

BİR EKSKAVATÖR KOL MEKANİZMASI İÇİN KİNEOSTATİK ANALİZ VE KOL SİLİNDİRİ TASARIMI

Gökhan KİPER¹, Cevdet Can UZER², Merve KARABEY³

¹İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, İzmir.
^{2,3}Mecalac İş Makineleri San. Tic. A.Ş., Ege Serbest Bölgesi, İzmir.

¹gokhankiper@iyte.edu.tr, ²cuzer@mecalac.com, ³mkarabey@mecalac.com

Ekskavatör kol mekanizmalarının tasarımında maksimum penetrasyon ve kazma kuvvetlerine göre mekanizmanın kineostatik performansı incelenir. Bu çalışmada dört serbestlik dereceli düzlemsel bir mekanizma olarak modellenen bir ekskavatör kol mekanizmasının kinematik modeli ile sunulmuştur. Daha sonra virtüel iş prensibi ile silindir tahrik kuvvetleri ile kepçe penetrasyon kuvvetinin ilişkisi çıkarılarak maksimum penetrasyon kuvvetinin elde edildiği mekanizma konfigürasyonu analitik olarak bulunmuştur. Vektörel mekanik yerine analitik mekanik kullanıldığında mekanizma modelleme ve tasarımındaki basitleşme vurgulanmıştır. Elde edilen basit kuvvet analizi modeli ile kol silindiri için yeni konum tasarımına yönelik yöntem sunulmuştur. Son olarak yeni tasarımın bir prototipine yer verilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Ekskavatör kol mekanizması, virtüel iş prensibi, kol silindiri tasarımı

KINEOSTATIC ANALYSIS AND ARM CYLINDER DESIGN FOR AN EXCAVATOR ARM MECHANISM

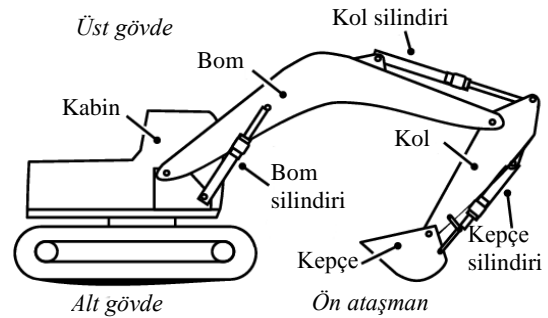
ABSTRACT

In designing excavator arm mechanisms the kineostatic performance of the mechanism is examined by considering the maximum penetration and digging forces. In this study, first the kinematic model of a excavator arm mechanism, which is modelled as a 4-degree-of-freedom planar mechanism, is presented. Then the relationship of the bucket penetration with the cylinder actuation forces is derived using virtual work principle and the mechanism configuration for which the maximum penetration force is obtained is determined analytically. It is emphasized that using analytical mechanics instead of vectorial mechanics quite much simplifies the mechanism model and design. A method is presented for the desing of the position of the arm cylinder using the simple force analysis model. Finally a prototype of the new design is presented.

Keywords: Excavator arm mechanism, virtual work principle, arm cylinder design

1. GİRİŞ

Ekskavatörler kazı yapma amaçlı tasarlanmış, alt gövdesi çalışma sırasında hareketsiz kalan, kendi etrafında tam tur dönebilen üst gövdeye sahip, paletli, tekerlekli veya ayaklı iş makineleridir [1]. Şekil 1'de tipik bir ekskavatörün bileşenleri verilmektedir. Kol mekanizması diyeceğimiz ön ataşman genellikle 3 serbestlik dereceli bir düzlemsel mekanizma olup kazma görevini üstlenen kepçeyi mekanizma düzleminde istenilen konum ve açığa getirmek için kullanılır.



