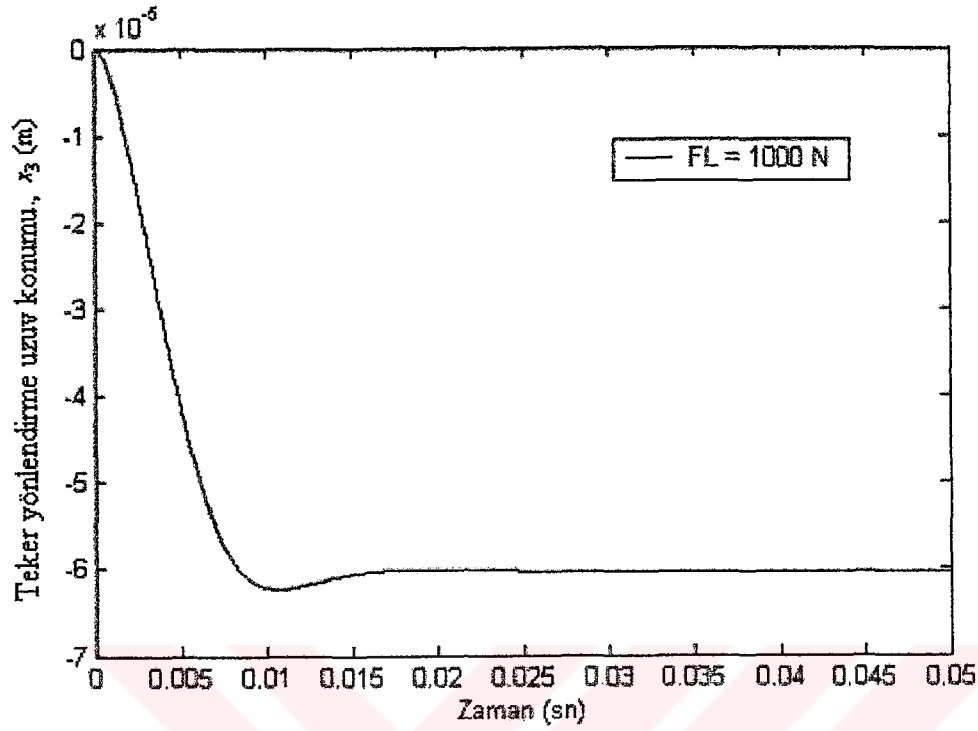
Şekil 3.19. Rampa kontrol girişi karşı teker alt noktasının konumu



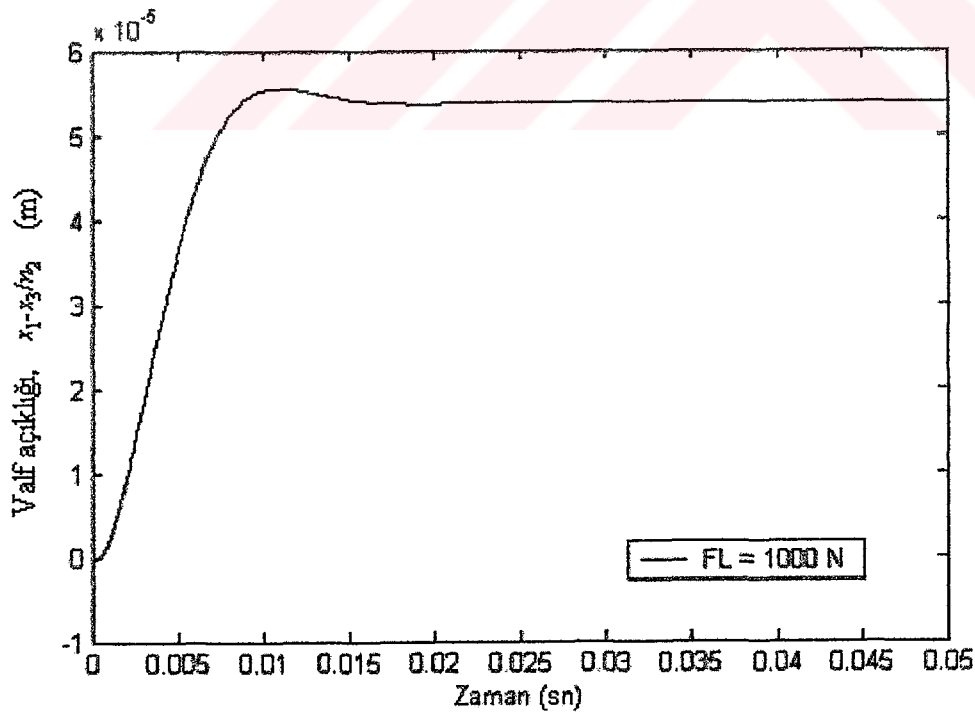
Şekil 3.20. Rampa kontrol girişi karşı sürücünün hissettiği moment

Basamak Bozucu Giriş Sistem Cevabı

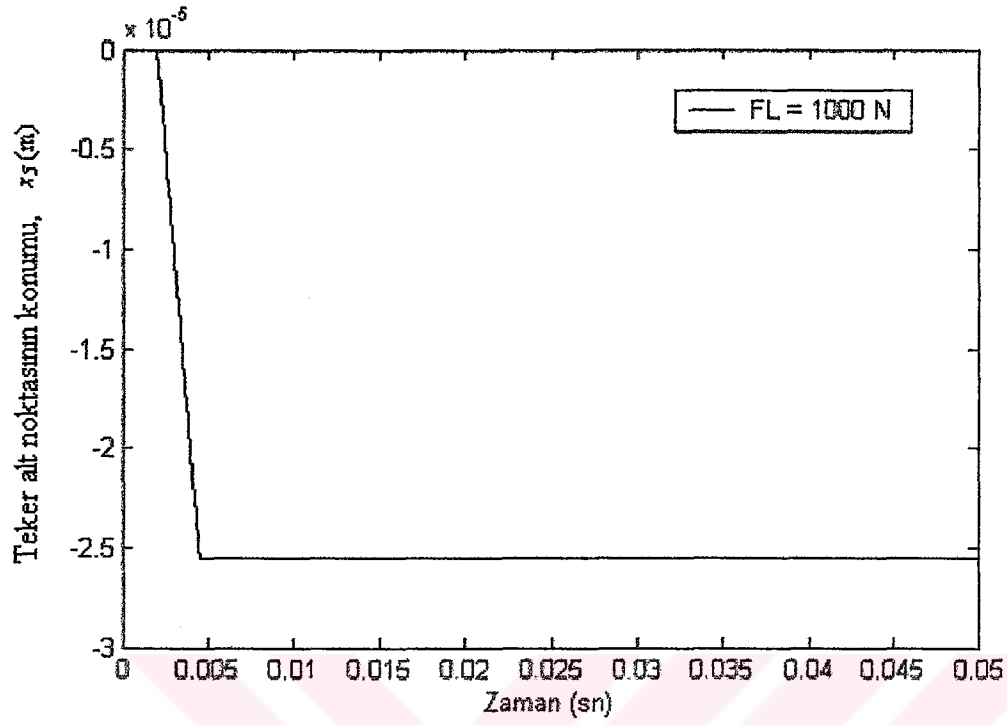
Kuru sürtünme kuvvetinin 400 N olarak alındığı göz önünde bulundurularak, $\theta_s = 0$ radyan değerinde tutulurken $F_L = 1000$ N büyüklüğünde sabit bir basamak bozucu giriş sisteme uygulanmıştır. Şekil 3.21, Şekil 3.22, Şekil 3.23, ve Şekil 3.24'de bu zorlama karşısında sistemin davranışı görülmektedir. 1000 N'luk kuvvet sonucu teker yönlendirme mafsallının yer değiştirmesi $-6,24 \times 10^{-5}$ m'dir (Şekil 3.21). Şekil 3.22'den görüldüğü gibi valf açıklığı sabit bir değere ($5,57 \times 10^{-5}$ m) gitmekte olup, sürücünün hissettiği moment $-1,34$ Nm sabit değerine gitmektedir. Teker alt noktası 0,0024 saniyeye kadar hareket etmezken daha sonra $-2,55 \times 10^{-5}$ sabit değerine ulaşmakta ve bu değerinde sabit kalmaktadır.



