

MAKASLI BİR PLATFORM İÇİN YÜKSELME SÜRESİ VE HİDROLİK SİLİNDİR KUVVETİNE ETKİ EDEN TASARIM PARAMETRELERİNİN İNCELENMESİ

Sezgin ESER *^{ID}
Sevda TELLİ ÇETİN **^{ID}

Alınma: 10.04.2023; düzeltme: 19.07.2023; kabul: 19.07.2023

Öz: Makaslı platformlar sahip oldukları basit mekanik yapısı ve üretim kolaylığı sebebiyle endüstride yaygın olarak kullanılmaktadır. Platform için gerek duyulan hidrolik kuvvet ve platformun yükselme süresi, tasarımda önemli faktörler arasında yer almaktadır. Bu çalışmada, *platformun uzuv boyu, hidrolik silindirin mafsal konumları ve hidrolik hızı* değişken parametreler olarak seçilmiştir. Parametreler için öngörülen farklı değerlerin platformun yükselme süresine ve platformda ihtiyaç duyulan hidrolik kuvvetine etkileri incelenmiştir. Ayrıca, parametre seçimlerinde hidrolik silindirin maksimum strok değeri bir tasarım sınırı olarak dikkate alınmıştır. Hidrolik kuvvet ifadesi hem Virtüel İşler Prensibi (VİP) hem de Virtüel Güçler Prensibi (VGP) ile elde edilerek statik ve dinamik hesaplar arasında oluşan farklar belirlenmiştir. Simülasyonlar sonucunda, farklı tasarım ölçüleri ve hidrolik hızları ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak yükselme süresini ve hidrolik kuvveti minimize etmek için uygun geometri belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Makaslı Platform, Virtüel İşler Prensibi, Virtüel Güçler Prensibi

Investigation of Design Parameters Affecting Rise Time and Hydraulic Cylinder Force for Scissor Lifting Platform

Abstract: Scissor lifting platforms are widely used in industry due to their simple mechanical structure and ease of production. The hydraulic force required for the platform and the rise time of the platform are among the important factors in the design. In this study, *the length of the scissor arms, the joint positions of the hydraulic cylinder and the hydraulic speed* were chosen as variable parameters. The effects of different values assigned to the parameters on the rise time of the platform and the hydraulic force required on the platform were investigated. In addition, the maximum stroke value of the hydraulic cylinder is considered as a design limit in parameter selections. The hydraulic force expression was obtained with both the Virtual Works Principle (VWP) and the Virtual Power Principle (VPP). Differences between static and dynamic calculations have been determined. Thus, by comparing the results obtained with different design dimensions and hydraulic speeds, the appropriate geometry was determined to minimize the rise time and hydraulic force.

Keywords: Scissor Lifting Platform, Virtual Works Principle, Virtual Power Principle

* Karamanoğlu Mehmetbey Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 70200, Karaman

** Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 16059, Bursa

İletişim Yazarı: Sezgin ESER (sezgineser88@gmail.com)

SİMGELER VE KISALTMALAR

a_1	İki numaralı uzvun alt gövde bağlantı mafsalının yatay ivmesi
a_m	Bir makasın yükselme ivmesi
c_1, c_2	Hidrolik silindirin makas merkezinden uzaklık oranları
F_h	Hidrolik kuvvet
F_w	Uzuv ağırlığı
G	Üst platform ve yükün toplam ağırlığı
L	Uzuv uzunluğu
L_h	Hidrolik silindir uzunluğu
M_{Gi}	i . uzvun atalet momenti
T_i	i . uzvun atalet kuvveti
V_h	Hidrolik silindir hızı
V_m	Tek bir makasın yükselme hızı
V_p	Platform yükselme hızı
V_1	İki numaralı uzvun alt gövde bağlantı mafsalının yatay hızı
X	Platform uzunluğu
Y	Platform yüksekliği
α	Uzuvların açısız ivmesi
α_β	Hidrolik silindir açısız ivmesi
β	Hidrolik silindir açısız konumu
θ	Uzuv açısız konumu
ω	Uzuv açısız hızı
ω_β	Hidrolik silindir açısız hızı

1. GİRİŞ

Makaslı platformlar yükün veya kişinin belirli bir yüksekliğe ulaştırılması için kullanılan mekanizmalardır. Orta noktalarından mafsal ile bağlanmış makas yapıları eleman çiftlerinden oluşmaktadır. İstenen yüksekliğe göre üç, dört veya beş makas ile üretilmektedirler. Platformlarda tahrik elemanı olarak ise genellikle hidrolik silindir tercih edilmektedir.

Literatürde yer alan çalışmalar incelendiğinde, çalışmalarda genellikle platformların tasarımı ve kinematik analizleri üzerine yoğunlaşıldığı görülmektedir (Ismael ve diğ., 2019; Paramasivam ve diğ., 2021; Roys Jeyangel ve diğ., 2015; Tian ve Zhang, 2011; Yimer ve Wang, 2019). Analitik yöntemler kullanılarak tahrik kuvvetleri hesabı ve gerilme kontrolleri üzerine yapılan çalışmalar da mevcuttur (Channi ve Tripathi, 2021; Sun ve diğ., 2014). İslam ve diğ. (2014) ise Bond grafiği metodu ile modelleme ve analitik yöntemler ile gerilme kontrolü gerçekleştirmiştir. Üç boyutlu modelleme ve model üzerinden gerilme kontrolüne imkân sağlayan paket programlar da araştırmacılar tarafından platform tasarımı ve analizi için kullanılmıştır (Dengiz ve diğ., 2018; Rani ve diğ., 2015; Rashid ve diğ., 2012).

Literatürde yer alan diğer çalışmalarda, parametre geometrisi, farklı malzeme tercihleri ve farklı tahrik sistemleri etkileri de incelenmiştir. Örneğin, Singh ve diğ. (2018) çalışmalarında makas kollar için epoksi cam elyafı, yapısal çelik ve paslanmaz çelik olmak üzere üç farklı malzeme tercih etmiş, gerilme analizi sonuçlarını karşılaştırmıştır. Todorović ve diğ. (2021a) gerilme analizi sonuçlarını amaç fonksiyonu kabul ederek uzuv boyutu optimizasyonu gerçekleştirmiştir. Todorović ve diğ. (2021b) ise stres analizini uzuvların geometri optimizasyonunda kullanmış ve farklı kesitlere sahip uzuv geometrisi önerisinde bulunmuştur. Platformlarda ve makas yapıları mekanizmalarda meydana gelen salınımları inceleyen ve sönüm

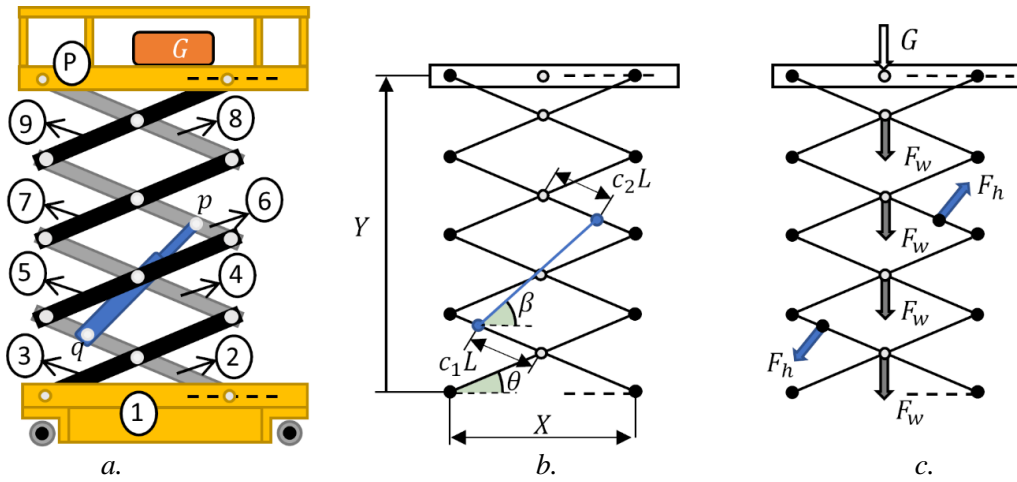
için önerilerde bulunan çalışmalar da literatürde mevcuttur (Doçi ve diğ., 2021; Zhang ve Zhao, 2016).

