

Design and Numerical Analysis of a Double-Tube Magnetorheological Shock Absorber for Vehicle Seat Suspension Systems

 İsmail ŞAHİN¹, Zekeriya PARLAK^{2,*}, Cem GÜNERİ³
¹Applied Science University of Sakarya, Akyazı Vocational School, 54400, Akyazı/SAKARYA

²Sakarya University, Engineering Faculty, Mechanical Engineering Department, 54187, Serdivan/SAKARYA

³Maysan Mando Inc., Organized Industrial Zone Yeşil Cad. No: 26, 16159, Nilüfer/BURSA

Graphical/Tabular Abstract

Article Info:

Received: 18/01/2019

Revision 04/04/2019

Accepted: 04/04/2019

Highlights

- Vehicle seat suspension systems.
- Double-tube MR shock absorber design.
- Electromagnetic design.
- Numerical analysis

Keywords

 MR absorber
 Double-tube absorber
 Vehicle seat mechanisms

In scissors-type suspension mechanisms of the driver's seats of vehicles such as tractors, trucks and buses, conventional double-tube shock absorbers are often used as dampers due to the length of the course. The damping values of these shock absorbers are determined according to the condition of the vehicle and the opening and closing conditions. Some of the modern damping mechanism have the ability to manually adjust the damping force with the help of a latch. The driver can adjust the seat stiffness with this mechanical adjustment as desired. Nevertheless, the performance of the mechanism is limited because it is not instantly (dynamically) controlled. Today, alternatives to conventional mechanical adjustable shock absorbers are shock absorbers with magnetorheological (MR) fluid suitable for electronic control.

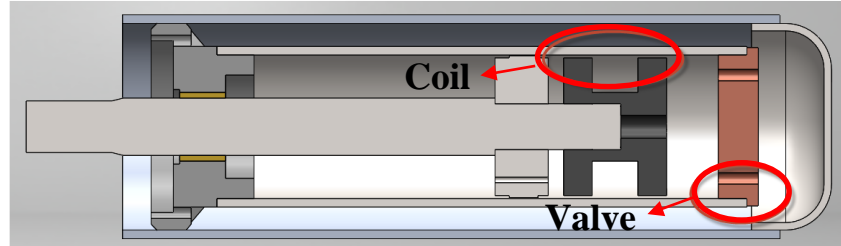


Figure A. Block schema of the system

Purpose: In this study, double-tube MR damper, which can be used instead of double-tube mechanically regulated shock absorber, has been investigated by numerical magnetic and flow analyses and has been designed, manufactured and tested. It is aimed with new design that the damper to be used in the driver's seats provides both controllability and desired damping force.

Theory and Methods: The double-tube shock absorber which is still widely used in vehicle seat systems has been converted into an MR shock absorber. Valve groups in the lower part of the shock absorber where the liquid is transferred to the outer cylinder have been redesigned and the existing piston group has been revised. Before the manufacturing and testing phase, the final design has been decided with numerical analysis.

Results: Tests, which performed by MR shock absorber, have provided the soft damping values of the classic shock absorber, however the hard shock absorber values could not be achieved at the 100% level due to the existing damper structure.

Conclusion: It is not possible to reach higher damping force values with the foot valve structure and to ensure a stable operation with this design. Also, design with sliding piston in the double-tube system would yield more appropriate results. Furthermore, a sliding piston design positioned between the two tubes may be a better alternative.



Araç Koltuk Süspansiyon Sistemleri İçin Çift Borulu Manyeto-Reolojik Amortisör Tasarımı ve Sayısal Analizleri

İsmail ŞAHİN¹, Zekeriya PARLAK^{2,*}, Cem GÜNERİ³

¹Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi, Akyazı Meslek Yüksek Okulu, 54400, Akyazı/SAKARYA

²Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 54187, Serdivan/SAKARYA

³Maysan Mando A.Ş., Organize Sanayi Bölgesi Yeşil Cad. No: 26, 16159, Nilüfer/BURSA

Öz

Traktör, kamyon ve otobüs gibi sürücü koltuklarının makas tipi süspansiyon mekanizmalarında, kurs boyundan dolayı sönümleyici olarak çoğunlukla klasik çift borulu amortisör kullanılmaktadır. Bu amortisörlerin sönüm değerleri, çalışacakları taşıtın durumu ile açılma ve kapanma durumlarına göre belirlenmektedir. Daha modern olan bazı süspansiyon mekanizması amortisörleri ise, bir mandal yardımıyla manuel olarak sönümleme kuvvetini ayarlayabilme özelliğine sahiptir. Sürücü istediği şekilde bu mekanik ayar sayesinde koltuk sertliğini ayarlayabilmektedir. Buna rağmen mekanizmanın performansı anlık olarak (dinamik şekilde) kontrol olmadığından kısıtlıdır. Günümüzde klasik mekanik ayarlı amortisörlere alternatif, elektronik kontrole uygun Manyeto-Reolojik (MR) sıvılı amortisörlerdir. Bu çalışmada, çift borulu mekanik ayarlı amortisör yerine kullanılabilir, çift borulu MR amortisörün manyetik alan ve akış analizleri incelenmiş, tasarım, imalat ve montajları gerçekleştirilmiştir. Yapılan testler neticesinde karşılaşılan sonuçlar değerlendirilmiştir.

Makale Bilgisi

Başvuru: 18/01/2019

Düzeltilme: 04/04/2019

Kabul: 04/04/2019

Anahtar Kelimeler

MR amortisör

Çift borulu amortisör

Araç koltuk mekanizması

Keywords

MR absorber

Double-tube absorber

Vehicle seat mechanisms

Design and Numerical Analysis of a Double-Tube Magnetorheological Shock Absorber for Vehicle Seat Suspension Systems

Abstract

In scissors-type suspension mechanisms of the driver's seats of vehicles such as tractors, trucks and buses, conventional double-tube shock absorbers are often used as dampers due to the length of the course. The damping values of these shock absorbers are determined according to the condition of the vehicle and the opening and closing conditions. Some of the modern damping mechanism have the ability to manually adjust the damping force with the help of a latch. The driver can adjust the seat stiffness with this mechanical adjustment as desired. Nevertheless, the performance of the mechanism is limited because it is not instantly (dynamically) controlled. Today, alternatives to conventional mechanical adjustable shock absorbers are shock absorbers with magnetorheological (MR) fluid suitable for electronic control. In this study, double-tube MR damper, which can be used instead of double-tube mechanically regulated shock absorber, has been investigated by numerical magnetic and flow analyses and has been designed, manufactured and tested. The results of the tests were evaluated.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Manyeto-Reolojik (MR) akışkanlar mineral veya silikon bir taşıyıcı sıvı içinde birkaç mikron (1~5 µm) büyüklükteki manyetize olabilen demir parçacıkları ve yüzey aktif elemanlar içeren sıvılardır. Bu akışkana manyetik alan uygulandığında parçacıklar akışkan içerisinde bir zincir biçiminde dizilerek akışkanın akmasına engel olacak şekilde dizilirler. Bu dizilim sıvının akma gerilmesini yükselterek yarı-katı bir malzeme gibi olurlar. Manyetik alan altında Newton tipi olmayan bir akışkan gibi davranan MR sıvılar, bu şekilde değiştirilen akma gerilmesi sayesinde görünür viskozitelerinde meydana gelen değişiklik, uygulanan manyetik alanın değiştirilmesiyle kontrol edilebilir bir özellik göstermektedir. Bunun yanında

manyetik alan kaldırıldığında, akışkan birkaç mili saniyede Newton tipi olarak davranış göstermeye başlar ve bu iki faz arasındaki bu geçiş yüksek miktarda tersine çevrilebilir. MR sıvı akışının manyetik alan ile kontrol edilmesiyle bu sıvılar eşsiz bir özelliğe sahiptirler.

