



## Döner Vinçlerde Modelleme Ve Dinamik Faktör Analizi

**Muharrem E. BOĞOÇLU\***

Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü  
[bogoclu@yildiz.edu.tr](mailto:bogoclu@yildiz.edu.tr) ORCID:0000-0002-5021-5865

Geliş: 06.09.2019, Revizyon: 08.10.2019, Kabul Tarihi: 27.01.2020

### Öz

Döner vinçlerin yapısal analizlerinde dinamik etkiler, statik yaklaşımla hesaplara katılmaktadır. Buna göre ivmelenmelerden kaynaklanan tüm yük artışları, tek bir dinamik faktöre indirgenmektedir. Bu dinamik faktör statik yükle çarpılarak, dinamik etkiler hesaplara katılmaktadır. Bu çalışmada ilk olarak dinamik faktörün bilgisayar ortamında yapılacak analizlerle hesaplanmasında kullanılabilir indirgenmiş bir model önerisinde bulunulmuştur. İkinci aşamada ise döner vinçlerin tasarım parametrelerinin dinamik faktör üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu amaçlar için dört serbestlik dereceli bir döner vinç modellenmiştir (Şekil 2). Modele giriş olarak, döndürme momenti,  $M_z$  ve yük kaldırma kuvveti,  $F_z$  etki ettirilmiştir. Benzetim çalışmaları bazı parametrelerin değiştirilmesiyle yirmi sekiz farklı durum için tekrarlanmıştır (Tablo 1). Buna göre döner vinç sisteminin dinamik faktörünün hangi değişkenler tarafından ne ölçüde etkilendiği gözlemlenmiştir (Tablo 2). Sonuç olarak, döner vinçin yatay hareketlerinden kaynaklanan ivmelenmelerin düşey hareketin ivmesi üzerinde etkisinin ihmal edilebilir mertebelerde olduğu gözlemlenmiştir. Buna göre, döner vinçlerin statik analizlerinde kullanılmakta olan dinamik faktörün hesaplanmasında, karmaşık modeller hazırlamak yerine, bu değişkenlerin hesaba katılmasına gerek olmayan daha basit bir model ile çalışmak yeterlidir. Bu basit model kullanılarak farklı hız ve ivme değerleri için dinamik faktörün doğru bir şekilde hesaplanabileceği anlaşılmaktadır. Ayrıca döner vinçlerin farklı tasarım değerleri için de dinamik faktörün değişmediği gözlemlenmiştir (Tablo 3).

**Anahtar Kelimeler:** Döner vinçler, dinamik faktör, benzetim

## Giriş

Yüksek yapıların inşasında, bu yapılar üzerinde ek yük etkisi oluşturmadan, yapı elemanlarının yüksek katlara kısa sürede transferi amacıyla döner vinçler kullanılmaktadır.

Kökçü, yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında endüstriyel uygulanabilir özelliği yüksek kule vinç tasarımı yapmıştır. Solidworks programı ile kule vincin tamamını modellemiştir. ANSYS sonlu elemanlar yazılımı ile kritik alt bileşenler analiz etmiştir. Gerilme ve deformasyon düzeylerinin uygunluğunu görmüştür (Kökçü, 2015:80).

Alver, geliştirdiği sistemde hidrolik mobil vinçlerin performansını iyileştirerek vinç kapasitesinden en üst düzeyde yararlanmayı, çalışma esnasında iş güvenliğini artırmayı sağlamaktadır (Alver, 2012:86).

Sürmen, çalışmasında, portal kreni oluşturan çelik konstrüksiyonlar ve bunlara etkiyen yükleri incelenmiş olup, parçaların emniyetli bir şekilde dizayn edilmesi ve konstrüksiyonun oluşturulmasını amaçlamıştır.

