

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİREKSİYON SİSTEMİNİN MATEMATİKSEL
MODELLENMESİ VE SİMÜLASYONU**

YÜKSEK LİSANS

Tolga KÜÇÜKKAYA

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Murat MAKARACI

KOCAELİ, 2008

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİREKSİYON SİSTEMİNİN MATEMATİKSEL
MODELLENMESİ VE SİMÜLASYONU**

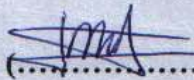
YÜKSEK LİSANS TEZİ
Tolga KÜÇÜKKAYA

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 26 Mayıs 2008

Tezin Savunulduğu Tarih: 30 Haziran 2008

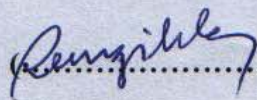
Tez Danışmanı

Yrd. Doç. Dr. Murat MAKARACI


(.....)

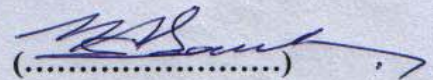
Üye

Prof. Dr. Remzi ASLAN


(.....)

Üye

Yrd. Doç. Dr. Hamit SARUHAN


(.....)

KOCAELİ, 2008

ÖNSÖZ

Tasarlanan sistemlerin testlerden ve üretimden önce analitik modellerinin çıkartılıp simülasyonlarının yapılarak sistem karakteristiklerinin belirlenmesi günümüzde sıkça kullanılan bir metottur. Sistem karakteristiklerinin simüle edilmesi sayesinde sistemde kullanılan ekipmanların üzerine gelen yükler ve momentler hakkında testlerden önce bilgi sahibi olunabilmektedir. Ayrıca sistem tepkilerini etkileyecek dişli kutuları, hidrolik valfler, hidrolik pompalar vb. parçaların sistem için kritik özelliklerinin belirlenmesi oldukça kolaylaştırılmaktadır. Simülasyon sonuçlarından elde edilen bilgiler sayesinde prototip parça üretim ve test maliyetlerinde ciddi mertebelerde maliyet azaltışı sağlanabilecektir.

Direksiyon Sisteminin Matematiksel Modellenmesi ve Simülasyonu konusunda fikirleriyle ile beni yönlendiren ve teşvik eden Sn.Yrd.Doç.Dr.M.MAKARACI'ya teşekkür ederim. Yaptığım çalışmalarda kullanılmak üzere sağladıkları bilgilerden ve verdikleri fikirlerden dolayı Ford Otosan Şasi grubundaki eski ekip arkadaşlarıma ve yöneticilerime teşekkür ederim. Ayrıca hayatım boyunca beni destekleyen ve bugünlere getiren annem Reyhan KÜÇÜKKAYA ve babam M. Zeki KÜÇÜKKAYA sonsuz minnet duygularımı sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	i
İÇİNDEKİLER	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	iii
TABLolar DİZİNİ	iv
SİMGELER.....	v
1 GİRİŞ	1
2 DİREKSİYON SİSTEMİ.....	2
2.1 Hidrolik Direksiyon Sisteminin İşlevi ve Ekipmanların Fonksiyonu	2
2.2 Literatür Taraması.....	6
3 DİREKSİYON SİSTEMİNİN ANALİTİK OLARAK MODELLENMESİ	10
3.1 Direksiyon Sisteminin Matematiksel Modeli	10
3.1.1 Direksiyon sisteminin mekanik kısmının denklemlerinin çıkartılması.....	11
3.1.2 Direksiyon sisteminin hidrolik kısmının denklemlerinin çıkartılması.....	16
3.2 Direksiyon kolonunun kinematik modelinin çıkartılması.....	23
4 DİREKSİYON SİSTEMİNİN SİMULASYONU	26
4.1 Direksiyon Sisteminde Kullanılan Parametrelerin Değerleri.....	26
4.2 Direksiyon Sisteminin Mekanik Kısmının Frekans Cevapları	28
4.3 Direksiyon Sistemi Mekanik Kısmının Simulasyonu	34
4.4 Direksiyon Sisteminin Hidrolik ve Mekanik Kısmının Simulasyonu	40
4.5 Direksiyon kolonunun kinematik simulasyonu.....	46
5 SONUÇLAR VE ÖNERİLER	51
KAYNAKLAR	52
ÖZGEÇMİŞ	53

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1 : Aracın Dönüş Manevrası	2
Şekil 2.2 : Direksiyon Sisteminde Kullanılan Ekipmanlar	3
Şekil 2.3 : Kramayer Dişlisi	3
Şekil 2.4 : Kramayer Dişlisi Çalışma Şekli.....	4
Şekil 2.5 : Direksiyon Pompası	5
Şekil 2.6 : Direksiyon Pompası Çalışma Şekli	5
Şekil 2.7 : Direksiyon Kolonu.....	6
Şekil 3.1 : Direksiyon Sisteminin Blok Şeması	10
Şekil 3.2 : Mekanik Kısımın Fiziksel Durum Şeması	11
Şekil 3.3 : Direksiyon sistemi hidrolik kısmının fiziksel durum şeması	17
Şekil 3.4 : Hidrolik Valfin Çalışma Şekli	18
Şekil 3.5 : Hidrolik valf ve silindir.....	19
Şekil 3.6 : Sabit hacimli tanka sıvı girişi	21
Şekil 3.7 : Kardan mafsalı.....	24
Şekil 3.8 : İki kardan mafsalının arka arkaya kullanıldığı durum.....	25
Şekil 4.1 : Direksiyon torku/tekerlek frekans cevabı bode diyagramı	29
Şekil 4.2 : Direksiyon sistemi rezonans noktaları ve değerleri.....	29
Şekil 4.3 : Direksiyon torku/sağ tekerlek frekans cevabı bode diyagramı.....	30
Şekil 4.4 : Direksiyon torku/sol tekerlek frekans cevabı bode diyagramı	31
Şekil 4.5 : Hidrolik Kuvvet/tekerlek frekans cevabı bode diyagramı.....	32
Şekil 4.6 : Hidrolik Kuvvet ve direksiyon torku/tekerlek frekans cevabı bode diyagramı	33
Şekil 4.7 : Hidrolik kuvveti ve direksiyon torku/tekerlek frekans cevabı bode diyagramı (Sönümleme değerleri Tablodan alınmıştır)	33
Şekil 4.8 : Matlab/Simscape®‘de kurulan mekanik model	34
Şekil 4.9 : Mekanik sistem denklemlerinin Simulink Modeli.....	35
Şekil 4.10 : Simscape modeli direksiyon torku ve tekerleğin açısal dönüş grafikleri	36
Şekil 4.11 : Simulink modeli direksiyon torku ve tekerleğin açısal dönüş grafikleri	37
Şekil 4.12 : Simulink modeli kramayer konum ve hız grafikleri.....	38
Şekil 4.13 : Simscape modeli kramayer konum ve hız grafikleri	39
Şekil 4.14 : Direksiyon sisteminin hidrolik kısmının modeli	41
Şekil 4.15 : Direksiyon sistemi komple model	42
Şekil 4.16 : Direksiyonun çevriliş hızı profili.....	43
Şekil 4.17 : Direksiyon simidinden uygulanan tork.....	44
Şekil 4.18 : Hidrolik destek sağlandıktan sonra direksiyonda uygulanan tork.....	45
Şekil 4.19 : Direksiyon Kolonu Kinematik Modeli	47
Şekil 4.20 : Direksiyon Kolonundaki 3 milin başlangıç ve bitiş noktalarının koordinatları	48
Şekil 4.21 : Düzeltilmiş direksiyon kolonu koordinatları	48
Şekil 4.22 : Direksiyon simidinin çevriliş hızı ile direksiyon kolonundan çıkış hızının karşılaştırılması	49
Şekil 4.23 : Direksiyon Simidinin çevriliş hızı ile direksiyon kolonundan çıkış hızının karşılaştırılması	50

TABLÖLAR DİZİNİ

Tablo 4.1: Mekanik sistem parametreleri ve alınan değerler	26
--	----

SİMGELER

- I_1 : Direksiyon simidi ve kolonunun toplam atalet momenti (kg.m²)
 I_2 : Direksiyon giriş mili atalet momenti (kg.m²)
 I_3 : Pinyon atalet momenti (kg.m²)
 I_4 : Sol tekerlek atalet momenti (kg.m²)
 I_5 : Sağ tekerlek atalet momenti (kg.m²)
 m : Kramayer kütlesi (kg)
 b_1 : Direksiyon kolonu ve simidindeki viskoz sürtünme (N-m/(rad/s))
 b_2 : Burulma yayındaki viskoz sürtünme (N-m/(rad/s))
 b_3 : Kramayer ve kramayer yatağı arasındaki viskoz sürtünme (N-m/s)
 b_4 : Sol tekerlek bağlantısındaki viskoz sürtünme (N-m/(rad/s))
 b_5 : Sağ tekerlek bağlantısındaki viskoz sürtünme (N-m/(rad/s))
 k_1 : Direksiyon kolonu ve simidinin burulma yay katsayısı (stiffness) (N-m/rad)
 k_2 : Burulma yayı katılığı (N-m/rad)
 k_3 : Sol tekerlek bağlantısı burulma yay katsayısı (N-m/rad)
 k_4 : Sağ tekerlek bağlantısı burulma yay katsayısı (N-m/rad)
 k_5 : Tekerlek çevrildiğinde, sol tekerleğe yoldan gelen karşı kuvvetin benzeşimi olan yayın katılığı (Nm/rad)
 k_6 : Tekerlek çevrildiğinde, sağ tekerleğe yoldan gelen karşı kuvvetin benzeşimi olan yayın katılığı (Nm/rad)
 u : Direksiyon kolonu ve simidinin açısal konum değiştirmesi (rad)
 θ_1 : Direksiyon giriş milinin açısal konum değiştirmesi (rad)
 θ_2 : Pinyonun açısal konum değiştirmesi (rad)
 θ_3 : Sol tekerlek bağlantısının açısal konum değiştirmesi (rad)
 θ_4 : Sağ tekerlek bağlantısının açısal konum değiştirmesi (rad)
 θ_5 : Sol tekerleğin açısal konum değiştirmesi (rad)
 θ_6 : Sağ tekerleğin açısal konum değiştirmesi (rad)
 T : Sürücünün direksiyona uyguladığı tork (N-m)
 T_1 : Dönüş sırasında sol tekerlekte dönmeye karşı oluşan tork (N-m)
 T_2 : Dönüş sırasında sağ tekerlekte dönmeye karşı oluşan tork (N-m)
 T_3 : Pinyonun dönmesini engelleyici yönde oluşan tork (N-m)
 F_m : Kramayera aktarılan mekanik kuvvet (N)
 F_h : Kramayera aktarılan hidrolik kuvvet (N)
 N : Pinyon ile kramayer arası dişli oranı
 N_1 : Sol tekerlek ile kramayer arası tork-kuvvet dönüşüm oranı
 N_2 : Sağ tekerlek ile kramayer arası tork-kuvvet dönüşüm oranı
 λ : Pinyon ile kramayer arası verim
 λ_1 : Sol tekerlek ile kramayer arası tork-kuvvet dönüşüm verimi
 λ_2 : Sağ tekerlek ile kramayer arası tork-kuvvet dönüşüm verimi
 A_o : Orifisten akışın gerçekleştiği alan (m²)
 C_d : Orifisin akışı boşaltma katsayısı
 C : Orifis boşaltma katsayısını ve orifisin genişliğinin çarpımını içeren bir katsayı
 p_b : Borularda oluşan basınç kaybı (Pa)
 p_p : Pompa çıkışındaki basınç (Pa)
 R_f : Borulardaki akışa karşı olan direnç (kg/m⁴.s)

μ	: Akışkanın mutlak viskozitesi (Ns/m ²)
d_b	: Akışın gerçekleştiği borunun iç çapı (m)
l	: Toplam boru boyu (m)
β	: Akışkanın bulk modülü (Pa)
V_{ym}	: Silindir hacminin yarısı (m ³)
A_p	: Piston alanı (m ²)
x	: Pistonun konumu (m)
x_1	: Valfin konumu (m)
w	: Valfin genişliği (m)
p_s	: Valf girişindeki basınç (Pa)
p_o	: Valf çıkışındaki basınç (Pa)
p_1	: Silindirin sağ tarafındaki basınç (Pa)
p_2	: Silindirin sol tarafındaki basınç (Pa)
q_1	: Silindirin sağ tarafına giren sıvının debisi (m ³ /s)
q_2	: Silindirin sol tarafından çıkan sıvının debisi (m ³ /s)
q_p	: Pompadan çıkan sıvının debisi (m ³ /s)
ρ	: Hidrolik sıvının özkütlesi (kg/m ³)

DİREKSİYON SİSTEMİNİN MATEMATİKSEL MODELLENMESİ VE SİMÜLASYONU

Tolga KÜÇÜKKAYA

Anahtar Kelimeler: Hidrolik Direksiyon Sistemi, Direksiyon Kolonu, Direksiyon Pompası, Kramayer Dişlisi, Simülasyon

Özet: Otomotiv sektöründeki firmaları karlılıklarını koruyabilmesi ve artan müşteri isteklerini karşılayabilmesi için asgari sürede ve maliyetle yeni araç modelleri çıkartılması zorunlu hale gelmiştir. Test ve prototip maliyetlerini asgari seviyede tutabilmek için araç alt sistemlerinin matematik modellerinin çıkartılması ve simülasyonlarının yapılması gerekmektedir. Bu tez çalışmasında, direksiyon sisteminin kritik özellikleri hesaba katılarak matematiksel modeli ve simülasyonu yapılmıştır. Simülasyon sırasında Matlab® programında mevcut bulunan farklı kütüphanelerden faydalanılmış ve sonuçlar ilgili bölümlerde verilmiştir.

DERIVATION OF MATHEMATICAL EQUATIONS AND SIMULATION OF STEERING SYSTEM

Tolga KÜÇÜKKAYA

Keywords: Hydraulic Steering System, Steering Column, Steering Pump, Steering Rack, Simulation

Abstract: To be able to keep companies' profit rates high and respond customer demands in a quick way, automotive companies shall introduce new vehicle models to market in a short duration with minimum cost. To keep test and prototype parts costs as low as possible, it's required to derive and simulate mathematical models of vehicle subsystems. In this thessis study, derivation and simulation of hydraulic steering system mathematical equations have been done. Simulation study has been done using different libraries of Matlab[®] and results have been presented in releavent sections of the thessis.

1 GİRİŞ

Birbirleriyle ve çevreleriyle etkileşim halinde bulunan elemanlar topluluğuna sistem denilmektedir. Sistemi oluşturan elemanların gerçek, ya da olduğu varsayılan hayali bir sınır içinde bulunduğu kabul edilir. Sistem sınırı dışında kalan her şey, sistemin çevresi olarak tanımlanır. Sistem çevresi ile ilişki içindedir. Bu ilişkilerin bazıları sistemde meydana gelen değişikliklerden etkilenmez ve doğrudan çevreden kaynaklanır. Bunlara sistemin girişleri denir. Sistemin ilgi duyulan ve izlenen değişkenlerine ise sistemin çıkışları denir. Sistemlerin matematiksel modellerinin çıkartılmasındaki amaç sistemin girişleri değiştiğinde sistemin çıkışlarının nasıl değiştiğini tespit etmek ve çıkış özelliklerini iyileştirmek için sistem üzerinde yapılabilecek iyileştirmeleri belirlemektir.

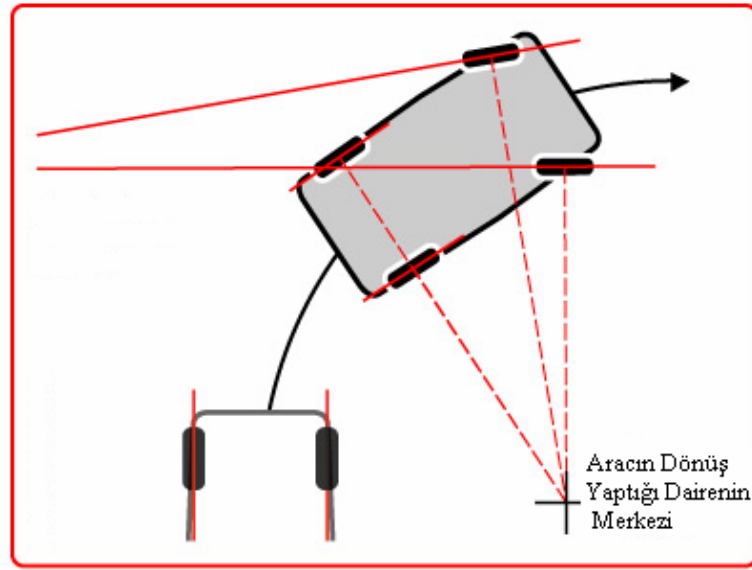
Motorlu taşıtlarda bulunan hidrolik direksiyon sistemi de, birçok farklı elemandan oluşan bir sistemdir. Bu tez çalışması sırasında hidrolik direksiyon sisteminin matematiksel modeli çıkartılacak, direksiyon simidine uygulanan tork girdisine karşılık hidrolik sistemde oluşan basınç artışı, tekerleklerin dönüş açıları, sistemde kullanılan kardan mafsallarının açısal konumlardan dolayı direksiyon simidi ve direksiyon simidinin bağlı bulunduğu milin çıkışındaki faz farkı gibi sistem çıkışları incelenecektir.

Direksiyon sistemi, mekanik ve hidrolik alt sitemlere bölünerek matematiksel denklemleri çıkartılacaktır. Çıkarılan bu denklemler, belirlenen giriş profilleri kullanılarak MATHWORKS/MATLAB® programıyla çözdürülecektir. Bu çalışmaya ek olarak, MATHWORKS/MATLAB® programının SIMSCAPE kütüphanesi altında mevcut bulunan bloklar kullanılarak hidrolik direksiyon sisteminin 2. bir modeli daha oluşturulacak ve oluşturulan ilk modelle karşılaştırılacaktır.

2 DİREKSİYON SİSTEMİ

2.1 Hidrolik Direksiyon Sisteminin İşlevi ve Ekipmanların Fonksiyonu

Tekerleklerin çevrilmesi vasıtasıyla seyir halindeki araca yön verilmesini sağlayan sisteme direksiyon sistemi denmektedir.

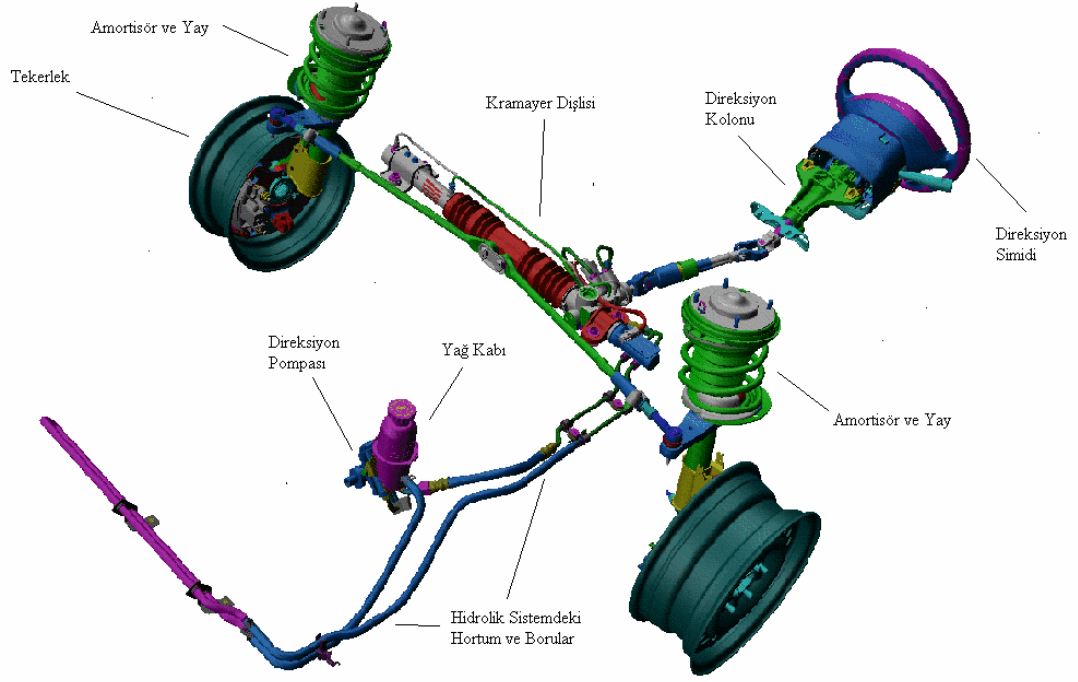


Şekil 2.1 : Aracın Dönüş Manevrası

Ön tekerleklerle yer arasındaki sürtünmeden dolayı özellikle aracın parkı esnasında sürücü tarafından büyük eforlar harcanması gerekmektedir. Sürücü tarafından harcanan eforu en aza indirmek için direksiyon sisteminde dişli ve hidrolik destek sistemleri kullanılmaktadır. Hidrolik destek sistemindeki basınç, aracın içten yanmalı motorundan tahrik alan bir pompa vasıtasıyla oluşturulur.

