



Kaset Tip Engelli Lifti Mini Hidrolik Güç Ünitesi Tasarımı ve Teorik ile Deneysel Sonuçlarının Karşılaştırılması

Design of Cassette Type Wheelchair Lift Mini Hydraulic Powerpack and Comparison of Theoretical and Experimental Results

Gürkan YALVAÇ^{1,*} , Zafer DÜLGER² 

¹Hydro-pack Müh. Mak. Hid. San. Tic. Ltd. Şti., Kocaeli, Türkiye, **Orcid:** 0000-0001-6357-2119

²Makine Mühendisliği, Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli, Türkiye, **Orcid:** 0000-0002-5043-788X

Araştırma Makalesi

Gönderilme Tarihi : 25/01/2021

Kabul Tarihi : 20/05/2021

Anahtar Kelimeler

Engelli Lifti
Hidrolik Blok Tasarımı
HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği)
Mini Hidrolik Güç Ünitesi

Research Paper

Received Date : 25/01/2021

Accepted Date : 20/05/2021

Keywords

Wheelchair Lift
Hydraulic Block Design
CFD (Computational Fluid Dynamics)
Mini Hydraulic Powerpack

Özet

Engelli lifti mini hidrolik güç ünitesi engelli liftlerinin kontrollü bir şekilde kaldırılması ve indirilmesi için sisteme hidrolik enerjiyi sağlar. Bu çalışmada kaset tipi engelli lifti için hidrolik bloklar tasarlanmış ve kullanılacak komponentlerin seçimleri yapılarak hidrolik güç ünitesi oluşturulmuştur. Hidrolik blok tasarımları ve valfleri HAD programı kullanılarak analiz edilmiş ve tasarım için iyileştirmeler yapılmıştır. Sistem şartları, seçilen komponentler ve analiz verileri dikkate alınarak teorik hesaplamalar yapılmış elektrik motoru gücü, pompa debisi ve sistem basıncı hesaplanmıştır. Bu değerler, üretilen hidrolik bloklar ve seçimleri yapılmış komponentler ile hazırlanan mini hidrolik güç ünitesi, tek etkili silindiri ile çalışan bir test cihazı ile test edilmiş ve deneysel sonuçlar elde edilmiştir. Bu çalışmanın amacı; tek etkili silindirlere hareket veren, maksimum anma hızı 0,15 m/sn olan kaset tipi engelli liftleri için 90 mm yüksekliğini aşmayacak, normal şartlarda 150 bar basınçta çalışmaya uygun, konstrüksiyona ergonomik şekilde yerleştirilebilecek bir hidrolik güç ünitesinin tasarlanmasıdır. Bu çalışma sayesinde gelecekteki çalışmalar için özel ölçülerde tasarımlar yapıldığında hangi kriterlere dikkat edilmesi gerektiği açıklanmış ve ihtiyaca göre farklı ölçülerde hidrolik ünite tasarlanabileceği gösterilmiştir. Çalışma sonucunda; 90 mm yüksekliğinde, 150 bar basınçta dayanıklı, yalnızca 0,1 bar basınç kaybı olan, 0,1 m/sn anma hızında ve tek etkili silindirler ile çalışmaya uygun bir hidrolik güç ünitesi tasarlanmış, teorik ve deney sonuçları da değerlendirilmiştir.

Abstract

Wheelchair lift mini hydraulic power unit provides hydraulic energy to system for lifting and lowering of wheelchair lifts in a controlled manner. In this study, hydraulic blocks are designed for cassette type wheelchair lift and mini hydraulic powerpack was assembled by making selection of the components to be used. Hydraulic block designs and valves were analyzed by using CFD software and improvements were made for the design. Theoretical calculations were made by taking into account system conditions, selected components, analysis results therefore electric motor power, flow rate of the pump and system pressure were calculated. Mini hydraulic power unit was assembled by using calculated results, produced hydraulic blocks and selected components was tested on a test machine which is operated with a single acting cylinder and experimental results were obtained. The aim of this study is to design a hydraulic power unit for cassette type wheelchair lifts that drive single acting cylinders, which has maximum rated speed of 0,15 m/s, not exceeding 90 mm height, suitable for operating at 150 bar pressure under normal conditions and can be ergonomically placed in the construction. Thanks to this study, it is explained which criteria should be taken into consideration when designs are made in special dimensions for future studies and it has been shown that hydraulic units can be designed in different sizes according to the need. As a result of the study, a hydraulic power unit with a height of 90 mm, which is resistant to 150 bar pressure, has 0,1 bar pressure drop and has rated speed of 0,1 m/s was designed, theoretical and experimental results were also evaluated.

1. Giriş

Engellilerin hayatlarını kolaylaştırmak, toplum içinde

daha rahat ve kolay bir yaşam sürdürmelerini sağlamak amacıyla birçok ürün bulunmaktadır. Bunlardan bir tanesi de araçlara inip binmekte kullanılan engelli liftleridir.

* Sorumlu Yazar (Corresponding Author): gurkanyalvac1@gmail.com

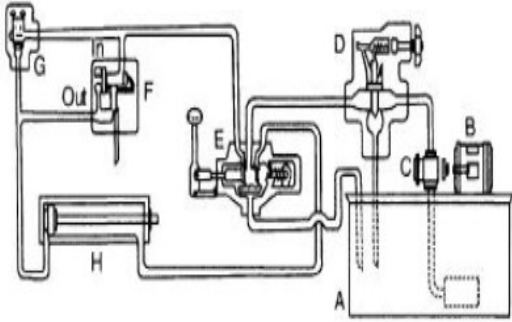


Engelli liftleri birçok farklı konstrüksiyona sahiptir. Minibüsler, otobüsler, özel minivanlar gibi birçok araca adapte edilebilmektedir. Bu liftlerin hareketi birkaç farklı tahrik ile yapılsa da en yaygın kullanılanı hidrolik sistemler ile hareketlendirilenlerdir.

Hidrolik güç ünitesi, hidrolik ya da elektro-hidrolik sistemlerin kalbi olarak düşünülebilir [1]. Hidrolik güç üniteleri, mekanik enerjinin hidrolik enerjiye çevrildiği kompakt hidrolik sistemlerdir.

Bu üniteler motor, hidrolik pompa (dişli, paletli, pistonlu), hidrolik valfler (basınç emniyet valfi, yön kontrol valfi, hız ayar valfi vs.), hidrolik bloklar, yağ tankı ve ek olarak özel uygulamalar için bir takım farklı parçalardan oluşan ve bu komponentler vasıtası ile elektrik veya yakıt enerjisini önce mekanik enerjiye daha sonra hidrolik enerjiye dönüştüren ve bu hidrolik enerjiyi kontrollü bir şekilde kullanmaya yarayan sistemlerdir. Ayrıca basit yapıda kontrol valfleri kullanılarak verimli bir şekilde yön, hız, kuvvet ve tork kontrolü sağlanmaktadır [2].