MR amortisörler; titreşim sönümleyici olarak otomotiv ve makine endüstrisinde [1-4] deprem ve şiddetli fırtınalardan korumak için köprü ve yapılarında [5] ve tüm uçuş şartlarına uygun sönüm seviyesini sağlayabilmesi için helikopter pervanelerinde [6] gibi birçok sektörde kullanılmaktadır. Araçlarda (vinç, traktör, iş makineleri vs.) konfor için gerekli parametrelerden biri de operatöre etkiyen titreşimin sönümlenmesidir. Araç hareket halindeyken yol durumunun neden olduğu titreşim, çalışan araç motorunun titreşimi gibi titreşimler otomobil tekerleklerinde süspansiyon sistemleriyle daha iyi sönümlenirken, traktör ve iş makinelerinde tekerlekler veya paletlere süspansiyon sistemi yerleştirmek çok zor olduğundan bu tür araçlarda genellikle kabin konforu koltuk titreşim sönümleyicileriyle sağlanır.

Pasif titreşim kontrolü sağlayan araç koltukları üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Bu konuda yapılan bir çalışmada [7], bir traktör koltuğu minder malzemesi, operatör duruşunu desteklemek, titreşimi indirgemek ve sürüş kalitesini artırmakta baskın rol oynadığını ve bir traktör koltuğunda uygun süspansiyon mekanizması seçilerek titreşim azaltılacağını belirtmişler ve operatörün konforunu artırmak için traktör koltuk minder malzemelerinin karakterizasyonu üzerine çalışmışlardır. Çiloğlu vd. [8] üç farklı uçuş koşulu altında uçak koltuğunda dinamik koltuk konforu ve tüm vücut titreşimi üzerine çalışmalar yapmışlar, vücut titreşim maruziyetini uluslararası standartlara göre değerlendirerek, koltuk etkin genlik geçirgenlik değeri hesaplanmış ve daha sonra mükemmel bir konfor ölçüsü olarak kullanılmıştır. Gürhan vd. [9] pasif titreşim sönümleme sistemine sahip traktör sürücü koltuklarının, benzetilmiş giriş titreşim deneylerindeki performansları incelenmiş, böylece en iyi performansa sahip koltukları belirlemiştir.

Bunun yanında çeşitli tipteki aktif titreşim kontrollü araç koltukları sayesinde, titreşim seviyesi daha etkili bir şekilde azaltmanın yolları aranmıştır. Maciejewski [10], çalışmada aktif titreşim indirme için koltuk süspansiyon sisteminin, kuvvet aktüatörünün ve birincil kontrolörün ters dinamiklere dayalı aktif titreşim kontrolü stratejisine dayalı bir kontrol sistemi tasarımı gerçekleştirmiş ve çok kriterli optimizasyon prosedürü ile birincil denetleyici ayarlarını hesaplamıştır.

Bunların yanında yarı-aktif sönümleme sistemleri kullanılarak aktif sistemlere göre daha düşük güç gereksinimi ile titreşim sönümlemek mümkündür. Bu maksatla kullanılan MR sıvılı cihazların birçok sistem ile denemeleri yapılmıştır. Achen vd. [11] tarımsal araçlar için yeni nesil yarı-aktif kabin süspansiyon sistemlerinde manyeto-reolojik teknolojisini kullanarak, kabin operatör güvenliğini ve konforunu artırmaya yolunu aramışlardır. Şahin vd. [12] araştırmalarında, değişik çalışma koşulları altında amortisörde oluşan gerilmeler ve bunların amortisör üzerindeki etkilerini sonlu elemanlar analizi ile incelenmişlerdir. Şahin [13] yaptığı tez çalışmada traktör koltuğunda kullanılmak üzere tasarladıkları MR amortisörün 4W gibi düşük bir güç tüketimiyle önemli bir dinamik kuvvet aralığı elde etmişlerdir. Taşcıoğlu [14] çalışmada, parametrik olarak tasarladığı MR frenlerin manyetik alan analizlerini FEMM sonlu elemanlar yazılımı ile yapmış ve elde edilen manyetik akı değerleri ile kullanılan ticari MR sıvının akma gerilmelerini hesaplamıştır. Genelde MR şok sönümleyiciler manyetik alanı üreten bobinle beraber hidrolik silindir ve pistondan meydana gelmektedir. Silindir içine giren piston mili hacmini dengelemek için çift milli, akümülatörlü tek milli, geçiş kanallı ve çift silindirli farklı tasarımlar mevcuttur [15]. Ancak literatürde çift borulu ve taban valfi kullanılan bir koltuk sönümleyicisinde, MR sıvı kullanımı örneği görülmemiştir.

Bu çalışmada koltuk sistemlerinde halen yaygın olarak kullanılan çift borulu amortisör yapısının MR amortisöre dönüştürülmesi üzerine çalışma yapılmış ve sadece amortisörün alt bölgesinde yer alan ve sıvının dış silindire aktarıldığı valf grupları yeniden tasarlanmış ve mevcut piston grubu revize edilmiştir. Bu tasarım ile sürücü koltuklarında kullanılacak olan amortisörün hem kontrol edilebilirliği hem de istenen sönüm kuvvetini sağlaması hedeflenmiştir.

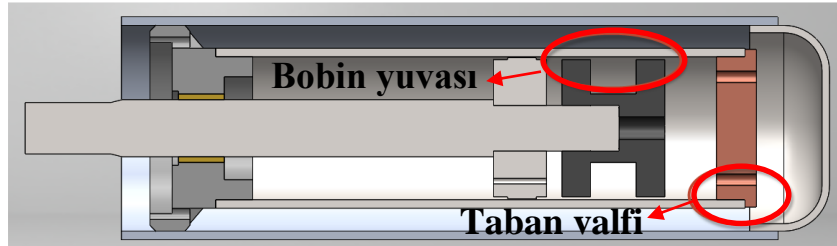
2. MR AMORTİSÖR KAVRAMSAL TASARIMI (CONCEPTUAL DESIGN OF MR ABSORBER)

Çalışmanın başında tasarım ve optimizasyonu yapılacak olan klasik tip amortisörün özellikleri detaylı incelenerek, çalışma kuvvet aralığı belirlenmiştir. Belirlenen çeşitli hızlarda istenen, kıyaslamalı MR Amortisör kuvvet (DF) değerleri Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1. Koltuk amortisörünün sert ve yumuşak pozisyonda üretmesi istenilen kuvvet değerlerinin düzenlenmiş hali ile kıyaslanması

NOMİNAL AYAR DEĞERİ (SERT)					
V (m/s)	Zıplama [N]		V (m/s)	Sıkıştırma [N]	
	Mak.	Min.		Mak.	Min.
0	0	0	0	0	0
0.052	2855	1895	-0.052	-1895	-2855
0.078	3240	2160	-0.078	-2160	-3240
0.104	3635	2425	-0.104	-2425	-3635
NOMİNAL AYAR DEĞERİ (YUMUŞAK)					
V (m/s)	Zıplama [N]		V (m/s)	Sıkıştırma [N]	
	Mak.	Min.		Mak.	Min.
0	0	0	0	0	0
0.052	640	420	-0.052	-420	-640
0.078	1080	710	-0.078	-710	-1080
0.104	1680	1120	-0.104	-1120	-1680

Bu çalışmada tasarımlar, klasik amortisör imalatı yapan firmaların mevcut imalat yapısının olabildiğince korunması için halen otomotiv sektöründe kullanılan amortisör yapısının mümkün olduğunca korunması sağlanarak yapılmıştır. Şekil 1’de verilen mevcut tasarımın MR amortisöre dönüştürülmesi için sadece amortisörün alt tarafında yer alan ve sıvının dış ile iç silindir arasındaki geçişi sağlayan valf gruplarının ve pistonun yeniden MR sıvının yapısına uygun olarak tasarlanması gerçekleştirilmiştir. Bu maksatla, piston tasarımında piston kafası içerisine bobin yerleştirilebilmesi ve akışkanın bir geçiş kanalı içinde manyetize edilmesi için bir tasarım değişikliğine gidilmiştir. Valf grubunda ise MR sıvı geçişine uygun olacak şekilde amortisör kuvvetini yükseltme amacıyla bir tasarıma gidilmiştir. Bu şekilde meydana getirilen MR amortisörün kavramsal tasarımı Şekil 1’de verilmiştir.



