



HİDROLİK ŞOK SÖNÜMLEYİCİ VALF TASARIMI VE ZAMANA BAĞLI HAD ANALİZLERİ

HYDRAULIC SHOCK ABSORBER VALVE DESIGN AND TIME DEPENDENT CFD ANALYSIS

**Gürkan Topbaş
Seçkin Çelebi
Zekeriya Parlak**

ÖZET

Binalarda, köprülerde, viyadüklerde, makinalarda, içinden akışkan geçen boru hatlarında, büyük vanalarda, pompalarda, valflerde zorlayıcı iç ve dış etkilerden dolayı oluşan titreşimlerin söndürülebilmesi, aksamın diğer kısımlarının titreşimden zarar görmemesi ve stabil bir çalışma için şok söndürücüler kullanılır. Hidrolik şok söndürücüler tüm bunları dinamik yer değiştirmeyi minimuma indirerek gerçekleştirir. Bu çalışmada, hidrolik şok söndürücüler için yay ve şim (pul) kombinasyonuna sahip sıkışma ve genişleme valfleri tasarımı yapılmış ve söndürücünün sadece sıkışma periyodunda, kuvvet-yer değiştirme ilişkisini yakalayabilmek için zamana bağlı, deforme olan hücre ağı yapısına sahip hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizlerde farklı piston hızları, şim valf rijitliği, by-pass kanalının açık/kapalı olması, sıkışma ve genişleme valflerindeki geçiş kanallarının sayısı ve çapı ve yağ cinsi tasarım parametrelerinin, söndürücünün söndürme kuvveti, valfler üzerinde meydana gelen kuvvet ve valflerin açılma değeri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen bu neticeler ile imalat ve test aşamasından önce tasarım koşulları değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Şok söndürücü, Snubber, Titreşim, Hidrolik, HAD

ABSTRACT

Shock absorbers are used in buildings, bridges, viaducts, machinery, pipelines through which fluid flows, large valves, pumps to dampen the vibrations caused by internal and external forceful effects, to prevent other parts of the assembly from being damaged by vibration and for a stable operation. Hydraulic shock absorbers can carry out all this by minimizing dynamic displacement. In this study, compression and expansion valves with a combination of spring and shim were designed for hydraulic shock absorbers. Computational fluid dynamics (CFD) analyzes with time dependent, which deformed mesh structure in order to capture the force-displacement relationship of the absorber in the compression period, has been carried out. In the analyzes, the effects of different piston speeds, shim valve stiffness, open/closed by-pass channel, number and diameter of passage channels in compression and expansion valves, and oil type design parameters on damping force and on deviation of the shim valves were investigated. With these results, the design conditions were evaluated before the manufacturing and testing phases.

Keywords: Shock absorber, Snubber, Vibration, Hydraulic, CFD

GİRİŞ

İç ve dış etkilerden kaynaklanan titreşimler, mekanik akşamların zarar görmesine, stabil çalışma performansının ve konforun azalmasına sebep olmaktadır. Titreşimin azaltılması için, otomotiv ve makine endüstrisinde, köprü ve yapılarında, içinden akışkan geçen boru hatlarında ve birçok sektörde şok sönümleyiciler kullanılmaktadır. Araçlarda konfor için gerekli parametrelerden biri araç içerisinde yer alan kişilere etki eden titreşimin sönümlenmesidir. Araç hareketi sırasında bozucu etkilerin neden olduğu titreşim, çalışan araç motorunun titreşimi gibi titreşimler araç tekerleklerinde süspansiyon sistemleriyle, traktör ve iş makinelerinde genellikle kabin konforu koltuk titreşim sönümleyicileriyle sağlanır.

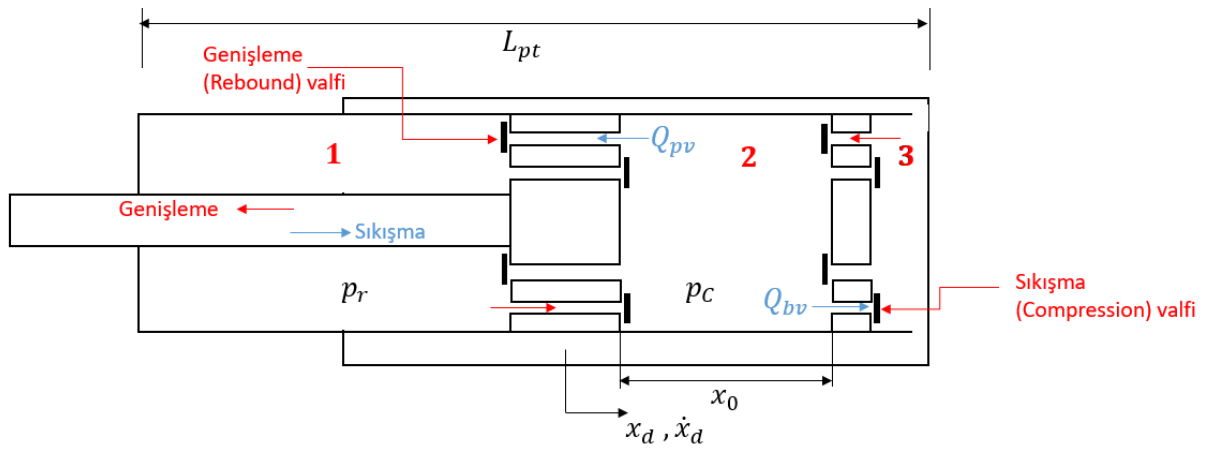
Surace vd. (1991) bir otomobil sönümleyici için önceki basit modellere göre sertlik özelliklerinin daha gerçekçi bir temsilini sağlayan yeni bir fiziksel model sunulmuştur. Yeni modeli deneysel verilerle doğrulamışlardır. Frdek ve Luczko (2012) çift silindri bir hidrolik sönümleyici için sonum kuvvetini genlik ve frekansının etkisi ve valflerden geçen yağın debisi ile tanımlayan fiziksel ve matematiksel bir model oluşturmuşlardır. Guan vd. (2019) çift-silindri bir sönümleyicinin dinamik performansı, deney ve simülasyonla incelemişlerdir. Piston hızı 0,31 ile 0,75 m/s arasındayken sıkıştırma strokunun sonunda sönümlenme kuvvetinin aniden azaldığını, ayrıca, hız artmaya devam ettiğinde, geri tepme (rebound) strokunun sonunda sönümlenme kuvvetinin de düşebileceğini testler neticesinde göstermişlerdir. Ayrıca, sönümleyicinin dinamik özelliklerini daha fazla araştırmak için sanal olata prototipleme yapmayı önerilmişlerdir ve bu şekilde dinamik rijitlik ve sönüm katsayıları birden çok koşul altında inceleyebilmişlerdir. Chen vd. (2019) hidrolik sönümleyicide kavitasyon olgusunun oluşmasını CFD yöntemiyle sayısal olarak incelemişler ve kavitasyon oluşum mekanizmasının parametrik modelini oluşturmuşlardır. Deneysel sonuçlar ile doğrulanan CFD modeli ile, kavitasyonun esas olarak amortisörün genişleme valfi etrafından dağıldığını ve kavitasyonun piston hızının artmasıyla daha belirgin hale geldiğini göstererek; düşük viskoziteli yağ kullanmak ve piston çubuğunun çapını arttırarak, kavitasyonun etkili bir şekilde önleyebileceğini belirtmişlerdir. SkAçkAuSkAS vd. (2017) tek silindri bir sönümleyicinin şim valfinin matematiksel bir modelini yer değiştirme ile sönümleyici yapısında var olan kuvvetler arasındaki ilişkiyi dayalı olarak geliştirmişlerdir. Böylece valfteki şimlerin sayısı, bunların düzeni ve malzemenin özellikleri dahil olmak üzere çok çeşitli parametrelerin etkisini etkili bir şekilde analiz edebilmişlerdir. Bu matematiksel modelin geçerliliğini de deneysel ölçümü yapılarak değerlendirmişlerdir. Ramos vd. (2004) otomotivler için bir çift silindri sönümleyicinin termal performansını çoklu frekans testleri ile tahmin etmişlerdir. Arconada ve Barruetaña (2020) iki silindri bir hidrolik sönümleyicinin basitleştirilmiş doğrusal olmayan dinamik modelini, deneysel testlerden elde ettikleri veriler ve akış, basınç, yer değiştirme ve hızın dikkate alındığı sayısal model ile sunmuşlardır. Bhuyan ve Kumar (2017) çift silindri sönümleyiciler için temel valf tasarımlarını CFD analizleri ile alınmaya almışlar, Sonuçlar sisteme etki eden net kuvvetlerin kullanılan malzemenin (yapı çeliği) akma dayanımından daha düşük gerilmeler ürettiğini göstermiştir. Shams vd. (2007) bir otomotiv sönümleyicinin performansını tahmin etmek ve değerlendirmek için CFD ve FEA yöntemlerini kullanılmışlardır. Valfe uygulanan kuvvet CFD ile elde edilirken, valf yer değiştirme-kuvvet ilişkisi FEA yöntemi ile araştırılmıştır. Bu sayısal sonuçların deneysel veriler ile uyumlu olduğunu da göstermişlerdir. Pasif titreşim kontrolü sağlayan araç koltukları üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Tewari ve Mehta (2010) bir traktör koltuğu minder malzemesi, operatör duruşunu desteklemek, titreşimi indirmek ve sürüş kalitesini arttırmakta baskın rol oynadığını ve bir traktör koltuğunda uygun süspansiyon mekanizması seçilerek titreşim azaltılacağı belirtmişler ve operatörün konforunu arttırmak için traktör koltuk minder malzemelerinin karakterizasyonu üzerine çalışmışlardır. Çiloğlu vd. (2015) 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 ve Çay (2008) pasif titreşim sönümlenme sistemine sahip traktör sürücü koltuklarının, benzetilmiş giriş titreşim deneylerindeki performansları incelenmiş, böylece en iyi performansa sahip koltukları belirlemiştir.

