



T. C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR HİDROLİK DEBRİYAJ SİSTEMİNİN MODELLEMESİ VE ANALİZİ

Burak BUDAK

Yrd. Doç. Dr. Elif Erzan TOPÇU
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

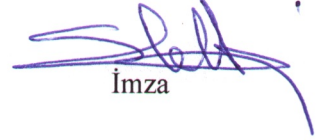
Bursa- 2017
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

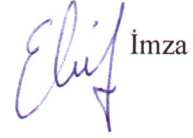
Burak BUDAK tarafından hazırlanan 'Bir Hidrolik Debriyaj Sisteminin Modellenmesi ve Analizi' adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/~~oy çokluğu~~ ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Elif Erzan TOPÇU

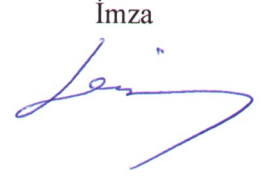
Başkan: Yrd. Doç. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN
Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı


İmza

Üye: Yrd. Doç. Dr. Elif Erzan TOPÇU
Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı


İmza

Üye: Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ
Bursa Teknik Üniversitesi Doğa Bilimleri Mimarlık
ve Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı


İmza

Yukarıdaki Sonucu Onaylarım


Prof. Dr. Ali BAYRAM

Enstitü Müdürü

15/12/2017 (Tarih)

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

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

beyan ederim.

.././....

İmza

Burak BUDAK

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BİR HİDROLİK DEBRİYAJ SİSTEMİNİN MODELLEMESİ VE ANALİZİ

Burak BUDAK

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Elif Erzan TOPÇU

Debriyaj genel bir tanımla motor ile vites kutusu arasında yer alan, debriyaj pedalının hareketiyle motorun gücünü vites kutusuna aktaran veya hareketi kesen sistemdir. Bir otomobilin en önemli parçalarından biri olan debriyaj birçok parametreyi etkilediği için bu alanda bir çok çalışma yapılmaktadır. Hem yakıt tüketimini düşürmek hem de sürüş konforunu arttırmak için son yıllarda debriyaj sistemleri üzerinde araştırmalar yapılmaktadır. Debriyaj sistemleri mekanik ve hidrolik olmak üzere iki çeşittir. Hidrolik tip debriyaj sistemi de bu amaçlar doğrultusunda oluşturulmuş ve mekanik debriyaja göre birçok avantajları bulunmaktadır. Bunlardan en önemlisi mekanik tip debriyaja göre daha hafif olması ve motor kaynaklı titreşimleri daha fazla sönmüleyebilmesidir.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında hidrolik tip debriyaj sistemi ve komponentleri detaylı olarak incelenmiş ve sistemin dinamik modellenmesi yapılmıştır. Ayrıca motor kaynaklı titreşimlerin hidrolik sistem ve komponentleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. Hidrolik sistemin parametre değişimlerinin sistemin zaman ve frekans cevabı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Yapılan incelemelerde MATLAB ve AMESIM yazılımlarından faydalanılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik boru, frekans cevabı, sönmüleme, titreşim, hidrolik debriyaj
2017, xi + 95 sayfa.

ABSTRACT

Msc Thesis

MODELING AND ANALYSIS OF A HYDRAULIC CLUTCH SYSTEM

Burak BUDAK

Uludağ University

Graduate School Of Natural And Applied Sciences

Department Of Mechanical Engineering

Supervisor: Yrd. Doç. Dr. Elif Erzan TOPÇU

A general description of the clutch is a system that is located between the engine and the gearbox, that transfers or shifts the power of the motor to the gearbox by the action of the clutch pedal. One of the most important parts of a car is clutch, which affects many parameters, so there are many studies on this area. In recent years, researches on clutch systems have been carried out in order to decrease fuel consumption and increase driving comfort. There are two types of clutch systems: mechanical and hydraulic. The hydraulic type clutch system is also designed for these purposes and has many advantages compared to the mechanical clutch. The most important of these is that it is lighter than a mechanical type clutch and can absorb more engine-induced vibrations.

In this master thesis study, the hydraulic type clutch system and its components have been examined in detail and the dynamic modeling of the system has been done. In addition, the effect of motor-driven vibrations on the hydraulic system and its components has been examined. The effect of the parameter changes of the hydraulic system on the time and frequency response of the system is investigated. MATLAB and AMESIM software have been used for the examinations made.

Key Words: Hydraulic pipe, frequency response, damping, vibration, hydraulic clutch

2017, xi + 95 pages.

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Hayatım boyunca hiçbir zaman maddi ve manevi desteğini esirgemeyen aileme, yüksek lisans eğitimim süresince akademik anlamda bizlere örnek olan, bilgisini ve deneyimlerini her zaman cömertçe bizlerle paylaşan danışman hocam Yrd. Doç. Dr. Elif Erzan TOPÇU'ya ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocalarıma teşekkür ederim.

Ayrıca yardımlarından dolayı Valeo Otomotiv End. Sis. A.Ş çalışanlarına teşekkür ederim.

Burak BUDAK

.././...



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI VE KURAMSAL TEMELLER.....	2
2.1. Kaynak Araştırması.....	2
2.1.1. Hidrolik debriyaj sisteminin dinamik analizi ve sistem performansı iyileştirmeleri üzerine çalışmalar.....	2
2.1.2. Hidrolik debriyaj sisteminin titreşim analizi ve sönümleme tasarımı üzerine çalışmalar	5
2.2 Kuramsal Bilgiler	7
2.2.1. Mühendislik sistemlerinin matematiksel modellenmesi	7
2.2.2. Pascal kanunu.....	8
2.2.3. Hacimsel esneklik katsayısı	9
2.2.4. Süreklilik denklemleri	12
2.2.5. Hareket denklemleri	13
2.2.6. Titreşim	17
3. MATERYAL VE YÖNTEM	22
3.1. Debriyaj Sisteminin Tanımı ve Debriyaj Sistemini Oluşturan Elemanlar	22
3.2. Çalışma Yöntemlerine Göre Debriyaj Çeşitleri	24
3.2.1. Mekanik tip debriyaj	24
3.2.2. Hidrolik tip debriyaj.....	25
3.3. Hidrolik Tip Debriyajın Yapısı ve Elemanları.....	25
3.3.1. Pedal seti	26
3.3.2. Debriyaj ana silindiri (CMC)	27
3.3.3. Hidrolik boruları.....	28
3.3.4. Debriyaj yardımcı silindiri (CSC).....	30
3.3.5. Debriyaj ayırma silindiri (CRC).....	31
3.3.6. Damper	32
3.4. CSC’li hidrolik tip debriyaj sisteminin hidrolik kısmının matematiksel modellenmesi	33
3.5. Hidrolik tip debriyajın benzetim yazılımlarıyla modellenmesi	37
3.5.1. LMS Amesim modeli	37
3.5.2. Matlab/Simscape modeli	41
3.5.3. Matlab/Simulink modeli	42
4.BULGULAR	45
4.1. Zaman alanı analizi sonuçları	45
4.1.1. Pedal yer değiştirme –pedal yükü analiz sonuçları	46
4.1.2. Hidrolik borunun CMC tarafındaki basınç –zaman analiz sonuçları.....	47
4.1.3. Hidrolik borunun CSC tarafındaki basınç –zaman analiz sonuçları	48
4.1.4. CMC piston hareketi –zaman analiz sonuçları.....	49
4.1.5. CSC piston hareketi –zaman analiz sonuçları.....	50
4.2. Frekans alanı analizi sonuçları	50
4.3. Parametrelerin Sistem Cevabı Üzerindeki Etkileri Analizi ve Sonuçları	51

4.3.1. Hidrolik sıvısının mutlak viskozite parametresinin değişimi	52
4.3.2. Hidrolik boru boyu parametresinin değişimi	54
4.3.3. Hidrolik sıvısının yoğunluğu parametresinin değişimi	56
4.3.4. Hidrolik boru iç çapı parametresinin değişimi	58
4.3.5. Hidrolik boru malzemesinin young modülü parametresinin değişimi	60
4.3.6. Hidrolik boru et kalınlığı parametresinin değişimi	62
4.3.7. CMC hidrolik yaylılık katsayısı parametresinin değişimi	64
4.3.8. Pedal viskoz sürtünme katsayısı parametresinin değişimi	67
4.3.9. Pedal yaylılık katsayısı parametresinin değişimi	69
4.3.10. Pedal kütlesi parametresinin değişimi	71
4.3.11. Diyafram yayının yaylılık katsayısı parametresinin değişimi	73
5. SONUÇ VE TARTIşMA	74
KAYNAKLAR	77
EKLER	79
EK 1 Zaman Alanı Analizi İçin LMS Amesim Modelini Değerlerinin Atanması	80
EK 1. 1 Pedal Hareketi Giriş sinyali	80
EK 1. 2 Doğrusal Hareketi Hıza Dönüştüren Dönüştürücü	81
EK 1. 3 Pedalın Yaylılık Katsayısı	82
EK 1. 4 Pedalın Kütlesi ve Pedala Etkiyen Sürtünmeler	82
EK 1. 5 Pedal Oranı	83
EK 1. 6 CMC Hidrolik Yaylılık Katsayısı	84
EK 1. 7 CMC Kütlesi ve CMC'ye Etki Eden Sürtünmeler	85
EK 1. 8 CMC Kütlesi ve CMC İçindeki Yayın Parametreleri	86
EK 1. 9 CMC'nin Hidrolik Alanı ve Orifis Etkisi Yaratan Delik Kesit Alanı	87
EK 1. 10 Hidrolik Boru Parametreleri	88
EK 1. 11 CSC Kütlesi ve CSC İçindeki Yayın Parametreleri	89
EK 1.12 CSC Kütlesi ve CSC'ye Etki Eden Sürtünmeler	90
EK 1. 13 Diyafram Yayının Yaylılık Katsayısı	91
EK 2 Frekans Alanı Analizi İçin Kullanılan Diyafram Yayının Yaylılık Katsayısı	93
ÖZGEçMİş	95

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklamalar
μ	Akışkanın dinamik viskozitesi
R	Akışkan direnci
L	Akışkan indüktansı
C	Akışkan kapasitesi
ν	Akışkanın kinematik viskozitesi
P	Basınç
ΔP	Basınç değişimi
T	Boru et kalınlığı
l	Boru uzunluğu
D_0	Boru dış çapı
D	Boru iç çapı
$k_{cmc \text{ yayı}}$	CMC içindeki geri dönüş yayının esneklik katsayısı
k_{cmc}	CMC'nin hidrolik yaylılık katsayısı
$f_{itici \text{ çubuk}}$	CMC itici çubuğuna etkiyen net kuvvet
$x_{itici \text{ çubuk}}$	CMC itici çubuğunun yer değiştirmesi
l_2	CMC mesneti ile pedala uygulanan kuvvet arasındaki uzunluk
m_{cmc}	CMC piston kütlesi
b_{cmc}	CMC sönüm katsayısı
F_{scmc}	CMC'deki sürtünme katsayısı
k_{csc}	CSC'nin hidrolik yaylılık katsayısı
$k_{csc \text{ yayı}}$	CSC içindeki geri dönüş yayının yaylılık katsayısı
b_{csc}	CSC sönüm katsayısı
m_{csc}	CSC piston kütlesi
F_{scsc}	CSC'deki sürtünme katsayısı
A_{cmc}	Debriyaj ana silindiri kesit alanı
x_{cmc}	Debriyaj ana silindirinin yer değiştirmesi
A_{csc}	Debriyaj yardımcı silindiri kesit alanı
x_{csc}	Debriyaj yardımcı silindirinin yer değiştirmesi
$f_{diyafram}$	Diyafram yayına etki eden net kuvvet
$k_{diyafram}$	Diyafram yayının yaylılık katsayısı
ω_n	Doğal frekans (rad/sn)
f_n	Doğal frekans (Hz)
E	Elastisite katsayısı
$\beta_{eş}$	Eşdeğer hacimsel esneklik katsayısı
φ	Faz farkı
β_g	Gazın hacimsel esneklik katsayısı
Q	Hacimsel debi
β	Hacimsel esneklik katsayısı
C_r	Hidrolik sıvının film kalınlığı
F	Kuvvet
m	Kütle
\dot{m}	Kütleli debi
\dot{m}_i	Kütleli giriş debisi

\dot{m}_o	Kütlesel çıkış debisi
K_l	Laminer akış için basınç kazanç katsayısı
ρ	Özkütle
k_{pedal}	Pedalın yaylılık katsayısı
l_1	Pedal kolu mesneti ile CMC mesneti arasındaki uzunluk
$x_{giriş}$	Pedala uygulanan yer değiştirme
x_{pedal}	Pedalın yer değiştirmesi
A	Pistonun alanı
D_p	Piston çapı
F_L	Pistona etkiyen kuvvet
L_p	Piston genişliği
v	Pistonun hızı
x	Pistonun yer değiştirmesi
ν	Poisson oranı
u	Radyal yer değiştirme
Re	Reynolds sayısı
V_c	Sıvının bulunduğu kabın hacmi
V_l	Sıvının hacmi
β_l	Sıvının hacimsel esneklik katsayısı
β_c	Sıvının içinde bulunduğu kabın hacimsel esneklik katsayısı
V_g	Sıvı içindeki gaz hacmi
P_{sistem}	Sistem basıncı
b	Sönüm katsayısı
$F_{sönüm}$	Sönüm kuvveti
ζ	Sönüm oranı
f	Sürtünme faktörü
F_s	Sürtünme kuvveti
V_t	Toplam sıvı hacmi
K_t	Türbülanslı akış için basınç kazanç katsayısı
k	Yaylık katsayısı
t	Zaman (sn)

Kısaltmalar

CMC

CRC

CSC

Açıklamalar

Clutch Master Cylinder

Clutch Release Cylinder

Clutch Slave Cylinder

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Pedal hareketi-pedal yükü.....	3
Şekil 2.2. Debriyaj ana ve yardımcı silindiri yer değiştirmelerinin grafiği	4
Şekil 2.3. Farklı boru boyu için pedal yükü- pedal yer değiştirmesi grafiği.....	4
Şekil 2.4. Pedal hareketi- pedal yer değiştirmesi grafiği	5
Şekil 2.5. Simülasyon modelinin şematiği.....	6
Şekil 2.6. Matematiksel modelin kurulma aşamaları	8
Şekil 2.7. Pascal kanunu.....	9
Şekil 2.8. Basınç altındaki sıvı ve gaz karışımının bulunduğu esnek kap	10
Şekil 2.9. Genelleştirilmiş akış borusu.....	13
Şekil 2.10. Kısa hidrolik bir devrenin elektrik analogisi ile gösterimi	16
Şekil 2.11. Asimetrik hidrolik silindir.....	16
Şekil 2.12. Pedalda oluşan titreşimlerin oluşum şeması	18
Şekil 2.13. Kütle, yay ve sönüm elemanı olan sistem.....	19
Şekil 2.14. Sönüm oranları.....	20
Şekil 2.15. Sönüm kuvveti	21
Şekil 3.1. Debriyajın araçtaki konumu.....	22
Şekil 3.2. Debriyaj sisteminin ana elemanları.....	23
Şekil 3.3. Debriyajın çalışma prensibi	24
Şekil 3.4. Mekanik kumandalı debriyaj tertibatı	24
Şekil 3.5. Hidrolik tip debriyajın yapısı	25
Şekil 3.6. Hidrolik tip debriyajın yapısı	26
Şekil 3.7. Pedal setinin elemanları	26
Şekil 3.8. Pedal setinin elemanları	27
Şekil 3.9. Debriyaj ana silindirinin yapısı.....	28
Şekil 3.10. Hidrolik borular	29
Şekil 3.11. Hidrolik tip debriyajda kavrama ayırıcı sistem çeşitleri.....	30
Şekil 3.12. Debriyaj yardımcı silindirinin yapısı	31
Şekil 3.13. Debriyaj ayırma silindiri yapısı	32
Şekil 3.14. Hidrolik tip debriyaj sisteminde kullanılan bir damper	33
Şekil 3.15. Hidrolik debriyaj sisteminin çalışma prensibi	34
Şekil 3.16. Pedalın serbest cisim diyagramı	35
Şekil 3.17. İtici çubuğa gelen kuvvet için serbest cisim diyagramı	35
Şekil 3.18. CMC kısmına ait serbest cisim diyagramı	36
Şekil 3.19. CSC kısmına ait serbest cisim diyagramı	37
Şekil 3.20. Zaman alanı analizi için LMS Amesim modeli	38
Şekil 3.21. Doğrusal diyafram yayının elde edilmesi	40
Şekil 3.22. Frekans alanı analizi için LMS Amesim modeli	41
Şekil 3.23. Matlab/Simscape modeli.....	42
Şekil 3.24. Matlab/Simulink modeli	44
Şekil 4.1. Zamana bağlı pedal hareketi	45
Şekil 4.2. Diyafram yayının yük – hareket değişimi.....	46
Şekil 4.3. Pedal pedal yükü - yer değiştirme değişimi.....	47
Şekil 4.4. CMC tarafındaki basınç- zaman değişimi.....	48
Şekil 4.5. CSC tarafındaki basınç- zaman değişimi.....	49

Şekil 4.6. CMC piston hareketi- zaman değişimi	49
Şekil 4.7. CSC piston hareketi- zaman değişimi.....	50
Şekil 4.8. Pcmc/Pcsc - Frekans grafiği.....	51
Şekil 4.9. Farklı mutlak viskozite değerleri için pedal yer değiştirme – pedal yükü değişimi	52
Şekil 4.10. Farklı mutlak viskozite değerleri için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi	53
Şekil 4.11. Farklı mutlak viskozite değerleri için frekans cevapları.....	53
Şekil 4.12. Farklı boru boyları için pedal yer değiştirme – pedal yükü değişimi	54
Şekil 4.13. Farklı boru boyları için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi	55
Şekil 4.14. Farklı boru boyları için frekans cevapları.....	56
Şekil 4.15. Farklı sıvı yoğunlukları için pedal yer değiştirme – pedal yükü değişimi....	56
Şekil 4.16. Farklı sıvı yoğunlukları için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi	57
Şekil 4.17. Farklı yoğunluk değerleri için frekans cevapları	58
Şekil 4.18. Farklı boru iç çap değerleri için pedal yer değiştirme – pedal yükü değişimi	59
Şekil 4.19. Farklı boru iç çap değerleri için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi	59
Şekil 4.20. Farklı boru iç çapları için frekans cevapları	60
Şekil 4.21. Boru malzemesinin farklı young modülleri için pedal yer değiştirme – pedal yükü değişimi	61
Şekil 4.22. Boru malzemesinin farklı young modülleri için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi	61
Şekil 4.23. Boru malzemesinin farklı young modülleri için frekans cevapları.....	62
Şekil 4.24. Farklı boru et kalıkları için pedal yer değiştirme – pedal yükü değişimi	63
Şekil 4.25. Farklı boru et kalıkları için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi.....	63
Şekil 4.26. Farklı boru et kalıkları için frekans cevapları	64
Şekil 4.27. CMC'nin farklı hidrolik yaylılık katsayıları için pedal yer değiştirme – pedal yükü değişimi	65
Şekil 4.28. CMC'nin farklı hidrolik yaylılık katsayıları için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi	66
Şekil 4.29. CMC'nin farklı hidrolik yaylık katsayıları için frekans cevapları.....	67
Şekil 4.30. Farklı pedal viskoz sürtünme katsayıları için pedal yer değiştirme – pedal yükü değişimi	67
Şekil 4.31. Farklı pedal viskoz sürtünme katsayıları için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi	68
Şekil 4.32. Farklı pedal viskoz sürtünme katsayılarının frekans cevapları.....	69
Şekil 4.33. Farklı pedal yaylılık katsayıları için pedal yer değiştirme – pedal yükü değişimi	69
Şekil 4.34. Farklı pedal yaylılık katsayıları için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi	70
Şekil 4.35. Farklı pedal yaylık katsayılarının frekans cevapları	71
Şekil 4.36. Farklı pedal kütleleri için pedal yer değiştirme – pedal yükü değişimi.....	71
Şekil 4.37. Farklı pedal kütleleri için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi	72
Şekil 4.38. Farklı pedal kütleleri için frekans cevapları.....	73
Şekil 4.39. Diyafram yayının farklı yaylılık katsayıları için frekans cevapları	73
Şekil Ek 1.1. Pedal hareketi giriş sinyali.....	80
Şekil Ek 1.2. Giriş sinyali (Pedal hareketi) ve zaman grafiği	81
Şekil Ek 1.3. Doğrusal hareketi hıza dönüştüren dönüştürücü	81

Şekil Ek 1.4. Pedalın esneklik katsayısı.....	82
Şekil Ek 1.5. Pedalın kütlesi	83
Şekil Ek 1.6. Pedal oranı	84
Şekil Ek 1.7. CMC esneklik katsayısı.....	85
Şekil Ek 1.8. CMC kütlesi ve CMC'ye etki eden sürtünmeler	86
Şekil Ek 1.9. CMC kütlesi ve CMC içindeki yayın parametreleri.....	87
Şekil Ek 1.10. CMC'nin hidrolik alanı ve orifice etkisi yaratan delik kesit alanı	88
Şekil Ek 1.11. Hidrolik boru parametreleri.....	89
Şekil Ek 1.12. CSC'nin hidrolik alanı ve orifice etkisi yaratan delik kesit alanı.....	90
Şekil Ek 1.13. CSC kütlesi ve CSC'ye etki eden sürtünmeler.....	91
Şekil Ek 1.14. Tablo alt modeli.....	92
Şekil Ek 1.15. Diyafram yayının esneklik katsayısı için yerdeğiştirme/kuvvet grafiği..	92
Şekil Ek 1.16. Hareket sensörü alt modeli	93
Şekil Ek 2. Diyafram yayının yaylılık katsayısı.....	94



1. GİRİŞ

Günümüzde otomotiv sektörü teknolojiyi en çok kullanan sektörler arasındadır. Tüm otomotiv üreticileri minimum maliyet ile konforlu ve düşük yakıt sarfiyatı olan otomobiller üretmeyi hedeflemektedir. Bunun için otomobillerde bulunan birçok sistemde araştırma ve geliştirme çalışmaları yapılmaktadır. Bunlardan biri olan güç aktarma sistemlerinde de yoğun çalışmalar yapılmakta ve bu sayede daha konforlu ve daha az yakıt tüketen otomobiller üretilmektedir. Güç aktarma sisteminin en önemli parçalarından biri de debriyaj sistemidir.

Teknolojinin ilerlemesi ile debriyaj sistemleri boyutsal olarak daha küçülmekte ve daha hafif hale gelmektedir. Bu gelişmelere paralel olarak birçok farklı türü ortaya çıkmaktadır.

Bunlardan en çok bilinenleri mekanik, hidrolik ve elektromanyetik tip debriyaj sistemleridir. Hidrolik tip debriyaj günümüzde diğerlerine göre daha yaygın olarak kullanılmaktadır. En önemli avantajları diğer sistemlere göre daha hafif olması ve motor kaynaklı titreşimleri sönmüleyebilmesidir. Buna karşı bazı dezavantajları vardır. Sistem parçaları çok hassas toleranslara sahiptir. Kapalı bir hidrolik sistem içerdiği için en ufak tolerans değişikliklerinde sistemde hidrolik yağ kaçağı olmaktadır.

Bu çalışmada debriyaj yardımcı silindirli hidrolik tip debriyaj sisteminin dinamik modellenmesi yapılmış ve LMS Amesim, Matlab/Simscape ve Matlab/Simulink benzetim yazılımları ile sistemin zaman ve frekans alanı analizleri yapılmıştır. Yapılan çalışma üç aşamadan oluşmaktadır. Birinci aşamada üç benzetim yazılımı ile sistemin zaman alanı analizi yapılmıştır. İkinci aşamada motor kaynaklı titreşimlerin hidrolik sistem ve komponentleri üzerindeki etkisi incelenmiştir ve bu titreşimleri engellemek üzere alınabilecek önlemlerden bahsedilmiştir. Üçüncü aşamada sistem parametrelerinin sistemin performansı üzerindeki etkileri frekans alanında incelenmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI VE KURAMSAL TEMELLER

2.1. Kaynak Araştırması

Debriyaj ile ilgili yapılmış çalışmalar 1920'li yıllara kadar dayanmaktadır. Hidrolik tip debriyajların matematiksel modellerinin çıkarılıp analizlerinin yapılması ile ilgili birçok çalışma bulunmaktadır. Günümüzde bu modelleme ve analizlerin bilgisayar programlarıyla yapılması, optimum özelliklere sahip sistemin en kısa zamanda yapılmasını sağlamaktadır. Bu programlar yardımıyla birçok konfigürasyon yapılarak daha verimli, daha az maliyetli sistemler oluşturulmakta veya mevcut sistemler iyileştirilmektedir. Bu sayede yakıt sarfiyatı azalmakta ve konfor artmaktadır. Yapılan iyileştirme ve bazı problemleri gidermek için literatürde yapılan bazı çalışmalar bu bölümde sunulmuştur.

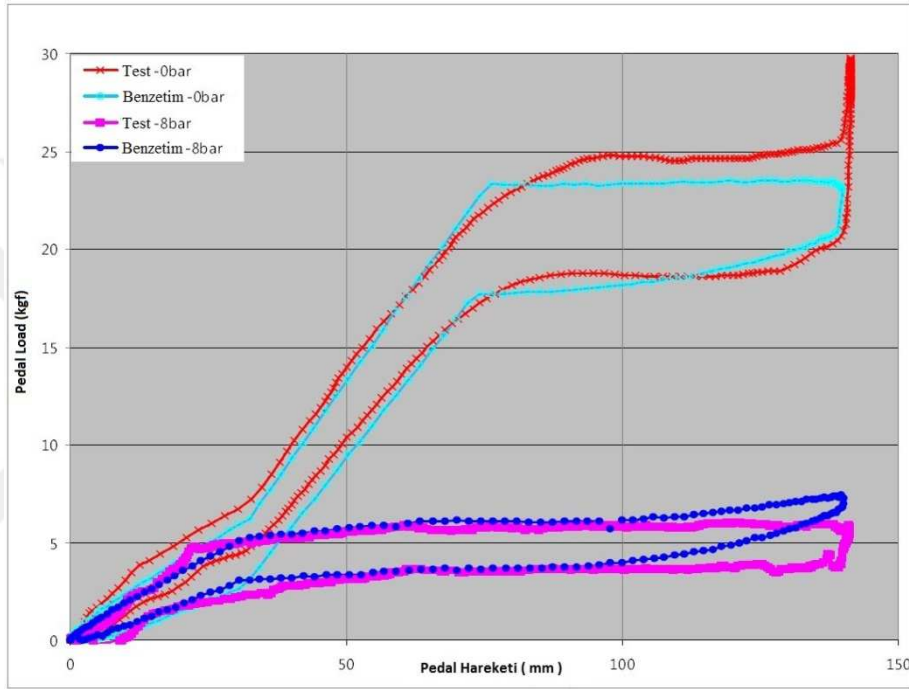
Bu çalışmalar iki başlık altında incelenmiştir. İlk başlık sistemin dinamik analizi ve sistem performansı ile ilgili çalışmalardır. Bu çalışmalarda sistemdeki kayıplar ve bu kayıpların sistem performansını nasıl etkilediği incelenmiştir. Diğer başlık ise sistemin titreşim analizi ve titreşimin sönümlenmesi üzerine yapılan çalışmalardır. Bu çalışmalarda motor kaynaklı titreşimlerin sistemde oluşturduğu olumsuz etki ve bu olumsuz etkileri gidermek için yapılan çözümler incelenmiştir.

2.1.1. Hidrolik debriyaj sisteminin dinamik analizi ve sistem performansı iyileştirmeleri üzerine çalışmalar

Santost ve ark. (2007) debriyaj hidrolik tip tahrik sistemi parçalarının sistemdeki görevlerinin tanımları yapmışlardır. Bu sistemin parçalarının dinamik analizi yapılarak bunlara etki eden faktörler belirtilmiştir. Sistemin parçalarından kaynaklı pedal hareketinin kayıpları detaylı bir şekilde incelenmiştir. Ayrıca debriyaj ana silindirin itici çubuğunun pedala bağlanma açısının ve pedalın yardımcı yayının sistem performansına olan etkisi analiz edilmiştir. Debriyaj ana silindirin itici çubuğu uygun ölçülerde konumlandırılmadığında yaşanan problemler belirtilmiştir.

Hong ve ark. (2010) ticari araçlar için debriyaj tahrik sisteminin gecikme çevriminin benzetimini MATLAB yazılımı ile yapmışlardır. Ticari araçlarda tork transferi binek araçlara göre yüksek olduğundan debriyaj sistemindeki oluşan sıvı basıncına hava

basıncının eklenmesini, eklenen doğrusal olmayan bu elemanın gecikme çevrimi üzerindeki etkisini (bkz. Şekil 2.1) incelemişlerdir. Ayrıca farklı diyafram yayının sürtünme katsayılarının gecikme çevrimine etkisi buna bağlı olarak pedal hareketi ve pedal yüküne etkisi araştırmışlardır. Gecikme çevrimi debriyaj tahrik sisteminin çeşitli karakteristiklerini göstermekte olduğu belirtilmişler, debriyaj tahrik sisteminin matematiksel modelini çıkartmışlar ve bunun hangi parametrelerinin sisteme etki ettiği belirtmişlerdir. Son olarak yapılan test ve benzetim sonuçlarını karşılaştırmışlardır.

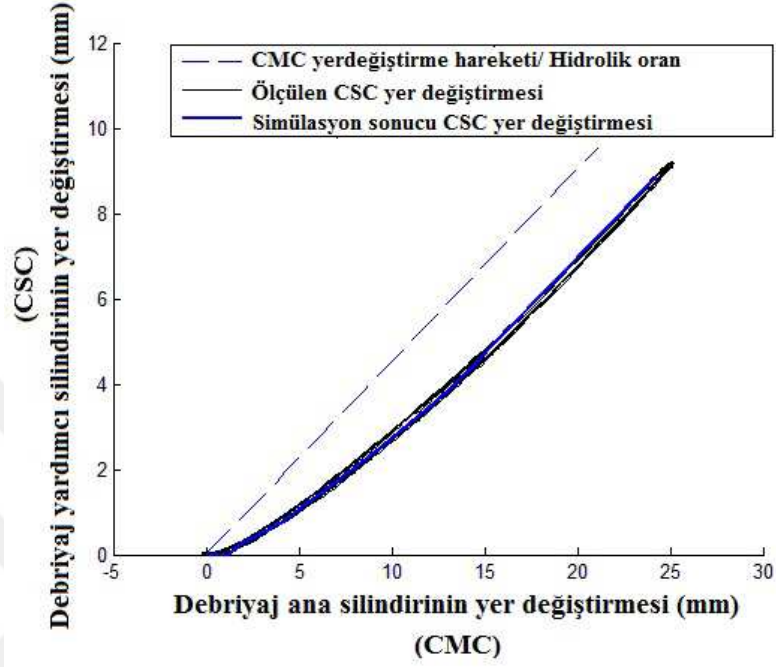


Şekil 2.1. Pedal hareketi-pedal yükü (Hong ve ark. 2010)

Emme (2012) manuel vitesli araçlardaki hidrolik debriyaj sisteminin karakteristiğinin analizi, hidrolik debriyaj sistemini oluşturan parçaların ve debriyaj pedalının parametre analizi ve optimizasyonu ile ilgili çalışmalar yapmıştır.

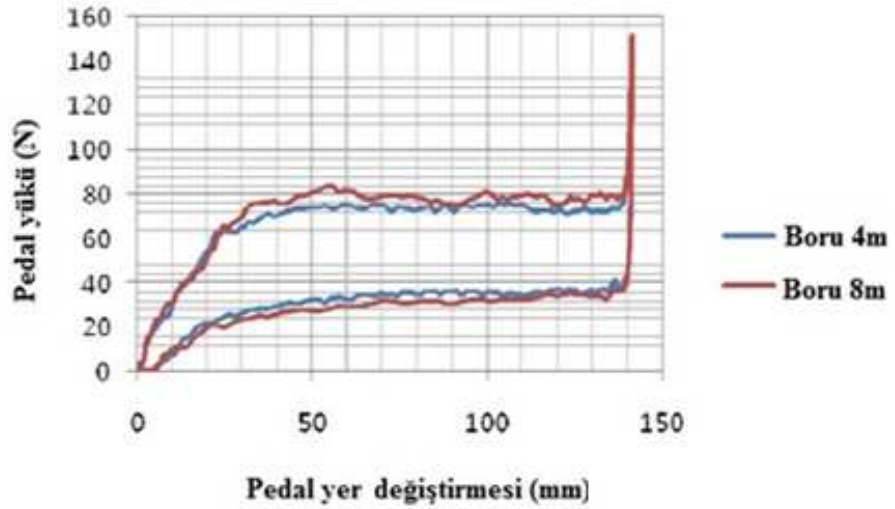
Bu çalışmada hidrolik debriyaj sistemini oluşturan parçalar detaylı olarak incelenmiş, sistemin hareket denklemleri elde edilmiş ve tüm sistemin MATLAB yazılımı ile modeli oluşturmuştur. MATLAB yazılımı ile sistemin optimum değerleri bulunmaya çalışılarak sistem tasarımlarının daha verimli olması için analizler yapmıştır. Ayrıca sıcaklığın sistem üzerine etkileri incelenmiştir. Farklı sıcaklıklarda oluşan pedal yükü ve pedal yer değiştirmesinin grafiği çıkartılmıştır. Ayrıca debriyaj ana silindiri ve debriyaj yardımcı silindirinin birbirlerine göre yaptıkları yer değiştirme (bkz. Şekil 2.2)

incelenmiş ve bunun teorikle olan kıyaslaması gösterilmiştir. Yapılan analizler /benzetimler ile yapılan araç testlerini karşılaştırmış ve arasında iyi bir uyum gözlemlemiştir.



Şekil 2.2. Debriyaj ana ve yardımcı silindiri yer değiştirmelerinin grafiği (Emme 2012)

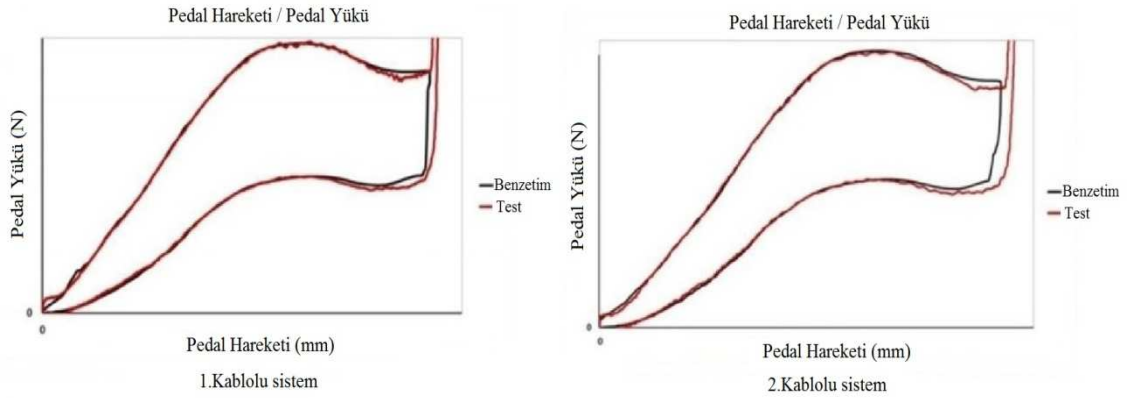
Hong (2008) hidrolik debriyaj sistemindeki gecikmeyi incelemiştir. Pedal yüküne ve sistemdeki gecikme üzerinde etkili olan parametreler ile ilgili analizler yapmıştır. Özellikle farklı boru boylarının (bkz. Şekil 2.3) gecikmeye etkisi incelenmiştir.



Şekil 2.3. Farklı boru boyu için pedal yükü- pedal yer değiştirmesi grafiği (Hong 2008)

Test değerleri ve simülasyon değerleri karşılaştırılmıştır. Diyaframın yaylılığından ve boruların basınçtan dolayı genişlemesi buna bağlı olarak iç çapın değişmesi sebeplerinden test verisi ile benzetim sonuçları arasında fark olduğu görülmüştür.

Singh ve ark. (2015) esnek kablolu debriyaj tahrik sisteminin ADAMSTM yazılımı ile dinamik analizini yaparak test sonuçları ile karşılaştırma yapmışlardır. Debriyaj pedal yükü ve debriyaj pedal hareketi arasındaki bağlantıyı ortaya koymuşlardır. Diyafram yayı yükü ve hareketi arasındaki ilişkiyi inceleyerek diyafram yayının karakteristiğini belirlemiştir. Bu karakteristiğin ve farklı rijitliğe sahip esnek kabloların da debriyaj pedal yüküne etkisini (bkz. Şekil 2.4) analiz etmişlerdir. Ayrıca sistemin esnek kablosunun rijitliği ve sürtünmeden kaynaklı hareket kayıpları ile ilgili test sonuçlarından alınan verileri benzetim çalışmalarında kullanmışlardır. Bu sebeple test ile benzetim arasında iyi bir korelasyon sağlanabilmiştir.



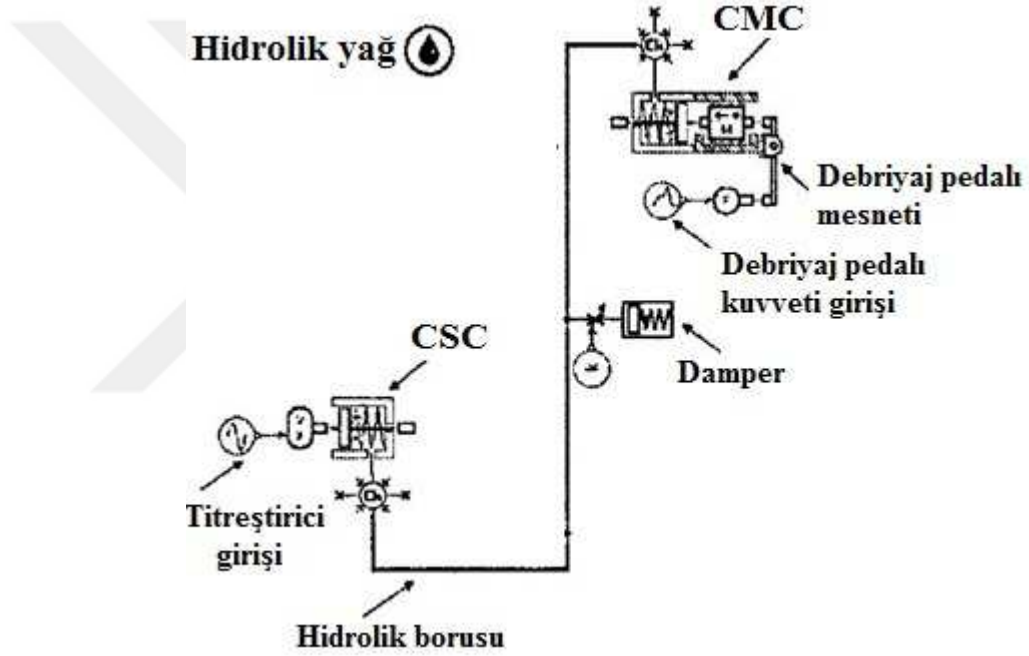
Şekil 2.4. Pedal hareketi- pedal yer değiştirmesi grafiği (Singh ve ark. 2015)

2.1.2. Hidrolik debriyaj sisteminin titreşim analizi ve sönümleme tasarımı üzerine çalışmalar

Luca ve ark. (2002) Renault firmasında hidrolik debriyaj sistemi içindeki basınç dalgalanmaları ve pedalda oluşan titreşim ile ilgili yapılan çalışmaları ve mevcut literatürdeki yapılmış çalışmaları incelemiştir. Hidrolik sistem içindeki basınç dalgalanması ile pedaldaki titreşim arasında bir bağlantı olup olmadığıyla ilgili ölçümler yaparak bu ölçümler ile ilgili analizler yapmışlardır. Analiz sonuçlarına göre motordan gelen titreşimlerin hidrolik sistemde basınç dalgalanmasına bunun da pedalda titreşime neden olduğunu görmüşlerdir. Ayrıca sistemin damperli ve dampersiz olarak

çalışmasını da incelemişlerdir. Damperli debriyaj sisteminin hidrolik sistemdeki basınç dalgalanmalarını daha iyi sönümlediğini görmüşlerdir.