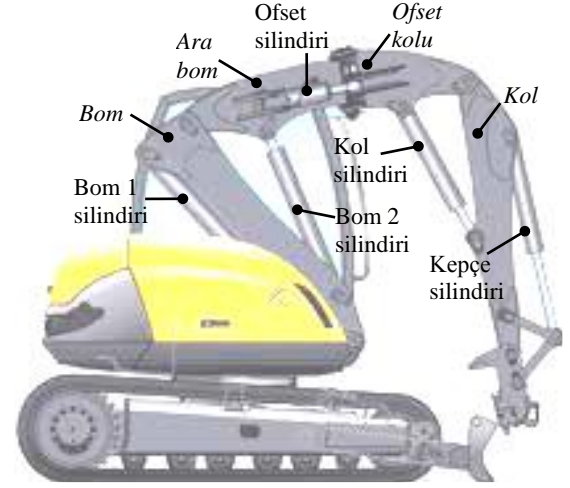
Şekil 1. Tipik bir ekskavatörün bileşenleri [2]

Genellikle mekanizma tahriği hidrolik silindirlerle sağlanır. Mekanizmanın iki kolu bom ve kol olarak adlandırılır. Bom ve kol silindirleri kepçeyi konumlandırırken kepçe silindiri kepçe açısını tayin etmekte kullanılır.

Ekskavatör kol mekanizmalarının tasarımı konusunda Türkiye’de epey bir çalışma bulunmaktadır. Oyman [3] tezinde ekskavatör kol mekanizmalarının kuvvet ve mukavemet analizleri ile analiz tabanlı tasarımı üzerine çalışmıştır. Özünlü [4] tezinde 3 serbestlik dereceli bir ekskavatörün toprağı kazısı sırasındaki maruz kaldığı dinamik yüklerinin analiz edilmesi ve hareketin bilgisayar simülasyonu üzerine çalışmıştır. Uzer [5] tezinde ekskavatör bom geometrisinin sonlu elemanlar analizi ve genetik algoritma ile optimizasyonunu üzerine çalışmıştır. Sarı ve Ercan [6] ise optimum hidrolik sistem tasarımı için gerekli ekskavatör kol mekanizmasının maruz kaldığı kuvvetler ve başka bazı kısıtlar ve tasarım yöntemi sunmuşlardır. Tüm bu çalışmalar Şekil 1’de görülen tipik bir 3 serbestlik dereceli ekskavatör üzerinedir.

Türkiye’de üretilmekte olan bazı Mecalac mini ekskavatörlerin mekanizmaları tipik makinelere göre iki önemli farka sahiptir:

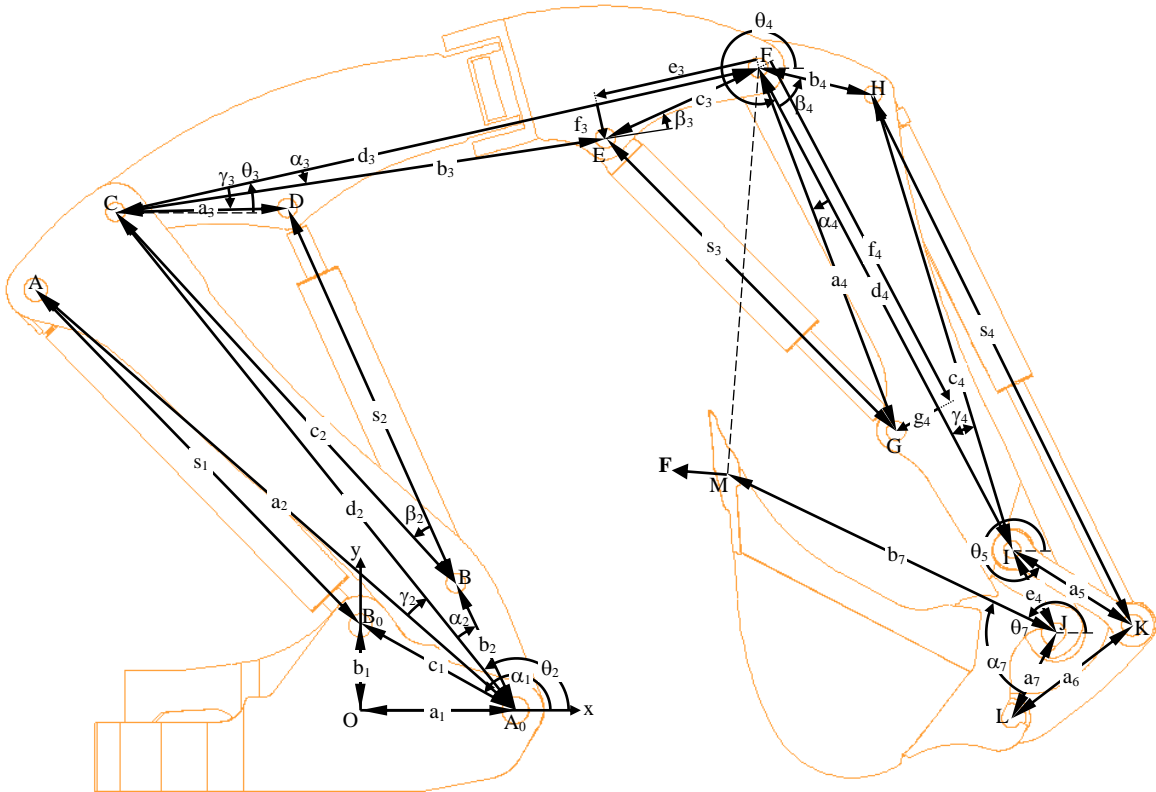
1) mekanizma çalışma düzleminde tek bom yerine iki bom vardır ve iki yerine dört silindir bulunmaktadır; 2) ikinci bomun ortasında kepçenin mekanizma düzleminde çıkmasını sağlayan beşinci bir silindir (ofset silindiri) bulunmaktadır (Şekil 2).