Bu çalışmada bir şok sönümleyicinin genel bir tasarım konsepti, buna uygun tasarım parametreleri ve bunların alt ve üst limitleri belirlenmiştir. Şok sönümleyicinin performansını belirleyebilmek için yay ve şim(pul) kombinasyonuna sahip sıkışma ve genleşme valfleri tasarımı ve sönümleyicinin sadece sıkışma periyodunda, kuvvet-yer değiştirme ilişkisini yakalayabilmek için zamana bağlı, deforme olan hücre ağı yapısına sahip hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri gerçekleştirilmiştir.

Analizlerde by-pass kanalının açık/kapalı olması, şim valf rijitliği, sıkışma ve genişleme valflerindeki geçiş kanallarının sayısı ve çapı gibi geometrik parametrelerinin yanında farklı piston hızları ve yağ cinsi tasarım parametrelerinin, sönümleyicinin sönüm kuvveti, valfler üzerinde meydana gelen kuvvet ve valflerin açılma değeri üzerindeki etkileri incelenmiştir.

KAVRAMSAL TASARIMI

Bu çalışmada, şematik olarak Şekil 1'de verilen çift silindri bir çok sönümleyici temelinde bir tasarım modeli benimsenmiştir. Piston miline uygulanan kuvvet ile sıkışma yönünde ilerleyen mil, sönümleyecisi içinde 2 no'lu odacıkta bulunan akışkan şekilde görülen valfi açarak Q_{pv} debisinde 1 no'lu odacığa geçerken, aynı zamanda 2 no'lu odacıktaki akışkanı o ilgili valfi açarak Q_{bv} debisinde 3 no'lu odacığa süpürmektedir. 3 no'lu odacıktaki akışkan ise silindir içine giren mil hacmini kompanse etmek için bir yay ile sınırlandırılmış olan bir hacme sahip dış silindire doğru hareket etmektedir. Dış silindirdeki yay bu duruma sıkışarak tepki vermektedir. Milin üzerinden kalkan kuvvet ile, sıkışmış durumda olan dış silindirdeki akışkan, 3no'lu odanın 2 no'lu odaya ve mil genişleme yönünde hareket ettiği için de 1 no'dan 2 no'lu odaya dolacaktır.



Şekil 1. Şematik olarak kavramsal çift borulu sönümleyici ve tasarım parametreleri

Arconada ve Barrietabeña (2020) sönümleme kuvvetini;

$$f_{damper} = P_c * A_{Pt} - P_r (A_{Pt} - A_{Rod}) \pm f_f \quad (1)$$

denklemleriyle hesaplamışlar. Burada, A_{Pt} piston kesit alanı ve A_{Rod} piston mili kesit alanıdır. P_r ve P_c sırasıyla 1 ve 2 no'lu odalardaki basınçtır. Bu basınçların piston hareketine bağlı değişimlerini ise

$$\dot{P}_c = \frac{(\dot{x}_d * A_{Pt} + Q_{pv} + Q_{bv}) * (1 - a * P_c)}{[x_0 + (\frac{\Delta}{2}) + x_d] * A_{Pt} * a} \quad (2)$$

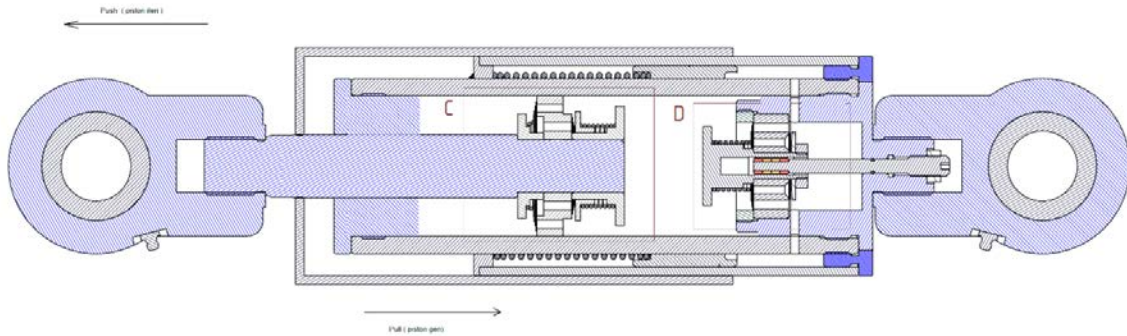
$$\dot{P}_r = \frac{(-\dot{x}_d * (A_{Pt} + A_{Rod}) + Q_{pv}) * (1 - a * P_r)}{[L_{Pt} - x_0 - (\frac{\Delta}{2}) - x_d] * (A_{Pt} - A_{Rod}) * a} \quad (3)$$

denklemleriyle hesaplamışlardır. x_d ve \dot{x}_d sırasıyla genişleme pistonunun yer değiştirmesi ve hızı ile x_0 2 no'lu odanın başlangıçtaki uzunluğudur. Her bir valften geçen Q_v debisi, o valf üzerinde meydana gelen basınç düşüşünün karekökü ile orantılı olduğunu çıkarımı ile;

$$Q_v = \frac{1}{2} * \pi * D_v * y_v * C_d * \sqrt{\frac{2 * \Delta * P_v}{\rho}} \quad (4)$$

denklemleri ile hesaplamışlardır. Bu denklemden debinin, şim valfin D_v çapına, şim valf gelen yük ile meydana gelen açılma mesafesi y_v 'ye, tahliye katsayısı C_d 'ye, ΔP_v valfi boyunca basınç düşüşüne ve yağ yoğunluğuna ρ bağlı olduğu görülmektedir. Denklemden görünen v alt indisi ile, genişleme (piston) valfi ve sıkışma (taban) valfi için özel olarak hesaplanması gerektiği vurgulanmaktadır.