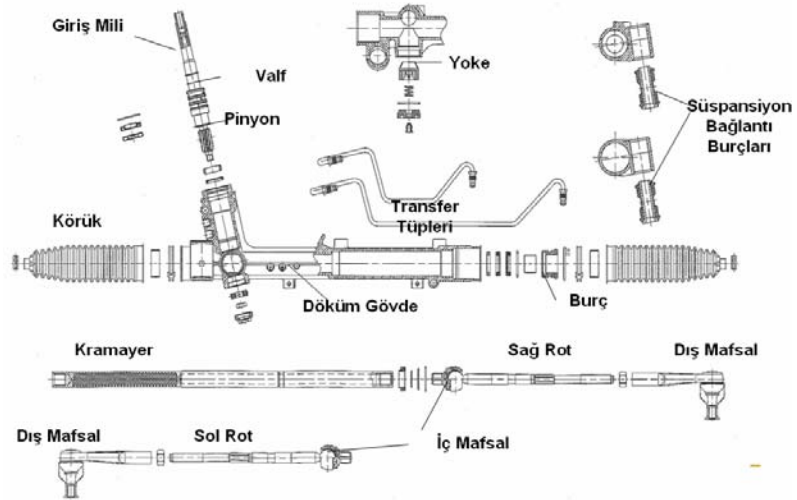
Hidrolik direksiyon sistemi, direksiyon simidi, direksiyon kolunu, kramayer dişlisi, hidrolik pompa, yağ kabı, hortum ve borulardan oluşmaktadır.

Şekil 2.2’de direksiyon sisteminde kullanılan ekipmanlar gösterilmektedir.

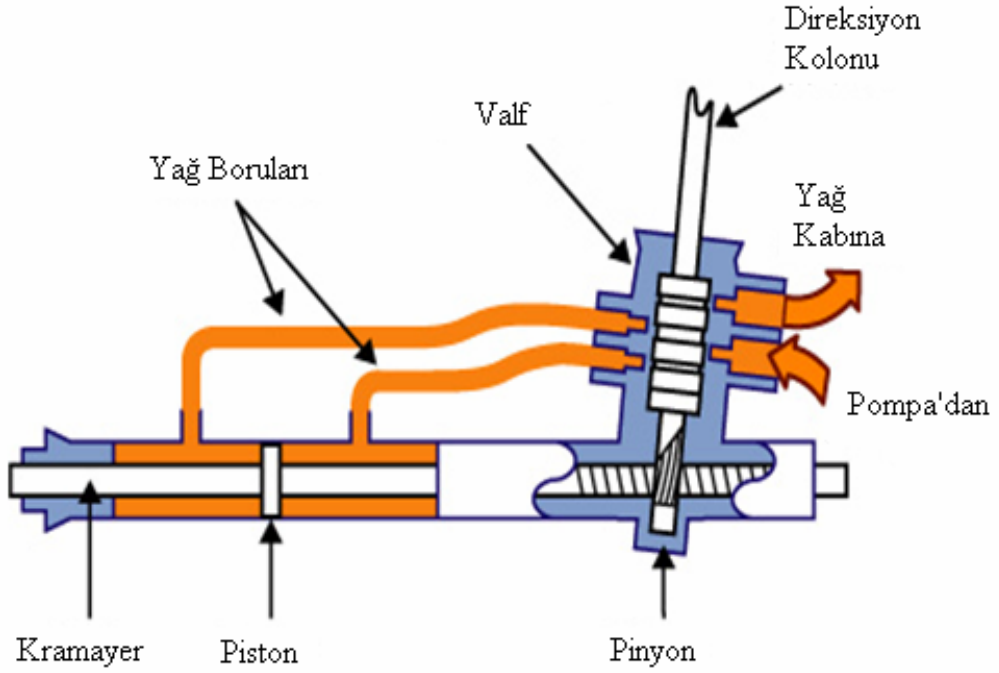


Şekil 2.2 : Direksiyon Sisteminde Kullanılan Ekipmanlar

Direksiyon sisteminde kullanılan kramayer dişlisi, direksiyon simidine uygulanan torku dişli oranı kadar arttırarak tekerleklere yön verilmesini sağlar. Pinyon ve kramayer vasıtasıyla dönme hareketi çizgisel harekete çevrilir. Kramayer dişlisinin içinde bulunan pistonun bir tarafının basınçlı yağla doldurulması vasıtasıyla hidrolik destek kuvveti elde edilir. Hidrolik dişli kutularının içinde bir valf bulunmaktadır ve bu valf sayesinde direksiyon hassasiyeti ayarlanmaktadır. Şekil 2.3 ve Şekil 2.4’de kramayer dişlisi ve çalışma şekli verilmiştir.



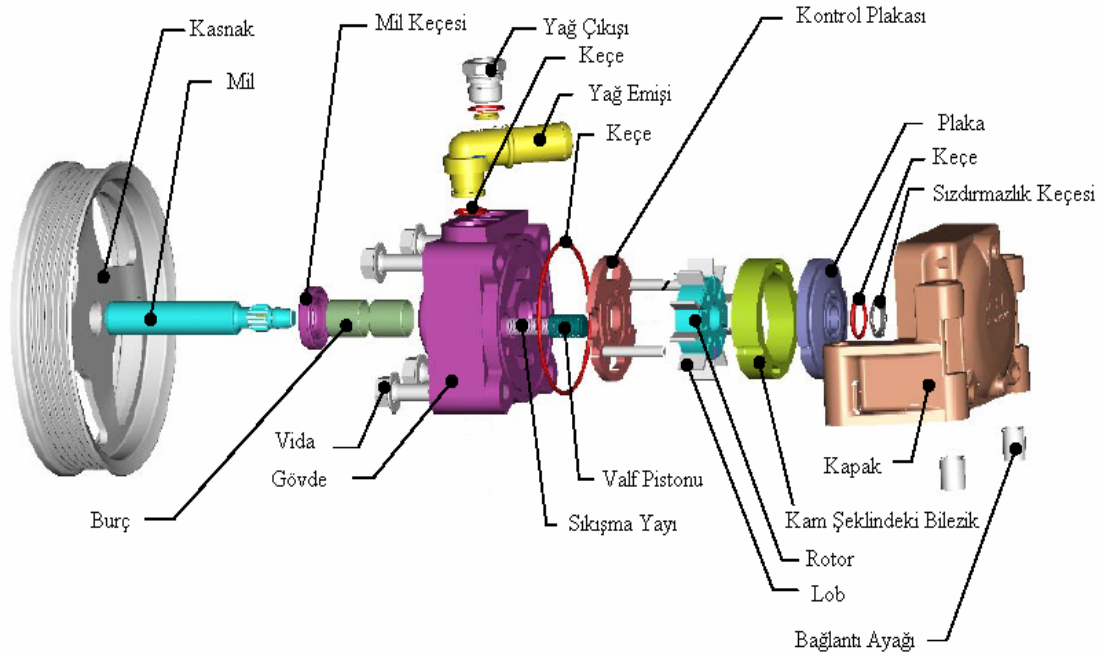
Şekil 2.3 : Kramayer Dişlisi



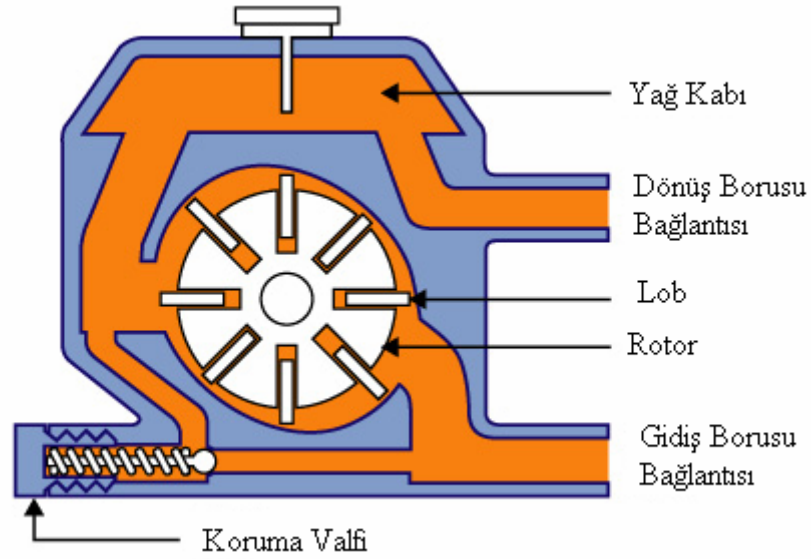
Şekil 2.4 : Kramayer Dişlisi Çalışma Şekli

Direksiyon sisteminde kullanılan pompa, aracın motoru veya harici bir elektrik motoru tarafından tahrik edilmektedir. Direksiyon çevrilmese dahi sürekli çalışmaktadır. Direksiyon manevrası yapıldığında, dişli kramayerine yüksek basınçlı yağ pompalar. Rotorunun üzerinde bulunan kanatlar sayesinde yağ kabındaki yağı emer. Pompanın içindeki mevcut bulunan kam şeklinden dolayı pompa girişindeki yüksek hacimli yağ, pompa çıkışında sıkıştırılarak yüksek basınç elde edilir. Direksiyon pompasının içinde bulunan koruma valfi sayesinde pompanın ve direksiyon sisteminin yüksek basınçlarda zarar görmesi engellenir.

Şekil 2.5 ve Şekil 2.6'da direksiyon pompası ve çalışma şekli verilmiştir.



Şekil 2.5 : Direksiyon Pompası

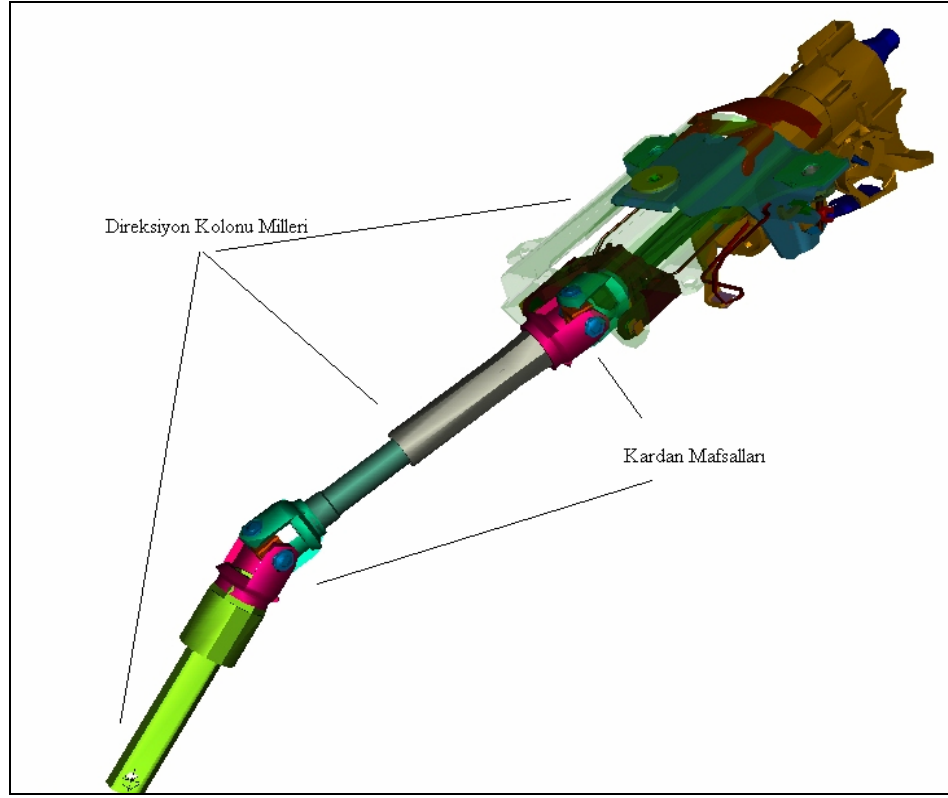


Şekil 2.6 : Direksiyon Pompası Çalışma Şekli

Direksiyon sisteminde kullanılan direksiyon kolunu, direksiyon simidinden verilen hareketin kramayer dişlisine aktarılmasını sağlayan parçadır. Boru şeklindeki millerden ve kardan mafsallarından oluşmaktadır. Şekil 2.7’de direksiyon kolunu resmi verilmektedir.

Direksiyon sisteminde kullanılan direksiyon boruları ve hortumlar, sistemde mevcut bulunan yağın parçalar arasında aktarımını sağlar. Valflerin açılıp kapanması

esnasında sistemde oluşan ani basınç artışlarının ve bundan dolayı oluşan titreşimleri sönümler. Ayrıca sistemde kullanılan borular, yapılan iş sırasında sıcaklığı artan yağın soğutulmasını da sağlamaktadır.



Şekil 2.7 : Direksiyon Kolonu

2.2 Literatür Taraması

Direksiyon sisteminin matematiksel denklemleri elde edilmeden önce detaylı bir kaynak araştırması yapılmıştır. Direksiyon sisteminin alt parçaları ve modelleme tekniği üzerine bilgi edinilmesi amacıyla hidrolik güç desteğiyle veya elektrik motoru desteğiyle çalışan direksiyon sistemlerinin modellenmesi ile ilgili birçok yayın incelenmiştir. Ayrıca mühendislik sistemlerinin modellenmesi, araç dinamiği, hidrolik kontrol valfları ve MATHWORKS/MATLAB® kullanımıyla ilgili kitaplar ve yayınlar incelenmiştir.

İncelenen yayınlar ve içerikleri aşağıdaki gibi özetlenebilir.

2005 yılında, Wang ve Zhang [1], hidrolik direksiyon sistemi dinamiğinin önemli parametrelere karşı gösterdiği hassasiyet ile ilgili bir makale yayınlamışlardır. Bu makalede hidrolik direksiyon sisteminin mekanik ve hidrolik modelleri çıkartılmıştır. Sistemde kullanılan ekipmanların doğal frekansları elde edilmiş ve bir tablo halinde verilmiştir. Pinyonun atalet momentindeki değişikliğin, sistem doğal frekanslarındaki etkileri incelenmiştir. Ayrıca valf üzerinde bulunan hidrolik yağın geçtiği deliklerinin sistem tepkisine etkisi incelenmiştir.

2004 yılında, Barak, Herczeg, Holler, Recker ve Slagle [2], binek araçlarda kullanılan direksiyon sisteminin matematiksel olarak modellenmesi ve simülasyonu ile ilgili bir makale yayınlamışlardır. Bu makalede, sadece mekanik sistemin matematik modeli Lagrange Metoduyla çıkartılıp, sistemin bode grafikleri verilmiştir. Makalede çıkartılan denklemlerin son halleri verilmiş, ara adımlar gösterilmemiştir.

2001 yılında, Matsunaga, Tanaka ve Nishimura [3], hidrolik direksiyon sisteminde kendiliğinden oluşan titreşimin analiziyle ilgili bir makale yayınlamışlardır. Bu makalede hidrolik direksiyon sisteminin matematik modeli oluşturulmuş ve ani manevralarda sistemde oluşan titreşimler incelenmiştir. Bir deney düzeneği yapılarak analizi yapılan sistemin testleri yapılmış ve matematik model doğrulanmıştır. Direksiyon sisteminde oluşan titreşim ve sesi azaltmak için bazı çıkarımlar yapılmıştır. Çıkarımların en etkilişi, kramayer dişlisine gelen besleme hattı üzerinde, kramayer dişlisine olabildiğince yakın olacak şekilde uzun bir hortum kullanılmasıdır. Hortum kramayer dişlisine ne kadar yakın yerleştirilirse yüksek frekanstaki titreşimler o kadar sönümlenebilmektedir. Hortumun boyu ne kadar uzun olursa, düşük frekanslardaki titreşimler de o derecede iyi sönümlenebilmektedir.

2005 yılında, Kang, Sim ve Kim [4], hidrolik direksiyon sisteminin modellenmesi ve titreşim sönümleyicinin geliştirilmesi için bu modelin kullanılmasıyla ilgili bir makale yayınlamışlardır. Bu çalışmada direksiyon sisteminin mekanik ve hidrolik bileşenleri tarif edilmiştir. Bu bileşenler sırayla AMESim® yazılımıyla modellenmiş ve sistemin simülasyonu yapılmıştır. Ayrıca kurulan test düzeneğiyle hidrolik

direksiyon sisteminde testler yapılmış ve test sonuçları simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırılarak model doğrulanmıştır.

1995 yılında, Zaremba ve Davis [5], güç destekli direksiyon sisteminin dinamik ve kararlılık analiziyle ilgili bir makale yayınlamışlardır. Bu makalede analitik olarak sürücünün yol hissiyatı, destek ve direksiyon sistemi tepkileri analitik olarak modellenmiştir. Elektrik motorunun tork-hız gereksinimlerine karar verebilmek için düşük hızdaki park manevraları durumu incelenmiştir.

1998 yılında, Proca ve Keyhani [6], hidrolik direksiyon sisteminin dinamik modellenmesiyle ilgili bir makale yayınlamışlardır.

2004 yılında, Parmar ve Hung [7], elektrik motoru tahrikli direksiyon sistemlerinin kontrol teorisiyle ilgili bir makale yayınlamışlardır. Bu makalede çift pinyonlu elektrik motoru tahrikli direksiyon sistemi tasarımı ve analizi yapılmıştır. Lagrange metoduyla elektrik motoru ve direksiyonun denklemleri çıkartılmıştır. Çıkartılan denklemler durum değişkenleri yaklaşımı ile verilmiştir. Modeli çıkartılan sisteme bir kontrolcü tasarlanmıştır. Ayrıca makalede sunulan kontrol stratejisi vasıtasıyla direksiyon kolonunda mevcut bulunan tork sensorunun silinmesine olanak sağlanmıştır. Böylece sistemin maliyeti ve karmaşıklığı azaltılabilecektir.

2002 yılında, Kim ve Song [8], elektrik motoru tahrikli direksiyon sistemlerinin kontrol teorisiyle ilgili bir makale yayınlamışlardır. Bu makalede sürücünün uyguladığı torku azaltmak, direksiyon hissiyatını ve dönüşlerden sonra toparlanma performansını arttırmak için bir elektrik motoru destekli direksiyon sistemi geliştirilmiştir.

1992 yılında, Gillespie [9], araç dinamiğinin temellerini anlatan bir kitap yayınlamıştır. Bu kitabın 7. ve 8. bölümlerinde direksiyon sistemi detaylı olarak incelenmektedir. Direksiyon sisteminde üzerine etkiyen kuvvetler ve momentler bu bölümlerde tarif edilmektedir.

1967 yılında, Merritt [10], hidrolik kontrol sistemlerini anlatan bir kitap yayınlamıştır. Bu kitabın 5. bölümünde hidrolik kontrol valfleri tipleri, çalışma şekilleri ve modelleme metotları anlatılmaktadır.

2003 yılında, Ercan [11], mühendislik sistemlerinin modellenmesi ve dinamiğini anlatan bir kitap yayınlamıştır. Bu kitapta mühendislik sistemlerinin modellenme usulleri anlatılmaktadır. Tez çalışması sırasında kitabın 3. bölümünde anlatılan mekanik sistem titreşimleri, 5. bölümünde anlatılan akışkan sistem elemanları, 9. bölümünde anlatılan durum değişkenleri ve durum denklemleri, 10. bölümde anlatılan lineer olmayan sistemlerin lineerleştirilmesi, 14. bölümde anlatılan frekans cevabı konularından faydalanılmıştır.

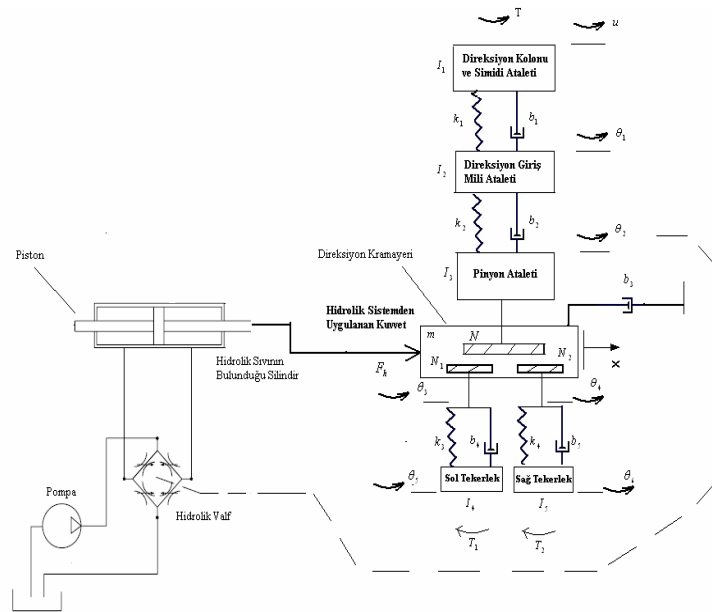
3 DİREKSİYON SİSTEMİNİN ANALİTİK OLARAK MODELLENMESİ

Direksiyon sisteminin mekanik ve hidrolik benzeşim denklemlerinin elde edilmesi bu bölüm içerisinde yapılacaktır. Denklemler çıkartıldıktan sonra, örnek bir araç için denklemlerde kullanılmış olan parametrelerin değerleri verilmiştir. Bu değerler, [5], [6], [7] ve [8] numaralı referanslardan faydalanılarak çıkartılmıştır.