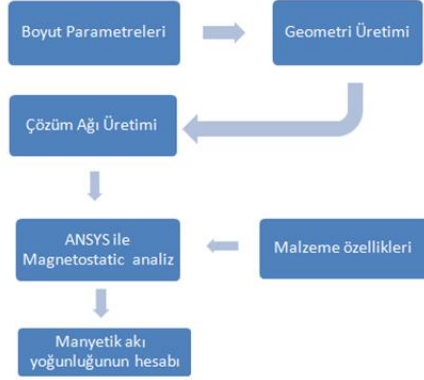
Şekil 1. MR amortisörün kavramsal tasarımı

3. MR AMORTİSÖRÜN SAYISAL İNCELEMESİ (NUMERICAL EXAMINATION OF MR ABSORBER)

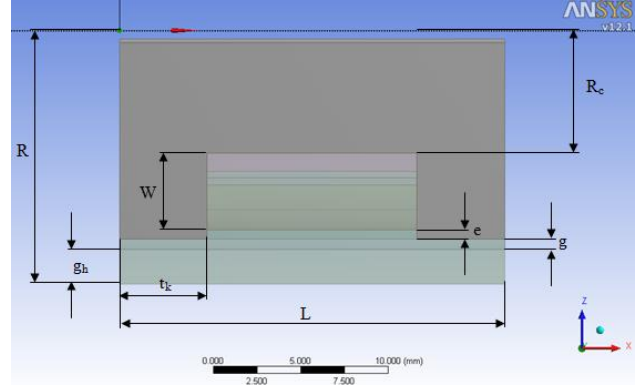
Katı model olarak tasarlanan amortisörün manyetik alan analizi yapılmış ve bu analize bağlı olarak gerçekleştirilmiş olan optimizasyon çalışması neticesinde piston kafasında en uygun geometrik büyüklükler tespit edilmiştir. Ayrıca tüm damperin manyetik alan altında zamana bağlı ve deforme olan çözüm ağı yapısıyla hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri de gerçekleştirilmiş, böylece amortisörün üreteceği kuvvet imalattan önce sayısal olarak hesaplanmıştır.

3.1. MR Amortisörün Manyetik Alan Analizi

Bu çalışma kapsamında ANSYS v16.2’de Magnetostatic aracı kullanılarak amortisörlerde meydana gelen manyetik alanın sayısal çözümleri gerçekleştirilmiştir. Analizler, manyetik alanın meydana geldiği piston kafasının, daha hızlı bir çözüm gerçekleştirebilmesi için geometrisinin 10° lik bir parçası alınarak 3 boyutlu olarak gerçekleştirildi. Şekil 2’de manyetik akı yoğunluğunu hesaplamak için gerekli adımlar şematik olarak verilmiştir.

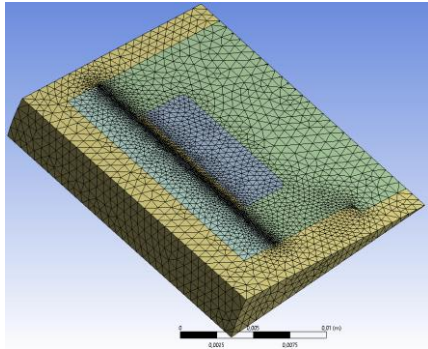


Şekil 2. Manyetik akı yoğunluğunu hesaplamak için gerekli adımlar



Şekil 3. Piston kafası üzerindeki geometrik büyüklükler

Model meydana getirilirken, geometrik parametreler ANSYS v16.2’in parametre tanımlama özelliği kullanılarak tanımlanmıştır. Bu parametreler Şekil 3’de geometri üzerinde gösterilmiştir. Burada g kanal genişliği, t_k manyetik alanın geçiş kanalı üzerinde aktif olduğu uzunluk, g_h manyetik akı geri dönüş genişliği, W bobin genişliği, L piston kafası uzunluğu, R piston kafası yarıçapı, R_c piston göbeği yarıçapı, e yalıtkan malzemenin kalınlığıdır. Sayısal çözümleri gerçekleştirebilmek için analizi gerçekleştirilecek olan amortisörün boyutlarına göre değişmek üzere, hesaplama bölgesi yaklaşık 444518 düğüm noktası ve 321275 dört yüzeyle (tetrahedral) hacim elemanına ayrılarak bir çözüm ağı meydana getirilmiştir (Şekil 4). Bu yaklaşık değerler çözüm ağı bağımsızlığı ile ilgili olarak yapılan çalışmalar sonucunda elde edilmiştir. Özellikle manyetize olan MR sıvısının değerini vereceği için kanal hacminde çok daha yoğun şekilde elemanlar oluşturulmuştur.



Şekil 4. Manyetik alan analizi için oluşturulan piston kafası üzerindeki geometri için çözüm ağı



Şekil 5. Manyetik akı yoğunluğunun amortisör üzerinde okunduğu nokta

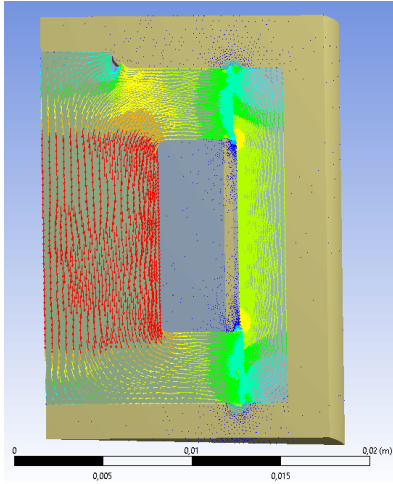
Her analizde manyetik akı yoğunluğu değeri Şekil 5’de görüldüğü gibi kanal içinde belirli bir yerden değer okunarak elde edilmiştir. Bu nokta akışkanın kanal içinde manyetik alana maruz kaldığı aktif uzunluk boyunca olan bir noktadır ve aktif uzunluk içinde herhangi bir noktadan alınan sonuçların birbirine çok yakın olduğu Şekil 6’da görülmektedir. Aşağıda büyüklükleri verilen ilk tasarım değerlerine göre hesaplanan Manyetik akı yoğunluğu (B) ve denklem 3.1 [16]’dan elde edilen akma gerilmesi (τ_y) değeri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

$$\tau_y = 52.962B^4 - 176.51B^3 + 158.79B^2 + 13.708B + 0.1442 \quad (3.1)$$

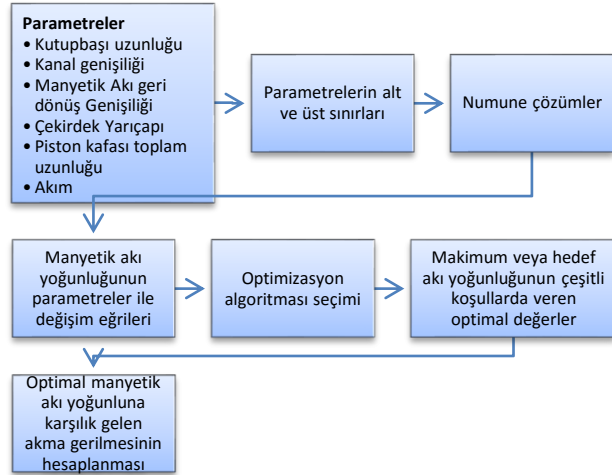
Tablo 2. Belirlenen tasarım için manyetik akı yoğunluğu ve akma gerilmesi değerleri