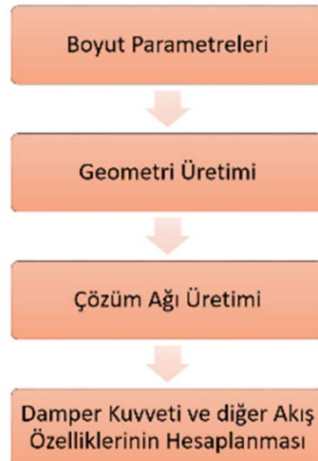
Bu çalışmadan bu kavramsal tasarım konsepti kullanılarak bir şok sönümleyici tasarlanmış ve performans özellikleri sayısal modeller ile incelemek için ön tasarım Şekil 2'de ki gibi oluşturulmuştur. Bu çalışmada tasarımlar, klasik şok sönümleyici imalat yapısının olabildiğince korunması için halen sektörlerde kullanılan şok sönümleyici yapısının mümkün olduğunca korunması sağlanarak yapılmıştır. Bu amaçlar doğrultusunda meydana getirilen şok sönümleyicinin kavramsal ön tasarımı Şekil 2'de verilmiştir.



Şekil 2. Şok Sönümleyici Ön Tasarımı

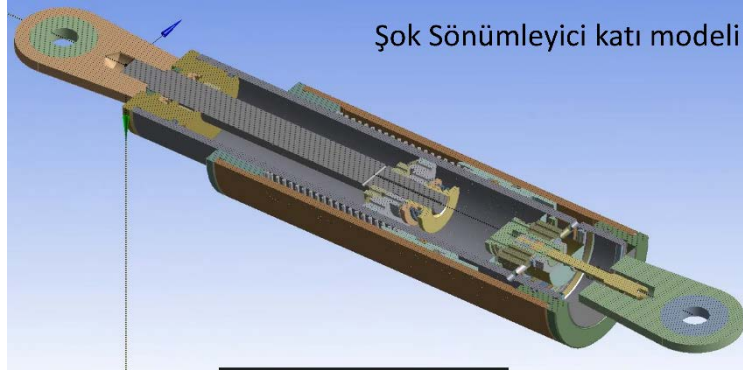
ŞOK SÖNÜMLEYİCİNİN HAD MODELİ

İmal edilecek şok sönümleyicinin çalışması sırasında özellikle valf geçiş kanalında ve şim (pul) kısmında meydana gelecek akışın modellenmesi ve sönümleme kuvvetine olan etkisinin incelenmesi için Hesaplamalı akışkan dinamiği (HAD) analizleri yapılmıştır. Hesaplama hızını artırmak ve hesaplama maliyetlerini düşürmek için tam geometrinin 20° 'lik bir simetrisi alınarak hesap gerçekleştirilmiştir. Sönümleyicinin akış analizi, hareketli çözüm ağı kullanılarak zamana bağlı olarak gerçekleştirilmiştir. Bu hareketli çözüm ağı sayesinde pistonun silindir içindeki hareketinin simülasyonu yapılabilmektedir. Böylelikle sönümleyicinin by-pass kanalının açık/kapalı olması, şim(pul) valf rijitliği, sıkışma ve genişleme valflerindeki geçiş kanallarının sayısı ve çapı gibi geometrik parametrelerinin yanında farklı piston hızları ve yağ cinsi tasarım parametrelerinin, sönümleyicinin sönüm kuvveti, valfler üzerinde meydana gelen kuvvet ve valflerin açılma değeri parametreleri ile temel karakteristik eğrileri olan kuvvet-hız ve kuvvet-yer değiştirme eğrileri elde edilebilmiştir. Şekil 3'de akış analizini gerçekleştirebilmek için adımlar yer almaktadır.

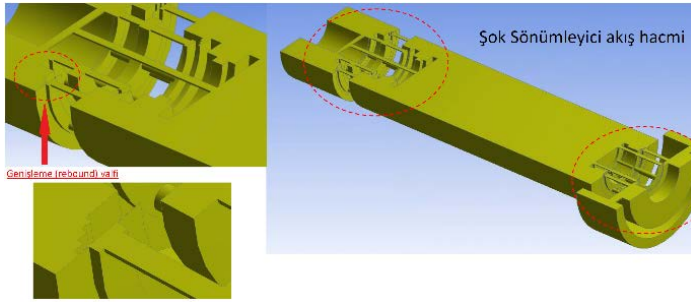


Şekil 3. Akış Analizi İçin Gerekli Adımlar

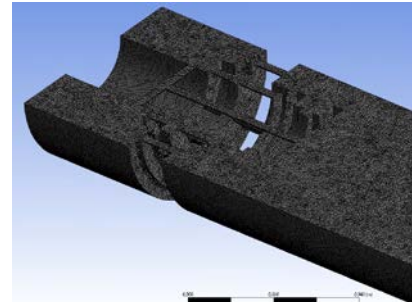
Analizleri gerçekleştirilecek olan Hidrolik Şok Sönümleyici Katı Modeli Şekil 4'te gösterilmiştir.



Şekil 4. Tasarımı Gerçekleştirilen Hidrolik Şok Sönümleyici Katı Modeli



Şekil 5. Hidrolik Şok Sönümleyici Akış Hacmi



Şekil 6. CFD Analizi İçin Çözüm Ağı

Bir HAD analizini gerçekleştirmek için geometri üretiminden sonraki aşama bir çözüm ağı oluşturmaktır. Şekil 5'te gösterilen Hidrolik Şok Sönümleyici akış hacmi çıkarılmış ve Şekil 6'da gösterilen 4.104.566 adet dört yüzeyle (tetrahedral) elemandan oluşan çözüm ağı meydana getirilmiştir. Şok sönümleyicinin çözüm ağı üzerinde hareketli bölgeler olduğu için analizler, zamana bağlı (transient) ve deforme olan çözüm ağı olarak tanımlanmıştır. HAD programı üzerinde akışı tanımlayabilmek için bazı denklemler yazılmıştır. Bu denklemler yazılırken aynı çözüm ağı ile sadece ifadeler üzerinde değişiklik yaparak farklı hız ve stroklarda da çözüm yapılabilmesine olanak verecek şekilde oluşturulmuştur. Aynı zamanda sönümleyicinin alt tarafında bulunan halkasal kanallar çıkan akışkanın gidiş ve dönüş yönüne göre açılıp kapanan valflerin çalışması da denklemler yardımıyla modellenmiştir.

Açısal Hız ve Frekans değerleri;

$$w = \frac{u_{max}}{S_{max}} \quad (5)$$

Pistonun bir çevrim için toplam zamanı;

$$t_{total} = \frac{1}{f} \quad (6)$$

Sinüsoidal yer değiştirme ve hızı;