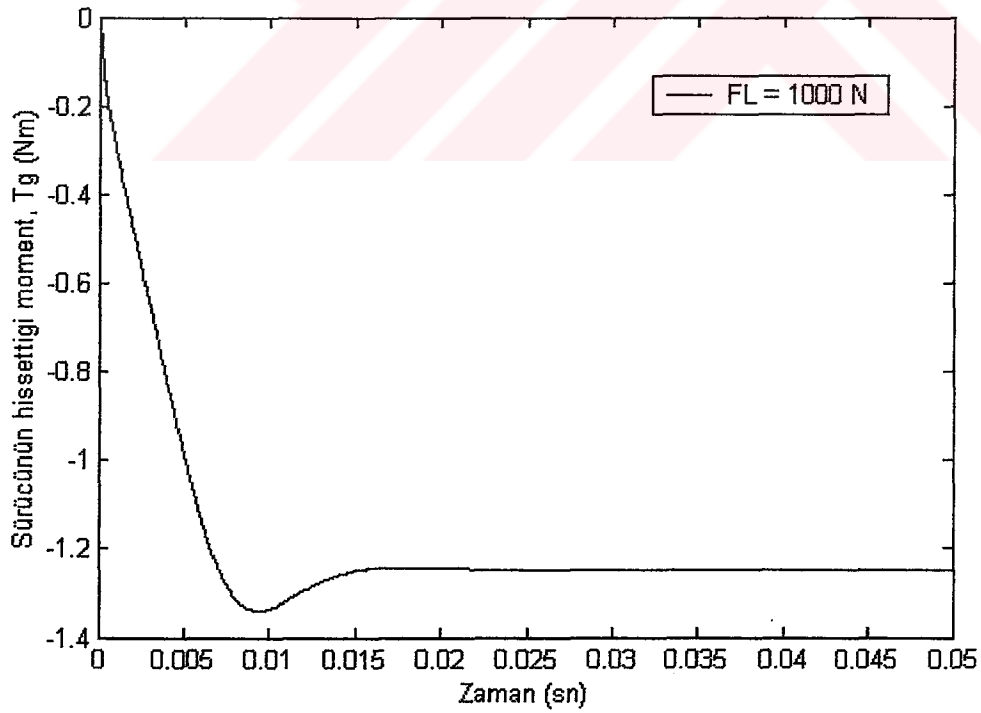
Şekil 3.21. Basamak bozucu girişe karşı teker yönlendirme uzun konumu



Şekil 3.22. Basamak bozucu girişe karşı valf açıklığı



Şekil 3.23. Basamak bozucu girişe karşı teker alt noktasının konumu



Şekil 3.24. Basamak bozucu girişe karşı sürücünün hissettiği moment

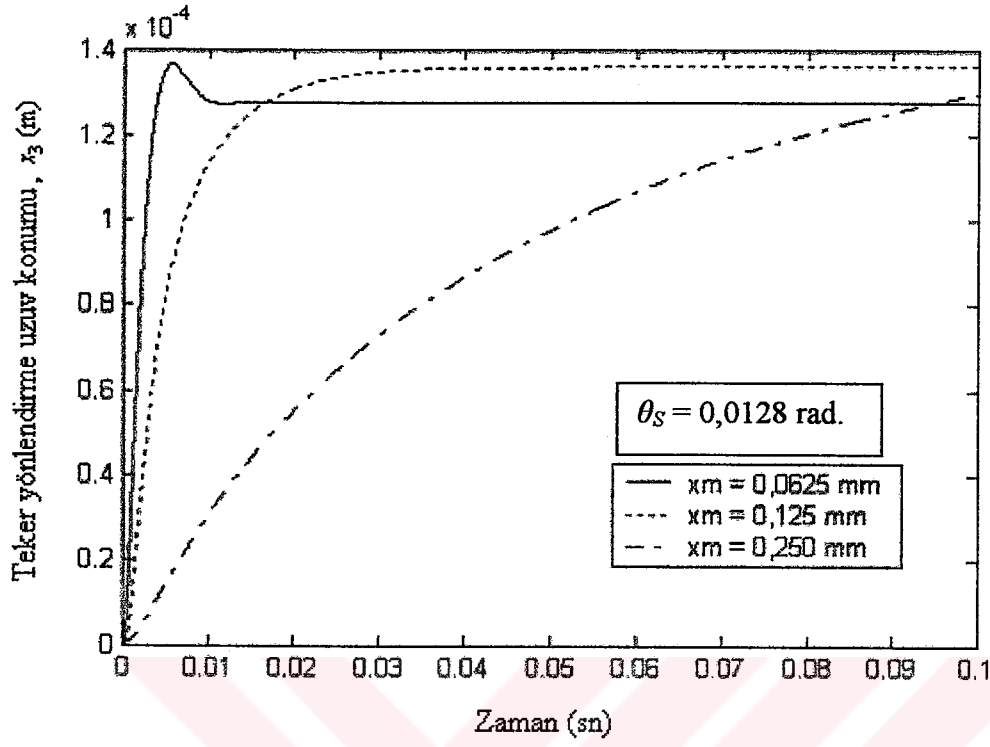
3.4. Parametre Değerlerinin Sistem Davranışına Etkileri

Bu kısımda, sistem davranışını etkileyen önemli parametreler olarak kabul edilen maksimum makara deplasmanının (x_m), güç pistonu alanının (A_{m1} , A_{m2}), his pistonu alanının (A_{p1} , A_{p2}) ve dişli oranının (n_1) sistem davranışına etkileri incelenecektir. Bu parametrelerin değerleri kabul edilen nominal değerleri etrafında değiştirilmiş ve sistem davranışına etkileri irdelenmiştir. İnceleme yükün kütleli kabul edildiği sistem modelini kullanarak yapılmıştır.

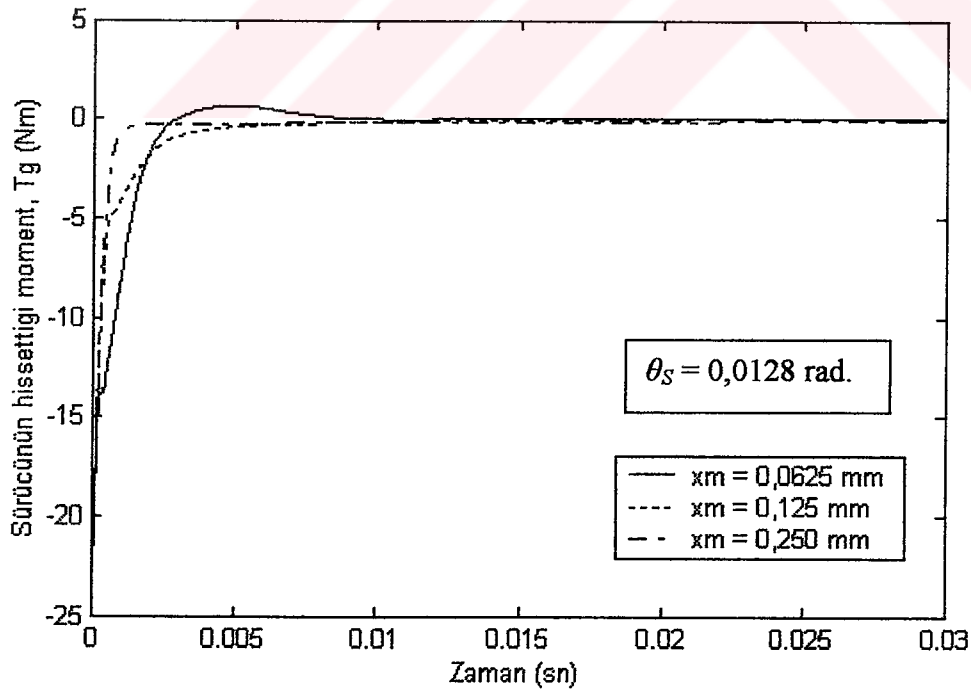
Maksimum Makara Deplasmanının Sistem Davranışına Etkisi

Maksimum makara deplasmanı değeri x_m 'yi sırasıyla 0,0625mm, 0,125 mm ve 0,250 mm alarak elde edilen sistem davranışları Şekil 3.25, Şekil 3.26, Şekil 3.27 ve Şekil 3.28'de görülmektedir. Bu eğrilere göre :