Makaslı platformlar için en önemli parametrelerin başında ihtiyaç duyulan tahrik kuvveti gelmektedir. Tahrik elemanı olarak hidrolik silindir tercih edilen mekanizmalarda enerji tüketiminin iyileştirilmesi üzerine çalışmalar yapılmıştır. Stawinski ve diğ. (2021) yaygın kullanılan hidrolik silindirler yerine elektro hidrolik silindir kullanımı sonucunda platformun enerji tüketiminin iyileştirileceği sonucuna ulaşmıştır. Bao (2019) ise klasik hidrolik silindir yerine yük algılayıcı hidrolik silindir kullanımı önerisinde bulunmuştur. Zhang ve diğ. (2015) tek makaslı bir platformda farklı hidrolik silindir bağlantı konumları için üçgen yapıli modelleme önerisi ile sistem kinematikini oluşturmuş ve gerek duyulan hidrolik kuvvet incelemesi gerçekleştirmiştir. He ve diğ. (2019) ise hidrolik kuvvetin uzuvların yorulma ömrünü önemli ölçüde etkilediğini belirtmiş ve hidrolik kuvvetini azaltmak amacı ile silindir konumunu optimize etmiştir.

Platform için ihtiyaç duyulan tahrik kuvvetinin minimize edilmesi ile enerji verimliliği artırılabilecektir. Bununla birlikte platformun yükselme süresinin uygun aralıkta tutulması da tasarım açısından önemlidir. Literatürde yer alan çalışmalar incelendiğinde platform geometrisine ilişkin parametrelerin platform yükselme süresine ve en önemli tasarım değerlerinden biri olan ihtiyaç duyulan tahrik kuvvetine etki yüzdelerini içeren bir çalışmanın bulunmadığı görülmüştür. Bu çalışma ile dört makaslı bir platformda, farklı hidrolik silindir konumlandırılmaları, farklı hidrolik hız değerleri ve farklı makas kol uzunluklarının yükselme süresi ve tahrik kuvvetine etkileri incelenmiştir. Hidrolik silindirin strok değerinin tasarımı sınırlandıran bir koşul olduğu dikkate alınarak parametre seçimleri yapılmıştır. Çalışmada, değişken olarak alınan parametrelerin platformun yükselme hızlarına ve gerek duyulan hidrolik silindir kuvvetine etkileri karşılaştırılmıştır. Simülasyonlar, VIP ile elde edilen denklemlerin yanı sıra VGP ile elde edilen dinamik denklemler ile farklı hidrolik silindir hızları için gerçekleştirilmiştir. Böylece, uzuv boyu, hidrolik silindir konumlandırılması ve hidrolik silindir hızının farklı değerlerinin etkilerini kapsamlı olarak incelenmiştir.

2. PLATFORM MODELİ

Çalışmada dikkate alınan dört uzumlu platformun modeli, platformda yer alan ölçüler ve açısal değer tanımlamaları ve etkin dış kuvvetler Şekil 1 ile gösterilmiştir. Şekil 1a ile platformun modeli ve uzuv numaralandırması, Şekil 1b ile platforma ilişkin parametreler, Şekil 1c ile platforma etki eden dış kuvvetler verilmiştir.



Şekil 1:

Dört makaslı platform

a. Platform modeli ve numaralandırma b. Platform parametreleri c. Dış kuvvetler

b.

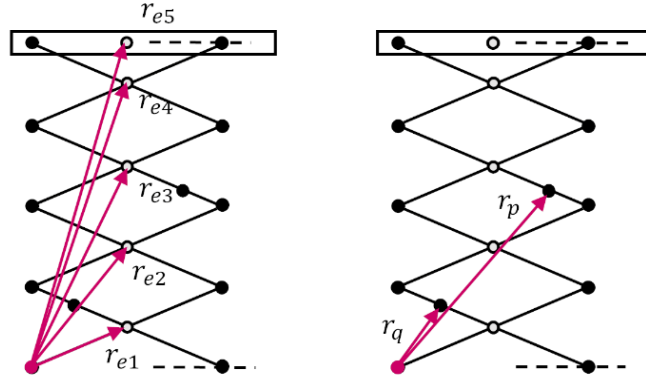
Şekil 1b'de c_1 ve c_2 katsayıları hidrolik silindirin ilgili makas merkezlerinden uzaklık oranlarını, L ise uzuv uzunluğunu temsil etmektedir. Şekil 1c'de F_w her bir uzvun ağırlığını, F_h tahrik elamanı olan hidrolik kuvvetini, G ise üst platform ve platform üzerinde yer alan yükün toplam ağırlığını ifade etmektedir. Uzuv ağırlıkları ve üst platform kuvveti ağırlık merkezlerinden etki eden kuvvetler olarak kabul edilmiştir. Mafsallı bağlantı elemanlarının ve hidrolik silindirin ağırlıkları ise ihmal edilmiştir.

Tek serbestlik derecesine sahip olan makaslı platform için hidrolik silindirin β açışal konumu, uzuv açışal konumu θ 'nın fonksiyonu olarak Denklem 1 ile verilmiştir.

$$\beta = \tan^{-1} \left(\left(\frac{2 - (c_1 + c_2)}{c_1 + c_2} \right) \tan(\theta) \right) \quad (1)$$

2.1. VIP ile Modelleme

Platformun statik analizi için VIP kullanılmıştır. Analiz için platforma etki eden kuvvetlerin sabit bir referans noktasına göre konum vektörleri tanımlanmış ve ilgili vektörler Şekil 2 ile gösterilmiştir. Vektörel ifadeler denklem içinde koyu yazı karakteri ile temsil edilmiştir.



Şekil 2:

Platforma etki eden dış kuvvetlerin konum vektörleri

Dış kuvvetlerin etkisi altındaki dört uzuvlu platform için VIP

$$2\mathbf{F}_w(\delta\mathbf{r}_{e1} + \delta\mathbf{r}_{e2} + \delta\mathbf{r}_{e3} + \delta\mathbf{r}_{e4}) + \mathbf{F}_h(\delta\mathbf{r}_p - \delta\mathbf{r}_q) + \mathbf{G}\delta\mathbf{r}_{e5} = 0 \quad (2)$$

eşitliği ile ifade edilmiştir. Bu eşitlikte yer alan kuvvet vektörleri:

$$\mathbf{F}_w = -F_w \mathbf{j} \quad (3)$$

$$\mathbf{F}_{h_q} = -F_h(\cos(\beta) \mathbf{i} + \sin(\beta) \mathbf{j}) \quad (4)$$

$$\mathbf{F}_{h_p} = F_h(\cos(\beta) \mathbf{i} + \sin(\beta) \mathbf{j}) \quad (5)$$

$$\mathbf{G} = -G \mathbf{j} \quad (6)$$

Kuvvetlerin etki ettiği konum vektörlerinin virtüel deplasman ifadeleri:

$$\delta \mathbf{r}_{e1} = (-0,5L \sin(\theta) \mathbf{i} + 0,5L \cos(\theta) \mathbf{j}) \delta \theta \quad (7)$$

$$\delta \mathbf{r}_{e2} = (-0,5L \sin(\theta) \mathbf{i} + 1,5L \cos(\theta) \mathbf{j}) \delta \theta \quad (8)$$

$$\delta \mathbf{r}_{e3} = (-0,5L \sin(\theta) \mathbf{i} + 2,5L \cos(\theta) \mathbf{j}) \delta \theta \quad (9)$$

$$\delta \mathbf{r}_{e4} = (-0,5L \sin(\theta) \mathbf{i} + 3,5L \cos(\theta) \mathbf{j}) \delta \theta \quad (10)$$

$$\delta \mathbf{r}_{e5} = (-0,5L \sin(\theta) \mathbf{i} + 4L \cos(\theta) \mathbf{j}) \delta \theta \quad (11)$$

$$\delta \mathbf{r}_q = ((c_1 - 0,5)L \sin(\theta) \mathbf{i} + (c_1 + 0,5)L \cos(\theta) \mathbf{j}) \delta \theta \quad (12)$$

$$\delta \mathbf{r}_p = (-(0,5 + c_2)L \sin(\theta) \mathbf{i} + (2,5 - c_2)L \cos(\theta) \mathbf{j}) \delta \theta \quad (13)$$

Kuvvet vektörleri ve virtüel deplasmanlar kullanılarak VIP uygulandığında platformun farklı θ açısız konumlarında denge durumları için gerekli olan hidrolik kuvvet

$$F_h = \frac{16L \cos(\theta) F_w + 4L \cos(\theta) G}{-c_2L \sin(\theta) \cos(\beta) + (2 - (c_1 + c_2))L \cos(\theta) \sin(\beta)} \quad (14)$$

olarak elde edilmiştir.

2.2. VGP ile Modelleme

Sistemin dinamik denklemi atalet kuvvetleri dikkate alınarak VGP'ye göre

$$\sum_{i=2}^9 (T_i \mathbf{V}_{Gi} + M_{Gi} \boldsymbol{\omega}_i + F_{wi} \mathbf{V}_{Gi}) + F_{hq} \mathbf{V}_q + F_{hp} \mathbf{V}_p + G \mathbf{V}_{e5} = 0 \quad (15)$$

eşitliği ile ifade edilmiştir. Burada, T_i uzuvların atalet kuvvetini, M_{Gi} atalet momentlerini temsil etmektedir. İlk olarak, VGP ifadesinde kullanılmak üzere kuvvetlerin etki noktalarının hız değerleri hesaplanmıştır. Konum vektörlerinin birinci türevinden istifade edilerek sistemin hız eşitliği matris eşitliği formunda:

$$\begin{bmatrix} -L \sin(\theta) & -1 & 0 & 0 \\ -(c_1 + c_2)L \sin(\theta) & 0 & L_h \sin(\beta) & 0 \\ (2 - (c_1 + c_2))L \cos(\theta) & 0 & -L_h \cos(\beta) & 0 \\ L \cos(\theta) & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega \\ V_1 \\ \omega_\beta \\ V_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ V_h \cos(\beta) \\ V_h \sin(\beta) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (16)$$

Burada ω uzuvların açısız hızı, ω_β ise hidrolik silindirin açısız hızıdır. V_1 2. uzvun alt gövde ile bağlantı mafsalının yatay hızıdır. V_m tek bir makasın yükselme hızı, V_h ise hidrolik silindir hızıdır. Dört makastan oluşan platformun yükselme hızı:

$$V_p = 4V_m \quad (17)$$

Konum vektörlerinin ikinci türevi ile elde edilen sistemin ivme eşitlikleri:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} -L \sin(\theta) & -1 & 0 & 0 \\ -(c_1 + c_2)L \sin(\theta) & 0 & L_h \sin(\beta) & 0 \\ (2 - (c_1 + c_2))L \cos(\theta) & 0 & -L_h \cos(\beta) & 0 \\ L \cos(\theta) & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha \\ a_1 \\ \alpha_\beta \\ a_m \end{bmatrix} \\ & = \begin{bmatrix} L \cos(\theta) \omega^2 \\ (c_1 + c_2)L \cos(\theta) \omega^2 - 2V_h \sin(\beta) \omega_\beta - L_h \cos(\beta) \omega_\beta^2 \\ (-2 + (c_1 + c_2))L \sin(\theta) + 2V_h \cos(\beta) \omega_\beta - L_h \sin(\beta) \omega_\beta^2 \\ L \sin(\theta) \omega^2 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (18)$$

Eşitlikte, α uzuvların açılma ivmesi, α_β ise hidrolik silindirin açılma ivmesidir. a_1 2. uzvun alt gövde ile bağlantı mafsalının yatay ivmesidir. a_m ise bir makasın yükselme ivmesidir. Simülasyonlarda hidrolik silindirin hızı V_h sabit alındığı için, ivme eşitliğinde ortaya çıkan hidrolik silindir açılmasına ilişkin ivme değerleri sıfır alınmıştır. Bu nedenle Denklem 18'de yer almamıştır.

Denklem 16 kullanılarak uzuvlar üzerinde kuvvet ve momentin etkili olduğu noktalardaki hız değerleri tanımlanmıştır. İlgili hız ifadelerinde kullanılmak üzere V^* ve V^{**} hızları:

$$\begin{bmatrix} V^* \\ V^{**} \end{bmatrix} = L\omega \begin{bmatrix} \sin(\theta) \\ \cos(\theta) \end{bmatrix} \quad (19)$$

2 ve 3 numaralı uzuvların üst mafsal noktalarındaki hızlar:

$$\mathbf{V}_2 = (V_1 + V^*)\mathbf{i} + (V^{**})\mathbf{j} \quad (20)$$

$$\mathbf{V}_3 = (-V^*)\mathbf{i} + (V^{**})\mathbf{j} \quad (21)$$

Diğer uzuvların hızları ise $V_{m(i)}$ ve $V_{n(i)}$ hızların \mathbf{i} bileşenlerini, $V_{m(j)}$ ve $V_{n(j)}$ ise hızların \mathbf{j} bileşenleri olmak üzere:

$$\mathbf{V}_m = (V_{m-1(i)} + V^*)\mathbf{i} + (V_{m-1(j)} + V^{**})\mathbf{j} \quad m = 4, 6, 8 \quad (22)$$

$$\mathbf{V}_n = (V_{n-3(i)} - V^*)\mathbf{i} + (V_{n-3(j)} + V^{**})\mathbf{j} \quad n = 5, 7, 9 \quad (23)$$

Uzuvların ağırlık merkezlerinin hız değerleri ise benzer olarak:

$$\mathbf{V}_{G2} = (V_1 + 0,5V^*)\mathbf{i} + (0,5V^{**})\mathbf{j} \quad (24)$$

$$\mathbf{V}_{G3} = (-0,5V^*)\mathbf{i} + (0,5V^{**})\mathbf{j} \quad (25)$$

$$\mathbf{V}_{Gm} = (V_{Gm-1(i)} + 0,5V^*)\mathbf{i} + (V_{Gm-1(j)} + 0,5V^{**})\mathbf{j} \quad m = 4, 6, 8 \quad (26)$$

$$\mathbf{V}_{Gn} = (V_{Gn-3(i)} - 0,5V^*)\mathbf{i} + (V_{Gn-3(j)} + 0,5V^{**})\mathbf{j} \quad n = 5, 7, 9 \quad (27)$$