$$S = S_{max} - S_{max} * \cos(\omega t_s) \quad (7)$$

$$u_p = u_{max} \cdot \sin(\omega t_s) \quad (8)$$

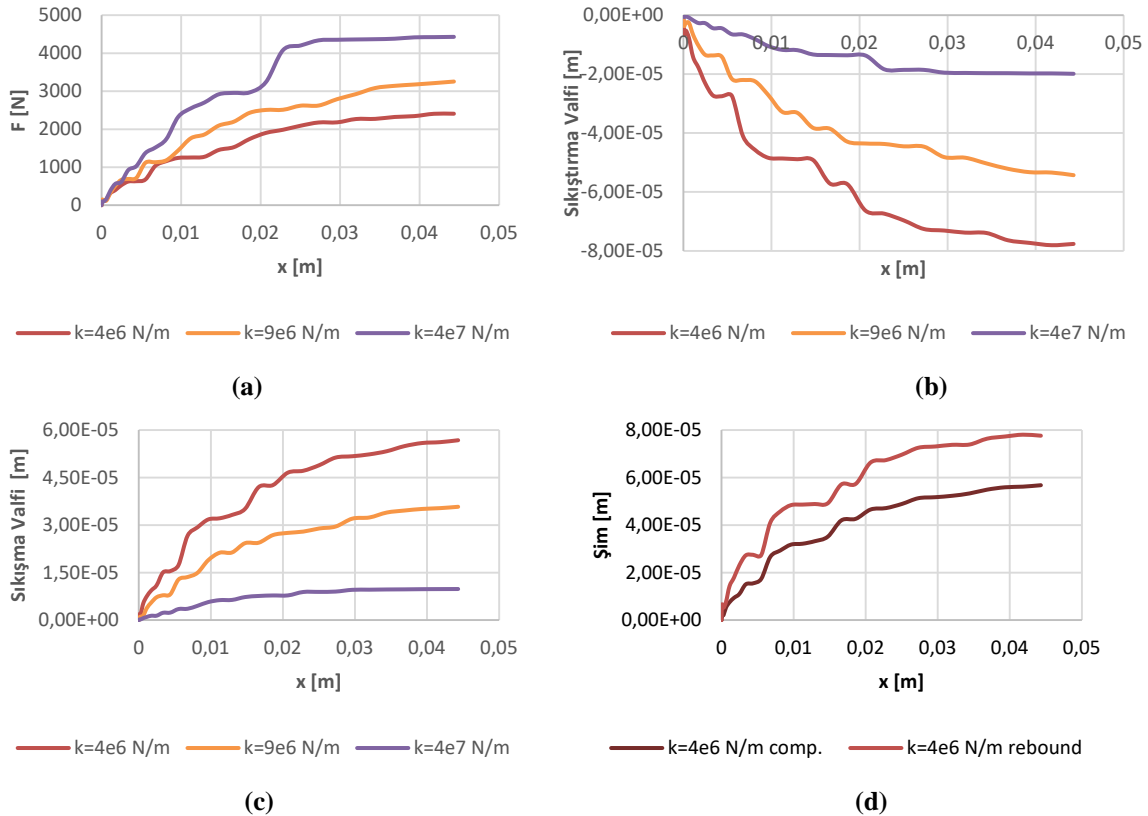
Burada t_s zaman adımıdır. u_{max} değerine göre belirlenmiştir. $S_{max}=0.045$ m olarak belirlenmiştir. Bu durumda toplam yer değiştirme miktarı 0.09 m'dir. Piston 0 konumundan harekete başlayarak 0.045m yer değiştirerek bu noktada en büyük hıza ulaşmaktadır. Gerçekleştirilen analizlerde hız verisi olarak u_{max} 0,002, 0.2, 0,5 ve 1.0 m/s kullanılmıştır.

Şim valfin çalışma sistemi piston hareketine göre değişmektedir. İleri ve geri hareketinden şim yapısından oluşan deformasyon bu çalışmada modellenmiştir. Böylece valfin üzerine akışkan tarafından uygulanan kuvvet ile farklı rijitliğe sahip şim malzemeleri açılma değerleri elde edilmiş, bu sayede valfler içinde geçen debi miktarı incelenebilmiştir. Bu çalışmada geliştirilen modelde şok sönümleyicinin sadece sıkışma periyodu incelenmiştir.

Yakınsama kriteri olarak kalan (residual) değeri 10^{-4} olarak tanımlanmıştır ve her zaman adımı sonunda bu değer kontrol edilmektedir.

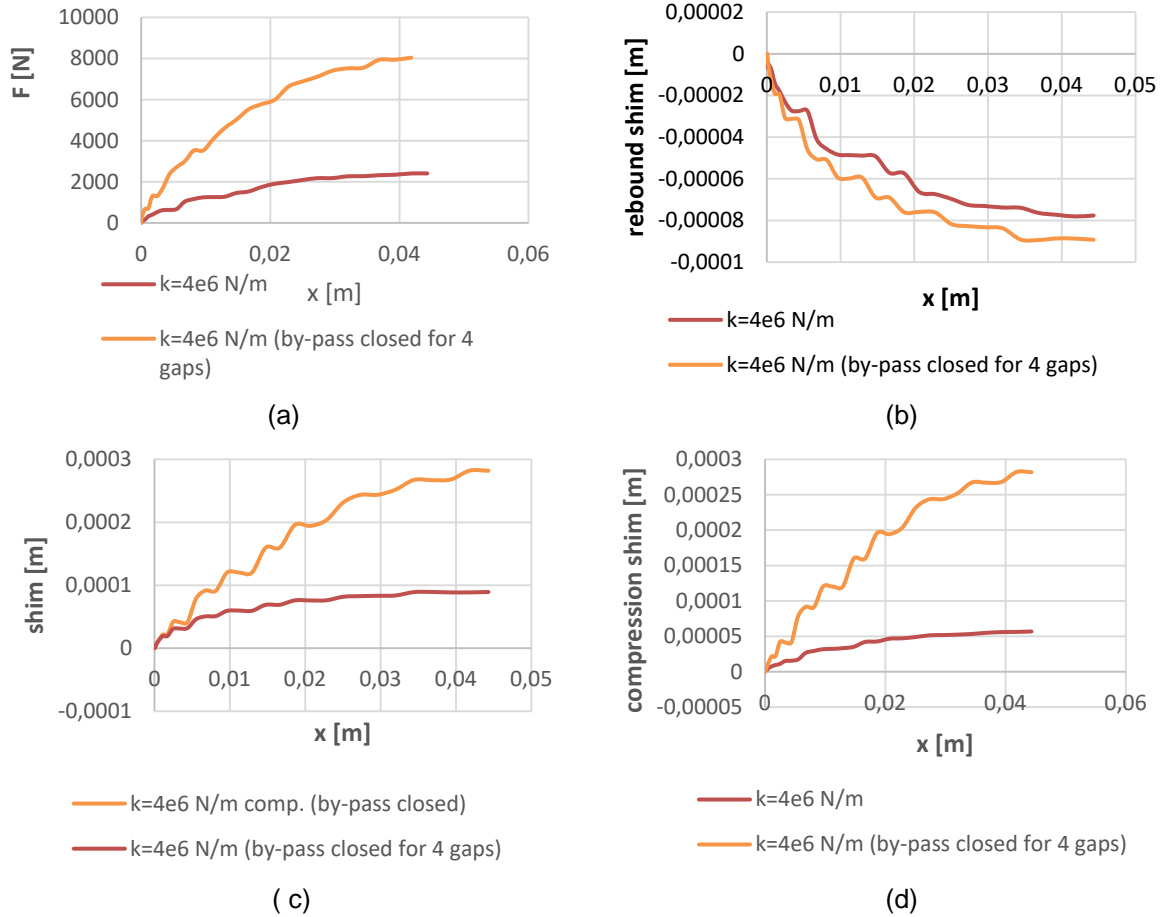
BULGULAR VE TARTIŞMA

Şekil 5'de 4.10^6 N/m, 9.10^6 N/m ve 4.10^7 N/m rijitlik değerlerine sahip olan şim malzemeler ile yapılan analizlerin sonuçları verilmiştir. Bu sonuçlara göre artan şim valfi rijitliği ile sönümlenme kuvveti de yükselmektedir. Rijitliğin 10 kat artması ile kuvvet %84 artmıştır. Rijitliğin 2 kat artması ile kuvvet %35 artmıştır. Rijitliğin 10 kat artması ile genişleme valfi %74 az açılmıştır. Rijitliğin 2 kat artması ile sıkışma valfi %30 az açılmıştır. Sıkışma valfi genişleme valfine göre %27 daha az açılmaktadır. Rijitliğin 10 kat artması ile sıkışma valfi %84 az açılmıştır.



Şekil 5. Farklı şim rijitlikleri (4.10^6 N/m, 9.10^6 N/m ve 4.10^7 N/m) için (a) Kuvvet- Piston mili yer değiştirme (b) Genişleme valfindeki şimin sapması- Piston mili yer değiştirme (c) Sıkışma valfindeki şimin sapması- Piston mili yer değiştirme ilişkileri ve (d) Aynı rijitlikteki sıkışma ve genişleme valflerinin şim sapmalarının mutlak değerlerinin karşılaştırılması

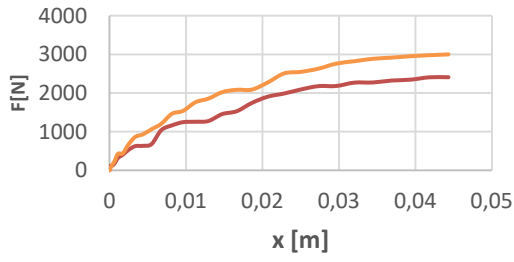
Şekil 6'da By-pass kanalının kapaması durumunda Valf – Sönümlenme kuvveti ilişkisi için analizlerin sonuçları verilmiştir. Bu sonuçlara göre By-pass kanalının kapaması durumunda sönümlenme kuvveti de yükselmektedir. By pass kanalının kapanmasıyla sönümlenme kuvveti %25 artmıştır. By pass kanalının kapanmasıyla genişleme valfi %18 daha fazla açılmıştır. Sıkışma valfi genişleme valfine göre %38 daha az açılmaktadır. By pass kanalının kapanmasıyla genişleme valfi sadece %1 daha az açılmıştır.