Lee ve ark. (2008) son yıllarda bazı araçların motor güçlerinin artmasıyla araç üzerinde motor kaynaklı titreşimlerin arttığını belirterek sistemde oluşan bu titreşimleri azaltmak için literatürde yapılan çalışmalarını incelemişlerdir. Motor kaynaklı titreşimlerin hidrolik sistem aracılığıyla pedala kadar taşınması probleminin motordan gelen titreşimlerin sistem içinde oluşturduğu basınç dalgalanması ile olduğunu belirtmişlerdir. Bu problemi ortadan kaldırmak için kullanılan damperli debriyaj sisteminin benzetimi yapılmış ve sonuçlar testlerle doğrulanmıştır.



Şekil 2.5. Simülasyon modelinin şematiği (Lee 2008a)

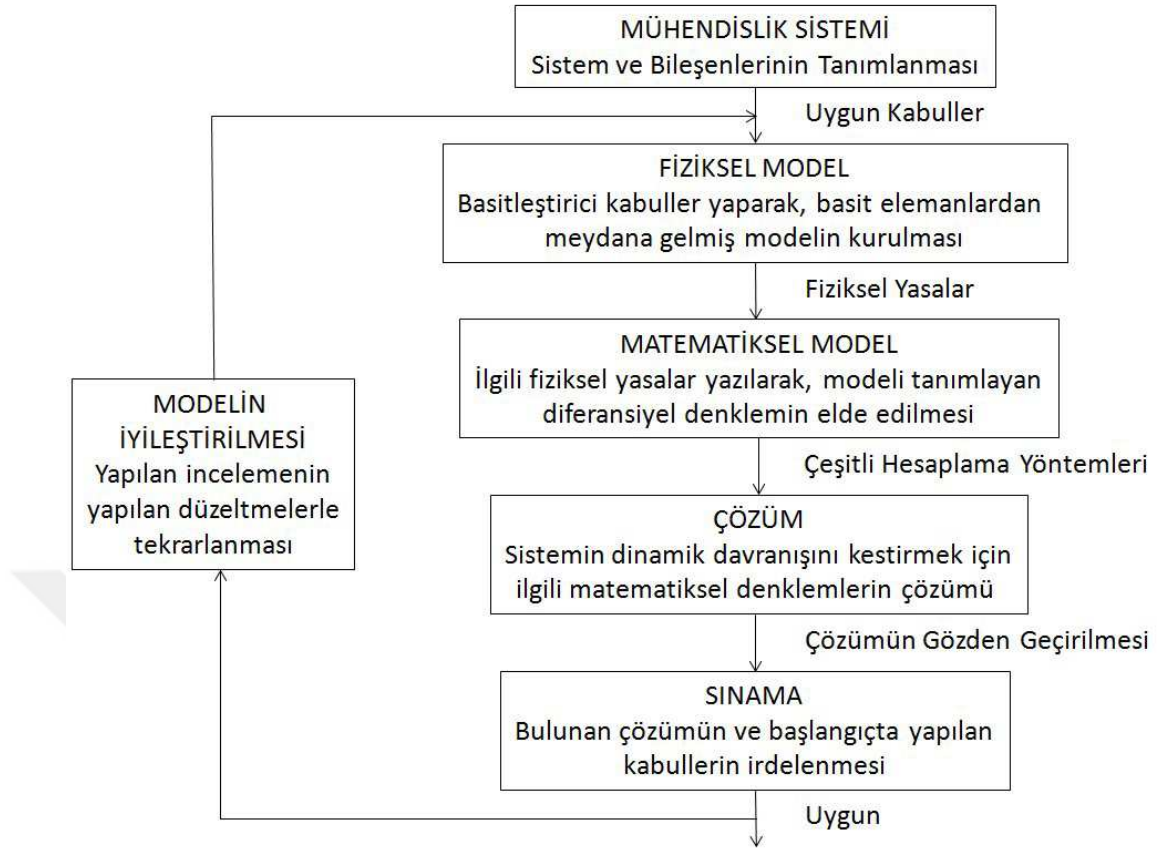
Bu çalışmada debriyaj ayırma silindiri tarafından giriş verilerek sistem içinde oluşan basınç dalgalanmalarının pedal üzerinde oluşturduğu titreşim benzetim programı yardımıyla Şekil 2.5'te görüldüğü gibi modellenmiştir. Benzetim ve test sonuçları karşılaştırılarak yapılan çalışmanın doğruluğu hakkında inceleme yapılmıştır. Ayrıca çıkan benzetim sonuçlarının damper tasarımı için yol gösterici olduğu da görülmüştür.

2.2 Kuramsal Bilgiler

2.2.1. Mühendislik sistemlerinin matematiksel modellemesi

Sistem tanım olarak herhangi bir giriş verildiğinde belirli bir görev doğrultusunda çalışarak bir takım tepkiler vermesine (çıkıtı) neden olan eleman ya da elemanlar topluluğudur. Sistemlerin iki türlü modellemesi yapılabilir. Bunların birincisi fiziki model, ikincisi ise matematiksel modeldir. Modeller gerçekliğin sadeleştirilmiş halleridir. Deneylerle gerçek sistemlerin analizinin zor olduğu durumlarda gerçek sistem yerine bu sistemin fiziksel modeli kullanılır.

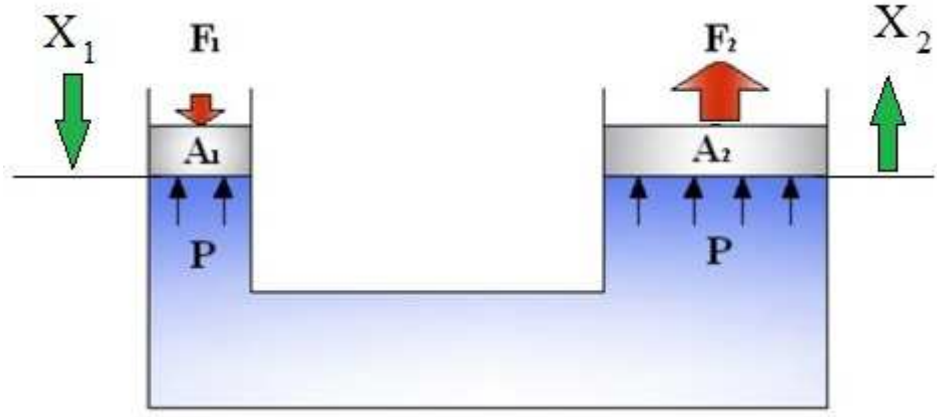
Bir sistemin dinamik karakteristiğinin matematiksel tanımına matematiksel model denir. Dinamik sistemin çözümlemesinde ilk adım onun modelini çıkartmaktır. Sisteme ait uygun bir matematiksel modelin elde edilmesi tüm çözümleme işleminin en önemli kısmıdır. Modellemede genellikle çok karmaşık bir mühendislik sisteminin uygun kabullerle ve pek çok durumlarda idealize edilmiş elemanlardan oluşmuş olarak tasarlanan bir fiziksel modeli elde edilir. Fiziksel model tasarlandıktan sonra da temel fiziksel yasalar kullanılarak elemanların davranışlarını tanımlayan ve genellikle doğrusal diferansiyel denklemler şeklinde bir matematiksel model elde edilir. Bir kez sisteme uygun bir matematiksel elde edildikten sonra analitik veya sayısal çözüm teknikleri ile aranan çözümü bulmak mümkündür. Bu işlemin akış şeması Şekil 2.6'da verilmiştir. Elde edilen çözüm gerçek sistemi ne kadar çok yakından temsil edebiliyorsa tasarlanan model gerçek sisteme o kadar uygun demektir. (Yüksel 2014)



Şekil 2.6. Matematiksel modelin kurulma aşamaları (Yüksel 2014)

2.2.2. Pascal kanunu

Pascal prensibine göre rijit kapalı hacimdeki bir sıvıya herhangi bir yüzeyinden uygulanan kuvvetin oluşturduğu basınç aynen iletebilirken basınç kuvveti aynen iletilemez. Şekil 2.7’de gösterilen rijit bir kap içinde iki farklı alana sahip piston bulunmaktadır. Bu pistonlardan birine kuvvet uygulandığında sıvı aracılığıyla bu kuvvet diğer pistonu iletilmektedir. Sıvılar gazlara göre daha az sıkıştırılabilir olduğundan kuvvet iletiminin verimi çok yüksektir. Pistonların çaplarının yani alanlarının farklı olması ile sistem çıkışında sisteme verilen kuvvet yükseltilebilir ya da düşürülebilir. Aynı zamanda pistonun hareketi bu pistonların alanlarının farklı olması ile istenilen şekilde ayarlanabilir.



Şekil 2.7. Pascal kanunu (Aykaç 2011)

Basınç , kuvvet ve alan arasındaki temel bağlantı ve farklı piston alanlarının kuvvet ile arasındaki bağlantı (2.1) numaralı denklem ile ifade edilir.

$$P = \frac{F}{A} \quad \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (2.1)$$

Sistemde F_1 kuvvetinin uygulanması ile birinci piston tarafında V_1 sıvı hacmi yer değiştirir. İkinci piston tarafında da aynı hacimde sıvı hareket eder yani $V_1 = V_2$ olur.

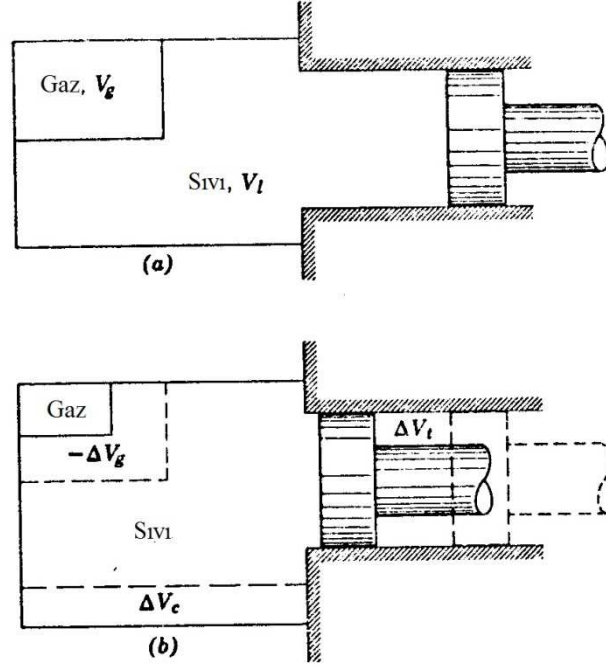
Hareket eden hacim pistonun alanı ile pistonun hareketinin çarpımına eşittir. Hareket eden sıvı hacmi her iki taraf için sabit olduğundan aşağıdaki (2.2) numaralı denklem yazılabilir.

$$A_1 \cdot x_1 = A_2 \cdot x_2 \quad (2.2)$$

2.2.3. Hacimsel esneklik katsayısı

Bir kütlelin kendisini çepeçevre saran bir basınç altındaki sıkışmasının bir ölçüsüdür. Daha gerçekçi sonuçlar elde etmek için sıvının kendisinin sıkıştırılabilirliği, sıvı içindeki hava ve sıvının bulunduğu hacmin esnekliği de hesaba katılır. Buna eşdeğer hacimsel esneklik katsayısı adı verilir. Sıvılar kapalı bir hacimde sıkıştırıldığında aynı yaylar gibi esnedikleri kabul edilir. Sıvıların bu özelliğine sıvı rijitliği ya da sertliği denilir. Bu değer sıvıların olduğu bir sistemde sistemin doğal frekansını önemli ölçüde etkiler. Şekil 2.8'da içinde sıvı ve gaz karışımının bulunduğu esnek bir kap gösterilmiştir. Şekil 2.8a'da sisteme basınç uygulanmamış hal gösterilmiştir. Şekil

2.8b’de ise sistem üzerine kuvvet uygulanarak kap içinde basınç artışı sağlanmıştır ve bu duruma karşılık gelen hacim değişimleri gösterilmiştir.



Şekil 2.8. Basınç altındaki sıvı ve gaz karışımının bulunduğu esnek kap (Merritt 1967) Sadece sıvının hacimsel esneklik katsayısı (2.3) numaralı denklemdeki gibi ifade edilir.

$$\frac{1}{\beta_l} = -\frac{\Delta V_l}{V_l \Delta P} \quad (2.3)$$

Sadece gazın hacimsel esneklik katsayısı (2.4) numaralı denklemdeki gibi ifade edilir.

$$\frac{1}{\beta_g} = -\frac{\Delta V_g}{V_g \Delta P} \quad (2.4)$$

Eğer sıvı içinde gaz varsa toplam hacim sıvı ve sıvı içinde bulunan gazın hacimleri toplamına eşit olur. Toplam hacim ve eşdeğer esneklik katsayısı (2.5) numaralı denklemdeki gibi ifade edilir.

$$V_t = V_l + V_g \quad \frac{1}{\beta_{eş}} = -\frac{\Delta V_t}{V_t \Delta P} \quad (2.5)$$

Kapalı hacimde bulunan sıvıda ΔP kadar basınç artışı olursa toplam hacimdeki değişim (2.6) numaralı denklemdeki gibi ifade edilir.

$$\Delta V_t = -\Delta V_g - \Delta V_l + \Delta V_c \quad (2.6)$$

(2.5) numaralı denklemdeki $\beta_{eş}$ denklemini ile (2.6) numaralı denklem birleştirilir ve (2.7) numaralı denklem elde edilir.

$$\frac{1}{\beta_{eş}} = \frac{V_g}{V_t} \left(-\frac{\Delta V_g}{V_g \Delta P} \right) + \frac{V_l}{V_t} \left(-\frac{\Delta V_l}{V_l \Delta P} \right) + \left(-\frac{\Delta V_c}{V_t \Delta P} \right) \quad (2.7)$$

Sıvının içinde bulunduğu kabın toplam hacme göre hacimsel esneklik katsayısı (2.8) numaralı denklemde gösterildiği gibidir.

$$\frac{1}{\beta_c} = -\frac{\Delta V_c}{V_t \Delta P} \quad (2.8)$$

(2.3), (2.4) ve (2.8) numaralı denklemler yerlerine konduğunda (2.9) numaralı denklem elde edilir.

$$\frac{1}{\beta_{eş}} = \frac{V_g}{V_t} \left(\frac{1}{\beta_g} \right) + \frac{V_l}{V_t} \left(\frac{1}{\beta_l} \right) + \frac{1}{\beta_c} \quad (2.9)$$

(9) numaralı denklem düzenlenirse (10) numaralı denklem haline getirilebilir.

$$\frac{1}{\beta_{eş}} = \frac{1}{\beta_c} + \frac{1}{\beta_l} + \frac{V_g}{V_t} \left(\frac{1}{\beta_g} - \frac{1}{\beta_l} \right) \quad (2.10)$$

$\beta_l \gg \beta_g$ olursa (2.10) numaralı denklem düzenlenerek (2.11) numaralı denklem elde edilir.

$$\frac{1}{\beta_{eş}} = \frac{1}{\beta_c} + \frac{1}{\beta_l} + \frac{V_g}{V_t} \left(\frac{1}{\beta_g} \right) \quad (2.11)$$

Sıvı içinde hava veya buhar yoksa (2.11) numaralı denklem sadeleştirilerek (2.12) numaralı denklem haline getirilebilir.

$$\frac{1}{\beta_{eş}} = \frac{1}{\beta_c} + \frac{1}{\beta_l} \quad (2.12)$$

Hidrolik borularda basınç altında radyal yer değiştirme (2.13) numaralı denklem ile gösterilir.

$$u = \frac{D\Delta P}{2E} \left(\frac{D_0^2 + D^2}{D_0^2 - D^2} + \nu \right) = \frac{D\Delta P}{2E} \left[\frac{(1+\nu)D_0^2 + (1-\nu)D^2}{2T(D_0 - D)} \right] \quad (2.13)$$

(2.13) numaralı denklem sıvının bulunduğu kabın hacimsel esneklik katsayısı ile birleştirilirse (2.14) numaralı denklem ile gösterilir.

$$\frac{1}{\beta_c} = \frac{2}{E} \left[\frac{(1+\nu)D_0^2 + (1-\nu)D^2}{2T(D_0 + D)} \right] \quad (2.14)$$

(2.14) numaralı denklem ince cidarlı ve $\nu \approx \frac{1}{4}$ olan metaller için sadeleştirilerek (2.15) numaralı denklem elde edilir.

$$\beta_c = \frac{TE}{D} \quad (2.15)$$

İnce cidarlı metal borular için ve $D_0 \gg D$ ise (2.16) numaralı denklem kullanılabilir.

$$\beta_c = \frac{E}{2(1+\nu)} \approx \frac{E}{2.5} \quad (2.16)$$

Boru et kalınlığı $T = \frac{D}{2}$ ve $D_0 = 2D$ ise ;

$$\beta_c = \frac{3E}{2(5+3\nu)} \approx \frac{E}{3.83} \quad (2.17)$$

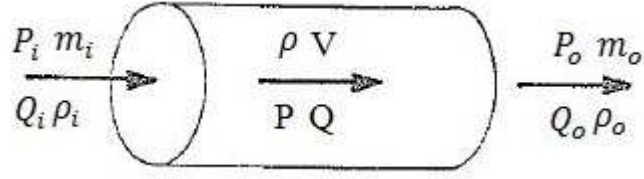
(2.17) numaralı denklem kullanılabilir. (Merritt 1967)

2.2.4. Süreklilik denklemleri

Akışkanlar sisteminde süreklilik yasası bir sisteme giren madde miktarından (hacim veya kütle) sistemden çekilen madde miktarının çıkarılmasıyla sistemde depolanan madde miktarına eşit olması ile ifade edilebilir. Bu tanım (2.18) numaralı denklemdeki gibi ifade edilir. (Yüksel 2014)

$$\dot{m}_i - \dot{m}_o = \dot{m}_{\text{depolanan}} \quad (2.18)$$

Şekil 2.9'teki bir akış borusu için kütleli debi ifadesi (19) numaralı denklemdeki gibi ifade edilir. Hacimsel giriş debisi Q_i , hacimsel çıkış debisi Q_o 'dir.



Şekil 2.9. Genelleştirilmiş akış borusu (Watton 1989)

$$\rho_i Q_i - \rho_o Q_o = \frac{d}{dt}(\rho V) \quad (2.19)$$

(2.19) numaralı denklemi genişletirsek (2.20) numaralı denklem elde edilir.

$$Q_i - Q_o = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad (2.20)$$

Eşdeğer hacimsel esneklik katsayısı ile öz kütle arasındaki bağlantıyı gösteren (2.21) numaralı denklem ve (2.20) numaralı denklem birleştirildiğinde (2.22) numaralı denklem elde edilir. (Watton 1989)

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dP}{\beta_{eş}} \quad (2.21)$$

$$Q_i - Q_o = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta_{eş}} \frac{dP}{dt} \quad (2.22)$$

2.2.5. Hareket denklemleri

Hareket denklemleri boru ve hidrolik silindirler için ayrı ayrı incelenmiştir. Akış boruları için hareket denklemleri için Newtonun 2. yasasını Şekil 2.9'te gösterilen akış borusu için uygulanırsa (2.23) numaralı denklem elde edilir.

$$(P_i A_i - P_o A_o) - \sum F_i = m \frac{dv}{dt} \quad (2.23)$$

Akış borusunun hacmi ve kesit alanı (2.24) numaralı denklemde ifade edilmiştir.

$$V = Al \quad A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (2.24)$$

Dairesel uniform kesit alanlı bir borudaki referans hacim ile ilgili (2.22) numaralı denklem basitleştirilirse (2.25) numaralı denklemdeki gibi yazılabilir.

$$Q_i - Q_o = \frac{V}{\beta_{e\vartheta}} \frac{dP}{dt} \quad (2.25)$$

(2.25) numaralı denklem (2.24) numaralı denklemler kullanılarak (2.26) numaralı denklem elde edilir.

$$(P_i - P_o)A - \sum F_i = \rho l \frac{dQ}{dt} \quad (2.26)$$

Burada $\sum F_i$ akışkan viskoz sürtünmeden oluşan kuvvetlerdir. Bu kuvvetler sistemde ΔP basınç düşümüne neden olmaktadır. D'Arcy eşitliğine göre basınç düşümü (2.27) numaralı denklemdeki gibi ifade edilir.

$$\begin{aligned} \sum F_i &= \Delta P A \\ \Delta P &= 4f \left(\frac{l}{D}\right) \frac{\rho v^2}{2} \end{aligned} \quad (2.27)$$

Reynolds sayısı (2.28) numaralı denklemdeki gibi yazılır.

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (2.28)$$

Sürtünme katsayısı $4f$ laminer ve türbülanslı akış için (2.29) numaralı denklemdeki gibi ifade edilir.

$$\begin{aligned} \text{Laminer akış için } Re < 2000 \quad 4f &= \frac{64}{Re} \\ \text{Türbülanslı akış için } Re > 2000 \quad 4f &= \frac{0,316}{Re^{1/4}} \end{aligned} \quad (2.29)$$

(2.27) numaralı denklem laminer ve türbülanslı akış için (2.30) numaralı denklemdeki gibi yazılabilir.

$$\begin{aligned} \text{Laminer akış için ; } \Delta P &= K_l Q \\ \text{Türbülanslı akış için ; } \Delta P &= K_t Q^{1.75} \end{aligned} \quad (2.30)$$

(2.30) numaralı denklemi laminar akış için sadeleştirirsek (2.31) numaralı denklem elde edilir.

$$K_l = \frac{128\mu l}{\pi D^4} \quad (2.31)$$

Newton'un 2. yasasına göre oluşturulan (2.26) numaralı denklem yeniden düzenlenirse (2.32) ve (2.33) numaralı denklem elde edilir.

$$\text{Laminer akış için ; } (P_i - P_o) = K_l Q + \frac{\rho l}{A} \frac{dQ}{dt} \quad (2.32)$$

$$\text{Türbülanslı akış için ; } (P_i - P_o) = K_t |Q|^{0.75} \cdot Q + \frac{\rho l}{A} \frac{dQ}{dt} \quad (2.33)$$

Hidrolik bir sistem ile elektriksel bir sistem arasında analogi oluşturulabilir. Basit bir örnek olarak elektrik akımı bir borudan akan suya benzetilebilir. Bu sebeple hidrolik bir sistem için elektrik analogisi kullanılabilir. Doğrusal bir sistem için bir elektriksel analoginin kullanılması, bir devre diyagramı oluşturmak için hızlı bir şekilde yardımcı olabileceğinden bazı avantajlara sahiptir. Hidrolik sistemler doğrusal sistemler olmadığından basınç ile ilgili denklemler elektrik analogisi ile oluşturulan devrelerde hatalara neden olabilir. Elektriksel analogi bu nedenle aşağıdaki karşılaştırmalara dayanmaktadır:

Basınç < ----- > Elektriksel gerilim (Voltaj)

Hacimsel debi < ----- > Elektriksel akım

Laminer akış için (2.25) ve (2.32) numaralı denklemlerden (2.34), (2.35) ve (2.36) numaralı denklemler elde edilir.

Akışkan direnci;

$$R = \frac{128\mu l}{\pi D^4} \quad (2.34)$$

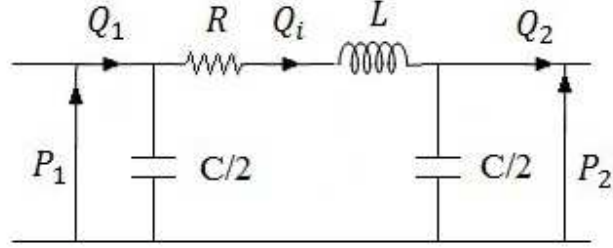
Akışkan kapasitesi;

$$C = \frac{V}{\beta} \quad (2.35)$$

Akışkan indüktansı;

$$L = \frac{\rho l}{A} = \frac{m}{A^2} = \frac{4m}{\pi D^2} \quad (2.36)$$

Kısa hidrolik bir devre elektrik analogisi ile Şekil 2.10'da ki gibi gösterilebilir.



Şekil 2.10. Kısa hidrolik bir devrenin elektrik analogisi ile gösterimi (Watton 1989)

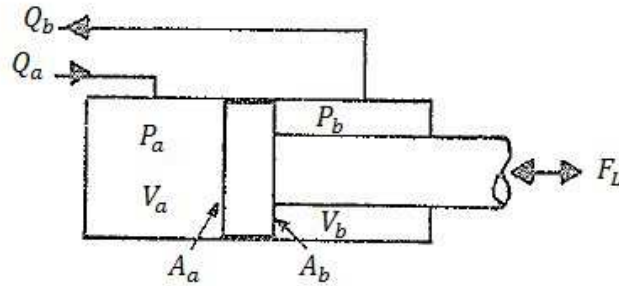
(2.25) ve (2.32) numaralı denklemler düzenlendiğinde (2.37), (2.38) ve (2.39) numaralı denklemler elde edilir.

$$(Q_1 - Q_i) = \frac{C P_1}{2 dt} \quad (2.37)$$

$$(Q_i - Q_2) = \frac{C P_2}{2 dt} \quad (2.38)$$

$$(P_1 - P_2) = R Q_i + L \frac{dQ_i}{dt} \quad (2.39)$$

Şekil 2.11 bir asimetrik hidrolik silindirin şematik gösterimi verilmiştir. Şekilde gösterilen asimetrik hidrolik silindir için (2.22) numaralı denklem uygulandığında (2.40) numaralı denklem yazılabilir.



Şekil 2.11. Asimetrik hidrolik silindir (Watton 1989)

İleri hareket için;

$$Q_a - 0 = \frac{dV_a}{dt} + \frac{V_a}{\beta_{e\vartheta}} \frac{dP_a}{dt}$$

Geri hareket için;

$$Q_b - 0 = \frac{dV_b}{dt} + \frac{V_b}{\beta_{e\vartheta}} \frac{dP_b}{dt}$$

$$0 - Q_b = \frac{dV_b}{dt} + \frac{V_b}{\beta_{e\varsigma}} \frac{dP_b}{dt} \qquad 0 - Q_a = \frac{dV_a}{dt} + \frac{V_a}{\beta_{e\varsigma}} \frac{dP_a}{dt} \quad (2.40)$$

(2.40) numaralı denklem hıza bağlı yazılırsa (2.41) numaralı denklem elde edilir.

İleri hareket için;

Geri hareket için;

$$\begin{aligned} Q_a &= A_1 v + \frac{V_a}{\beta_{e\varsigma}} \frac{dP_a}{dt} & Q_b &= A_2 v + \frac{V_b}{\beta_{e\varsigma}} \frac{dP_b}{dt} \\ Q_b &= A_2 v - \frac{V_b}{\beta_{e\varsigma}} \frac{dP_b}{dt} & Q_a &= A_1 v - \frac{V_a}{\beta_{e\varsigma}} \frac{dP_a}{dt} \end{aligned} \quad (2.41)$$

V_1 ve V_2 pistonun hareketine göre değişen hacimlerdir. (2.41) numaralı denklemde sadeleştirilirse aşağıda gösterilen (2.42) numaralı bir çift denklem takımı elde edilir.

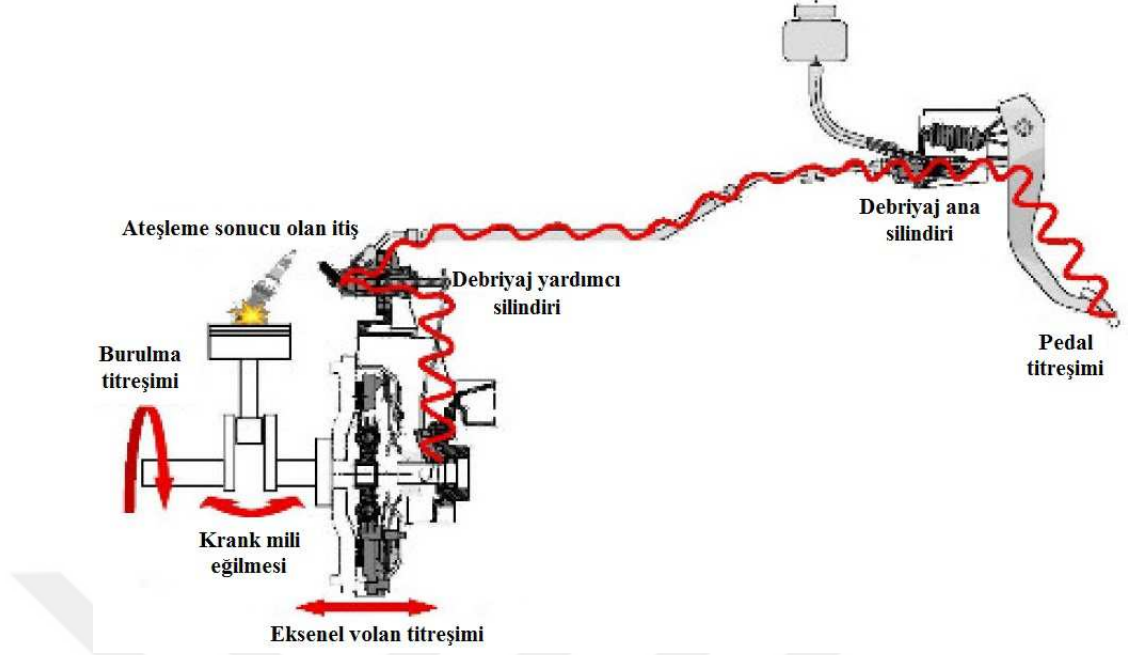
$$\begin{aligned} Q_a &= A_1 v + \frac{V_a}{\beta_{e\varsigma}} \frac{dP_a}{dt} \\ Q_b &= A_2 v - \frac{V_b}{\beta_{e\varsigma}} \frac{dP_b}{dt} \end{aligned} \quad (2.42)$$

Newton'un 2. yasası uygulandığında (2.43) numaralı genel denklem elde edilir. (Watton 1989)

$$P_a A_a - P_b A_b = F_L + M \frac{dv}{dt} + bv + F_s \quad (2.43)$$

2.2.6. Titreşim

Bir cismin bir denge noktası ya da denge konumuna göre yapılan salınım hareketine titreşim denir. Titreşim mekanik sistemler için istenmeyen bir durumdur. Titreşim sistemin performansına etki ederek hasarlara neden olabilir. Otomobillerde de titreşim çok önemlidir. İçten yanmalı motorlarda yakıtın yanması ile meydana gelen patlamalardan pistonlar belirli bir sıra ile çalışarak araçta sinüzoidal titreşimler meydana getirirler. Bunun hem sistem performansına hem de konfora etkisi büyüktür. Motor tarafından üretilen titreşimler pedala kadar ulaşıp burada araç sürücüsünün konforunu olumsuz yönde etkileyebilmektedir. Pedalda oluşan titreşimin oluşum şeması Şekil 2.12'te gösterilmiştir.



Şekil 2.12. Pedalda oluşan titreşimlerin oluşum şeması (Anstätt ve ark. 2005)

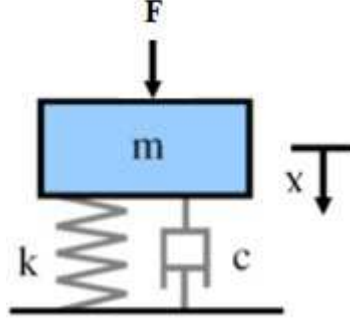
Titreşim analizi, zaman alanı analizi ve frekans alanı cevabı analizi ile iki şekilde incelenir. Frekans cevabı analizi için farklı yöntemler kullanılır. Bunlardan birisi de Bode diyagramı yöntemidir. Bode diyagramı iki bileşenden oluşur. Bunlar Bode genlik diyagramı ve Bode faz diyagramıdır.

Bode genlik diyagramı, sistemin frekans cevabının genliğini ifade etmekte olup genellikle desibel (dB) ile ölçülür. Bode faz diyagramı ise sistemdeki faz kaymasını ifade etmektedir. Her iki diyagram da frekansın logaritmasının bulunduğu yatay eksene karşı çizilir. Desibel logaritmik bir skala olduğundan Bode genlik diyagramı logaritmik-logaritmik çizimdir. Bode faz diyagramı ise doğrusal-logaritmik çizimdir.

Bir sisteme herhangi bir dış kuvvet veya moment uygulanmazken sistemin yaptığı titreşime serbest titreşim denir. Sistemin serbest titreşiminin frekansına bu sistemin doğal (tabii) frekansı denir. Doğal frekans n indisi kullanılarak radyan/saniye cinsinden (ω_n) veya salınım zaman cinsinden (f_n) ifade edilir. Serbest titreşim sırasında sistemin üzerinde hiçbir dış etki olmadığından, serbest titreşim frekansı, yani sistemin doğal frekansı tamamen sistemin kendi parametreleri tarafından belirlenir.

Dış kuvvetlerin etkisi altında olan titreşime zorlanmış titreşim denir. Sistemi zorlayan kuvvet harmonik biçimde değişiyorsa buna harmonik zorlama denir. Zorlama frekansı zorlanan sistemin doğal frekansıyla aynıysa bu duruma rezonans denir. (Ercan 2003)

Şekil 2.13 de basit bir kütle, yay ve sönüm elemanlarına sahip bir sistem gösterilmiştir.



Şekil 2.13. Kütle, yay ve sönüm elemanı olan sistem (Anonim 2016a)

Yay kuvveti ve sönümleyicideki yapışkanlık sürtünme kuvveti uygulanan F kuvvetinin sağladığı harekete karşı yönde direnç gösterir. Uygulanan F kuvveti ile karşı kuvvetler arasındaki net kuvvet ise kütle ivmelendirmeye çalışır. Kütle x hareketini sabit başvuru eksenine göre alırsak Şekil 2.11’deki sisteme Newton’un II. Hareket yasasının uygulamasından (2.44) numaralı denklem elde edilir.

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + kx = F(t) \quad (2.44)$$

Sistemin doğal frekans (2.45) numaralı denklemdeki gibi ifade edilir.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.45)$$

Denklemden de görüldüğü gibi bir sistemin doğal frekansı kütlesi ve yay katsayısına bağlıdır. Bu iki değer değiştirilip sistemin rezonans frekansı değiştirilebilir.

Sönümleme titreşimin azaltılması, sınırlanması veya önlenmesidir. Mekanik titreşim enerjisi sönümleme sayesinde başka bir form kazanarak titreşim genliğinde zamanla değişiklik meydana gelir.

Sistemdeki sönümü tanımlamak için sönüm oranı denen bir oran kullanılır. Bu oran sistemdeki gerçek sönümün kritik sönüme oranıdır. (2.44) numaralı denklem kullanılarak sistemin sönüm oranı (2.46) numaralı denklemde gibi elde edilir.

$$\zeta = \frac{b}{2\sqrt{km}} \quad (2.46)$$

Sistem sönüm oranına göre sistemin davranışı aşırı sönümlü ,kritik sönümlü ve sönüm altında olarak üçe ayrılır.

1) Aşırı Sönümlü : $\zeta > 1$

Bu durumda sistemde titreşim olmaz

2) Kritik sönüm : $\zeta = 1$

Bu durumda sistem genliğinde bir artış meydana gelmez

3) Sönümsüz : $\zeta = 0$

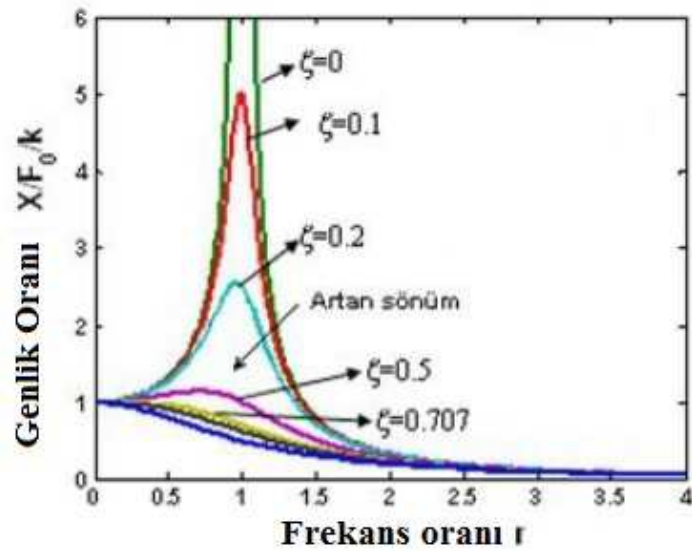
Bu durumda sistem genliğinde bir artış meydana gelmez

4) Titreşimli sönümlü : $1 > \zeta > 0$

Bu durumda titreşim genlikleri zamanla azalan bir grafik gösterir.

Sönümlü doğal frekansın dinamik sistemlerde uygulanması mekanik sistemlerin ömür ve maliyet gibi konularında fayda sağlamaktadır. (Genç 2015)

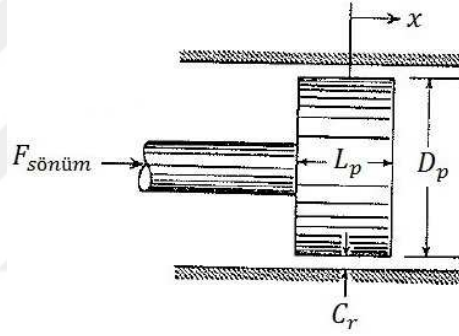
Şekil 2.14’de karşılaştırmalı sönüm oranları verilmiştir.