Günümüzde özellikle mobil ve endüstri uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Birçok farklı alanda kullanımları mevcuttur. Güç üniteleri, odun kırma makinelerindeki işlevi yerine getirmek için basit bir yapıda veya zorlu çevre şartlarının olduğu plastik, maden, ağır sanayi ya da metalürji endüstrisi uygulamalarındaki işler için oldukça karmaşık yapıda da tasarlanabilmektedir [1]. Hidrolik sisteme ait basit bir hidrolik devre Şekil 1.'de gösterilmiştir.



Şekil 1. Basit bir hidrolik devre

A: Yağ tankı, **B:** Elektrik motoru, **C:** Hidrolik pompa, **D:** Basınç emniyet valfi, **E:** Yön kontrol valfi, **F:** Hız ayar valfi, **G:** Çek valf, **H:** Silindir

Gürsel ve ark. (2003), engelliler için otobüslere uygun asansör sistemi tasarlamışlardır. Hidrolik sistemde kremayer dişliler kullanılarak, platformun yerden otobüs zemini seviyesine kaldırılması ve bu seviyeden tekrar yer düzlemine indirilmesi sağlanmıştır. [3]

Mori ve ark. (2012), gerektiğinde katlanabilen, dişli mekanizması ile engelli bir kişinin rahatlıkla kaldırılıp

indirilmesine imkan veren elektrikli bir tekerlekli sandalye geliştirmişlerdir. [4]

Wu ve ark. (2012), nümerik analiz yöntemi ile, hidrolik bir blokta akış analizi uygulaması yapmışlardır. Analiz sonucunda farklı akış yolu geometrilerinin enerji kaybına etkilerini gözlemlemiş, blok tasarımları için iyileştirmeler önerilmiştir. [5]

Oruç ve ark. (2020), lineer motorlu engelli asansörü tasarlamışlardır. Çalışmalarında; teorik olarak engelli merdiven asansöründe lineer motor kullanılabileceği ispatlanmıştır. [6]

Bu çalışmada, TSE Hareket Engelliler için Güç Tahrikli Kaldırma Platformları-Emniyet, Boyutlar ve İşlevsel, Çalışma ile İlgili Kurallar Kılavuzuna ve kaset tipi engelli lifti konstrüksiyonuna uygun hidrolik güç ünitesi tasarlanmıştır. [7] Bu ürün, literatürdeki çalışmalardan farklı olarak kompakt ölçülerdedir ve hem elektrikli hem de manuel olarak çalışabilmektedir. Bu sayede özel konstrüksiyonlara göre hidrolik enerji ile kontrol edilebilen engelli lifti kullanılabileceği, tasarım, analiz ve deneysel çalışmalar detaylı bir şekilde açıklanarak kanıtlanmıştır.

2. Malzeme ve Yöntem

Engelli lifti hidrolik güç ünitesinde kullanılacak komponentlerin seçimi için teorik hesaplamalar yapılmıştır. 3 boyutlu tasarımlar için solidworks programı kullanılmıştır.

2.1. Teorik Hesaplamalar

Kaset tipi engelli liftinin konstrüksiyonunu yapan firmalar ile görüşülmesine istinaden, kullanılan silindirlere ait ölçüler ve hidrolik ünitenin konumlandırılacağı kontrol hacmine ait ölçüler, hareket mesafesi, pompa volümetrik verimi, DC motora ait, debi hesabı yapılırken kullanılacak olan devir ve güç ünitesine ait toplam verim bilgileri de tablo 1.'de gösterilmiştir.

Tablo 1. Tasarım parametreleri ve kabuller [7]

TSE Gereklilikleri	Sistem Yüğü	Anma Hızı	Emniyet Katsayısı	Azami Basınç
	450 kg	$\leq 0,15$ m/sn	2,3	1,4 x Tam Yük Basıncı
Motor, Lift ve Hidrolik Yağ Verileri	Liftin Hareket Mesafesi	Motor Devri		Yağ Yoğunluğu
	0,8 m	3500 d/dk		0,88 g/ml
Verimler	Pompa Volümetrik Verimi	Sistemin Mekanik Verimi		Toplam Verim
	0,95	0,95		0,9

Tablo 1. (Devam) Tasarım parametreleri ve kabuller [7]

Silindir Verileri	İç Çap	Mil Çapı	Strok	Silindirlerin yatay zeminle yaptığı en küçük açı	Sistemdeki Silindir Sayısı
	40 mm	25 mm	85 mm	25°	2 Adet
Güç Ünitesinin Kontrol Hacmi	Genişlik		Uzunluk		Yükseklik
	210 mm		450 mm		95 mm

2.1.1. Kuvvet Hesabı

Basınç hesabı için kuvvet ve alan hesabı yapmak gerekir.

$$F = \frac{m \cdot g}{\sin \alpha} \quad (1)$$

m sistem yükünü, g yer çekimi ivmesini, α silindirlerin yatay zeminle yaptığı en küçük açığı gösterir.

Silindirin yatay zeminle yaptığı minimum açıda silindire gelen dik kuvvet maksimum olacağından bu açı konstrüksiyon üreticilerinden talep edilmiş ve 25° olarak kabul edilmiştir.

$$F = \frac{450 \times 9,81}{\sin 25} = 10446 \text{ N} = 1044,6 \text{ daN}$$

Silindirlere uygulanan dik kuvvet 1044,6 daN olarak hesaplanmıştır.

2.1.2. Alan Hesabı

1 adet silindire ait alan hesabı yapılmıştır.

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} = \frac{3,14 \times 40^2}{4} = 1256 \text{ mm}^2 = 12,56 \text{ cm}^2 \quad (2)$$

A silindirin alanını, d silindir iç çapını gösterir.

2.1.3. Tam Yük Basıncı

Sistemde 2 adet silindir bulunduğundan hesaplama 2 adet eş silindire göre yapılmıştır.

$$P_{TY} = s \times \frac{F}{2 \times A} = 2,3 \times \frac{1044,6}{2 \times 12,56} = 95 \text{ bar} \quad (3)$$

P_{TY} tam yük basıncını, s emniyet katsayısını, F silindire gelen dik kuvveti gösterir.

2.1.4. Azami Basınç

$$P_{AB} = 1,4 \times P_{TY} = 1,4 \times 95 = 133 \text{ bar} \quad (4)$$

P_{AB} sistemin ihtiyacı olan azami basıncı gösterir.

Bu basınç hesapları engelli liftine ait tablo 1.'de verilen TSE şartlarını sağlayacak şekilde yapılmıştır.