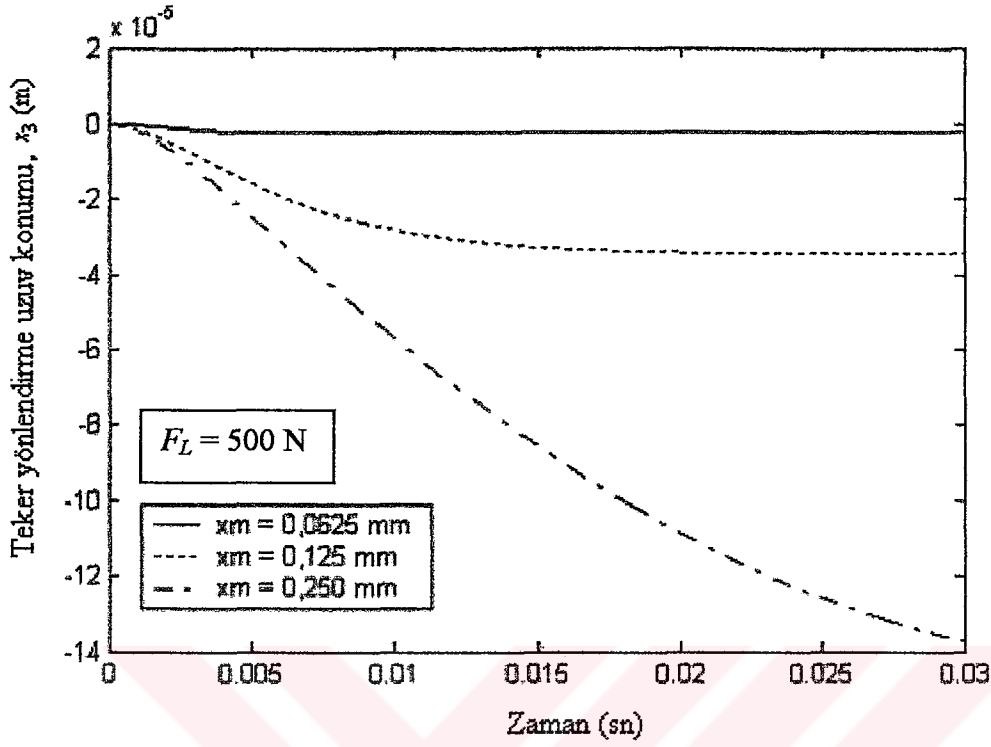
- i) Kontrol girişi ile zorlanan sistemde maksimum makara deplasmanının artırılması sistemin cevap hızını ve salınımını azaltmaktadır (Şekil 3.25). Bozucu giriş ile zorlanan sistemde ise maksimum makara deplasmanının artırılması sistemi dış bozuculara karşı yumuşatmakta ve teker yönlendirme mafsalı konumunun değişimini artırmaktadır.(Şekil 3.27).
- ii) Kontrol girişler ile zorlanan sistemde maksimum makara deplasmanının artırılması ya da azaltılması sürücünün hissettiği moment değerini pek fazla etkilememektedir. Bozucu giriş ile zorlanan sistemde ise x_m artırıldığında sistem cevabı yavaşlamakta, ancak sürücünün hissettiği momentin durağan değeri etkilenmemektedir.(Şekil 3.26 ve Şekil 3.28)



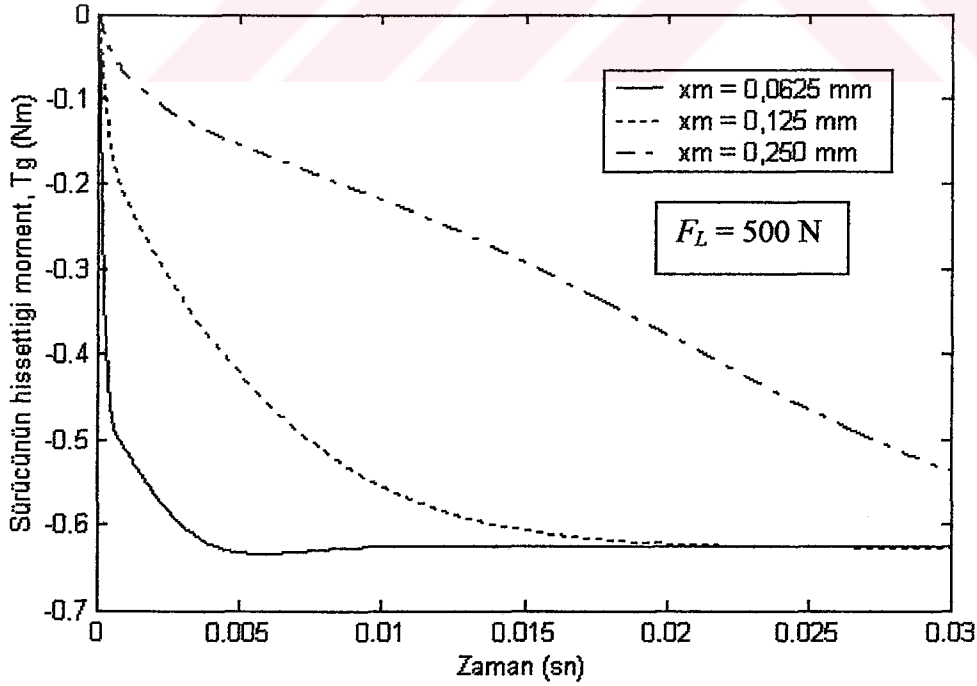
Şekil 3.25. Basamak kontrol girişi için teker yönlendirme uzuv konumunun maksimum makara deplasmanı ile değişimi



Şekil 3.26. Basamak kontrol girişi için sürücünün hissettiği momentin maksimum makara deplasmanı ile değişimi



Şekil 3.27. Basamak bozucu giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun maksimum makara deplasmanı ile değişimi

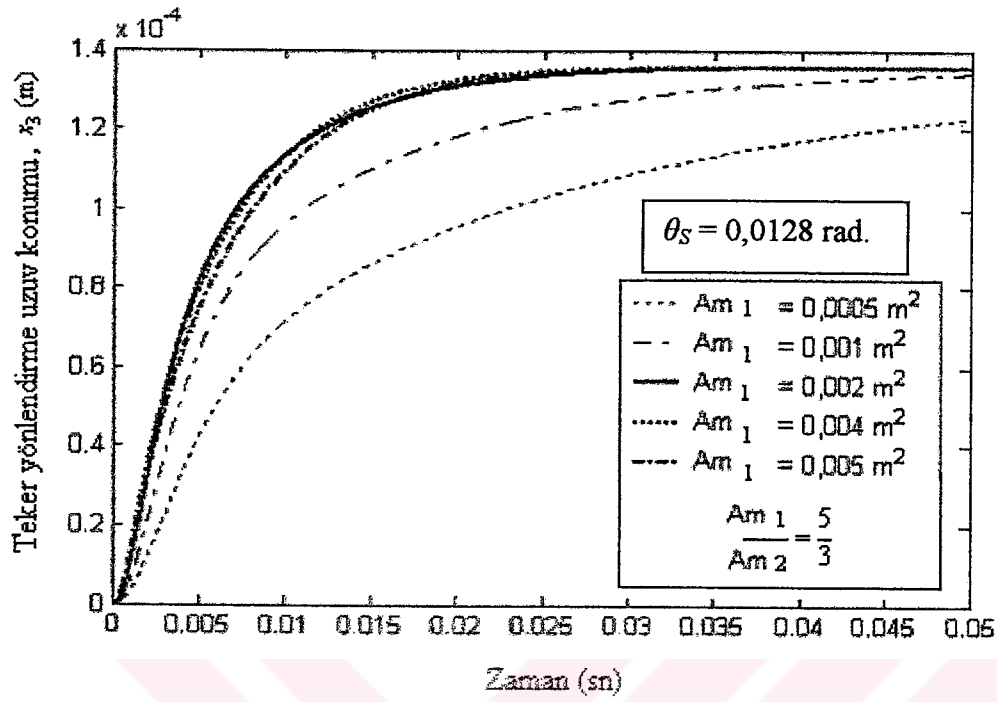


Şekil 3.28. Basamak bozucu giriş için sürücünün hissettiği momentin maksimum makara deplasmanı ile değişimi