3.1 Direksiyon Sisteminin Matematiksel Modeli

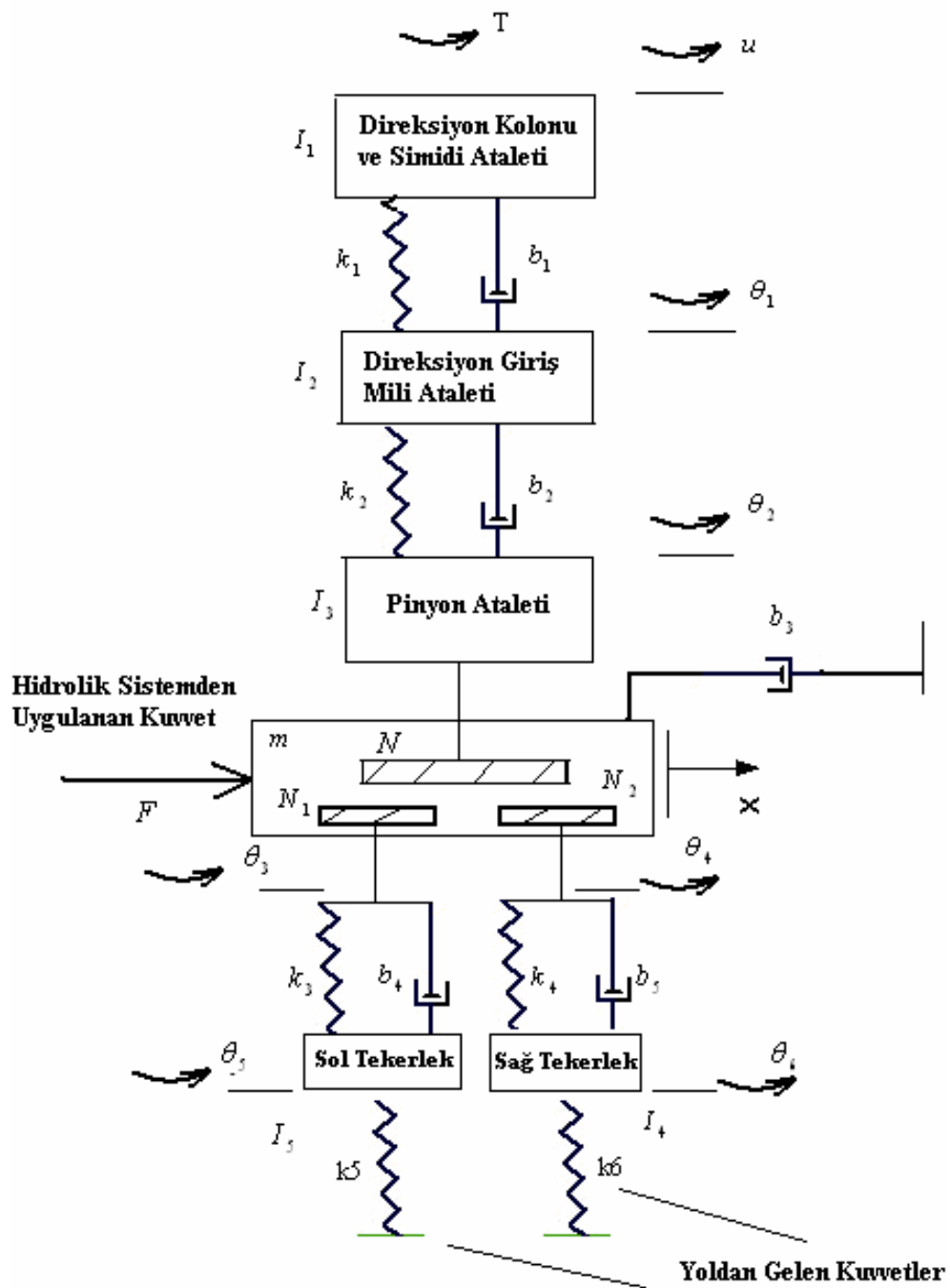
Şekil 3.1’de fiziksel durum şeması gösterilen direksiyon sistemi, mekanik ve hidrolik sistemlerden oluşmaktadır. Direksiyon sistemi hidrolik ve mekanik sistemler olarak 2 alt sisteme bölünecek ve her iki alt sistemin denklemleri ayrı başlıklar altında çıkartılacaktır.

Bu iki sistemin birbirlerine olan girdileri bulunmaktadır. Mekanik sistemden hidrolik sisteme olan girdi burulma yayının burulma açısı (θ_2), hidrolik sistemden mekanik sisteme olan girdi ise hidrolik silindirde basınç farkından dolayı oluşan kuvvettir (F_h). Simülasyon sırasında ayrı ayrı denklemleri çıkarılmış bu iki sistem, bu girdiler vasıtasıyla birbirlerine bağlanacaktır.



Şekil 3.1 : Direksiyon Sisteminin Blok Şeması

3.1.1 Direksiyon sisteminin mekanik kısmının denklemlerinin çıkartılması



Şekil 3.2 : Mekanik Kısımın Fiziksel Durum Şeması

Şekil 3.2’da görülebileceği gibi direksiyon simidi ve kolonu, direksiyon giriş mili, pinyon, sol ve sağ tekerlekler noktasal atalet momenti olarak, kramayer ise noktasal kütle olarak modellenmiştir. Sistemde bulunan parçaları katılıkları ve sürtünmeleri modele ilave edilmiştir. Yukarıdaki şekilde b_3 katsayısı ile verilen, kramayer ve kramayer yatağı arasındaki sürtünmeyi temsil eden viskoz sürtünme elemanı dışındaki diğer sürtünme elemanları ve katılığı temsil eden yaylar kendi ekseninde dönen tiptedir. Kramayer ve kramayer yatağı arasındaki viskoz sürtünme elemanı ise doğrusal tiptedir.

Coulomb sürtünmesi lineer olmayan bir durum ortaya çıkardığından sistemde kullanılan sürtünmeler viskoz sürtünme olarak kabul edilmiştir. Ayrıca katılığı temsil eden yaylar da lineer olarak kabul edilmiştir.

Kramayerin düzlemsel hareketinin tekerleklerin dönüş hareketine çevrilmesi, N_1 ve N_2 oranlı bir dişli vasıtasıyla yapılmıştır. Normalde burada 4 çubuktan oluşan bir mekanizma bulunmakta ve bunun çevrim oranı sabit olmamaktadır. Sabit oranlı dişli kullanarak lineerleştirme işlemi gerçekleştirilmiştir.

Mekanik sistemin dinamik denklemleri, Newton yasalarına göre aşağıda elde edilmiştir.

Direksiyon kolonu ve simidi üzerinde oluşan momentler:

$$T = \ddot{u} \times I_1 + b_1 \times (\dot{u} - \dot{\theta}_1) + k_1 \times (u - \theta_1) \quad (3.1)$$

3.1’de uygun işlemler yapıldıktan sonra aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\ddot{u} = (T - b_1 \times (\dot{u} - \dot{\theta}_1) - k_1 \times (u - \theta_1)) / I_1 \quad (3.2)$$

Direksiyon giriş mili üzerinde oluşan momentler:

$$\ddot{\theta}_1 \times I_2 + b_2 \times (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + k_2 \times (\theta_1 - \theta_2) = b_1 \times (\dot{u} - \dot{\theta}_1) + k_1 \times (u - \theta_1) \quad (3.3)$$

3.3’de uygun işlemler yapıldıktan sonra aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\ddot{\theta}_1 = ((b_1 \times (\dot{u} - \dot{\theta}_1) + k_1 \times (u - \theta_1) - b_2 \times (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) - k_2 \times (\theta_1 - \theta_2)) / I_2 \quad (3.4)$$

Pinyon üzerinde oluşan momentler:

$$I_3 \ddot{\theta}_2 = (b_2 \times (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + k_2 \times (\theta_1 - \theta_2) - T_3 \quad (3.5)$$

Sağ tekerlek üzerinde oluşan momentler:

$$k_4 \times (\theta_4 - \theta_6) + b_5 \times (\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_6) = k_6 \times \theta_6 + I_5 \times \ddot{\theta}_6 \quad (3.6)$$

Sol tekerlek üzerinde oluşan momentler:

$$k_3 \times (\theta_3 - \theta_5) + b_4 \times (\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_5) = k_5 \times \theta_5 + I_4 \times \ddot{\theta}_5 \quad (3.7)$$

Kramayer üzerinde oluşan momentler:

$$F_h + F_m = m \cdot \ddot{x} + b_3 \cdot \dot{x} + \frac{(k_4 \times (\theta_4 - \theta_6) + b_5 \times (\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_6))}{\lambda_2 \times N_2} + \frac{(k_3 \times (\theta_3 - \theta_5) + b_4 \times (\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_5))}{\lambda_1 \times N_1} \quad (3.8)$$

Dişli oranlarıyla ilgili bağıntılar,3.9’da verilmiştir.

$$\theta_4 \times N_2 = x \quad \theta_3 \times N_1 = x \quad \frac{\theta_2}{N} = x \quad T_3 \times N \times \lambda = F_m \quad (3.9)$$

Denklem 3.8 ile 3.9 birlikte çözüldüğünde aşağıdaki denklem elde edilir.

$$F_h + T_3 \times N \times \lambda = m \times \frac{\ddot{\theta}_2}{N} + b_3 \times \frac{\dot{\theta}_2}{N} + \frac{(k_4 \times (\frac{\theta_2}{N \times N_2} - \theta_6) + b_5 \times (\frac{\dot{\theta}_2}{N \times N_2} - \dot{\theta}_6))}{\lambda_2 \times N_2} + \frac{(k_3 \times (\frac{\theta_2}{N \times N_1} - \theta_5) + b_4 \times (\frac{\dot{\theta}_2}{N \times N_1} - \dot{\theta}_5))}{\lambda_1 \times N_1} \quad (3.10)$$

Denklem 3.10’da uygun düzenlemeler yapıldığında ve Denklem 3.5 ile birlikte çözüldüğünde aşağıdaki denklem elde edilir.

$$I_3 \ddot{\theta}_2 = (b_2 \times (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + k_2 \times (\theta_1 - \theta_2) - (m \times \frac{\ddot{\theta}_2}{N^2 \times \lambda} + b_3 \times \frac{\dot{\theta}_2}{N^2 \times \lambda} + \frac{(k_4 \times (\frac{\theta_2}{N \times N_2} - \theta_6) + b_5 \times (\frac{\dot{\theta}_2}{N \times N_2} - \dot{\theta}_6))}{N_2 \times N \times \lambda \times \lambda_2} + \frac{(k_3 \times (\frac{\theta_2}{N \times N_1} - \theta_5) + b_4 \times (\frac{\dot{\theta}_2}{N \times N_1} - \dot{\theta}_5))}{N_1 \times N \times \lambda \times \lambda_1} - \frac{F_h}{N \times \lambda}) \quad (3.11)$$

$\ddot{\theta}_2$, denklemin sol tarafında yalnız bırakıldığında eşitlik 3.12 elde edilir.

$$\ddot{\theta}_2 = \left(\frac{b_2}{I_3} \times (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + \frac{k_2}{I_3} \times (\theta_1 - \theta_2) - b_3 \times \frac{\dot{\theta}_2}{I_3 \times N^2 \times \lambda} - \frac{(k_4 \times (\frac{\theta_2}{N \times N_2} - \theta_6) + b_5 \times (\frac{\dot{\theta}_2}{N \times N_2} - \dot{\theta}_6))}{I_3 \times N_2 \times N \times \lambda \times \lambda_2} \right. \\ \left. - \frac{(k_3 \times (\frac{\theta_2}{N \times N_1} - \theta_5) + b_4 \times (\frac{\dot{\theta}_2}{N \times N_1} - \dot{\theta}_5))}{I_3 \times N_1 \times N \times \lambda \times \lambda_1} + \frac{F_h}{I_3 \times N \times \lambda} \right) / \left(1 + \frac{m}{I_3 \times N^2 \times \lambda} \right) \quad (3.12)$$

Denklem 3.6, 3.7, 3.12 ve 3.9 birlikte çözüldüğünde aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$k_4 \times \left(\frac{\theta_2}{N \times N_2} - \theta_6 \right) + b_5 \times \left(\frac{\dot{\theta}_2}{N \times N_2} - \dot{\theta}_6 \right) = k_6 \times \theta_6 + I_5 \times \ddot{\theta}_6 \quad (3.13)$$

$$\ddot{\theta}_6 = \frac{k_4}{I_5} \times \left(\frac{\theta_2}{N \times N_2} - \theta_6 \right) + \frac{b_5}{I_5} \times \left(\frac{\dot{\theta}_2}{N \times N_2} - \dot{\theta}_6 \right) - \frac{k_6 \times \theta_6}{I_5} \quad (3.14)$$

$$k_3 \times \left(\frac{\theta_2}{N \times N_1} - \theta_5 \right) + b_4 \times \left(\frac{\dot{\theta}_2}{N \times N_1} - \dot{\theta}_5 \right) = k_5 \times \theta_5 + I_4 \times \ddot{\theta}_5 \quad (3.15)$$

$$\ddot{\theta}_5 = \frac{k_3}{I_4} \times \left(\frac{\theta_2}{N \times N_1} - \theta_5 \right) + \frac{b_4}{I_4} \times \left(\frac{\dot{\theta}_2}{N \times N_1} - \dot{\theta}_5 \right) - \frac{k_5 \times \theta_5}{I_4} \quad (3.16)$$

Bir dinamik sistemin herhangi bir t anında durumunu tam olarak belirleyen, bağımsız ve minimum sayıdaki değişkenlere durum değişkenleri denir. Bu denklemler, matris eşitlikler olarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A \cdot x + B \cdot u \\ y &= C \cdot x \end{aligned} \quad (3.17)$$

Burada A matrisi durum matrisini, B matrisi giriş matrisini, C matrisi ise çıkış matrisidir.

Yukarda durum denklemleri verilen mekanik sistemin durum değişkenleri matrisi ve durum değişkenlerinin türevinin matrisi aşağıda verilmiştir.

$$x = \begin{bmatrix} u \\ \dot{u} \\ \theta_1 \\ \dot{\theta}_1 \\ \theta_2 \\ \dot{\theta}_2 \\ \theta_5 \\ \dot{\theta}_5 \\ \theta_6 \\ \dot{\theta}_6 \end{bmatrix} \quad \dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \ddot{u} \\ \dot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_5 \\ \ddot{\theta}_5 \\ \dot{\theta}_6 \\ \ddot{\theta}_6 \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

Bu bölüm içerisinde çıkartılan durum denklemlerinden faydalınalarak A durum matrisi aşağıdaki gibi çıkartılır.

$$A = \begin{bmatrix} \frac{0}{I_1} & \frac{1}{I_1} & \frac{0}{I_1} & \frac{0}{I_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-k_1}{I_2} & \frac{-b_1}{I_2} & \frac{0}{I_2} & \frac{1}{I_2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_1}{I_2} & \frac{b_1}{I_2} & \frac{-k_1 - k_2}{I_2} & \frac{-b_1 - b_2}{I_2} & \frac{k_2}{I_2} & \frac{b_2}{I_2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_2 \times N^2 \times \lambda}{(I_3 \times N^2 \times \lambda + m)} & \frac{b_2 \times N^2 \times \lambda}{(I_3 \times N^2 \times \lambda + m)} & E & F & G & H & I & J \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_3}{N \times N_1 \times I_4} & \frac{b_4}{I_4 \times N \times N_1} & \frac{-k_3}{I_4} - \frac{k_5}{I_4} & \frac{1}{I_4} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_4}{I_5 \times N \times N_2} & \frac{b_5}{I_5 \times N \times N_2} & 0 & 0 & \frac{-k_4}{I_5} - \frac{k_6}{I_5} & \frac{1}{I_5} - \frac{b_5}{I_5} \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

A matrisinde bulunan E, F, G, H, I ve J değişkenlerinin eşitliği aşağıda verilmiştir.

$$E = -\frac{k_2 \times N^2 \times \lambda}{(I_3 \times N^2 \times \lambda + m)} - \frac{k_4}{N_2^2 \times \lambda_2 \times (I_3 \times N^2 \times \lambda + m)} - \frac{k_3}{N_1^2 \times \lambda_1 \times (I_3 \times N^2 \times \lambda + m)} \quad (3.20)$$

$$F = -\frac{b_2 \times N^2 \times \lambda}{(I_3 \times N^2 \times \lambda + m)} - \frac{b_5}{N_2^2 \times \lambda_2 \times (I_3 \times N^2 \times \lambda + m)} - \frac{b_4}{N_1^2 \times \lambda_1 \times (I_3 \times N^2 \times \lambda + m)} - \frac{b_3}{(I_3 \times N^2 \times \lambda + m)} \quad (3.21)$$

$$G = \frac{k_3 \times N}{N_1 \times \lambda_1 \times (I_3 \times N^2 \times \lambda + m)} \quad (3.22)$$

$$H = \frac{b_4 \times N}{N_1 \times \lambda_1 \times (I_3 \times N^2 \times \lambda + m)} \quad (3.23)$$

$$I = \frac{k_4 \times N}{N_2 \times \lambda_2 \times (I_3 \times N^2 \times \lambda + m)} \quad (3.24)$$

$$J = \frac{b_5 \times N}{N_2 \times \lambda_2 \times (I_3 \times N^2 \times \lambda + m)} \quad (3.25)$$

Sistemin giriş değişkenlerinin matrisi ise aşağıda verilmiştir.

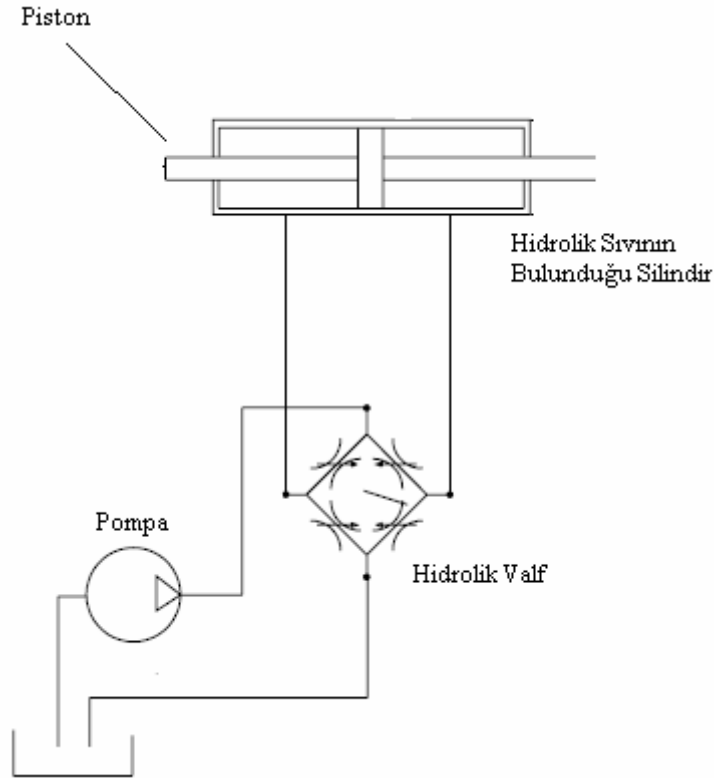
$$u = \begin{bmatrix} T \\ F_h \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

B giriş matrisiyse aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 1 & 0 \\ \frac{I_1}{I_3 \times N^2 \times \lambda + m} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & N \\ 0 & \frac{N}{I_3 \times N^2 \times \lambda + m} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

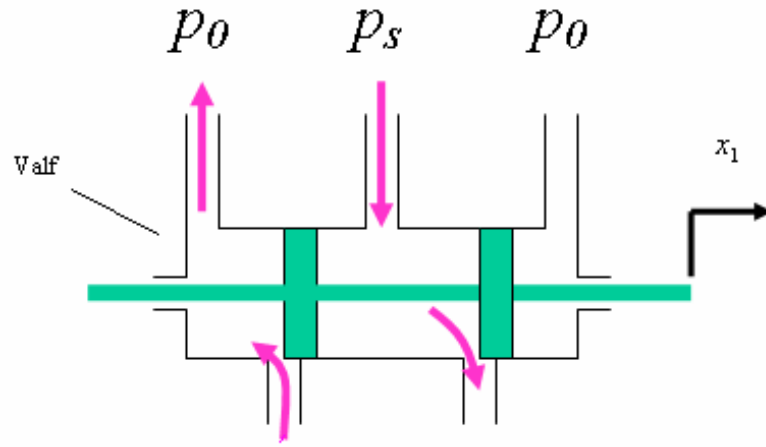
3.1.2 Direksiyon sisteminin hidrolik kısmının denklemlerinin çıkartılması