Şekil 2. Mecalac mini ekskavatör [7]

2. KİNEMATİK MODEL

4 serbestlik dereceli kol mekanizmasının kinematik diyagramı Şekil 3’te verilmiştir.



Şekil 3. Kol mekanizması kinematik diyagramı

Bağımsız mafsal değişkenleri $|B_0A| = s_1$, $|BD| = s_2$, $|EG| = s_3$ ve $|HK| = s_4$ tür. Uzun boyutları ve bağımlı açısal mafsal değişkenleri şekilde gösterilmiştir. Ayrıca şekilde görülen keçe uç noktasına (M noktası) etki eden **F** penetrasyon kuvveti (kol koparma kuvveti de denir), ISO 6015:2006 [8] uyarınca **F** kol mafsalı etrafında moment yaratacak şekilde **FM** doğrusuna dik yöndedir. Şekilde gösterilmeyen kazma kuvveti (keçe koparma kuvveti de denir) ise **J** keçe masalı etrafında moment yaratacak şekilde **JM** doğrusuna dik yönde tayin edilir.

Açısal mafsal değişkenleri şu şekilde bulunur:

$$\theta_2 = \alpha_1 - \gamma_2 - \cos^{-1} \frac{c_1^2 + a_2^2 - s_1^2}{2c_1a_2} \quad (1)$$

$$\theta_3 = \theta_2 - \alpha_2 + \beta_2 + \gamma_3 - \pi + \cos^{-1} \frac{c_2^2 + a_3^2 - s_2^2}{2c_2a_3} \quad (2)$$

$$\theta_4 = \theta_3 + \alpha_3 + \beta_3 - \alpha_4 - \pi + \cos^{-1} \frac{c_3^2 + a_4^2 - s_3^2}{2c_3a_4} \quad (3)$$

$$\theta_5 = \theta_4 - \gamma_4 - \pi - \cos^{-1} \frac{c_4^2 + a_5^2 - s_4^2}{2c_4a_5} \quad (4)$$

θ_6 ve θ_7 açıları ilse IKLJ dört-çubuk devresinin çözümü ile bulunur. Dört çubuk devresi çözüm detayları burada verilmeyecek olup Söylemez'in [9] kitabında bulunabilir.

Kinematik simülasyon için mafsal koordinatları karmaşık sayılar ile şu şekilde ifade edilebilir:

$$\begin{aligned} \mathbf{A}_0: a_1; \mathbf{B}_0: ib_1; \mathbf{A}: \mathbf{A}_0 + a_2 e^{i(\theta_2 + \gamma_2)}; \\ \mathbf{B}: \mathbf{A}_0 + b_2 e^{i(\theta_2 - \alpha_2)}; \mathbf{C}: \mathbf{A}_0 + d_2 e^{i\theta_2}; \\ \mathbf{D}: \mathbf{C} + a_3 e^{i(\theta_3 - \gamma_3)}; \mathbf{E}: \mathbf{C} + b_3 e^{i(\theta_3 + \alpha_3)}; \\ \mathbf{F}: \mathbf{C} + d_3 e^{i\theta_3}; \mathbf{G}: \mathbf{F} + a_4 e^{i(\theta_4 + \alpha_4)}; \\ \mathbf{H}: \mathbf{F} + b_4 e^{i(\theta_4 + \beta_4)}; \mathbf{I}: \mathbf{F} + d_4 e^{i\theta_4}; \\ \mathbf{J}: \mathbf{I} + e_4 e^{i\theta_4}; \mathbf{K}: \mathbf{I} + a_5 e^{i\theta_5}; \\ \mathbf{L}: \mathbf{J} + a_7 e^{i(\theta_7 + \alpha_7)}; \mathbf{M}: \mathbf{J} + b_7 e^{i\theta_7} \end{aligned} \quad (5)$$

Kuvvet analizinde virtüel iş prensibi kullanılacağından hız etki katsayılarının bulunması gerekmektedir. Hız etki katsayıları konum denklemlerinin türevlerinden bulunur:

$$\delta\theta_2 = g_1 \delta s_1 \Rightarrow g_1 = \frac{s_1}{c_1 a_2 \sin(\theta_2 - \alpha_1 + \gamma_2)} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \delta\theta_3 &= g_1 \delta s_1 + g_2 \delta s_2 \\ \Rightarrow g_2 &= \frac{-s_2}{c_2 a_3 \sin(\theta_3 - \theta_2 + \alpha_2 - \beta_2 + \gamma_3)} \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \delta\theta_4 &= g_1 \delta s_1 + g_2 \delta s_2 + g_3 \delta s_3 \\ \Rightarrow g_3 &= \frac{-s_3}{c_3 a_4 \sin(\theta_4 - \theta_3 - \alpha_3 - \beta_3 + \alpha_4)} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \delta\theta_5 &= g_1 \delta s_1 + g_2 \delta s_2 + g_3 \delta s_3 + g'_4 \delta s_4 \\ \Rightarrow g'_4 &= \frac{-s_4}{c_4 a_5 \sin(\theta_5 - \theta_4 + \gamma_4)} \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \delta\theta_7 &= g_1 \delta s_1 + g_2 \delta s_2 + g_3 \delta s_3 + g_4 \delta s_4 \\ \Rightarrow g_4 &= \frac{a_5 \sin(\theta_5 - \theta_6)}{a_7 \sin(\theta_7 + \alpha_7 - \theta_6)} g'_4 \end{aligned} \quad (10)$$

M uç noktasının virtüel deplasmanı için öncelikle M noktasının konum yazılır, daha sonra türevi alınır:

$$\mathbf{r}_M = a_1 + d_2 e^{i\theta_2} + d_3 e^{i\theta_3} + (d_4 + e_4) e^{i\theta_4} + b_7 e^{i\theta_7} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \delta \mathbf{r}_M &= id_2 e^{i\theta_2} \delta\theta_2 + id_3 e^{i\theta_3} \delta\theta_3 \\ &\quad + i(d_4 + e_4) e^{i\theta_4} \delta\theta_4 + ib_7 e^{i\theta_7} \delta\theta_7 \\ &= \mathbf{h}_1 g_1 \delta s_1 + \mathbf{h}_2 (g_1 \delta s_1 + g_2 \delta s_2) \\ &\quad + \mathbf{h}_3 (g_1 \delta s_1 + g_2 \delta s_2 + g_3 \delta s_3) \\ &\quad + \mathbf{h}_4 (g_1 \delta s_1 + g_2 \delta s_2 + g_3 \delta s_3 + g_4 \delta s_4) \\ &= (\mathbf{h}_1 + \mathbf{h}_2 + \mathbf{h}_3 + \mathbf{h}_4) g_1 \delta s_1 \\ &\quad + (\mathbf{h}_2 + \mathbf{h}_3 + \mathbf{h}_4) g_2 \delta s_2 \\ &\quad + (\mathbf{h}_3 + \mathbf{h}_4) g_3 \delta s_3 + \mathbf{h}_4 g_4 \delta s_4 \\ &= \mathbf{k}_1 \delta s_1 + \mathbf{k}_2 \delta s_2 + \mathbf{k}_3 \delta s_3 + \mathbf{k}_4 \delta s_4 \end{aligned} \quad (12)$$

Denklem (12)'de $\mathbf{h}_j = h_{jx} + ih_{jy}$ ve $\mathbf{k}_j = k_{jx} + ik_{jy}$ ($j = 1, 2, 3, 4$) karmaşık hız etki katsayılarıdır.