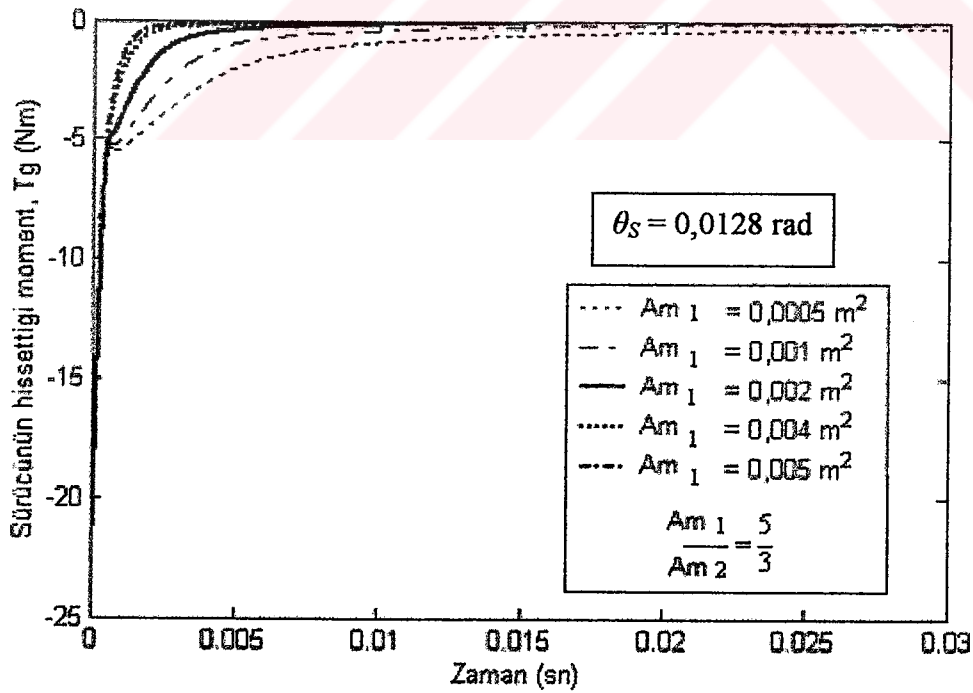
Güç Pistonu Etki Alanının Sistem Davranışına Etkisi

Şekil 3.29, Şekil 3.30, Şekil 3.31 ve Şekil 3.32’de güç pistonu etki alanının beş değeri için teker yönlendirme mafsalı konumunun ve sürücünün hissettiği momentin basamak kontrol ve bozucu girişler için değişimleri görülmektedir. Güç pistonunun her iki yanında farklı alanlarda piston alanları olduğu için her iki alanında aynı oranda değiştiği kabul edilmiştir.

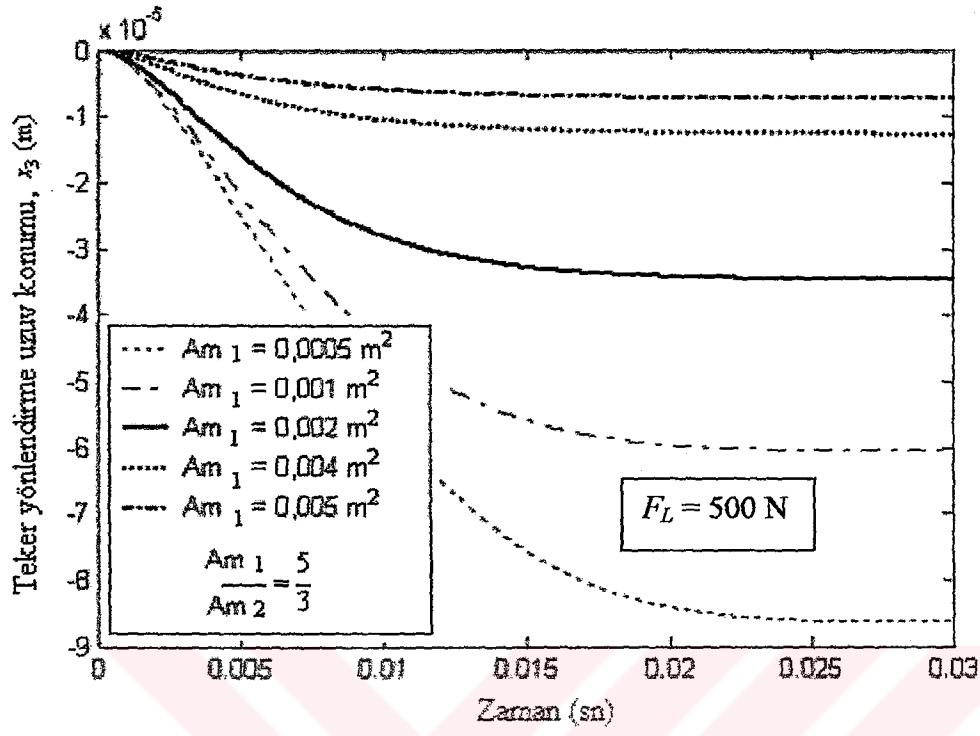
- i) Güç pistonu etki alanlarının $A_{m1} = 0,0005 \text{ m}^2$ ve $A_{m2} = \frac{3}{5}A_{m1} = 0,0003 \text{ m}^2$ değerlerinden itibaren $A_{m1} = 0,005 \text{ m}^2$ ve $A_{m2} = \frac{3}{5}A_{m1} = 0,003 \text{ m}^2$ değerlerine doğru artırıldığında sistemin cevap hızı önce artmakta sonra tekrar azalmaktadır. Burada cevap hızını maksimum yapan optimum bir A_{m1} değeri bulunmuştur. Burada incelenen sistem için bu optimum değer $A_{m1} = 0,002-0,004 \text{ m}^2$ ve $A_{m2} = 0,0012-0,0024 \text{ m}^2$ dolayındadır.
- ii) Güç pistonu etki alanının artırılması ya da azaltılması, kontrol girişi ile zorlanan sistemdeki statik cevap değerlerini değiştirmemektedir.
- iii) Bozucu giriş ile zorlanan sistemde güç pistonu etki alanlarının artması, sistemi bozucular karşısında sertleştirmektedir.



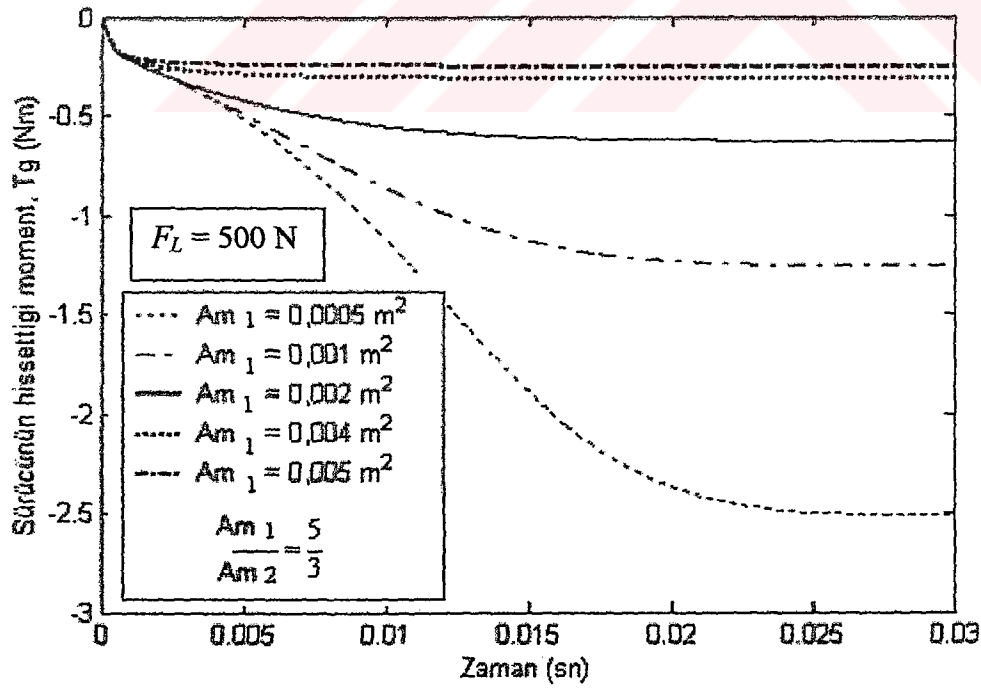
Şekil 3.29. Basamak kontrol giriş için teker yönlendirme uzun konumunun güç pistonu etki alanı ile değişimi