Hidrolik kuvvetin etki noktasındaki hız değerleri ise:

$$\mathbf{V}_q = (V_1 + (0,5 + c_1)V^*)\mathbf{i} + ((0,5 + c_1)V^{**})\mathbf{j} \quad (28)$$

$$\mathbf{V}_p = (V_{5(i)} - (0,5 - c_2)V^*)\mathbf{i} + (V_{5(j)} + (0,5 - c_2)V^{**})\mathbf{j} \quad (29)$$

Denklem 16 ve 18 ile elde edilen hız ve ivme değerleri ile uzuvlar üzerinde ivme değerleri tanımlanmıştır. İfadelerde yer alan a^* ve a^{**} ivmeleri

$$\begin{bmatrix} a^* \\ a^{**} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L\omega^2 & L\alpha \\ L\alpha & -L\omega^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(\theta) \\ \sin(\theta) \end{bmatrix} \quad (30)$$

2 ve 3 numaralı uzuvların üst uç noktaları ivmeleri:

$$\mathbf{a}_2 = (a_1 + a^*)\mathbf{i} + (a^{**})\mathbf{j} \quad (31)$$

$$\mathbf{a}_3 = (-a^*)\mathbf{i} + (a^{**})\mathbf{j} \quad (32)$$

Diğer uzuvların ivme değerleri ise:

$$\mathbf{a}_m = (a_{m-1(i)} + a^*)\mathbf{i} + (a_{m-1(j)} + a^{**})\mathbf{j} \quad m = 4, 6, 8 \quad (33)$$

$$\mathbf{a}_n = (a_{n-3(i)} - a^*)\mathbf{i} + (a_{n-3(j)} + a^{**})\mathbf{j} \quad n = 5, 7, 9 \quad (34)$$

Uzuvların ağırlık merkezlerinde ivme değerleri:

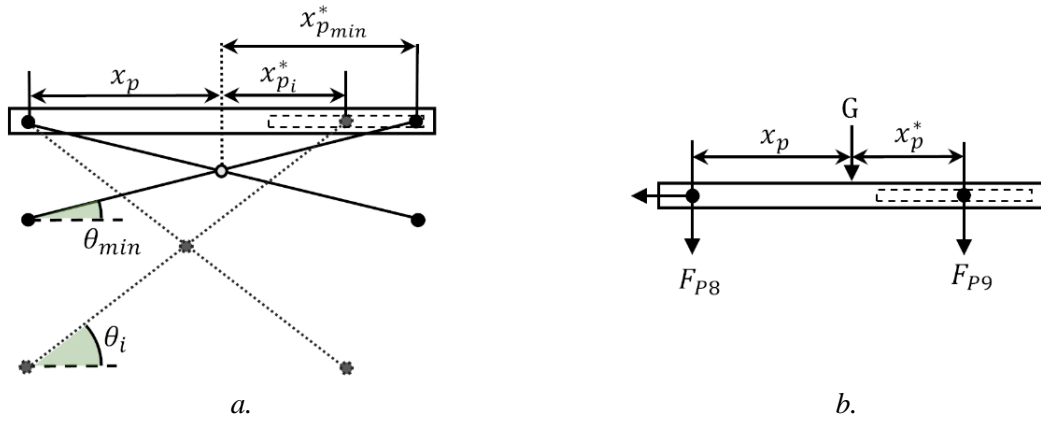
$$\mathbf{a}_{G2} = (a_1 + 0,5a^*)\mathbf{i} + (0,5a^{**})\mathbf{j} \quad (35)$$

$$\mathbf{a}_{G3} = (-0,5a^*)\mathbf{i} + (0,5a^{**})\mathbf{j} \quad (36)$$

$$\mathbf{a}_{Gm} = (a_{m-1(i)} + 0,5a^*)\mathbf{i} + (a_{m-1(j)} + 0,5a^{**})\mathbf{j} \quad m = 4, 6, 8 \quad (37)$$

$$\mathbf{a}_{Gn} = (a_{n-3(i)} - 0,5.a^*)\mathbf{i} + (a_{n-3(j)} + 0,5.a^{**})\mathbf{j} \quad n = 5, 7, 9 \quad (38)$$

Uzuvların uç noktalarına ait hız ve ivme değerleri tanımlandığı için Denklem 15'te yer alan \mathbf{GV}_{e5} ifadesi yerine üst platform ile uzuv bağlantı mafsallarının reaksiyon kuvvetleri dikkate alınmıştır. İlgili kuvvetlerin belirlenmesi için ilk olarak Şekil 3 ile verilen mesafeler tanımlanmıştır.



Şekil 3:
Üst platform
a. Mesafeler b. Serbest cisim diyagramı

Şekil 3a'dan faydalanılarak x_p^* mesafesi

$$x_p^* = L \cos(\theta) - 0,5L \cos(\theta_{min}) \quad (39)$$

eşitliği ile ifade edilmiştir. Şekil 3b ile serbest cisim diyagramı verilen üst platform için kuvvet ve moment eşitlikleri

$$-F_{P8}^X = 0 \quad (40)$$

$$-F_{P8}^Y - F_{P9}^Y = G \quad (41)$$

$$0,5L \cos(\theta_{min}) F_{P8}^Y - (x_p^*) F_{P9}^Y = 0 \quad (42)$$

kullanılarak F_{P8} ve F_{P9} kuvvetleri elde edilmiştir.

Elde edilen hız ve kuvvet vektörleri Denklem 15 ile verilen VGP ifadesinde kullanılmış ve dinamik kuvvetlerin dikkate alındığı durumda gerekli hidrolik kuvvet eşitliği tanımlanmıştır.

$$F_h = \frac{\sum_{i=2}^9 (T_i V_{Gi} + M_{Gi} \omega_i + W_i V_{Gi}) + F_{P8} V_{G8} + F_{P9} V_{G9}}{(\cos(\beta) \mathbf{i} + \sin(\beta) \mathbf{j})(V_q - V_p)} \quad (43)$$

3. SİMÜLASYONLAR

İncelenen dört makaslı platformun yükselme değeri $Y = 5,77 \text{ m}$ seçilmiştir. Platformun kapalı durumu için uzuvların yatay eksen ile yaptığı açı ise $\theta_{min} = 8^\circ$ alınmıştır. Makas kolların uzunlukları için dört farklı değer seçilmiş ve böylece dört farklı platform tasarımı dikkate alınmıştır. İlgili L değerlerine karşılık, istenen Y değeri için makas kolların yükselmesi gereken θ_{maks} değerleri Tablo 1 ile verilmiştir.

Tablo 1. Farklı L uzunluklarına karşılık θ_{maks} değerleri

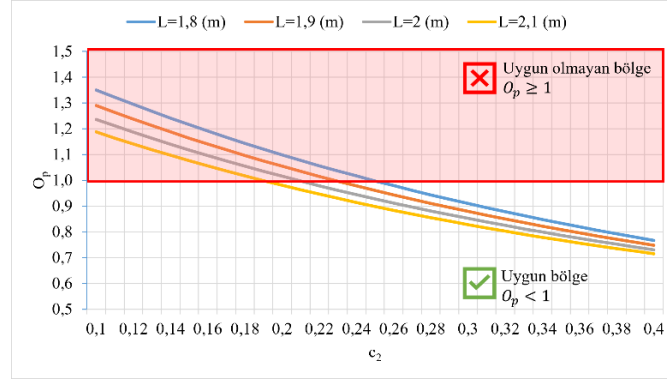
	$L = 1,8 \text{ (m)}$	$L = 1,9 \text{ (m)}$	$L = 2 \text{ (m)}$	$L = 2,1 \text{ (m)}$
θ_{maks}	$53,3^\circ$	$49,4^\circ$	$46,2^\circ$	$43,4^\circ$

Tabloda görüldüğü üzere istenen Y değeri için artan L boylarına karşılık kolların maksimum açısal değerleri azalmaktadır.