2.1.5. Pompa Seçimi için Debi Hesabı

Tablo 1.'deki kabuller dikkate alınmış, hız ve mesafe kullanılarak süre hesabı yapılmıştır.

$$t_t = \frac{L}{v} = \frac{0,8}{0,15} = 5,33 \text{ sn} \quad (5)$$

t_t sistemin teorik minimum iniş kalkış süresini, L liftin hareket mesafesini, v anma hızını gösterir.

Sistemde bulunan iki silindirin hacmi, alan ve strok uzunluğu yardımı ile hesaplanırsa;

$$V = 2 \times A \times h = 2 \times 12,56 \times 8,5 = 213,52 \text{ cm}^3 = 0,214 \text{ L} \quad (6)$$

V silindirlerin toplam hacmini, h silindir stroğunu gösterir.

Lifte 800 mm mesafeyi, 5,33 saniyeye en yakın ve bu süreden daha az olmayacak bir sürede tamamlayacak bir pompa seçilmelidir. Böylece 0,214 litre yağ hacmini iletebilmek için pompa debisi şu şekilde hesaplanır.

$$Q_t = \frac{V}{t_t \times \eta_v} = \frac{0,214}{5,33 \times 0,95} = 0,042 \text{ lt/sn} = 2,53 \text{ lt/dk} \quad (7)$$

Q_t teorik pompa debisini, η_v volümetrik verimi gösterir.

Motor devri 3500 devir/dakika olarak kabul edildiğinde pompanın 1 devirde iletmesi gereken yağ hacmi hesaplanabilir ve pompa seçimi yapılır.

$$V_g = \frac{Q_t \times 1000}{n} = \frac{2,53 \times 1000}{3500} = 0,723 \text{ cm}^3/\text{devir} \quad (8)$$

V_g iletim hacmini, n teorik motor devrini gösterir.

0,723 cm³/devir olarak pompa iletim hacmi hesaplanır. Anma hızının 0,15 m/sn'yi geçmemesi için 0,723 cm³/devir veya daha düşük iletim hacminde bir pompa seçilir. Üretici firma kataloglarından en yakın pompa 0,5 cm³/devir pompa seçilmiştir. 0,5 cm³/devir pompaya göre debi, süre ve anma hızı tekrar hesaplanır.

$$Q_t = \frac{V_g \times n \times \eta_v}{1000} = \frac{0,5 \times 3500 \times 0,95}{1000} = 1,66 \text{ lt/dk} \quad (9)$$

$$t_t = \frac{V}{Q_t \times \eta_v} = \frac{0,214}{1,66 \times 0,95} = 0,136 \text{ dk} = 8,16 \text{ sn} \quad (10)$$

$$v_t = \frac{L}{t_t} = \frac{0,8}{8,16} = 0,098 \text{ m/sn} \quad (11)$$

v_t sistemin teorik anma hızını gösterir.

2.1.6. Güç Hesabı

Pompanın tahrik edilmesi için gerekli güç hesabında basınç ve debi değerleri kullanılır.

$$p = \frac{P_{AB} \times Q_t}{600 \times \eta_t} = \frac{133 \times 1,66}{540} = 0,41 \text{ kW} \quad (12)$$

p ihtiyaç olan elektrik motoru gücünü, η_t toplam verimi gösterir. 3500 devirde 0,41 kW veya daha fazla güç üreten optimum bir motor seçilmelidir.

2.1.7. Tork Hesabı

$$T = \frac{P_{AB} \times V_g}{20 \times \pi \times \eta_m} = \frac{133 \times 0,5}{20 \times 3,14 \times 0,95} = 1,114 \text{ Nm} \quad (13)$$

T torku, η_m mekanik verimi gösterir. 3500 d/dk'da 1,114 Nm torku sağlayabilen ve bu tork değerinde 0,41 kW veya daha fazla güç üreten bir elektrik motoru seçilmelidir.

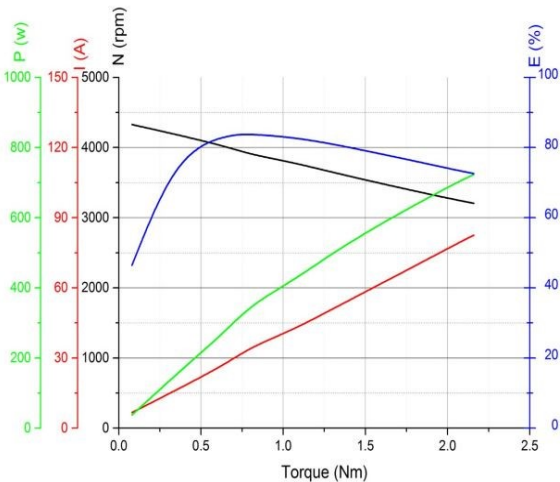
2.2. Hidrolik Güç Ünitesi Komponentlerinin Seçimleri

2.2.1. Hidrolik Blok Malzemesi

Hidrolik bloklarda çelik, sfero döküm, alüminyum gibi malzemeler yaygın olarak kullanılmaktadır. Seçim yapılırken öncelikle çalışma basıncı ve sıcaklık göz önünde bulundurulmuştur. Alüminyum malzemeler -198 C° ila 204 C° arasında çalışabilir. Isıl işlem görmüş alüminyumun basıncı 4000 psi'ye kadar ulaşabilir [8]. Bu değerler ve alüminyumun çelik ve döküm malzemelere göre hafif olması, kolay işlenebilirliği, korozyon dayanımı gibi avantajları göz önünde bulundurularak hidrolik blok malzemesi alüminyum olarak seçilmiştir. [9].

2.2.2. Elektrik Motoru

Seçim yapılırken ihtiyaç olan tork ve güç değerleri, güç kaynağından çekilen akım, devir sayısı, verim, kullanılan yer ve maliyet dikkate alınmalıdır. Hesaplanan tork ve güç değerlerini emniyetli şekilde sağlayan ve minimum enerji sarf eden elektrik motoru seçilmelidir. Araçlarda 12V ve 24V olarak batarya kullanıldığından 0,8 kW 12V- 1,45Nm @ 3565 d/dk DC (Doğru Akım) motoru seçilmiştir.



Şekil 2. Elektrik Motoru Güç-Devir-Amper-Verim-Tork ilişkisi

2.2.3. Hidrolik Pompa

Hidrolik pompalar mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye çeviren komponentlerdir. Uygulamalara bakıldığında üç tip hidrolik pompa öne çıkmaktadır: Dişli pompalar, pistonlu pompalar ve paletli pompalar. Farklı pompa tiplerinin birbirlerinin yerine kullanımında basınç ve pompa debisi değerleri dikkate alınır. Hidrolik pompa debisi pompayı tahrik eden motorun devir sayısına bağlıdır [10]. Hidrolik güç ünitesinin 90 mm yüksekliği aşmaması gerektiğinden kompakt bir hidrolik pompa arayışına gidilmiştir. Diğer tip pompalara göre maliyetinin düşük olması ve akışkan viskozite aralığının geniş olması da dıştan dişli hidrolik pompa tipinin öne çıkan diğer avantajlarıdır. Ayrıca 2.1.5. bölümünde pompa için debi hesaplanmıştı. Bu veriler neticesinde 0,5 cc/devir iletim hacminde dıştan dişli bir dişli pompa seçimi yapılmıştır.