3. STATİK KUVVET ANALİZİ

Piston kuvvetleri F_1, F_2, F_3, F_4 olsun. Penetrasyon kuvveti $\mathbf{F} = F e^{i\phi}$, **FM** doğrusuna dik olup açısı şu şekilde bulunur:

$$\phi = \text{atan2} \left[\frac{(d_4 + e_4) \cos \theta_4 + b_7 \cos \theta_7}{(d_4 + e_4) \sin \theta_4 + b_7 \sin \theta_7}, \frac{\pi}{2} \right] \quad (13)$$

Virtüel iş prensibi uyarınca

$$F_1\delta s_1 + F_2\delta s_2 + F_3\delta s_3 + F_4\delta s_4 - \mathbf{F} \cdot \delta \mathbf{r}_M = 0 \quad (14)$$

olmalıdır. $\delta \mathbf{r}_M$ Denklem (12) uyarınca bileşenlerine ayrıldığında ve Denklem (14)'te yerine konulduğunda

$$F_1 = \mathbf{F} \cdot \mathbf{k}_1, F_2 = \mathbf{F} \cdot \mathbf{k}_2, F_3 = \mathbf{F} \cdot \mathbf{k}_3, F_4 = \mathbf{F} \cdot \mathbf{k}_4 \quad (15)$$

bulunur. Penetrasyon performansı piston çapları ve maksimum hidrolik basınç değerleri verildiğinde penetrasyon kuvvetinin değeri ile ölçülür. Penetrasyon işlevi kol silindiri ile ilgili olduğu için, diğer silindir kuvvetleri (F_1, F_2, F_4) maksimum değerlerini geçmeyecek şekilde F_3 kuvvetini maksimum yapan F kuvveti bulunmalıdır. Hedef fonksiyonu şu şekilde tanımlayalım:

$$f(s_3, s_4) = F_3 = \mathbf{F} \cdot \mathbf{k}_3 = F(k_{3x} \cos \phi + k_{3y} \sin \phi) \\ = [(h_{3x} + h_{4x}) \cos \phi + (h_{3y} + h_{4y}) \sin \phi] g_3 \quad (16)$$

Denklem (8) g_3 ifadesi s_3 ve $\theta_4 - \theta_3$ açısına, Denklem (12) uyarınca h_{3x} ve h_{3y} ifadeleri θ_4 açısına, h_{4x} ve h_{4y} ifadeleri θ_7 açısına, Denklem (13) uyarınca ϕ açısı ise θ_4 ve θ_7 açılara bağlıdır. Denklem (3), (4) uyarınca $\theta_4 - \theta_3$, θ_4 ve θ_7 açıları yalnızca s_3 ve s_4 'e bağlı olup s_1 ve s_2 'ye bağlı değildir. Yani Denklem (16)'daki f işlevi yalnızca s_3 ve s_4 'e bağlıdır. f işlevinin s_3 ve s_4 'e göre kısmi türevleri için öncelikle şu kısmi türevler gereklidir:

$$\frac{\partial g_3}{\partial s_3} = \frac{g_3}{s_3} \left(1 - \frac{c_3^2 + a_4^2 - s_3^2}{2} g_3^2 \right) \\ \frac{\partial \theta_4}{\partial s_3} = \frac{\partial \omega_4}{\partial v_3} = g_3; \quad \frac{\partial \theta_7}{\partial s_3} = \frac{\partial \omega_7}{\partial v_3} = g_3 \\ \frac{\partial g_3}{\partial s_4} = \frac{\partial \theta_4}{\partial s_4} = 0; \quad \frac{\partial \theta_7}{\partial s_4} = g_4 \quad (17) \\ \tan \phi = - \frac{(d_4 + e_4) c \theta_4 + b_7 c \theta_7}{(d_4 + e_4) s \theta_4 + b_7 s \theta_7} \Rightarrow \frac{\partial \phi}{\partial s_3} = g_3 \\ \frac{\partial \phi}{\partial s_4} = \frac{b_7 s (\theta_7 - \phi) c \phi}{(d_4 + e_4) s \theta_4 + b_7 s \theta_7} g_4$$