Hidrolik silindirin alt kısmı ile 2 uzvunun bağlantı mesafesi oranı $c_1 = 0,375$ sabit değerinde tercih edilmiştir. 6 uzvunda bağlantı mesafesi için oran aralığı c_2 için sınırlar $0,1 \leq c_2 \leq 0,4$ olarak belirlenmiştir. Hidrolik silindir için maksimum strok $0,8L_{h \text{ min}}$ olarak seçilmiş ve tasarım sınırı için oran parametresi

$$O_p = \frac{L_{h \text{ maks}}}{1,8L_{h \text{ min}}} \quad (44)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Simülasyonlar c_2 için belirlenen sınır aralıklarındaki değer ile tekrarlanmış ve O_p değerleri hesaplanmıştır. Bu işlem farklı L değerleri için uygulanmıştır. Böylece, strok mesafesi dikkate alınarak uygulanabilir c_2 değerleri Şekil 4 ile verilen grafikte gösterilmiştir.



Şekil 4:

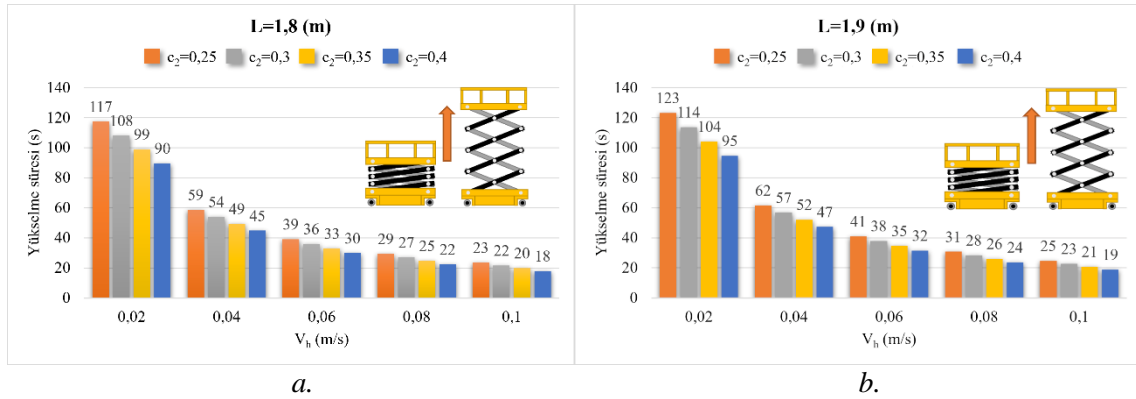
Farklı L uzunlukları için c_2 değerine karşılık elde edilen oran değerleri

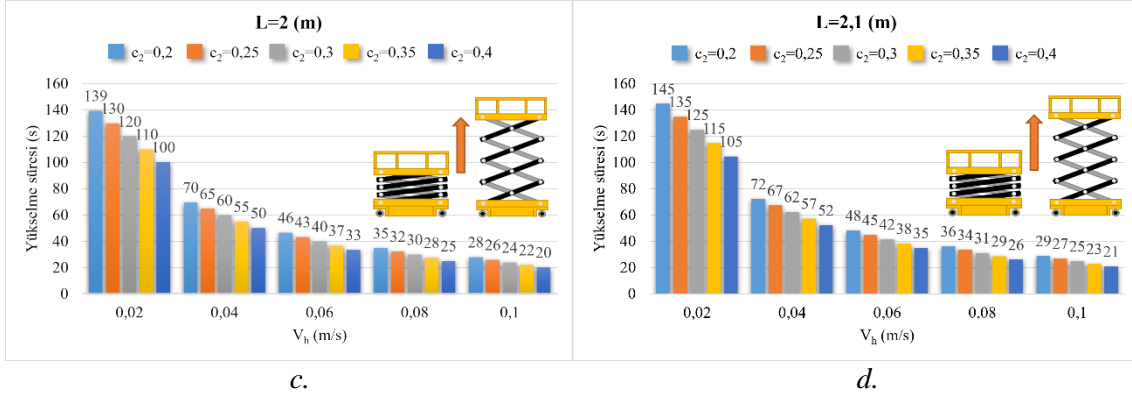
Burada uygun olmayan bölge kırmızı ile işaretlenmiştir. Görüleceği üzere artan L boyları ile c_2 oranı için tasarımda tercih edilebilecek değer aralığı da artmaktadır. Bununla birlikte, daha büyük c_2 oranı tercihi ile hidrolik silindirin ulaşması gereken $L_{h\ maks}$ değeri azalmakta, daha düşük strok değerleri ile platform son konuma ulaşabilmektedir. Grafikten yola çıkılarak, sonraki simülasyonlarda kullanılmak üzere seçilen c_2 aralıkları ise Tablo 2 ile verilmiştir.

Tablo 2. Farklı L uzunluklar karşılık uygun c_2 değerleri

	$L = 1,8 (m)$	$L = 1,9 (m)$	$L = 2 (m)$	$L = 2,1 (m)$
c_2	$0,25 \leq c_2 \leq 0,4$	$0,25 \leq c_2 \leq 0,4$	$0,2 \leq c_2 \leq 0,4$	$0,2 \leq c_2 \leq 0,4$

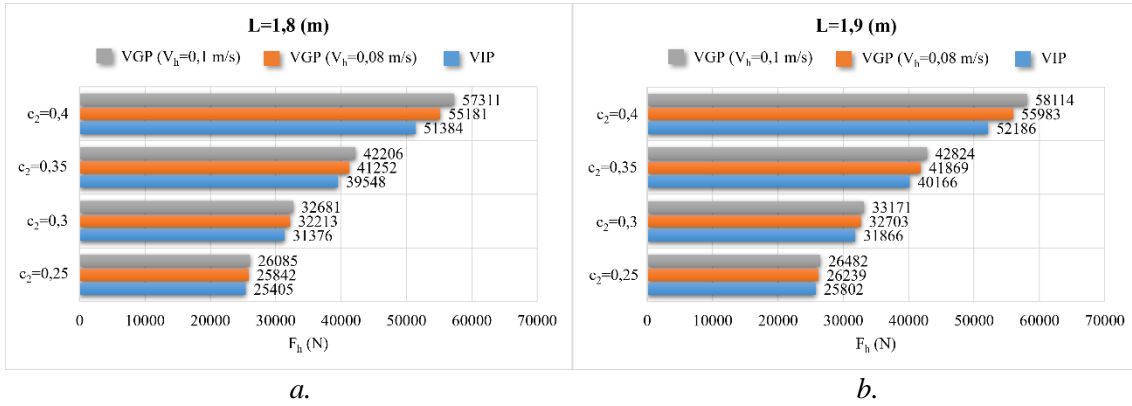
İlk performans karşılaştırması farklı hidrolik silindir hızları ile platformun yükselme süreleri üzerinden gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla her bir L değeri için farklı hidrolik hızlarında ve farklı c_2 değerlerinde simülasyonlar tekrarlanmış ve sonuçlar Şekil 5 ile gösterilmiştir.