Parametre		Parametre		Manyetik Akı Yoğunluğu (B)	Akma Gerilmesi (τ_y)
g	0.3 mm	W	3.7 mm	0.69513 T	39.48 kPa
t _k	4 mm	L	19 mm		
g _h	2.6 mm	R	13.6 mm		
I	1 A	R _c	6.5 mm		

Analiz sonucunda elde edilen manyetik akı yoğunluğunun şiddeti ve döngüsü Şekil 6'de verilmiştir. Bu şekilde de görülebildiği gibi manyetik döngünün doğru bir şekilde oluştuğu ve en büyük manyetik akı yoğunluğunun çekirdek bölgesinde olduğu görülmektedir. Bu sonuçlar bize manyetik alan analizi modelinin doğru olduğunu göstermektedir. Bu deneysel verilerle optimum geometriyi elde etmede deneysel ve imalat koşullarının zorluğu yanında maliyetinden de kaynaklanan bir takım kısıtlar vardır. Göz önüne alınacak parametrelerin daha fazla sayıda olması imal edilecek amortisör sayısını artırdığı için bu imalat zorluluğunu ve maliyetleri artıracığı da ortadadır. Bu maksatla çalışmamızda optimum geometriyi aramak için sayısal çözümlerden yararlanılmıştır. Yapılan optimizasyon çalışmaları şematik olarak manyetik alan için Şekil 7'de özetlenmiştir.



Şekil 6. Manyetik akı döngüsü



Şekil 7. Manyetik alan için yapılan optimizasyon çalışmasının şematik gösterimi

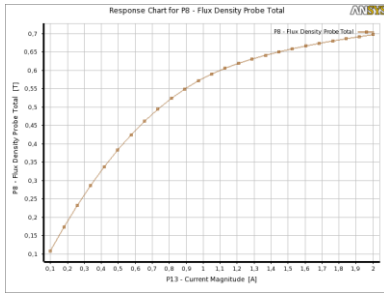
Optimizasyon için ANSYS Response Surface Optimization aracı kullanılmıştır. Bu optimizasyon sayesinde en büyük manyetik akı yoğunluğunu verecek olan geometrik büyüklükler elde edildi. ANSYS Response Surface Optimization aracında optimizasyon algoritması olarak Çok Amaçlı Genetik Algoritma (MOGA) kullanılmıştır. Tasarım parametrelerinin uygun olan alt ve üst sınırları Tablo 3'deki gibi belirlenmiştir.

Tablo 3. Tasarım parametrelerini alt ve üst sınırları

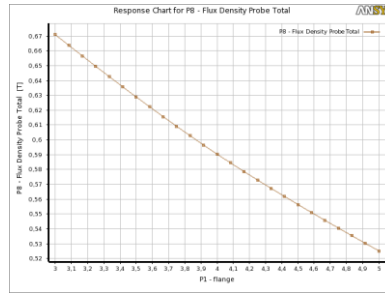
Parametre	Alt Sınır	Üst Sınır
Aktif uzunluk (t _k)	2 mm	4 mm
Kanal genişliği (g)	0.2 mm	1 mm
Manyetik akı geri dönüş genişliği (g _h)	1.1 mm	3 mm
Piston göbeği yarıçapı (R _c)	6 mm	8 mm
Piston kafası uzunluğu (L)	18 mm	22 mm
Akım (I)	0.1 A	2 A
Piston kafası yarıçapı (R)	13.6 mm	

ANSYS tarafından bir Cevap yüzeyi (Response surface) oluşturulabilmesi için 46 adet örneklem çözüm gerçekleştirilmiştir. Bu çözümler gerçekleştirildikten sonra, oluşturulan Cevap yüzeyi sayesinde tüm

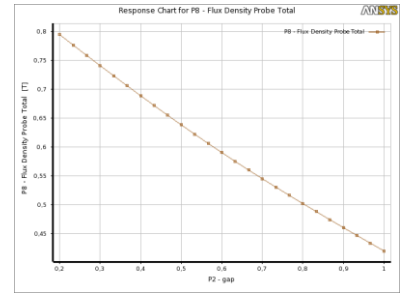
parametrelerin, diğer parametreler sabit tutularak, belirlenen alt ve üst sınırlar arasında alabileceği manyetik akı yoğunluğu değerleri grafiksel olarak elde edilebilmiştir. Şekil 8'den Şekil 13'e kadar sırasıyla akımda, aktif uzunluğunda, kanal genişliğinde, manyetik akı dönüş genişliğinde, piston göbeği yarıçapında ve piston kafası uzunluğunda meydana gelen değişimlerin manyetik akı yoğunluğunu nasıl değiştirdiği görülmektedir. Bu sonuçlara göre artan akım değeri ile manyetik akı yoğunluğunun doygunluğa ulaştığı ve manyetik akının artış hızının azaldığı görülmektedir. Aktif uzunluk ile manyetik akı yoğunluğu arasında ise ters yönde bir doğrusal ilişki görülmektedir. Böylece, artan aktif uzunluk ile manyetik akı yoğunluğu değeri düşmektedir. Aynı ilişki manyetik akı yoğunluğunun ile kanal genişliği arasında da görülmektedir. Artan manyetik akı dönüş genişliği yaklaşık 1.9 mm değerine kadar manyetik akı yoğunluğunu artırmakta ancak bu değerden sonra manyetik akı yoğunluğu neredeyse sabit kalmaktadır. Artan piston göbeği yarıçapının 7 mm değerine kadar manyetik akı yoğunluğu artmakta ancak bu değerden sonra keskin bir şekilde düşmektedir. Piston kafası uzunluğu değerinin artması ile manyetik akı yoğunluğunun artış hızını da artırmaktadır. Piston göbeği yarıçapı ve aktif uzunluk değerlerinin manyetik akı yoğunluğunu düşürmesinin temel nedeni bu değerlerin artması bobin sarım hacmini küçültmeleri ve buna bağlı olarak daha az sarım yapılabilmesidir.