Şekil 3.3’de direksiyon sisteminin hidrolik kısmının fiziksel durum şeması verilmiştir. Araçtaki içten yanmalı motor vasıtasıyla tahrik edilen hidrolik pompa, sisteme sabit debiyle yağ akışı sağlamaktadır. Direksiyon boruları vasıtasıyla sıvı hidrolik valfe ulaştırılmaktadır. Sürücünün manevra sırasında uyguladığı torka bağlı olarak valf içinde bulunan ve hidrolik silindirine yağ geçişini müsaade eden geçitler açılmaktadır. Manevra yönüne göre silindirin yarısı basınçlı yağla dolmakta, diğer yarısındaki yağ ise silindirden çıkmaktadır. Pistonun sağ ve sol bölmeleri arasında oluşan basınç farkı, piston üzerinde bir kuvvet oluşturmakta ve böylece piston



Şekil 3.3 : Direksiyon sistemi hidrolik kısmının fiziksel durum şeması

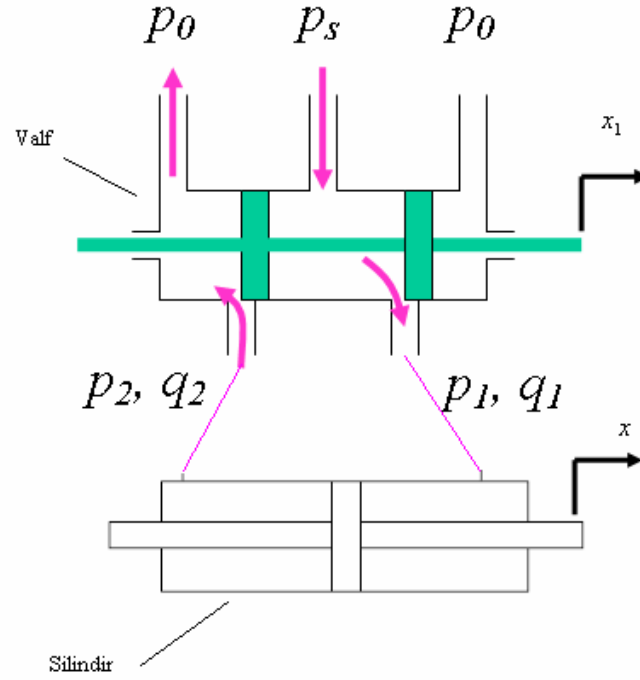
Şekil 3.3’de direksiyon sisteminin hidrolik kısmının fiziksel durum şeması verilmiştir. Araçtaki içten yanmalı motor vasıtasıyla tahrik edilen hidrolik pompa, sisteme sabit debiyle yağ akışı sağlamaktadır. Direksiyon boruları vasıtasıyla sıvı hidrolik valfe ulaştırılmaktadır. Sürücünün manevra sırasında uyguladığı torka bağlı olarak valf içinde bulunan ve hidrolik silindirene yağ geçişini müsaade eden geçitler açılmaktadır. Manevra yönüne göre silindirin yarısı basınçlı yağla dolmakta, diğer yarısındaki yağ ise silindirden çıkmaktadır. Pistonun sağ ve sol bölmeleri arasında oluşan basınç farkı, piston üzerinde bir kuvvet oluşturmakta ve böylece piston üzerinde sürücü torkuna destek hidrolik kuvvet oluşmaktadır. Sistemde kullanılan hidrolik valfin çalışması, Şekil 3.4’de gösterilmektedir.



Şekil 3.4 : Hidrolik Valfin Çalışma Şekli

Hidrolik kısmın modellenmesi sırasında aşağıda belirtilen varsayımlar yapılmıştır.

- Sistemdeki debi sabit olarak kabul edilmiştir.
- Sistemdeki basıncın aşırı artmasını engellemek için, basınç koruma valfi kullanılmıştır.
- Boruların matematik modelleri çıkartılırken, akış laminar kabul edilmiş ve sadece borularda oluşan sürtünme kayıpları modele dahil edilmiştir. Araçların direksiyon sistemlerinde kullanılan hortumlar ve bunların sönümleme etkisi modellenmemiştir.
- Sistemde meydana gelen sıcaklık artışları ve buna bağlı olarak viskozite değişikliği olmadığı varsayılmıştır.



Şekil 3.5 : Hidrolik valf ve silindir

Şekil 3.5’de hidrolik valf ve silindir arasındaki bağlantılar, debi ve basınç parametreleri gösterilmektedir. Ayrıca valfte bulunan pistonun konum değiştirmesi x_1 ile hidrolik silindirde bulunan pistonun konum değiştirmesi ise x ile gösterilmektedir.

Hidrolik valfte dar geçitlerden sıvı geçişi bulunduğu için orifis denklemi kullanılır.

$$Q = Q = C_d A_o \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (3.28)$$

Hidrolik silindire dar geçitlerden giren ve çıkan sıvının debisi aynıdır. Giren ve çıkan sıvı için orifis denklemleri yazılırsa:

$$q_1 = q_2 \quad (3.29)$$

$$q_1 = C \cdot \sqrt{p_s - p_1} \cdot x_1 \quad (3.30)$$

$$q_2 = C \cdot \sqrt{p_2 - p_0} \cdot x_1 \quad (3.31)$$

Burada C katsayı aşağıdaki eşitlikle tanımlanır.

$$C = C_d \cdot w \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (3.32)$$

q_1 ve q_2 debileri birbirine eşit olduğu için aşağıdaki eşitlikler elde edilir.

$$p_s - p_1 = p_2 - p_0 = p_2 \quad (3.33)$$

Hidrolik sistemde oluşan basınç farkı:

$$\Delta p = p_1 - p_2 \quad (3.34)$$

$$p_1 = \frac{p_s + \Delta p}{2}; \quad p_2 = \frac{p_s - \Delta p}{2} \quad (3.35)$$

Denklem 3.30 ve 3.35 birlikte çözülürse:

$$q_1 = C \sqrt{p_s - p_1} x_1 = C \sqrt{\frac{p_s - \Delta p}{2}} x_1 \quad (3.36)$$

3.36 numaralı denklem, lineer olmayan bir denklemdir. Bu denklemi lineerleştirmek için belirlenmiş çalışma noktası etrafında Taylor serisi açılımı yapılırsa,

$$q_1 = \bar{q}_1 + \left[\frac{\partial q_1}{\partial x_1} \right]_{x_1=\bar{x}, \Delta p=\Delta \bar{p}} (x_1 - \bar{x}) + \left[\frac{\partial q_1}{\partial \Delta p} \right]_{x_1=\bar{x}, \Delta p=\Delta \bar{p}} (\Delta p - \Delta \bar{p}) + \dots (\text{daha yüksek terimler}) \quad (3.37)$$

Kısmi türevler alınırsa:

$$\left. \frac{\partial q_1}{\partial x} \right|_{x_1=\bar{x}, \Delta p=\Delta \bar{p}} = C \sqrt{\frac{p_s - \Delta \bar{p}}{2}}; \quad \left. \frac{\partial q_1}{\partial \Delta p} \right|_{x_1=\bar{x}, \Delta p=\Delta \bar{p}} = \frac{C}{2\sqrt{2}\sqrt{p_s - \Delta \bar{p}}} \bar{x} \quad (3.38)$$

Çalışma noktası olarak

$$\bar{x} = 0; \quad \Delta \bar{p} = 0$$

alındığında,

$$\bar{q}_1 = 0 \text{ dir.}$$

Ayrıca kısmi türevlerin çalışma noktasında aldığı değerler de,

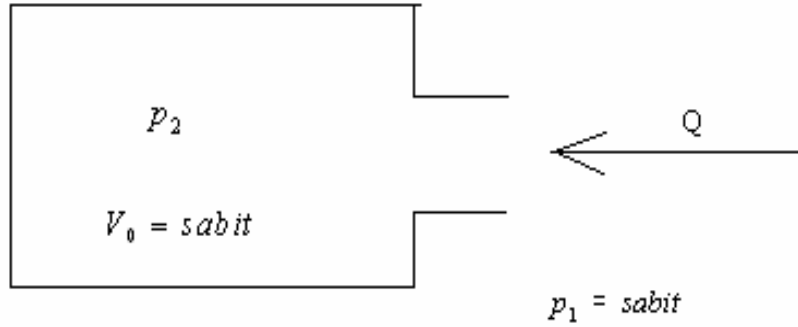
$$\left. \frac{\partial q_1}{\partial x_1} \right|_{x_1=\bar{x}, \Delta p=\Delta \bar{p}} = C \sqrt{\frac{p_s}{2}} = K_1; \quad \left. \frac{\partial q_1}{\partial \Delta p} \right|_{x_1=\bar{x}, \Delta p=\Delta \bar{p}} = K_2 = 0 \quad (3.39)$$

dır.

Denklemin lineerleştirilmiş hali denklem 3.40'da verilmiştir.

$$q_1 = K_1 x_1 + K_2 \Delta p = K_1 x_1 \quad (3.40)$$

Hidrolik silindirin içinde bulunan yağ, aracın dönüşü esnasında yoldan gelen yükleri karşılayabilmek için sıkışacaktır. Dolayısıyla silindir içindeki yağın basıncı artacaktır.



Şekil 3.6 : Sabit hacimli tanka sıvı girişi

Şekil 3.6'daki gibi sabit hacimli bir tanka Q hacimsel debisiyle sıvı girişi olursa,

$$\rho \cdot Q = \frac{d}{dt} \cdot (\rho \cdot V_0) = V_0 \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (3.41)$$

Sıvılar için bulk modülü,

$$\frac{dp_{21}}{\beta} = \frac{d\rho}{\rho} \quad (3.42)$$

Denklem 3.41 'den dp alınıp denklem 3.42'de yerine koyulursa

$$Q = \frac{V_0}{\beta} \cdot \frac{dp_{21}}{dt} \quad (3.43)$$

elde edilir.

Şekil 3.5'de gösterilen valf ve silindir'de, hidrolik sıvının sıkışma durumu için incelenirse,

$$q_1 - \dot{x} \cdot A_p = \frac{V_{ym} + x \cdot A_p}{\beta} \cdot \frac{d(p_1 - p_s)}{dt} \quad (3.44)$$

$$\dot{x} \cdot A_p - q_2 = \frac{V_{ym} - x \cdot A_p}{\beta} \cdot \frac{d(p_2 - p_0)}{dt} \quad (3.45)$$

Burada silindirin içinde piston hareket ettiğinden, silindire giren debiden piston alanı ve hızının çarpımının çıkarılmasıyla sıkışan sıvının debisi elde edilmektedir.

p_s sabit bir basınç olduğundan türevi 0 olur. Ayrıca p_0 'da 0 olarak kabul edilmiştir.

$$q_1 - \dot{x} \cdot A_p = \frac{V_{ym}}{\beta} \cdot \dot{p}_1 + x \cdot A_p \cdot \dot{p}_1 \quad (3.46)$$

$$\dot{x} \cdot A_p - q_2 = \frac{V_{ym}}{\beta} \cdot \dot{p}_2 - x \cdot A_p \cdot \dot{p}_2 \quad (3.47)$$

Silindire giriş ve çıkış debisi aynıdır. Denklem 3.46'da q_2 yerine q_1 yazılır. Denklem 3.47 (-) işaretiyle çarpılıp denklem 3.46'ile toplanırsa,

$$2 \cdot (q_1 - \dot{x} \cdot A_p) = \frac{V_{ym}}{\beta} \cdot (\dot{p}_1 - \dot{p}_2) + x \cdot A_p \cdot (\dot{p}_1 + \dot{p}_2) \quad (3.48)$$

elde edilir. Silindirler arasında oluşan basınç farkı

$$\begin{aligned} \Delta p &= p_1 - p_2 \\ p_s &= p_1 + p_2 \end{aligned} \quad (3.49)$$

olarak alınır. p_s sabit bir basınç olduğundan türevi 0 olur. Denklem 3.48'de gerekli düzeltmeler yapıldığında, denklem 3.50 elde edilir.

$$\Delta \dot{p} = \frac{\beta \cdot 2 \cdot (q_1 - \dot{x} \cdot A_p)}{V_{ym}} \quad (3.50)$$

Borularda oluşan basınç kaybı ise

$$p_b = R_f \cdot q_p \quad (3.51)$$

denklemleriyle hesaplanır. Direnç sabiti R_f ise,

$$R_f = \frac{128 \cdot \mu \cdot l}{\pi \cdot d_b^4} \quad (3.52)$$

denklemleriyle hesaplanır.

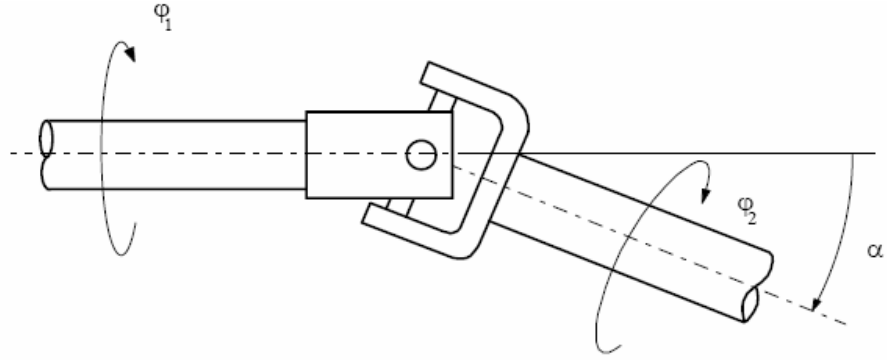
Direnç sabiti hesaplanırken akışın laminar olduğu kabul edilmektedir. Borularda meydana gelen basınç kaybı, pompa basıncından çıkartılarak valf girişindeki basınç elde edilir.

$$p_s = p_p - p_b \quad (3.53)$$

3.2 Direksiyon Kolonunun Kinematik Modelinin Çıkartılması

Direksiyon kolonu işlevini 3 adet mil ve bunları birbirine bağlayan kardan mafsalları vasıtasıyla sağlamaktadır. Direksiyon kolonunun ucuna bağlı bulunan direksiyon simidine verilen dönme hareketi, miller üzerinden geçtikten sonra direksiyon kolonunun diğer ucuna bağlı dişli kutusu giriş mili vasıtasıyla dişli kutusuna iletilmektedir.

Dönen millerde tek adet kardan mafsalları kullanıldığında, kardan mafsalları giriş milinin açısal hareketi ve kardan mafsalları çıkış milinin açısal hareketi arasında denklem 3.54 ve Şekil 3.7’ de verilen bağıntı ve durum oluşmaktadır. Denklem 3.54’den faydalanılarak denklem 3.56’da gösterilen açısal hız eşitliği elde edilir. Denklemlerden de görüleceği gibi kardan mafsalları çıkış mili hızı, kardan mafsalları duruş açısına ve giriş mili hızına bağlıdır ve değişkendir. Kardan mafsallarının bağlı bulunduğu millerde oluşan hız değişkenliğinden dolayı giriş milinde tork değişkenliği yaşanacaktır. Yaşanan bu tork değişkenliğinden dolayı, sürücü direksiyon simidini çevirirken verdiği tork azalıp artacak ve manevra sırasında rahatsızlığa neden olacaktır.



Şekil 3.7 : Kardan mafsalı

$$\tan \varphi_1 = \frac{1}{\cos \alpha} \times \tan \varphi_2 \quad (3.54)$$

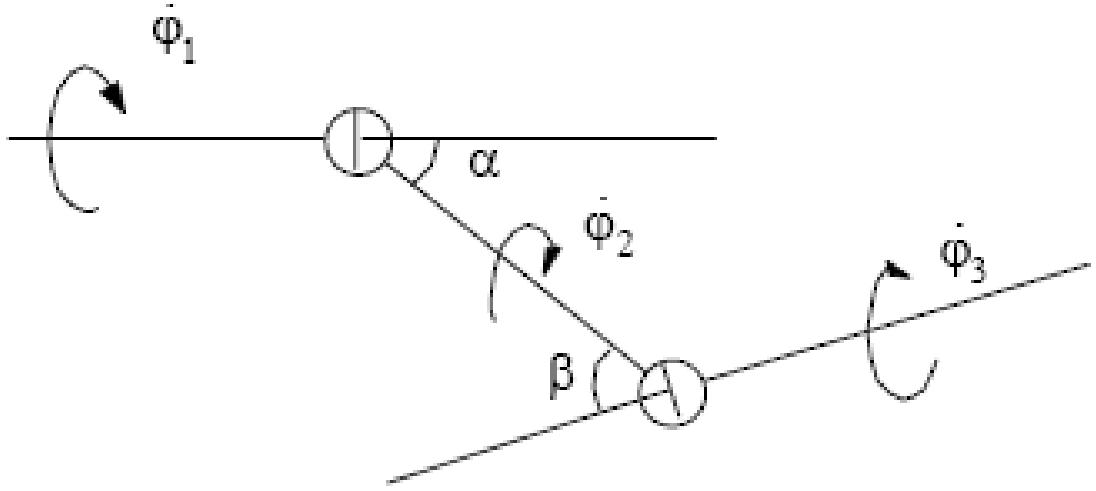
Millerin açısal hızları:

$$\dot{\varphi}_1 = \frac{d\varphi_1}{dt} \quad \dot{\varphi}_2 = \frac{d\varphi_{21}}{dt} \quad (3.55)$$

$$\dot{\varphi}_1 \cdot (1 + \tan^2 \varphi_1) = \frac{\dot{\varphi}_2}{\cos \alpha} \cdot (1 + \tan^2 \varphi_2) \quad (3.56)$$

$$\frac{\dot{\varphi}_1}{\dot{\varphi}_2} = \frac{(1 + \tan^2 \varphi_2)}{(1 + \tan^2 \varphi_1) \cdot \cos \alpha} \quad (3.57)$$

Kardan mafsallarının hız ve tork değişmesine neden olmalarından dolayı direksiyon kolunu, şanzıman gibi hareket ve tork aktarılmasında kullanılan parçalarda 2 adet kardan mafsalı arka arkaya kullanılmaktadır. Bu sayede ilk kardan mafsalının neden olduğu hız değişkenliği, 2. kardan mafsalıyla dengelenmektedir. İki kardan mafsalının arka arkaya kullanılması ile ilgili durum Şekil 3.8’de gösterilmiş, ilgili bağıntılar ise denklem 3.61’de çıkartılmıştır.



Şekil 3.8 : İki kardan mafsalsının arka arkaya kullanıldığı durum

$$\tan \varphi_1 = \frac{1}{\cos \alpha} \times \tan \varphi_2 \quad \tan \varphi_3 = \frac{1}{\cos \beta} \times \tan \varphi_2 \quad (3.58)$$

Açısal hızlar arasındaki aşağıdaki bağıntı:

$$\dot{\varphi}_1 \cdot (1 + \tan^2 \varphi_1) = \frac{\dot{\varphi}_2}{\cos \alpha} \cdot (1 + \tan^2 \varphi_2) \quad (3.59)$$

$$\dot{\varphi}_3 \cdot (1 + \tan^2 \varphi_3) = \frac{\dot{\varphi}_2}{\cos \beta} \cdot (1 + \tan^2 \varphi_2) \quad (3.60)$$

Giriş ve çıkış açısal bağıntı ise:

$$\frac{\dot{\varphi}_1 \cdot (1 + \tan^2 \varphi_1)}{\dot{\varphi}_3 \cdot (1 + \tan^2 \varphi_3)} = \frac{\cos \beta}{\cos \alpha} \quad (3.61)$$

Giriş ve çıkış milleri arasında hız değişkenliği olmaması için şart:

$$\varphi_1 = \varphi_3 \quad \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_3 \quad (3.62)$$

Bu şartın gerçekleştirilebilmesi için:

$$\cos \beta = \cos \alpha \quad \beta = \pm \alpha \quad (3.63)$$

olması gerekmektedir.

4 DİREKSİYON SİSTEMİNİN SİMULASYONU

4.1 Direksiyon Sisteminde Kullanılan Parametrelerin Değerleri

Elde edilen matematiksel denklemlerin çözülebilmesi için denklemlerde bulunan sabitlerin değerlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Denklemlerde kullanılan sabitler için kullanılan değerler Tablo 4.1’de verilmiştir.