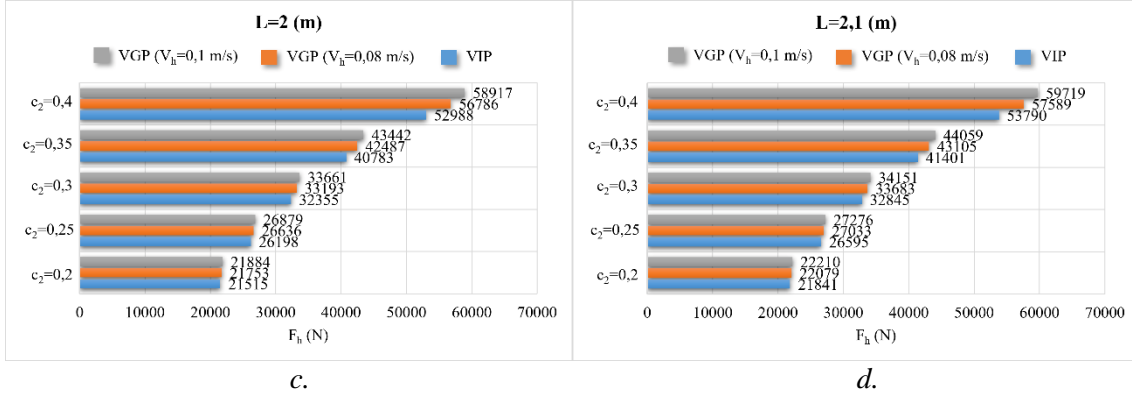




Şekil 5:
Farklı V_h hızları ve c_2 değerlerine karşılık elde edilen yükselme süreleri
a. $L = 1,8$ (m) b. $L = 1,9$ (m) c. $L = 2$ (m) d. $L = 2,1$ (m)

Şekil 5'te görüldüğü üzere aynı V_h hızlarında c_2 değeri ile platformun yükselme süresi ters orantılıdır. Daha büyük c_2 değerleri ile platform son konuma daha hızlı ulaşmış, c_2 değerinin azalması sonucunda ise platformun son konuma ulaşma süresi artmıştır. Bu durum farklı L boyları için verilen Şekil 5a, 5b, 5c ve 5d grafiklerinde geçerliliğini korumuştur. Diğer yandan, L değerindeki artış, aynı V_h ve c_2 değerlerinde platformun yükselme süresinde de artış ile sonuçlanmıştır. Örneğin; $L = 1,8$ m ve $V_h = 0,02$ m/s durumunda farklı c_2 değerlerinde yükselme süreleri 90 – 117 s arasında değişirken, $L = 2,1$ m ve $V_h = 0,02$ m/s durumunda bu aralık 105 – 145 s değerlerine yükselmiştir. Sürenin 40 s ve altında olması tercihi sonucunda, tüm L değerlerinde hızın $V_h = 0,08$ m/s veya $V_h = 0,1$ m/s değerinde seçilmesinin uygun olduğu görülmüştür. Bu nedenle hidrolik kuvvet hesaplarında VGP için ilgili iki değer kullanılarak simülasyonlar yapılmıştır.

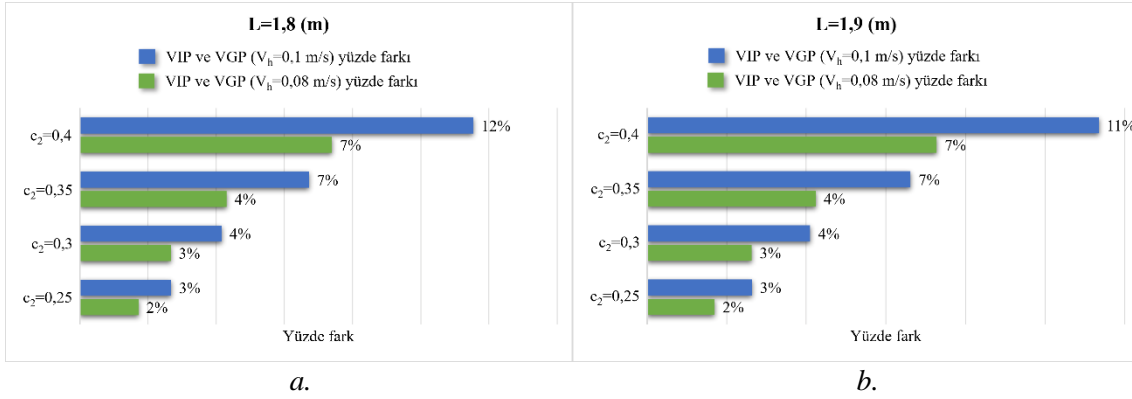


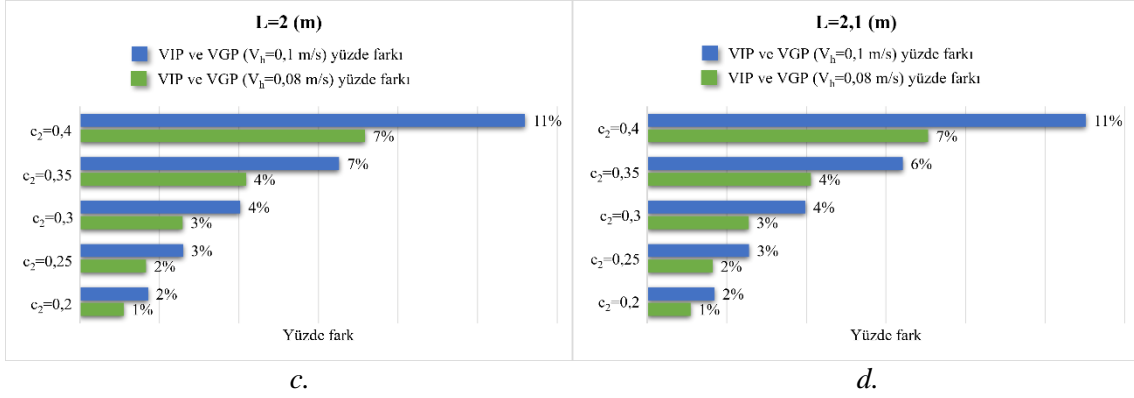


Şekil 6:
Farklı c_2 değerleri ve V_h hızlarına karşılık elde edilen hidrolik kuvvetler
a. $L = 1,8$ (m) b. $L = 1,9$ (m) c. $L = 2$ (m) d. $L = 2,1$ (m)

Simülasyonlardan elde edilen hidrolik kuvvetlerin karşılaştırılması Şekil 6 ile gösterilmiştir. Görüldüğü üzere ihtiyaç duyulan en düşük hidrolik kuvvet, $L = 1,8$ m ve $L = 1,9$ m uzun boylarında $c_2 = 0,25$ durumunda, $L = 2$ m ve $L = 2,1$ m uzun boylarında ise $c_2 = 0,2$ durumunda elde edilmiştir. Bu durumlar aynı zamanda statik ve dinamik analizlerin farkının en az olduğu simülasyon sonuçlarıdır. Ayrıca, en düşük hidrolik kuvvet gereksinimi $L = 2$ m ve $c_2 = 0,2$ kombinasyonunda elde edilmiştir.

Simülasyonlarda c_2 değerinin artması ile statik ve dinamik analizler arasındaki farklarda da belirgin bir artış görülmüştür. Dinamik kuvvet etkilerinin daha yakından incelenmesi için VGP ile elde edilen sonuçlar ile VIP ile elde edilen sonuçların yüzde farklılıkları oluşturulmuştur ve sonuçlar Şekil 7 ile gösterilmiştir.