Şekil 3.30. Basamak kontrol giriş için sürücünün hissettiği momentin güç pistonu etki alanı ile değişimi



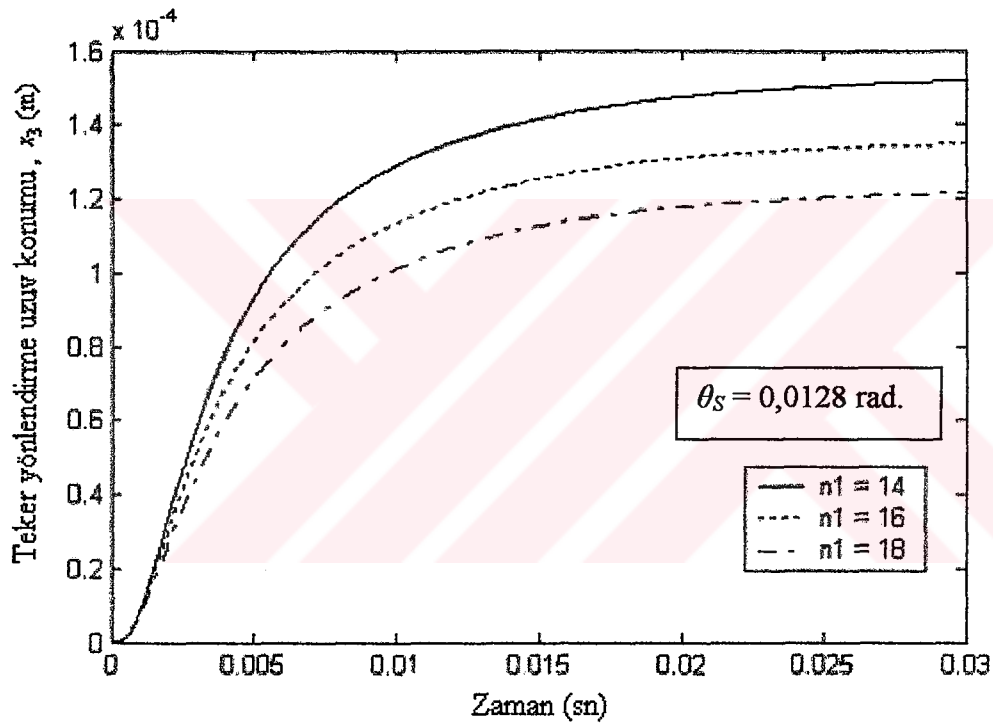
Şekil 3.31. Basamak bozucu giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun güç pistonu etki alanı ile değişimi



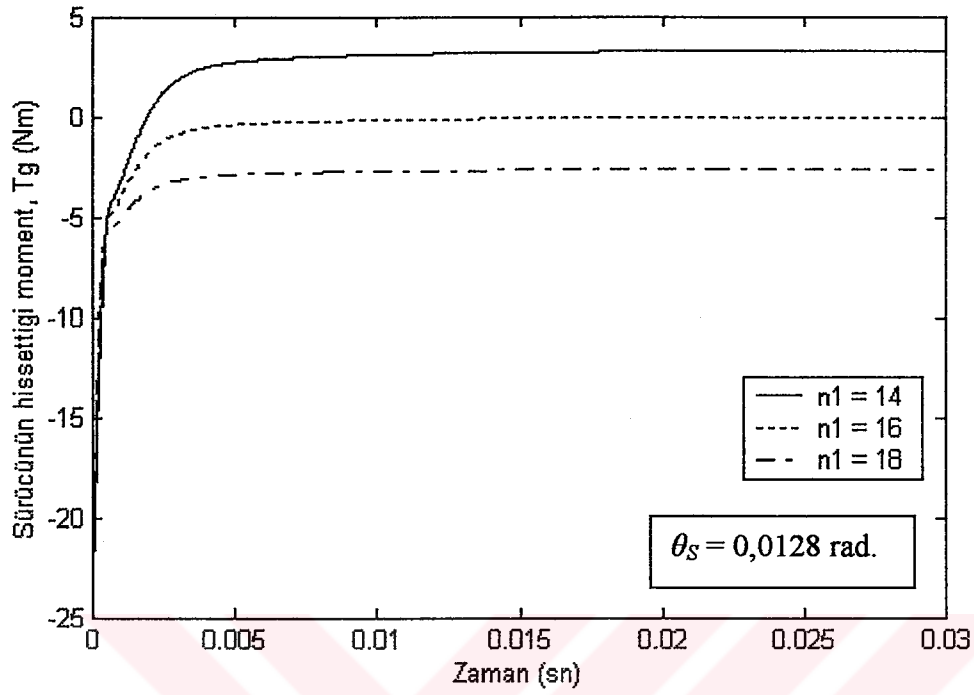
Şekil 3.32. Basamak bozucu giriş için sürücünün hissettiği momentin güç pistonu etki alanı ile değişimi

Dişli Kutusu Oranının Sistem Davranışına Etkisi

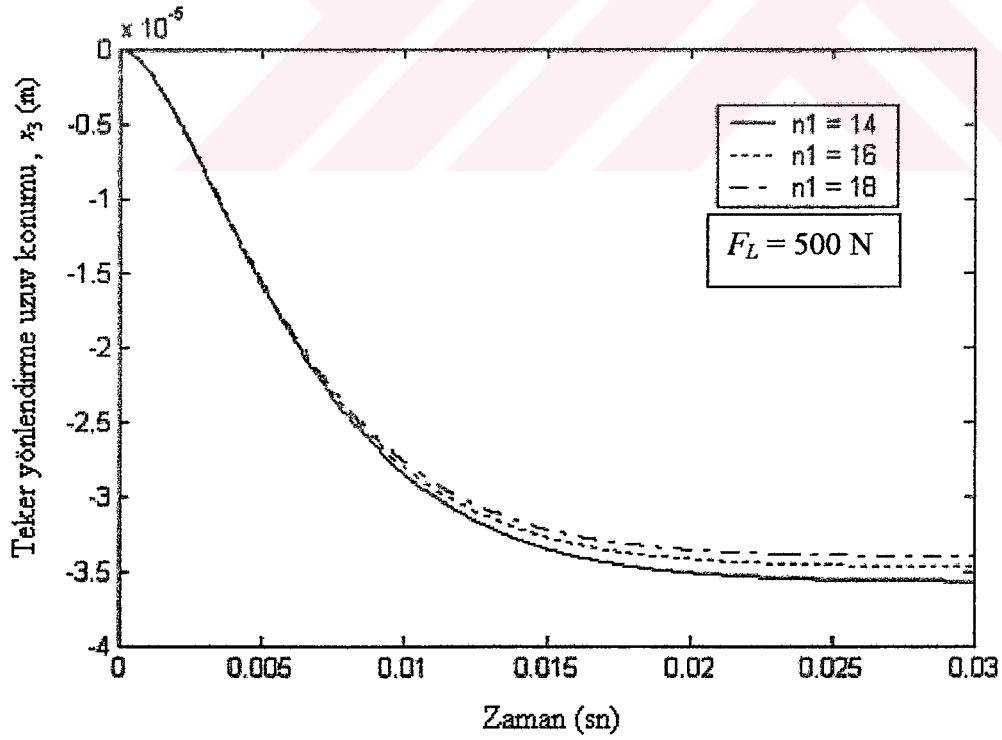
Hidrolik direksiyon dişli kutusu oranının artırılması, sistemin statik kazançlarını ve direksiyon simidine uygulanması gereken sürücü momentini azaltıcı etkiye sahiptir. Dişli kutusu oranının artması sistem hızını yavaşlatmaktadır. Şekil 3.33, Şekil 3.34, Şekil 3.35 ve Şekil 3.36'da x_3 ve T_g 'nin basamak kontrol ve bozucu girişler için değişim biçimi üç ayrı dişli oranı için verilmiştir.