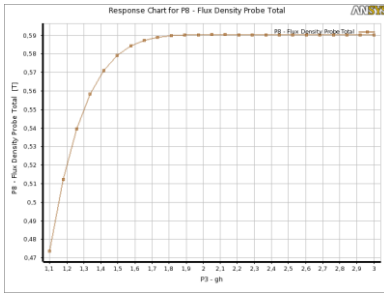
Şekil 8. Manyetik akı yoğunluğunun uygulanan akım ile değişimi



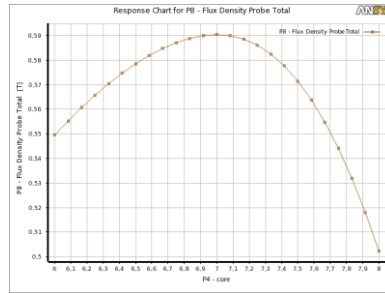
Şekil 9. Manyetik akı yoğunluğunun aktif uzunluk ile değişimi



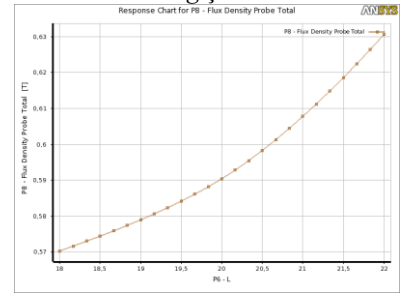
Şekil 10. Manyetik akı yoğunluğunun kanal genişliği ile değişimi



Şekil 11. Manyetik akı yoğunluğunun manyetik akı dönüş genişliği ile değişimi



Şekil 12. Manyetik akı yoğunluğunun piston göbeği yarıçapı ile değişimi



Şekil 13. Manyetik akı yoğunluğunun piston kafası uzunluğu ile değişimi

Manyetik akı yoğunluğu için hedef bir değer seçilerek bir kısıt daha oluşturulmuştur. Manyetik akı yoğunluğunun 0.9T hedef değeri için elde edilen optimal aday geometrileri Tablo 4'de verilmiştir.

Tablo 4. En küçük akım (I) değerinde hedef 0.9 T manyetik akı yoğunluğu veren geometrik

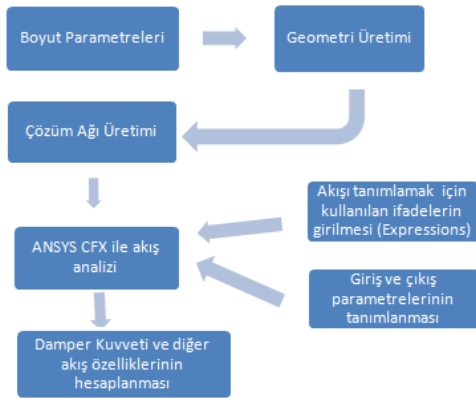
	Aday Nokta 1	Aday Nokta 2	Aday Nokta 3
Aktif uzunluk (tk)	3.485	3.0086	3.0464
Kanal genişliği (g)	0.23949	0.29862	0.25214
Manyetik akı geri dönüş genişliği (gh)	2.6178	2.818	2.7936
Piston göbeği yarıçapı (Rc)	7.2843	7.5595	7.2759
Piston kafası uzunluğu (L)	21.923	20.239	18.809
Akım (I)	0.9669	1.1465	1.1543

Manyetik akı yoğunluğu	0.89284	0.89522	0.88888
------------------------	---------	---------	---------

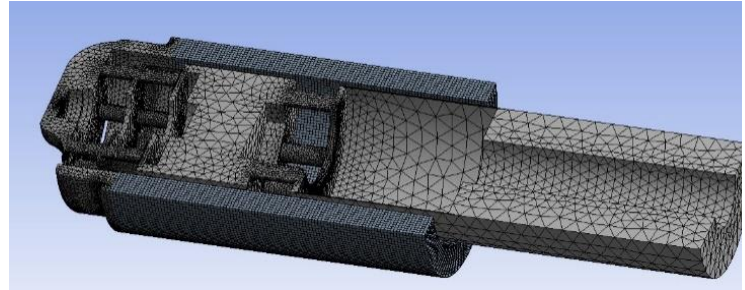
Bu çalışma kapsamında **Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.**'de görülen Aday Geometri 1 (Candidate Point 1) en düşük akım ile elde edildiği için optimal tasarım olarak belirlenmiştir.

3.2. Hesaplamalı Akışlar Dinamiği (HAD) Analizleri

İmal edilecek amortisörün çalışması sırasında özellikle manyetik alan geçiş kanalında ve valf kısmında meydana gelecek akışın modellenmesi ve amortisör kuvvetine olan etkisinin incelenmesi için Hesaplamalı akışkan dinamiği (HAD) analizleri ANSYS v16.2 CFX ile yapılmıştır. Hesaplama hızını artırmak için tam geometrinin simetrisi alınarak hesap gerçekleştirilmiştir. Damperin akış analizi, hareketli çözüm ağı kullanılarak zamana bağlı olarak gerçekleştirilmiştir. Bu hareketli çözüm ağı sayesinde pistonun silindir içindeki hareketinin simülasyonu yapılabilmektedir. Böylelikle damperin temel karakteristik eğrileri olan kuvvet-hız ve kuvvet-yer değiştirme eğrileri elde edilebilmiştir. Akış modeli kurulurken akışkanın Newton tipi olan ve olmayan bölgeleri, geliştirilen CCL (CFX Command Language) ifadeleri sayesinde zamana da bağlı olarak tanımlanabilmektedir. Şekil 14'de akış analizini gerçekleştirebilmek için adımlar yer almaktadır.



Şekil 14. Akış analizi için gerekli adımlar



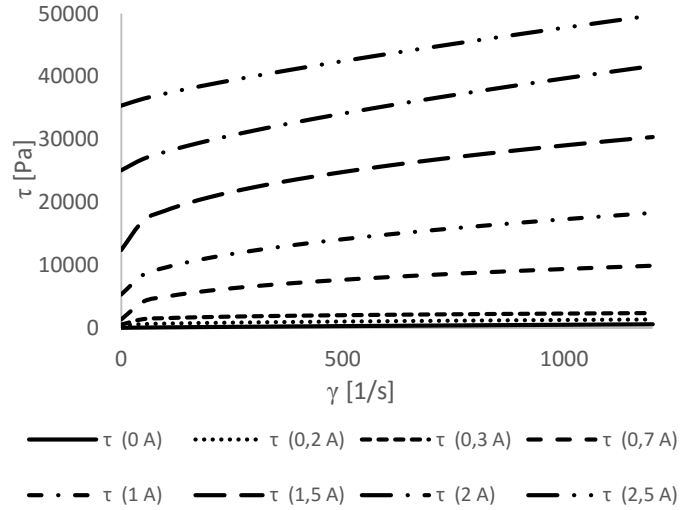
Şekil 15. CFD analizi için çözüm ağı

Bir HAD analizini gerçekleştirmek için ilk aşama bir çözüm ağı oluşturmaktır. ANSYS v16.2 Meshing ile oluşturulan çözüm ağı 287740 dört yüzeyle (tetrahedral) hacim elemanına ayrılarak bir meydana getirilmiştir. Özellikle akışkanın manyetize edildiği kanal geçişlerinde daha yoğun eleman sayısı kullanılmıştır. Oluşturulmuş çözüm ağı ve sınır bölgeleri Şekil 15'de görünmektedir. Amortisörün çözüm ağı üzerinde hareketli bölgeler olduğu için simülasyon tipi zamana bağlı (transient) ve deforme olan çözüm ağı olarak tanımları yapılmıştır. CFX üzerinde akışı tanımlayabilmek için bazı CCL ifadeler (expression) yazılmıştır. Bu CCL ifadeler yazılırken aynı çözüm ağı ile sadece ifadeler üzerinde değişiklik yaparak farklı hız ve stroklarda da çözüm yapılabilmesine olanak verecek şekilde oluşturulmuştur. Aynı zamanda damperin alt tarafında bulunan halkasal kanallar çıkan akışkanın gidiş ve dönüş yönüne göre açılıp kapanan valflerin çalışması da CCL ifadeleri yardımıyla modellenmiştir. Akışkanın Newton tipi olmayan bir akışkan olarak tanımlanması, Herschel-Bulkley modeli olarak tanımlanan model, ANSYS CFX üzerinde akışkanın viskozite değişkeni olarak ifade edilmesiyle yapılmıştır (Denklem 3.2).