Şekil 2.14. Sönüm oranları (Anonim 2015a)

Hidrolik bir sistemde kullanılan hidrolik sıvının viskozitesi çok önemlidir. Viskozitesi yüksek olan hidrolik bir sıvının akışkanlığı daha az olacağından sistemdeki sıvıyı hareket ettirmek için daha fazla enerjiye ihtiyaç duyulur. Sıvının akışkanlığından kaynaklı hidrolik sistem içinde sürtünmeler oluşur. Bu sürtünmeler sistemde sönüm kuvvetine neden olur. Bu kuvvet (2.47) numaralı denklemde gibi elde edilir. Ayrıca (2.47) numaralı denklemde (2.44) numaralı denklemde gösterilen $b \frac{dx}{dt}$ ifadesinin de sönüm kuvvetine eşit olduğu gösterilmiştir. Şekil 2.15'te hidrolik bir sistemdeki silindir ve pistonun oluşturduğu sönüm kuvveti gösterilmiştir.

$$F_{\text{sönüm}} = \frac{\mu A}{c_r} \frac{dx}{dt} = b \frac{dx}{dt} \quad (A = \pi DL) \quad (2.47)$$



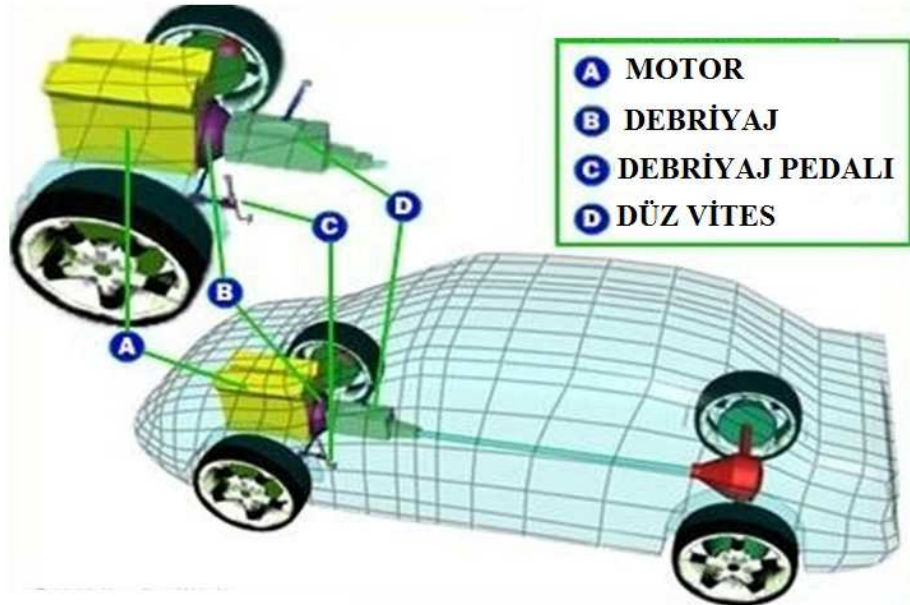
Şekil 2.15. Sönüm kuvveti (Merritt 1967)

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu tez çalışmasında ayırıcı sistemi CSC olan bir hidrolik tip debriyajın dinamik modellenmesinin yapılması ve zaman ve frekans düzeyinde sisteme etki eden parametrelerin belirlenmesi ve bu parametrelerden yola çıkılarak gelecek çalışmalarda daha verimli sistemler tasarlanması düşünülmektedir. Bu kısımda ilk önce hidrolik tip debriyaj sistemini oluşturan parçaların yapısından ve sistemin nasıl çalıştığından bahsedilmiştir. Debriyaj ayırıcı sistemi CSC olan bir hidrolik tip debriyajın hidrolik kısmının matematiksel modeli oluşturulup Matlab/Simulink, Matlab/Simscape ve Amesim benzetim yazılımlarıyla modellenerek zamana bağlı ve frekans düzeyinde analizler yapılmıştır. Her üç modelin sonuçları karşılaştırılmış ayrıca sistem parametrelerinin hidrolik tip debriyaj sisteminin zaman ve frekans cevabına etkileri incelenmiştir.

3.1. Debriyaj Sisteminin Tanımı ve Debriyaj Sistemini Oluşturan Elemanlar

Debriyaj motor ile vites kutusu arasında olup otomobil hareket halindeyken motordan gelen hareketin vites kutusuna aktarılmasını sağlar, motor ile vites kutusundaki hareketin aktarılmasını keserek vites değiştirmeyi sağlar. Şekil 3.1’de debriyajın araçtaki konumlandırılması gösterilmiştir.



Debriyaj sisteminin ana elemanları aşağıda belirtilmiştir.

Debriyaj balatası: Birleşme ve ayrılma sırasında volan ve baskı plakası yüzeylerinin aşınmasına engel olmak için debriyaj diskinin yüzeylerine çakılan asbestli yastıktır.

Debriyaj diskisi: Motor volanıyla baskı plakası arasında sıkışarak , hareketi bağlı olduğu vites kutusunun giriş miline aktaran yassı,yuvarlak parçadır.

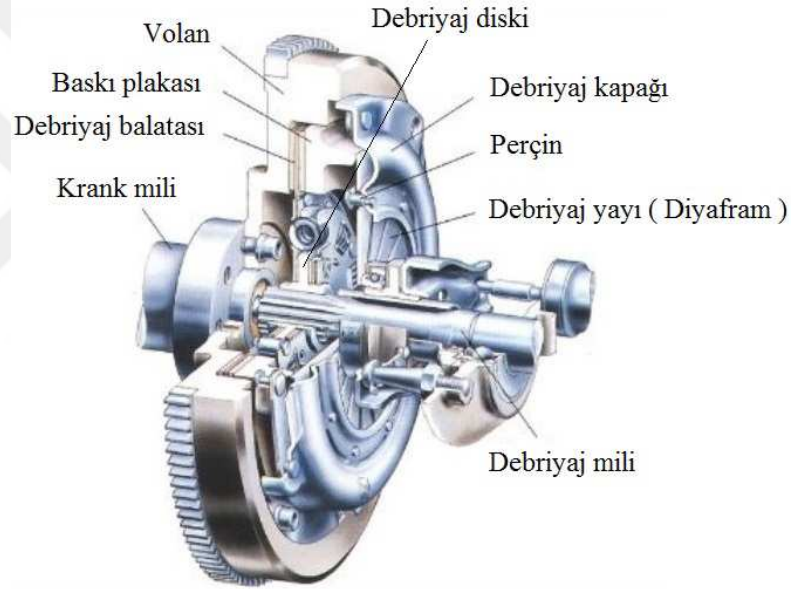
Debriyaj mili: Motorlu taşıtlarda, hareketi volandan vites kutusuna ileten mildir.

Debriyaj yayı: Baskı plakası yoluyla debriyaj diskini volan yüzüne bastıran yaydır.

Debriyaj kapağı: Debriyaj yayının bağlı olduğu volana montajı yapılan parçadır.

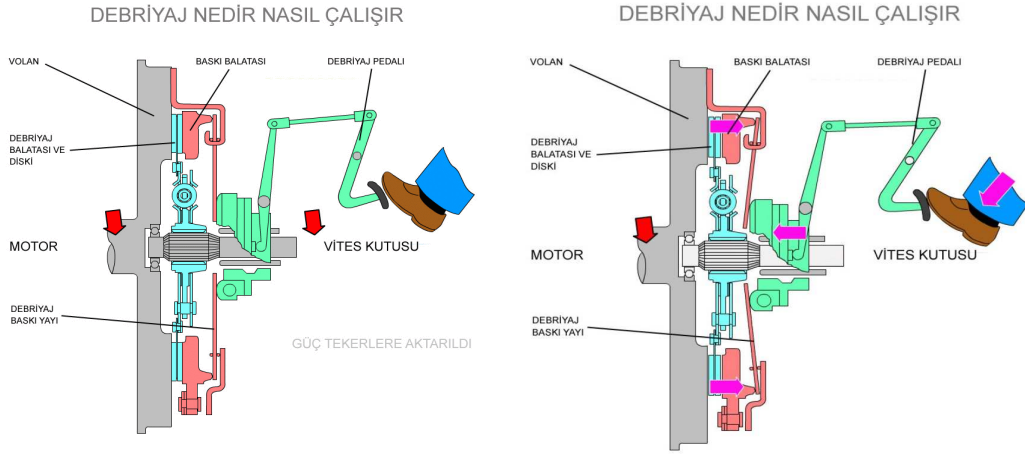
Baskı plakası: Debriyaj yayına montaj olan ve debriyaj yayına gelen kuvveti debriyaj diskine aktaran parçadır.

Şekil 3.2’de debriyaj sisteminin ana elemanları gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Debriyaj sisteminin ana elemanları (Anonim 2015b)

Hareketin tekerleğe aktarıldığı pozisyon birleşme (engaged) pozisyonu diye adlandırılır. Hareketin aktarımının kesildiği pozisyon ise ayrılma (disengaged) pozisyonu diye adlandırılır (bkz. Şekil 3.3). Birleşme pozisyonunda motordan gelen hareket tekerleklere aktarılır. Birleşme pozisyonunda debriyaj diskisi, volan ve baskı balatası birbirine temas etmektedir. Aralarındaki sürtünme kuvvetiyle krank milinden gelen dönme hareketi tekerleklere kadar ulaştırılır. Ayrılma pozisyonunda ise debriyaj pedalına basılır uygulanan bu kuvvet diyafram yayına ulaşır, diyafram yayına gelen kuvvetle debriyaj diskisi, volan ve baskı balatasından ayrılır ve birbirlerine temas etmezler böylece krank milinden gelen hareketin tekerleklere iletimi durdurulmuş olunur.



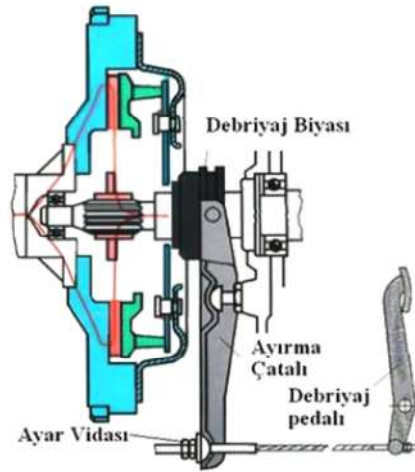
Şekil 3.3. Debriyajın çalışma prensibi (Anonim 2016b)

3.2. Çalışma Yöntemlerine Göre Debriyaj Çeşitleri

Çalışma yöntemlerine göre iki tip debriyaj vardır. Tipleri ve özellikleri hakkında bilgi aşağıda sunulmuştur.

3.2.1. Mekanik tip debriyaj

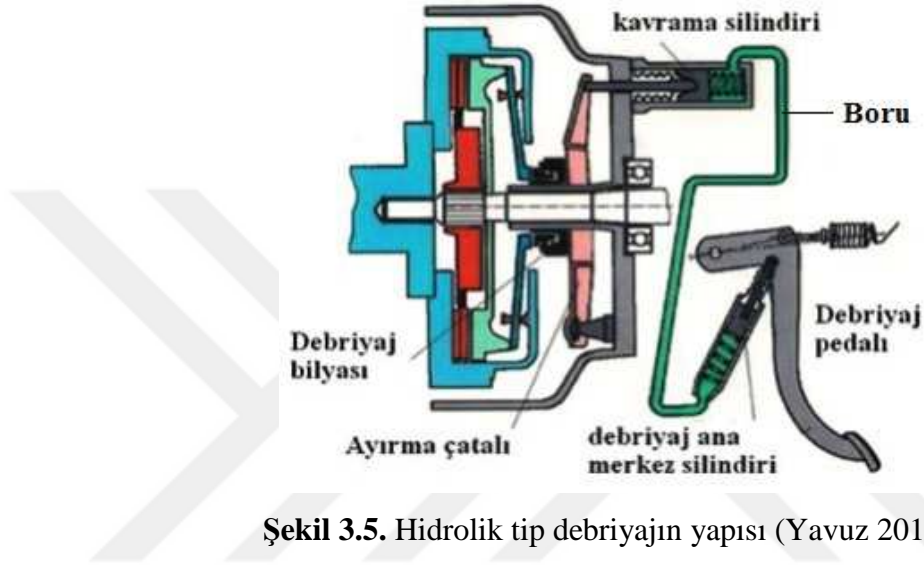
Kablo bağlantılı debriyaj adıyla da anılan bu tip debriyajlarda debriyaj pedalının hareketi debriyaj gövdesine bir kavrama halatı (kablo) tarafından aktarılmaktadır.



Şekil 3.4. Mekanik kumandalı debriyaj tertibatı (Anonim 2016c)

3.2.2. Hidrolik tip debriyaj

Bu tip debriyajlarda kapalı hidrolik sistem vardır. Debriyaj pedalına hareket verildiği zaman uygulanan kuvvet ile debriyaj ana silindiri (clutch master cylinder) vasıtasıyla sistemde hidrolik basınç oluşturur. Bu basınç hidrolik sistemin sonunda bulunan ayırıcı rulmanı harekete geçirir.

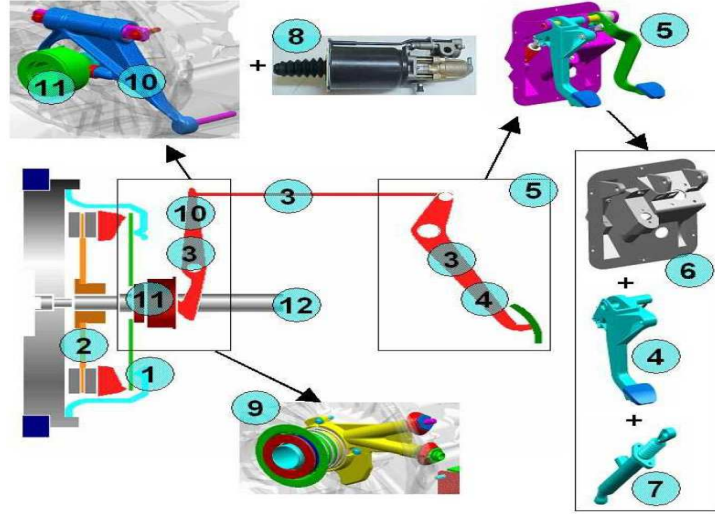


Şekil 3.5. Hidrolik tip debriyajın yapısı (Yavuz 2017)

3.3. Hidrolik Tip Debriyajın Yapısı ve Elemanları

Genel olarak hidrolik tip debriyajın elemanları Şekil 3.6’te gösterildiği gibidir. Bunlar;

- 1- Baskı kompleksi, 2- Disk, 3- Tahrik sistemi, 4-Pedal kolu, 5- Pedal seti, 6- Tutucu yapı, 7- Ana tahrik silindiri, 8- Yardımcı silindir veya debriyaj güçlendirici, 9- CSC (Concentric Slave Cylinder), 10- Manivela (çatal), 11- Ayırıcı rulman, 12- Şanzıman şaftı

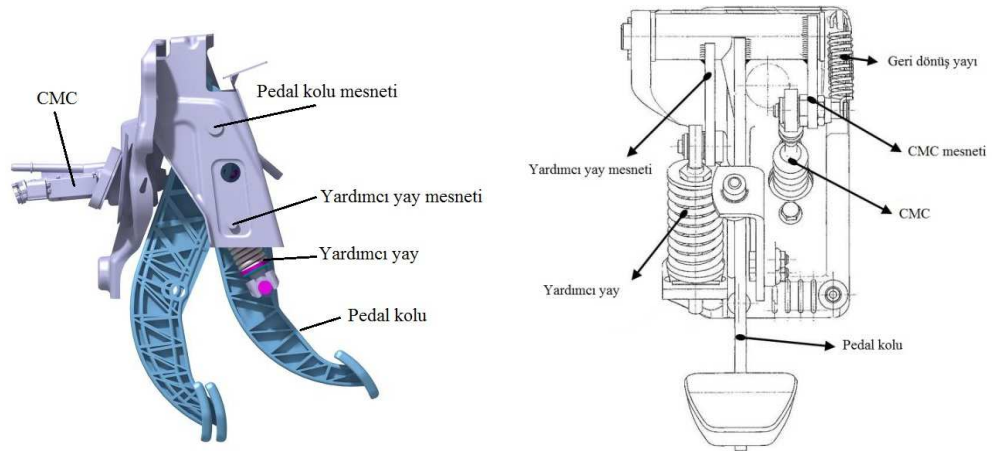


Şekil 3.6. Hidrolik tip debriyajın yapısı (Santos ve ark. 2007)

Hidrolik tip debriyajda hidrolik kısmı üç ana parçadan oluşur. Debriyaj ana silindiri , hidrolik borular , debriyaj ayırma / yardımcı silindiridir. Tüm hidrolik debriyaj sistemlerinde debriyaj ana silindiri ve hidrolik borular ortak parçalardır. Müşteri isteğine göre debriyaj ayırma silindiri ya da debriyaj yardımcı silindiri kullanılır. Ayrıca müşteri isteğine bağlı olarak kullanılan diğer bir parçada damperdir. Aşağıda hidrolik debriyaj sisteminin parçaları hakkında detayları bilgi verilmiştir.

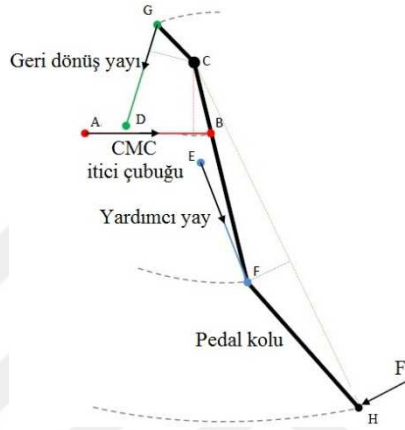
3.3.1. Pedal seti

Pedal seti pedal kolu, pedal geri dönüş yayı, pedal kolu mesneti, yardımcı yay, yardımcı yay mesnetinden oluşur. Pedal seti sürücü kabini ile motoru ayıran metal bölmeye montajlanır. Pedal setinin elemanları Şekil 3.7’de gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Pedal setinin elemanları (Emme 2012)

Şekil 3.8’te gösterildiği gibi pedal koluna uygulanan F kuvveti ile pedal C mesneti etrafında dönme hareketi yapar. Bu kuvvet ile yardımcı yay harekete geçer. Yardımcı yayın görevi pedala uygulanması gereken kuvveti azaltmaktır. Yardımcı yay her araçta kullanılan bir eleman değildir. Bunu müşteri isteği belirler. Pedal oranı (CB uzunluğu/ BH uzunluğu) ile pedal koluna gelen kuvvet CMC itici çubuğuna artarak ulaşır. Pedal hareketini tamamladığı zaman geri dönmesi için geri dönüş yayı ters tarafa kuvvet uygulayarak pedalın geri gelmesini sağlar.



Şekil 3.8. Pedal setinin elemanları (Emme 2012)

3.3.2. Debriyaj ana silindiri (CMC)

Debriyaj pedalına uygulanan kuvvet itici çubuk ile debriyaj ana silindirine iletilir. Buradaki piston ve conta ile hidrolik sistemdeki sıvı sıkıştırılarak basınç artırılır .Bu basınç hidrolik borular yardımı ile debriyaj ayırma silindiri veya debriyaj yardımcı silindirine iletilir.

Debriyaj ana silindiri Şekil 3.9’de de gösterildiği gibi aşağıdaki parçalardan oluşmaktadır ;

- Alüminyum veya plastik gövde
- Hidrolik basıncın oluşmasını sağlayan piston ve birincil conta
- Dış ortam ile düşük basınç odasını ayıran ikincil piston
- Debriyaj ana silindirini pedala bağlayan itici çubuk
- Debriyaj ana silindirini hidrolik yağ deposuna bağlayan düşük basınç nozulu

- Debriyaj ana silindirini hidrolik borulara , debriyaj ayırma silindiri veya debriyaj yardımcı silindirine bağlayan yüksek basınç nozulu



Şekil 3.9. Debriyaj ana silindirinin yapısı (Anonim 2016d)

3.3.3. Hidrolik boruları

Hidrolik sıvının debriyaj ana silindirinden debriyaj yardımcı ya da debriyaj ayırma silindirine aktarılmasını sağlayan parçalardır. Şekil 3.10'de gösterildiği gibi taşıtlarda iki tip hidrolik boru kullanılmaktadır.

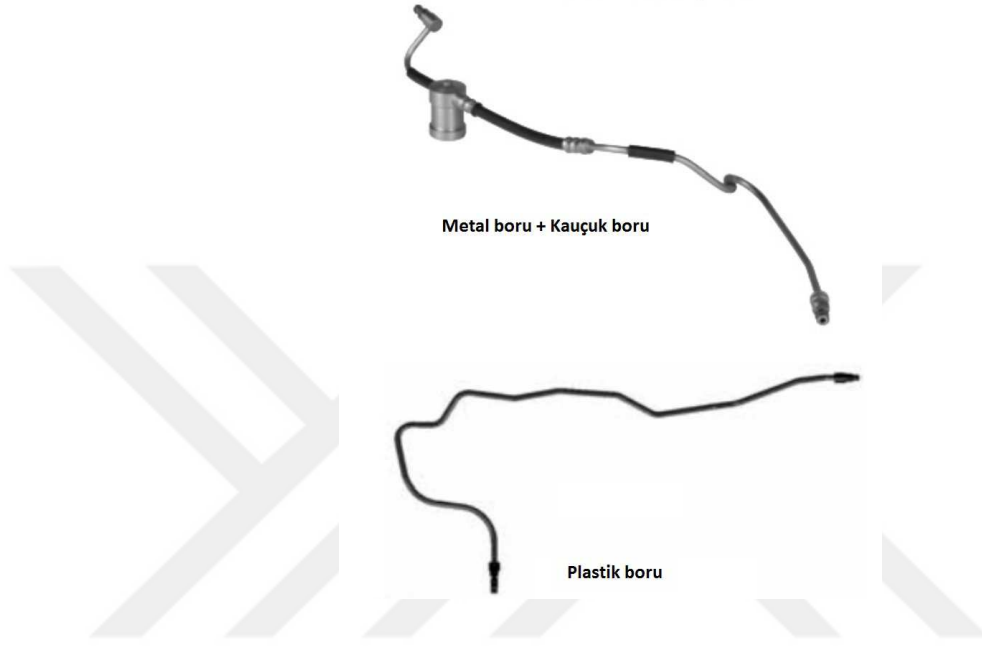
1- Metal boru + kauçuk boru: Metal ve kauçuk boruların beraber kullanılması ile her iki malzemenin avantajları birleştirilmiştir. Bu boru tipinin avantaj ve dezavantajları aşağıda sıralanmıştır.

- Yüksek basınç ve sıcaklık dayanımı
- Düşük hacimsel genişleme
- Strok kayıpları az
- Montaj kolaylığı
- Motordan gelen titreşimlerin araç kullanıcılarına gitmesini önler

2- Plastik boru: Günümüzde en yaygın olarak kullanılan boru tipidir.

- Sızıntı riski az

- Hafif
- Yüksek kimyasal direnç
- Ucuz
- Hacimsel genişleme fazla
- Strok kayıpları fazla



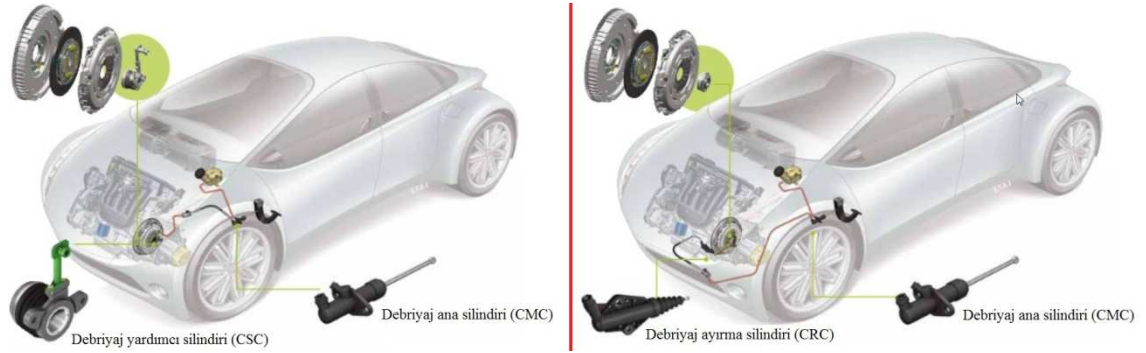
Şekil 3.10. Hidrolik borular (Anonim 2016d)

Şekil 3.11’de görüldüğü gibi hidrolik tip debriyajlarda iki tip kavrama ayırıcı sistem vardır.

- 1- Debriyaj yardımcı silindirli sistem (CSC)
- 2- Debriyaj ayırma silindirli sistem (CRC)

Debriyaj yardımcı silindirli sistemler debriyaj ayırma silindirli sistemlere göre daha ucuz, bakımı kolay ve mekanik kayıpları daha fazladır.

Debriyaj ayırma silindirli sistemler debriyaj yardımcı silindirli sistemlere göre daha pahalı, bakımı daha zor (parça değişimi uzun süre alıyor) ve mekanik kayıpları daha azdır.



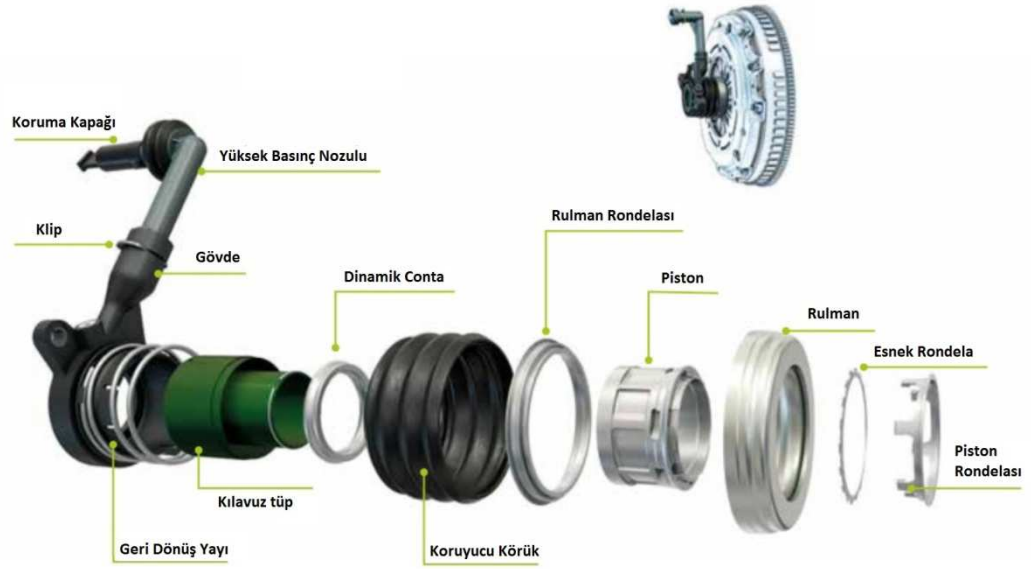
Şekil 3.11. Hidrolik tip debriyajda kavrama ayırıcı sistem çeşitleri (Anonim 2016d)

3.3.4. Debriyaj yardımcı silindiri (CSC)

Hidrolik sistemde debriyaj ana silindiri tarafından kontrol edilir. Dişli kutusunun içine montajı yapılan bu eleman diyaframla temas halindedir. Pedala basılarak CMC tarafından oluşturulan basınç sistemdeki son eleman olan CSC'ye gelir .Sistemde oluşan bu basınç kuvveti ile CSC'nin en ucundaki rulman diyaframa kuvvet uygulayarak debriyajın çalışmasını sağlar. CSC farklı görevleri de olabilen bir parçadır. Diyaframa kuvvet uygulama yanında sistemin havasının alınması da bu parçadaki nozul ile yapılabilir. CRC'e göre daha kompakt olup , parça değişiminin uzun süre almasından dolayı bakımı zor ama ayırma rulmanı ve debriyaj çatalının kullanımını ortadan kaldırdığı için mekanik kayıplar daha azdır. Mekanik kayıpların az olması pedal yükünü azalmasına yardımcı olur. Debriyaj yardımcı silindiri yalnızca itme tipli debriyajlarda kullanılır.

Debriyaj yardımcı silindiri Şekil 3.12'de de gösterildiği gibi aşağıdaki parçalardan oluşmaktadır;

- Alüminyum , çelik veya plastik gövde
- Hidrolik odayı oluşturan kılavuz tüp
- Hidrolik basıncın oluşmasını sağlayan piston ve conta
- CSC'yi hidrolik borulara ve CMC'ye bağlayan nozul
- Otomatik merkezlemesi olan rulman



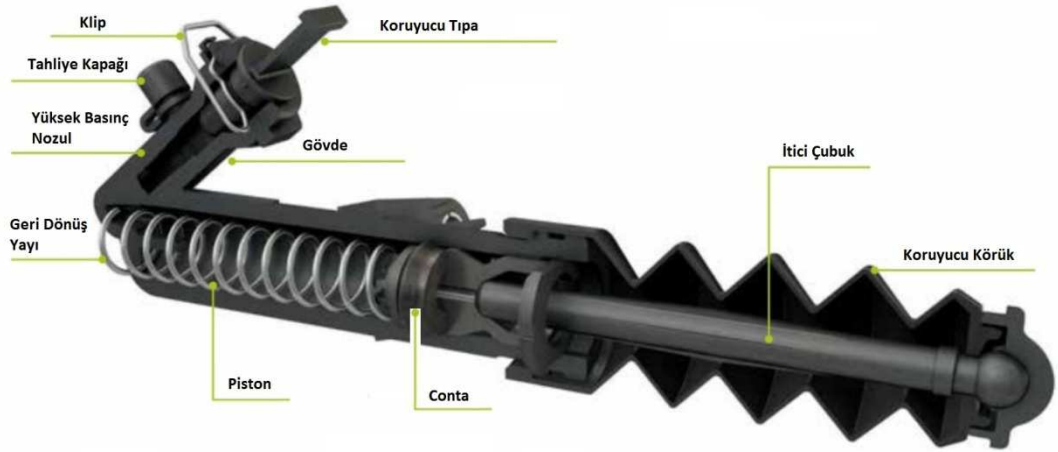
Şekil 3.12. Debriyaj yardımcı silindirinin yapısı (Anonim 2016d)

3.3.5. Debriyaj ayırma silindiri (CRC)

Hidrolik sistemde CMC tarafından kontrol edilir. Dişli kutusunun dışına montajı yapılan bu komponent debriyaj çatalını hareket ettirir. Debriyaj çatalı ise ayırıcı rulmanı harekete geçirir. Böylece ayırıcı rulman diyaframa kuvvet uygulayarak debriyajın çalışmasını sağlar. Debriyaj ayırma silindiri itme ve çekme tip debriyajlarda kullanılabilir.

Debriyaj ayırma silindiri Şekil 3.13’de de gösterildiği gibi aşağıdaki parçalardan oluşmaktadır ;

- Alüminyum , dökme demir veya plastik gövde
- Gövde içinde basınç oluşturan piston ve conta
- CRC’yi debriyaj çatalına bağlayan itici çubuk
- CRC’yi hidrolik borulara ve CMC’ye bağlayan nozul

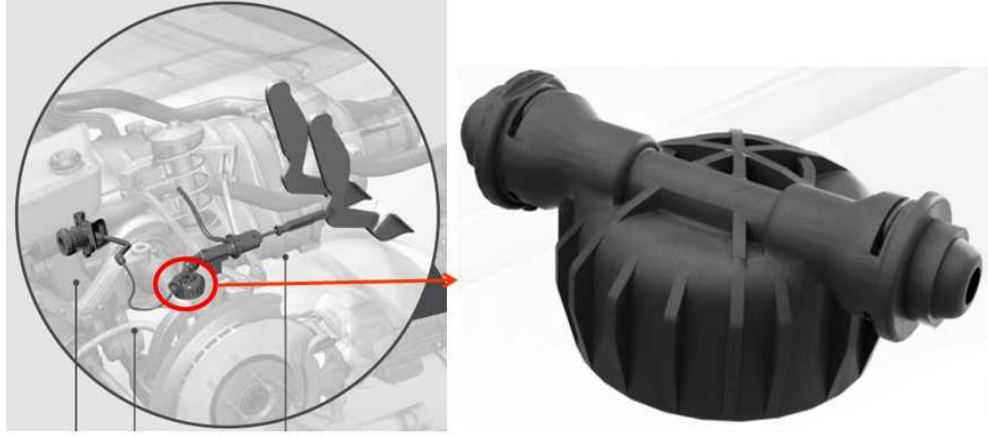


Şekil 3.13. Debriyaj ayırma silindiri yapısı (Anonim 2016d)

3.3.6. Damper

İçinde bulunan elastik parça sayesinde 100-120 Hz arasındaki pedal titreşimlerini sönmeler. Damperin içinde bulunan elastik parçanın esneklik katsayısı ve damperin geometrisi hacimsel genişlemenin derecesini belirler. Hacimsel genişlemeden dolayı sistemde kuvvet ve yer değiştirme kayıpları olur. Damperin hidrolik esneme katsayısını damper içindeki elastik parçaların karmaşık malzeme yapısı ve bu parçaların karmaşık geometrilerinden dolayı analitik ve benzetimlerle bulmak çok zordur. Bu sebeple testler yapılarak gerçek değerler bulunur. Sistem benzetimlerinde test değerleri kullanılır.

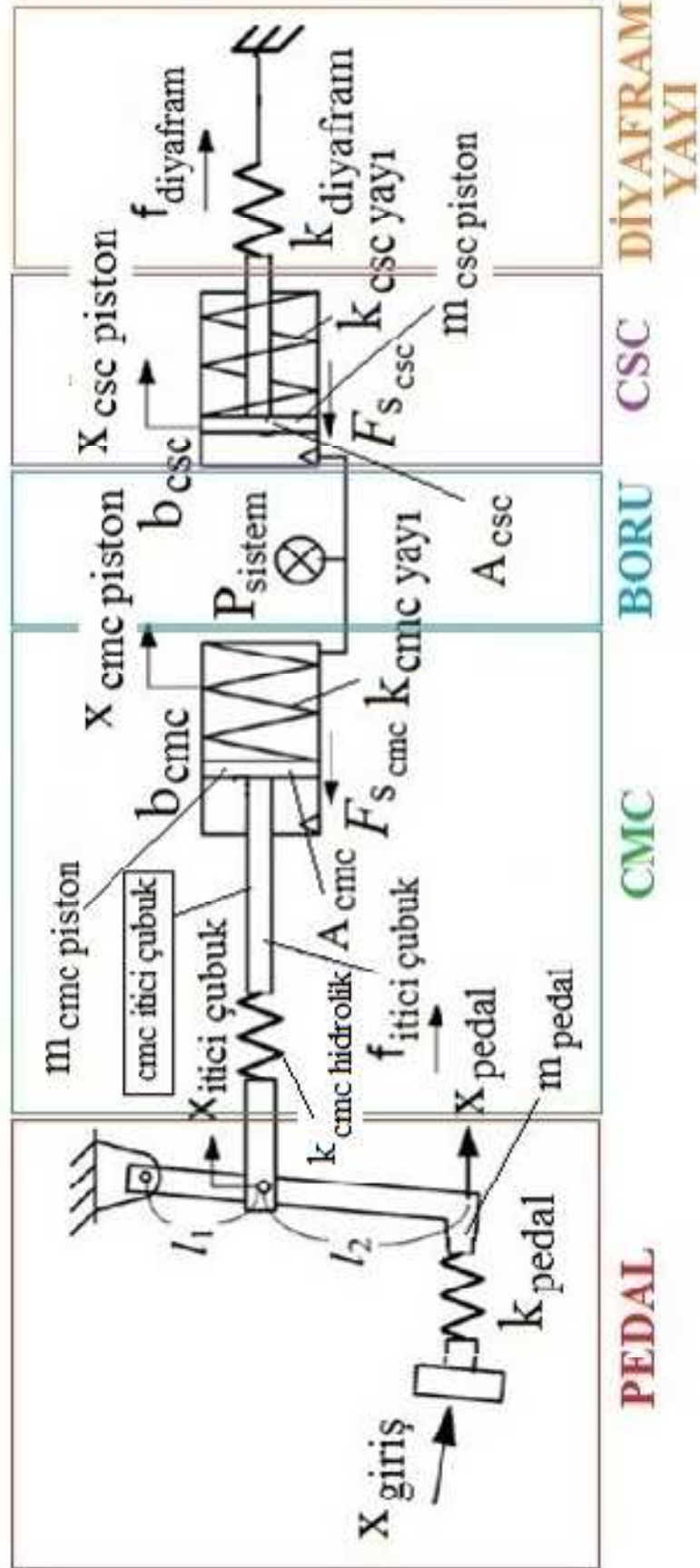
Dizel motorlu araçlarda motor titreşimi daha fazla olduğundan daha fazla kullanılır. Sesleri (homurtu gibi çıkan sesler) sönmeler. Ayrıca pedal geri dönüş süresini uzatır. Sürücü pedaldan ayağını çektiğinde pedalin hemen geri gelmesini engeller. Şekil 3.14 'de damperin sistemdeki yerinin görünüşü verilmiştir.



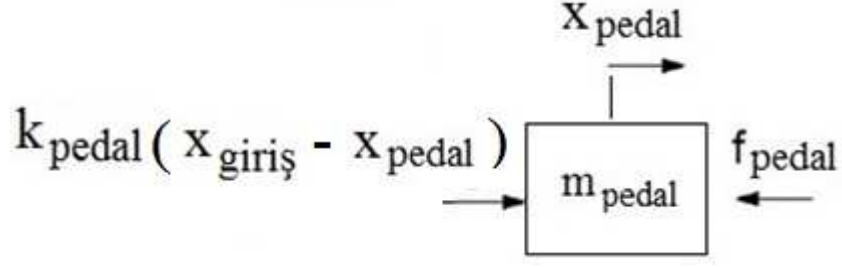
Şekil 3.14. Hidrolik tip debriyaj sisteminde kullanılan bir damper (Anonim 2016e)

3.4. CSC'li hidrolik tip debriyaj sisteminin hidrolik kısmının matematiksel modellenmesi

Debriyaj ayırıcı sistemi CSC'den oluşan hidrolik tip debriyaj sisteminin şematığı Şekil 3.15'de gösterilmiştir. Bu şekle göre debriyaj hidrolik sistemi pedala uygulanan yer değiştirme ile çalışır. Pedala uygulanan bu hareket ile pedalın yaylılık katsayısına bağlı olarak pedalda bir yük oluşur. Pedalın basitleştirilmiş şekilde kütle yay olarak modellenmesi sonucu elde edilen serbest cisim diyagramı Şekil 3.16'da gösterilmiştir.



Şekil 3.15. Hidrolik debriyaj sisteminin çalışma prensibi (Lee 2008b)

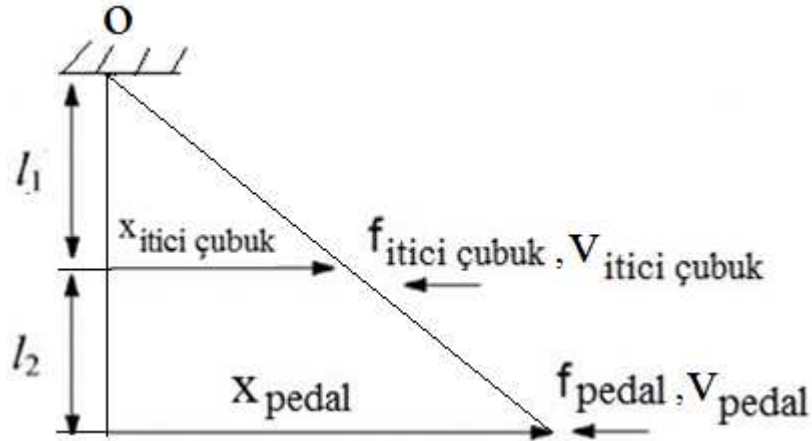


Şekil 3.16. Pedalın serbest cisim diyagramı

Pedalda oluşan kuvvet matematiksel olarak küçük yer değiştirmeler kabulü ile aşağıdaki (3.1) numaralı denklemdeki gibi ifade edilir.

$$k_{pedal}(x_{giriş} - x_{pedal}) - f_{pedal} = m_{pedal}\ddot{x}_{pedal} \quad (3.1)$$

Pedalda oluşan bu kuvvet pedalın debriyaj ana silindirinin itici çubuğunun bağlandığı mesnet noktasına pedal oranı kadar artarak gelir. Pedal oranı CMC itici çubuğunun maksimum hareket mesafesini belirler. Bu oran pedala uygulanması gereken optimum kuvvet ve CMC'nin yapması gereken minimum hareketi elde etmek için hesaplanarak belirlenir. İtici çubuk ve pedal arasındaki ilişki Şekil 3.17'de gösterilmiştir.