Şekil 6. (a) By pass kanalının kapanmasıyla sönümlenme kuvveti'nin değişimi. (b) Bypass kanalının kapanmasıyla genişleme valfinin değişimi. (c) Sıkışma valfinin genişleme valfine göre açıklık durumu. (d) By pass kanalının kapanması ile genişleme valfi arasındaki ilişki.

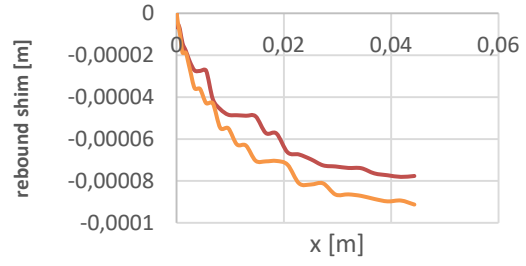
Şekil 7'de By pass kanalının kapalı ve geçiş kanallarının 4 olması durumunda Valf – Sönümlenme kuvveti ilişkisi için analizlerin sonuçları verilmiştir. Bu sonuçlara göre By-pass kanalının kapalı ve geçiş kanallarının 4 adet olması durumunda sönümlenme kuvveti de yükselmektedir. By pass kanalının kapalı ve geçiş kanallarının 4 olması durumunda sönümlenme kuvveti %234 artmıştır. By pass kanalının kapalı ve geçiş kanallarının 4 olması durumunda genişleme valfi %15 daha fazla açılmıştır. Sıkışma valfi genişleme valfine göre %216 daha fazla açılmaktadır. By pass kanalının kapalı ve geçiş kanallarının 4 olması durumunda sıkışma valfi %396 daha fazla açılmıştır.

Şekil 8'de %10 oranında dar veya geniş çaplı geçiş kanalı olması durumunda Valf – Sönümlenme kuvveti ilişkisi için analizlerin sonuçları verilmiştir. Bu sonuçlara göre %10 daha dar çaplı geçiş kanalı sönümlenme kuvvetini %40 artırmaktadır. %10 daha geniş çaplı geçiş kanalı sönümlenme kuvvetini %8 artırmaktadır. %10 daha dar çaplı geçiş kanalı ile genişleme valfi %3 fazla açılmıştır. %10 daha geniş çaplı geçiş kanalı ile genişleme valfi %4 fazla açılmıştır. %10 daha dar çaplı geçiş kanalı ile genişleme valfi sıkışma valfinden %64 daha fazla açılmıştır. %10 daha dar çaplı geçiş kanalı ile sıkışma valfi %50 daha az açılmıştır. %10 daha geniş çaplı geçiş kanalı ile sıkışma valfi %72 daha az açılmıştır.



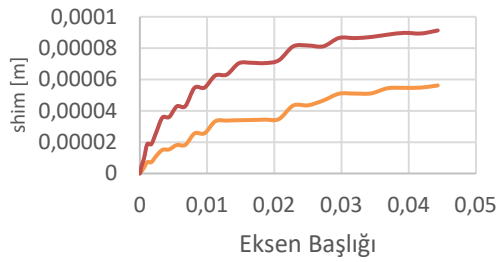
— $k=4e6$ N/m — $k=4e6$ N/m (by-pass closed)

(a)



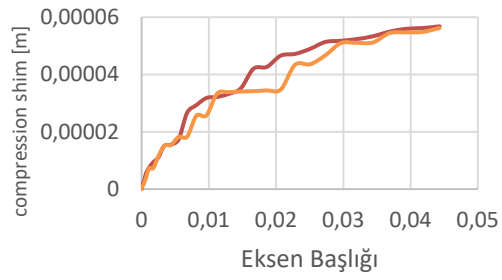
— $k=4e6$ N/m — $k=4e6$ N/m (by-pass closed)

(b)



— $k=4e6$ N/m comp. (by-pass closed)
— $k=4e6$ N/m rebound (by-pass closed)

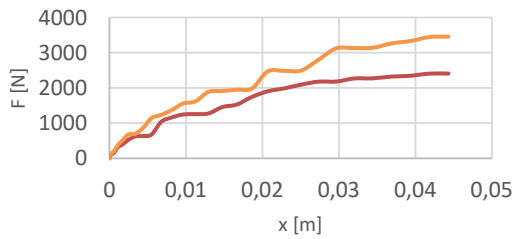
(c)



— $k=4e6$ N/m
— $k=4e6$ N/m (by-pass closed)

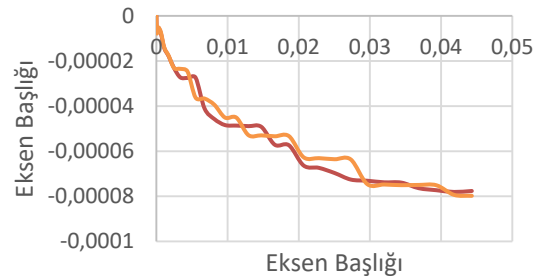
(d)

Şekil 7. (a) By-pass kanalının kapalı ve geçiş kanallarının 4 olması durumunda sönümlleme kuvveti. (b) By-pass kanalının kapalı ve geçiş kanallarının 4 olması durumunda genişleme valfi açıklığı. (c) Sıkışma valfi genişleme valfine göre durumu. (d) By-pass kanalının kapalı ve geçiş kanallarının 4 olması durumunda sıkışma valfinin açıklığı



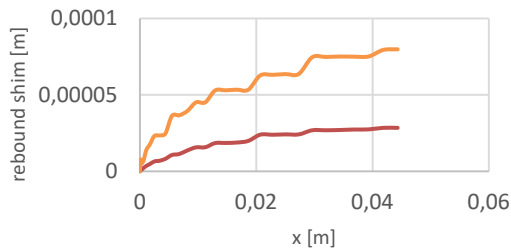
— $k=4e6$ N/m
— $k=4e6$ N/m (%10 smaller gap)

(a)



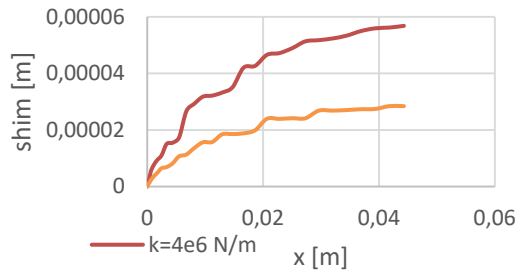
— $k=4e6$ N/m — $k=4e6$ N/m (%10 smaller gap)

(b)



— $k=4e6$ N/m comp. (%10 smaller gap)
— $k=4e6$ N/m rebound (%10 smaller gap)

(c)