$$\mu_{H-B} = \frac{\tau_y}{\dot{\gamma}} + k\dot{\gamma}^{n-1} \quad \dot{\gamma} \geq \dot{\gamma}_k \text{ için} \quad (3.2)$$

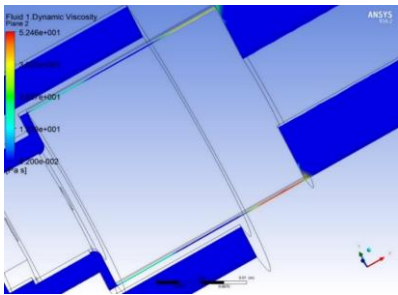
$$\mu_{H-B} = \mu_p \quad \dot{\gamma} < \dot{\gamma}_k \text{ için}$$

μ_p plastik viskozite, $\dot{\gamma}_k$ kritik kayma hızıdır ve Newton tipinden, Newton olmayan tipe geçişinde başladığı değer olarak $\dot{\gamma}_k = 0.001 \text{ s}^{-1}$, olarak alınmıştır. Herschel-Bulkley modelindeki τ_y , k ve n parametreleri testlerde kullanılan MR sıvı olan MRF132-DG'nin Anton-Paar 302 model reometre ile yapılan testlerde elde edilen ve Şekil 16'de gösterilen değerleri kullanılarak tespit edilmiştir.

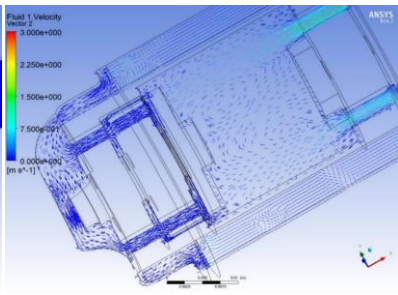


Şekil 16. MR sıvının farklı akımlarda Kayma gerilmesi (τ)-Kayma hızı (γ) ilişkisi

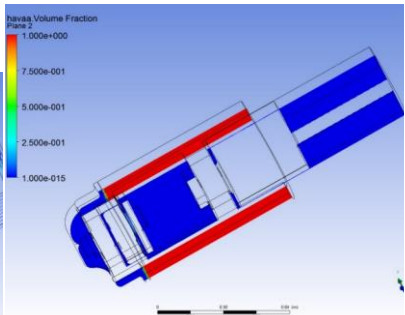
Başlangıçta dış silindir hacmi gerçek durumdaki gibi hava olarak tanımlanmıştır, böylece pistonun hareketi sırasında havanın silindir hacmi içine olan etkisi incelenmiştir. Bu şekilde yapılan çok fazlı (multifaz) CFX çözümünde hava ve MR akışkan ayrı domainler olarak tanımlanmış aralarındaki yüzey ise akışkan geçişlerine müsaade etmesi için “interface” olarak tanımlanmıştır. Bunlarla birlikte valfin çalışma sistemi piston ile ve geri hareketine göre değişmektedir. İleri ve geri hareketinden MR akışkanın ayrı kanallardan geçişine izin verilmektedir. Bu modelde bu bölgeler tanımlanarak valfin çalışması modellenmiştir. Yakınsama kriteri olarak kalan (residual) değeri 10^{-4} olarak tanımlanmıştır ve yakınsama kontrolü zaman adımı başına 10 olarak tanımlanmıştır. Şekil 19’de hacimsel orana (volume fraction) bakılarak pistonun üst ölü noktaya doğru hareketinde iç silindirin dış silindirden hava çekip çekmediği kontrol edilmiş ve hava çekmediği görülmüştür. Şekil 17’de pistonun üst ölü noktaya hareketi sırasında özellikle manyetik alana maruz kaldığı kanal içindeki akışkanın viskozitesinde meydana gelen değişim görülmektedir. 0.092 Pa.s olan akışkanın plastik viskozitesinin bazı bölgelerde 52.46 Pa.s’ye yükseldiği görülmektedir. Aynı zaman dilimindeki hız vektörleri Şekil 18’de görülmektedir. Bu hız vektörlerinden hava dolu olan dış silindirin içindeki hava hızının komşu MR akışkana daha hızlı olduğu ancak karışmanın olmadığı ara geçişteki hız farkından görülmektedir. Aynı zamanda akışkanın daha yüksek bir hız ile valfden geçtiği görülmektedir. Şekil 19’de ise piston üst ölü noktaya doğru ilerlerken dış silindirden iç silindire hava çekip çekmediği kontrol edilmiştir ve şekilde de görülebildiği gibi hava dış silindire de iç silindire geçmemektedir.



Şekil 17. 0.22. sn.'de kanallarda manyetik alan etkisi ile meydana gelen dinamik viskozite



Şekil 18. 0.22. sn.'de pistonun ileri doğru hareketinde hız vektörleri



Şekil 19. Hareket eden damperin 0.22 sn. deki havanın hacimsel oranının yüzey üzerindeki değişimi

4. MR AMORTİSÖRÜN İMALATI VE TESTLERİ (MANUFACTURE AND TEST OF MR ABSORBER)

Gerçekleştirilen manyetik alan ve CFD analizleri ile yapılan ön tasarımlarda olduğu gibi orta valf (piston kafasındaki) MR valfe dönüştürülmüştür. Amortisörün taban valfi ise, yön kontrolü gerekmeden basınç dengesinin sağlanabilmesi için klasik taban valf olarak bırakılmıştır. Yapılan bu tasarıma uygun olarak gerçekleştirilen hem manyetik hem de akış analizleri ile amortisörün performansını etkileyen temel parametreler optimize edilmiştir. Bu verilere göre ilk prototip MR amortisörün bazı parçaları yeni tasarlanmış, bazıları ise revize edilmiştir. (Şekil 20.a).

Şekil 11 de gösterilen manyetik akı dönüş genişliğine ulaşarak manyetik alan performansının artırılmak için iç boru üzerine gömlek eklenmiştir (Şekil 20.b).



(a)

(b)

Şekil 20. (a) İmal edilen MR amortisör parçalarından bazıları (b) Piston silindirinin üzerine giydirilen dış silindir

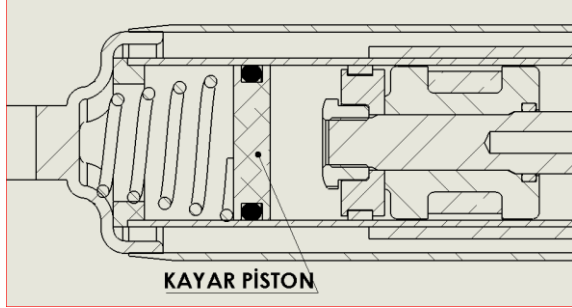
Parça imatları yapılan MR amortisör montajı yapılmış ve LORD firmasına ait MRF-132DG kodlu sıvı [17] ile doldurulmuştur. İmal edilen MR Amortisörler üzerinde laboratuvarındaki Roehrig marka amortisör test cihazıyla 3 farklı hız ve 7 farklı akım değerinde performans testleri yapılmıştır. Testlerden sonra MR amortisör söküldüğünde ise taban valf etrafında topaklanmalar (MR akışkan içindeki demir tozu parçacıklarının bir araya gelmesi) gözlemlenmiştir. Bu topaklanmanın giderilmesi için klasik pul yay tarzında çeşitli tasarımlar yapılmıştır. Yapılan bu tasarımların tamamında bu topaklanma problemi görülmüştür. (Şekil 21)