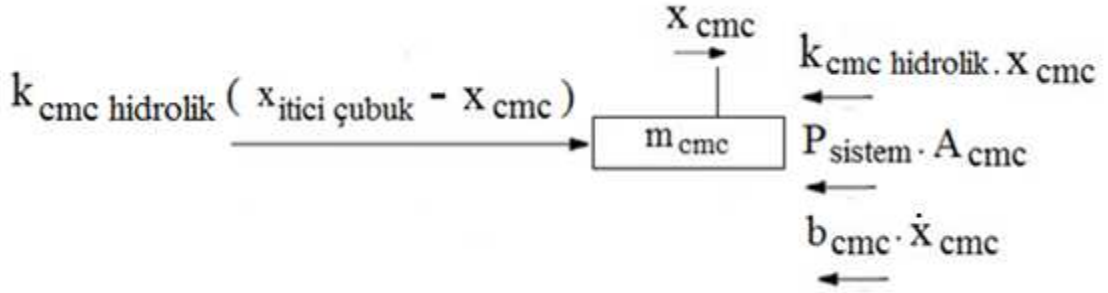


Şekil 3.17. İtici çubuğa gelen kuvvet için serbest cisim diyagramı

İtici çubuğa gelen kuvvetin moment bağlantısına göre matematiksel ifadesi ve yer değiştirmeler aşağıdaki (3.2) numaralı denklemde gösterilmiştir.

$$-f_{itici\ çubuk}v_1 - f_{pedal}v_2 = 0 \quad \frac{f_{itici\ çubuk}}{f_{pedal}} = \frac{l_1+l_2}{l_1} = \frac{v_1}{v_2} \quad (3.2)$$

İtici çubuğa pedala bağlandığı mesnet noktasında gelen kuvvet CMC'nin pistonunu harekete geçirir. CMC'nin içindeki hidrolik sıvının oluşturduğu basınçtan dolayı CMC bir miktar genişler yani kapalı hacmi artar. Bu CMC'nin hidrolik yaylılık katsayısıdır. Bu sebeple itici çubuğa bağlı bir yay varmış gibi düşünülebilir. Hidrolik yaylılık katsayısının da hesaba katıldığı itici çubuğa gelen net kuvvetin gösterildiği serbest cisim diyagramı Şekil 3.18'de gösterilmiştir.



Şekil 3.18. CMC kısmına ait serbest cisim diyagramı

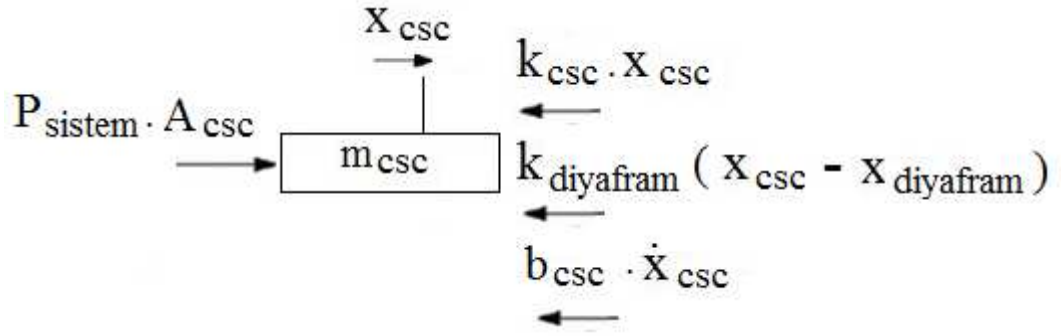
Aşağıdaki (3.3) numaralı denklemde ise itici çubuğa gelen net kuvvetin matematiksel ifadesi verilmiştir.

$$k_{cmc}(x_{itici \ çubuk} - x_{cmc \ piston}) = f_{itici \ çubuk} \quad (3.3)$$

İtici çubuktan gelen net kuvvet CMC'nin pistonunu harekete geçirir, bu hareket sistemde iç basınç oluşmasına neden olur. Eşdeğer hacimsel esneklik katsayısının da hesaba katıldığı akış için süreklilik denklemi uygulandığında basınç değişimi için (2.12) numaralı denklem kullanılarak (3.4) numaralı denklem elde edilir.

$$\dot{P}_{sistem} = \frac{\beta_{eş}}{V} (A_{cmc} \dot{x}_{cmc} - A_{csc} \dot{x}_{csc}) \quad (3.4)$$

Bu sıvı basıncı borular yardımıyla iletilerek CSC'nin piston çapına bağlı olarak CSC pistonunda bir basınç kuvveti oluşturur. Bu kuvvet debriyaj yardımcı silindirin pistonu $x_{csc}(t)$ kadar hareket ettirir. CSC'nin ucundaki ayırıcı rulman debriyaj yayına (diyafram yayı) kuvvet uygular ve diyafram yayına gelen net kuvvet ile diyafram yayı hareket eder. CSC'ye ait serbest cisim diyagramı Şekil 3.19'de gösterilmiştir.



Şekil 3.19. CSC kısmına ait serbest cisim diyagramı

CMC ve CSC pistonunun hareketi ve oluşan sıvı basınç kuvvetleri için Newton'un 2. yasası uygulandığında (3.5) ve (3.6) numaralı hareket denklemleri elde edilir.

$$m_{cmc}\ddot{x}_{cmc} + b_{cmc}\dot{x}_{cmc} + k_{cmc\ yayı}x_{cmc} + F_{s_{cmc}} = f_{itici\ çubuk} - A_{cmc}P_{sistem} \quad (3.5)$$

$$m_{csc}\ddot{x}_{csc} + b_{csc}\dot{x}_{csc} + k_{csc\ yayı}x_{csc} + F_{s_{csc}} = A_{csc}P_{sistem} - k_{diyafram}x_{csc} \quad (3.6)$$

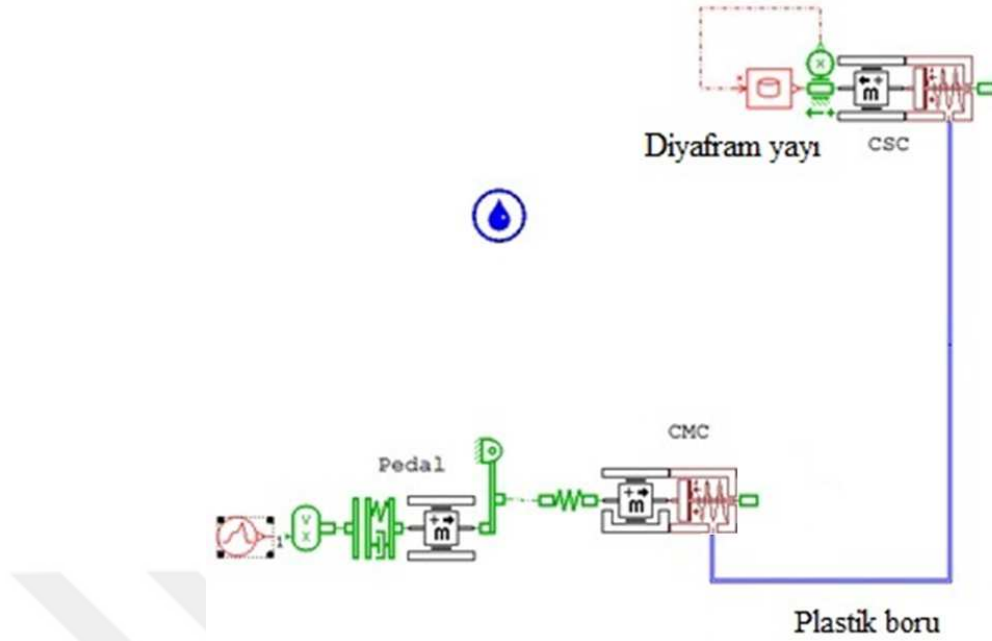
3.5. Hidrolik tip debriyajın benzetim yazılımlarıyla modellenmesi

Bu bölümde hidrolik tip debriyaj sisteminin Matlab/Simulink , Matlab/Simcape ve LMS Amesim yazılımları ile modellenmesi yapılarak sistemin zaman ve frekans alanında analizleri yapılmıştır. Zaman alanında sistemin zamana bağlı olarak pedal yükü, sistem basıncı diyaframdaki kuvvet, debriyaj ana silindiri ve debriyaj yardımcı silindirinin yaptığı yer değiştirme hareketi incelenmiştir.

Frekans alanı analizinde ise bode diyagramları elde edilerek sistemin debriyaj ana silindirindeki ve debriyaj yardımcı silindirindeki dinamik basınç oranı değişimi incelenmiştir. Buna bağlı olarak sistemin rezonansa girdiği frekans değerleri bulunmuştur.

3.5.1. LMS Amesim modeli

LMS Amesim yazılımı ile Şekil 3.20'de görüldüğü gibi debriyaj ayırıcı sistemi CSC olan hidrolik tip debriyaj sisteminin modellenmesi yapılmıştır. Burada Şekil 3.15'te şematik gösterimi yapılan sistem elemanları kullanılmıştır. Sistemin çalışması aşağıda kısaca anlatılmıştır.



Şekil 3.20. Zaman alanı analizi için LMS Amesim modeli

Modelde giriş olarak pedala hareket değeri verilir. Pedalın bu hareketi sistemdeki manivela üzerinde kuvvet oluşturur. Bu kuvvet pedal oranı ile debriyaj ana silindirine artarak etki eder. Debriyaj ana silindirindeki sıvı bu kuvvet ile basınçlandırılmış olur. Basınçlandırılmış sıvı debriyaj yardımcı silindiri ile diyaframa belirli kuvvet uygular. Debriyaj sisteminde kullanılan diyafram yayı doğrusal olmayan bir yay karakteristiğine sahiptir. Diyafram yayının yaylık katsayısı diyafram elemanının karakteristiğini gerçekçi yansıtması açısından deneysel çalışmalar sonucunda elde edilmektedir. Bu katsayı yapılan test ile yer değiştirme/kuvvet grafiği şeklinde çıkartılmıştır. Test sonucu elde edilen text formatına yazılmış olan yer değiştirme/kuvvet sayısal değerleri programa çağrılarak diyafram yayının yaylılık katsayısı olarak kullanılmıştır. Pedalın yaylık katsayısı pedalın bir yay gibi esnemesinden dolayı pedal hareketinde ne kadar kayıp olacağını belirler. Pedal hareketindeki bu kayıp CMC ve CSC pistonun yapacağı harekette de kayıp olmasına neden olur. Bu sebeple pedal kısmının modellemesinde pedalın esnekliği de hesaba katılmıştır ve bunun için yay alt modeli kullanılmıştır. Pedal setinde birçok eleman olduğundan ve bu elemanların karmaşık geometrilerinden dolayı yaylılık katsayısını analitik çözümlerle bulmak çok zordur. Bu sebeple bu değer yapısal analiz yapan Ansys yazılımı ile elde edilmiş bir değerdir ve testler ile doğrulanmıştır. CMC, CSC ve pedalda oluşan viskoz sürtünmeler için girilen viskoz sürtünme katsayısı benzer makalelerdeki değerlerden alınmıştır.

CMC hidrolik yaylılık katsayısı sıvı basıncı arttığında CMC'nin hacimsel genişleme sebebiyle CMC'deki piston hareketindeki kaybın ne kadar olduğunu belirler. CMC içinde plastik metal ve kauçuk birçok parça olduğundan ve bu parçaların karmaşık geometrilerinden dolayı bu değeri analitik ve benzetimlerle bulmak çok zordur. Bu değer testler ile elde edilir. Test düzeneğinde sadece CMC kullanılır ve sisteme basınç uygulanır. Bu test düzeneğinden basınç/hacim grafiği elde edilir. Bu grafik 20 mm pedal hareketi verildiğinde oluşan iç basıncın yarattığı hacimsel genişlemeden alınmıştır. Daha sonra grafik kesit alanını kullanarak kuvvet/hareket grafiğine dönüştürülmüştür. Bu grafiğin eğimi de CMC'nin hidrolik yaylılık katsayısını verir.

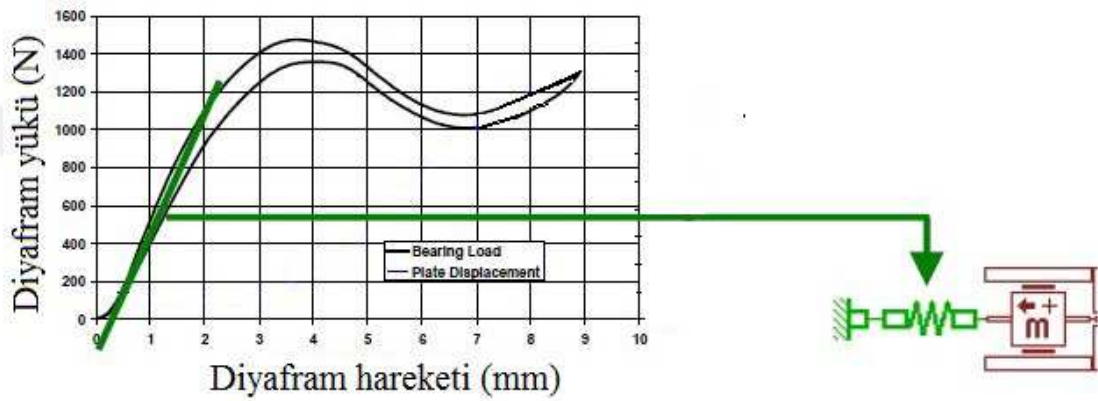
Pedalda olan kayıpları da benzetim modellerine dahil edebilmek için test çalışmaları sonucunda elde edilen değerler dikkate alınarak pedal viskoz sönüm katsayısı değeri tanımlanmıştır. Zaman ve frekans analizi için bu değer kullanılmıştır.

Bu model ile zamana bağlı debriyaj ana ve yardımcı silindirin hareket değerleri, sistem basıncı, pedal yükü, diyaframa uygulanan kuvvet değişimleri incelenmiştir. Debriyaj sisteminin sağlıklı çalışabilmesi için diyaframa gelen kuvvetin belirli bir aralıkta olması ayrıca pedala uygulanan kuvvetin de sürücü konforu açısından belirli bir değerden fazla olmaması gerekmektedir. Bu değerler diyafram sisteminin kullanılacağı araca göre değişmektedir. Bu değerler diyafram sisteminin kullanılacağı araca göre değişmektedir. Bu model ile bu temel parametreler kontrol edilebilir. Şekil 3.20'de gösterilen LMS Amesim modelinde kullanılan her bir alt modül ile ilgili bilgi EK 1'de gösterilmiştir.

Frekans alanı analizi için oluşturulan model hidrolik borunun CMC tarafındaki basınç ile CSC tarafındaki basınç oranını belirli frekanslarda incelemek için oluşturulmuştur. Hidrolik borunun CMC ve CSC arasındaki basınç farkının artması sistem içinde basıncın dalgalanmasına neden olmaktadır. Basınç dalgalanması sistem içinde titreşim olmasına neden olur. Bu titreşim hidrolik sistemin tüm parçaları aracılığıyla pedala kadar iletilir. Pedala gelen bu titreşim sürücü açısından konforun düşmesine neden olur. Bu modelin zaman alanı analizi için yapılan modelden tek farkı diyafram yayının yaylılık katsayısının doğrusal olarak alınmasıdır.

Bunun nedeni frekans alanı analizi için belirli çalışma noktalarında doğrusallaştırma yapıldığından doğrusal olmayan diyafram yayı yaylılık katsayısına ihtiyaç olmamasıdır.

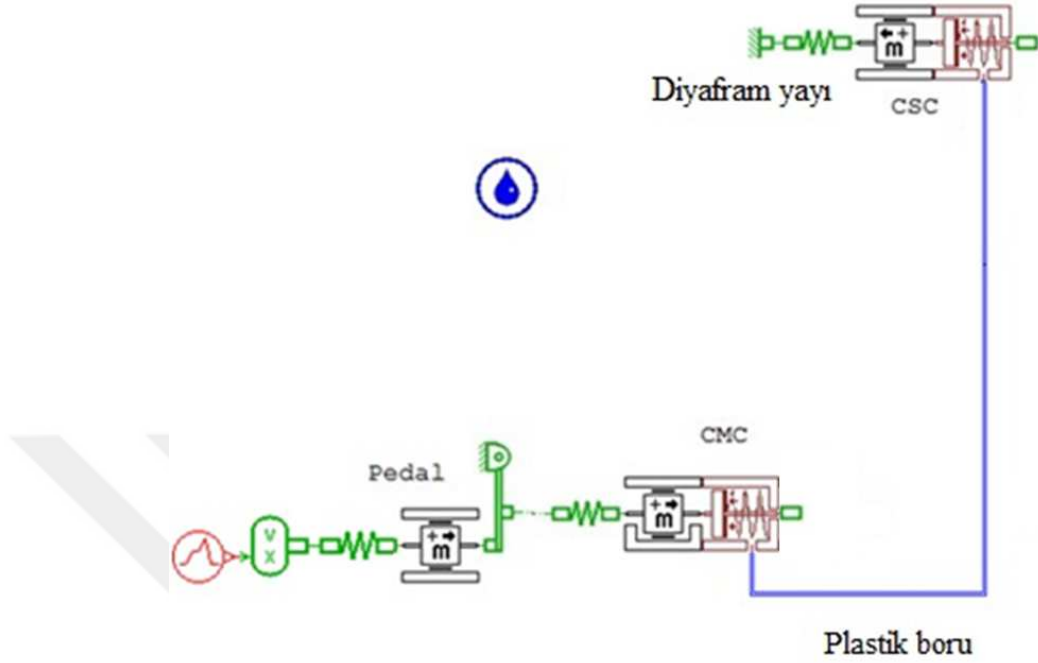
Diyafram yayının yaylık katsayısının doğrusal alınması için diyaframın yük/hareket eğrisinde başlangıç noktasından eğrinin doğrusal olmayan karakteristiğinin başlangıç noktası arasında oluşturulan teğet doğru eğimi bulunur. Şekil 3.21’te debriyaj yayının doğrusal yaylılık katsayısının nasıl alındığı gösterilmiştir. Bu şekilde model daha sadeleştirilmiştir. Diğer tüm alt modeller ve kullanılan parametreler zaman alanı analizi modeli ile aynıdır. Şekil 3.21’te gösterilen LMS Amesim modelinde kullanılan diyafram yayının yaylılık katsayısı için kullanılan yay alt modülü ile ilgili bilgi EK 2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.21. Doğrusal diyafram yayının elde edilmesi

Sistemin frekans cevabının incelenmesi için sistemin belirli çalışma noktaları seçilir. Pedal sonuna kadar hareket ettirilmez belirli pedal hareketlerinde sistem incelenir. Bu çalışma noktalarında belirli sistem basıncında doğrusal olmayan sistem doğrusallaştırılarak bode diyagramları oluşturulur. Bu işlem iki kısımdan oluşur. İlk olarak CMC tarafındaki basınç ile CSC ayırıcı rulmana gelen yük arasında doğrusallaştırma yapılır ve bode diyagramı elde edilir. Doğrusallaştırmada CMC tarafındaki basınç durum gözlemcisi, CSC ayırıcı rulmana gelen yük ise kontrol elemanı olarak seçilir. Daha sonra CSC tarafındaki basınç ile CSC ayırıcı rulmana gelen yük arasında doğrusallaştırma yapılır ve bode diyagramı elde edilir. Burada CSC tarafındaki basınç durum gözlemcisi, CSC ayırıcı rulmana gelen yük ise kontrol elemanıdır. Elde edilen bode diyagramları arasında çıkartma işlemi yapılarak; CMC tarafındaki basınç /CSC ayırıcı rulmana gelen yük bode diyagramından CSC tarafındaki basınç/CSC ayırıcı rulmana gelen yük bode diyagramı çıkartılarak CMC tarafındaki basınç/CSC tarafındaki basıncın bode diyagramı elde edilir. Şekil 3.22’te frekans alanı analizi için oluşturulan model gösterilmiştir. Şekil 3.22’de gösterilen LMS Amesim modelinde sabit diyafram

yayının yaylılık katsayısı için kullanılan yay alt modülü ile ilgili bilgi EK 2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.22. Frekans alanı analizi için LMS Amesim modeli

3.5.2. Matlab/Simscape modeli

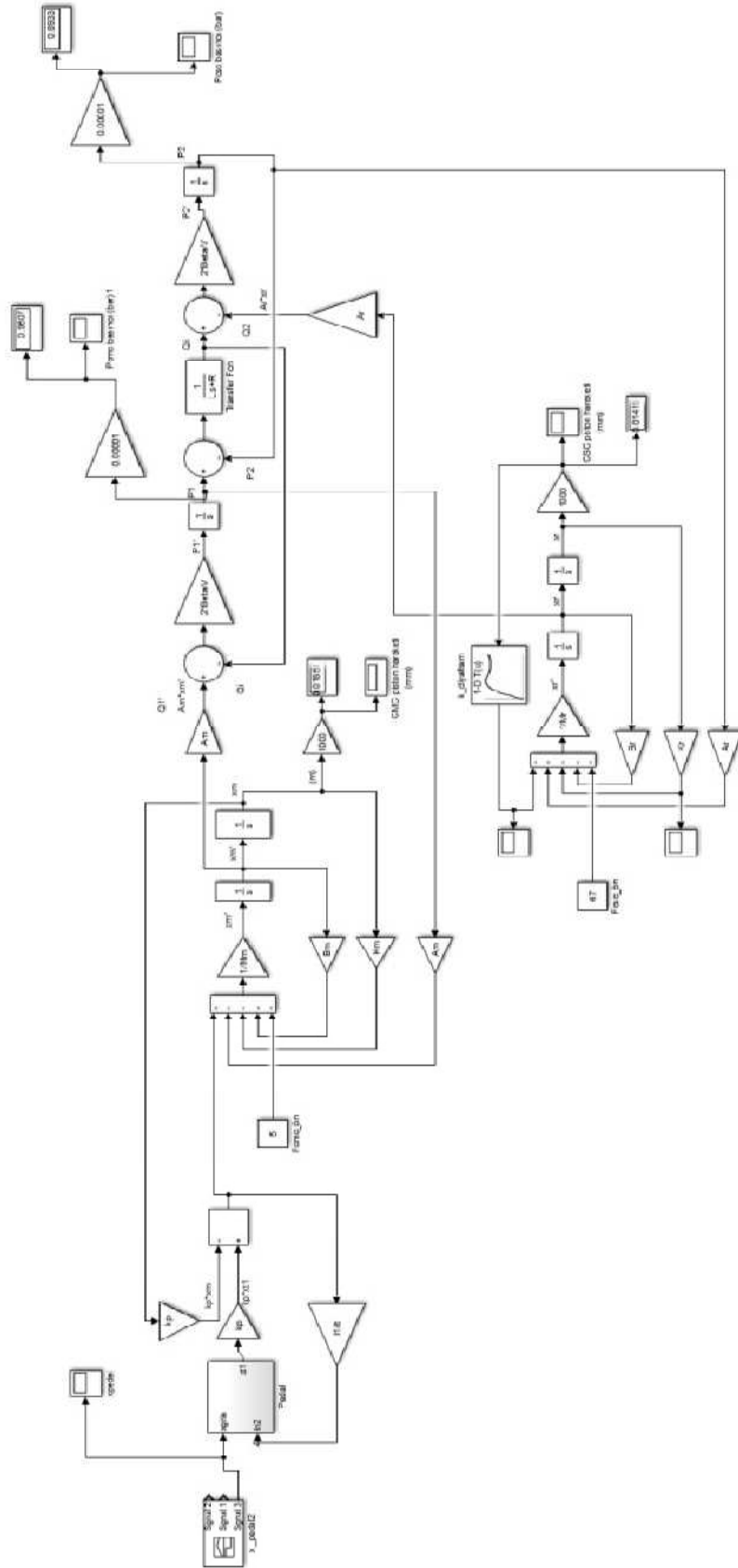
Matlab yazılımının Simulink ortamında Simscape kütüphanesi kullanılarak CSC tip debriyaj ayırıcılı hidrolik debriyaj sisteminin modeli oluşturulmuştur. Simscape’in fiziksel ağ yaklaşımını temel alarak sistemi oluşturan her bir elemanı fiziksel olarak seçerek ve bağlayarak modelleme yapma olanağı sağlamaktadır. Hidrolik sistemin elemanlarını (silindir, bağlantı borusu, hidrolik yağ vb.) kütüphanesinden seçerek sadece sistemin sabitlerini girerek tanımlama yaptığı ve her bir elemana ait matematik modeli bloğunun içinde kendisi sunduğu için de kullanıcıya kolaylık sağlamaktadır.

Hidrolik sistem elemanları diğer fiziksel sistem elemanları ile beraberde kullanılabilir. Özellikle matematiksel modelleme konusunda çok fazla bilgisi olmayan kullanıcıya doğrudan bir fiziksel sistem kurar gibi elemanları seçme ve birbiriyle bağlama imkanı vermektedir. (Topçu ve ark. 2011)

Şekil 3.23’de Simulink programında Simscape kütüphanesi kullanılarak hazırlanmış model gösterilmiştir. Model oluşturulurken ilgili kütüphaneden sistemi oluşturan

eklenirken simulink modelinde bu hazır hidrolik sistem elemanları bulunmamaktadır. Simulink'te Simscape'te olduğu gibi her bir hidrolik sistem elemana ait matematik modeli bloğunun içinde kendisi sunmadığı için Şekil 3.15'teki hidrolik debriyaj sistemi için Bölüm 3.4'te elde edilen matematiksel denklemler Simulink kütüphanesindeki matematiksel elemanlar ile birbirine bağlamış ve sistemi tanımlayan değerler girilerek hidrolik debriyaj sisteminin modeli elde edilmiştir. Şekil 3.24'de Matlab/Simulink modeli gösterilmiştir.





Şekil 3.24. Matlab/Simulink modeli

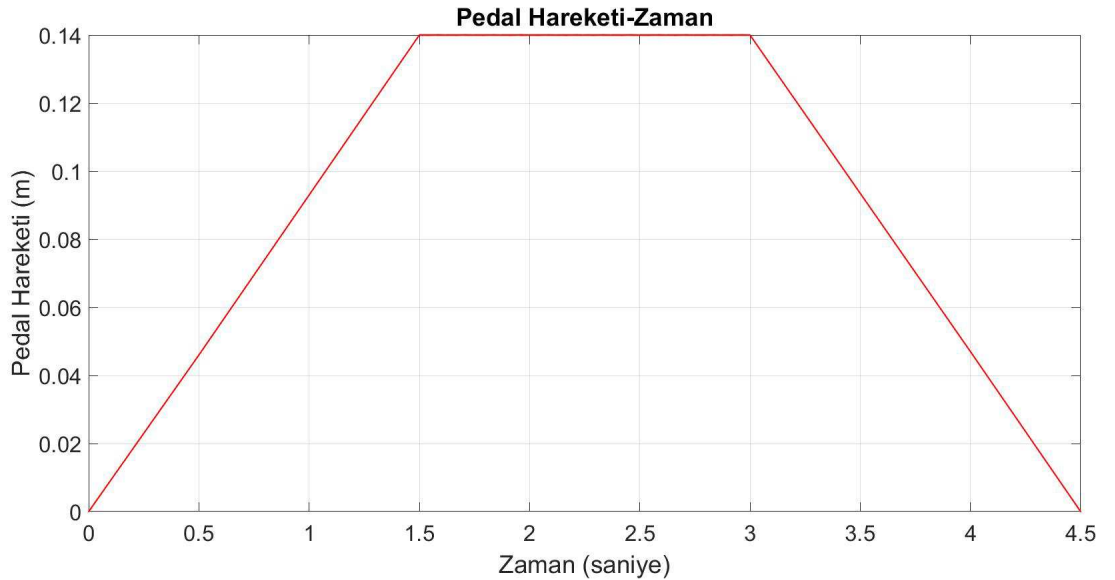
4.BULGULAR

Bu kısımda Amesim, Matlab/Simscape ve Matlab/Simulink benzetim yazılımlarıyla oluşturulan hidrolik tip debriyaj sisteminin modellerinin zaman ve frekans analizi yapılmış ve elde edilen sonuçları incelenmiştir. Oluşturulan bu üç farklı benzetim yazılımlarıyla yapılan modellerin zamana bağlı pedal yükü, CMC ve CSC'nin basınç ve pistonlarının konum değişimi sonuçları karşılaştırılmıştır. LMS Amesim yazılımı ile frekans alanı analiz sonuçları incelenmiştir. Ayrıca LMS Amesim yazılımı ile hidrolik sistemin parametre değişimlerinin zaman ve frekans alanı analizi yapılmıştır ve bunların sonuçları detaylı olarak irdelenmiştir.

4.1. Zaman alanı analizi sonuçları

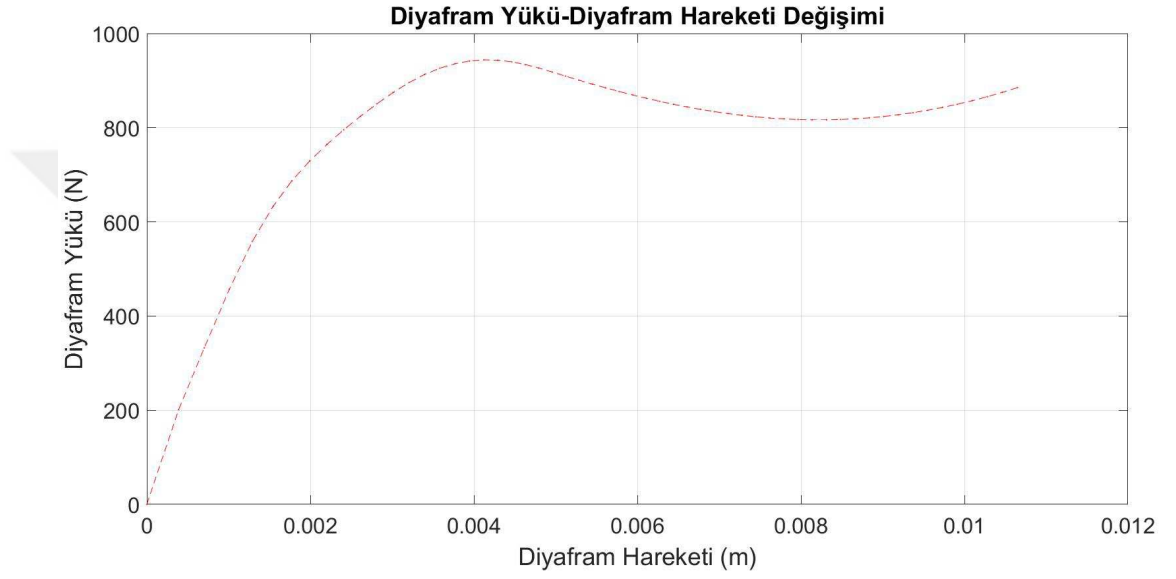
Zaman alanı analizinde CMC ve CSC elemanlarının pistonlarının zamana göre konum değişimi, CMC ve CSC elemanlarındaki zamana göre basınç değişimi ve pedal yükünün pedalın hareketine göre değişimi incelenmiştir.

Bu kısımda araç konforu ve sistem performansı için önemli olan kısımların analiz sonuçları verilmiştir. Modellerde kullanılan giriş sinyali pedala verilen harekettir. Şekil 4.1'de modeller için kullanılan pedal hareketi gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Zamana bağlı pedal hareketi

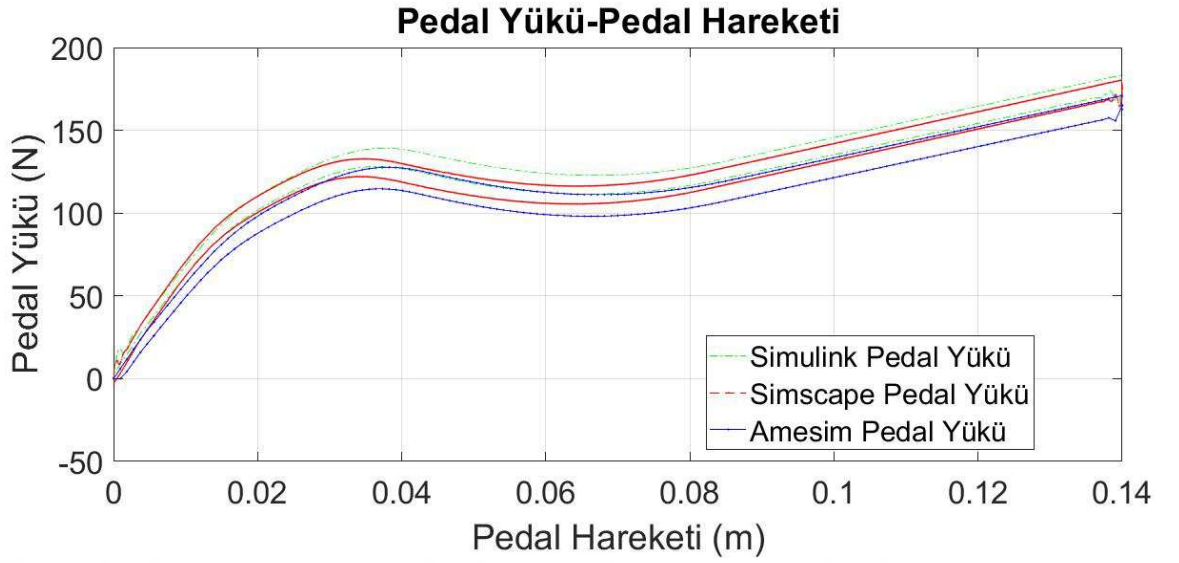
Hidrolik tip debriyajın harekete geçirdiği diyafram yayı doğrusal yaylık katsayısına sahip bir yay değildir. Doğrusal olmayan bir yaylık katsayısına sahip bir diyafram yayının kullanılması sürücünün pedala uygulaması gereken kuvveti azaltmak ve sistemdeki parçaların daha az kuvvete maruz kalması içindir. Diyaframın yaylık karakteristiği zamana göre pedal yükü, CMC ve CSC elemanlarındaki basınç değişimlerinin karakteristiğini belirler. Modellerde kullanılan diyaframın yaylık katsayısı Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



Şekil 4.2. Diyafram yayının yük – hareket değişimi

4.1.1. Pedal yer değiştirme –pedal yükü analiz sonuçları

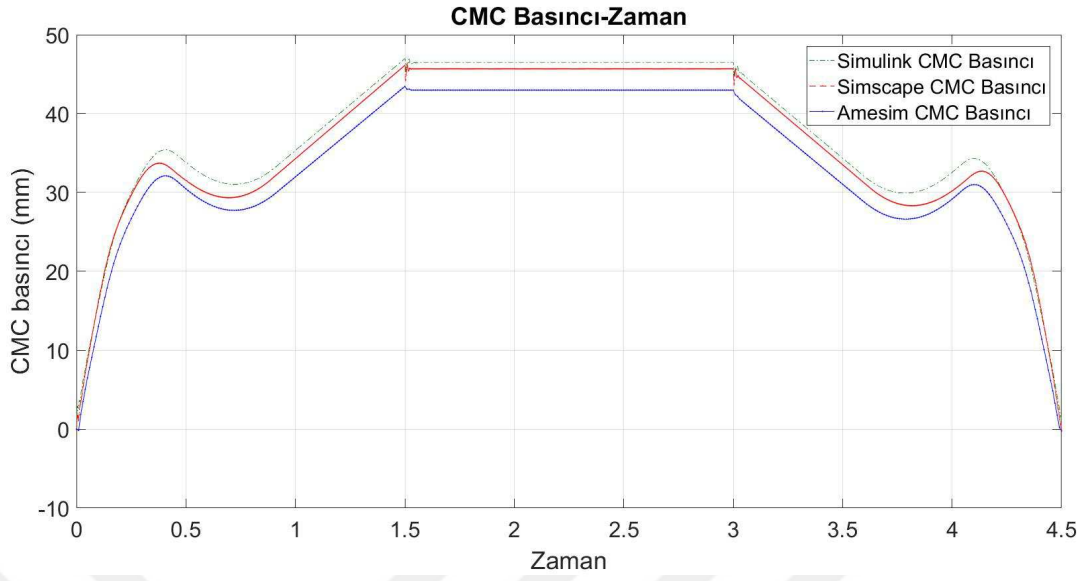
Şekil 4.3’te üç modelleme sonucunda elde edilen pedal yer değiştirme pedal yükü değişimi grafikleri gösterilmiştir. Şekilden de görülebileceği gibi diyafram yayının karakteristik özelliğine benzer bir sonuç elde edilmiştir. Modellemeler sonucu elde edilen sonuçların birbiriyle uyumlu olduğu görülmüştür. Sonuçlar arasındaki farklılıklar farklı modelleme ile çözümlene yöntemlerinden kaynaklanmaktadır. Burada önemli olan kriter ise pedal yükünün mümkün olduğunca çok fazla olmamasıdır. Çünkü pedal yükü fazla olursa sürücü konforu da olumsuz etkilenir. İstenen maksimum değer üreticiden üreticiye değişen bir değerdir. Sürücü vites değiştirmek için çok fazla kuvvet uygulamak zorunda kalır.