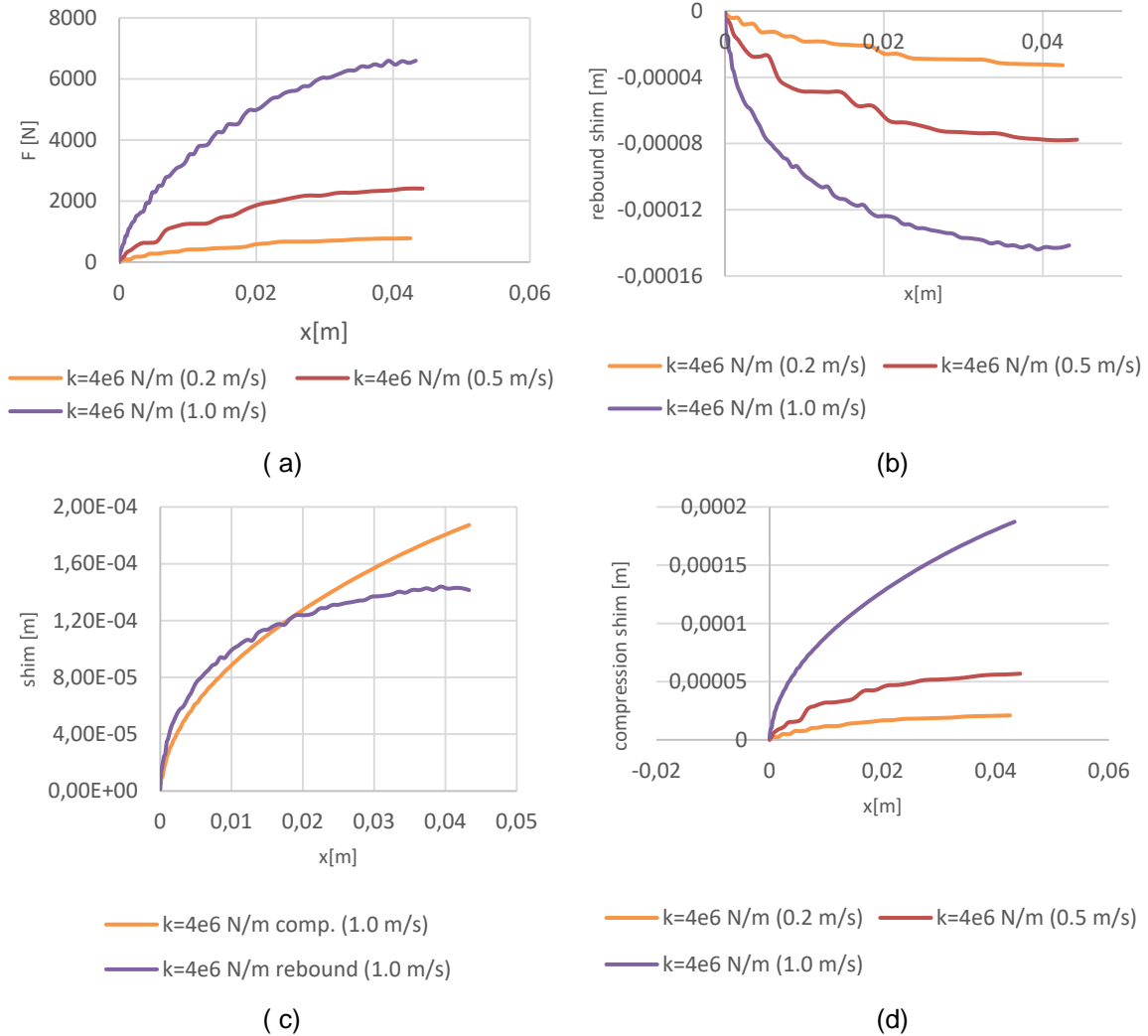


— $k=4e6$ N/m — $k=4e6$ N/m (%10 smaller gap)

(d)

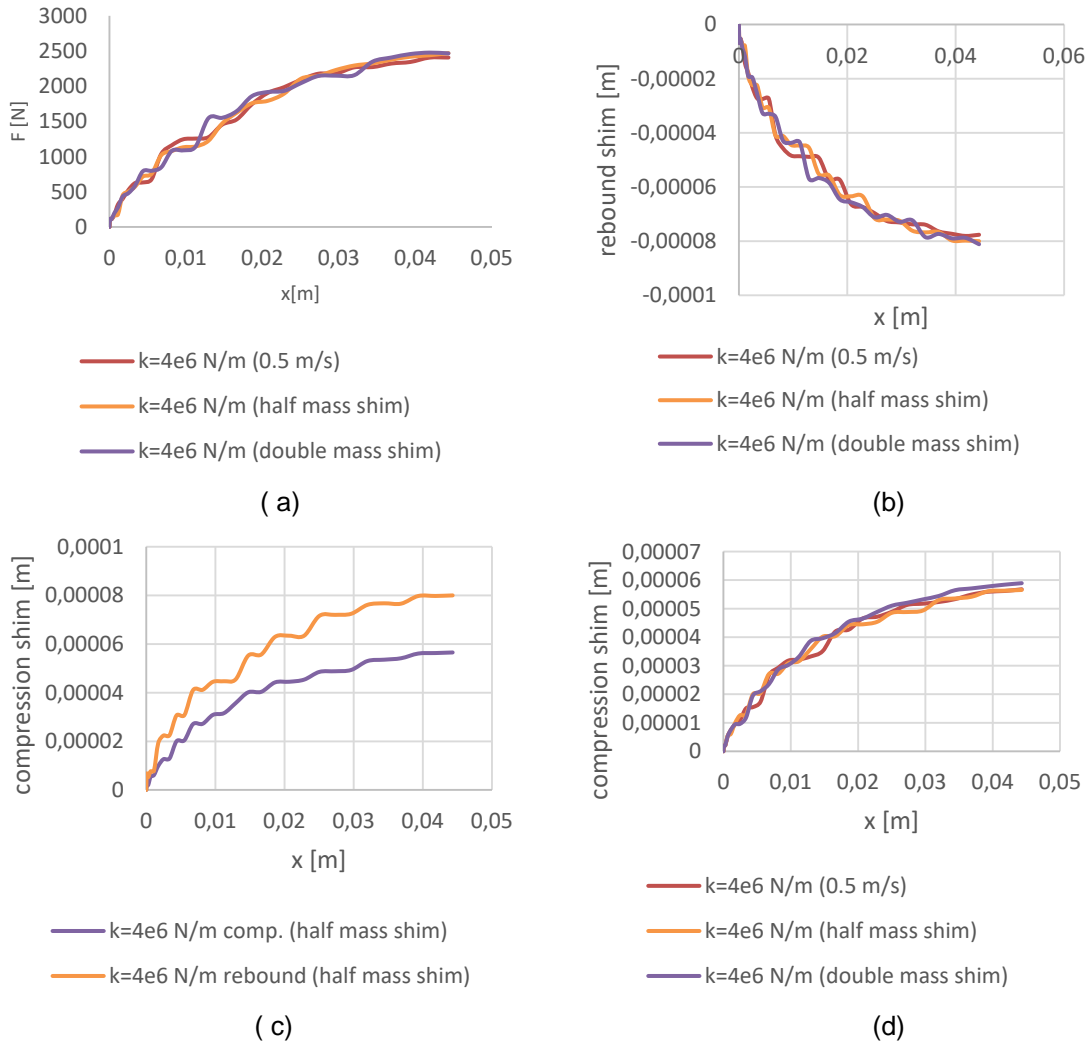
Şekil 8. (a) Daha dar çaplı geçiş kanalın sönümlleme kuvvetine etkisi (b) Daha dar çaplı geçiş kanalı ile genişleme valfi (c) Daha dar çaplı geçiş kanalı ile genişleme valfi sıkışma valfi ilişkisi. (d) Daha dar çaplı geçiş kanalı ile sıkışma valfi ilişkisi.

Şekil 9'da 0.2 m/s maksimum piston hızına göre 0.5 ve 1.0 m/s olmak üzere iki farklı piston hızında elde edilen sönümlenme kuvvetleri verilmiştir. Bu sonuçlara göre 0.5 m/s maksimum piston hızı 0.2 maksimum piston hızına göre %68 daha fazla, 1.0 m/s maksimum piston hızına göre % 174 daha az sönümlenme kuvveti oluşturmaktadır. 0.5 m/s maksimum piston hızı 0.2 maksimum piston hızına göre genişleme valfini %58 daha fazla, 1.0 m/s maksimum piston hızına göre % 82 daha az açmaktadır. 1.0 m/s maksimum piston hızında sıkışma valfi genişleme valfine göre %32 daha fazla açılmaktadır. 0.5 m/s maksimum piston hızında sıkışma valfi genişleme valfinden %27 daha az açılıyordu. 0.5 m/s maksimum piston hızı 0.2 maksimum piston hızına göre sıkışma valfini %63 daha fazla, 1.0 m/s maksimum piston hızına göre % 229 daha az açmaktadır.



Şekil 9. (a) Farklı piston hızlarının oluşturduğu sönümlenme kuvvetleri. (b) Farklı hızlarda piston genişleme valflerinin açılma miktarı. (c) 1.0 m/s maksimum piston hızında sıkışma valfi genişleme valfindeki açılma oranı. (d) Farklı hızlardaki pistonların sıkışma valfini açma miktarları.