Tablo 4.1: Mekanik sistem parametreleri ve alınan değerler

Parametre	Sembol	Simülasyon Çalışmasında Alınan Değer	Birimi
Direksiyon simidi ve kolonunun toplam ataleti	I_1	0.04	kg*m ²
Direksiyon kutusu giriş mili ataleti	I_2	0.004	kg*m ²
Pinyon ataleti	I_3	0.0001	kg*m ²
Sol tekerlek ataleti	I_4	1.07	kg*m ²
Sağ tekerlek ataleti	I_5	1.07	kg*m ²
Kramayer kütlesi	m	2.3	kg
Direksiyon kolonu ve simidindeki viskoz sürtünme katsayısı	b_1	0.36042	N-m/(rad/s)
Burulma yayındaki viskoz sürtünme katsayısı	b_2	0.01	N-m/(rad/s)
Kramayer ve kramayer yatağı arasındaki viskoz sürtünme	b_3	3920	N/(m/s)
Sol tekerlek bağlantısındaki viskoz sürtünme	b_4	40	N-m/(rad/s)
Sağ tekerlek bağlantısındaki viskoz sürtünme	b_5	40	N-m/(rad/s)
Direksiyon kolonu ve simidinin burulma yay katsayısı	k_1	42709	Nm/rad
Burulma yayı katsayısı	k_2	83	Nm/rad
Sol tekerlek bağlantısı burulma yay katsayısı	k_3	14878	Nm/rad
Sağ tekerlek bağlantısı burulma yay katsayısı	k_4	14878	Nm/rad

Tablo 4.1(devam) : Mekanik sistem parametreleri ve alınan değerler

Tekerlek çevrildiğinde, sol tekerleğe yoldan gelen karşı kuvvetin benzeşimi olan yayın burulma yay katsayısı	k_5	2987	Nm/rad
Tekerlek çevrildiğinde, sağ tekerleğe yoldan gelen karşı kuvvetin benzeşimi olan yayın burulma yay katsayısı	k_6	2987	Nm/rad
Pinyon ile kramayer arası dişli oranı	N	137	1/m
Sol tekerlek ile kramayer arası tork-kuvvet dönüşüm oranı	N_1	0.125	m
Sağ tekerlek ile kramayer arası tork-kuvvet dönüşüm oranı	N_2	0.125	m
Pinyon ile kramayer arası verim	λ	0.985	
Sol tekerlek ile kramayer arası tork-kuvvet dönüşüm verimi	λ_1	1.015	
Sağ tekerlek ile kramayer arası tork-kuvvet dönüşüm verimi	λ_2	1.015	
Orifisin akışı boşaltma katsayısı	Cd	0.65	
Akışın gerçekleştiği borunun iç çapı	db	0.01	m
Toplam boru boyu	l	3	m
Akışkanın bulk modülüsü	β	1.40*10 ⁹	Pa
Piston alanı	A_p	0.00085	m ²
Silindir hacminin yarısı	V_{ym}	0.000064	m ³
Pompadan çıkan sıvının debisi	qp	7	Litre/dakika
Pompa çıkışındaki basınç	pp	10	MPa
Valfin genişliği	w	0.038	m
Hidrolik sıvının özkütlesi	ρ	825	kg/ m ³
Akışkanın mutlak viskozitesi	μ	0.0035	Ns/m ²

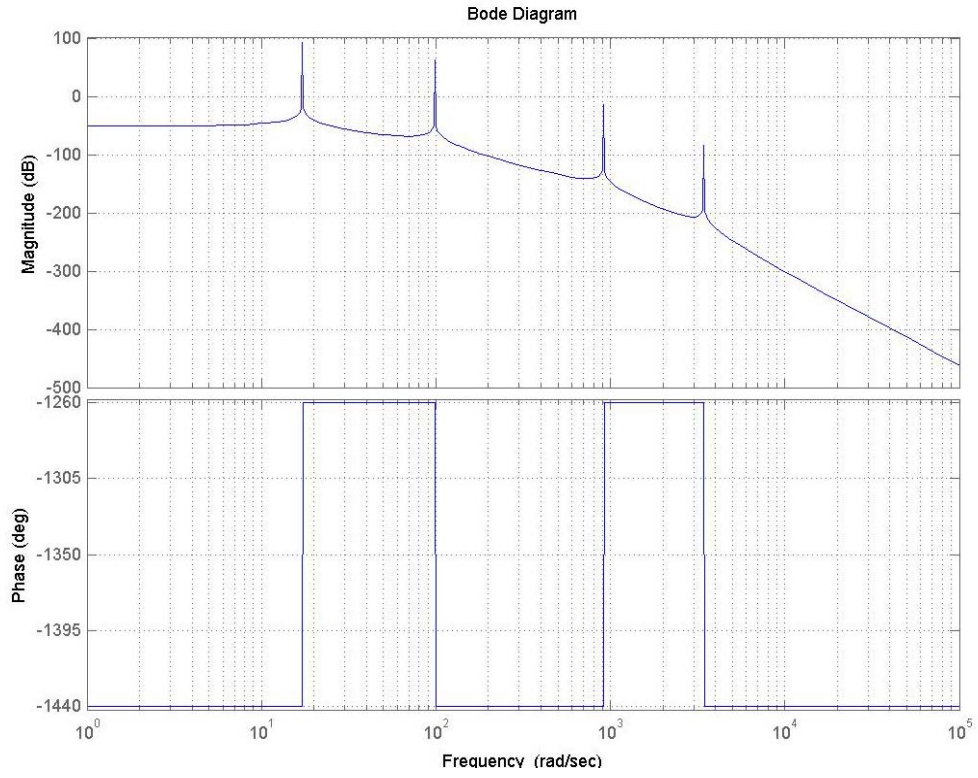
4.2 Direksiyon Sisteminin Mekanik Kısımının Frekans Cevapları

Elde edilen A, B, C, D matrislerini ve Tablo 4.1’de verilen değerleri kullanarak, Matlab®’da sistemin frekans cevabı elde edilmiştir. Durağan sinüsoidal cevapta giriş-çıkış genlikleri arasındaki oranı gösteren eğri ile giriş ve çıkış arasındaki faz farkını gösteren eğriler Bode diyagramını oluşturmaktadır. Direksiyon torkuna göre sistemin frekans cevabının incelenebilmesi için B matrisi aşağıdaki gibi değiştirilir ve hidrolik kuvvet hesaplamalarda dikkate alınmaz

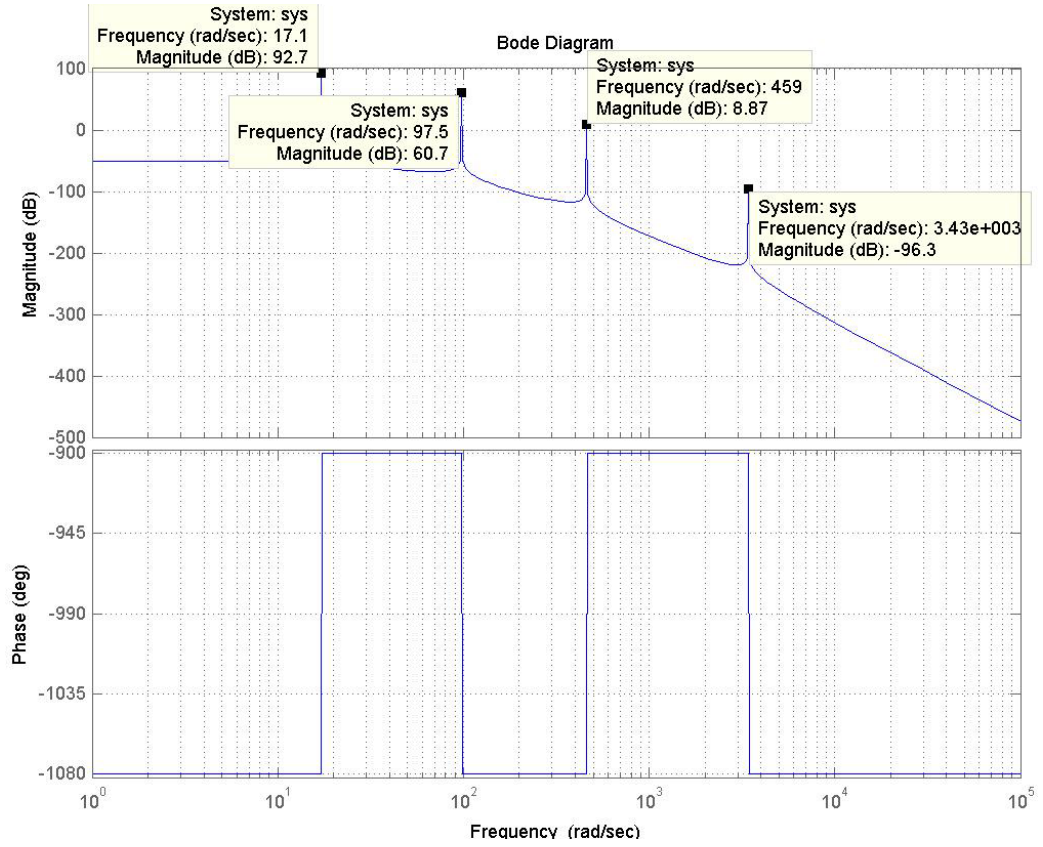
$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ \frac{1}{I_1} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

Sistemde mevcut bulunan sönümlerlerin değerleri 0 alınarak sistemin direksiyon torku/ tekerlek frekans cevabı Şekil 4.1’de elde edilmiştir. Genlik oranı grafiği incelendiğinde, 4 noktada genlik oranında ani artışlar olduğu gözlemlenmektedir. Bu noktalar, sistemdeki rezonans noktalarını göstermektedir. 6 serbestlik derecesi içeren direksiyon sistemi modelinin 4 adet rezonans noktası içermesinin nedeni, sağ ve sol tekerleğin atalet ve katılık değerine sahip olmasıdır. Ayrıca yoldan gelen kuvveti temsil eden yayın katılık değeri, her 2 tekerlekte de aynı olduğu için 6 serbestlik dereceli sistemde sadece 4 adet rezonans noktası gözlemlenmektedir.

17.1 rad/saniyede oluşan ilk rezonans noktası, direksiyon giriş mili ataletinin doğal frekansıdır. 97.5 rad/saniyede oluşan ikinci rezonans noktası, tekerleklerin doğal frekansıdır. 459 rad/saniyede oluşan üçüncü rezonans noktası kramayer ve pinyonun doğal frekansıdır. 3430 rad/saniyede oluşan dördüncü ve son rezonans noktası da direksiyon kolunu ve simidinin rezonans noktasını göstermektedir.

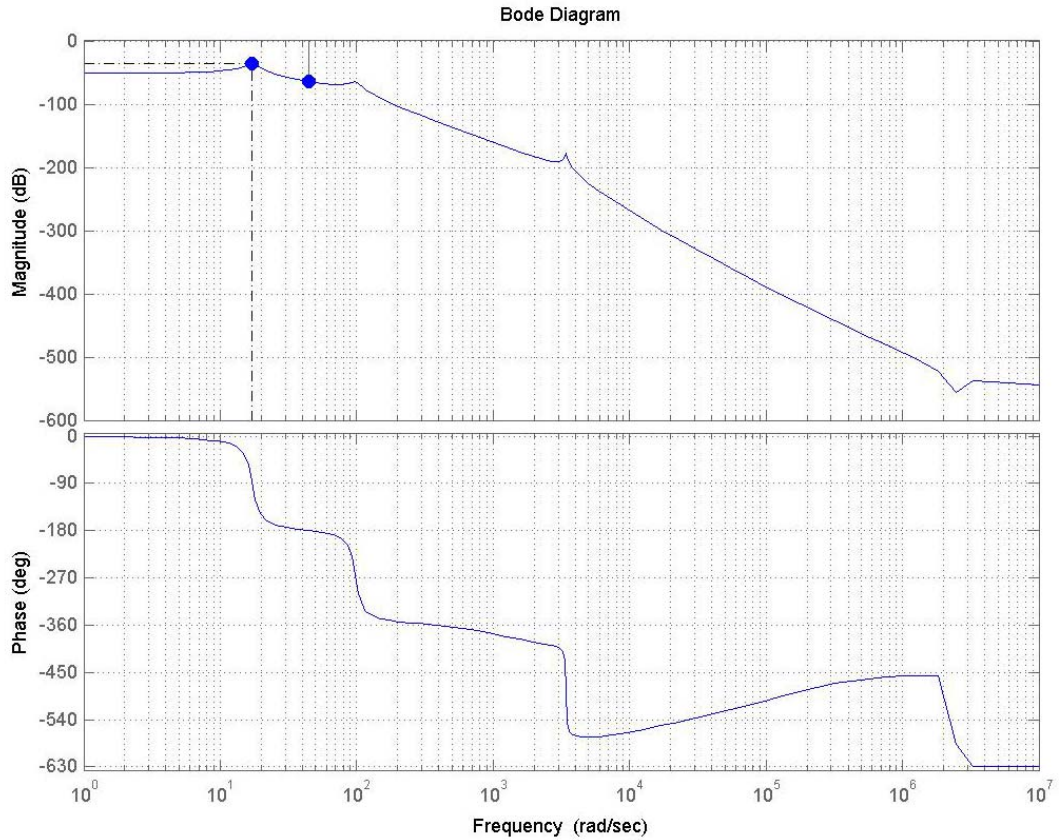


Şekil 4.1 : Direksiyon torku/tekerlek frekans cevabı bode diyagramı



Şekil 4.2 : Direksiyon sistemi rezonans noktaları ve değerleri

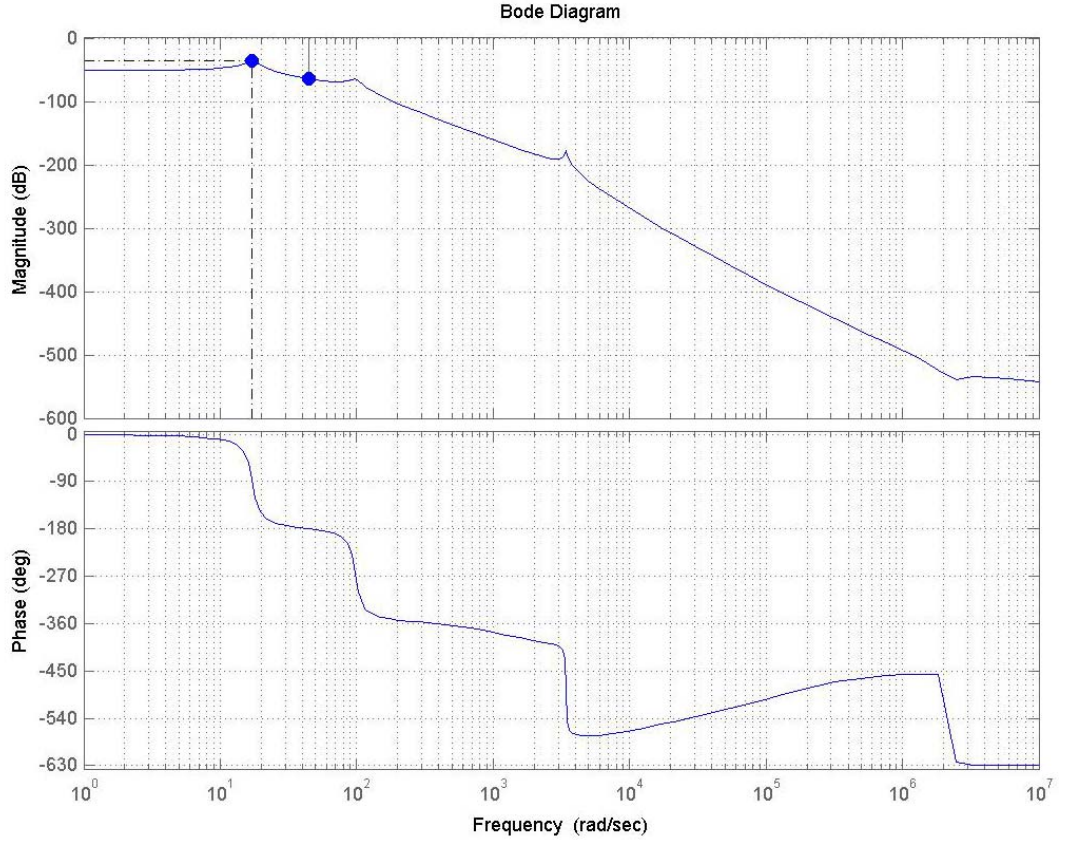
Sağ tekerleğin direksiyon torkuna karşılık verdiği frekans cevabı Şekil 4.3’de verilmiştir. Frekans cevabı çizdirilirken sönümlleme katsayıları Tablo 4.1’de verilen değerler alınmıştır. Şekil 4.3’de incelendiğinde, kramayer ve pinyonun doğal frekansı olan üçüncü rezonans noktasının şekilde belirmediği gözükmemektedir. Bunun nedeni ise kramayer ve pinyon üzerine etkiyen yüksek sönümlleme kuvvetleridir.



Şekil 4.3 : Direksiyon torku/sağ tekerlek frekans cevabı bode diyagramı

Sol tekerleğin direksiyon torkuna karşılık verdiği frekans cevabı Şekil 4.4’de görülmektedir. Frekans cevabı çizdirilirken sönümlleme katsayıları Tablo 4.1’de verilen değerler alınmıştır.

Şekil 4.4 ve Şekil 4.3 birlikte incelendiğinde direksiyon torkuna verilen tekerlek dönüş cevabının aynı olduğu gözlemlenecektir. Bu, sağ ve sol tekerlekte kullanılan burulma yay katsayısı, atalet momenti ve sönümlleme katsayılarının aynı alınmasından kaynaklanmaktadır.



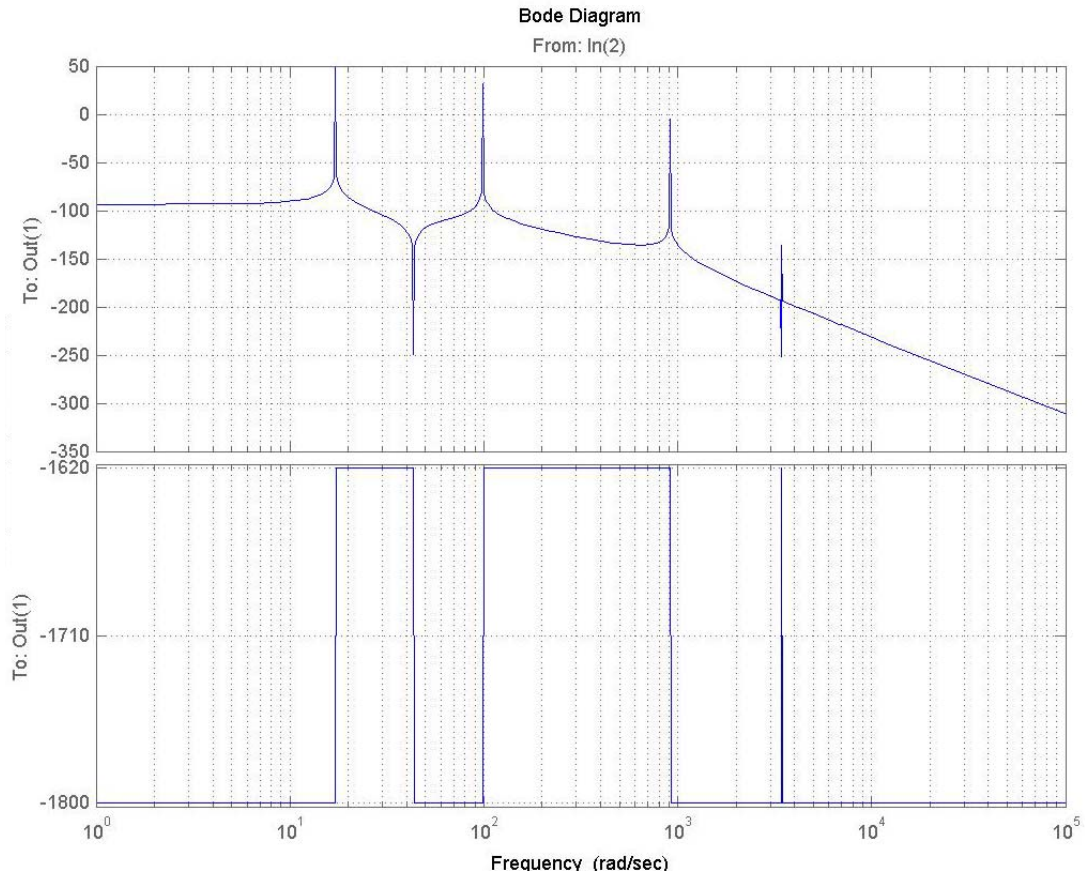
Şekil 4.4 : Direksiyon torku/sol tekerlek frekans cevabı bode diyagramı

Hidrolik sistemden gelen hidrolik destek kuvvetine göre sistemin frekans cevabının incelenebilmesi için aşağıda verilen B matrisi kullanılır.