Şekil 4.3. Pedal pedal yüğü - yer değiştirme değişimi

4.1.2. Hidrolik borunun CMC tarafındaki basınç –zaman analiz sonuçları

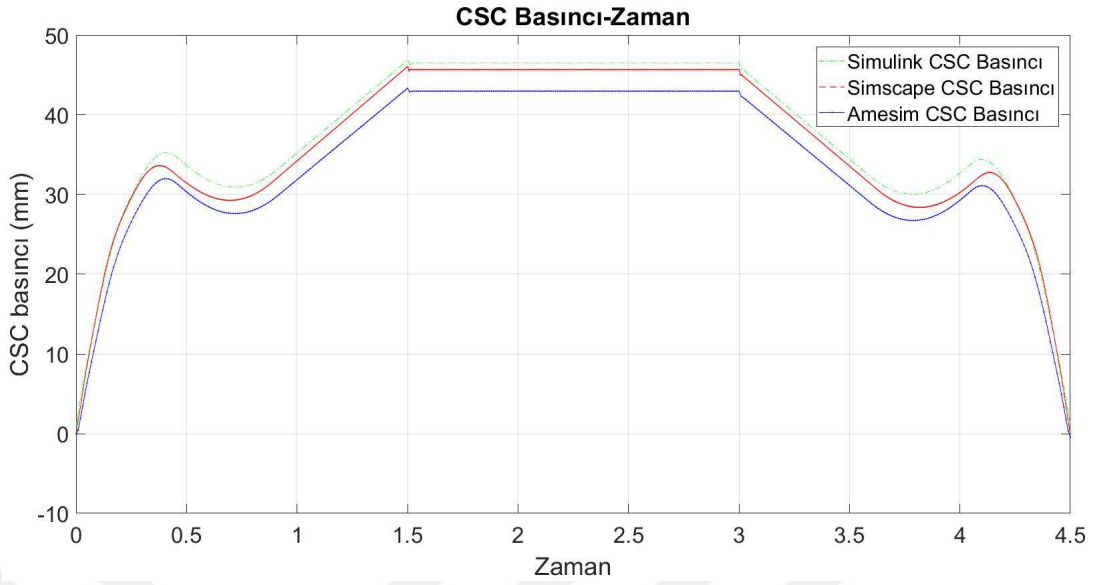
Bu kısımda hidrolik borunun girişindeki (CMC elemanı çıkışı) basınç değişimi incelenmiştir. Hidrolik tip debriyaj sisteminde önemli olan sistem basıncının belirli bir değeri aşmamasıdır. Yüksek basınç sistemdeki parçaların mekanik dayanımı için olumsuz bir durum olduğundan istenmeyen bir durumdur. Ancak diyafram yayına uygulanması gereken minimum kuvveti elde etmek için basınç değerinin de belirli bir değerin üzerinde olması gerekmektedir. Sistem hesapları optimum sistem basıncını elde etmek için yapılır. Bu optimum değer şartnamelerle belirlenir. Debriyaj sisteminin hidrolik borusunun CMC tarafındaki basınç değişimi Şekil 4.4'te gösterilmiştir. Şekilde CMC tarafındaki basıncın zamana bağlı değişimi ile diyafram yayının karakteristiğinin uyumlu olduğu görölmüştür. Diyafram yayının yük hareket eğrisindeki benzer basınçta 0.4 saniyeye kadar artıyor 0.4 ve 0.75 saniye arasında düşüş gösteriyor. Daha sonra 0.75 saniyeden 1.5 saniye kadar tekrar artış gösteriyor. 1.5 ve 3 saniye arasında pedal hareketinin sabit kalmasına bağlı olarak basıncında sabit olduğu görölüyor. Pedalın geri dönmesiyle basınç değişimi tekrar diyafram yayının karakteristiğine uyumlu olarak düşüş gösteriyor. Üç farklı model içinde aynı basınç zaman değişimi karakteristiği elde edilmiştir. Modeller arasında 2 barlık bir basınç farkı görölmüştür. Sonuçlar arasındaki farklılıklar farklı modelleme ile çözümlene yöntemlerinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.4. CMC tarafındaki basınç- zaman değişimi

4.1.3. Hidrolik borunun CSC tarafındaki basınç –zaman analiz sonuçları

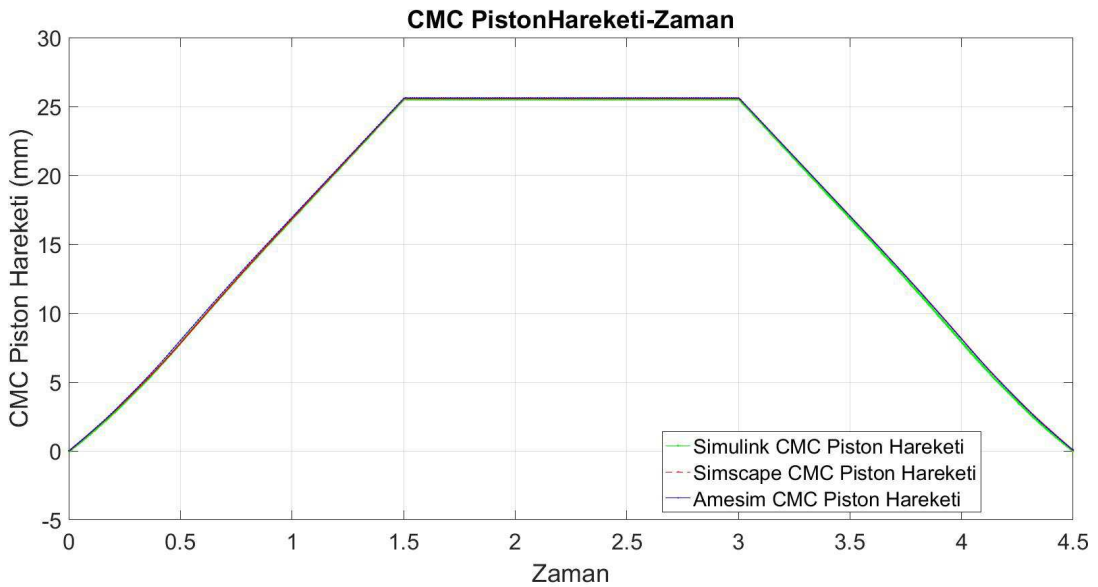
Şekil 4.5'te hidrolik borunun CSC tarafındaki basıncın zamana göre değişimi gösterilmiştir. Şekle göre borunun CSC tarafındaki basıncın zamana bağlı değişiminin aynı CMC tarafındaki basıncın zamana bağlı değişimi gibi diyafram yayının karakteristiğiyle uyumlu olduğu görülmüştür. Üç farklı model içinde aynı basınç zaman değişimi karakteristiği elde edilmiştir. Modeller arasında 2 barlık bir basınç farkı görülmüştür. Sonuçlar arasındaki farklılıklar farklı modelleme ile çözümleme yöntemlerinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.5. CSC tarafındaki basınç- zaman değişimi

4.1.4. CMC piston hareketi –zaman analiz sonuçları

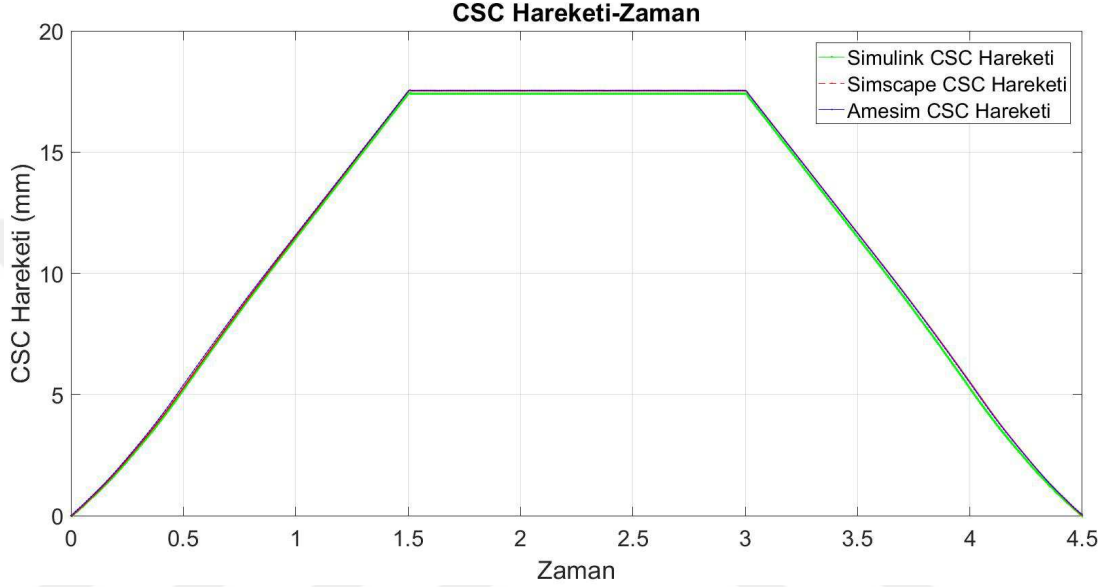
CMC pistonu Şekil 4.1’de verilen pedal hareketine benzer bir hareket yapmakta ve 1.5 saniye sonra nihai değerine ulaşmaktadır. Şekil 4.6’da CMC’nin yaptığı hareket değişimi üç modelden elde edilen sonuçlarla karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Üç modelin sonuçlarının aynı olduğu görülmüştür.



Şekil 4.6. CMC piston hareketi- zaman değişimi

4.1.5. CSC piston hareketi –zaman analiz sonuçları

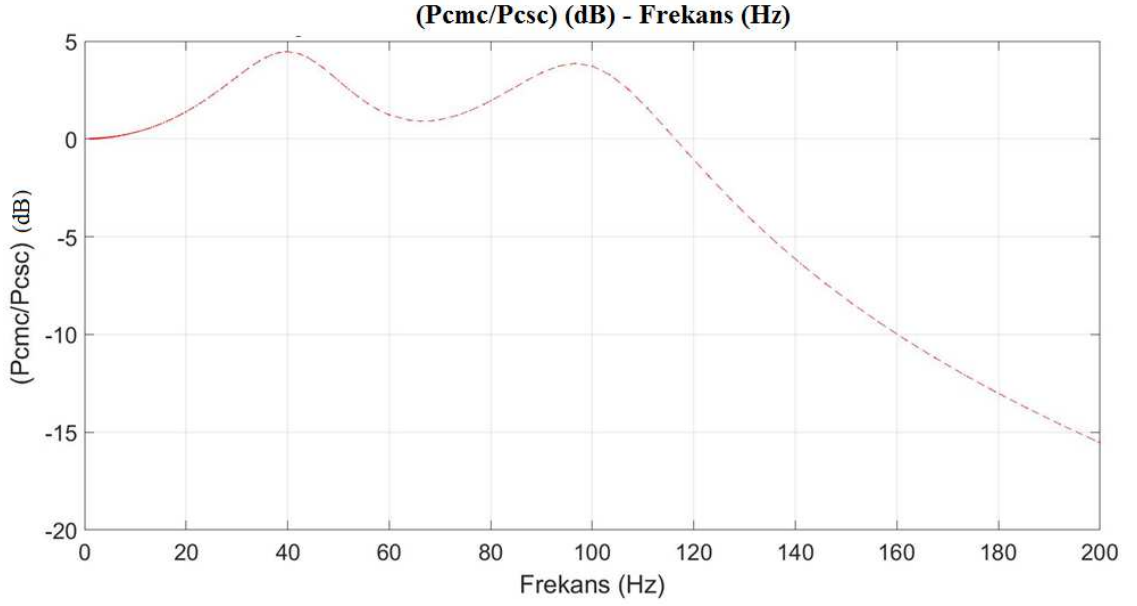
CMC pistonda olduğu gibi CSC pistonu Şekil 4.1’de verilen pedal hareketine benzer bir hareket yapmakta ve 1.5 saniye sonra nihai değerine ulaşmaktadır. Şekil 4.7’de CSC’nin yaptığı hareket değişimi üç modelden elde edilen sonuçlarla karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Üç modelin sonuçlarının aynı olduğu görülmüştür.



Şekil 4.7. CSC piston hareketi- zaman değişimi

4.2. Frekans alanı analizi sonuçları

Şekil 3.22’de gösterilen LMS Amesim modeli kullanılarak bu kısımda motor kaynaklı titreşimlerin sistemde yarattığı basınç dalgalanmalarının frekans alanında incelenmesi yapılmıştır. Şekil 4.8’de sistemin frekans alanı analiz sonucu gösterilmiştir. 0-200 Hz frekans aralığında Şekil 4.8’e göre sistemin iki adet rezonans frekansı vardır. 40 Hz ve 95 Hz frekanslarında CMC tarafındaki basınç ile CSC tarafındaki basınç oranı en yükseğe çıkmıştır. Diğer bir deyişle motordan gelen titreşimlerin neden olduğu basınç dalgalanması bu iki frekansta maksimuma ulaştığı görülmüştür.



Şekil 4.8. Pcmc/Pcsc - Frekans grafiği

4.3. Parametrelerin Sistem Cevabı Üzerindeki Etkileri Analizi ve Sonuçları

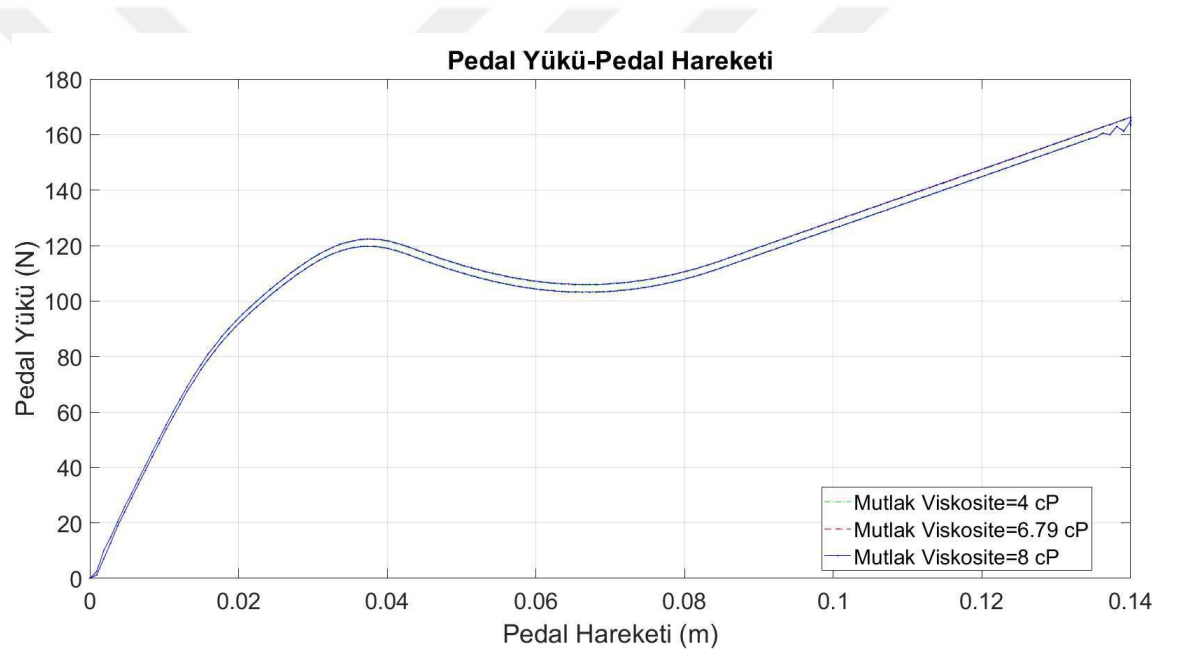
Bu kısımda CSC tip debriyaj ayırıcılı hidrolik tip debriyaj sisteminin zaman ve frekans alanı analizini etkileyen parametreler ve hangi parametrelerin sistem davranışı üzerinde daha etkili olduğunu belirlemek için sistem parametre değişimlerinin etkisi incelenmiştir. Bu inceleme LMS Amesim yazılımı kullanılarak pedal yükünün pedalın hareketine göre değişimi, CMC ve CSC'nin pistonlarının zamana göre yer değiştirmeleri ve frekans alanı cevabı için yapılmıştır.

Sistemdeki CMC, CSC ve pedaldaki viskoz sönüm katsayıları (2.47) numaralı denklem kullanılarak yaklaşık olarak hesaplanmış ve ihmal edilebilecek boyutlarda olduğu görüldüğü için $b \approx 0$ değeri alınarak frekans cevabı analizleri yapılmıştır. CMC ve CSC'de ki sönüm katsayısı viskoz sönümleme katsayısı sıfıra yakın olduğunda hidrolik borulardaki sıvı ataleti ve borunun genişlemesi sebebiyle basınç kayıpları daha belirgin bir şekilde görülmektedir. Bu değer sıfıra yakın olduğunda hidrolik borunun CMC tarafındaki basınç ile borunun CSC tarafındaki basınç arasındaki farkı daha fazla olmaktadır. Bu çalışmada CSC ayırıcılı hidrolik tip debriyaj sisteminde kullanılacak boru boyları, çapları dikkate alınmıştır ve boru boyu ve boru çapları değişimi bu kapsamda incelenmiştir. İncelenen parametreleri kullanılan hidrolik sıvısı, hidrolik borusu, CMC ve diyafram yayı ile ilgili özellikler olarak dört farklı ana başlık altında

toplayabiliriz. Bunlar hidrolik sıvısının özellikleri (sıvı yoğunluğu, mutlak viskozite), hidrolik borunun geometrik özellikleri (boy, iç çap ve et kalınlığı) ve malzemesi (young modülü), CMC'nin hidrolik yaylılık katsayısı ve diyaframın yayının yaylılık katsayısıdır.

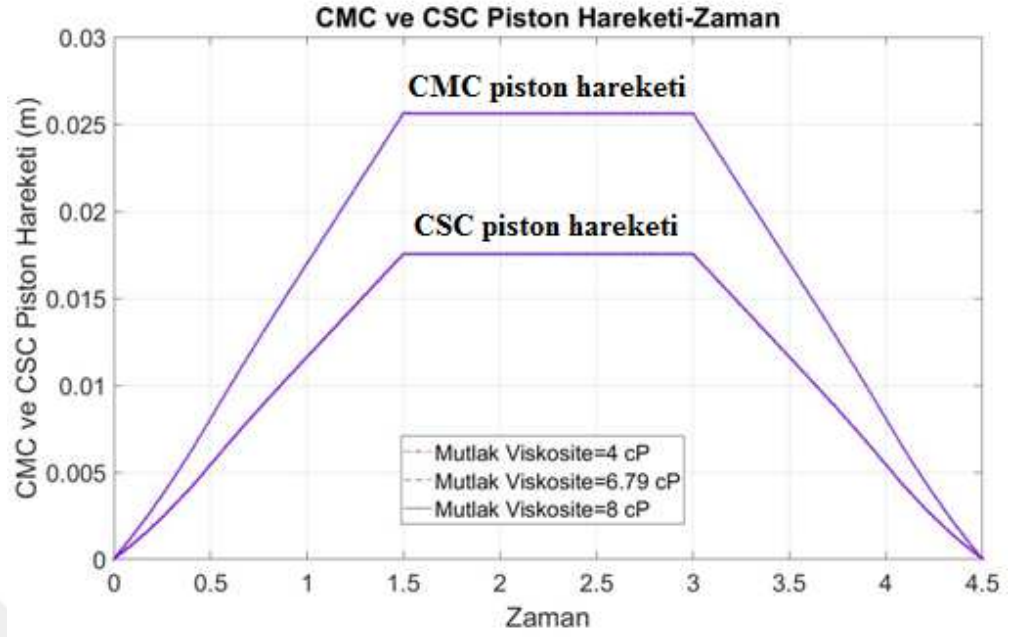
4.3.1. Hidrolik sıvısının mutlak viskozite parametresinin değişimi

Şekil 4.9'da mutlak viskozitenin üç farklı değeri için pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisi gösterilmiştir. Mutlak viskozite değerleri 4 cP , 6.79 cP ve 8 cP olarak alınmıştır. Bu grafiğe göre hidrolik sıvısının farklı mutlak viskozite değerlerinin pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisini etkilemediği görülmüştür.



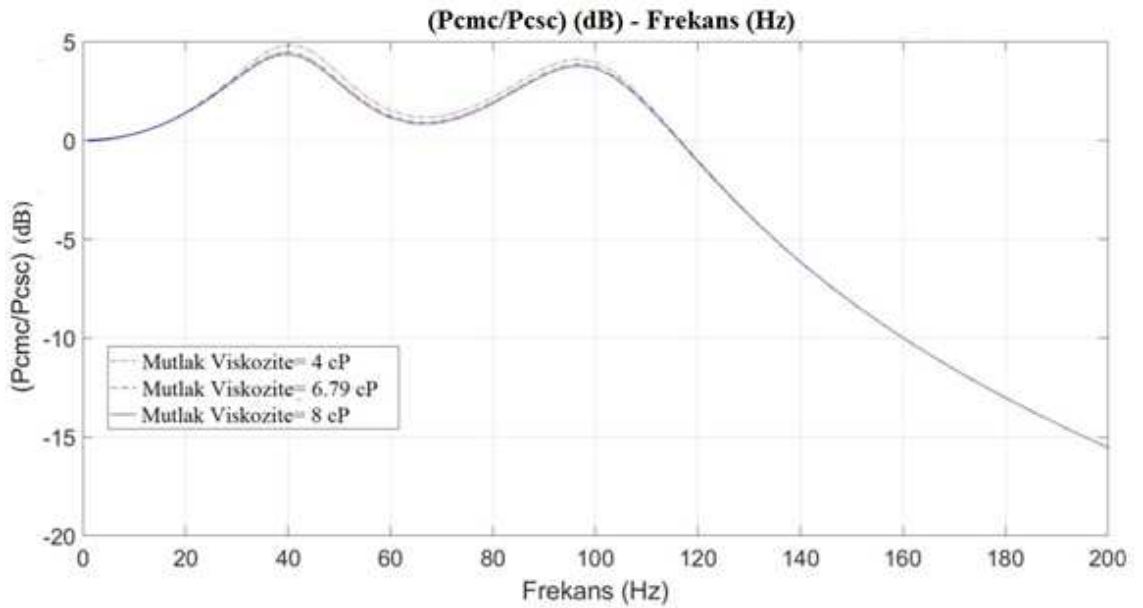
Şekil 4.9. Farklı mutlak viskozite değerleri için pedal yer değiştirme – pedal yükü değişimi

Şekil 4.10'da CMC ve CSC'nin pistonunun hareketinin zamana bağlı grafiği gösterilmiştir. Bu grafiğe göre hidrolik sıvısının farklı mutlak viskozite değerlerinin CMC ve CSC'nin pistonunun hareketinin zamana bağlı grafiğini etkilemediği görülmüştür.



Şekil 4.10. Farklı mutlak viskozite değerleri için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi

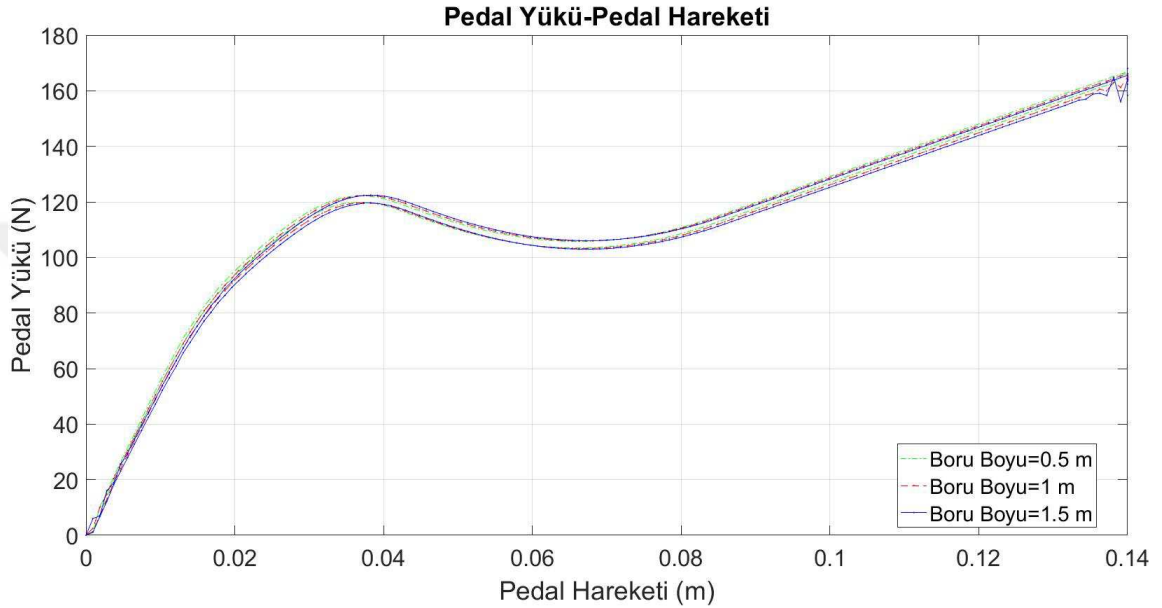
Şekil 4.11’de kullanılan hidrolik sıvısının mutlak viskozitesinin üç farklı değeri için hidrolik sistemin frekans cevabı gösterilmiştir. Mutlak viskozite değerleri azaldığında CMC ve CSC arasındaki basınç farkının arttığı gözlemlenmiştir. Birinci ve ikinci rezonans frekansı değerlerinin bu üç farklı mutlak viskozite değeri için birbiriyle aynı olduğu görülmüştür.



Şekil 4.11. Farklı mutlak viskozite değerleri için frekans cevapları

4.3.2. Hidrolik boru boyu parametresinin değişimi

şekil 4.12’de hidrolik boru boyunun üç farklı değeri için pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisi gösterilmiştir. Boru boyu 0.5 m, 1 m ve 1.5 m olarak alınmıştır. Bu grafiğe göre üç farklı hidrolik boru boyları değerleri için pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisindeki maksimum pedal yükünün çok etkilenmediği görölmüştür.

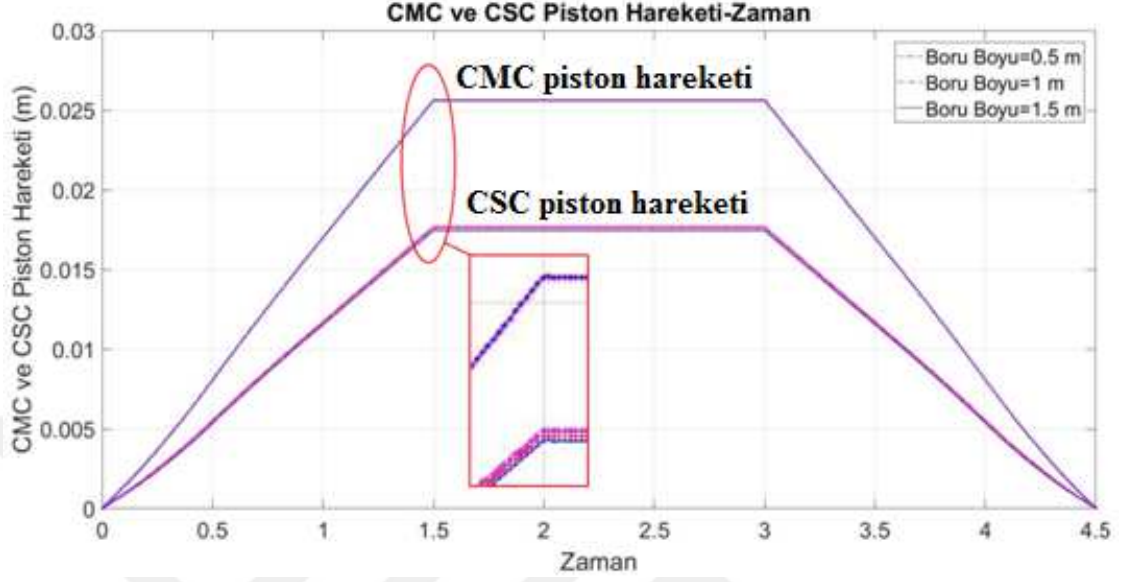


şekil 4.12. Farklı boru boyları için pedal yer değiştirme – pedal yükü değişimi

şekil 4.13’te CMC ve CSC’nin pistonunun hareketinin zamana bağlı değişimi gösterilmiştir. Bu grafiğe göre hidrolik boru boyunun uzun olması CMC pistonunun hareketini etkilemediği, ancak CSC pistonunun hareketi incelendiğinde boru boyu uzadıkça yer değiştirme miktarının azaldığı gözlemlenmiştir.

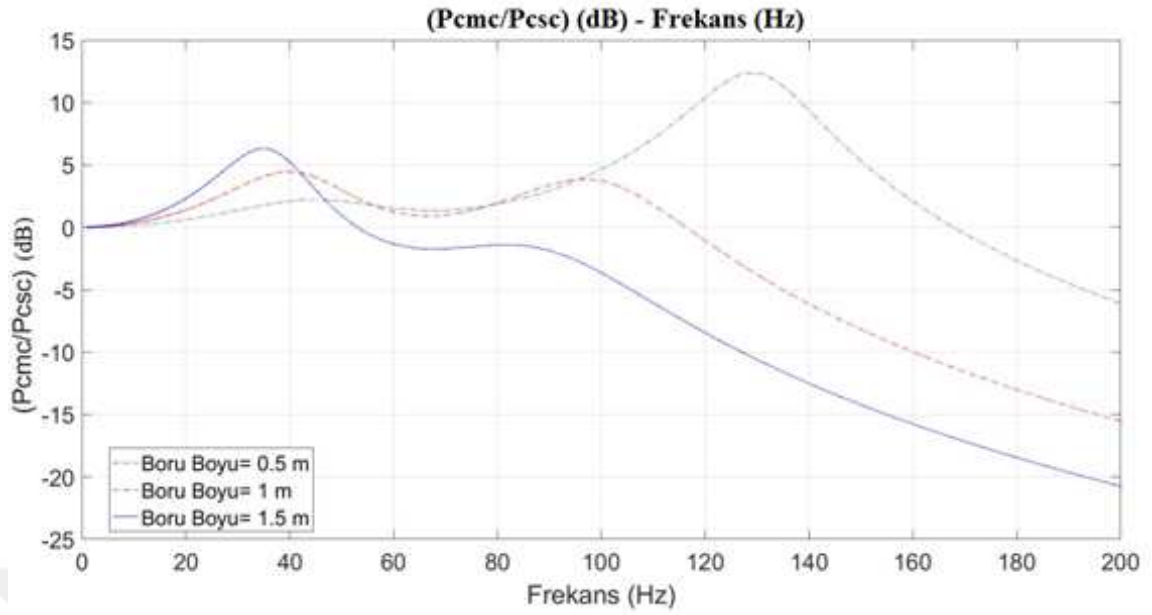
(2.14) numaralı sıvının bulunduğu kabın hacimsel esneklik katsayısını ifade eden denklemden görölebileceği gibi bu değer boru uzunluğu değişiminden bağımsız bir ifadedir. (2.35) numaralı akışkan kapasitansız kabın hacim ve hacimsel esneklik katsayısına bağlı olarak elde edilen bir değerdir. Boru uzunluğu değişimi boru hacmini değiştirdiği için akışkan kapasitesi değeri de değişmektedir. (2.34) ve (2.36) numaralı denklemlerden de boru uzunluğunun akışkan direnci ve indüktansı üzerinde doğru orantılı etkiye sahip bir parametredir. Borunun tüm basit eleman parametre (R,L ve C)

değerlerini değiştiren boru uzunluğunun, elde edilen benzetim sonuçlarından da sistem cevabı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu görülmüştür.



Şekil 4.13. Farklı boru boyları için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi

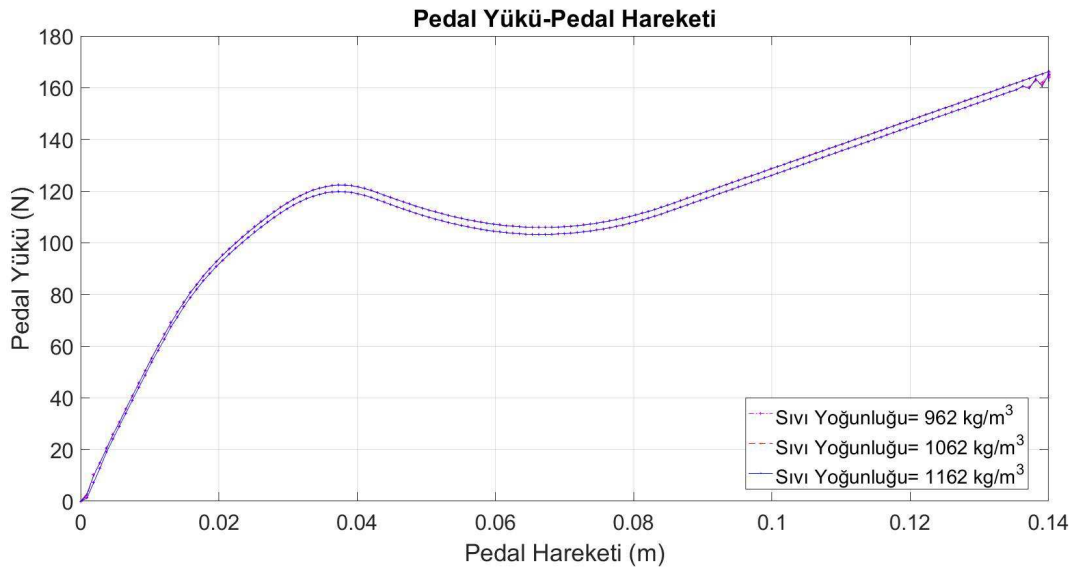
Şekil 4.14'te belirtilen hidrolik boru boyunun üç farklı değeri için hidrolik sistemin frekans cevapları birbirinden farklı bulunmuştur. Boru boyu 0.5 m'den 1.5m'ye arttırıldığında ilk ve ikinci rezonans frekans değeri azalmıştır. İkinci rezonans frekansı değerindeki azalmanın ilk rezonans frekansın değerine göre daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. İlk rezonans frekansında basınç oranının boru boyu arttıkça arttığı gözlemlenmiştir fakat ikinci rezonans frekansında ise boru boyu arttıkça basınç oranının azaldığı görülmüştür. İkinci rezonans frekansındaki bu basınç oranının azalma oranı ilk rezonans frekansındaki basınç oranının artmasına göre daha fazla olmuştur.



Şekil 4.14. Farklı boru boyları için frekans cevapları

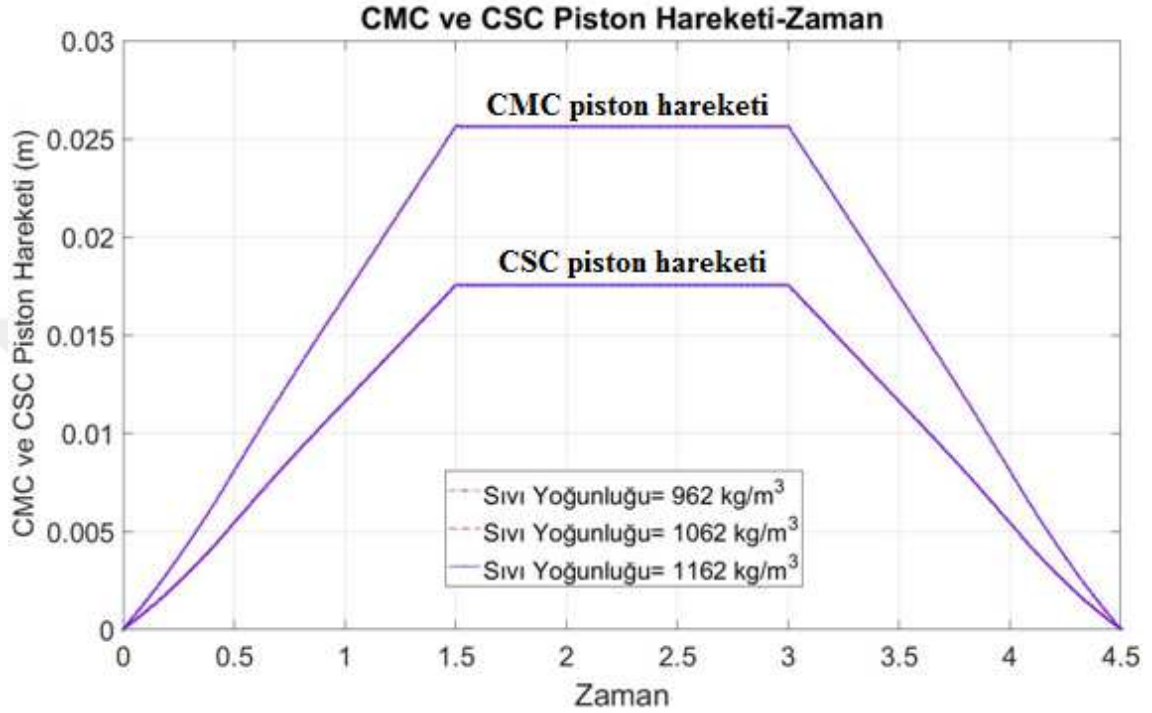
4.3.3. Hidrolik sıvısının yoğunluğu parametresinin değişimi

Şekil 4.15'te sıvı yoğunluğunun üç farklı değeri için pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisi gösterilmiştir. Hidrolik sıvısının yoğunluğu $962 \frac{kg}{m^3}$, $1062 \frac{kg}{m^3}$ ve $1162 \frac{kg}{m^3}$ olarak alınmıştır. Bu grafiğe göre hidrolik sıvısının farklı sıvı yoğunluğu değerlerinin pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisini verilen değerler aralığında etkilemediği görülmüştür.



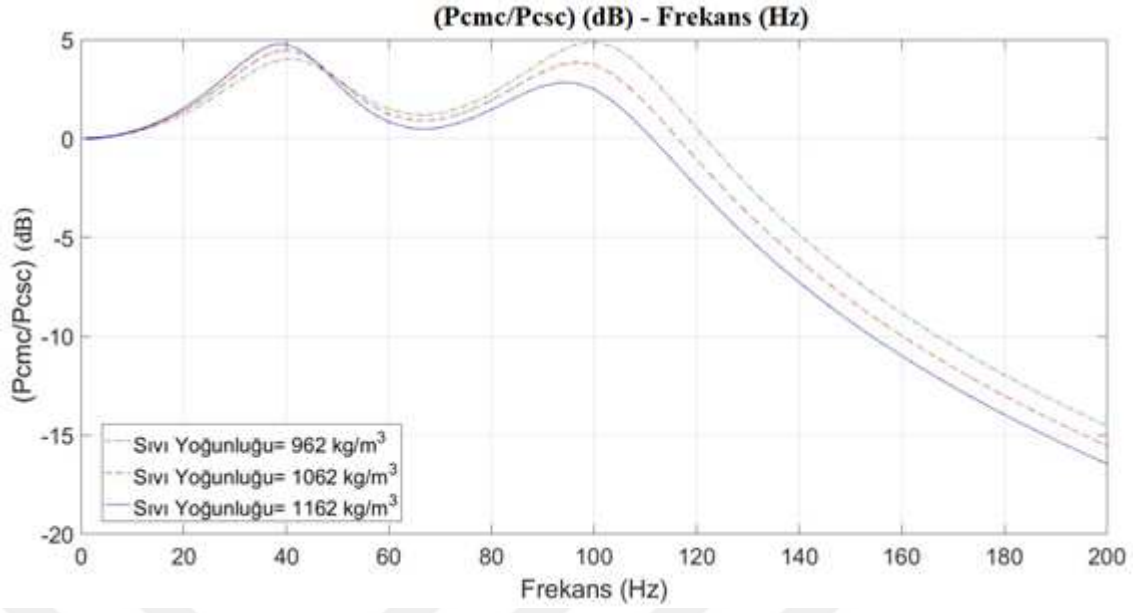
Şekil 4.15. Farklı sıvı yoğunlukları için pedal yer değiştirme – pedal yükü değişimi

Şekil 4.16’da CMC ve CSC’nin pistonunun hareketinin zamana bağlı grafiği gösterilmiştir. Bu grafiğe göre hidrolik sıvısının farklı sıvı yoğunluğu değerlerinin CMC ve CSC’nin pistonunun hareketinin zamana bağlı değişimini verilen değerler aralığında etkilemediği görülmüştür.



Şekil 4.16. Farklı sıvı yoğunlukları için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi

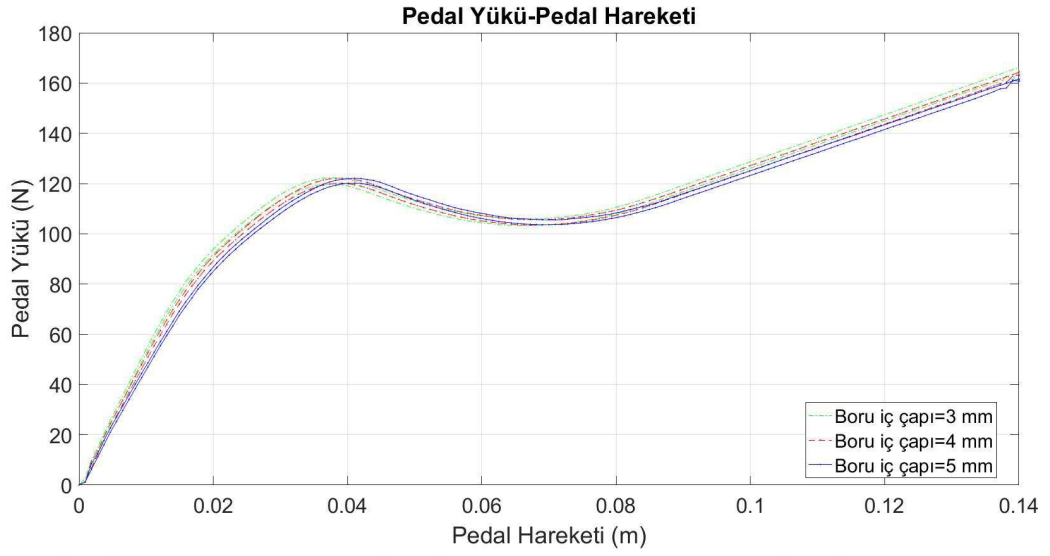
Şekil 4.17’de belirtilen hidrolik sıvısının yoğunluğunun üç farklı değeri için hidrolik sistemin frekans cevapları birbirinden farklı bulunmuştur. Hidrolik sıvısının $200 \frac{kg}{m^3}$ lük yoğunluk farkı frekans cevaplarını değiştirmiştir. Sıvının yoğunluğu arttıkça ilk ve ikinci rezonans frekansı değerinin azaldığı görülmüştür. İlk rezonans frekansında basınç oranı sıvının yoğunluğu arttıkça arttığı gözlemlenmiştir fakat ikinci rezonans frekansında ise sıvı yoğunluğu arttıkça CMC tarafındaki basınç ile CSC tarafındaki basınç oranının azaldığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.17. Farklı yoğunluk değerleri için frekans cevapları

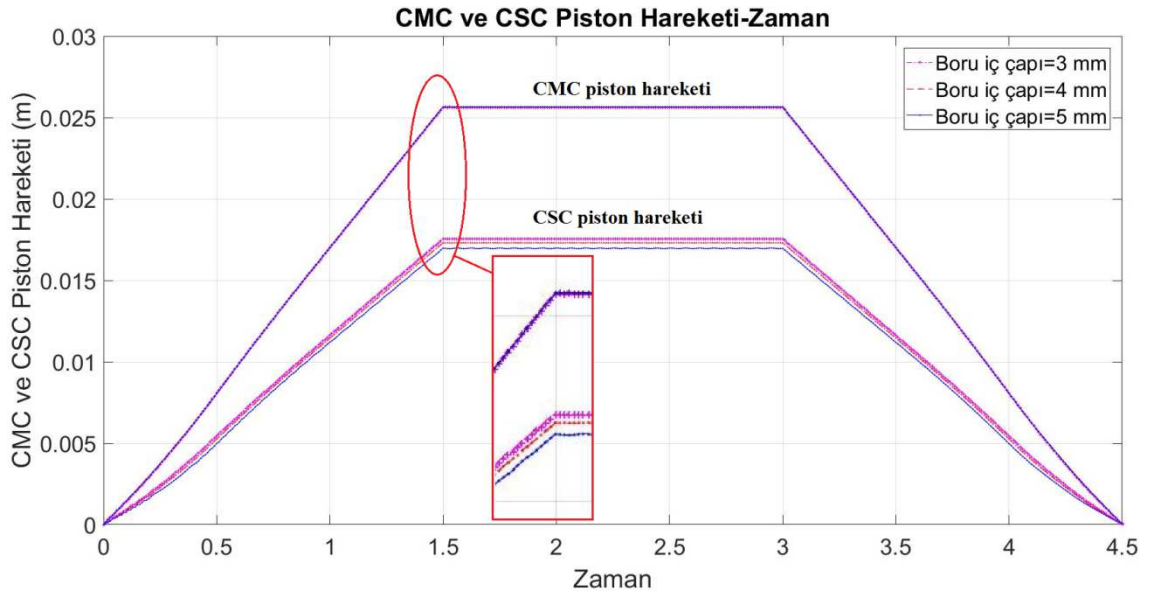
4.3.4. Hidrolik boru iç çapı parametresinin değişimi

Şekil 4.18’de hidrolik boru iç çaplarının üç farklı değeri için pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisi gösterilmiştir. Boru iç çapı 3 mm, 4 mm, 5 mm olarak alınmıştır. Bu grafiğe göre hidrolik boru iç çapı değeri azaldığında pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisindeki maksimum pedal yükünün arttığı görülmüştür. Bu durum sistem basıncının da yükseldiğini ifade etmektedir. Yani diğer bir deyişle karşı yük arttığı için diyafram tarafında hareket elde edebilmek için pedala daha fazla kuvvet uygulanması gerektiği söylenebilir. Bu sonuç (2.27) numaralı basınç düşümü denkleminde geçen hidrolik borunun çap değeri azalınca basınç düşümü artacağı ifadesiyle de uyumlu görünmektedir.