2.2.4. Basınç Emniyet Valfi

Tüm basınçlı sistemlerde olduğu gibi hidrolik sistemlerde de basınç emniyet valfi kullanılır. Basınç emniyet valfi, hidrolik sistemlerin temel komponentlerinden birisidir. Sistemin herhangi bir nedenden dolayı artan basıncını sınırlandırarak sistemi yüksek basınçtan korur [11]. Kullanımda olan 2 farklı tasarımda basınç emniyet valfi vardır: Direkt uyarılı ve pilot uyarılı basınç emniyet valfleri. Direkt uyarılı basınç emniyet valfleri yüksek akış debisinin (11,36 L/dk) olduğu uygulamalarda tercih edilmez [11]. Engelli liftleri için tasarlanan hidrolik mini güç ünitesinde, yüksek bir akış debisi (1,65 L/dk) olmadığından ve pilot uyarılı tasarıma göre daha ekonomik ve küçük yapıda olması sebebiyle direkt uyarılı, 50-250 bar arasında çalışmaya uygun bir basınç emniyet valfi seçilmiştir.

2.2.5. Yön Kontrol Valfi

Valfler; serbest bırakma, durdurma ve içinde akan sıvıyı yeniden yönlendirme işlevlerini yerine getirmek için, dışarıdan kumanda alan (mekanik olarak, akışkan pilot sinyali ile ve elektriksel olarak) hidrolik devre elemanlarıdır [12]. Yön kontrol valfleri genellikle akış yolu ve konumuna göre isimlendirilir. Bu valf; elektriksel olarak kontrol edilmekte olup, silindirlere yönlendirilen yağın tanka geri dönüşünü sağlamak için kullanılmıştır. Tasarlanan hidrolik bloğa takılacak olan yön kontrol valfinin boyutu da bir seçim kriteri olarak göz önünde bulundurulmuş; çalışma sıcaklığı, kullanılan akışkanla olan uygunluğu, çalışma basıncı ve sistemdeki maksimum akış debisini karşılayabilecek bir valf seçimi yapılmıştır. Bu valf hidrolik güç ünitesi için tek etkili silindirlerdeki basıncı tutma veya

basıncı sıfırlama görevi yapacaktır. Bu yüzden iki konumlu iki yönlü bir yön kontrol valfi seçilmiştir.

2.2.6. Hız Ayar Valfi

Hidrolik sistemlerde hareketlendiricilerin (hidrolik silindirlere ve hidrolik motorlar) hareket hızlarını kontrol edebilmek için akış kontrol valfleri kullanılır [13]. Hidrolik sistemlerde kullanılan hız ayar valflerini temelde iki sınıfa ayırmak mümkündür: Basınç dengesiz hız ayar valfleri ve basınç dengeli hız ayar valfleri. Basınç dengesiz hız ayar valfleri sistem basıncının büyük ölçüde sabit olduğu ve motor devrinin çok kritik olmadığı uygulamalarda kullanılmaktadır. Bu valflerde; bir orifisten geçen akışın hızı, basınç düşümü sabit olduğu sürece değişmez. Sistemdeki basınç, insan kütlesine bağlı olarak değişkenlik göstereceğinden ve valfin boyutsal olarak kompakt yapıda olması gerektiğinden basınç dengeli ve kompakt 1,6 lt/dk debisi olan bir hız ayar valfi seçilmiştir.

2.2.7. El pompası

Sistemde elektriksel herhangi bir problem olduğu takdirde sistemi manuel olarak kaldırmak için manuel tip pompa kullanılır. Bu el pompası için hız gibi bir belirleyici etken yoktur. Bu sebepten dolayı el pompasına ait boyut kriteri ön plana çıkmıştır. Bir kaldırma kolu vasıtasıyla tahrik alan, sistemi elektrige ihtiyaç duymadan güvenli ve ergonomik bir şekilde kaldırabilen bir valf seçilmiştir. Bu valfin iletim hacmi $8 \text{ cm}^3/\text{strok}$ 'tur. Sistemdeki silindirlere hacimleri toplamı $213,52 \text{ cm}^3$ olarak formül (6) 'te hesaplanmıştır.

$$n_c = \frac{V}{Q_e} = \frac{213,52}{8} \cong 27 \quad (14)$$

Q_e El pompasının iletim hacmini, n_c çevrim sayısını gösterir.

El pompası 27 kez çevrim tamamladığında sistemin tamamı basınçlandırılarak kaldırılabilir.

2.2.8. Boşaltma Valfi

El pompasına benzer şekilde elektriksel bir problem olduğu takdirde sistemdeki basıncı sıfırlamak için kullanılan valftir. Bir musluk gibi çalışır, açma miktarına göre sistemin iniş hızını ayarlar.

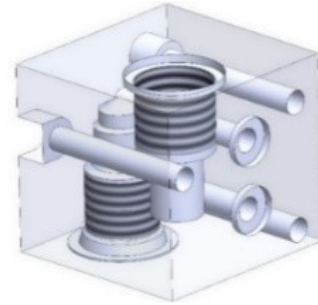
2.2.9. Yağ Tankı

Yağ tankı, hidrolik güç ünitesinin önemli bir parçasıdır. Yağ tankının başlıca görevi akışkanın depolanmasıdır. Bunun yanında sıcaklıktaki değişimlerden ya da sistemdeki