Şekil 21. Klasik taban valf sisteminde MR sıvının topaklanması

Bu testler neticesinde MR sıvının klasik valf sistemiyle uyumlu çalışmadığı görülmüştür. Bilindiği gibi, klasik taban valfinde yay, basınca bağlı olarak açılmakta ve akış bölgesinin kesit alanı artmaktadır. Dolayısı ile yayın tam açılmadığı süreçlerde kesit alanının darlığından dolayı MR sıvı içinde mikron boyutlu parçacıklar bu kesit alandan geçemezken, taşıyıcı sıvı geçebilmektedir. Tekrarlanan bu süreçte, bir kaç çevrim sonunda taban valfin kanal bölgesinde bu topaklanma sorununun her çevrimde daha da arttığı anlaşılmıştır. Bu sorunun üstesinden gelmek için alternatif olarak, kayar pistonlu sistemli tasarımlar yay destekli olarak yapılmış (Şekil 22) ve testleri gerçekleştirilmiştir. Bu kayar pistonlu tasarım ile Tablo 1'de verilen hedef performans değerlerinden yumuşak amortisör değerlerine ulaşabildiği görülmüştür. Ancak mevcut tasarımda daha sert yay konabilecek hacim bulunmadığından Tablo 1'deki sert amortisör değerleri

sınırına çıkılmamıştır. Bu MR amortisörün yapılan performans testlerinde topaklanma sonucu oluşan aşırı basınç kaynaklı taban valf gövdesinde kırılmalar olmuş, ayrıca topaklanmaya bağlı baskı yayında deformasyonlar gözlemlenmiştir (Şekil 23).

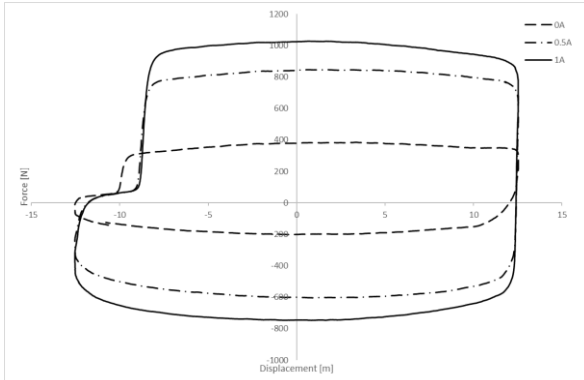


Şekil 22. Yay baskılı kayar pistonlu MR amortisör kesiti

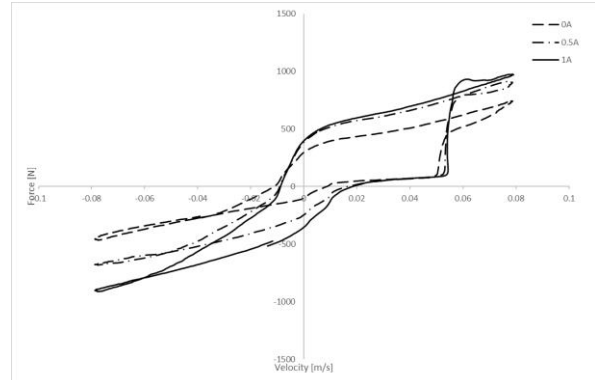


Şekil 23. Test sonucu karşılaşılan problemler

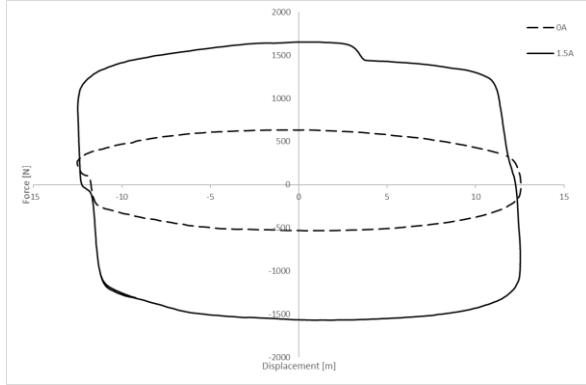
Taban valf sistemindeki topaklanma sorunu, sistem çalışmaya başladıktan bir süre sonra özellikle sıkıştırma bölgesinde kuvvet-yer değiştirme veya kuvvet hız grafiğinde dalgalanma, gecikme ve kuvvet atlaması olarak kendisini göstermektedir. Amortisörün açılma evresi, sıkıştırmada yaşanan bu olaydan olumsuz etkilenmektedir. Açılma evresinde gerekli olan MR sıvıyı silindirin içine çekememiştir. Bu esnada oluşan vakum basınç amortisörün içine hava çekmesiyle neticelenmiştir. MR amortisörlerin test verileri incelendiğinde genel olarak sıkıştırma sürecinin başında bir basınç düşümü ve dolayısıyla performans kaybı görülmektedir. Bunun sebebi iç odacıkta bulunan havadan kaynaklanmaktadır. En uygun grafikler yaylı baskının olduğu kayar pistonlu MR amortisörde elde edilmiştir. Yay destekli kayar pistonlu MR amortisör verileri incelendiğinde kuvvet-hız ve kuvvet-yer değiştirme ilişkilerinin çok daha düzgün olduğu görülmektedir. Klasik taban valfli veya benzeri yapıdaki tüm valf yapılarında topaklanma problemi görülmüş ve buna bağlı vakum yapma sorunu görülmüştür (Şekil 24-Şekil 25). En uygun sonuçların Şekil 26 ve Şekil 27'de görüldüğü gibi kayar pistonlu MR amortisörden elde edildiği görülebilir.



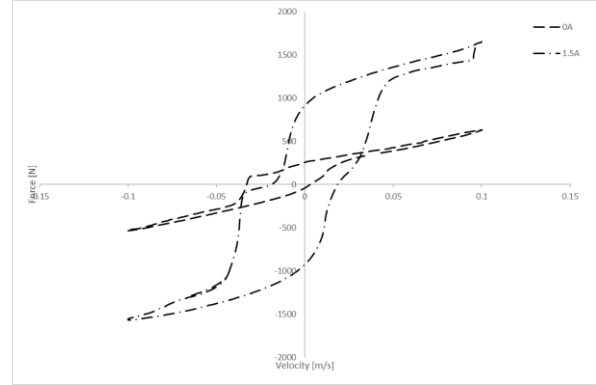
Şekil 24. Klasik Taban Valfli amortisör Kuvvet-Hız Grafiği



Şekil 25. Klasik Taban Valfli amortisör Kuvvet-Yer değiştirme Grafiği



Şekil 26. Yay destekli kayar pistonlu amortisör Kuvvet-Hız Grafiği



Şekil 27. Yay destekli kayar pistonlu amortisör Kuvvet-Yer değiştirme Grafiği

5. SONUÇ (CONCLUSION)

Bu çalışmada araç koltuk sistemlerinde kullanılan çift borulu amortisör tasarımının, içinde MR sıvı kullanılacak bir amortisöre dönüştürülmüştür. Bu maksatla, mevcut çift borulu amortisörün taban kısmında yer alan ve pistonun hareket yönüne bağlı olarak sıvının dış veya iç silindire aktarıldığı valf grupları yeniden tasarlanmış ve ayrıca sıvı üzerinde manyetik etkiyi oluşturabilmek için amortisörün piston grubu tamamen yeniden tasarlanarak pistonu bir bobin yerleştirilmiştir. Böyle bir tasarım ile sürücü koltuklarında kullanılacak olan amortisöre hem yarı-aktif bir kontrol sistemi özelliği kazandırılmış hem de istenen sönüm kuvvetinin sağlanması hedeflenmiştir.