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{I_1} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{N}{I_3 \times N^2 \times \lambda + m} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

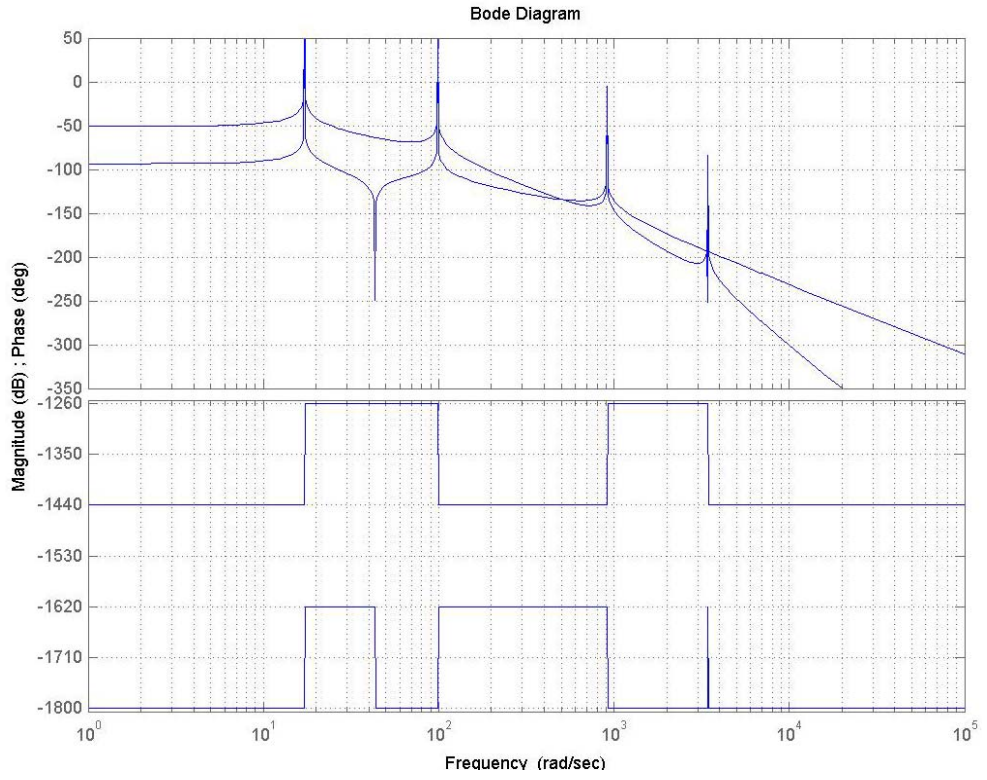
Sistemde mevcut bulunan sönümlerlerin değerleri 0 alınarak sistemin hidrolik kuvvet/ tekerlek frekans cevabı Şekil 4.5’de elde edilmiştir. Ayrıca hidrolik kuvvet ve direksiyon torku / tekerlek frekans cevapları Şekil 4.6’da verilmiştir.

Şekillerden de görülebileceği gibi hidrolik kuvvete göre sistem cevabında da rezonans noktaları aynı olmaktadır.

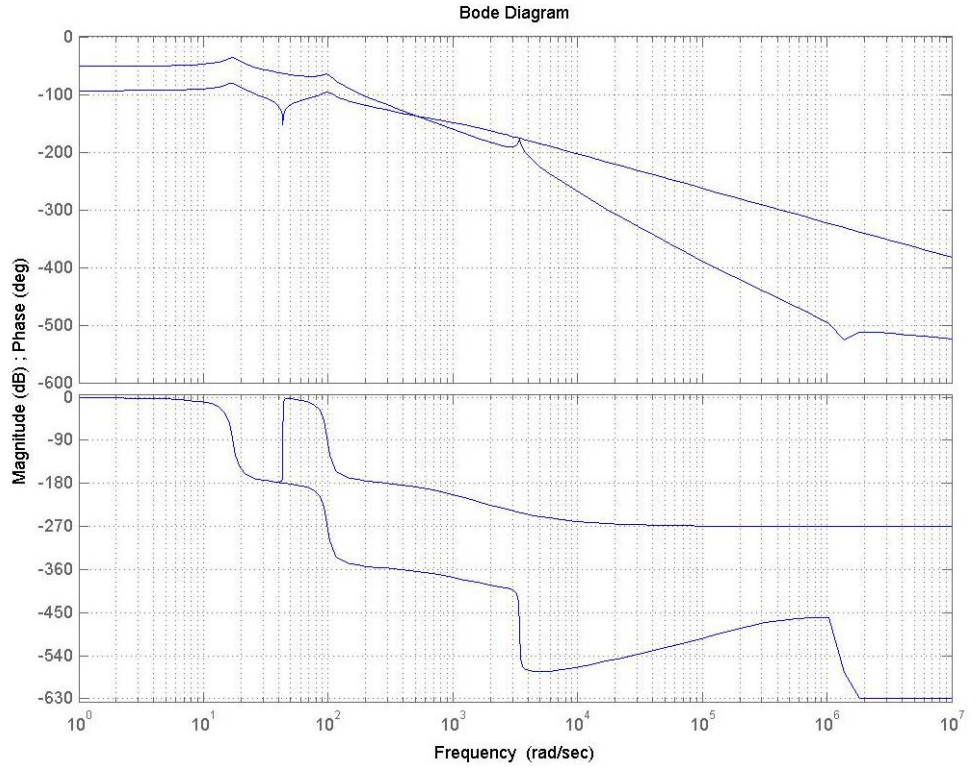


Şekil 4.5 : Hidrolik Kuvvet/tekerlek frekans cevabı bode diyagramı

Sönümleme değerleri Tablo 4.1’de verilen değerler alınarak frekans cevabı çizdirildiğinde Şekil 4.7 elde edilir.

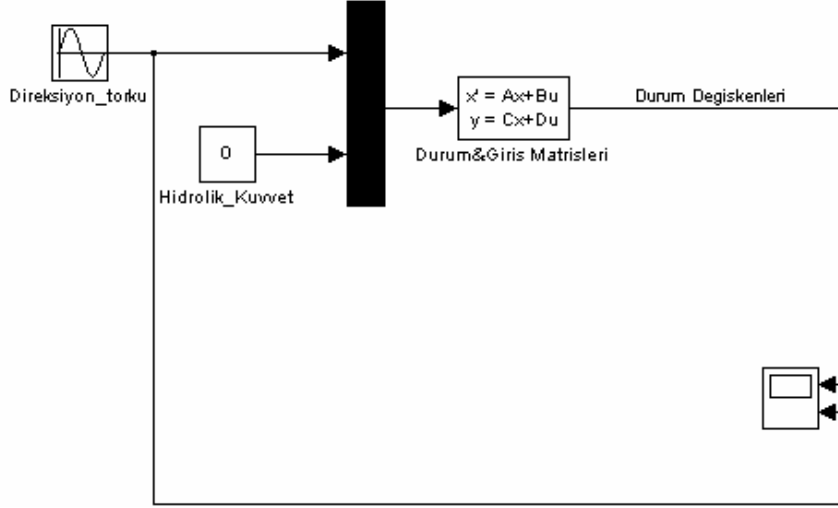


Şekil 4.6 : Hidrolik Kuvvet ve direksiyon torku/tekerlek frekans cevabı bode diyagramı



Şekil 4.7 : Hidrolik kuvveti ve direksiyon torku/tekerlek frekans cevabı bode diyagramı
(Sönümleme değerleri Tablodan alınmıştır)

Mekanik sistem denklemlerinin simülasyonu için Şekil 4.9’de verilen Simulink modeli kurulmuştur. Elde edilen denklemler, durum-giriş matrisleri yazan bloğun içine aktarılmıştır.

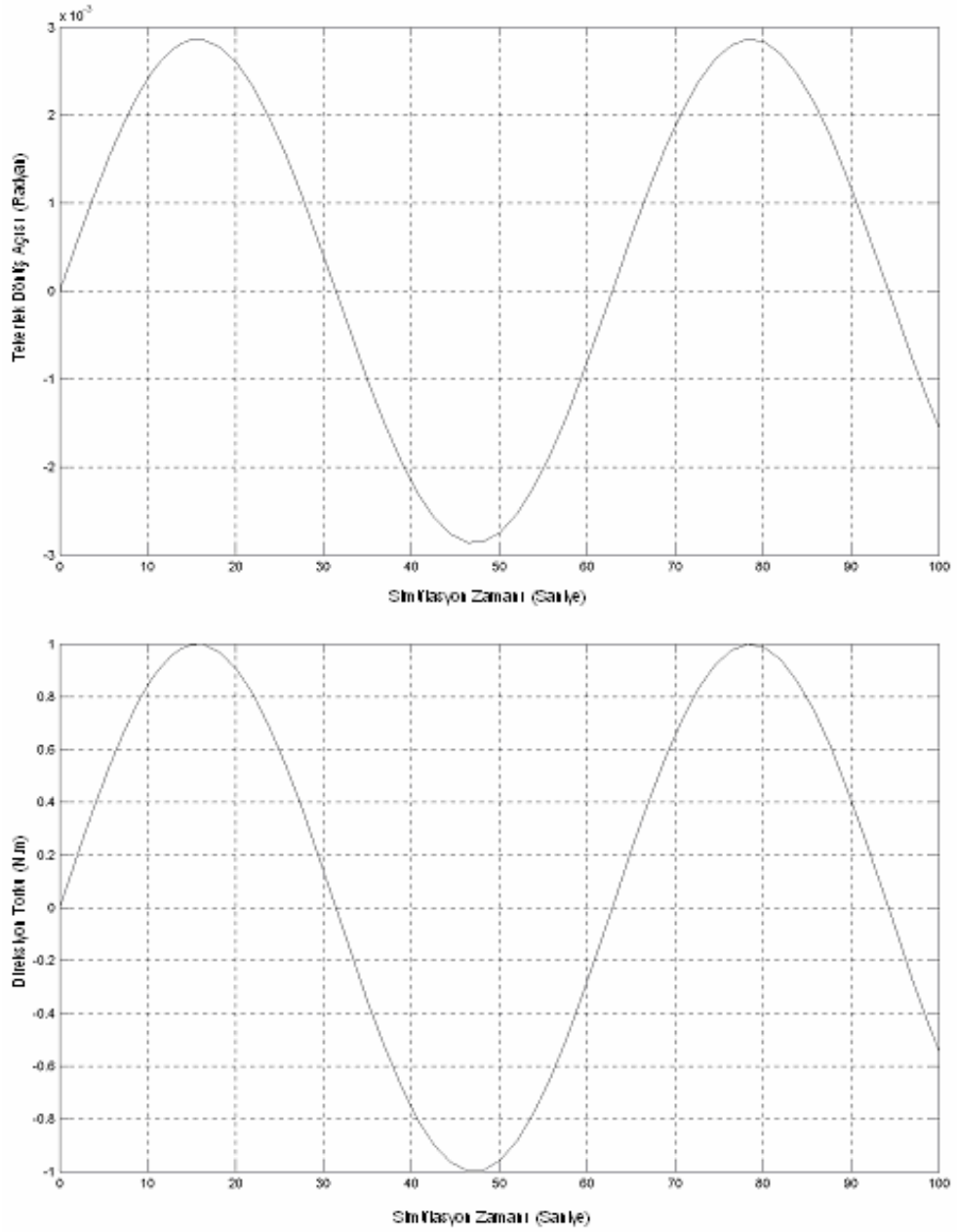


Şekil 4.9 : Mekanik sistem denklemlerinin Simulink Modeli

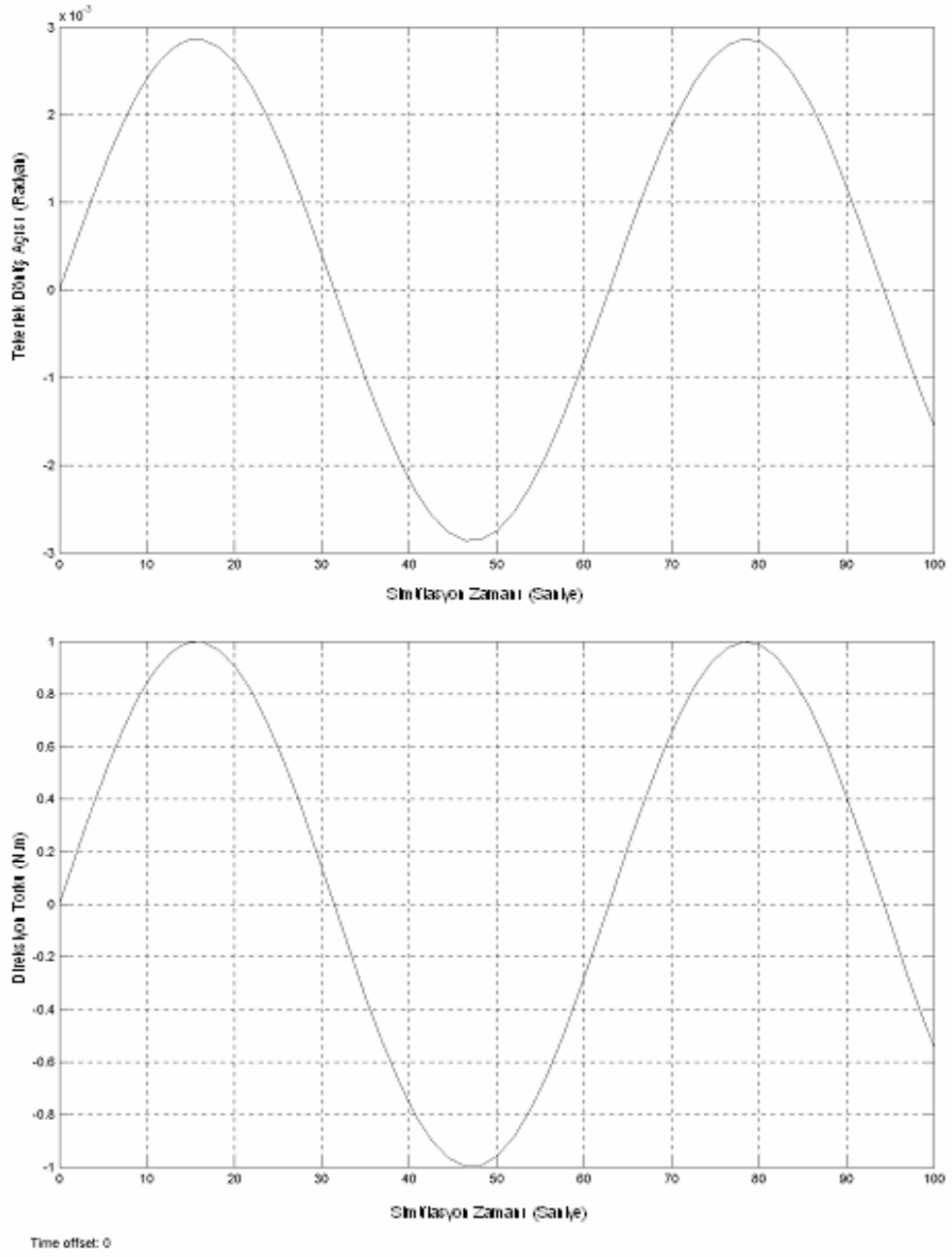
Simulink modeli ve Simscape modellerinin karşılaştırılması için 0.1 rad/saniye frekansda, 1 N.m büyüklüğünde bir tork her iki modelde de direksiyon torku olarak uygulanmıştır. Şekil 4.10’de Simscape modeline uygulanan sinüs torku ve tekerleğin dönüş açısı birlikte verilmiştir.

Şekil 4.11’de Simulink modeline uygulanan sinüs torku ve tekerleğin dönüş açısı birlikte verilmiştir. Bu grafikler incelendiğinde, her iki modelde de tekerleğin dönüş açısı aynı olduğu görülmektedir. Şekil 4.13’de uygulanan tork sonucu Simscape modelinden elde edilen kramayerin konum ve hız grafikleri verilmiştir.

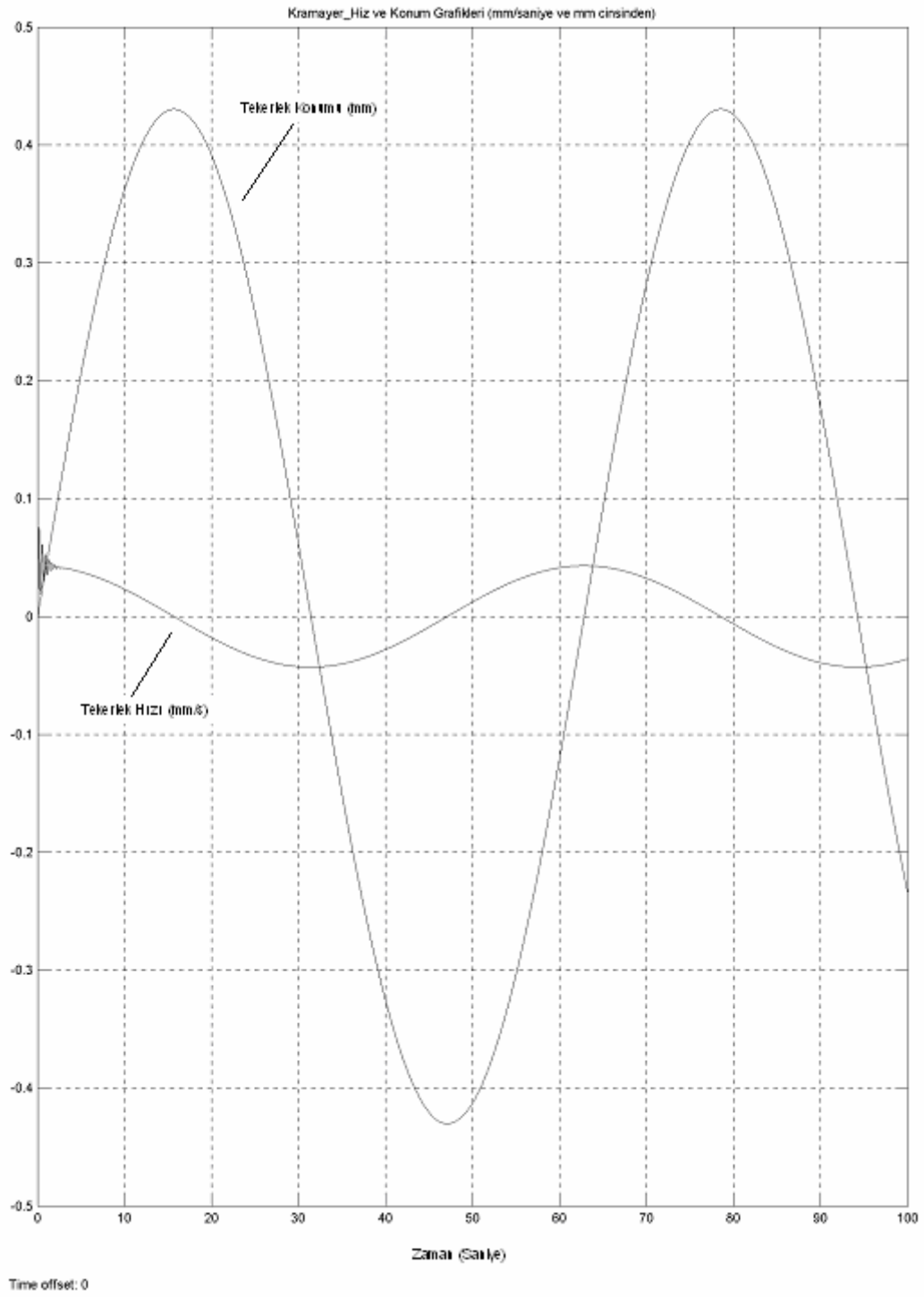
Şekil 4.12’de Simulink modeline uygulanan sinüs torku sonucu oluşan kramayerin konum ve hız grafikleri verilmiştir. Bu grafikler incelendiğinde, her iki modelde de grafiklerin aynı çıktığı görülebilir.