Denklem (17) kullanılarak f işlevinin maksimum değerini bulmak üzere s_3 ve s_4 'e göre kısmi türevleri alınıp sıfıra eşitlenirse:

$$\frac{\partial f}{\partial s_3} = 0 \Rightarrow (d_4 + e_4) \sin \theta_4 + b_7 \sin \theta_7 = 0 \quad (18)$$

$$\text{ya da } (c_3^2 + a_4^2 - s_3^2) g_3^2 - 2 = 0$$

$$\frac{\partial f}{\partial s_4} = 0 \Rightarrow \cos \phi \cos (\theta_7 - \phi) \sin (\theta_5 - \theta_6) = 0 \quad (19)$$

Denklem (18)'da ilk koşul FM doğrusunun yatay olduğu durum olduğundan yok sayılabilir. Denklem (19)'de $\phi = 90^\circ$ penetrasyon koşulunu sağlamayacağından $\cos \phi = 0$ yok sayılır. Ayrıca $\sin(\theta_5 - \theta_6) = 0$ koşulu I, K ve L mafsallarının aynı doğrultuya geldiği dört-çubuk devresinin tekil konumunu ifade ettiği için yok sayılır. Bu durumda

$$(c_3^2 + a_4^2 - s_3^2) g_3^2 - 2 = 0 \quad (20)$$

ve

$$c(\theta_7 - \phi) = 0 \quad (21)$$

olmalıdır. Denklem (3) ve (8) kullanılarak Denklem (20)'den s_3 şu şekilde çözülür:

$$\frac{(c_3^2 + a_4^2 - s_3^2) s_3^2}{c_3^2 a_4^2 [1 - \cos^2(\theta_4 - \theta_3 - \alpha_3 - \beta_3 + \alpha_4)]} = 2 \\ \Rightarrow s_3 = \sqrt{a_4^2 - c_3^2} \quad (22)$$

Denklem (22)'e göre EG silindiri ara bomun EF kısmına dik olmalıdır. Sayısal analizler de bu koşulda maksimum penetrasyon kuvveti meydana geldiğini göstermektedir. Denklem (21)'ye göre ise $\theta_4 = \theta_7 = \phi + \pi/2$ gerektirir ki bu FJ kolunun kepçenin JM kısmı ile aynı doğrultuda olması demektir. Bu koşulda dört-çubuk devresi için çözüm yapılırsa s_4 çözülür:

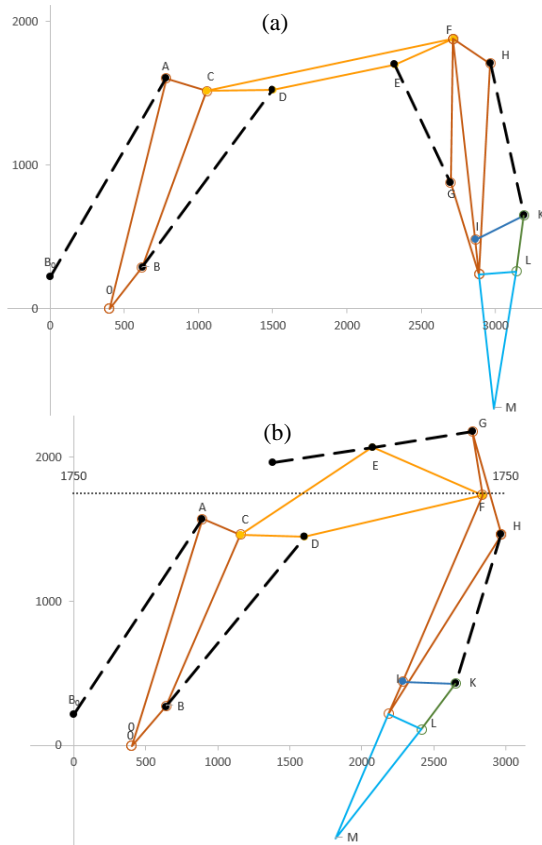
$$s_4 = \sqrt{c_4^2 + a_5^2 + 2c_4 a_5 \cos(\theta_5 - \theta_4 + \gamma_4)} \quad (23)$$

Sayısal analizler bu koşulun penetrasyon kuvvetinin minimum değerini verdiğini göstermektedir.