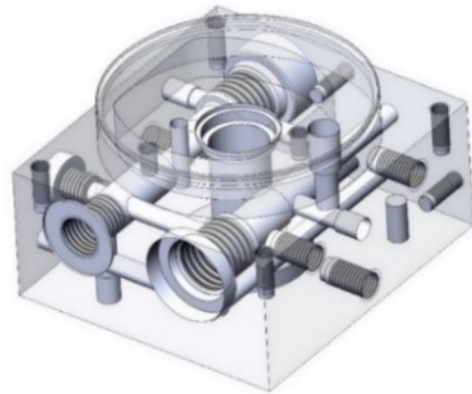
olası kaçaqlardan dolayı yağ seviyesindeki dalgalanmayı kompanse eder [14]. Yağ tankı, eğer akışkan tanka geri dönüyorsa sistemdeki tüm komponentleri dolduracak büyüklükte olmalıdır. Tank malzemesi olarak genelde siyah sac ve plastik kullanılmaktadır. Plastik tankların sac tanklara göre hafif olmaları, içindeki yağ seviyesinin bir gösterge olmadan görünür olması gibi avantajları vardır. Tablo 1.'de ki kontrol hacmi ölçüleri, silindir hacimleri, konstrüksiyon, takılan araca göre değişen hortum boyu, tank içerisinde bulunan pompanın kapladığı hacim gibi parametreler göz önüne alınarak emniyetli bir şekilde konumlandırılacak bir tank tasarımı yapılmıştır. Blok, elektrik motoru ve tankın montajlı boy ölçüsü 450 mm'den fazla olmayacak şekilde tank boyuna ait ölçü 215 mm olarak tayin edilmiştir. Yükseklik sınırından dolayı 90 mm yükseklik ölçüsü belirlenmiştir. Bu şekilde ihtiyaç olan yağ hacmi 0,5 litre olarak bulunur. Yağın ısınma durumu göz önüne alındığında kullanılabilir hacmi 1,5 litre olacak şekilde bir tank tasarlanmıştır. Tanka ait dış ölçüler 135x215x90 mm olarak belirlenmiştir.

2.3. Modelleme

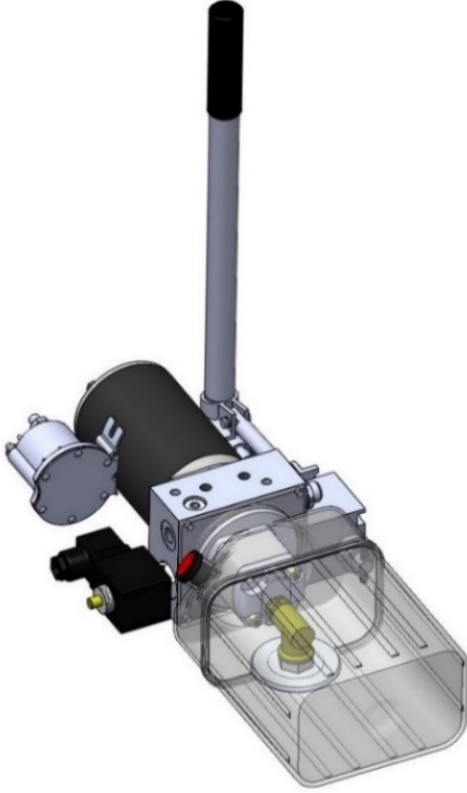
Komponent seçimleri yapıldıktan sonra blok tasarımı, seçilmiş ürünlerin montaj edilebileceği, TSE şartlarını ve hidrolik sistem gerekliliklerini sağlayan, araçlara takılabilecek şekilde solidworks programında tasarlanmıştır.



Şekil 3. El pompası bloğu tasarımı



Şekil 4. Ana bloğun tasarımı



Şekil 5. Hidrolik güç ünitesinin tasarımı

3. Materyal ve Metot

HAD programında analiz yapabilmek için blok dizaynı ve komponentler içerisinde hareket eden akışkana ait yollar belirlenmiş, solidworks programı ile bloklardaki akış yolları ve valflerin çizimi yapılmıştır. Sistemin kaldırılması için akışkanın basınçlandırılması durumu, sistemdeki yağın yön kontrol valfi ve hız ayar valfi üzerinde geçerek kontrollü bir şekilde basıncın sıfırlanması ile sistemin indirilmesi durumu, elektriksel problemler olduğunda manuel olarak yağın basınçlandırılarak sistemin kaldırılması durumu için analizler yapılmıştır.

Analiz yapılırken çokgen, yüzey ve sınır tabaka mesh tipleri ve zamandan bağımsız olarak giriş parametreleri girilmiştir.

Analiz sonuçlarının mesh'ten bağımsızlığını belirlemek için 256.346, 600.196 ve 750.038 mesh sayısına sahip mesh modelleri oluşturulmuş ve analizler çözdürülmüştür. 256.346 ve 600.196 mesh sayısına sahip analiz hata sonuçları artış göstermiş, 750.038 mesh sayısına sahip analiz hata sonuçları azalma göstermiştir. Bu yüzden bu çalışmada minimum 750.038 mesh sayısına sahip mesh modeli kullanılmıştır.

Tablo 2. Mesh Sayısı Tespiti

Mesh Sayısı	256.346	600.196	750.038
Hata Eğrisi	Artan	Artan	Azalan

3.1. Elektrik ile Sistemin Kaldırılması

HAD programı, lt/dk olan debi birimini kg/s birim cinsine dönüştürmemizi istemektedir. Bunun için kullanılan akışkanın yoğunluk bilgisi gerekmektedir. Akışkan yoğunluğu 0,880 g/ml olarak alınmıştır. [15]

$$\dot{m} = \frac{Q \text{ (lt/dk)} \times \rho \text{ (g/ml)}}{60} = \frac{1,66 \text{ (lt/dk)} \times 0,88 \text{ (g/ml)}}{60} = 0,02435 \text{ kg/s} \quad (15)$$

\dot{m} elektrik ile sistemin kaldırılması durumundaki kütleli debiyi gösterir. 1,66lt/dk = 0,02435 kg/s olarak bulunur ve giriş debisi olarak girilir.

Teorik hesaplamalarda azami basınç 133 bar olarak hesaplanmıştı (4). Konstrüksiyondan kaynaklı hesaplanamayan mekanik kayıplar da göz önüne alınarak çıkış şartı 150 bar olarak girilmiştir.

3.2. Manuel Olarak Sistemin Kaldırılması

Giriş şartı için debi değeri 8 cc/strok olarak girilemeyeceğinden, bu değer kg/s'ye dönüştürülmüştür.

$$\dot{m}_e = \frac{Q_e \text{ (cm}^3/\text{sn)} \times \rho \text{ (g/ml)}}{1000} = \frac{8 \text{ (cm}^3/\text{sn)} \times 0,88 \text{ (g/ml)}}{1000} = 7,04 \times 10^{-3} \text{ kg/s} \quad (16)$$

\dot{m}_e el pompası ile sistemin kaldırılması durumundaki kütleli debiyi gösterir. Bu şekilde 8 cc/strok iletim hacmi 0,00704 kg/s ve çıkış şartı da 150 bar olarak girilmiştir.

3.3. Sistemin İndirilmesi

Sistem basınçlı haldeyken basıncın sıfırlanması şartında giriş şartı 150 bar, çıkış şartı 0 bar olarak girilmiştir.