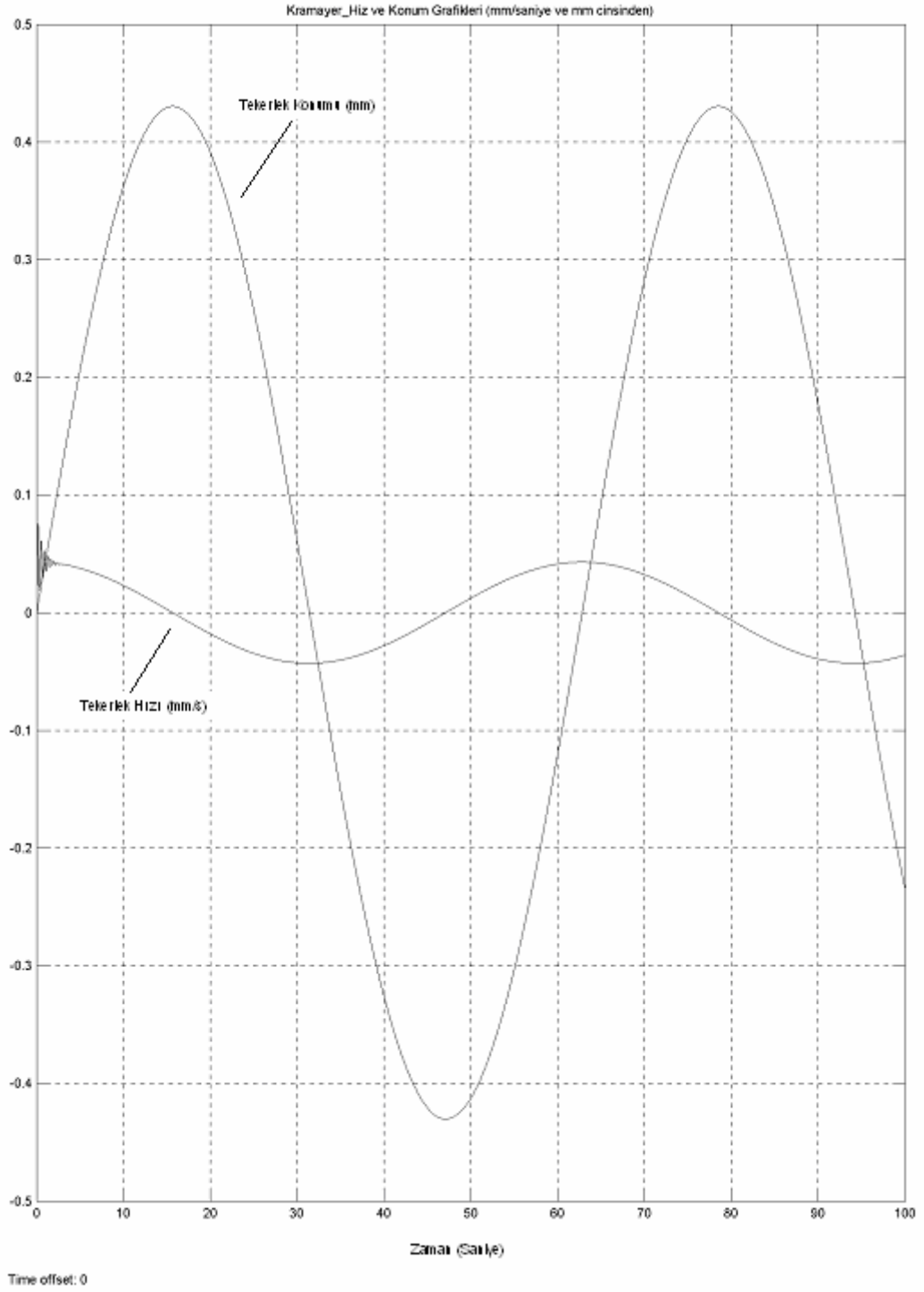
Şekil 4.10 : Simscape modeli direksiyon torku ve tekerleğin açısal dönüş grafikleri



Şekil 4.11 : Simulink modeli direksiyon torku ve tekerleğin açılal dönüş grafikleri



Şekil 4.12 : Simulink modeli kramayer konum ve hız grafikleri



Şekil 4.13 : Simscape modeli kramayer konum ve hız grafikleri

Oluşturulan her iki modelin de doğru olarak çalıştığı böylelikle ispatlanmaktadır.

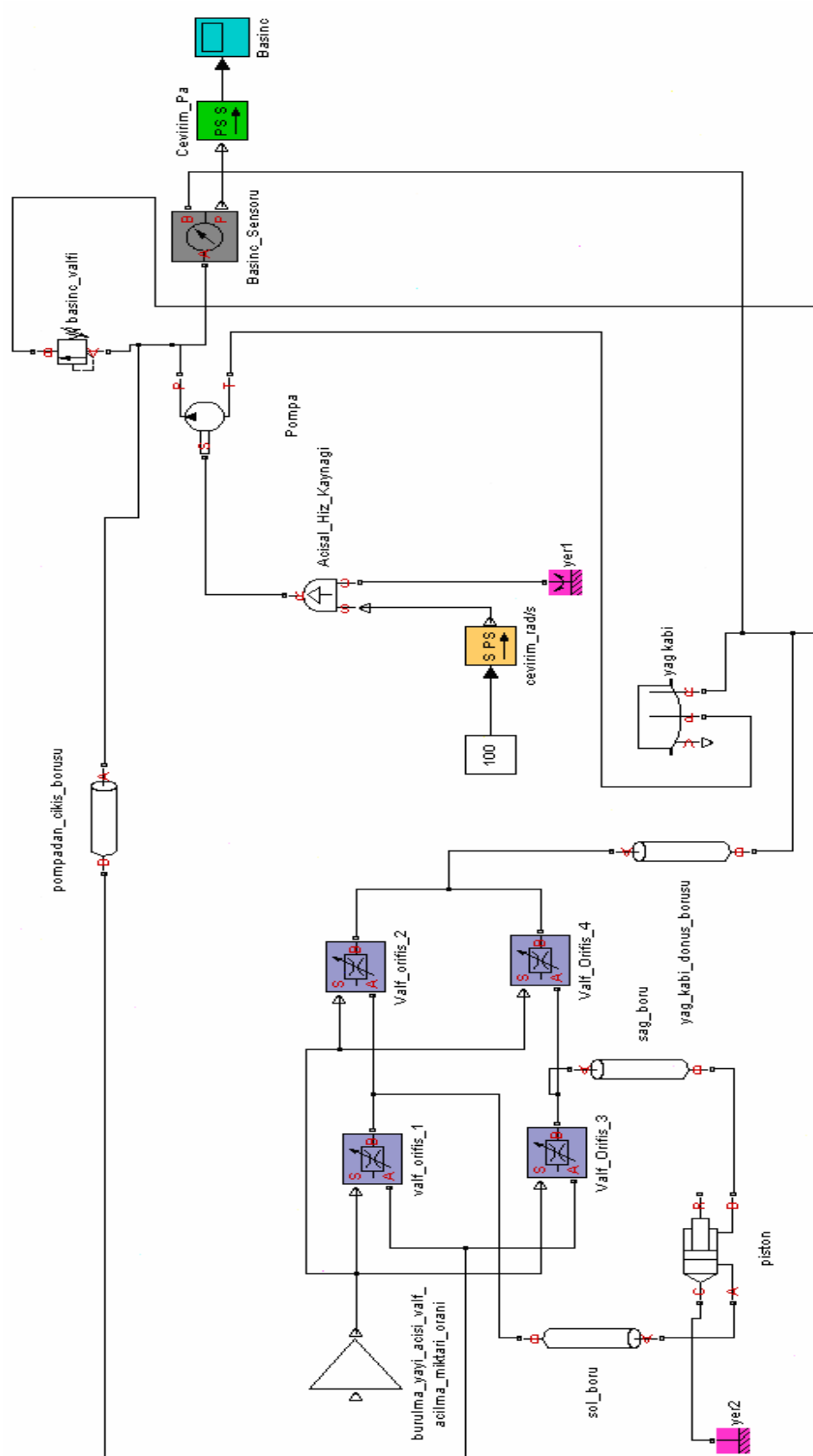
4.4 Direksiyon Sisteminin Hidrolik ve Mekanik Kısımının Simülasyonu

Matlab/Simscape®’de direksiyon sisteminin hidrolik kısmının modeli kurulmuştur. Model, yağ kabı, direksiyon pompası, direksiyon boruları, basınç valfi, hidrolik piston modellerini içermektedir. Kurulan model Şekil 4.14’de gösterilmektedir. Daha önce kurulan mekanik modelle hidrolik model birbirine bağlanarak Şekil 4.15’de gösterilen direksiyon sisteminin komple modeli elde edilmiştir.

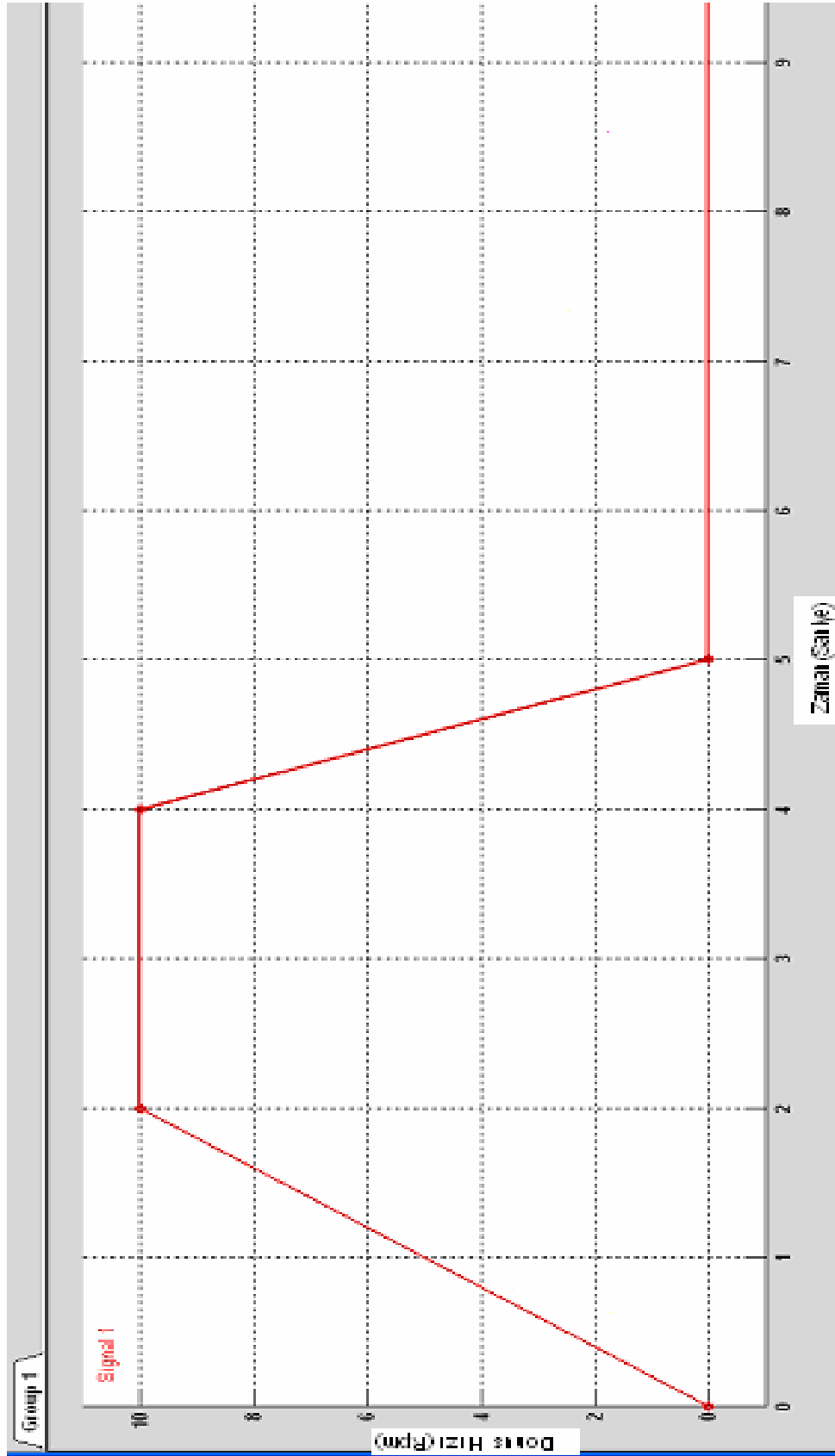
Kurulan modelde ilk simülasyon olarak pompa kasmağının dönüş hızı 0 alınarak hidrolik destek kuvveti 0 yapılmıştır. Şekil 4.16’de verilen direksiyon çevrilme hızı profili direksiyona uygulanmıştır. Şekil 4.16’de verilen direksiyon simidi hız profilinin elde edilebilmesi için Şekil 4.17’de gösterilen tork profilinin direksiyon simidine uygulanması gerekmektedir.

İkinci simülasyonda direksiyon pompası 104 rad/s hızla çevrilmiş ve direksiyon sistemine hidrolik destek sağlanmıştır. Şekil 4.16’de verilen direksiyon çevrilme hızı profili direksiyona uygulanmıştır. Şekil 4.16’de verilen direksiyon simidi hız profilinin elde edilebilmesi için Şekil 4.18’de gösterilen direksiyon tork profilinin uygulanması gerekmektedir. Hidrolik destek bulunmadığı durumda 60 N.m civarında gereken sürücü torku, hidrolik destek vasıtasıyla yaklaşık olarak 0.5 N.m’ye düşürülmüştür. Simülasyon sonuçlarından da görüldüğü gibi hidrolik destek sistemi, sürücünün harcadığı eforu azaltmaktadır.

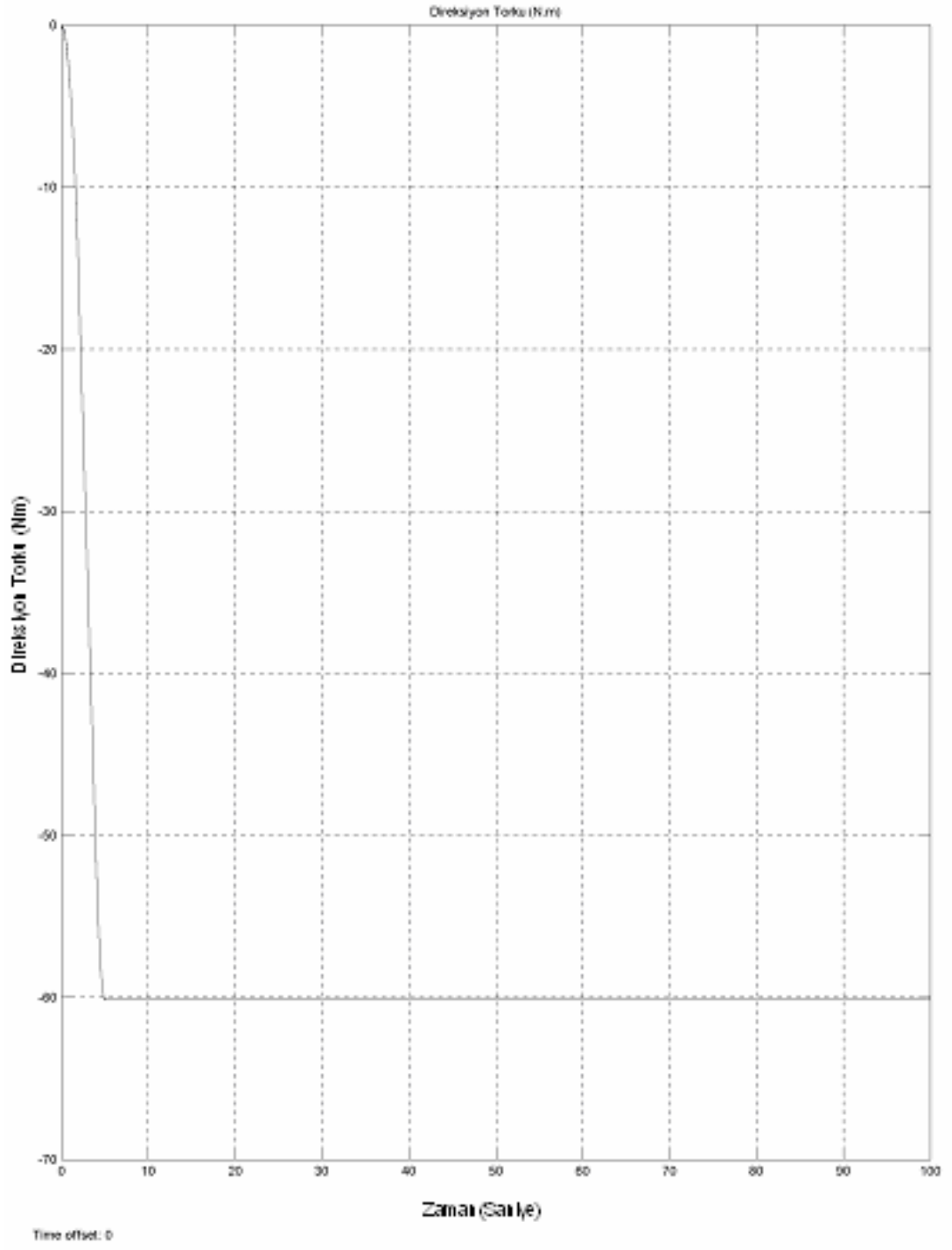
Oluşturulan son modelde direksiyon sistemi üzerinde oluşan torklar, kuvvetler, hızlar, ivmeler, hidrolik sistem basınçları gibi sistem çıktıları elde edilebilmektedir.



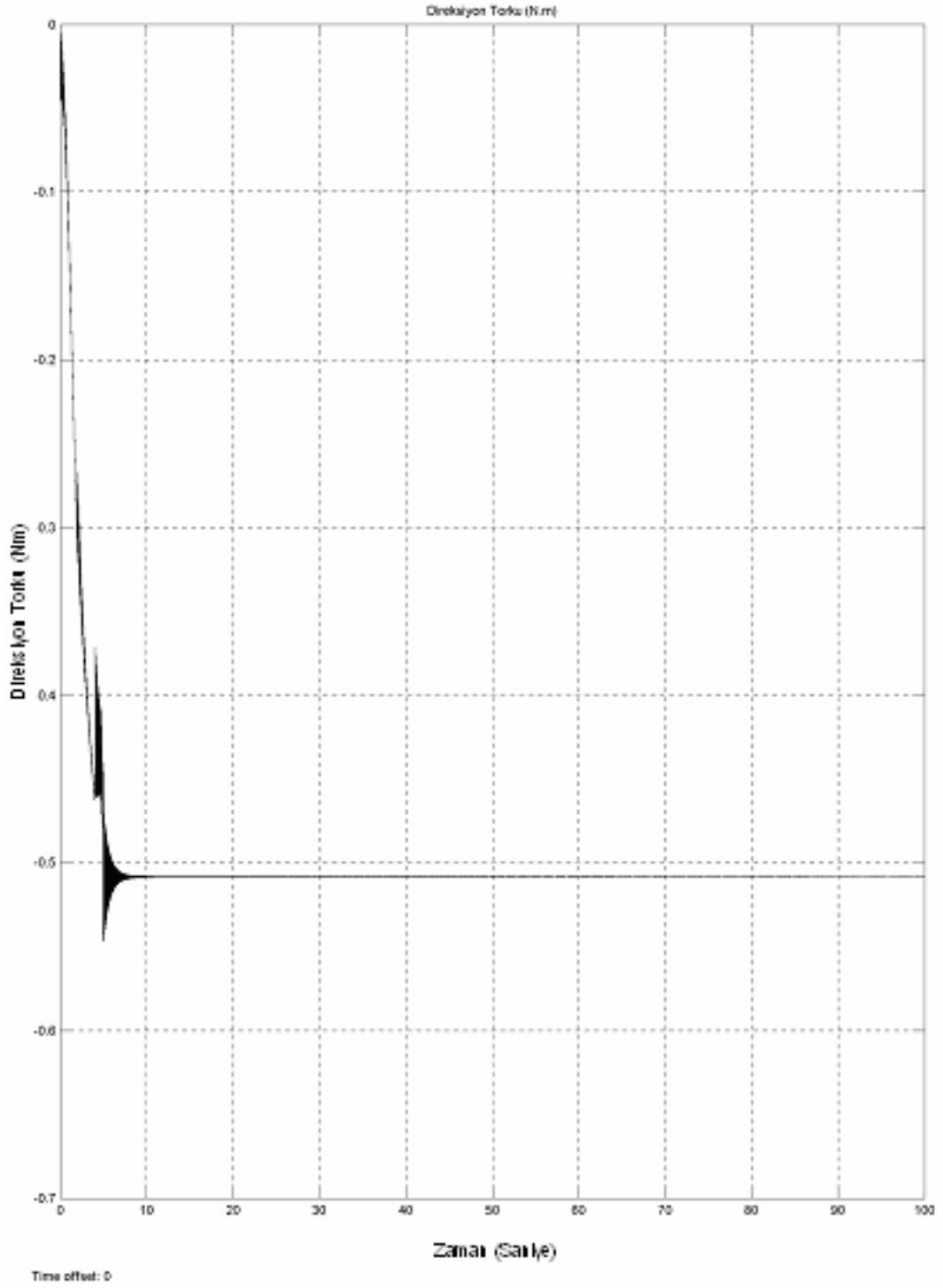
Şekil 4.14 : Direksiyon sisteminin hidrolik kısmının modeli