Bu çalışmada, kavramsal tasarım sonrasında hem akış hem de elektromanyetik analizler yardımıyla uygun ölçüler için parametrik çalışmalar yapılarak temel ölçüler belirlenmiştir. Belirlenen bu ölçüler doğrultusunda prototip imalatlar gerçekleştirilmiştir. Parçaların montajından sonra performans testleri belirlenen hızlarda ve 25°C'de amortisör gövde sıcaklığında yapılmıştır. Her test sonrası performans grafikleri incelenmiş ve beklenen sonuçlarla kıyaslama yapılmıştır.

Tasarımlarda hem klasik taban valfi hem de kayar piston (yay destekli) prototip çalışılmıştır. Kayar pistonlu sistem tek borulu amortisör (mono-tube) yapısı olduğundan, daha çok orta valfin (MR valf) düzgün çalışıp çalışmadığını gözlemlemek için yapılmıştır. Yay destekli kayar piston performans testlerinde, MR etki ile üretilen kuvvet değeri yay tepki kuvvetini geçmediği sürece düzgün çalıştığı görülmüştür (Şekil 23, Şekil 26 ve Şekil 27). Bu durum orta valfteki MR valf düzgün çalışmadığını göstermektedir. Ancak mevcut boyutlarda kayar piston altında kalan hacim için yeterli direnci gösterecek düzgün karakteristiğe sahip yay bulunamadığından üretilen kuvvet yeterli büyüklüğe ulaşılamamıştır.

Klasik amortisör taban valfinin kullanıldığı sistemler incelendiğinde ise, bu tür yapının MR sıvı ile kullanıma uygun olmadığı tespit edilmiştir (Şekil 21, Şekil 24 ve Şekil 25). Bunun sebebi olarak; taban valfi basınca bağlı olarak açılma göstermektedir, ilk anda sadece sıvının akışına izin verecek kadar disk yay açıldığından, demir parçacıklarının taşıyıcı sıvıdan ayrışması sebebi ile dar akış bölgelerinde topaklanma olmaktadır. Taban valf yapısından dolayı havanın bulunmaması gereken iç silindire hava girişi olduğu deneylerden gözlemlenmiştir. Dolayısıyla pistonun yön değiştirdiği bölgelerde bu hava odacıkları sebebiyle performans üretilmemekte, gecikmeler olmaktadır. Bu çalışmada bu sorunların aşılabilmesi için çeşitli taban valf tasarımları yapılmış ve testler tekrarlanmıştır. Elde edilen sonuçlar, MR sıvının geometrik bir engel yardımıyla direnç üretmesine uygun bir sıvı olmadığı, sadece manyetik alan ile kuvvet üretmek üzere çalıştırılmasının gerektiği yönünde yorumlanmıştır.

Böylece bu damper sistemine uygun bir MR sıvı geliştirilmesinin uygun olacağı görülmüştür. Yapılan testler de klasik amortisörün yumuşak sönümlenme değerlerine ulaşılmış ancak sert amortisör değerlerine mevcut amortisör yapısından dolayı 100% seviyede ulaşılamamıştır. Bunların neticesinde taban valf yapısı ile daha yüksek sönümlenme kuvveti değerlerine çıkılmasının ve kararlı bir çalışmanın oluşturulmasının bu yapı ile mümkün olmadığı kanaatine varılmıştır.

Bundan sonraki çalışmalarımızda kayar pistonlu sistemin, çift borulu sisteme uygulanmasının daha uygun sonuçlar vereceği sonucuna varılmıştır. Ayrıca bu çalışmadan elde edilen bilgi ve deneyimler ışığında,

klasik kayar pistonlu amortisörden farklı olarak, planlanan çalışmada kayar pistonu (veya diyafram) iki boru arasına yerleştirmenin daha iyi bir alternatif olabileceği düşünülmektedir.

TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGMENTS)

5140003 Proje numarası ile bu çalışmanın yapılmasını olanaklı kılan TÜBİTAK'a ve Üniversite-Sanayi işbirliği olan bu projenin sanayi ortağı olan MAYSAN MANDO'ya teşekkürlerimizi bir borç biliriz.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] S.B. Choi, M.H. Nam, B.K. Lee, Vibration control of a MR seat damper for commercial vehicles. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 11:12 (2000) 936-944.
- [2] F. Gordaninejad, S.P. Kelso, Fail-safe magneto-rheological fluid dampers for off-highway, high-payload vehicles. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 11:5 (2000) 395-406.
- [3] S.J. Dyke, Jr. B.F. Spencer, M.K. Sain, J.D. Carlson, Modeling and control of magnetorheological dampers for seismic response reduction. *Smart materials and structures*, 5 (1996) 565-575.
- [4] H. Zhu, Y. Wen, H. Iemura, A study on interaction control for seismic response of parallel structures. *Computers & Structures*, 79:2 (2001) 231-242.
- [5] S. Nagarajaiah, S. Sahasrabudhe, R. Iyer, Seismic response of sliding isolated bridges with MR dampers. In *American Control Conference*, 6 (2000) 4437-4441.
- [6] N.M. Wereley, G.M. Kamath, V. Madhavan, Hysteresis modeling of semi-active magnetorheological helicopter dampers. *Journal of intelligent material systems and structures*, 10:8 (1999) 624-633.
- [7] C.R. Mehta, V.K. Tewari, Damping characteristics of seat cushion materials for tractor ride comfort. *Journal of Terramechanics*, 47:6 (2010) 401-406.
- [8] H. Ciloglu, M. Alziadeh, A. Mohany, H. Kishawy, Assessment of the whole body vibration exposure and the dynamic seat comfort in passenger aircraft. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 45 (2015) 116-123.
- [9] R. Gürhan, C.İ. Çay, Performances of tractor's driver seats with passive damping system under simulated test conditions. *Journal of Agricultural Sciences*, 14: 4 (2008) 401-408.
- [10] I. Maciejewski, Control system design of active seat suspensions. *Journal of Sound and Vibration*, 331:6 (2012) 1291-1309.
- [11] A. Achen, J. Toscano, R. Marjoram, K. St Clair, B. McMahon, A. Goelz, S. Shutto, Semi-active vehicle cab suspension using magnetorheological (MR) technology. In *Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power*, 7:2 (2008) 561-564.
- [12] İ. Şahin, H.R. Öz, T. Engin, A. İlhan, A. Akpolat, Manyetik Sıvılı Damperlerin Yapısal Analizi. *Mühendis ve Makina*, 46:551 (2008) 41-50.
- [13] İ. Şahin, Manyeto Reolojik Damperli Yarı-Aktif Süspansiyon Sistemi Tasarımı Ve Traktör Koltuğu Uygulaması, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, 2005.
- [14] Y. Taşcıoğlu, Kampana-Tipi Ve Disk-Tipi Manyetoreolojik Frenlerin Sayısal Yöntemlerle Karşılaştırılması. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji*, 5:1 (2017) 1-10.
- [15] H. Fujitani, H. Sodeyama, T. Tomura, T. Hiwatashi, Y. Shiozaki, K. Hata, S. Soda, Development of 400kN magnetorheological damper for a real base-isolated building. In *Smart Structures and Materials 2003: Damping and Isolation*, 5052 (2003) 265-277.
- [16] Lord Corporation. (2003). MR Fluid Product Bulletins, <http://www.rheonetic.com/fluidbegin.htm>, 2008.
- [17] Lord Corporation. (2011). MRF-132DG Magneto-Rheological Fluid, http://www.lordmstore.com/_literature_231215/Data_Sheet_-_MRF-132DG_Magneto-Rheological_Fluid, 06.02.2019.