Tablo 3. Analiz Parametreleri

	Giriş şartı	Çıkış şartı	Mesh sayısı	Fizik şartı
Elektrikle sistemin kaldırılması	0,02435 kg/s	150 bar	766.246	Zamandan bağımsız
Manuel olarak sistemin kaldırılması	0,00704 kg/s	150 bar	752.170	Zamandan bağımsız
Sistemin indirilmesi	150 bar	0 bar	846.083	Zamandan bağımsız

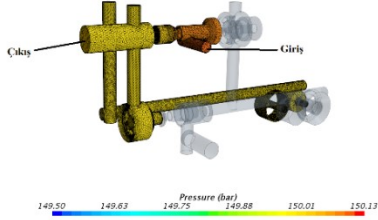
Analizler tablo 3.'deki değerlere göre çözdürülmüş ve sonuçlandırılmıştır.

4. Bulgular ve Tartışma

4.1. Akış Analizi

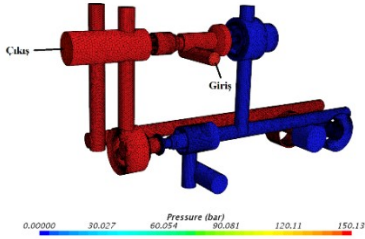
4.1.1. Elektrik ile Sistemin Kaldırılması

Elektrik motoru ile sistemin kaldırılması durumu Design Engineer: Gürkan Yalvaç

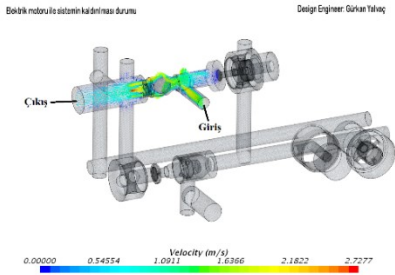


Şekil 6. Elektrik motoru ile sistemin kaldırılması sırasındaki akışkan basınç kaybı

Elektrik motoru ile sistemin kaldırılması durumu Design Engineer: Gürkan Yalvaç



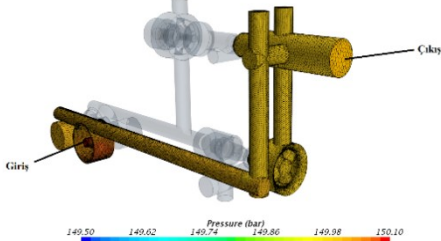
Şekil 7. Elektrik motoru ile sistemin kaldırılması sırasındaki akışkan basınç dağılımı



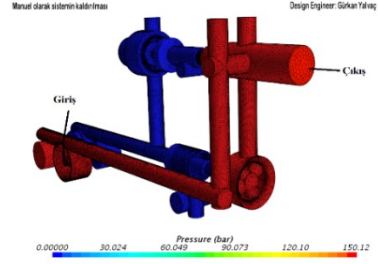
Şekil 8. Elektrik motoru ile sistemin kaldırılması sırasındaki akışkan hız dağılımı

4.1.2. Manuel Olarak Sistemin Kaldırılması

Manuel olarak sistemin kaldırılması Design Engineer: Gürkan Yalvaç

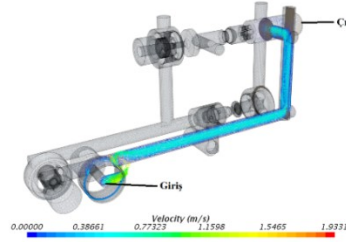


Şekil 9. Manuel olarak sistemin kaldırılması sırasındaki akışkan basınç kaybı



Şekil 10. Manuel olarak sistemin kaldırılması sırasındaki akışkan basınç dağılımı

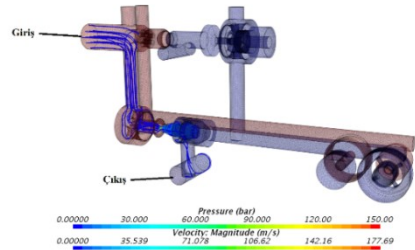
Manuel olarak sistemin kaldırılması Design Engineer: Gürkan Yalvaç



Şekil 11. Manuel olarak sistemin kaldırılması sırasındaki akışkan hız dağılımı

4.1.3. Sistemin İndirilmesi

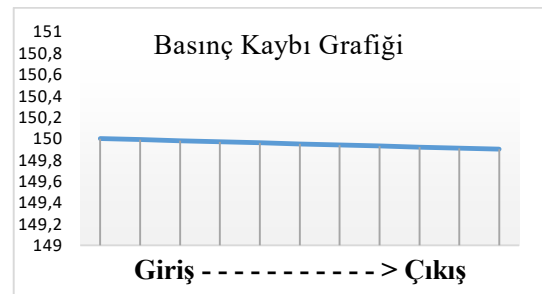
Sistemin indirilmesi Durumu Design Engineer: Gürkan Yalvaç



Şekil 12. Sistemin indirilmesi sırasındaki akışkanın basınç ve hız dağılımı

4.2 Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Şekil 6'da ve Şekil 9'da basınç kaybının renk skalasında daha net görülebilmesi için minimum basınç 149,5bar'dan başlatılmıştır.



Şekil 13. Basınç Kaybı Grafiği

Şekil 6 ve Şekil 9'da giriş basıncı 150 bar, çıkış basıncı 149,90 bar'dır. Giriş ve çıkış basıncı arasında 0,1 bar basınç farkı vardır ve daralan kesitlerde akışkan hızı artmıştır. Akışın ilerlediği kısa bir yolda sürtünme kayıpları olması öngörüldüğünden bu kayıp normaldir.

$$0,1 \text{ (bar)} = 10^4 \text{ (Pa)} = 10^4 \left(\frac{N}{m^2} \right)$$

$$12,56 \text{ (cm}^2\text{)} = 12,56 \times 10^{-4} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$F_1 = P \times A = 10^4 \times 12,56 \times 10^{-4} = 12,56 \text{ N} \quad (17)$$

F_1 1 adet silindirdeki kayıp kuvveti göstermektedir. Sistemde 2 adet silindir bulunduğundan;

$$F_2 = 12,56 \times 2 = 25,12 \text{ N} = 2,56 \text{ kg} \quad (18)$$

F_2 2 adet silindirdeki kayıp kuvveti göstermektedir.

0,1 bar'lık basınç kaybı, kullanılan 12,56 cm² silindir alanı ve 2 adet silindir dikkate alındığında 2,56 kg'a karşılık geldiğinden ihmal edilebilecek kadar küçük düzeydedir.

Şekil 7'de ve Şekil 10'da ise basınç dağılımı 0 bar'dan başlatılmıştır. Böylece basıncın 0 bar olması gereken yerlerde basınç artışı olmadığı da görülmüştür.

Şekil 8'de akışkan çek valf üzerinde bulunan 2 mm çapındaki deliklerden, Şekil 11'de el pompası içindeki 2,5 mm çapındaki deliklerden ve Şekil 12'de hız ayar valfinin içindeki 0,55 mm çapındaki delikten geçerken hızının arttığı görülmüştür.