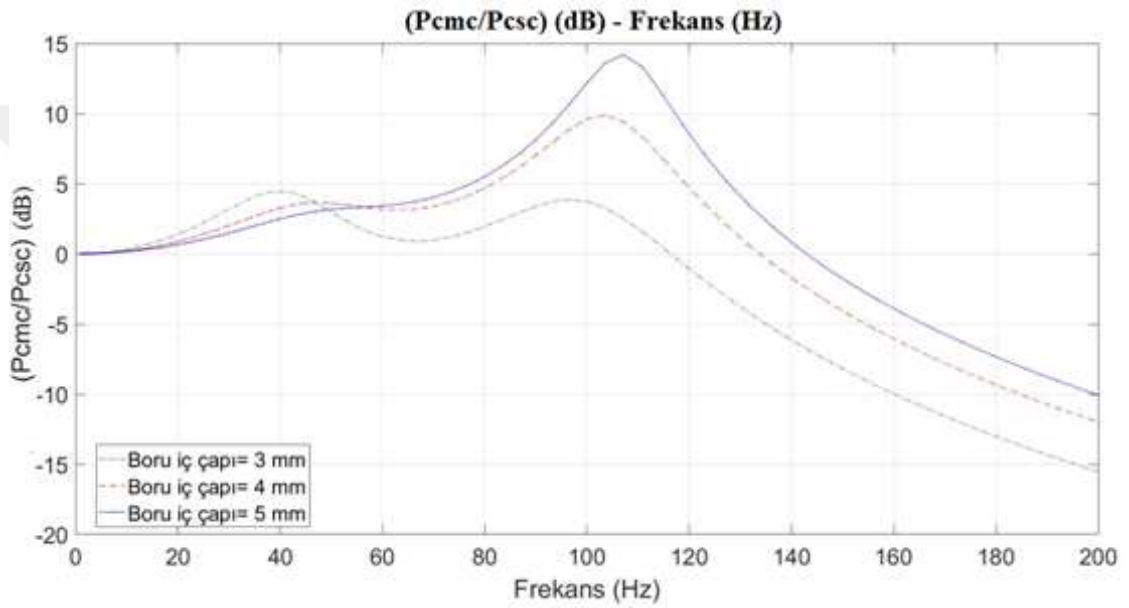
Şekil 4.18. Farklı boru iç çap değerleri için pedal yer değiştirme – pedal yükü değişimi

Şekil 4.19’da CMC ve CSC’nin pistonunun hareketinin zamana bağlı grafiği gösterilmiştir. Bu grafiğe göre hidrolik boru iç çapı arttığında CMC pistonun hareketini etkilemediği ancak CSC pistonunun daha az hareket etmesine neden olduğu gözlemlenmiştir. Sıvının bulunduğu kabın hacimsel esneklik katsayısının, akışkan direncinin, kapasitesinin ve indüktansının boru iç çapına bağlı bir boyut olduğu ve sistem cevabını üzerinde etkili bir boyut olduğu sırasıyla (2.14), (2.34), (2.35) ve (2.36) numaralı denklemlerden de görülebilmektedir.



Şekil 4.19. Farklı boru iç çap değerleri için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi

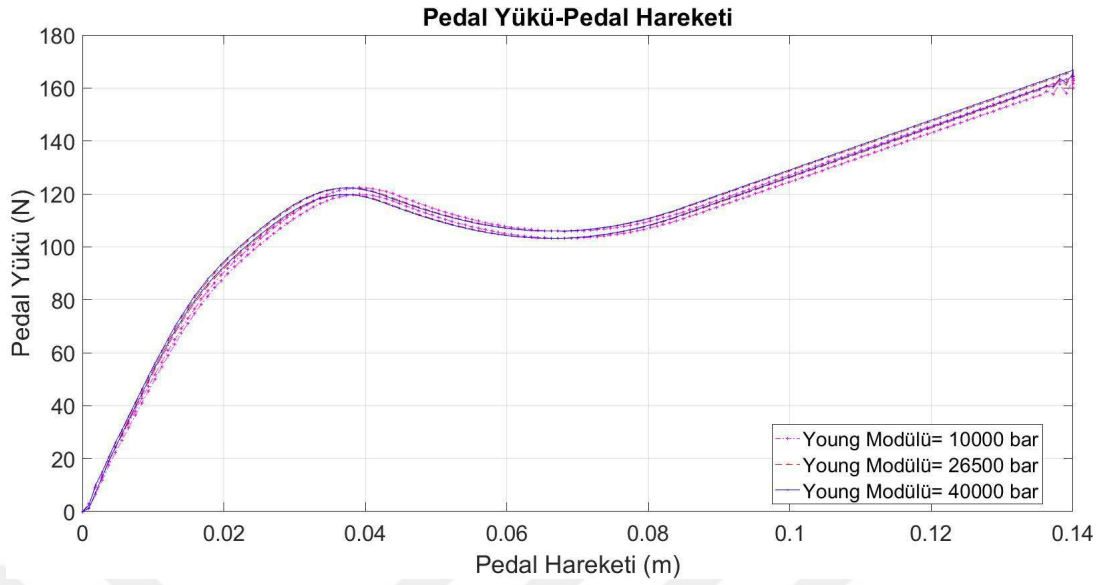
Şekil 4.20’de boru iç çapının üç farklı değeri için hidrolik sistemin frekans cevapları birbirinden farklı bulunmuştur. Boru iç çapı 3 mm, 4 mm ve 5 mm olarak alınmıştır. Boru iç çapı arttırıldığında ilk ve ikinci rezonans frekans değeri artmıştır. İlk rezonans frekansında CMC tarafındaki basınç ile CSC tarafındaki basınç oranı boru iç çapı arttıkça azaldığı gözlemlenmiştir fakat ikinci rezonans frekansında ise boru iç çapı arttıkça CMC tarafındaki basınç ile CSC tarafındaki basınç oranının arttığı görülmüştür. İkinci rezonans frekansındaki bu basınç oranının artma oranı ilk rezonans frekansındaki basınç oranının azalmasına göre daha fazla olmuştur.



Şekil 4.20. Farklı boru iç çapları için frekans cevapları

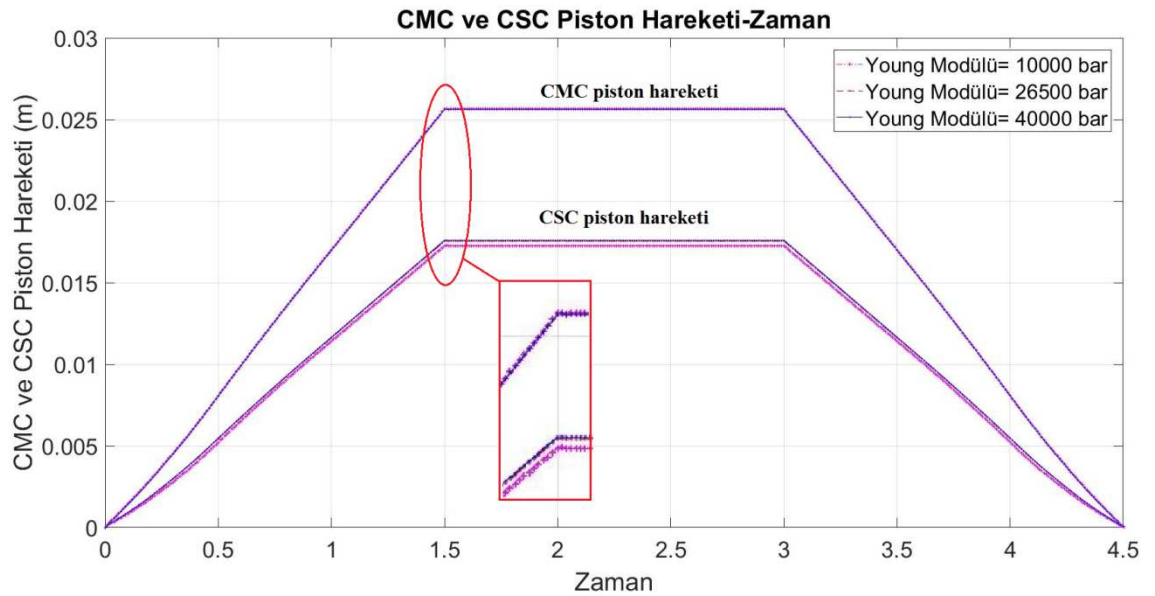
4.3.5. Hidrolik boru malzemesinin young modülü parametresinin değişimi

Şekil 4.21’de hidrolik boru malzemesi young modülünün üç farklı değeri için pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisi gösterilmiştir. Young modülü değerleri 10000 bar, 26500 bar ve 40000 bar olarak alınmıştır. Bu grafiğe göre 10000 ve 40000 bar arasındaki young modülü değerlerinin pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisindeki maksimum pedal yükünü verilen değerler aralığında etkilemediği görülmüştür.



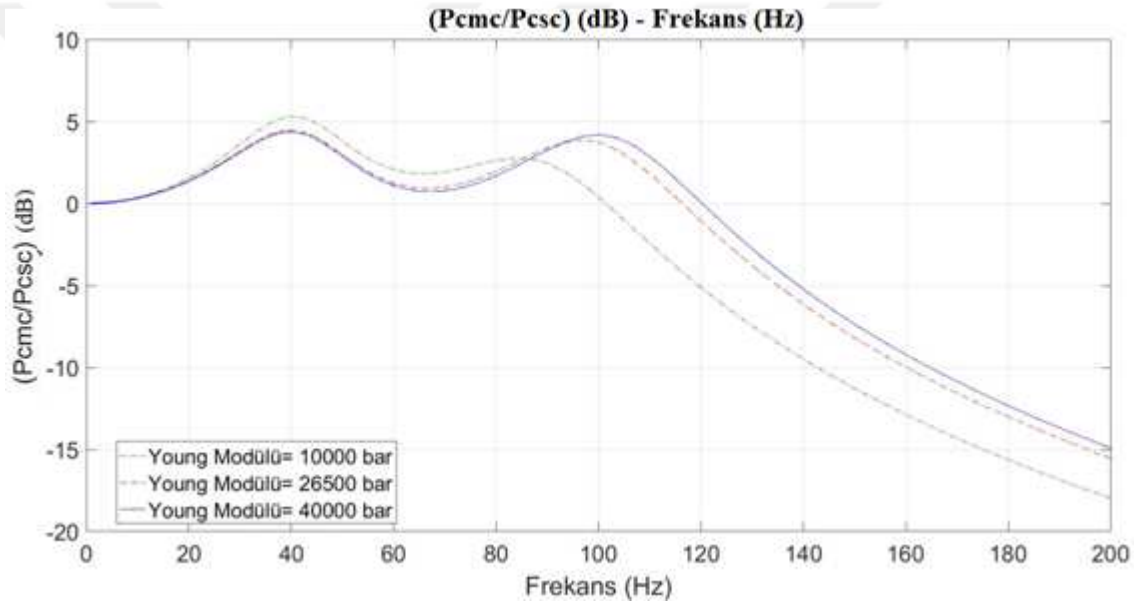
Şekil 4.21. Boru malzemesinin farklı young modülleri için pedal yer değiştirme – pedal yüğü değişimi

Şekil 4.22’de CMC ve CSC’nin pistonunun hareketinin zamana bağlı grafiği gösterilmiştir. Bu grafiğe göre hidrolik boru malzemesinin young modülü 26500 ve 40000 bar arasında ise CMC ve CSC ‘nin piston hareketinin aynı kaldığı gözlemlenmiştir. Hidrolik boru malzemesinin young modülü 10000 bar olduğunda sistem içindeki basınç hidrolik boruyu daha fazla genleştirdiğinden CMC ve CSC ‘nin piston hareketinin diğer young modüllerine göre azaldığı görülmüştür.



Şekil 4.22. Boru malzemesinin farklı young modülleri için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi

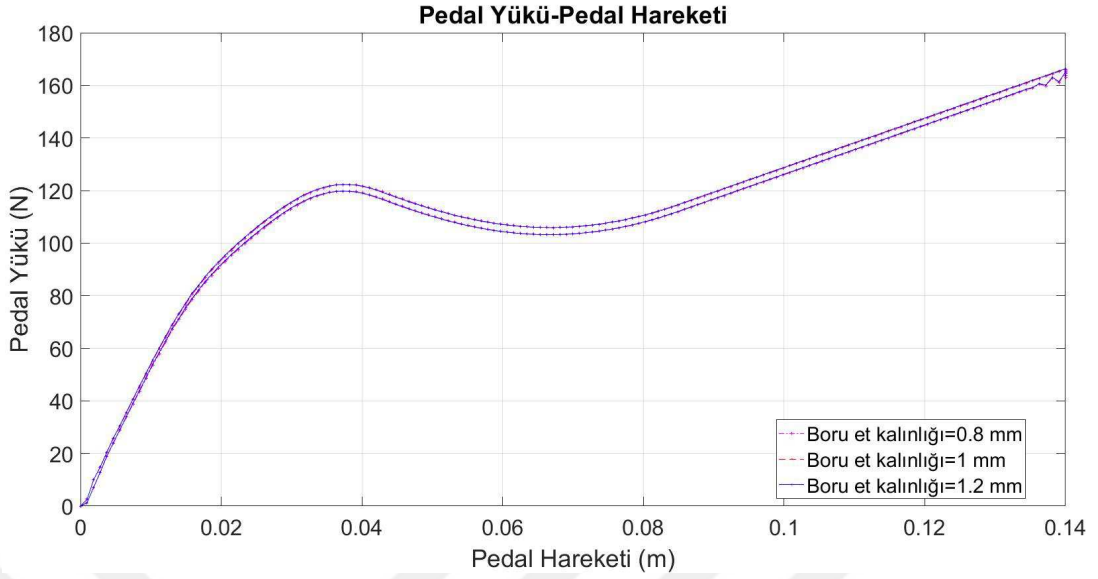
Şekil 4.23'te belirtilen hidrolik boru malzemesinin young modülünün üç farklı değeri için hidrolik sistemin frekans cevapları birbirinden farklı bulunmuştur. Bu üç farklı young modülü için ilk rezonans frekans değeri aynı bulunmuştur. Young modülü değeri 10000 bar'dan 40000 bar'a arttığında ikinci rezonans frekansının da arttığı gözlemlenmiştir. Young modülü 26500 bar ve 40000 bar için ilk rezonans frekans değerinde CMC tarafındaki basınç ile CSC tarafındaki basınç oranının aynı olduğu fakat young modülü 10000 bar olunca CMC tarafındaki basınç ile CSC tarafındaki basınç oranının arttığı görülmüştür. İkinci rezonans frekans değerinde ise young modülü değeri 10000 bar'dan 40000 bar'a arttığında CMC tarafındaki basınç ile CSC tarafındaki basınç oranının arttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.23. Boru malzemesinin farklı young modülleri için frekans cevapları

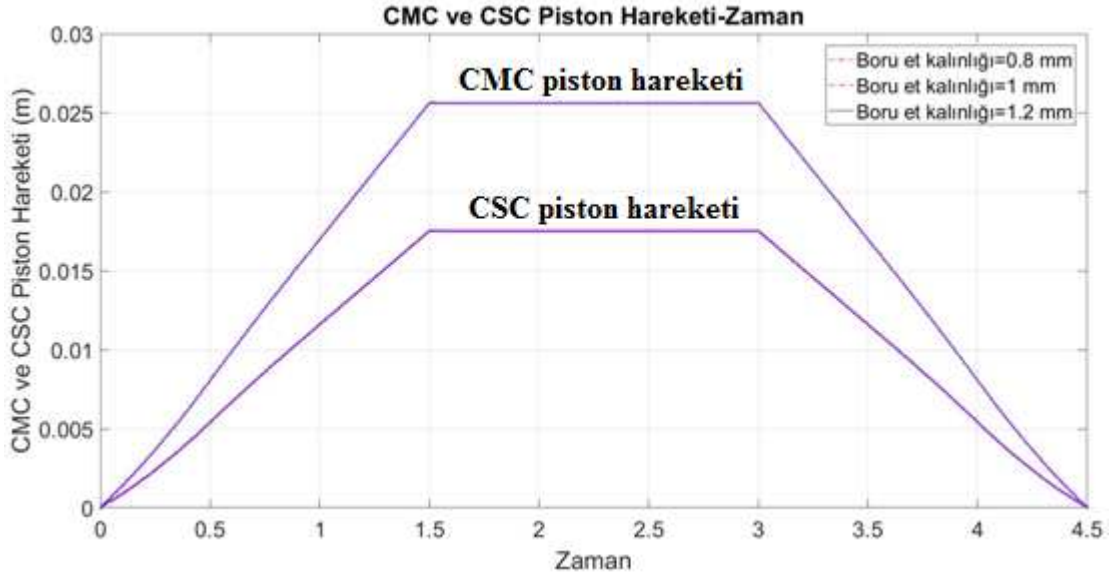
4.3.6. Hidrolik boru et kalınlığı parametresinin değişimi

Şekil 4.24'te hidrolik boru et kalınlığının üç farklı değeri için pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisi gösterilmiştir. Boru et kalınlık değerleri 0.8 mm, 1 mm ve 1.2 mm olarak alınmıştır. Bu grafiğe göre farklı hidrolik boru et kalınlığı değerlerinin pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisini etkilemediği görülmüştür.



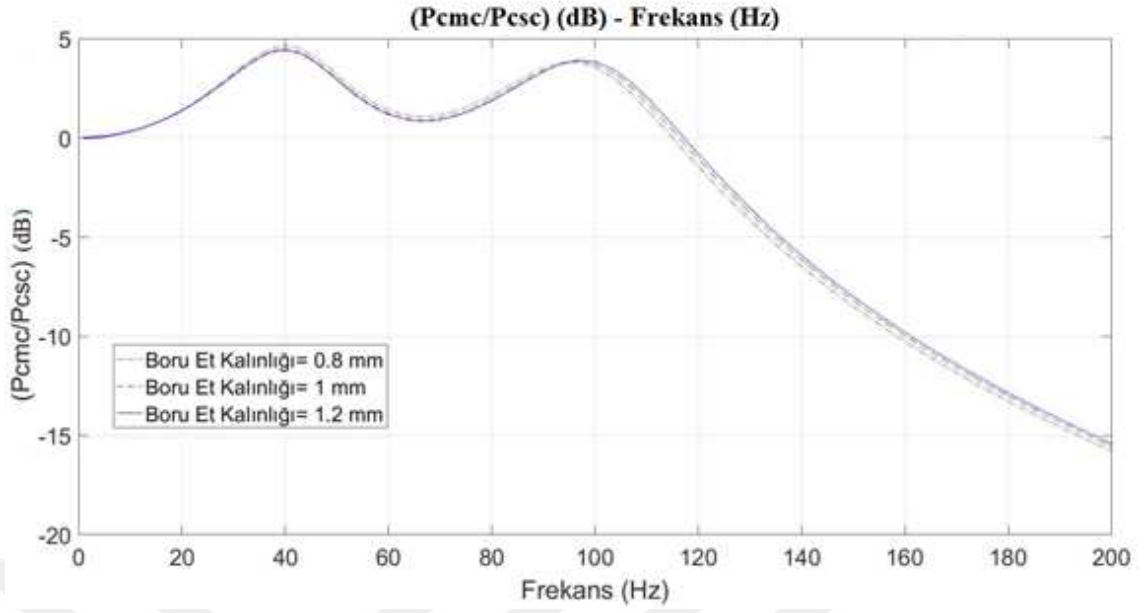
Şekil 4.24. Farklı boru et kalınlıkları için pedal yer değiştirme – pedal yükü değişimi

Şekil 4.25'te CMC ve CSC'nin pistonunun hareketinin zamana bağlı grafiği gösterilmiştir. Bu grafiğe göre farklı hidrolik boru et kalınlıkları değerlerinin CMC ve CSC'nin pistonunun hareketinin zamana bağlı grafiğini etkilemediği görülmüştür.



Şekil 4.25. Farklı boru et kalınlıkları için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi

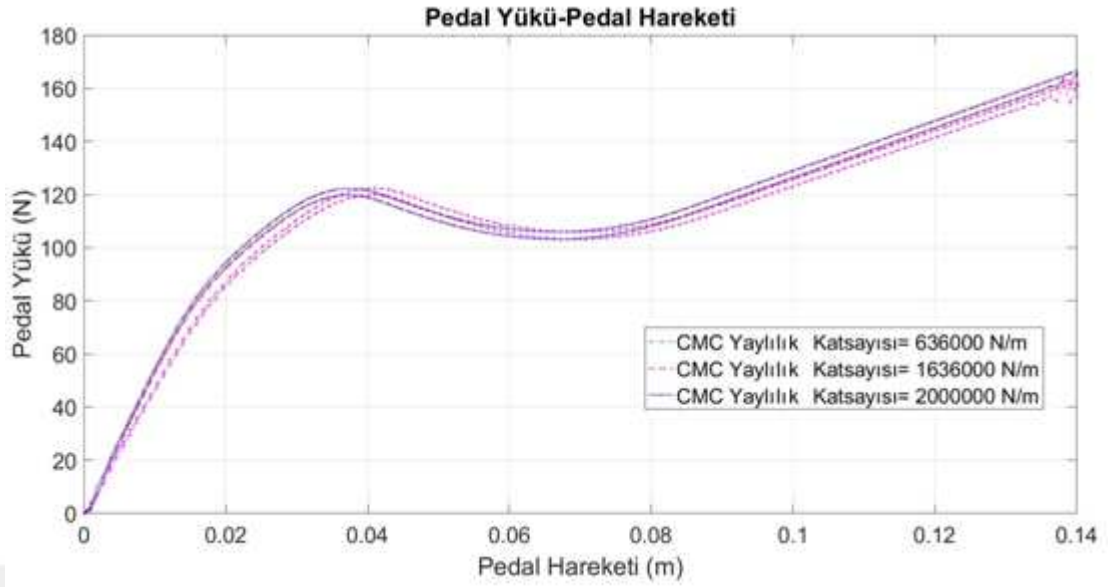
Şekil 4.26'da belirtilen hidrolik boru et kalınlığının üç farklı değeri için hidrolik sistemin frekans cevapları aynı bulunmuştur. Boru et kalınlığı değerlerindeki 0.4 mm'lik farkın sistemin frekans cevabını etkilemediği görülmüştür.



Şekil 4.26. Farklı boru et kalınlıkları için frekans cevapları

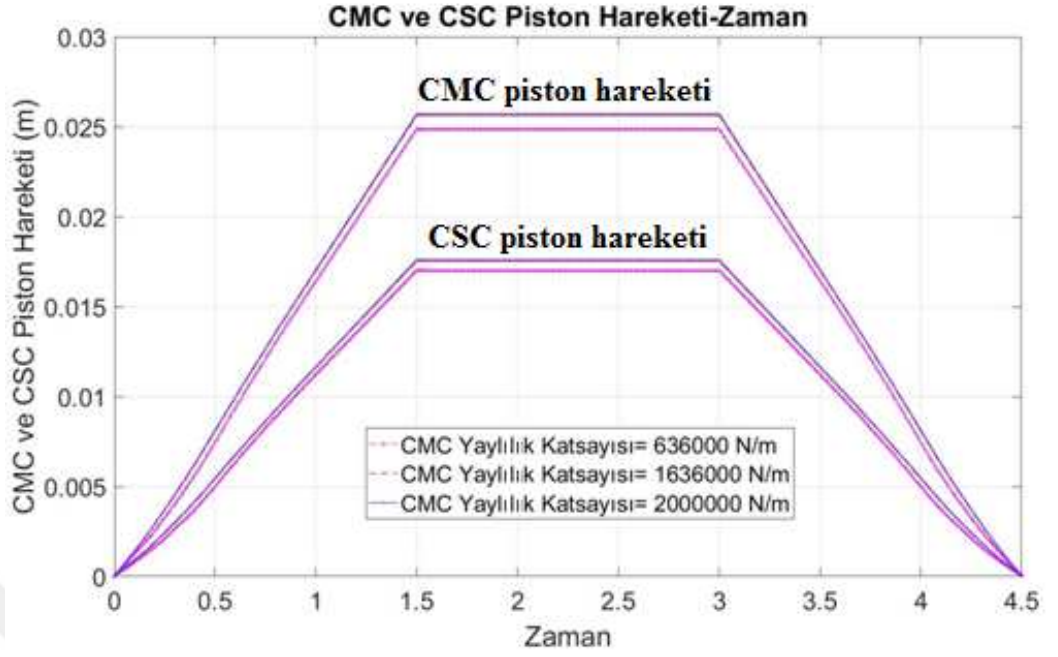
4.3.7. CMC hidrolik yaylılık katsayısı parametresinin değişimi

Şekil 4.27’de CMC hidrolik yaylılık katsayısının üç farklı değeri için pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisi gösterilmiştir. Bu grafiğe göre CMC hidrolik yaylılık katsayısı 1636000 N/m ve 2000000 N/m değerleri için pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisinin etkilenmediği görülmüştür. Fakat CMC hidrolik yaylılık katsayısı 636000 N/m olan için ise maksimum pedal yükü değerinin azaldığı gözlemlenmiştir. Yani CMC hidrolik yaylılık katsayısının 1636000 N/m’den fazla olan değerleri için pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisine etkisi olmadığı görülmüştür.



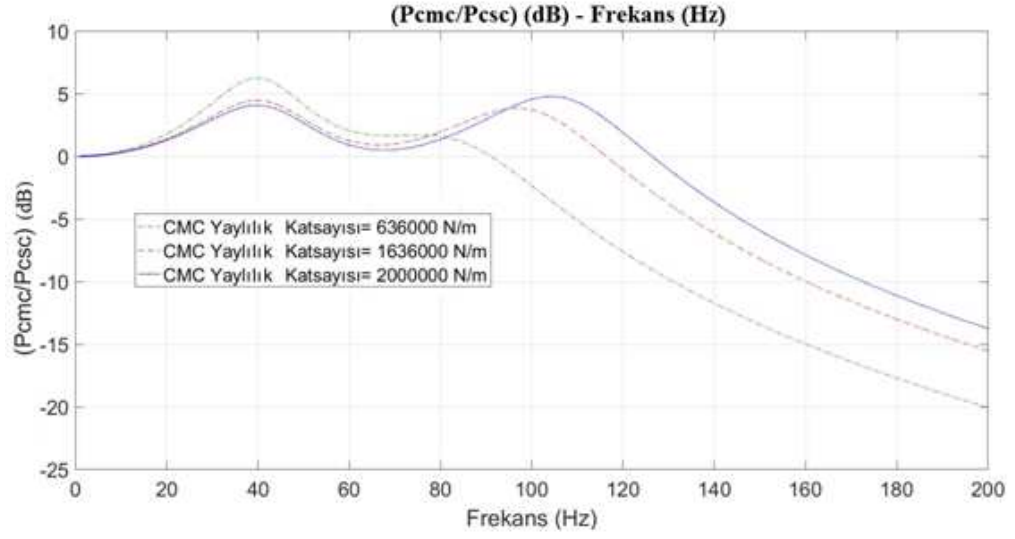
Şekil 4.27. CMC'nin farklı hidrolik yaylılık katsayıları için pedal yer değiştirme – pedal yüğü değişimi

Şekil 4.28'de CMC ve CSC'nin pistonunun hareketinin zamana bağlı grafiği gösterilmiştir. Bu grafiğe göre CMC hidrolik yaylılık katsayısı 1636000 N/m ve 2000000 N/m değerlerinin CMC ve CSC'nin pistonunun hareketinin zamana bağlı grafiğini etkilemediği görülmüştür. Fakat CMC hidrolik yaylılık katsayısı 636000 N/m olan için ise CMC ve CSC'nin pistonunun hareketinin diğer değerlere göre azaldığı gözlemlenmiştir. CMC hidrolik katsayısı az olduğunda hidrolik sıvı basıncından dolayı daha fazla genişir bu sebeple CMC ve CSC'nin pistonunun hareketi azaldığı görülmüştür.



Şekil 4.28. CMC'nin farklı hidrolik yaylılık katsayıları için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi

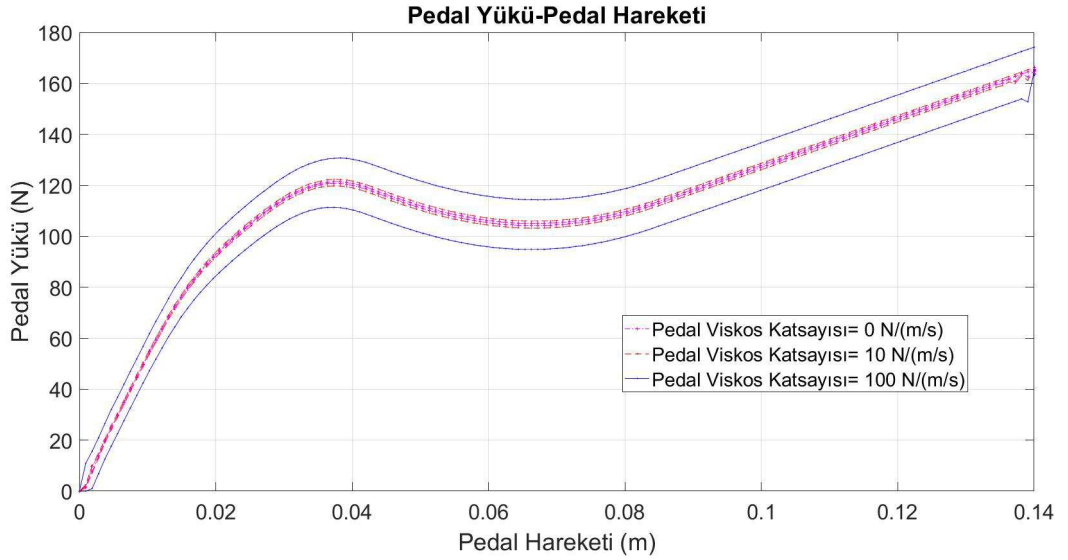
Şekil 4.29'da belirtilen CMC'nin üç farklı hidrolik yaylık katsayısı değeri için hidrolik sistemin frekans cevapları birbirinden farklı bulunmuştur. CMC'nin hidrolik yaylık katsayısı değerleri 636000 N/m, 1636000 N/m ve 2000000 N/m olarak alınmıştır. CMC'nin üç farklı hidrolik yaylık katsayısı değerleri için ilk rezonans frekans değeri aynı bulunmuştur. CMC hidrolik yaylık katsayısı 636000 N/m'den 2000000 N/m'ye arttığında ikinci rezonans frekansının da arttığı gözlemlenmiştir. İlk rezonans frekansında CMC tarafındaki basınç ile CSC tarafındaki basınç oranı CMC hidrolik yaylık katsayısı arttıkça azaldığı gözlemlenmiştir fakat ikinci rezonans frekansında ise CMC hidrolik yaylık katsayısı arttıkça CMC tarafındaki basınç ile CSC tarafındaki basınç oranının arttığı görülmüştür.



Şekil 4.29. CMC'nin farklı hidrolik yaylık katsayıları için frekans cevapları

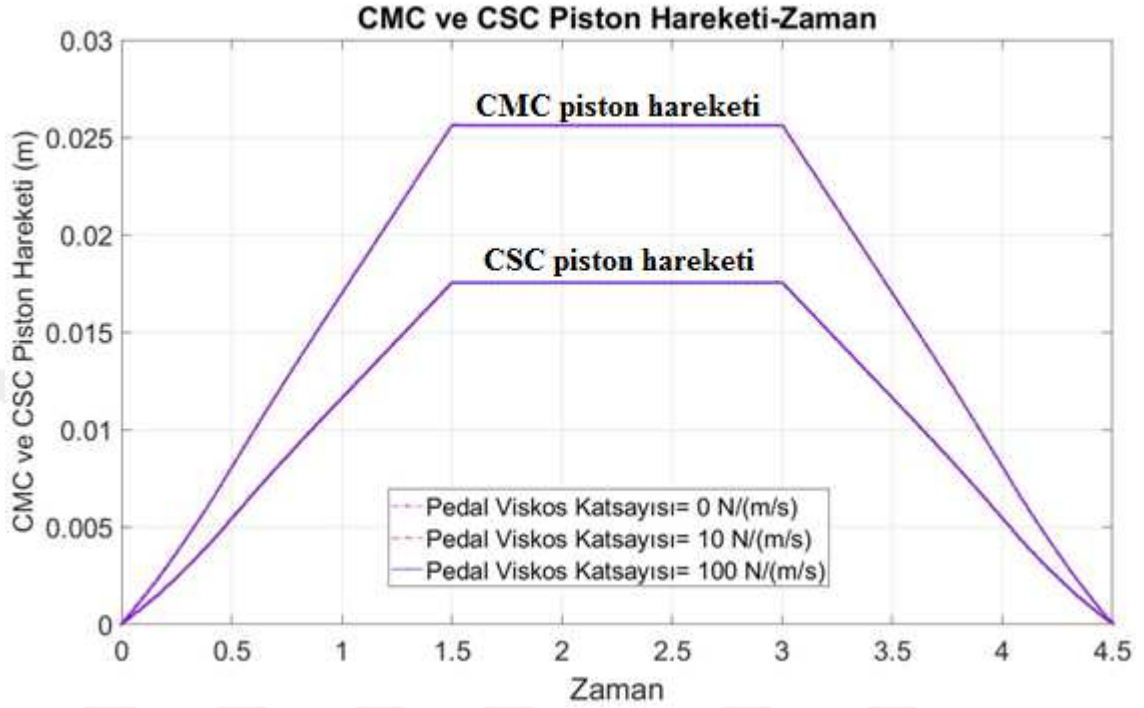
4.3.8. Pedal viskoz sürtünme katsayısı parametresinin değişimi

Şekil 4.30'da pedal viskoz sürtünme katsayısının üç farklı değeri için pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisi gösterilmiştir. Pedal viskoz sürtünme katsayısı 0 N/(m/s), 10 N/(m/s) ve 100 N/(m/s) olarak alınmıştır. Bu grafiğe göre pedalın viskoz sürtünme katsayı değerleri arttıkça sistemde maksimum pedal yükünün arttığı görülmüştür. Bunun nedeni olarak sistemde viskoz sürtünmeler fazla olursa bu sürtünme kuvvetlerini yenmek için daha fazla kuvvet uygulanması gerektiği içindir.



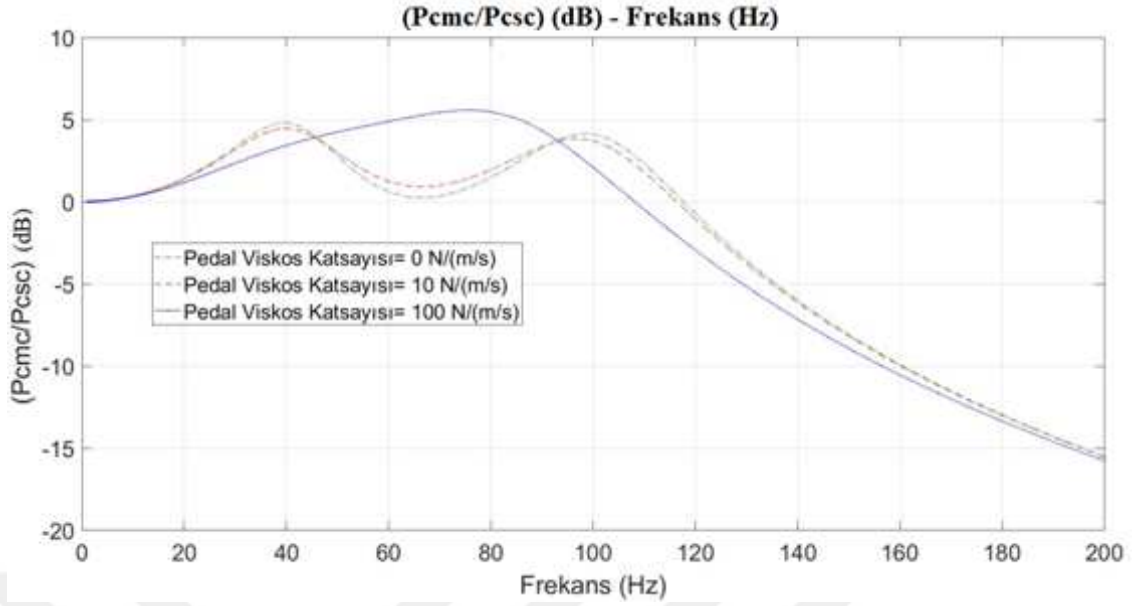
Şekil 4.30. Farklı pedal viskoz sürtünme katsayıları için pedal yer değiştirme – pedal yükü değişimi

Şekil 4.31’de CMC ve CSC’nin pistonunun hareketinin zamana bağlı grafiği gösterilmiştir. Bu grafiğe göre farklı pedal viskoz sürtünme katsayısı değerlerinin CMC ve CSC’nin pistonunun hareketinin zamana bağlı grafiğini etkilemediği görülmüştür.