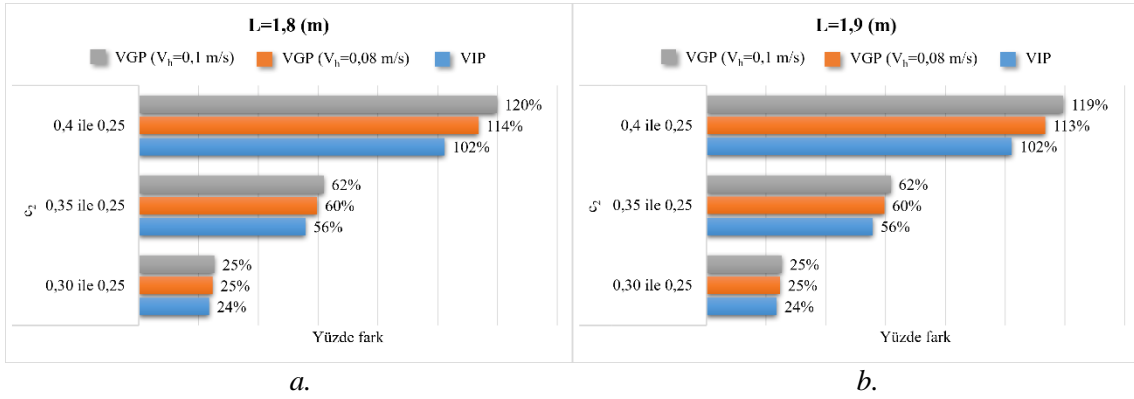


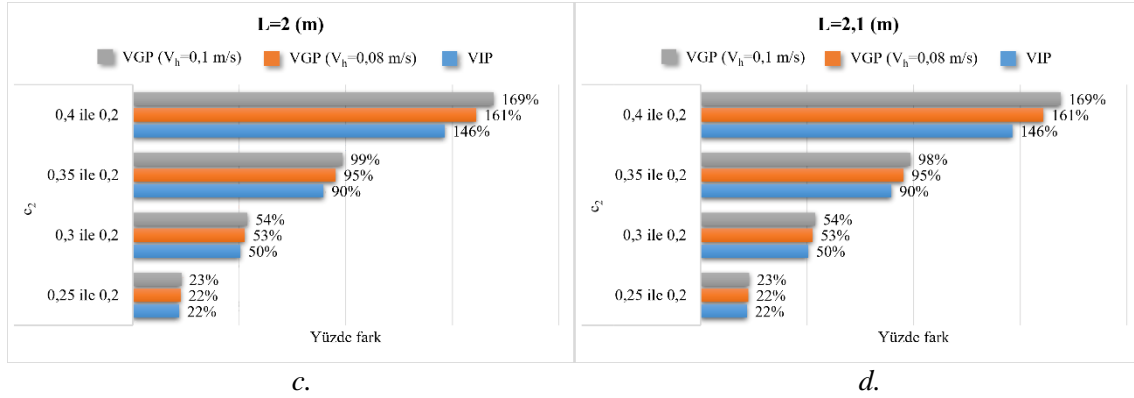


Şekil 7:
VIP ve VGP sonuçlarının karşılaştırılması
a. $L = 1,8$ (m) b. $L = 1,9$ (m) c. $L = 2$ (m) d. $L = 2,1$ (m)

Grafikte görüldüğü üzere c_2 teriminin düşük değerleri için VIP ve VGP sonuçları arasındaki farklar da düşük değerlerde elde edilmiştir. c_2 terimindeki artışla birlikte VIP ile VGP sonuçları arasında fark da belirgin şekilde artmaktadır. Statik ve dinamik simülasyonlar arasındaki en büyük farklılık ise $c_2 = 0,4$ durumunda gerçekleşmiştir. Hidrolik hızındaki değişim ise düşük c_2 değerlerinde sonuçları daha az etkilerken, c_2 teriminin büyük değerlerinde hız değişiminin sonuçlara etkisi artmıştır.

Artan c_2 değerleri ile hidrolik kuvvet değerlerindeki artış oransal karşılaştırması Şekil 8 ile gösterilmiştir. Görüldüğü üzere $L = 1,8$ m ve $L = 1,9$ m için c_2 değeri 0,25'ten 0,30'a çıkarıldığında gerekli hidrolik kuvvet ortalama %25 seviyelerinde artış göstermiştir. c_2 değerinin 0,4'e çıkarılmasında ise ilk duruma göre iki katından daha fazla hidrolik kuvvet ihtiyacı oluşmuştur. $L = 2$ m ve $L = 2,1$ m için uygun en küçük c_2 değeri olan 0,2'den 0,25'e artış ile %23 seviyelerinde bir kuvvet artışı gereksinimi olurken, c_2 değerinin 0,4 olması ile kuvvet artışı gereksinimi 1,5 kat civarında artış göstermiştir.





Şekil 8:
Farklı c_2 değerinde elde edilen hidrolik kuvvetler arasındaki oranlar
a. $L = 1,8$ (m) b. $L = 1,9$ (m) c. $L = 2$ (m) d. $L = 2,1$ (m)

4. SONUÇ

Bu çalışmada dört makaslı bir platformun uzuv boyutu, hidrolik silindir üst mafsal konumu ve hidrolik hızı değişken parametreler olarak seçilerek, platformun yükselme süresine ve gerek duyulan hidrolik silindir kuvvetine etkileri incelenmiştir. Bu inceleme sırasında hidrolik silindirin strok değeri bir tasarım kısıtı olarak dikkate alınmıştır. Platformun statik ve dinamik denklemleri oluşturulmuş ve simülasyonlarda bu denklemler karşılaştırmalı olarak kullanılmıştır.

İlk aşamada farklı uzuv boyları için, strok değeri dikkate alındığında hidrolik silindir üst mafsal konumunun hangi pozisyonlar arasında olabileceği belirlenmiştir. Bu aralığın artan uzuv boyları ile arttığı görülmüştür.

Platformun son konuma ulaşma süreleri karşılaştırılması sonucunda uzuv boyu ve ilgili sürenin ters orantılı olduğu görülmüştür. Aynı hidrolik hız ve hidrolik silindir mafsal üst bağlantısı değerlerinde platform için en hızlı yükselme, mümkün olan en düşük uzuv boyunda elde edilmiştir. Uzuv boyunun sabit tutulması ve aynı hidrolik hız seçiminde ise, hidrolik silindirin üst mafsal mesafesi ile platformun yükselme süresi arasında ters orantı görülmüştür. Üst mafsal ile makas merkezi mesafesi arttıkça platformun son konuma ulaşma süresi azalmıştır.

Gerekli hidrolik kuvvetler incelendiğinde üst mafsal ile makas merkezi mesafesinin azalması sonucunda ihtiyaç duyulan hidrolik kuvvetin de azaldığı görülmüştür. Bununla birlikte, uzuv boyundaki artış üst mafsal bağlantı konumunu makas merkezine daha yakın konumlandırmaya imkân tanımaktadır. Böylece hidrolik kuvvet değeri de belirgin şekilde azalmıştır. Ancak farklı uzuv boyları için hidrolik mafsalın makas merkezinden oransal uzaklığı sabit tutulduğunda, daha uzun uzuv boyu için daha yüksek hidrolik kuvvet ortaya çıkmıştır. Ayrıca statik ve dinamik analizler karşılaştırıldığında, mafsalın makas merkezine yaklaşması ile statik ve dinamik analiz sonuçlarının birbirine yaklaştığı görülmüştür. Bunun nedeni, bu yaklaşmanın platform yükselme süresini artırması, dolayısı ile atalet kuvvetleri etkisini azaltmasıdır.