Şekil 12'de çıkış hattından tanka dönüş hattı yönünde akışkanın ters basınca maruz kalmadan hareket edebildiği görülmüştür. Model üzerindeki renkler basıncı, çizgi renkleri ise akışkana ait hızı göstermektedir.

Analiz sonucunda 0,55 mm çapından geçen akışkanın ortalama hızı 110,62 m/sn olarak bulunmuştur.

$$Q_1 = v_1 \times A_1 \quad (19)$$

$$Q_1 = 110,62 \times \frac{\pi \times (0,55 \times 10^{-3})^2}{4} = 2,62 \times 10^{-5} \left(\frac{m^3}{sn} \right)$$

$$Q_1 = 2,62 \times 10^{-5} \left(\frac{m^3}{sn} \right) = 1,58 \left(\frac{lt}{dk} \right)$$

Q_1 en dar kesitteki dönüş debisini, v_1 en dar kesitteki ortalama akışkan hızını, A_1 en dar kesitin alanını göstermektedir.

Dönüş debisi 1,58 lt/dk olarak hesaplanmıştır.

Tablo 4. Analiz Sonuçları

	Çıkış basıncı (bar)	Basınç Kaybı (bar)	Maksimum akışkan hızı (m/s)
Elektrik ile sistemin kaldırılması	149,9	0,1	2,73
Manuel olarak sistemin kaldırılması	149,9	0,1	1,93
Sistemin indirilmesi	0	0	177,69

4.3. Deneysel Çalışma ve Değerlendirilmesi

Tasarlanan ürüne son ürüne ait görsel şekil 15.'deki gibidir. Deneysel çalışmada bu ürün kullanılarak test çalışmaları gerçekleştirilmiştir.



Şekil 14. Son Ürüne Ait Görsel

Deneysel çalışma yapılırken engelli liftini temsilen bir konstrüksiyon oluşturulmuş ve bu konstrüksiyon üzerinde testler yapılmıştır. Güç kaynağı, hidrolik güç ünitesine ihtiyaç olan hidrolik yağı ve elektrik enerjisini sağlamaktadır. Lift, tek etkili silindirlere sahiptir ve üzerine koyulan yükün kaldırılması ve indirilmesini sağlamaktadır. Yük, farklı kütlelerde olabilmektedir ve hidrolik güç ünitesine karşı direnç oluşturur. Hidrolik güç ünitesi, güç kaynağından aldığı enerji ve yağ sayesinde liftin üzerinde bulunan yüke hareket verir.



Şekil 15. Deneysel Çalışma Düzenliği

Tablo 5. Deney Sonuçları

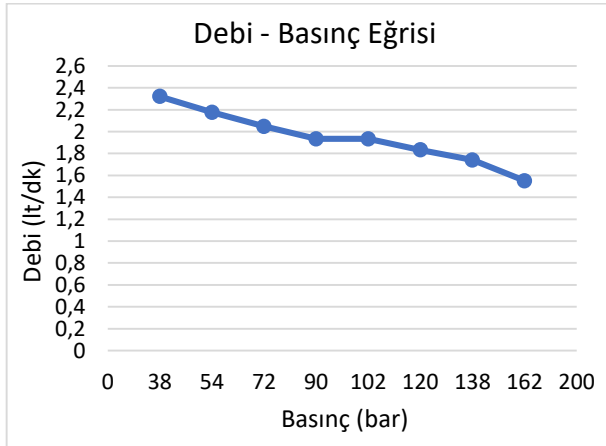
Veriler	Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 5	Test 6	Test 7	Test 8
Kullanılan Yük (kg)	0	150	300	450	600	750	900	1050
Basınç (Bar)	38	54	72	90	102	120	138	162
Çıkış Debisi (lt/dk)	2,321	2,176	2,048	1,934	1,934	1,832	1,741	1,55
Dönüş Debisi (lt/dk)	Ölçülemedi	Ölçülemedi	1,741	1,658	1,658	1,655	1,650	1,650
Çıkış Anma Hızı (m/sn)	0,145	0,136	0,128	0,120	0,120	0,114	0,108	0,097
İniş Anma Hızı (m/sn)	Ölçülemedi	Ölçülemedi	0,108	0,103	0,103	0,103	0,103	0,103

8 farklı test yapılmış, kuvvete(yüke) bağlı olarak, basınç ve debi değerleri tespit edilmiştir. Bu değerlere göre debi-basınç eğrisi oluşturulmuştur.

$$t_d = \frac{v}{Q_d} = \frac{0,214}{1,65} = 0,13 \text{ dk} = 7,8 \text{ sn} \quad (20)$$

$$v_d = \frac{L}{t_d} = \frac{0,8}{7,8} = 0,103 \text{ m/sn} \quad (21)$$

Deney sonuçlarına göre bulunan değerler ile teorik hesaplamalarda bulunan değerler ile karşılaştırıldığında anma hızı %5'lik bir fark olduğu görülmüştür. 0,5 cm³/devir iletim hacmi olan dişli pompanın iletim hacminin üretiminden kaynaklı olarak 0,5 cm³/devir'den daha fazla olabilir. Deneysel verilerin ölçülmesi sırasında manuel ölçümden kaynaklı değerlerde farklılıklar olabilir. Bu sebeplere bağlı olarak bu fark oluşmuş olabilir. Bu değer ihmal edilebilecek kadar küçük bir değerdir.

**Şekil 16.** Debi-Basınç Eğrisi

5. Sonuçlar

Sistem debisi, yük arttıkça, motor devri azaldığından düşüş göstermiştir. DC motora ait teknik diyagramla uyumlu çalıştığı kanıtlanmıştır.

Deneysel çalışmada sistemin dönüş debisi yük değişse de % 5'ten fazla değişiklik göstermemiştir. Oransal hız ayar

valfinin geçirgenliği ve yüke duyarlı olarak çalıştığı kanıtlanmıştır. Bu fark deneysel çalışmadaki süre ölçümlerinin manuel yapılmasından kaynaklı olabilir. Bu değer ihmal edilebilecek kadar küçük bir değerdir.

Elektrik motoru ile sistemin kaldırılması durumunda basıncın ulaşması gereken kısımlar 150 bar sabit basınçta diğer kısımlarda basınç olmadığından 0 bar'da kalmıştır. Ünitenin basınç oluşturması, kaçak yapmaması ile analiz verisi ve test verisinin birbirini doğruladığı kanıtlanmıştır.

Analizde manuel olarak sistemin kaldırılması durumunda basıncın ulaşması gereken yerler 150 bar sabit basınçta diğer kısımlar 0 bar'da kalmıştır.

Deneysel çalışmada elektrik motoru ile sistemin kaldırılmasında sistem kademeli olarak 162 bar'a kadar çıkarılmıştır. Sistemin basınca karşı dayanımı kanıtlanmıştır.