Şekil 4.31. Farklı pedal viskoz sürtünme katsayıları için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi

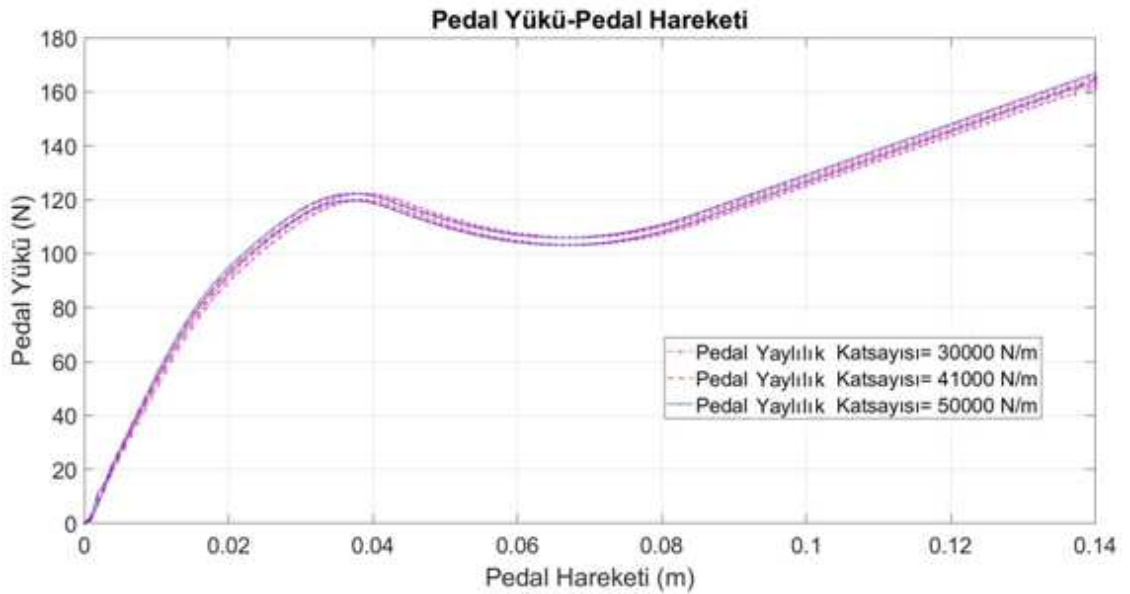
Şekil 4.32’de belirtilen pedal viskoz sürtünme katsayısının sıfır ve on değerleri için frekans cevabı hidrolik sistemin frekans cevapları birbiriyle aynı olduğu görülmüştür. Pedal viskoz sürtünme katsayısı yüz olan diğer iki değerden farklı frekans cevabına sahiptir. Pedal viskoz sürtünme katsayısının sıfır ve on değerleri iki tane rezonans frekansına sahipken pedal viskoz sürtünme katsayısı yüz olanın bir tane rezonans frekansı olduğu gözlemlenmiştir. Pedal viskoz sürtünme katsayısı yüz alındığında diğer değerlere göre CMC tarafındaki basınç ile CSC tarafındaki basınç oranının daha büyük olduğu görülmüştür.



Şekil 4.32. Farklı pedal viskoz sürtünme katsayılarının frekans cevapları

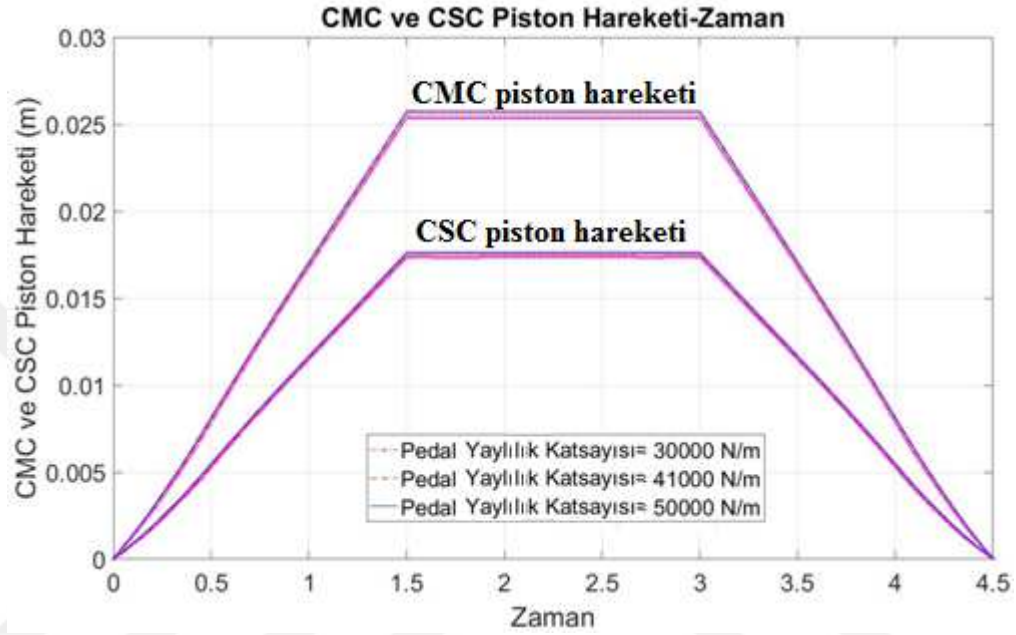
4.3.9. Pedal yaylılık katsayısı parametresinin değişimi

Şekil 4.33'de pedalın yaylılık katsayısının üç farklı değeri için pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisi gösterilmiştir. Bu grafiğe göre 30000 N/m ve 50000 N/m pedal yaylık katsayı değerleri arasındaki değerlerin pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisini çok önemli oranda etkilemediği görülmüştür.



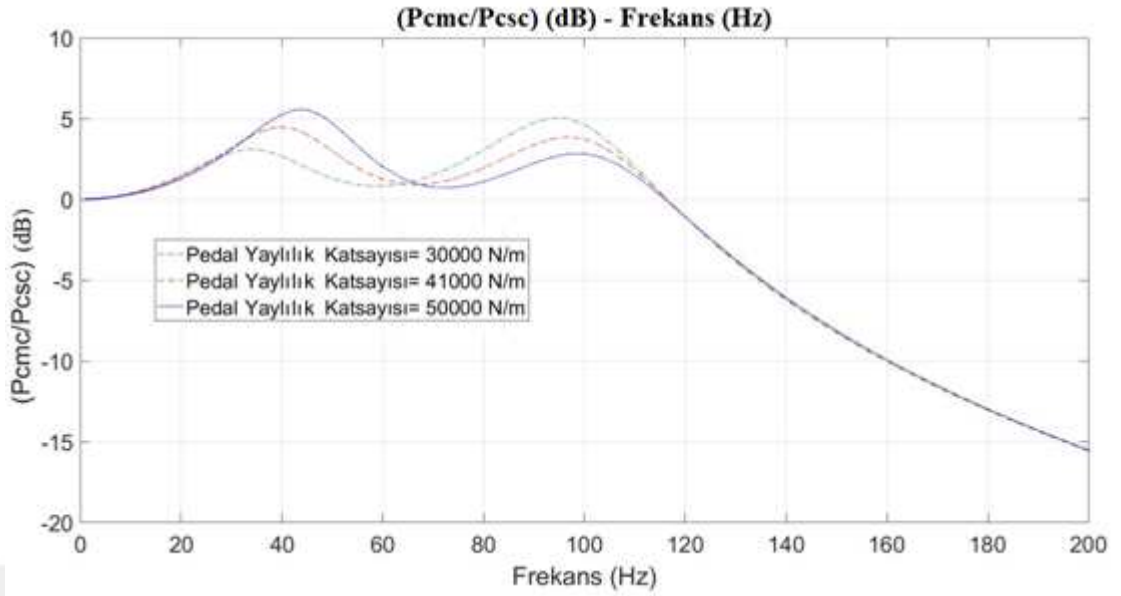
Şekil 4.33. Farklı pedal yaylılık katsayıları için pedal yer değiştirme – pedal yükü değişimi

Şekil 4.34'te CMC ve CSC'nin pistonunun hareketinin zamana bağlı grafiği gösterilmiştir. Bu grafiğe göre pedal yaylılık katsayısı değerleri azaldığında CMC ve CSC'nin pistonunun hareketinde kayıpların diğer büyük değerlere göre daha fazla olduğu görülmüştür. Yani daha rijit bir pedalın CMC ve CSC'nin piston hareketinde daha az kayıplara neden olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.34. Farklı pedal yaylılık katsayıları için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi

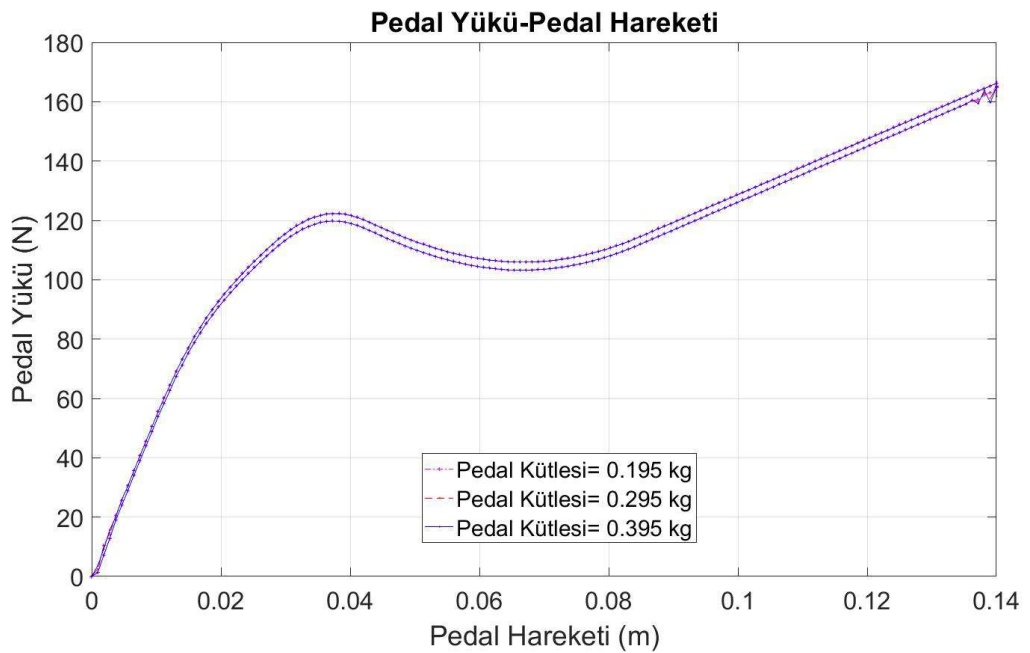
Şekil 4.35'te belirtilen pedal yaylılık katsayısının üç farklı değeri için hidrolik sistemin frekans cevapları birbirinden farklı bulunmuştur. Pedal yaylılık katsayısı 30000 N/m, 41000 N/m ve 50000 N/m olarak alınmıştır. Pedal yaylılık katsayısı değeri artırıldığında ilk ve ikinci rezonans frekans değerinin arttığı görülmüştür. İlk rezonans frekansında CMC tarafındaki basınç ile CSC tarafındaki basınç oranı pedal yaylılık katsayısı arttıkça arttığı gözlemlenmiştir fakat ikinci rezonans frekansında ise pedal yaylılık katsayısı arttıkça CMC tarafındaki basınç ile CSC tarafındaki basınç oranının azaldığı görülmüştür.



Şekil 4.35. Farklı pedal yaylık katsayılarının frekans cevapları

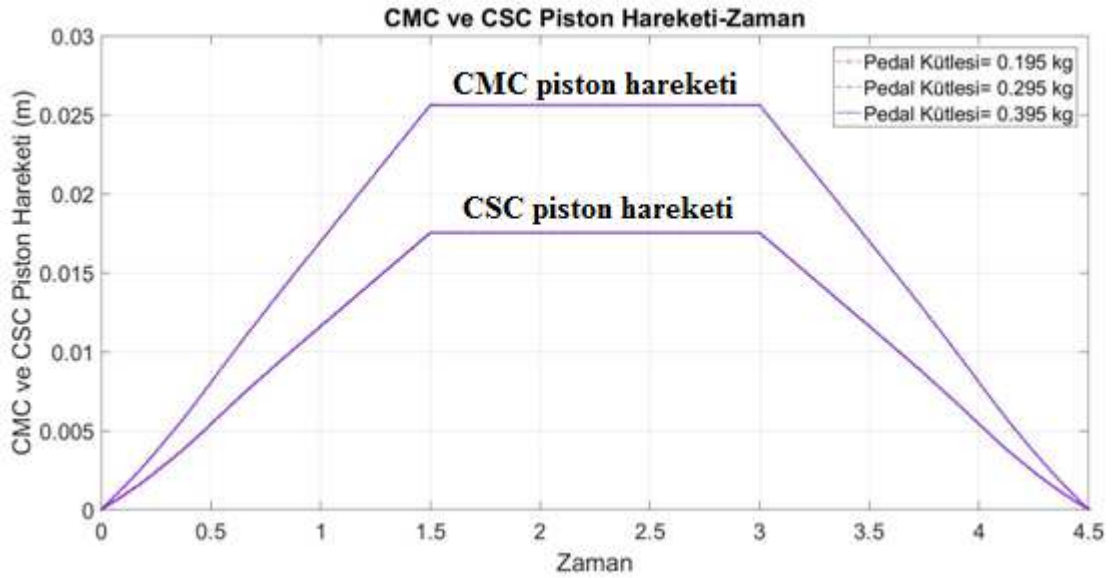
4.3.10. Pedal kütlesi parametresinin değişimi

Şekil 4.36'da pedal kütlesinin üç farklı değeri için pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisi gösterilmiştir. Pedal kütlesi 0.195 kg , 0.295 kg ve 0.395 kg olarak alınmıştır. Bu grafiğe göre farklı hidrolik boru et kalınlığı değerlerinin pedal yer değiştirme – pedal yükü eğrisini etkilemediği görülmüştür.



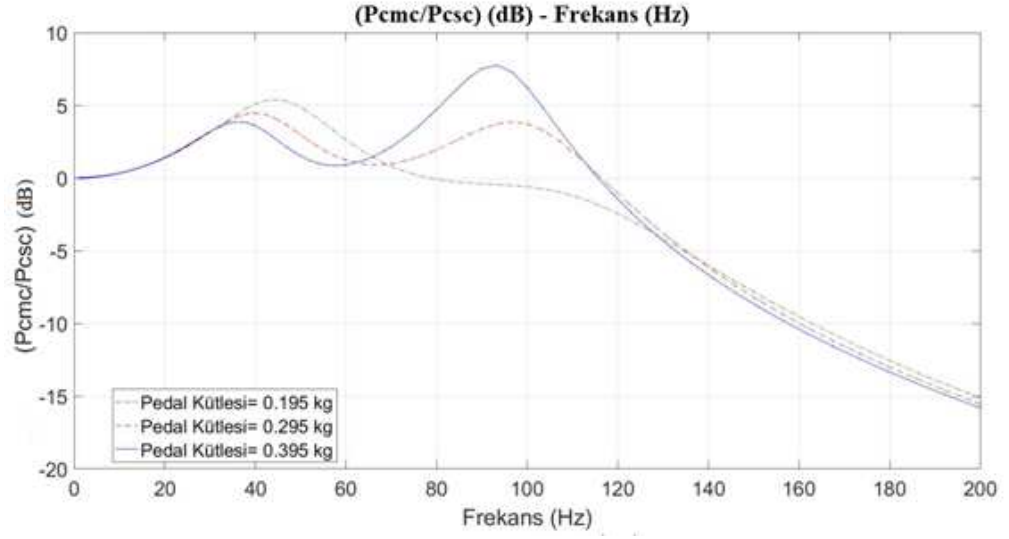
Şekil 4.36. Farklı pedal kütleleri için pedal yer değiştirme – pedal yükü değişimi

Şekil 4.37’de CMC ve CSC’nin pistonunun hareketinin zamana bağlı grafiği gösterilmiştir. Bu grafiğe göre farklı pedal kütle değerlerinin CMC ve CSC’nin piston hareketinin zamana bağlı grafiğini etkilemediği görülmüştür.



Şekil 4.37. Farklı pedal kütleleri için CMC ve CSC piston hareketinin değişimi

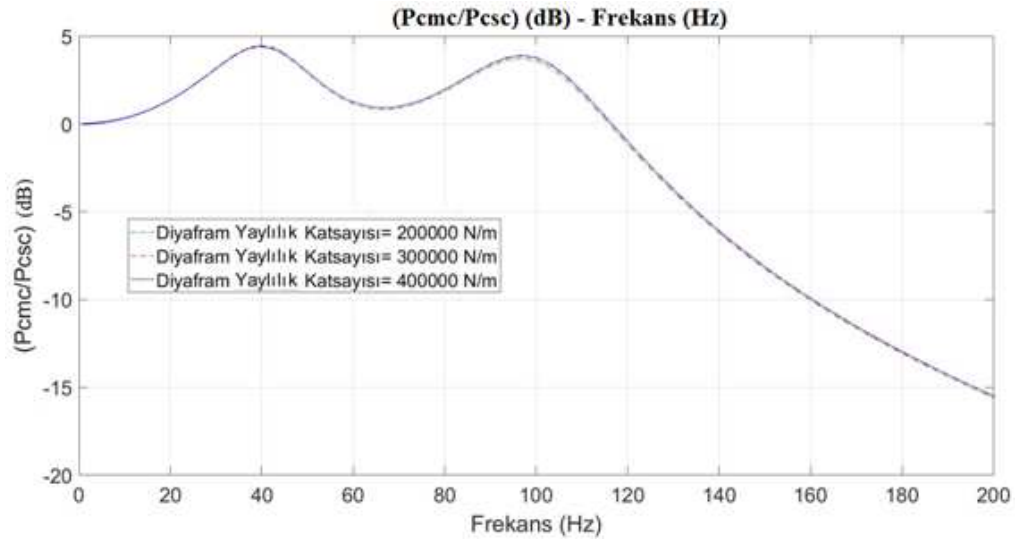
Şekil 4.38’de belirtilen üç farklı pedal kütlesi değeri için hidrolik sistemin frekans cevapları birbirinden farklı bulunmuştur. Pedal kütlesi arttırıldığında ilk ve ikinci rezonans frekans değeri azalmıştır. İlk rezonans frekansında CMC tarafındaki basınç ile CSC tarafındaki basınç oranı pedal kütlesi arttıkça azaldığı gözlemlenmiştir fakat ikinci rezonans frekansında ise pedal kütlesi arttıkça CMC tarafındaki basınç ile CSC tarafındaki basınç oranının arttığı görülmüştür. Pedal kütlesi arttığına ikinci rezonans frekansındaki bu basınç oranının artma oranı ilk rezonans frekansındaki basınç oranının azalmasına göre daha fazla olmuştur.



Şekil 4.38. Farklı pedal kütleleri için frekans cevapları

4.3.11. Diyafram yayının yaylılık katsayısı parametresinin değişimi

Diyafram yayının yaylılık katsayısı zaman alanı analizlerinde doğrusal olmayan bir eğri ile tanımlanmıştır. Fakat diyafram yayının yaylılık katsayısı frekans alanı analizi için sabit bir katsayı olarak alındığı için farklı diyaframın yayının yaylılık katsayısının değişimi etkisi frekans alanında incelenebilmiştir. Diyafram yayının yaylılık katsayı değerleri 200000 N/m, 300000 N/m ve 400000 N/m olarak alınmıştır. Şekil 4.39'da belirtilen üç farklı diyafram yayının yaylık katsayı değerleri için hidrolik sistemin frekans cevapları aynı bulunmuştur.



Şekil 4.39. Diyafram yayının farklı yaylılık katsayıları için frekans cevapları

5. SONUÇ VE TARTIŞMA

Bu çalışmada CSC tipi debriyaj ayırıcılı bir hidrolik debriyaj sisteminin benzetimi yapılarak sistem zaman ve frekans cevabı analizleri gerçekleştirilmiştir. Benzetim çalışmasında Amesim ve MATLAB programları kullanılmış olup, MATLAB programının Simulink ve Simcape ortamlarında oluşturulan modellerin sonuçları zaman alanı cevabı ile karşılaştırılmıştır. Sistemin zaman alanı cevabından elde edilen sonuçların birbiriyle uyumlu olduğu ve Amesim programı ile frekans cevabını incelemek diğer iki ortama göre nispeten daha kolay olduğu için frekans cevabı incelemesi Amesim programı ile yapılmıştır.

Zaman alanı analizinde incelenen CMC ve CSC elemanlarının pistonlarının zamana göre konum değişimi ve pedal yükünün pedalın hareketine göre değişiminin sonuçları üç farklı model için aynı karakteristiğe sahip olup birbirini doğrulamasına rağmen aralarında az da olsa farklılıklar gözlemlenmiştir. Her bir analiz sonucunun birebir aynı olmaması yazılımların çözüm yaparken kullandığı algoritmaların, diferansiyel denklemlerin çözüm yollarının farklılığından ve özellikle fiziksel tabanlı modelleme yöntemlerinde sistemde kullanılan bloklara giriş olarak verilen parametrelerin her iki yazılımda farklılıklar içermesinden kaynaklanmaktadır.

Bilindiği üzere matematiksel modelleme ve benzetim çalışmaları araştırmacıya ilgili sistemin sistem cevabı, parametre değişimlerinin cevap üzerindeki etkisinin incelenmesi gibi konularda zamandan tasarruf sağlayarak daha az maliyetle sistem cevabı üzerinde yorum yapabilme yetkinliği sağlamaktadır. Günümüz yazılım teknolojisi de kullanıcıya mühendislik sistemlerinin davranışlarının incelenmesinde pek çok alternatif sunmaktadır.

Yapılan çalışmada kullanılan farklı benzetim programları ve teknikleri ile oluşturulan modellerinin kullanılmasıyla farklı yöntemlerin kullanıcıya sağladığı kolaylıklar ve kazanımlar da irdelenebilmiştir. Bu çalışmada kullanılan Amesim ve MATLAB/Simulink/Simscape programlarıyla fiziksel sistem tabanlı, gerçek fiziksel sistem elemanlarının birbiriyle bağlantısını sağlayan kullanıcı dostu bir yöntemle benzetim çalışmasının yapılabildiği görülmüştür. Bu şekilde kullanıcının temel bazda mühendislik bilgisi ile de benzetim çalışmasını yapabileceği söylenebilir.

MATLAB/Simulink ortamında yapılan benzetim çalışmasında ise blok şema tabanlı bir yöntem kullanılmakta ve sistem hareket denklemlerinin uygun şekilde düzenlenerek benzetim modelinin oluşturulması gerekmektedir. Bu yöntemde kullanıcının sistem hareket denklemlerine hâkimiyetinin daha fazla olması ve modelleme kabiliyetine sahip olması gerektiği görülmüştür. Bu şekilde yapılan modellemenin kullanıcıya sistem davranışını inceleme ve yorumlayabilme kabiliyeti arttırıcı bir etkisinin olduğu söylenebilir.

Yapılan çalışmanın ilk aşaması olan hidrolik debriyaj sisteminin zaman ve frekans cevabının incelenmesinde mevcut bir debriyaj sistemine ait veriler kullanılmıştır. Parametre değişimlerinin incelenmesinde alınan en yüksek ve en düşük değerlerin üretici tarafından kullanılabilir değerler aralığında seçilmesine dikkat edilmiştir.

Çalışmada hidrolik sıvısının özelliklerinin (sıvı yoğunluğu, mutlak viskozite), hidrolik borunun geometrik (uzunluk, iç çap ve et kalınlığı) ve malzeme (young modülü) özelliklerinin, CMC elemanının hidrolik yaylılık katsayısının ve diyaframın yayının yaylılık katsayısının değişiminin sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Elde edilen sonuçlardan sistemde kullanılan borunun geometrisinin özellikle uzunluğunun, iç çapının ve malzeme özelliğinin sistem cevabı üzerinde etkisinin fazla olduğu görülmüştür. Hidrolik akışkanın viskozite ve yoğunluk değişiminin pedal yükü ve piston hareketi üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı ancak frekans cevabı üzerinde hem frekans değeri hem de genlik değerlerinde etkili olduğu gözlemlenmiştir. CMC elemanının hidrolik yaylılık katsayısının değişiminin zaman ve frekans alanı cevabını önemli oranda etkilediği tespit edilmiştir. Pedal elemanının yaylılık ve viskoz sönüm katsayısının sistem cevabı üzerinde etkili olduğu ancak kütle değişimininse frekans cevabı üzerinde etkili bir parametre olduğu görülmüştür.

Bu çalışma ile elde edilen bilgi ve deneyimler ile ilerleyen zamanda “CSC tipi debriyaj ayırıcılı hidrolik debriyaj sistemi” nin parametre değişimlerinin sistem performansına olan etkileri göz önüne alınarak istenen çalışma koşulları altında optimizasyon çalışması yapılması da hedeflenmektedir. Ayrıca bu tipte debriyaj kullanan bir taşıt için debriyaj diyaframının ve ilgili diğer elemanlarının modellerinin bu modele dahil edilmesiyle tüm debriyaj sisteminin analizi yapılabilir.

Yapılan tez çalışması teorik bir çalışmadır. Modellemede kullanılan programlar endüstriyel alanda da yaygın olarak kullanılmaktadır. Sistem parametrelerinin değişimlerinin incelendiği kısımda elde edilen sonuçların deneysel çalışmalarla da desteklenmesi ve teorik sonuçlarla karşılaştırılmasının da iyi olacağı aşıkardır. Dolayısıyla gelecekte sistemin temel özelliklerini taşıyan bir deney tesisatı kurularak sistem cevabının özellikle frekans cevabı açısından incelenmesi ve elde edilen sonuçlarla karşılaştırılması da faydalı olacaktır.



KAYNAKLAR

- Anonim, 2000.** How clutches work. <https://auto.howstuffworks.com/clutch.htm>-(Erişim tarihi: 10.05.2016).
- Anonim, 2015a.** Zorlanmış titreşimler. <http://slideplayer.biz.tr/slide/3029869/>-(Erişim tarihi: 05.04.2017).
- Anonim, 2015b.** Debriyaj Nedir? Nasıl Çalışır?. <http://teknolojirojeleri.com/teknik/debriyaj-nedir-nasil-calisir/>-(Erişim tarihi: 05.05.2016).
- Anonim, 2016a.** Titreşim. <https://www.wikizero.com/tr/Titreşim/>-(Erişim tarihi: 13.06.2016).
- Anonim, 2016b.** Debriyaj nedir ne demektir? Debriyaj nasıl çalışır?. <http://www.lafsozluk.com/2012/08/debriyaj-nedir-ne-demektir-debriyaj.html>-(Erişim tarihi: 10.07.2016).
- Anonim, 2016c.** Otomobil Kavrama (Debriyaj) Sistemi Görevleri Çalışması ve Yapısı. <https://otomobilteknoloji.blogspot.com.tr/2016/02/otomobil-kavrama-debriyaj-sistemi-gorevleri.html>-(Erişim tarihi: 15.07.2016).
- Anonim, 2016d.** Transmission Systems Clutch Hydraulic. <https://www.slideshare.net/ValeoService/valeo-transmission-systems-clutch-hydraulics-valeoscope-product-focus-998123>-(Erişim tarihi: 21.08.2016).
- Anonim, 2016e.** Clutch Actuation systems. https://www.fte-automotive.com/fileadmin/user_upload/fte_kupplungsbroschuere_en_web.pdf-(Erişim tarihi: 07.09.2016).
- Anstätt, A., Mohr, C., Klunder, D. 2005.** Clutch pedal vibration - Investigation and counter measures. Forum Acusticum 2005, 29 August-2 September, 2005, Budapest, Hungary.
- Aykaç, E. 2011.** Pnömatik-Hidrolik. Tmmob Makina Mühendisleri Odası Ankara Şubesi, Ankara, 40 s.
- Emme, J. 2012.** Analysis of Clutch Systems. *Ms.D. Thesis*, Department of Product and Production Development, Chalmers University of Technology, Sweden.
- Ercan, Y. 2003.** Mühendislik sistemlerinin modellenmesi ve dinamiği. Literatür Yayıncılık, İstanbul, 400 s.
- Genç, M. 2002.** Debriyaj damper yayı rijitliğinin araç konforuna etkisinin incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Hong, Y., Park, H., Yu, S., Hong, D., Choi, H., Lee, H., Kim, H. 2008.** A Study on Clutch Actuation System (CAS) Program Development using Hysteresis Method. 2008 SAE International Powertrains, Fuels and Lubricants Congress, 23-25 June, 2008, Shanghai, China.

- Hong, Y., Park, H., Lee, J., Hong, D. 2010.** Simulation of Clutch Actuation System for Commercial Vehicle. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 11(6): 839-843.
- Lee, C. 2008a.** A Study on the Pressure Pulsation Reduction for a Hydraulic Clutch Operating System. *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, 25(4).
- Lee, B. 2008b.** Automotive Manual Transmission Clutch System Modeling for Foot Effort Hysteresis Characteristics Prediction. *Transactions of KSAE*, 16(5): 164-170.
- Luca, J., Girard, D. 2002.** Correlation Between Clutch Hydraulic Release Pressure Pulsation and Pedal Vibration. SAE 2002 World Congress & Exhibition, March, 2002, Detroit, USA, 2002-01-1191.
- Merritt, H. 1967.** Hydraulic control systems. John Wiley & Sons, Inc., USA, 358 pp.
- Momisso, P.C., Talavera, M.C., Santos, W.M., Onusic, H. 2004.** Development of Clutch Systems for Commercial Vehicles. 2004-01-3252.
- Santos, W., Neto, Á. 2007.** Hydraulic Clutch Actuation Systems for Light Trucks. 2007 SAE Brasil Conference, November, 2007, Sao Paulo, Brasil.
- Singh, B., Rawla, V., Vats, R., Kumar, A. 2015.** Dynamic Simulation of Clutch Actuation System with Flexible Cable. 2015-26-0180.
- Topçu, E., Şengirgin, M., Yüksel, İ. 2011.** Servovalf kumandalı elektrohidrolik bir konum denetim sisteminde karşı yükün etkisinin incelenmesi. VI. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, 12-15 Ekim 2011, İzmir.
- Yavuz, H. 2017.** Güç aktarma organları. Kocatepe Üniversitesi, Afyon Meslek Yüksekokulu, Afyon, 134 s.
- Yüksel, İ. 2014.** Otomatik kontrol. DORA Basım-Yayın Dağıtım Ltd. Şti., Bursa, 401 s.
- Watton, J. 1989.** Fluid power systems. Prentice Hall, UK, 488 pp.

EKLER

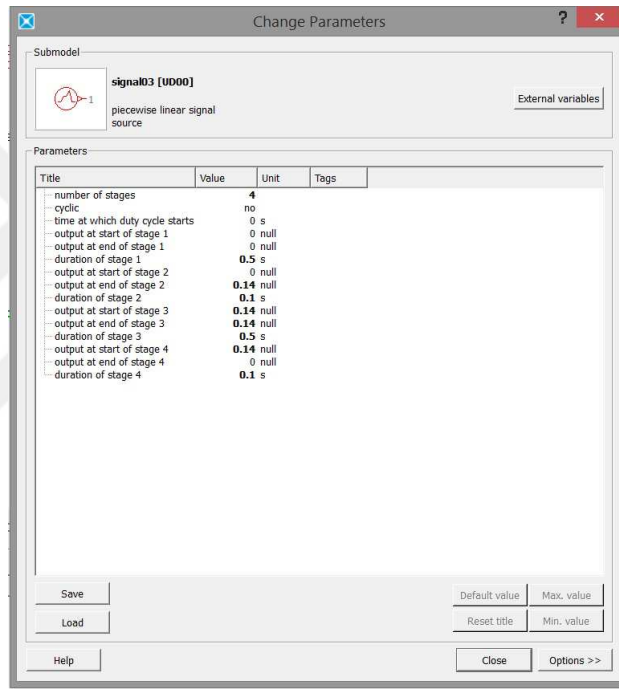
- EK 1** Zaman Alanı Analizi İçin LMS Amesim Modelini Değerlerinin Atanması
- EK 1.1** Pedal Hareketi Giriş sinyali
- EK 1.2** Doğrusal Hareketi Hıza Dönüştüren Dönüştürücü
- EK 1.3** Pedalın Yaylılık Katsayısı
- EK 1.4** Pedalın Kütlesi ve Pedala Etkiyen Sürtünmeler
- EK 1.5** Pedal Oranı
- EK 1.6** CMC Hidrolik Yaylılık Katsayısı
- EK 1.7** CMC Kütlesi ve CMC'ye Etki Eden Sürtünmeler
- EK 1.8** CMC Kütlesi ve CMC İçindeki Yayın Parametreleri
- EK 1.9** CMC'nin Hidrolik Alanı ve Orifis Etkisi Yaratan Delik Kesit Alanı
- EK 1.10** Hidrolik Boru Parametreleri
- EK 1.11** CSC Kütlesi ve CSC İçindeki Yayın Parametreleri
- EK 1.12** CSC Kütlesi ve CSC'ye Etki Eden Sürtünmeler
- EK 1.13** Diyafram Yayının Yaylılık Katsayısı
- EK 2** Frekans Alanı Analizi İçin Kullanılan Diyafram Yayının Yaylılık Katsayısı

EK 1 Zaman Alanı Analizi İçin LMS Amesim Modelini Değerlerinin Atanması

Bu bölümde LMS Amesim modelini oluşturan alt modeller ve modellerde kullanılan değerler incelenmiştir.

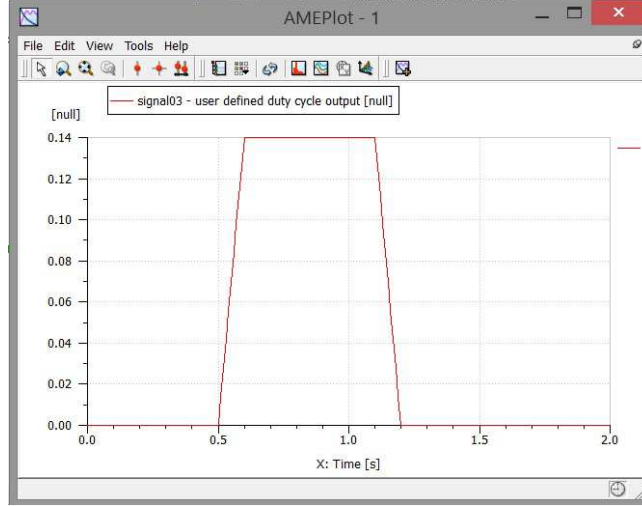
EK 1. 1 Pedal Hareketi Giriş sinyali

Pedal hareketi için Şekil Ek 1.1’de gösterildiği gibi giriş sinyali için parçalı doğrusal giriş alt modeli kullanılmıştır. Burada pedalın yer değiştirme profili belirli zaman aralığı için girilir.



Şekil Ek 1.1. Pedal hareketi giriş sinyali

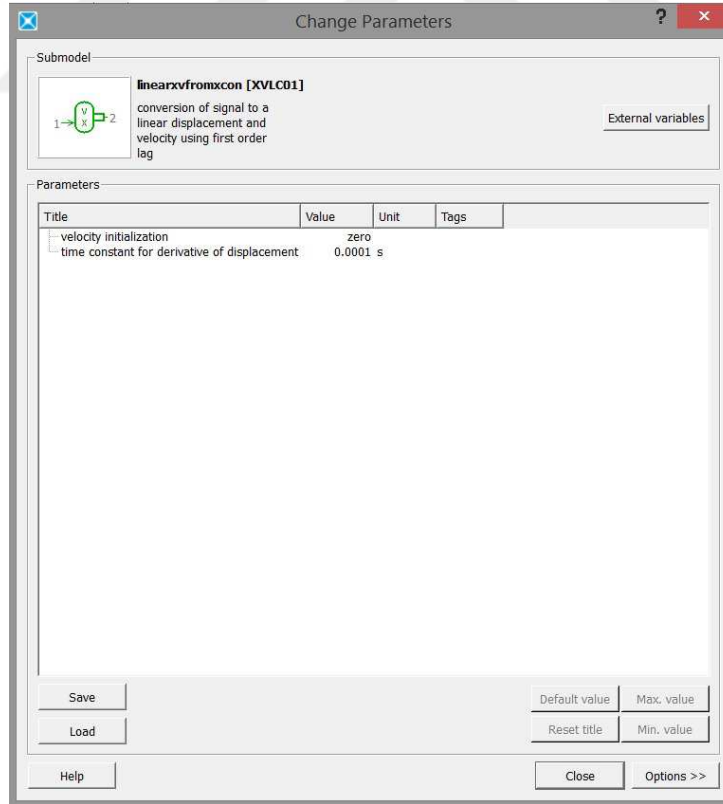
İstenilen değerler girildikten sonra pedal hareketinin zamana karşı grafiği Şekil Ek 1.2’de gösterildiği gibi elde edilir.



Şekil Ek 1.2. Giriş sinyali (Pedal hareketi) ve zaman grafiği

EK 1. 2 Doğrusal Hareketi Hıza Dönüştüren Dönüştürücü

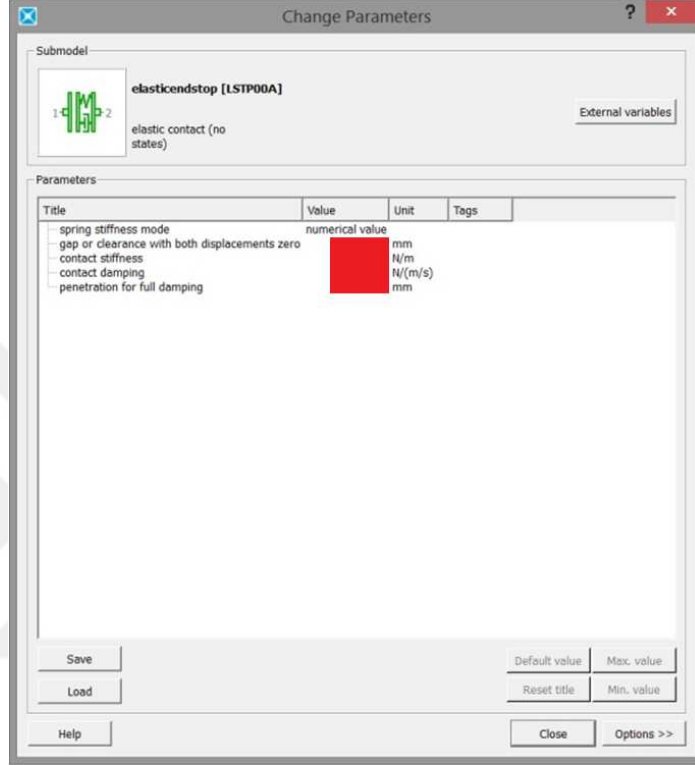
Bu alt model kullanılarak pedal hareketi diğer alt modellerde kullanılmak üzere hıza çevirilir. Şekil Ek 1.3'te alt model gösterilmiştir.



Şekil Ek 1.3. Doğrusal hareketi hıza dönüştüren dönüştürücü

EK 1. 3 Pedalın Yaylılık Katsayısı

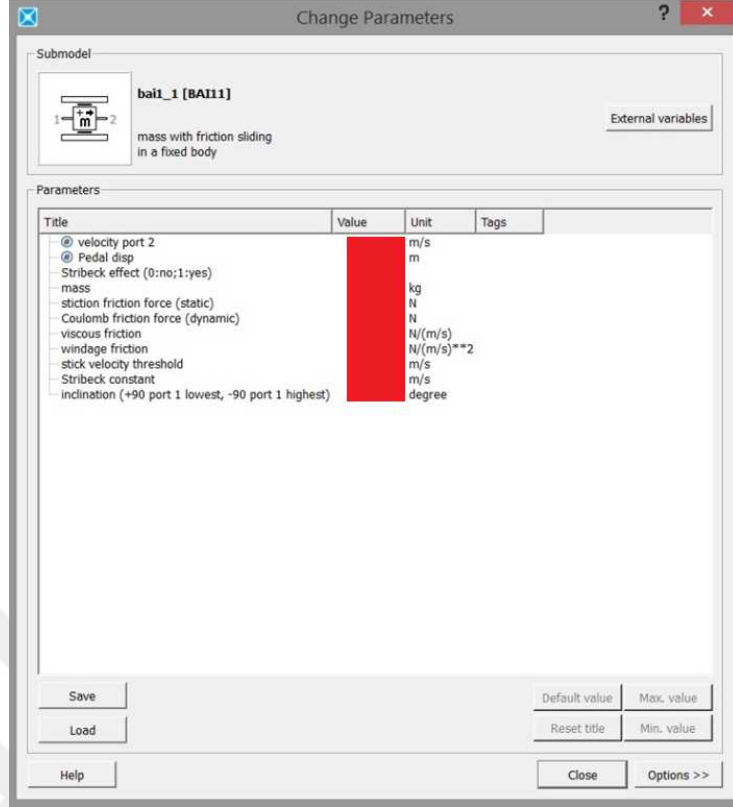
Şekil Ek 1.4'te görüldüğü gibi yay alt modülüne pedalın yaylılık katsayısı girilir. Bu değer Ansys yazılımı ile yapılan analizler sonucunda elde edilmiş bir değerdir ve testler ile doğrulanmıştır.