Şekil 10'da Valf kütlelerinin yarı ve iki katı ağırlığında olan valfler ile elde edilen sönümlenme kuvvetleri gösterilmiştir. Yarı ve iki kat kütleli valfler ile sönümlenme kuvveti yaklaşık %3 artmaktadır. Yarı ve iki kat kütleli valfler ile genişleme valfi yaklaşık %4 daha fazla açılmaktadır. Yarı kütleli valflerden sıkışma valfi genişleme valfine göre %29 daha az açılmaktadır. Yarı kütleli sıkışma valfinin açılma miktarı değişmezken, iki kat kütleli sıkışma valfinin yaklaşık %4 daha fazla açılmaktadır.

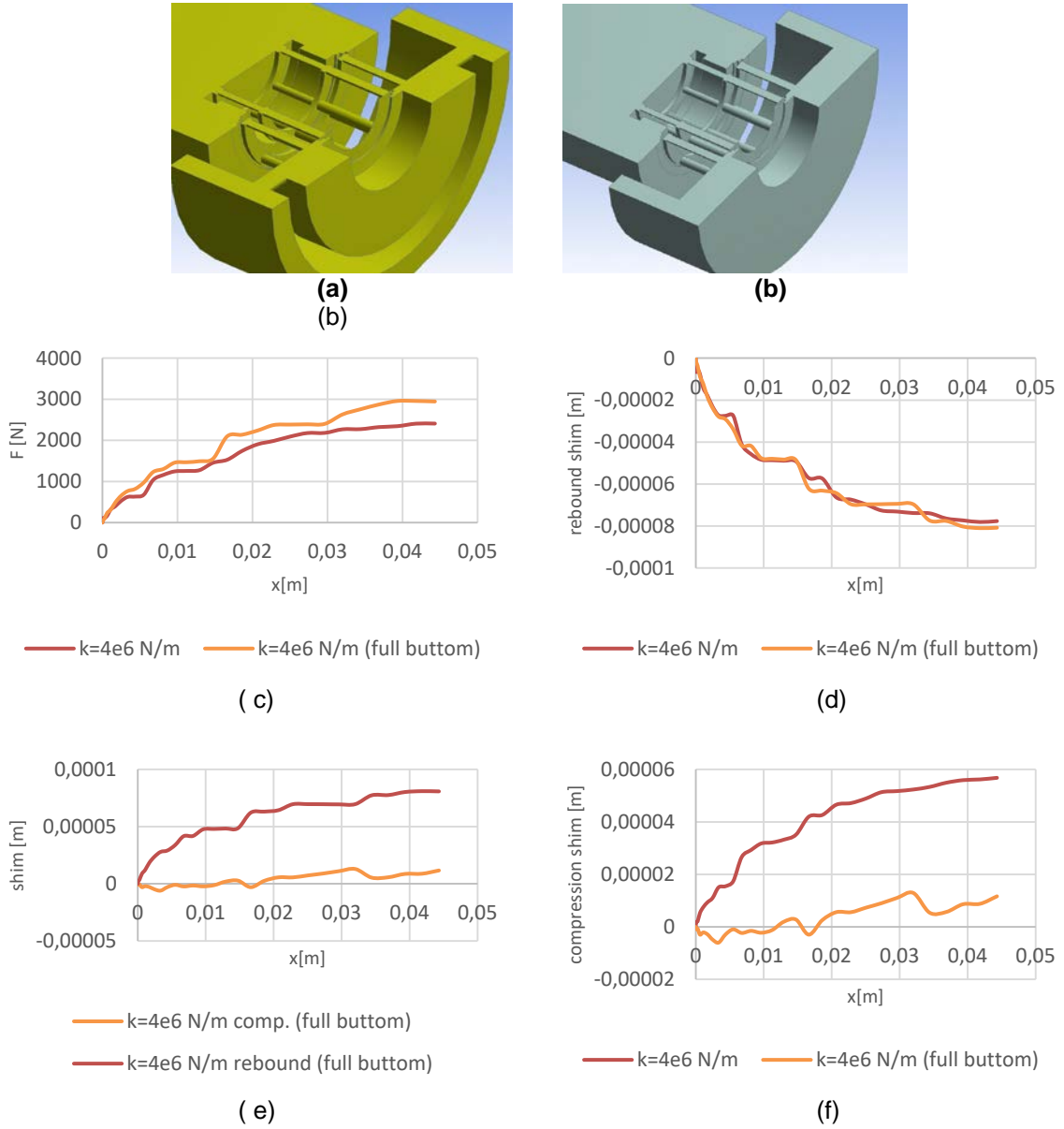


Şekil 10. (a) Yarı ve iki kat kütleyle sahip valfler ile sönümlleme kuvveti değişimi. (b) Yarı ve iki kat kütleyle sahip valfler ile genişleme valfi açılma miktarı. (c) Yarı kütleyle sahip valflerden sıkışma valfi genişleme valfine açılma miktarı. (d) Yarı ve iki kat kütleyle sahip sıkışma valfinin açılma miktarı.

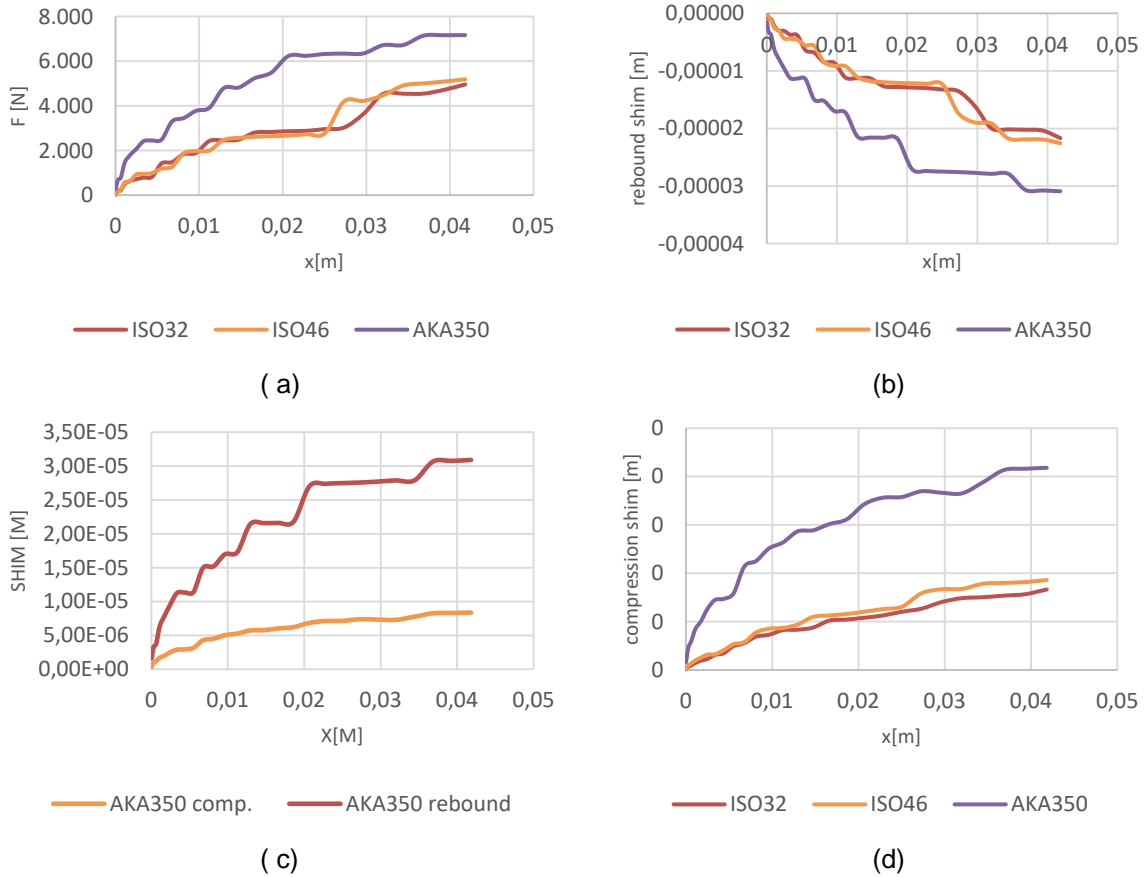
Buraya kadar yapılan analizlerde akışkanın dış silindire geçişini Şekil 11.a'de gösterildiği gibi iki dairesel kanal ile yapılmaktaydı. Şekil 11.b'de verildiği gibi dış silindire geçişte delikler kaldırıp halkasal bir geçiş şeklinde tasarım yapıldığında sönümlleme kuvveti %22 oranında artmıştır. Genişleme valfi yaklaşık %4 daha fazla açılırken, sıkışma valfi %79 daha az açılmaktadır. Sıkışma valfi genişleme valfine göre %85 daha az açılmaktadır.