Virtüel iş prensibi yerine vektörel mekanik ile serbest cisim diyagramları çizilip kuvvet denge denklemleri çözülmeye çalışıldığında mafsal tepki kuvvetleri de bilinmeyen parametreler olmakta ve çok büyük katsayı matrislerinin sayısal olarak tersi alınması gerekmektedir. Bu şekilde analiz yapıldığında tasarım parametrelerini etkileyen faktörlerin

matematiksel olarak belirlenmesi mümkün olmamaktadır. Ancak virtüel iş prensibi kullanılarak penetrasyon kuvvetinin sadece s_3 ve s_4 'e bağlı olarak değişmekte olup dört yerine iki boyutlu bir mafsal uzayında incelenmesi yeterli olduğu ve penetrasyon kuvveti bir hedef fonksiyon olarak ifade edildiğinde kuvvetin maksimum ve minimum değerleri için gerekli s_3 ve s_4 değerleri analitik olarak bulunabildiği görülmektedir. Yalnız maksimum penetrasyon kuvveti elde edildiği durumda bom silindirlerinin maksimum kuvvete ulaştığı s_1 ve s_2 değerleri belirlenerek hareket sınırları bulunmalıdır. Silindirlerin hareket sınırları uyarınca kollar arasındaki açı sınırları da bulunabilir. Kazma kuvvetinin kol silindiri tasarımında önemli bir etkisi olmadığı görüldüğü için bu çalışmada kazma kuvveti hesabına yer verilmemiştir.

Elde edilen formülasyonlar Excel'e işlenerek mevcut 6MCR mekanizmasının kineostatik analizi gerçekleştirilmiş ve maksimum penetrasyon kuvveti ile hareket sınırları belirlenmiştir. Bulunan değerler mevcut katalog değerleri ile örtülmektedir. Şekil 4'te Excel'deki analizden görünüm verilmektedir.



Şekil 4. Kol silindirinin ofset kolu ve kol uzununun (a) altında ve (b) üstünde olduğu durumlar

4. YENİ KOL SİLİNDİRİ KONUMU TASARIMI

Piyasada bulunan benzer ürünler ve kullanıcılardan gelen talepler doğrultusunda kol silindirinin ofset kolu ile kol uzunlarının alt bölgesi yerine üst bölgesine yerleştirildiği bir model geliştirilmesi ihtiyacı görülmüştür. Silindirin altta olduğu mevcut tasarımın analizine göre belirlenen maksimum penetrasyon kuvveti ve hareket sınır değerlerinin altına düşülmeyecek şekilde kol silindirinin üstteki konumunun belirlenmesi çalışması yürütülmüştür.

Kol silindirinin yeni konumu için E ve G mafsal konumları tayin edilmelidir. E noktasının ofset kolu üzerindeki konumu Şekil 3'teki e_3 ve f_3 uzunlukları ile ifade edilirken G noktasının kol üzerindeki konumu a_4 uzunluğu ve α_4 açısı ile ifade edilmiştir. Bu dört parametrenin değeri şu kısıtlar altında bulunmalıdır:

- Maksimum penetrasyon kuvveti ve mekanizmanın hareket sınırları eski tasarımdan kötü olmamalıdır.
- E mafsalının konumu belirlenirken ofset kolu uzununun geometrisi göz önünde bulundurulmalıdır. Bu koşul özellikle e_3 parametresini kısıtlamaktadır. Benzer şekilde G mafsalının konumu belirlenirken kol uzununun boyutları göz önünde bulundurulmalıdır.
- EG pistonu çalışma uzayında hiçbir zaman ara bom, ofset kolu, kol uzunları ya da F mafsalı ile üstüste gelemelidir.
- İş makinasının Şekil 2'de görünen park konumunda makinanın nakliye edilirken konteynere sığması için makinanın yüksekliği belli bir değeri geçmemelidir. Şekil 4b'deki 1750 mm değerindeki yatay çizgi bu sınırı ifade etmektedir.