Sistemin indirilmesi durumunda sistem dönüş debisi analizde 1,58 lt/dk olarak bulunmuş deneysel çalışmada 1,65 lt/dk olarak tespit edilmiş analiz verisi ile test verisinin birbirini % 95 oranda doğruladığı görülmüştür. Bu % 5'lik fark, deneysel çalışmadaki süre ölçümünün manuel olarak yapılmasından ve analizde küçük de olsa bir hata payının olması sonucu kaynaklanmış olabilir. Bu değer ihmal edilebilecek kadar küçük bir değerdir.

Deneysel çalışmada sistemin anma hızının 0,15 m/sn'yi geçmediği görülmüştür. TSE verilerindeki anma hızı ile uygunluğu ispatlanmıştır.

Hidrolik bloklar üretilirken katmanlı üretim ile üretim yapılması durumunda blok üzerine işleme deliklerinden bazılarında gerek kalmadan akış yolları oluşturulabilir ve bu sayede daha verimli, daha hafif bloklara sahip olan güç üniteleri üretilebilir.

6. Kısaltmalar

Tablo 6. Simgeler ve Birimleri

F	Kuvvet [daN]	v_t	Teorik Anma Hızı [m/sn]
m	Sistem Yüğü [kg]	p	Elektrik Motor Gücü [kW]
g	Yer Çekim İvmesi [m/s^2]	T	Elektrik Motor Torku [Nm]
α	Açı [$^\circ$]	n_ζ	El Pompası Çevrim Sayısı
A	Silindir Alanı [cm^2]	Q_e	El Pompası Debisi [cm^3/ζ evrim]
d	Silindir İç Çapı [cm]	\dot{m}	Elektrik ile Sistemin Kaldırılması Durumundaki Kütleli Debi [kg/s]
P_{TY}	Tam Yüğü Basıncı [bar]	\dot{m}_e	El Pompası ile Sistemin Kaldırılması Durumundaki Kütleli Debi [kg/s]
P_{AB}	Azami Basıncı [bar]	F_1	Kayıp Kuvvet [N]
t_t	Teorik Süre [sn]	F_2	Kayıp Kuvvet [kg]
L	Hareket Mesafesi [m]	P	Kayıp Basıncı [bar]
v	Anma Hızı [m/sn]	Q_1	Teorik Dönüş Debisi [lt/dk]
V	Silindir Hacmi [L]	v_1	En Dar Kesitteki Anma Hızı [m/sn]
h	Silindir Stroğı [cm]	A_1	En Dar Kesitin Alanı [cm^2]
Q_t	Teorik Debi [lt/dk]	t_d	Deneysel Süre [sn]
V_g	İletim Hacmi [$cm^3/devir$]	Q_d	Deneysel Dönüş Debisi [lt/dk]
n	Motor Devri [d/dk]		

Tablo 7. Denklemler

No	Denklemler Tanımı	No	Denklemler Tanımı
1	Maksimum Kuvvet	12	Motor Gücü
2	Alan	13	Motor Torku
3	Tam Yüğü Basıncı	14	El Pompası Çevrim Sayısı
4	Azami Basıncı	15	Elektrik ile Sistemin Kaldırılması Durumundaki Kütleli Debi
5,10	Teorik İniş Kalkış Süresi	16	El Pompası ile Sistemin Kaldırılması Durumundaki Kütleli Debi
6	Silindir Hacmi	17	Bir Silindirdeki Kayıp Kuvvet
7	Teorik Pompa Debisi	18	İki Silindirdeki Kayıp Kuvvet
8	Pompa İletim Hacmi	19	Deneysel Dönüş Debisi
9	Teorik Pompa Debisi	20	Deneysel İniş Süresi
11	Teorik Anma Hızı	21	Deneysel Anma Hızı

Teşekkür

Bu çalışmada desteklerini esirgemedikleri için Hydro-pack firmasına teşekkür ederiz.

Çıkar Çatışması Beyanı:

Yazarlar tarafından herhangi bir çıkar çatışması belirtilmemiştir.

Etik Standartlar Beyanı:

Yazarlar bu çalışmada kullanılan materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve yasal-özel izin gerektirmediğini beyan eder.

Kaynaklar

- [1] Bosch Rexroth Corporation, 2017. 7 Tips for Designing or Specifying the Right Hydraulic Power Unit. Drive & Control Profile, 1-2.
- [2] <https://www.nfpa.com/home/AboutNFPA/What-is-Fluid-Power.htm> (Erişim Tarihi: 02.06.2020)
- [3] Gürsel K. T., Katırcıoğlu A., 2003, Engelliler İçin Otobüslere Uygun Asansör Sistemi Tasarımı. Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 9(3), 333-340.
- [4] Mori Y., Sakai N., Katsumura K., 2012, Development of a Wheelchair with a Lifting Function, 1-9
- [5] Wu Z., Zhao Y., Jing M., 2012, The Numerical Simulation of Hydraulic Manifold Internal Flow Field Based on Fluent, 1st International Conference on Mechanical Engineering and Material Science, Shanghai, China, 28-30 December, pp. 38-40.
- [6] Oruç O. O., Dikmen F., 2020, Lineer Motorlu Engelli Asansörü Tasarımı. Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, 3(1), 109-124.
- [7] Türk Standardı, TS ISO 9386-1:2011 Hareket Engelliler için Güç Tahrikli Kaldırma Platformları - Emniyet Boyutları ve İşlevsel Çalışma ile İlgili Kurallar - Bölüm 1 - Düşey Kaldırma Platformları.
- [8] <https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/fittings-couplings/article/21885071/its-a-material-world> (Erişim Tarihi: 20.04.2021)
- [9] <https://www.assanaluminyum.com/tr-tr/surdurulebilirlik/her-yonuyle-aluminyum> (Erişim Tarihi: 27.04.2021)
- [10] <http://www.akder.org/tr/makale/310-hidrolik-devrelerde-kullan-lan-pompa-tipleri>. (Erişim Tarihi: 14.12.2020)
- [11] Bud Trinkel, 2007. Relief and Unloading Pressure Controls, Hydraulics & Pneumatics, 1-5.

- [12] A.Schmitt, H. Aykun., 2010. Endüstriyel Hidrolik Eğitimi Cilt 1, 1. Baskı Willy Schleunung, Postfach, Germany.
- [13] <http://www.akder.org/tr/makale/248-kisma-valfler-> (Erişim Tarihi: 14.01.2019)
- [14] Tič, V., Lovrec, D., 2012, Design of Modern Hydraulic Tank Using Fluid Flow Simulation, International Journal of Simulation Modelling, 2012. 11(2), 77-88.
- [15] https://www.petrolofisi.com.tr/assets/pdf/MSDS/Endustriyel_Yaglar/hydro-oil-hd-46-tr.pdf (Erişim Tarihi: 20.04.2021)