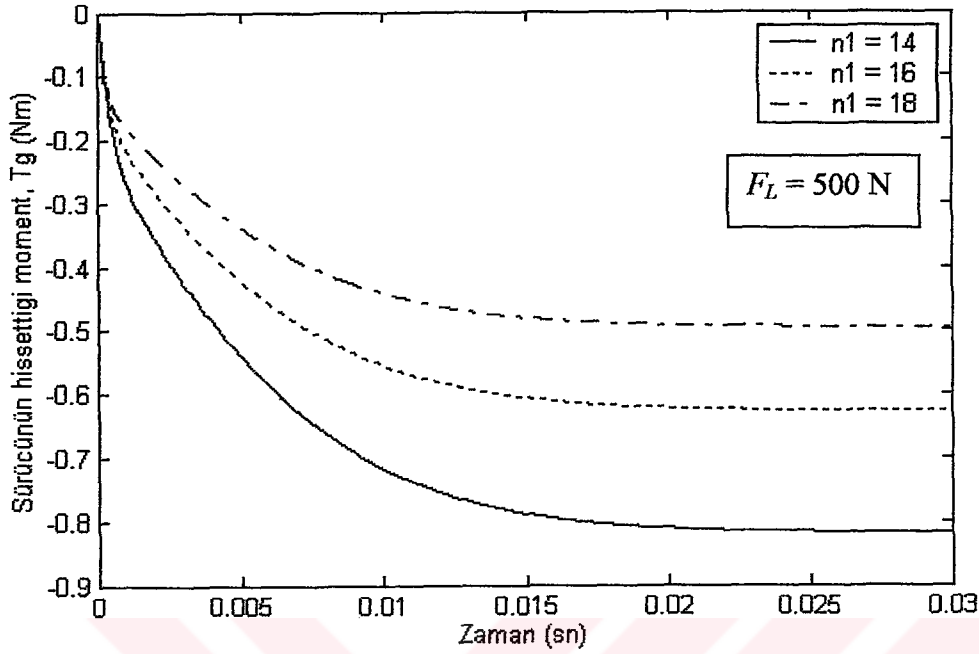
Şekil 3.33. Basamak kontrol giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun dişli kutusu oranı ile değişimi



Şekil 3.34. Basamak kontrol giriş için sürücünün hissettiği momentin dişli kutusu oranı ile değişimi



Şekil 3.35. Basamak bozucu giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun dişli kutusu oranı ile değişimi

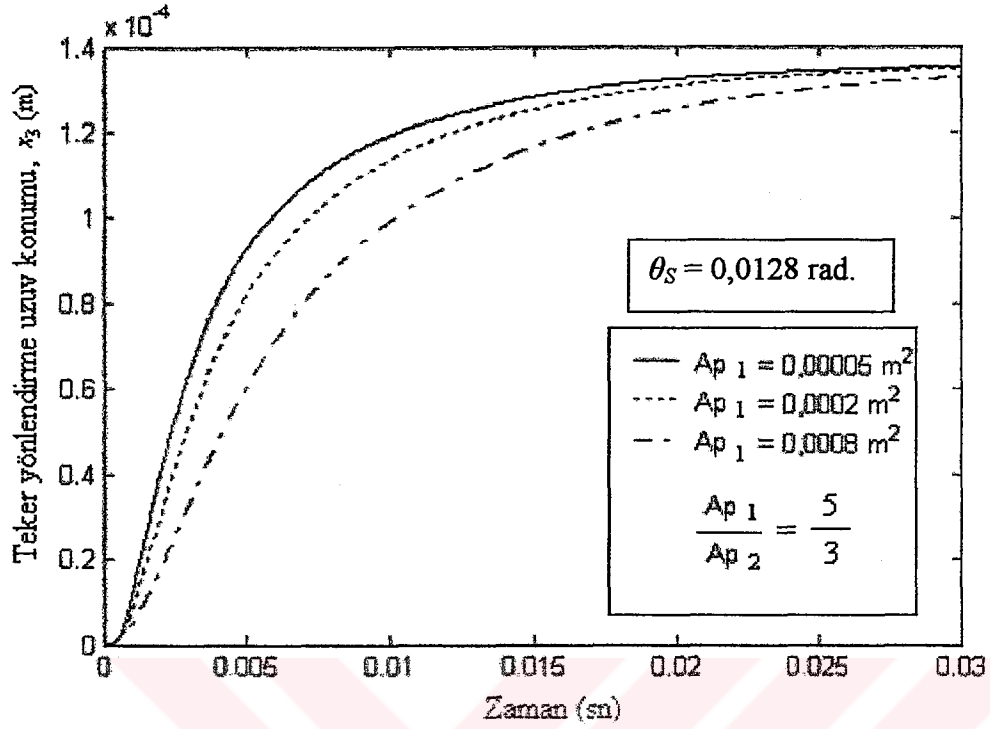


Şekil 3.36. Basamak bozucu giriş için sürücünün hissettiği momentin dişli kutusu oranı ile değişimi

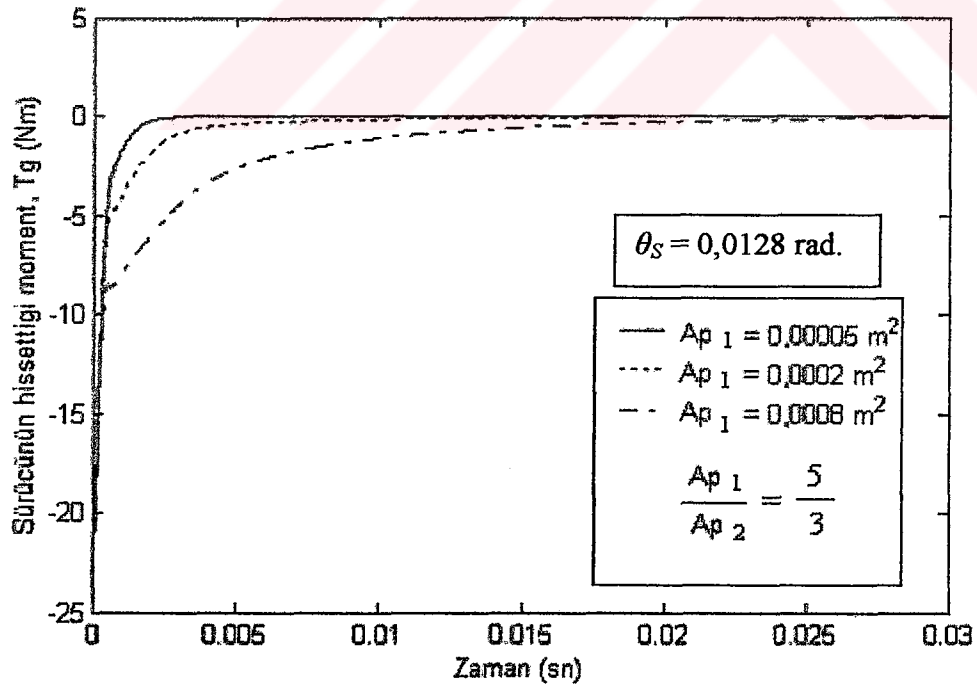
His Pistonu Alanının Sistem Davranışına Etkisi

Şekil 3.37, Şekil 3.38, Şekil 3.39 ve Şekil 3.40'da his pistonu alanının üç değişik değeri için x_3 ve T_g 'nin basamak kontrol ve bozucu girişler için değişimleri görülmektedir. Bu şekillere göre aşağıdaki sonuçlar çıkarılmıştır:

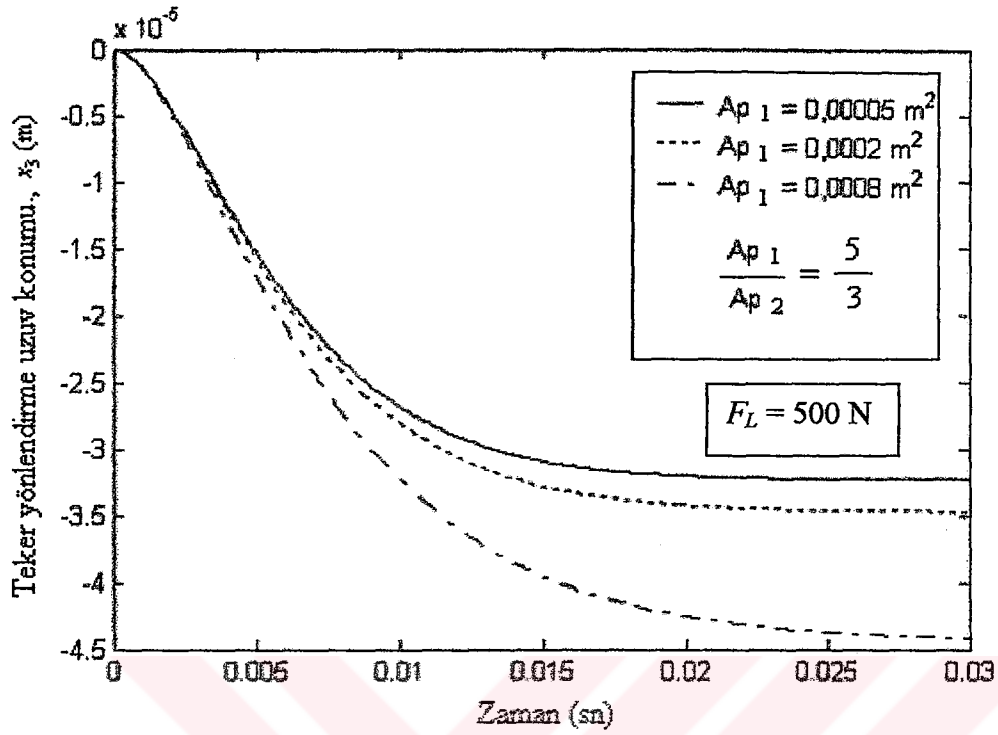
- i) Şekil 3.37 ve Şekil 3.38'de kontrol girişi ile zorlanan sistemde, his pistonu alanının artırılmasıyla sistemin cevap hızında azalma görülmektedir. Durağan değerler ise etkilenmemektedir.
- ii) His pistonu alanının artırılması, bozucu girişler karşı sistemi yumuşatmaktadır. Bu parametrenin artırılması teker yönlendirme mafsalı konumunun ve sürücü tarafından hissedilen momentin durağan değerlerinin büyüklüklerini artırmaktadır (Şekil (3.39) ve Şekil (3.40)).



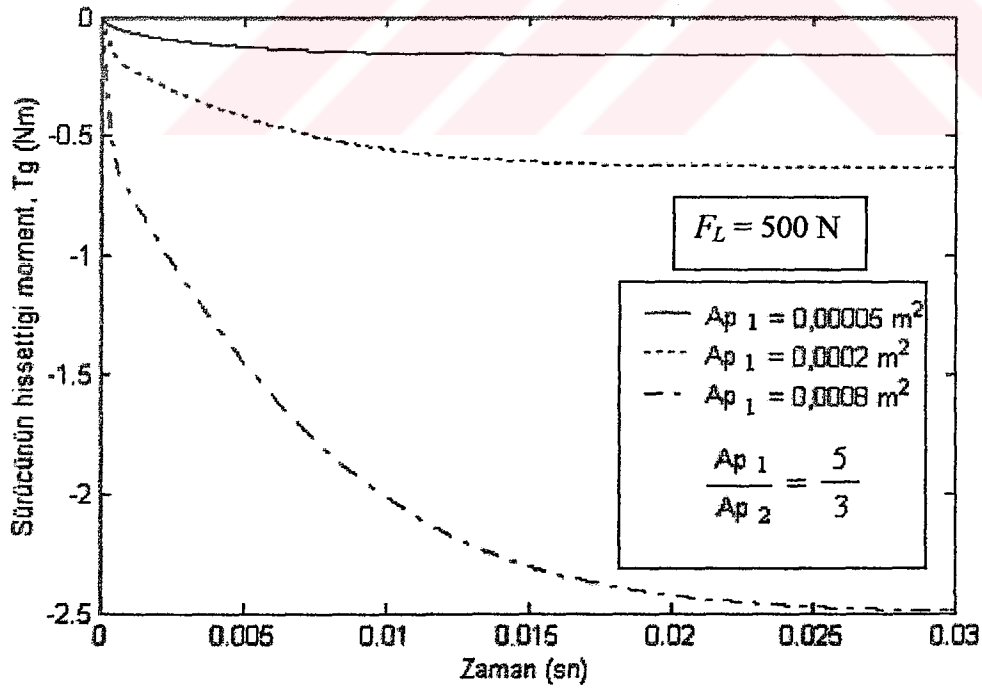
Şekil 3.37. Basamak kontrol giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun his pistonu alanı ile değişimi



Şekil 3.38. Basamak kontrol giriş için sürücünün hissettiği momentin his pistonu alanı ile değişimi



Şekil 3.39. Basamak bozucu giriş için teker yönlendirme uzuv konumunun his pistonu alanı ile değişimi



Şekil 3.40. Basamak bozucu girişi için sürücünün hissettiği momentin his pistonu alanı ile değişimi

4. SONUÇ ve ÖNERİLER

Hidrolik güç destekli direksiyon sisteminin lineer modeli için aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

- Sönüm sabitleri uygun olarak seçildiği için, sistem cevapları salınımsız ve kararlıdır. Sistem cevabı zaman sabiti 0,005-0,006 sn dolayında olan birinci mertebe bir sistem cevabını andırmaktadır.
- Sisteme sabit bir kontrol girişi uygulandığında valf makarası konumunun ve teker yönlendirme mafsali konumunun durağan değerleri hidrolik parametre bağlı olmayıp sadece mekanik elemanların parametrelerinden (dişli kutusu diş indirgeme oranı, pitman kolu yarıçapı ve döndürme kolundan kaynaklanan kaldıraç oranı) etkilenmektedir. Sisteme sabit bir bozucu giriş uygulandığında ise sistemin durağan değerleri mekanik parametrelerin yanı sıra hidrolik parametrelere de bağlıdır. Sistemin bozucu girişlerden az etkilenmesi için his pistonu alanı değerinin düşük, güç pistonu alanı değerinin ise yüksek olması gerekmektedir.
- Teker yönlendirme mafsali konumunun 5-95 % kriterine göre yükselme zamanı 0,0119 sn'dir.
- Aniden uygulanan basamak kontrol girişi (0,0128 rad), direksiyon kolunun oluşturduğu sert bir yay vasıtasıyla valf makarasına iletildiği için makara merkezden önce hızla uzaklaşmakta, daha sonra daha uzun zaman sabitli hidrolik izleme sistemi valf gövdesini aynı yönde ve makarayı merkez konumuna getirecek biçimde hareket ettirmektedir.
- Rampa kontrol girişi ($2,5t$) ile zorlanan sistem birinci mertebe bir sisteme benzer bir davranış göstermekte ve bir süre sonra makara ve yük hareketleri 23,44 mm/sn'lik sabit bir hıza erişmektedir.

- Sistem dış bozulcılara oldukça sert olup 500 N'luk kuvvet sonucu teker yönlendirme mafsalinın yer değiştirmesi sadece 0,048 mm'dir. Bu kuvvet sonucu valf makarası merkez konumundan ayrılmakta ve sistem bunun sonucu ortaya çıkan yük basınç farkının yarattığı kuvvetle dış bozucuya karşı koymaya çalışmaktadır.
- Sistem çıkışı kontrol girişini 10-150 rad/sn frekans aralığında genlik kaybı olmadan izlemektedir. Yüksek frekanslarda ise yükün ve sistem elemanlarının atalet özellikleri dolayısıyla genlik sıfıra doğru gitmektedir.

Yükün kütleli olduğu non-linear modeli için aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

- Sönüm sabitleri uygun olarak seçildiği için, sistem cevapları salınımsız ve kararlıdır. Sistem cevabı zaman sabiti 0,006-0,007 sn dolayında olan birinci mertebe bir sistem cevabını andırmaktadır.
- Sistem üzerinde kontrol girişinin ve bozucu girişin olmadığı durumda, non-linear model için elde edilen durağan değerler lineer sistem modelinden farklı olarak sıfır değildir. Bu değerlerden valf makarasının konumu, teker yönlendirme mafsalinın konumu ile sürücünün hissettiği moment değeri pratikte önemsenmeyecek kadar küçüktür ancak güç pistonunun her iki yanındaki basınç değerleri ile valf açıklığı, güç pistonunun sağ ve sol taraflarının birbirinden farklı olmasını yansıtan değerlere sahiptir. Sistemde statik kuvvet dengesinin sağlanması için, pistonun dar alanlı tarafındaki basınç geniş alanlı tarafındaki basınçtan daha büyük olmaktadır. Bu basınç farkı ise valf makarasını merkez konumundan sola doğru kaydırmaktadır.
- Teker yönlendirme mafsalı konumunun 5-95 % kriterine göre yükselme süresi 0,017 sn dolaylarındadır; bu değer lineer modelde elde edilen değerle karşılaştırıldığında, non-linear modelin yükselme süresinin daha uzun olduğu görülmektedir.