Şekil 4.16 : Direksiyonun çevrilış hızı profili



Şekil 4.17 : Direksiyon simidinden uygulanan tork

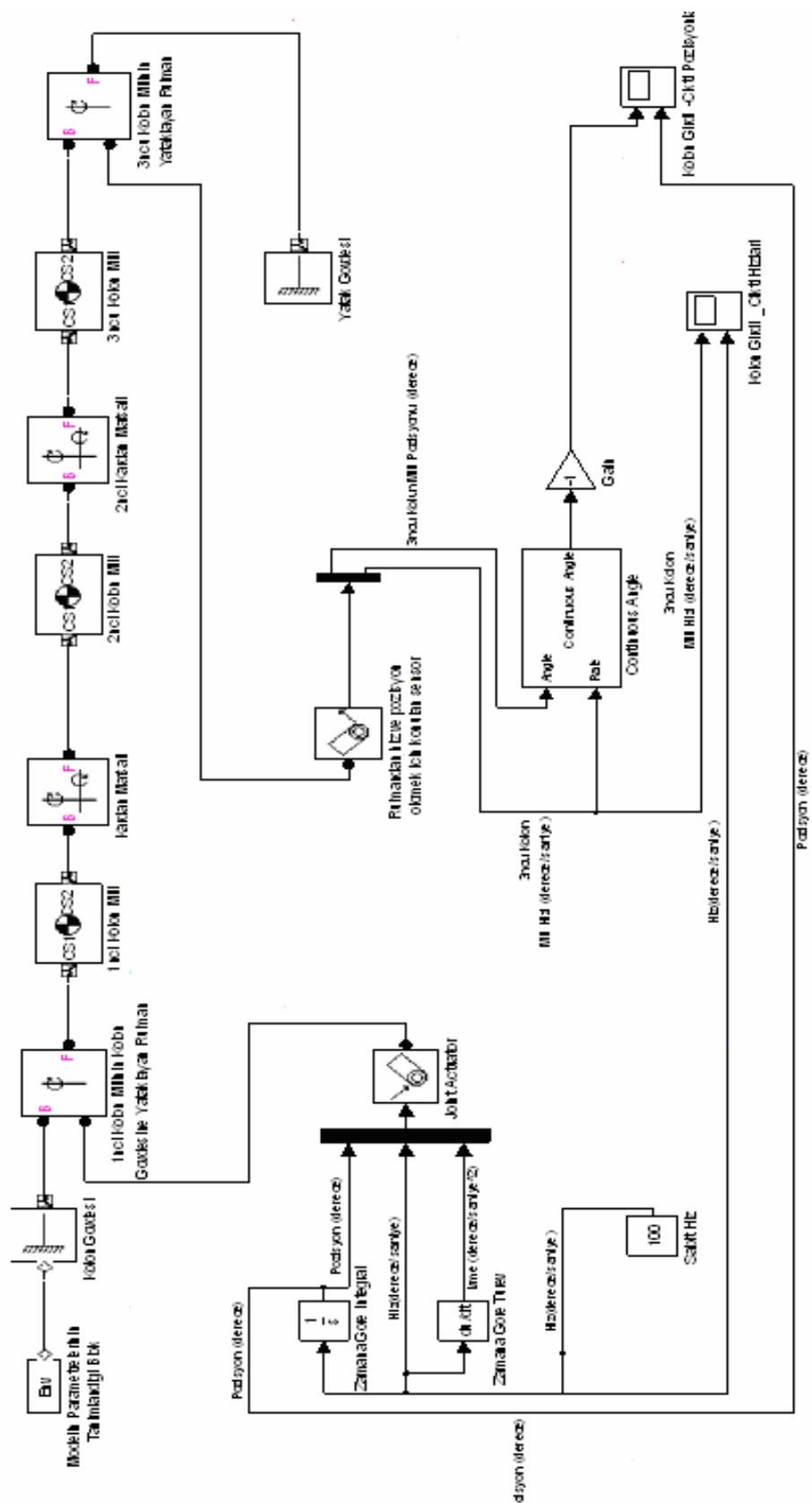


Şekil 4.18 : Hidrolik destek sağlandıktan sonra direksiyonda uygulanan tork

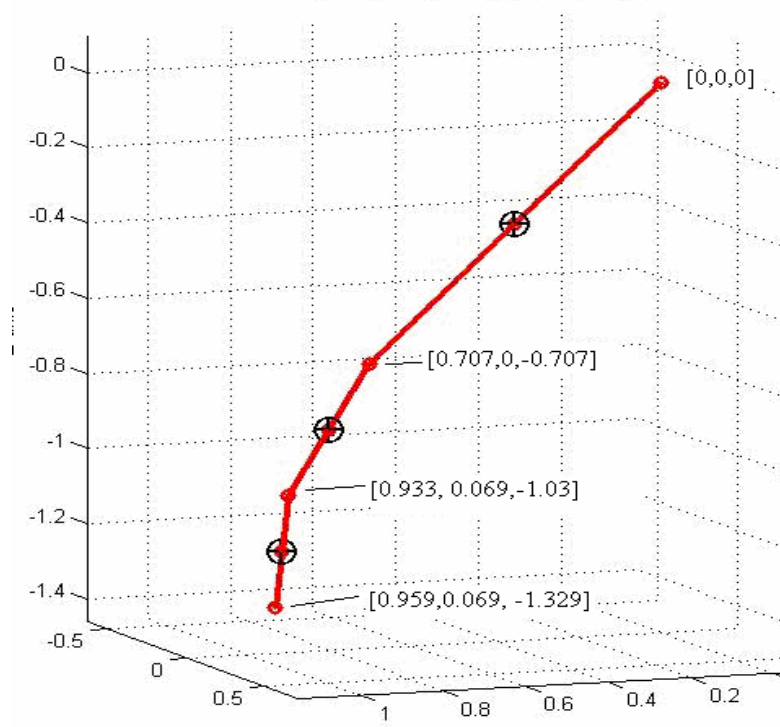
4.5 Direksiyon kolonunun kinematik simülasyonu

Direksiyon kolonunun kinematik modeli, Matlab/SimMechanics kütüphanesi kullanılarak oluşturulmuştur. Kolonda bulunan 3 adet mil ve kardan mafsalları modellenmiştir. Bu model kullanılarak sistemin kinematik analizi yapılmaktadır. Şekil 4.19’de kurulan model gösterilmektedir. Kinematik modelde, örnek bir binek aracın direksiyon kolunu koordinatları kullanılarak model kurulmuştur. Direksiyon simidi, sabit hızla çevrilmiş ve çıkış milindeki hız ve pozisyon değerleri ölçülmüştür. Modelde kullanılan binek araç koordinatları ve çıkış milindeki hız profili Şekil 4.20 ve Şekil 4.22’de gösterilmiştir. Kurulan modelde direksiyon simidi saniyede 60 derece/saniye hızla çevrilmiş ve direksiyon kolunu çıkışında tam değişken bir hız profili elde edilmektedir (Şekil 4.22). Direksiyon simidinin sabit hızla çevrilmesine rağmen kolon çıkış milinde değişken hız profili elde edilmesinin nedeni kardan mafsallarının birbirlerine göre olan açılarının denklem 3.61’deki şartı sağlamamasından kaynaklanmaktadır.

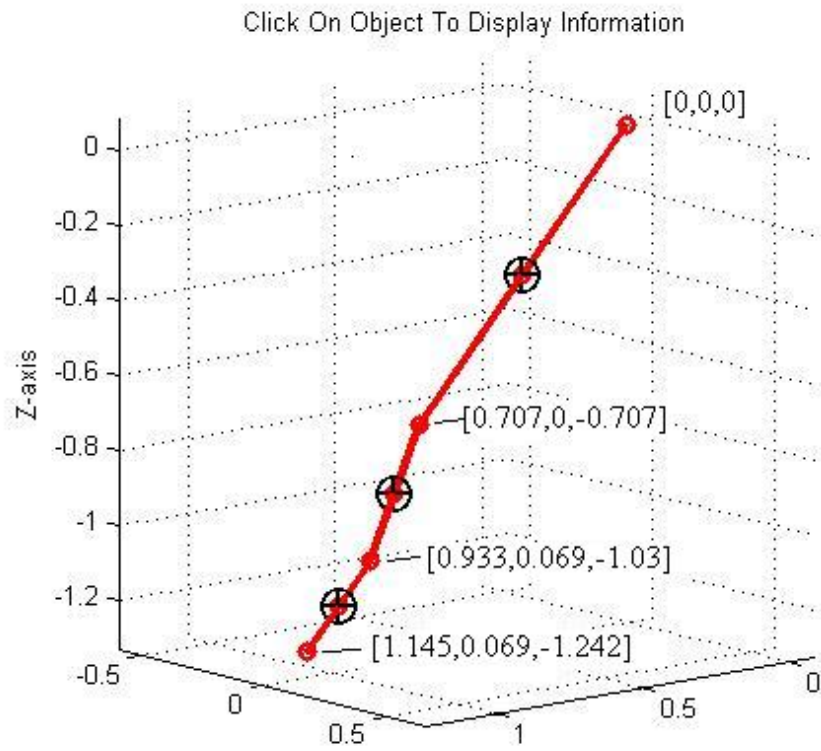
Şekil 4.20’de gösterilen direksiyon kolunu koordinatları, Şekil 4.21’de ki gibi değiştirilerek çıkış milinde oluşan değişken hız profili ortadan kaldırılarak Şekil 4.23’de gösterilen sabit hız profili elde edilmiştir.



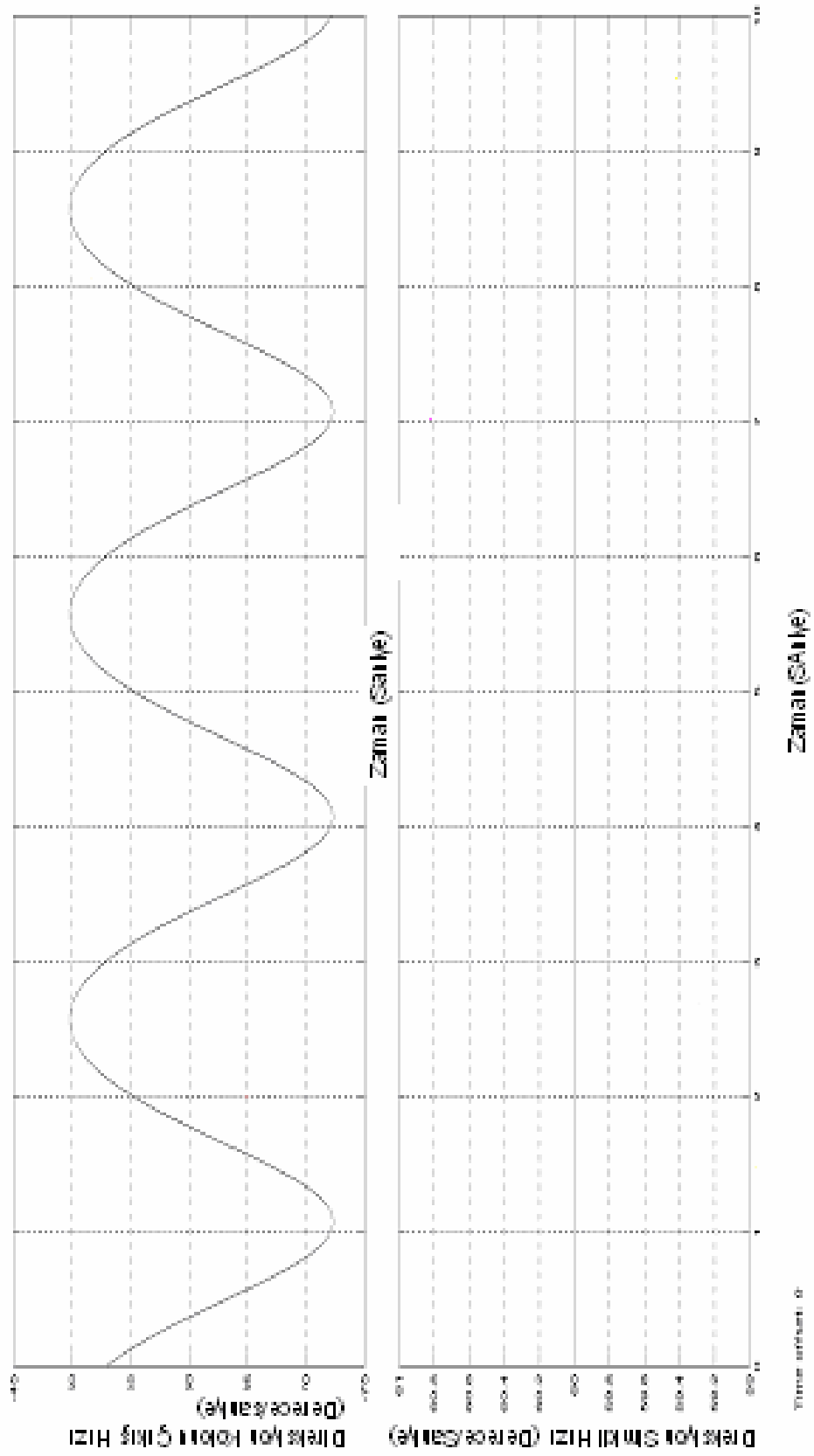
Şekil 4.19 : Direksiyon Kolonu Kinematik Modeli



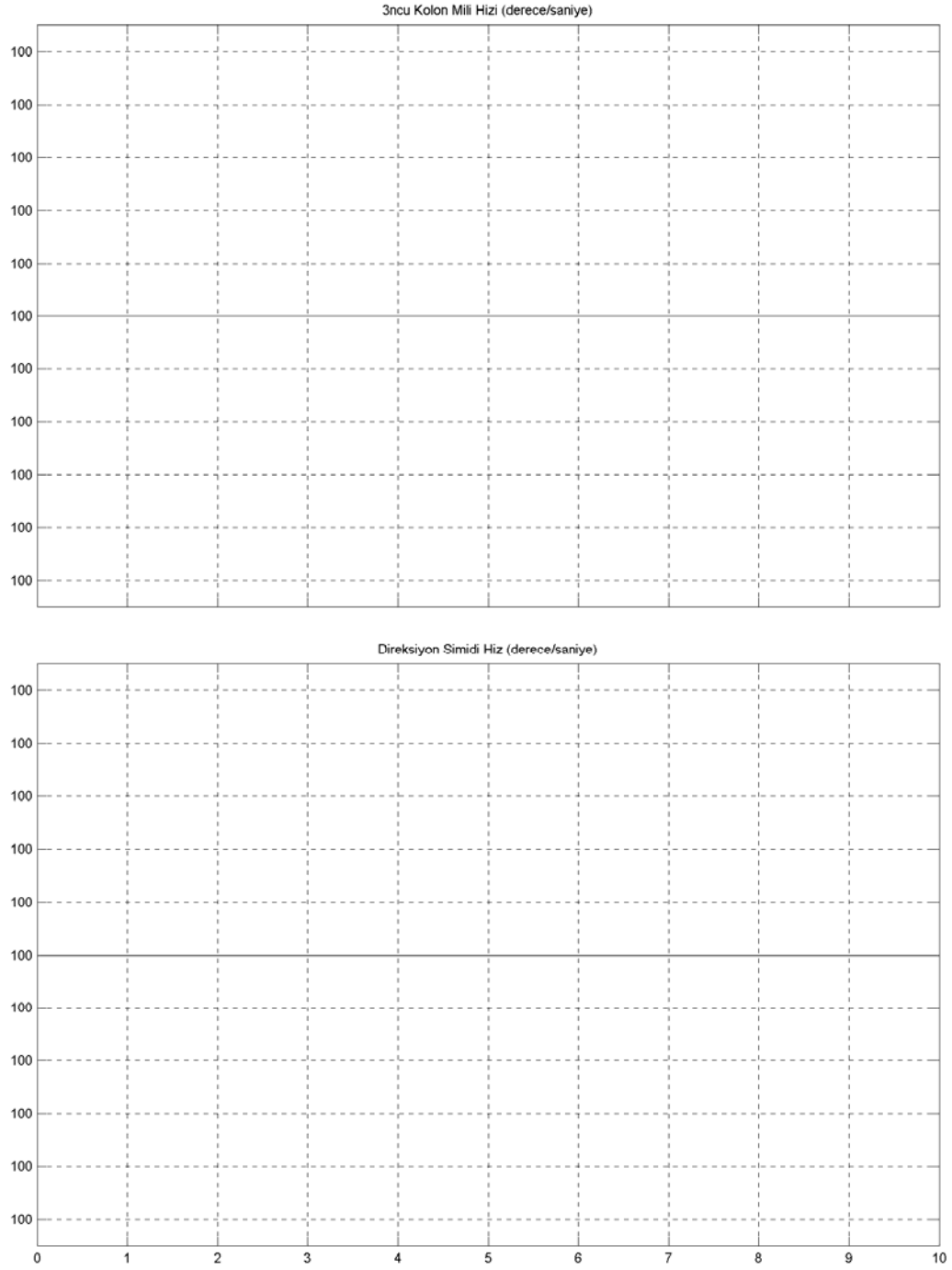
Şekil 4.20 : Direksiyon Kolundaki 3 milin başlangıç ve bitiş noktalarının koordinatları



Şekil 4.21 : Düzeltilmiş direksiyon kolunu koordinatları



Şekil 4.22 : Direksiyon simidinin çevriliş hızı ile direksiyon kolonundan çıkış hızının karşılaştırılması



Time offset: 0

Şekil 4.23 : Direksiyon Simidinin çevriliş hızı ile direksiyon kolonundan çıkış hızının karşılaştırılması

5 SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan tez çalışması sonucunda hidrolik direksiyon sistemini oluşturan mekanik ve hidrolik ekipmanlar, analitik olarak modellenmiştir. Direksiyon sisteminin mekanik kısmının 6 serbestlik dereceli modeli oluşturulmuş, bu modelin doğal frekansları elde edilmiştir. Uygulanan direksiyon torkuna göre oluşan tekerlek dönüş açıları, kramayer üzerinde oluşan yükler, kramayer konum değiştirmesi vb. simülasyon sonuçları elde edilmiştir.

Direksiyon sisteminin hidrolik kısmının modeli çıkartılmış, bu model mekanik kısım modeliyle birleştirilerek nihai direksiyon sistemi modeli elde edilmiştir. Oluşturulan bu son modelde, hidrolik desteğin, sürücünün uyguladığı torku ciddi bir şekilde düşürdüğü gözlemlenmiştir.

Yukarda belirtilen modelleme çalışmalarına ilave olarak direksiyon kolunun kinematik modeli çıkartılmıştır. Örnek bir aracın kolan koordinatları alınarak simülasyonu yapılmıştır. Simülasyon sonucunda ortaya çıkan sürücüyü rahatsız edecek hız değişimleri, koordinatların düzeltilmesiyle ortadan kaldırılmıştır.

Yapılan bu tez çalışması sonucunda, direksiyon sistemi tasarımı ve boyutlandırılmasında kullanılabilecek faydalı modeller ortaya konmuştur. Bu modellerin kullanılmasıyla, tasarım aşamasında direksiyon sistemi parçalarının teknik özellikleri, üzerlerine gelecek yüklemeler, tekerleğin direksiyon manevralarına tepkisi gibi önemli parametreler önceden belirlenebilecektir. Bu sayede testlerde ortaya çıkabilecek ve yüksek maliyetli çözümlere neden olabilecek problemler, tasarım aşamasındayken engellenebilecektir.

Bu tez çalışmasında yapılan çalışmaların kurulan bir test düzeneğinde yapılan testlerle doğrulanması ve geliştirilmesi gerekmektedir. Ayrıca kurulacak bu test düzeneği/tesisi, ülkemizde mevcut bulunan otomotiv firmaları ve çeşitli direksiyon parçaları üreten firmaların projelerini desteklemekte de kullanılabilecektir.

KAYNAKLAR

- [1] Wang, M., Zhang, N., “Sensitivity of Key Parameters to Dynamics of Hydraulic Power Steering Systems”, **SAE Technical Paper**, 2005-01-2389, (2005)
- [2] Barak, P., Herczeg, D.P., Holler, C., Recker, P., Slagle, T., “Mathematical Modeling and Computer Simulation of a Passenger Vehicle Steering System”, **SAE Technical Paper**, 2004-01-0773, (2004)
- [3] Matsunaga, T., Tanaka, T., Nishimura, S., “Analysis of Self-Excited Vibration in Hydraulic Power Steering System: Prevention Against Vibration by Supply Line”, **SAE Technical Paper**, 2001-01-0488, (2001)
- [4] Kang, W., Sim, C.S, Kim, J.Y, “Modeling of a Hydraulic Power Steering System and Its Application to Steering Damper Development”, **SAE Technical Paper**, 2005-01-1263, (2005)
- [5] Zaremba, A.T., Davis, R.I., “ Dynamic Analysis and Stability of a Power Assist Steering System”, **Proceedings of the American Control Conference**, Seattle, Washington, June 1995, pp. 4253-4257, (1995)
- [6] Proca, A.B., Keyhani, A., “Identification of Power Steering System Dynamic Models”, **Mechatronics Volume** , pp. 255-270, (1998)
- [7] Parmar, M., Hung,Y., “ A Sensorless Optimal Control System for an Automotive Electric Power Assist Steering System”, **IEEE Transactions on Industrial Electronics**, Vol 51, No.2, (2004)
- [8] Kim, J.H., Song, J.B., “Control Logic for an Electric Power Steering System Using Assist Motor”, **Mechstronics Volume 12**, pp. 447-459, (2002)
- [9] Gillespie, T.D., “Fundamentals of Vehicle Dynamics”, First Edition , **Society of Mechanical Engineers**, 195-303, (1992)
- [10] Merritt, H.E, “Hydraulic Control Systems”,Second Edition, **Wiley**, 76-90 (1967)
- [11] Ercan, Y., “ Mühendislik Sistemlerinin Modellenmesi ve Dinamiği” , Birinci Basım, **Literatür Yayınları**, 277-303, (2003)

ÖZGEÇMİŞ

1979 yılında Tokat'ta doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Konya Ereğli'de tamamladı. 1997 yılında girdiği Orta Doğu Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 2002 yılında Makine Mühendisi olarak mezun oldu. 2004–2007 yılları arasında Ford OTOSAN Gölçük fabrikasında direksiyon sistemi ürün geliştirme mühendisi olarak çalıştı. 2007 yılından beri TUSAŞ'da mekanik tasarım mühendisi olarak çalışmaktadır.