e_3 , f_3 , a_4 ve α_4 tasarım parametrelerinin değerleri değiştirilirken yukarıda listelenen tüm kısıtların efektif bir şekilde denetlenmesi gerekmektedir. Ancak her bir kısıtın mekanizmanın farklı konfigürasyonunda kontrol edilmesi gerektiği için tasarım parametreleri her değiştirildiğinde farklı konfigürasyonlarda kontroller gerekmektedir. Hızlı bir şekilde tasarım yapmak amacıyla bu konfigürasyon kontrollerinin manuel olarak

tek tek yapılması yerine her kısıt için geometrik bir koşul tanımlanarak ve Excel'in "hedef ara" özelliğinden faydalanılarak e_3 , f_3 , a_4 ve α_4 parametrelerinden oluşan dört boyutlu tasarım uzayı çok hızlı bir şekilde taranabilmektedir. Bu şekilde bir doğrusal olmayan kısıtlı optimizasyon problemi tasarım uzayının taranması ile manuel olarak çözülebilmektedir.

Bu kısımda belirtilen kısıtların haricinde hidrolik boruların yerleşimi, kolların konstrüksiyonel tasarımı gibi kısıtların da göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Hazırlanan Excel hesap föyü ile gereksinimlere göre tasarım çok rahat ve hızlı bir şekilde ilgili teknik elemanlarca değiştirilebilmektedir. Tasarım sonucu İzmir'de imal edilen bir prototip üzerinde testler gerçekleştirilmiştir. Ayrıca yine İzmir'de üretilen bir makina (Şekil 5) Nisan 2019'da Almanya'da dünyanın en büyük iş makinası fuarlarından biri olan Bauma Fuarında sergilenmiş ve yoğun ilgi görmüştür.



Şekil 5. Yeni kol mekanizması ile üretilmiş bir 6MCR

5. SONUÇ

Bu çalışmada dört serbestlik dereceli düzlemsel mekanizma olarak modellenen bir ekskavatör kol mekanizmasının kineostatik modeli sunulmuştur. Virtüel iş prensibi ile oluşturulan kuvvet analizi kol silindiri kuvveti özelinde irdelenerak kol silindiri için alternatif tasarım için gerekli çalışmalara yer verilmiştir. Vektörel mekanik yerine analitik mekanik kullanılmasının kol mekanizması tasarımında önemli ölçüde basitleştirme sağladığı görülmüştür.

6. KAYNAKÇA

- [1] ISO 6165, Earth-Moving Machinery - Basic Types - Identification and Terms and Definitions, 2012.
- [2] Enes, A. R., Book, W. "Optimizing point to point motion of net velocity constrained manipulators" 49th IEEE Conference on Decision and Control (CDC), Atlanta, Georgia, ABD, 15-17 Aralık 2010, s. 6415-6420.
- [3] Oyman, Ö. V., Ekskavatör Kolların Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2005.
- [4] Özünlü, Ö. M., Dynamic Modeling of an Excavator During Digging and Simulating the Motion, Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2008.
- [5] Uzer, C. C., Shape Optimization of an Excavator Boom by Using Genetic Algorithm, Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2008.
- [6] Sarı, H., Ercan, Y., "Ekskavatörlerin hidrolik tasarımlarına esas olacak temel parametrelerin belirlenmesi ve teknik ve ekonomik yönden optimum hidrolik elemanların seçimi" IV. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, İzmir, 1-4 aralık 2005, s. 337-352.
- [7] Mecalac MCR, World Wide Web site, https://www.mecalac.com/files/bibliotheques/1556014878_mk327-mcr-serie-en-042019-web-pdf.pdf, erişim tarihi: 24.03.2019.
- [8] ISO 6015, Earth-Moving Machinery - Hydraulic Excavators and Backhoe Loaders - Methods of Determining Tool Forces, 2006.
- [9] Söylemez, E., Makina Teorisi 1 – Mekanizma Tekniği, Birsen Yayınevi, 4. Baskı, İstanbul, 2017.