- Hidrolik izleme sistemi non-lineer modelde de valf makarasının ani yükselişini takip etmekte ve makarayı merkezden kayık olan durağan durumuna getirmeye çalışmaktadır.
- Rampa kontrol girişi ($2,5t$) ile zorlanan sistem birinci mertebe bir sisteme benzer bir davranış göstermekte makara ve yük hareketleri $23,466 \text{ mm/sn}$ 'lik sabit bir hıza erişmektedir.
- 500 N 'luk sabit bir bozucu kuvvet sonucu teker yönlendirme mafsallının yer değiştirmesi sadece $0,0348 \text{ mm}$ 'dir.

Lastik esnekliğinin ve lastik altındaki kuru sürtünmenin dahil edildiği yük modeli için aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

- Sönüm sabitleri uygun olarak seçildiği için, sistem cevapları salınımsız ve karardır. Sistem cevabı zaman sabiti $0,006-0,007 \text{ s}$ dolayında olan birinci mertebe bir sistem cevabını andırmaktadır.
- Teker yönlendirme mafsallı konumunun $5-95 \%$ kriterine göre yükselme zamanı $0,01 \text{ sn}$ dolaylarındadır.
- Tekerin yola dokunduğu nokta kuru sürtünme kuvvetleri yenilinceye kadar hareketsiz kalmakta ve daha sonra kaymaya başlamaktadır.
- Rampa kontrol girişi ($2,5t$) ile zorlanan sistem birinci mertebe bir sisteme benzer bir davranış göstermekte makara ve yük hareketleri $23,5 \text{ mm/sn}$ 'lik sabit bir hıza erişmektedir.
- 1000 N 'luk sabit bir bozucu kuvvet sonucu teker yönlendirme mafsallının yer değiştirmesi sadece $0,062 \text{ mm}$ 'dir. Teker alt noktası kısa bir süre için hareketsiz kalmakta daha sonra kaymaya başlamaktadır.

Sistem davranışını etkileyen ve değiştirilebilir nitelikteki önemli parametreler güç pistonu alanı, his pistonu alanı, maksimum makara deplasmanı ve dişli kutusu oranıdır. Bu parametrelerin değerleri değiştirilerek aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

- Sistemin cevap hızını maksimum yapan optimum bir güç pistonu alan değeri vardır. Güç pistonu etki alanının artırılması ya da azaltılması, kontrol girişi ile zorlanan sistemdeki durağan cevap değerlerini değiştirmezken, bu alanın artırılması bozucu giriş ile zorlanan sistemde, sistemi bozucular karşısında sertleştirmektedir.
- Kontrol girişi ile zorlanan sistemde maksimum makara deplasmanının artırılması valfin merkez açıklığını artırdığından sönümü artırmakta ve sistemin hızını yavaşlatmaktadır. Bozucu giriş ile zorlanan sistemde maksimum makara deplasmanının azaltılması sistemi dış bozuculara karşı sertleştirmekte ve teker yönlendirme mafsallı konumunun değişimini azaltmaktadır.
- Hidrolik direksiyon dişli kutusu oranının artırılması, sistemin statik kazançlarını ve direksiyon simidine uygulanması gereken sürücü momentini azaltmakta ve sistem hızını yavaşlatmaktadır.
- His pistonu alanının azaltılmasının ya da artırılmasının, kontrol girişi ile zorlanan sistemin cevap hızına ve statik kazancına etkisi oldukça az iken; bu alanın artırılması, bozucu giriş karşısında sistemi yumuşatmaktadır.

Bu tezde sunulan çalışmada yol tarafından tekere uygulanan kuvvetler bozucu kuvvetler olarak dikkate alınmış, ancak direksiyon sisteminin yapısı dolayısıyla ortaya çıkan toparlama momenti gerçek özellikleriyle model yapısına dahil edilmemiştir. Bu momentin sistem kararlılığını artırıcı etkisi vardır. Ancak aynı zamanda sürücü tarafından hissedilen momenti de artırmaktadır. Bundan sonra yapılacak olan çalışmalarda toparlama momenti de modele dahil edilmelidir.

Lastik ile yol arasındaki kuru sürtünme de modele oldukça basit bir şekilde dahil edilmiştir. Lastiđin yola göre hızının yn değiştiğinde, statik ve dinamik sürtünme katsayılarını kullanan daha ayrıntılı bir model ilerdeki çalışmalarda modele dahil edilebilir.

Sistemin dinamik davranışının yanı sıra, enerji sarfiyatının da incelenmesi ve en aza indirilmesi bundan sonraki çalışmalarda ele alınabilecek konular arasında sayılabilir.



KAYNAKLAR

- Ajumobi, S.O., 1989, Model of an automotive power steering system via the linear graph technique, **Mathematical and Computer Modeling**, 12, 1113-1116.
- Birsching, J.E., 1999, Two dimensional modeling of a rotary power steering valve, **SAE, Steering and Suspension Technology Symposium 1999**.
- Blackburn et al., 1960, Fluid Power Control, **The M.I.T. Press**, Cambridge.
- Ellinger, H.E., Hathaway, R.B., 1980, Automotive Suspension, Steering, And Brakes, **Prentice-Hall, Inc., USA**.
- Ercan, Y., 1992, Mühendislik Sistemlerinin Modellenmesi ve Dinamiği, Gazi Üniversitesi Yayın No: 179, Ankara.
- Ercan, Y., 1995, Akışkan Gücü Kontrol Teorisi, Gazi Üniversitesi Yayın No : 206 , Ankara.
- Ferries, Gary R., 1997, Control/structure interaction in hydraulic power steering systems, **Proceedings of the American Control Conference**, 2, 1146-1151.
- Gillespie, T.D., 1992, Fundamentals Of Vehicle Dynamics, **SAE, USA**.
- Heisler, H., 1989, Advanced Vehicle Technology, **The Bath Press**, Bath, Great Britain.
- Jang, B., 2000, Simulation of vehicle and power steering dynamics using tire model parameters matched to whole vehicle experimental results, **Vehicle System Dynamics**, 33, 121-133.
- Nishimura, S., Matsunaga, T., 2000, Analysis of response lag in hydraulic power steering system, **JSAE**, 21, 41-46.
- Ogata, K., 1997, Modern Control Engineering, **Prentice-Hall, Inc., USA**.
- Orbak, Ali Y., Youcef, Toumi K., Senga, M., 1999, Model reduction and design of a power steering system, **Proceedings of the American Control Conference**, 6, 4476-4481.
- Post, J.W., 1995, Modeling, Simulation And Testing Of Automobile Power Steering Systems For The Evaluation Of On-center Handling, **Clemson University Thesis**.
- Proca, A.B., Keyhani A., 1998, Identification of power steering system dynamic models, **Mechatronics**, 8, 255-270.

Senga, M., 1995, Modeling And Analysis Of Power Steering System, **MIT Thesis**, USA.

Shigley, J.E., Mischke, C.R., 1989, Mechanical Engineering Design, **McGraw-Hill, Inc.**, Singapore.

Suzukia, H., Hararaa, M., Kumakuraa, H., 1995, Study on suitable feeling for various driving conditions-by controlling power steering assist characteristic, **JSAE**, 16, 212.

Taunus, 1988, Hidrolik Direksiyon, Ford Otosan, Bölüm 13 B-4

Tokumoto, Y., 1997, Development of energy-saving pump for hydraulic power steering, **JSAE**, 18, 301-322.

Wong, T., 2001, Hydraulic power steering system design and optimization simulation, **SAE**, Steering and Suspension Technology Symposium 2001.

Zaremba, A., 1995, Dynamic analysis and stability of a power assist steering system, **Proceedings of the American Control Conference**, 6, 4253-425

ÖZGEÇMİŞ

Ozan Karakul, 1978 yılında Ankara’da doğdu; 1995 yılında TED Ankara Koleji’nden, 2000 yılında Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun oldu. Hidrolik Abghant Pres üzerine lisans projesi hazırlamış olan yazar, yüksek lisans çalışmasını da Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde yapmıştır.