Şekil 12'de farklı hidrolik yağlarının sönümlleme kuvveti üzerindeki etkileri gösterilmiştir. AK350 ile sönümlleme kuvveti yaklaşık %38 artarken ISO32 yağı ile %4 azalmıştır. AK350 yapı ile genişleme valfi yaklaşık %37 daha fazla açılırken ISO32 yağı ile %4 az açılmaktadır. AK350 yapı ile sıkışma valfi yaklaşık %225 daha fazla açılırken ISO32 yağı ile %10 az açılmaktadır.

Şekil 11 (a) Dış silindire delikler ile geçiş (b) Dış silindire halkasal geçiş



Şekil 11. (a) Dış silindire delikler ile geçiş (b) Dış silindire halkasal geçiş (c) Sıkıştırma valfi ve genişleme valfinin açılma miktarları. (d) Dış silindire geçişin değiştirilmesi ile sıkıştırma valfinin açılma miktarı.



Şekil 12. (a) AK350 ile ISO32 yağının sönümlleme kuvveti. (b) AK350 ve ISO32 yağının genişleme valfini açma miktarları. (d) AK350 yağı ile ISO32 sıkışma valfindeki açılma miktarları.

SONUÇLAR

Bu çalışmada, hidrolik şok sönümleyicilerin şim valf rijitliği, farklı piston hızları, by-pass kanalının açık/kapalı olması, sıkışma ve genişleme valflerindeki geçiş kanallarının sayısı ve çapı ve yağ cinsi tasarım parametrelerinin, sönümleyicinin sönüm kuvveti, valfler üzerinde meydana gelen kuvvet ve valflerin açılma değeri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Şim(pul) rijitliği arttıkça elde edilen sönümlleme kuvveti artarken, hem sıkışma hem genişleme valfi daha az açılmaktadır. By-pass kanalının kapaması durumunda sönümlleme kuvveti %25 artarken, hem sıkışma hem genişleme valfinin açılma miktarı gözle görülür değişmemektedir. By pass kanalının kapalı ve geçiş kanallarının 4 olması durumunda ise, elde edilen sönümlleme kuvvetinde ciddi artış gözlemlenmiş, sıkışma valfi daha fazla açılmış, genişleme valfi açılma miktarı gözle görülür değişmemiştir. Dar veya geniş çaplı geçiş kanalı olması sönümlleme kuvvetini her iki durumda da arttırmıştır. Dar çaplı olması sönümlleme kuvvetini arttırırken, valflerin açılma miktarını da arttırmaktadır. Farklı piston hızlarına göre elde edilen sönümlleme kuvveti incelendiğinde, hız arttıkça sönümlleme kuvvetinin arttığı gözlemlenmiştir. Son olarak AK350, ISO32 ve ISO46 yağları karşılaştırılmış ve kullanılan yağın vizkozitesi arttıkça elde edilen sönümlleme kuvvetinin ve valf açıklığının arttığı gözlemlenmiştir.

TEŞEKKÜR

Arge, İnovasyon Destek Programı ile bu çalışmanın yapılmasını olanaklı kılan KOSGEB'e teşekkürlerimizi bir borç biliriz.

KAYNAKLAR

- [1] Bhuyan, D., & Kumar, K. (2017). Computational Fluid Flow Analysis of Base Valve for Twin Tube Shock Absorbers. *Materials Today: Proceedings*, 4(2), 2308-2313.
- [2] Chen, Q., Wu, M., Kang, S., Liu, Y., & Wei, J. (2019). Study on cavitation phenomenon of twin-tube hydraulic shock absorber based on CFD. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 13(1), 1049-1062.
- [3] Ciloglu, H., Alziadeh, M., Mohany, A., & Kishawy, H. (2015). Assessment of the whole body vibration exposure and the dynamic seat comfort in passenger aircraft. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 45, 116-123.
- [4] Ferdek, U., & Łuczko, J. (2012). Modeling and analysis of a twin-tube hydraulic shock absorber. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 50(2), 627-638.
- [5] Guan, D., Jing, X., Shen, H., Jing, L., & Gong, J. (2019). Test and simulation the failure characteristics of twin tube shock absorber. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 122, 707-719.
- [6] Gürhan, R. E. C. A. İ., & Çay, C. İ. (2008). Performances of tractor's driver seats with passive damping system under simulated test conditions. *Journal of Agricultural Sciences (Turkey)*.
- [7] Mehta, C. R., & Tewari, V. K. (2010). Damping characteristics of seat cushion materials for tractor ride comfort. *Journal of Terramechanics*, 47(6), 401-406.
- [8] Ramos, J. C., Rivas, A., Biera, J., Sacramento, G., & Sala, J. A. (2005). Development of a thermal model for automotive twin-tube shock absorbers. *Applied Thermal Engineering*, 25(11-12), 1836-1853.
- [9] Santos Arconada, V., & García-Barrueta, J. (2021). Development and validation of a simplified nonlinear dynamic model of a passive twin-tube hydraulic shock absorber. *Journal of Vibration and Control*, 27(15-16), 1724-1735.
- [10] Shams, M., Ebrahimi, R., Raoufi, A., & Jafari, B. J. (2007). CFD-FEA analysis of hydraulic shock absorber valve behavior. *International journal of automotive technology*, 8(5), 615-622.
- [11] SKAčkAuSkAS, P., ŽurAuliS, V., VAdlugA, V., & NAgurNAS, S. (2017). Development and verification of a shock absorber and its shim valve model based on the force method principles. *Eksploatacja i Niezawodność*, 19(1).
- [12] Surace, C., Worden, K., & Tomlinson, G. R. (1992). An improved nonlinear model for an automotive shock absorber. *Nonlinear Dynamics*, 3(6), 413-429.

ÖZGEÇMİŞ

Gürkan Topbaş

2019 senesinde Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliğinden mezun olmuştur. 2019 yılından beri, Hidropar Hareket Kontrol Teknolojileri Merkezinde ARGE Mühendisi olarak görev almaktadır.

Seçkin Çelebi

2010 yılından beri Hidropar Hareket Kontrol Teknolojileri Merkezinde ARGE Müdürü olarak görev yapmaktadır. 2017 yılında Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde Mekatronik Anabilim Dalından yüksek lisansını tamamlamıştır. Talaşlı imalat ve makinaları konusunda uzmandır, Ayrıca önemli derece kaynak teknolojisine hakimdir. Herhangi bir sistemin metalürjik, mekanik, dinamik, statik özelliklerini detaylı inceleyebilir özelliklere sahiptir. Herhangi bir iş kolunda ileri düzeyde araştırma ve interdisipliner çalışma yapabilir ve dünyada herhangi bir üretim sahasının kurulum ve organizasyonunu gerçekleştirebilir.

Zekeriya Parlak

Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Doçent olarak görev yapmaktadır. 1998 yılında Trakya Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. Yüksek Lisans ve Doktora derecelerini sırasıyla 2004 ve 2010 yıllarında Sakarya Üniversitesi'nden aldı. 2005-2006 yıllarında Regensburg Uygulamalı Bilimler Üniversitesi'nde misafir araştırmacı olarak bulundu. Araştırma alanları, santrifüj pompalar ve fanlar, mühendislik optimizasyonu, termal ve akışkan akış konuları, viskoz ve Newton tipi olmayan akışkan akışları, manyetoreolojik akışkanlı cihazlar ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği üzerinedir. <https://orcid.org/0000-0002-2487-0065>