Çalışmada, hidrolik mafsal konumundaki değişimlerin hidrolik kuvvetlere etkisi oransal karşılaştırmalarla da gösterilmiştir. Hidrolik silindir üst mafsalının makas merkezine yaklaşması ile gerekli hidrolik silindir kuvvetinin belirgin şekilde arttığı görülmüştür.

Sonuç olarak platformun yükselme süresinin azaltılması ve düşük hidrolik kuvvet değerleri, hidrolik silindirin strok kısıtı dikkate alındığında birbiri ile çelişen amaçlardır. Diğer parametreler sabit tutulduğunda, düşük yükselme sürelerinin elde edilmesi için uzuv boyunun kısa tutulması gerekmektedir. Bu durum ise daha yüksek hidrolik kuvvet gerekliliği ile sonuçlanmaktadır. Uzuv boyu, hidrolik silindir mafsal bağlantısının makas merkezine mesafesini de doğrudan etkilemektedir. Daha uzun uzuv boyu, daha kısa mafsal mesafesine imkân tanımaktadır. Böylece daha düşük hidrolik kuvvet değerlerine ulaşılmaktadır. Bu durumda ise platformun yükselme süresinde artış görülmektedir. Tasarımda esas amaç gerekli hidrolik kuvvetinin mümkün olan en

düşük değerde tutmak olarak belirlendiğinde en uygun tercih, mafsal ile makas bağlantısını en kısa mesafede tutacak uzuv boyları arasından en kısa uzuv boyuna sahip tasarımın seçilmesi olacaktır.

ÇIKAR ÇATIŞMASI

Yazarlar, bilinen herhangi bir çıkar çatışması veya herhangi bir kurum/kuruluş ya da kişi ile ortak çıkar bulunmadığını onaylamaktadırlar.

YAZAR KATKISI

Yazarlardan Sezgin ESER, çalışmanın kavramsal ve tasarım süreçlerinin belirlenmesi, veri toplama, veri analizi ve yorumlama, makalenin taslağının oluşturulması; Sevda TELLİ ÇETİN çalışmanın kavramsal ve tasarım süreçlerinin yönetimi, veri analizi ve yorumlama, fikrinsel içeriğin eleştirel incelenmesi konularında makaleye katkı sağlamışlardır.

KAYNAKLAR

1. Bao, Z. (2019) Study on Simulation of System Dynamic Characteristics of Hydraulic Scissor Lift Based on Load-Sensing Control Technology. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 612(4). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/612/4/042036>
2. Channi, P., ve Tripathi, J. P. (2021) Design and Analysis of Hydraulic Scissor Lift. *International Journal of Research in Engineering, Science and Management*, 4(2), 56–61.
3. Doçi, I., Lajqi, S., Makolli, S., ve Bibaj, B. (2021) Scissor lift dynamic analysis and motion regulation for the case of lifting with maximum load. *International Scientific Journal "Trans & Motauto World,"* 6(2), 38–42.
4. Görkem Dengiz, C., Can Şenel, M., Yıldızlı, K., ve Koç, E. (2018) Design and Analysis of Scissor Lifting System by Using Finite Elements Method. *Universal Journal of Materials Science*, 6(2), 58–63. <https://doi.org/10.13189/ujms.2018.060202>
5. He, S., Ouyang, M., Gong, J., ve Liu, G. (2019) Mechanical simulation and installation position optimisation of a lifting cylinder of a scissors aerial work platform. *The Journal of Engineering*, 2019(13), 74–78. <https://doi.org/10.1049/joe.2018.8961>
6. Islam, M. T., Yin, C., Jian, S., ve Rolland, L. (2014) Dynamic analysis of Scissor Lift mechanism through bond graph modeling. *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, AIM*, 1393–1399. <https://doi.org/10.1109/AIM.2014.6878277>
7. Ismael, O. Y., Almageed, M., ve Mahmood, A. (2019) Quantitative Design Analysis of an Electric Scissor Lift. *American Scientific Research Journal for Engineering*, 59(1), 128–141.
8. Paramasivam, V., Tilahun, S., Kerebih Jembere, A., ve Selvaraj, S. K. (2021) Analytical investigation of hydraulic scissor lift for modular industrial plants in ethiopia. *Materials Today: Proceedings*, 46, 7596–7601. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.01.838>
9. Rani, D., Agarwal, N., ve Tirth, V. (2015). Design and Fabrication of Hydraulic Scissor Lift. In *MIT International Journal of Mechanical Engineering* (Vol. 5, Issue 2).
10. Rashid, H., Ariffin, M. K. A. M., Noh, M. H. M., Abdullah, A. H., Hamid, A. H. A., Jusoh, M. A. M., ve Othman, A. (2012) Design review of scissors lifts structure for commercial aircraft ground support equipment using Finite Element Analysis. *Procedia Engineering*, 41, 1696–1701. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.370>

11. Roys Jeyangel, A., Babu, M., ve Balasubramani, V. (2015) Design and Kinematic Analysis of Gear Powered Scissor Lift. In *International Journal of Emerging Technology in Computer Science & Electronics (IJETCSE)* (Vol. 12).
12. Singh, M., Shrivastava, A. K., ve Patel, A. (2018). Design and Optimization of Portable Hydraulic Scissor Lift by Using FEA Method. *International Journal of Recent Technology Science & Management*, 3(3), 6–18.
13. Stawinski, L., Zaczynski, J., Morawiec, A., Skowronska, J., ve Kosucki, A. (2021). Energy consumption structure and its improvement of low-lifting scissor capacity scissor lift. *Energies*, 14(5). <https://doi.org/10.3390/en14051366>
14. Sun, L. B., Wang, R. R., ve Li, X. X. (2014). Lifting force calculation and safty analysis of hydraulic scissor lift platform. *Advanced Materials Research*, 960–961, 1450–1454. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.960-961.1450>
15. Tian, H., ve Zhang, Z. (2011). Design and simulation based on Pro/E for a hydraulic lift platform in scissors type. *Procedia Engineering*, 16, 772–781. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2011.08.1153>
16. Todorović, M., Bulatović, R., ve Markovic, G. (2021a) *Finding the Optimal Shape of Hydraulic Scissors Lift Legs Using HHO Optimization Method*. <https://www.researchgate.net/publication/353072053>
17. Todorović, M., Zdravković, N. B., Savković, M., Marković, G., ve Pavlović, G. (2021b) Optimization of Scissor Mechanism Lifting Platform Members Using HHO Method. *The Eight International Conference Transport and Logistics*, 91–96.
18. Yimer, W., ve Wang, Y. (2019) Design, Analysis and Manufacturing of Double Scissors Lift Elevated by One Hydraulic Cylinder. *International Journal of Engineering Research & Technology*, 8(11), 709–713.
19. Zhang, W., Zhang, X., Yan, C., Xiang, S., ve Wang, L. (2015) A characteristic triangle method on input vectors of scissor lift mechanism and its applications in modeling and analysis. *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing*, 9(3). <https://doi.org/10.1299/jamdsm.2015jamdsm0042>
20. Zhang, W., ve Zhao, J. (2016) Analysis on nonlinear stiffness and vibration isolation performance of scissor-like structure with full types. *Nonlinear Dynamics*, 86(1), 17–36. <https://doi.org/10.1007/s11071-016-2869-z>