Şekil Ek 1.4. Pedalın esneklik katsayısı

EK 1. 4 Pedalın Kütlesi ve Pedala Etkiyen Sürtünmeler

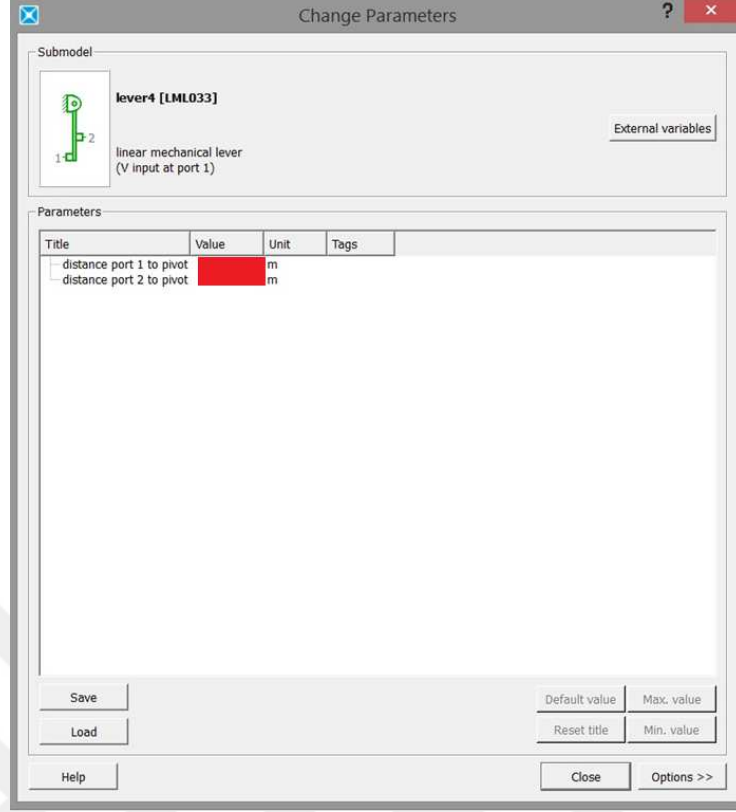
Şekil Ek 1.5'te gösterildiği gibi pedalın kütlesi ve pedala etkiyen viskoz sürtünme katsayısı değeri bu alt modelde girilir. Diğer değerler program tarafından önceden belirlenmiş değerlerdir.



Şekil Ek 1.5. Pedalın kütlesi

EK 1. 5 Pedal Oranı

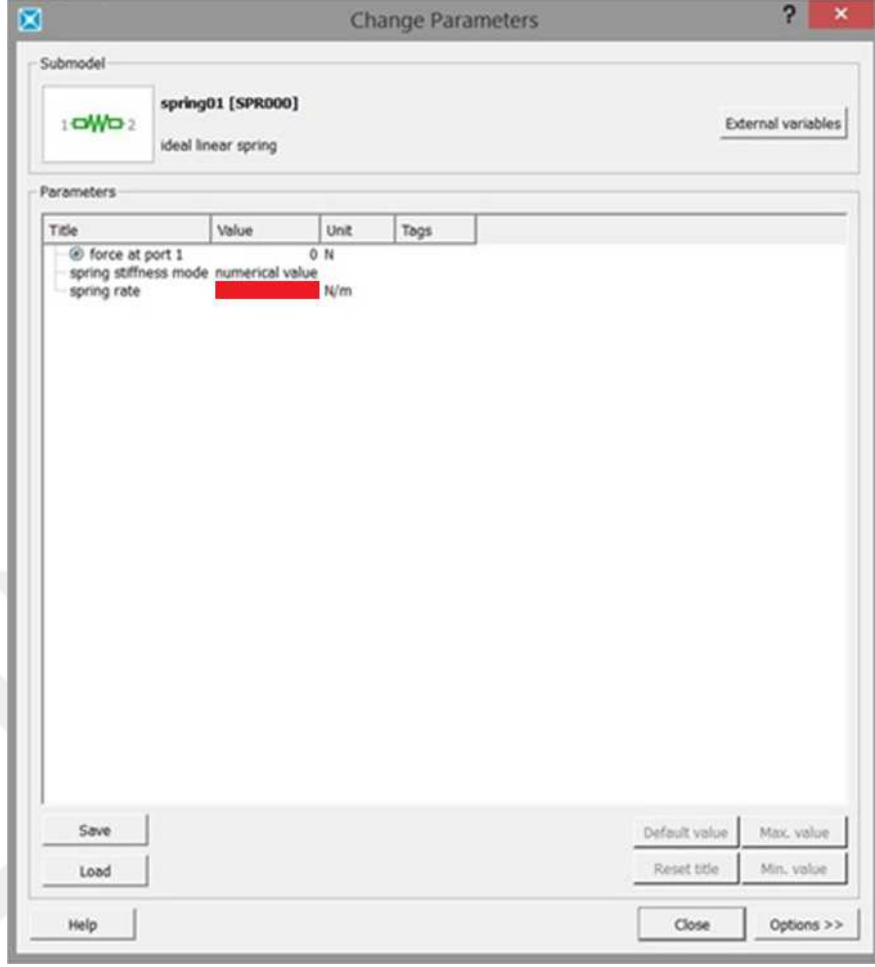
Şekil Ek 1.6'da belirtildiği gibi pedal oranı için kaldıraç alt modeli kullanılır. Bu alt modele pedal oranı yazılır.



Şekil Ek 1.6. Pedal oranı

EK 1. 6 CMC Hidrolik Yaylılık Katsayısı

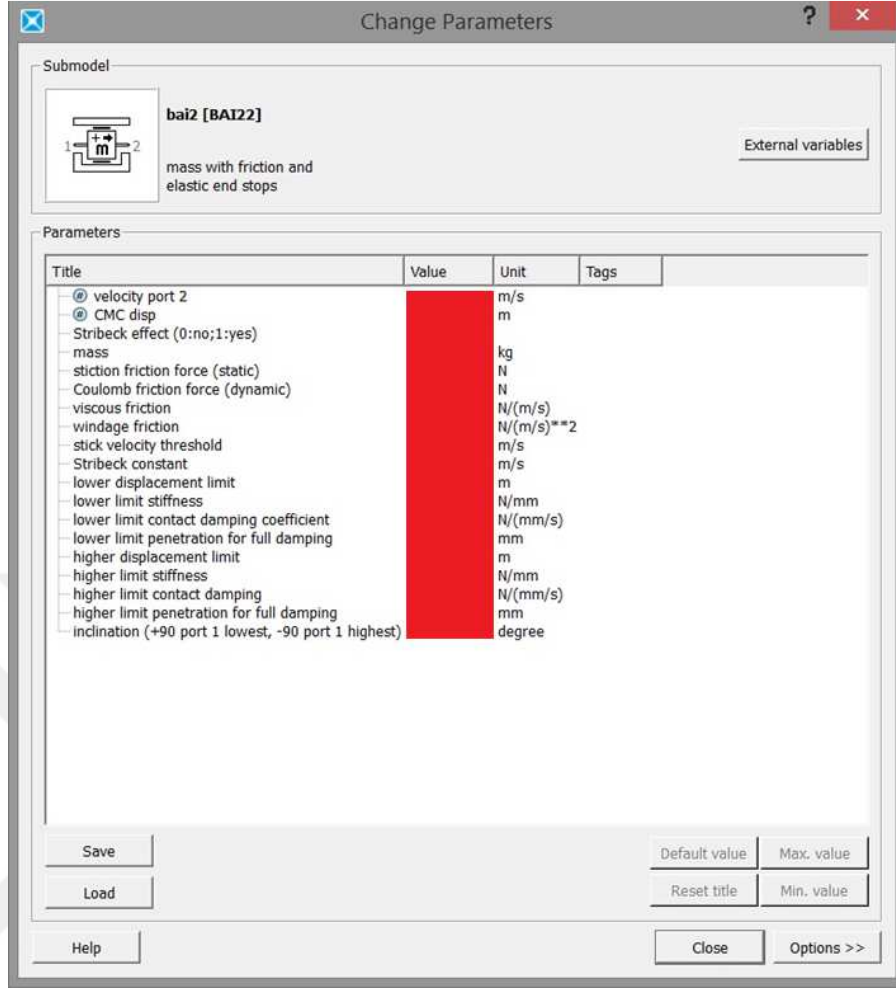
CMC'nin hidrolik yaylılığı yay alt modeli ile gösterilebilir. Şekil Ek 1.7'de ki gösterilen yay alt modeline CMC'nin hidrolik yaylılık katsayısı girilir.



Şekil Ek 1.7. CMC esneklik katsayısı

EK 1. 7 CMC Kütlesi ve CMC'ye Etki Eden Sürtünmeler

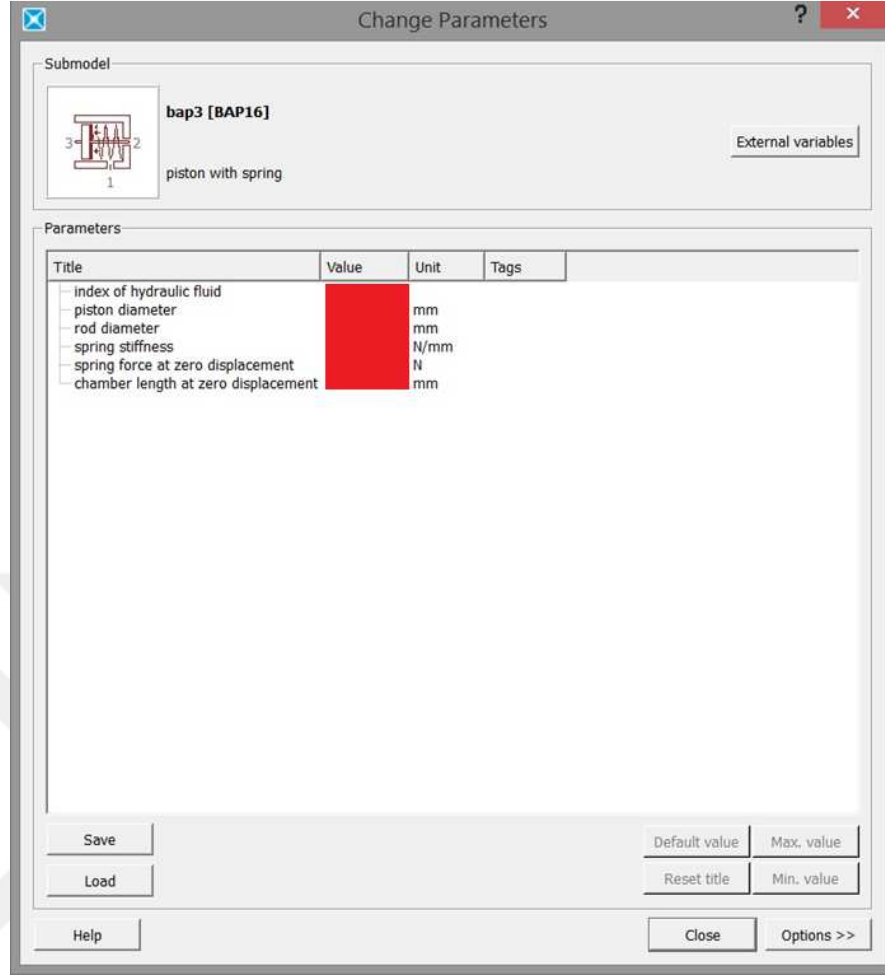
CMC'nin kütlesi ve CMC'ye etki eden sürtünmeler ile ilgili değerler Şekil Ek 1.8'de gösterildiği gibi sürtünme ile kütle alt modeline girilir.



Şekil Ek 1.8. CMC kütlesi ve CMC'ye etki eden sürtünmeler

EK 1. 8 CMC Kütlesi ve CMC İçindeki Yayın Parametreleri

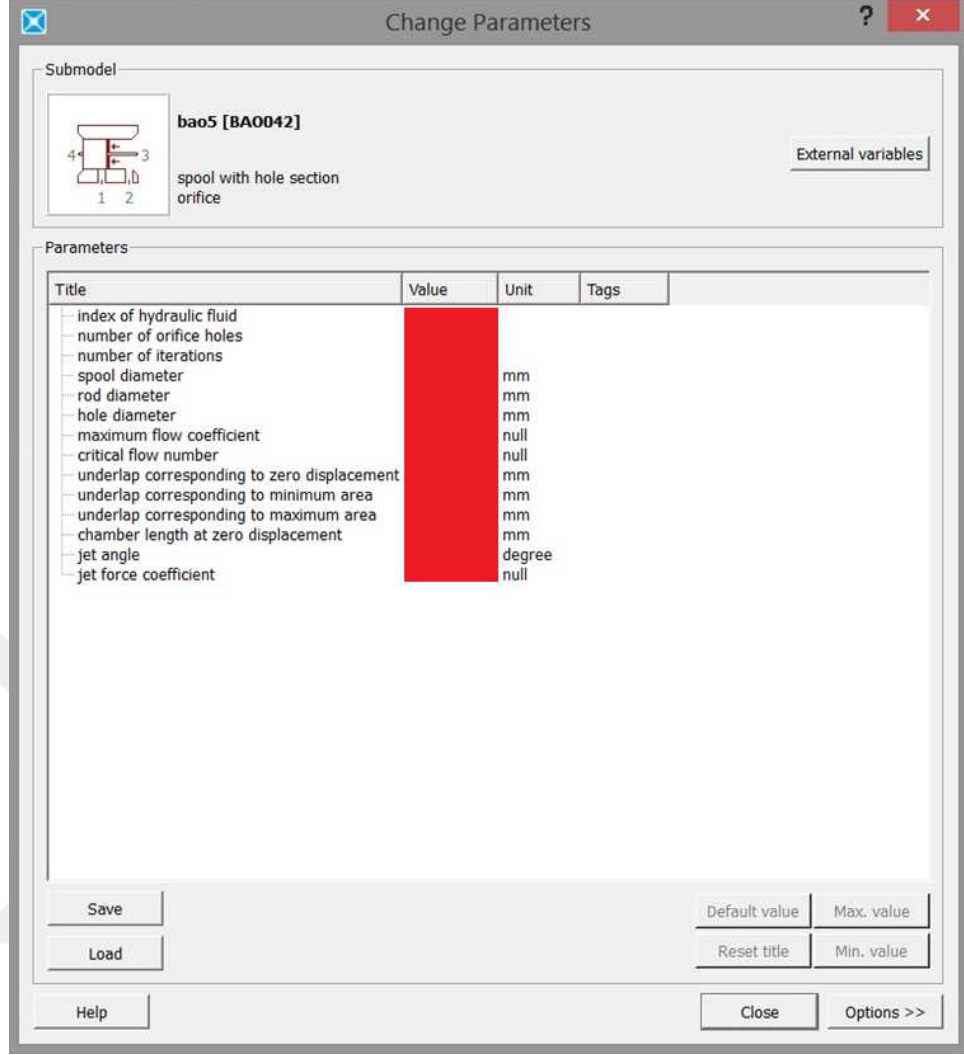
Şekil Ek 1.9'da gösterildiği gibi alt modele CMC'nin hidrolik kesit alanı için piston çapı, CMC maksimum hareket değeri ve CMC içindeki yayın parametreleri (yayın yaylılık katsayısı ve yaydaki ön yük) girilir.



Şekil Ek 1.9. CMC kütlesi ve CMC içindeki yayın parametreleri

EK 1. 9 CMC'nin Hidrolik Alanı ve Orifis Etkisi Yaratan Delik Kesit Alanı

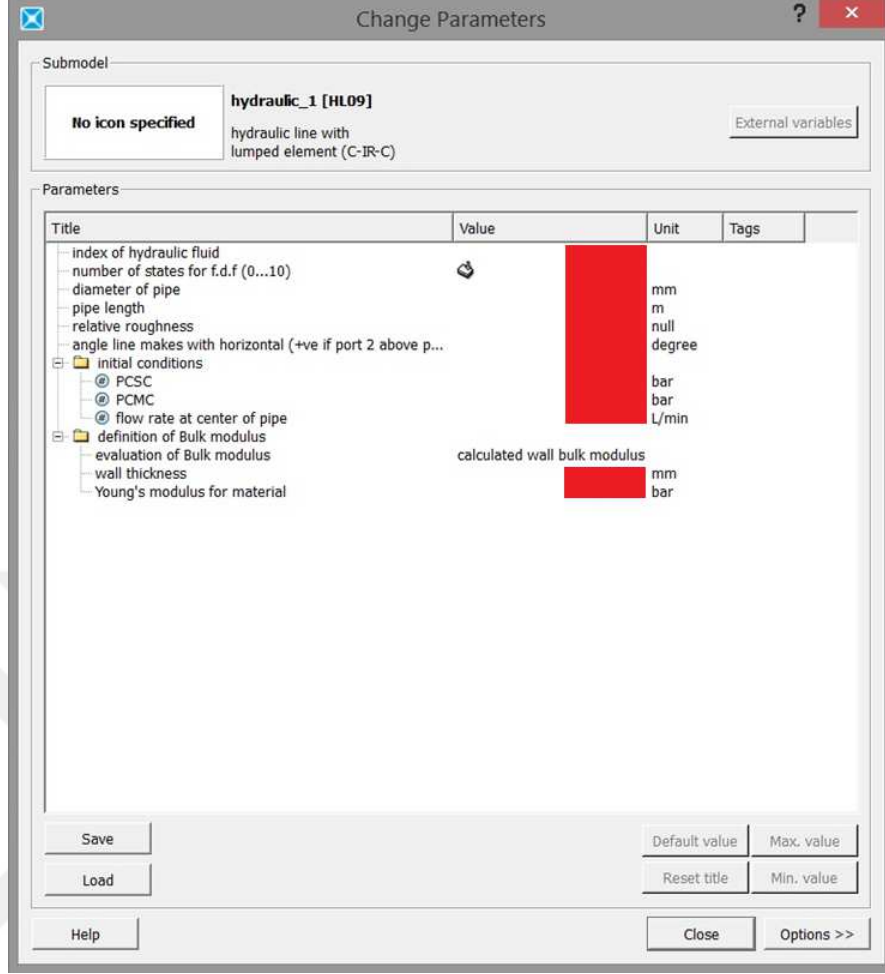
Şekil Ek 1.10'da gösterildiği gibi CMC'nin hidrolik alanı için piston çapı ve orifis etkisi yaratan delik çapı değerleri girilir. Ayrıca CMC'nin yapabileceği maksimum hareket değeri girilir. Bunun yanında akışın özellikleri ile ilgili değerlerde girilir. Bu çalışmada akış laminer akış kabul edildiğinden yazılımın varsayılan değerleri kullanılmıştır.



Şekil Ek 1.10. CMC'nin hidrolik alanı ve orifice etkisi yaratan delik kesit alanı

EK 1. 10 Hidrolik Boru Parametreleri

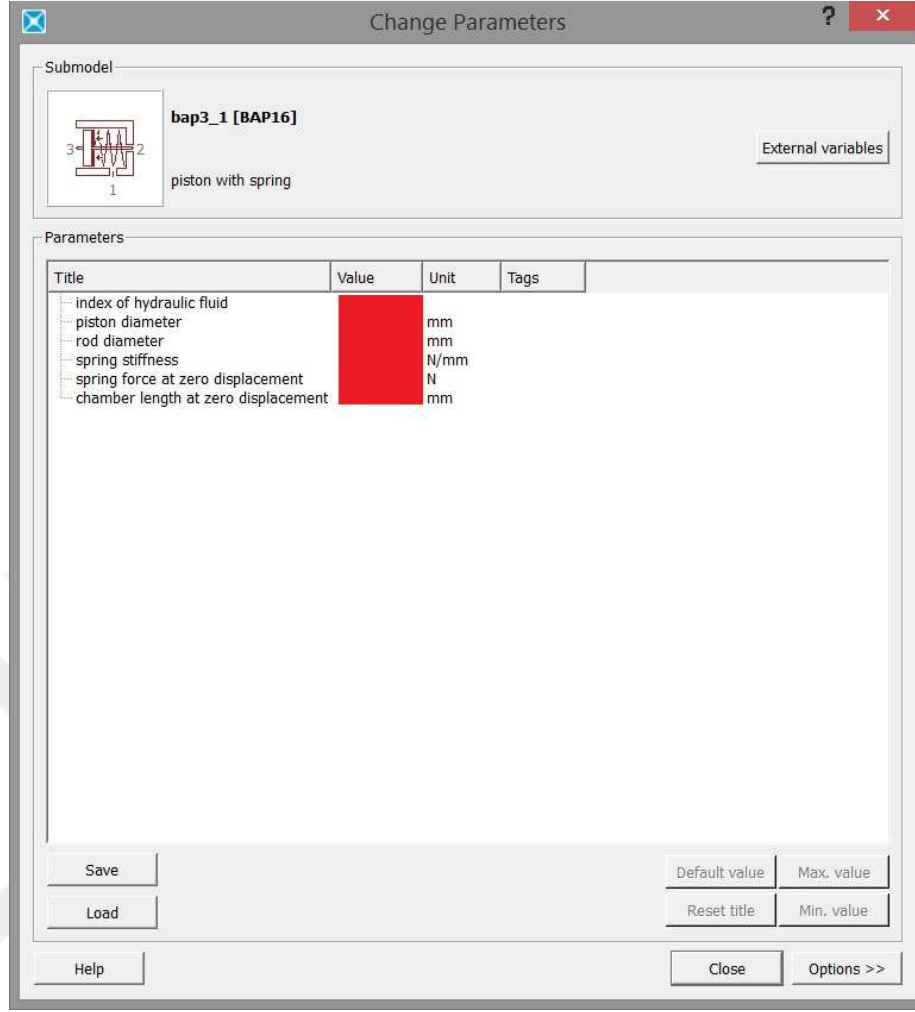
Hidrolik boru çapı, et kalınlığı, uzunluğu ve boru malzemesi (Young modülü ve bulk modülü) ile ilgili değerler Şekil Ek 1.11'de gösterildiği gibi girilir.



Şekil Ek 1.11. Hidrolik boru parametreleri

EK 1. 11 CSC Kütlesi ve CSC İçindeki Yayın Parametreleri

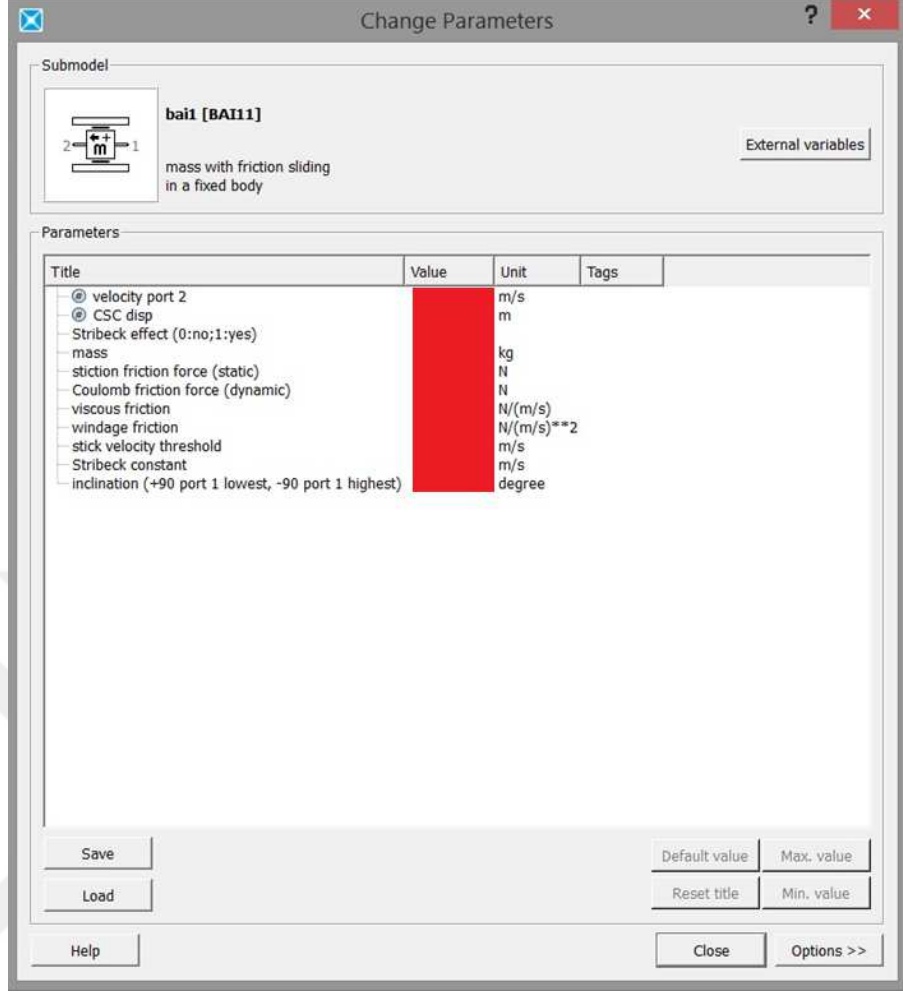
Şekil Ek 1.12’de gösterildiği gibi alt modele CSC’nin hidrolik kesit alanı için piston çapı, CSC maksimum hareket değeri ve CSC içindeki yayın parametreleri (yayın yaylılık katsayısı ve yaydaki ön yük) girilir.



Şekil Ek 1.12. CSC'nin hidrolik alanı ve orifice etkisi yaratan delik kesit alanı

EK 1.12 CSC Kütlesi ve CSC'ye Etki Eden Sürtünmeler

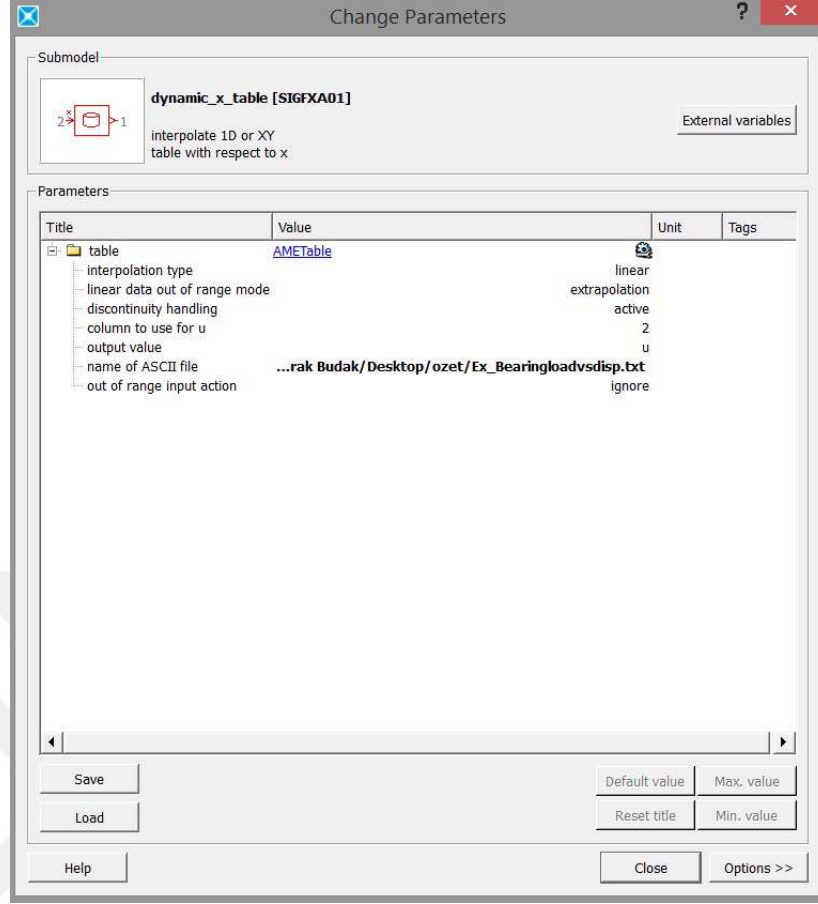
CSC'nin kütlesi ve CSC'ye etki eden sürtünmeler ile ilgili değerler Şekil Ek 1.13'te gösterildiği gibi sürtünme ile kütle alt modeline girilir.



Şekil Ek 1.13. CSC kütlesi ve CSC'ye etki eden sürtünmeler

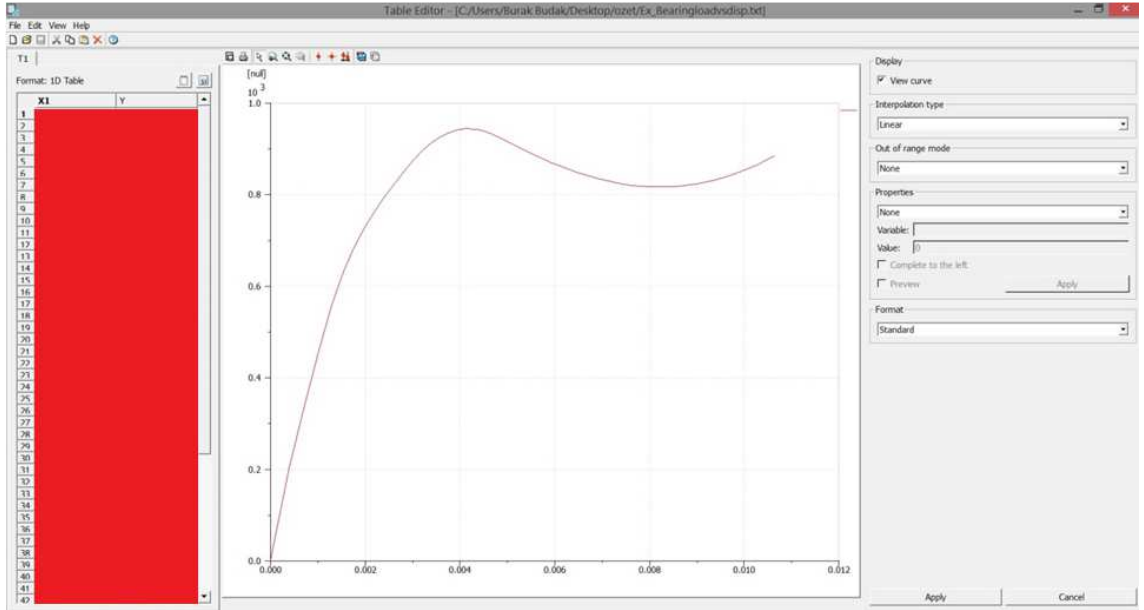
EK 1. 13 Diyafram Yayının Yaylılık Katsayısı

Diyafram yayının yaylık katsayısı doğrusal olmayan bir katsayıdır. Bu katsayı yapılan test ile yerdeğiştirme/kuvvet grafiği şeklinde çıkartılmıştır. Bu grafik yazılıma tablo alt modeli ile tanıtılmıştır. Şekil Ek 1.14'te gösterildiği gibi txt formatına yazılmış olan yerdeğiştirme/kuvvet grafiği programa çağırılarak diyafram yayının esneklik katsayısı olarak bu grafik kullanılmıştır.



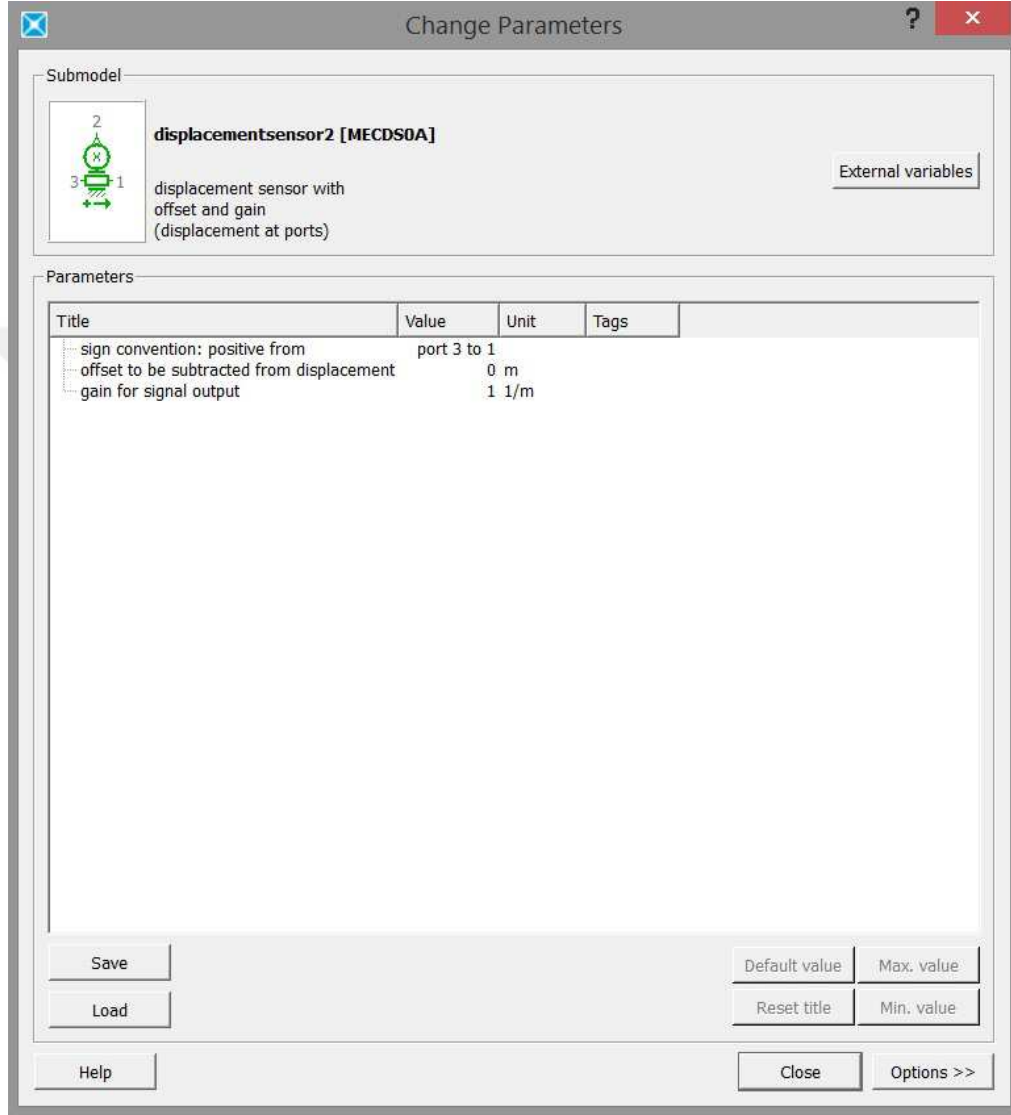
Şekil Ek 1.14. Tablo alt modeli

Şekil Ek 1.15'te çağrılan txt formatındaki dosyanın grafik hali gösterilmiştir.



Şekil Ek 1.15. Diyafram yayının esneklik katsayısı için yerdeğiştirme/kuvvet grafiği

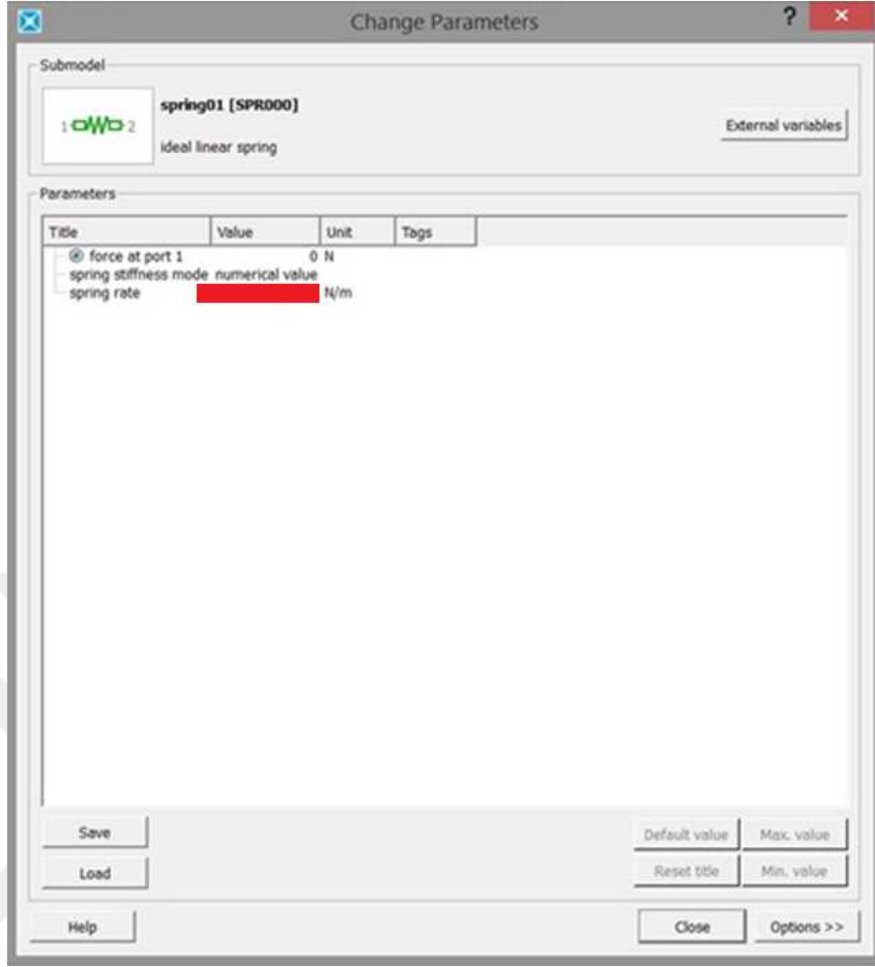
Diyafram yayının esneklik katsayısı için oluşturulan tablonun kullanılabilmesi için Şekil Ek 1.16'da gösterildiği gibi hareket sensörü alt modeli kullanılmıştır. Bu model ile CSC'nin oluşturduğu yer değiştirmeler diyafram yayı için tanımlanan grafiğe göre kuvvet oluşmasını sağlar.



Şekil Ek 1.16. Hareket sensörü alt modeli

EK 2 Frekans Alanı Analizi İçin Kullanılan Diyafram Yayının Yaylılık Katsayısı

Frekans alanı analizi için oluşturulan LMS Amesim modelinde diyafram yayı için yazılımda yay alt modeli kullanılmıştır. Şekil Ek 2'de görüldüğü gibi yay alt modülüne yayın yaylılık katsayısı girilir.



Şekil Ek 2. Diyafram yayının yaylılık katsayısı

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Burak BUDAK
Doğum Yeri ve Tarihi : Erzurum, 01/12/1984
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Ankara Anadolu Lisesi, 2002
Lisans : Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık
Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 2007
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, 2017

Çalıştığı Kurum ve Yıl : Valeo Otomotiv A.Ş 2012-...
İletişim(e-posta) : budak.burak@gmail.com