Bu çalışmada sonlu elemanlar metodunun portal kren tasarımında ve optimizasyonunda klasik hesap yöntemlerine göre avantajları ve sunduğu olanakları incelemiştir [Sürmen, 2008:80]

Gustafsson, döner krenin geri besleme kontrolü ile ilgili çalışmalar yapmıştır (Gustafsson, 2015:2). Amacı operatörün taşıyacağı yükü salınım olmadan hareket ettirebilmesi için bir kontrol sistemi tasarlamak ve yükü son pozisyonuna doğru bir şekilde hizalamasını sağlamaktır. Bu deneme doğrusal olmayan bir geri besleme kontrolcüsünün zayıf bağlanmış çiftiyle başarıya ulaşmıştır.

Bogoclu, yaptığı doktora çalışmasında, kule vinçlerinin tasarımı, dinamik davranışları ve kontrolü ile ilgili çalışmalar yapmıştır. Bu çalışmada döner vinçlerde, farklı hız ve ivme değerlerinin, dinamik faktörleri üzerindeki etkilerini araştırmıştır (Bogoclu, 1987).

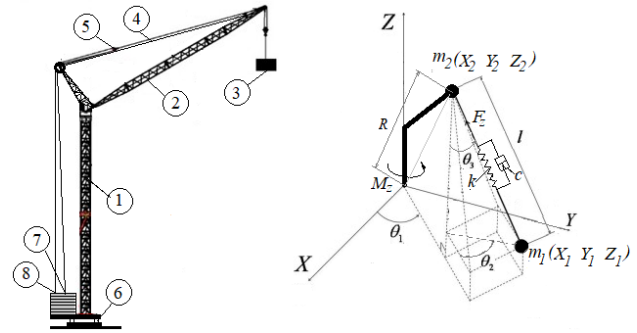
Bu çalışmada, bir döner vinç için, farklı tasarım parametrelerinin, dinamik faktör üzerindeki etkileri araştırılmış ve bir döner vincin dinamik faktörünü hesaplayabilmek için sadeleştirilmiş analiz modeli önerisinde bulunulmuştur. Bu amaçla bir döner kule tipi bir vincin, kule ve yük kolu (bom) kısmı rijit, halat kısmı esnek kabul

edilen fiziksel modeli ele alınmıştır. Lagrange metoduyla enerji denklemleri çıkarılan sistemin matematik modeli oluşturulmuş ve bu model MATLAB©-SIMULINK programında integre edilerek ve bilgisayar ortamında benzetim çalışmaları yapılmıştır.

## Model Vinç

Bu çalışmada model olarak, düşey düzlemde hareketli yük koluna sahip bir döner vinç irdelenmektedir (Şekil 1).

Yapılan bu çalışmada döner vincin dinamik davranış denklemlerini oluştururken bazı kabuller yapılmıştır. Yük kolu ve kule yapısı rijit olarak kabul edilmiştir. Model vincin kol ağırlığı  $m_2$  yük kolunun en ucuna indirgenmiştir. Yükün kütle sinin,  $m_1$  asılı olduğu halat da esnek kabul edilmiş olup yay karakteristiğine  $k$  ve sönüm katsayısına,  $c$  sahiptir. Kulenin tabanı ile yük kolunun ucu arasındaki  $R$  mesafesi benzetim çalışmalarında sabit değer olarak alınmıştır.



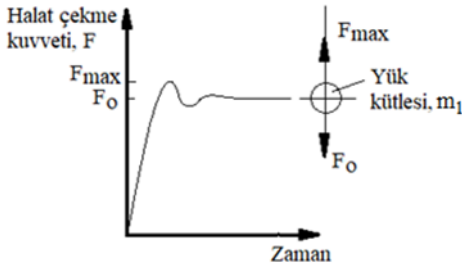
Şekil 1. Döner vincin fiziksel modeli. Burada, (1) Kule, (2) Yük kolu (boom), (3) Yük, (4) Yük çekme halatı, (5) Yük kolu çekme halatı, (6) Döndürme mekanizması, (7) Yük kaldırma mekanizması, (8) Yük kolu döndürme mekanizması.

Model, yükün düşey düzlemde kaldırılması, yük kolunun düşey düzlemde döndürülmesi ve sistemin yatay düzlemde döndürülmesi olarak, gerçekte 3 serbestlik derecesine sahiptir. Ancak halatın salınımları dikkate alınarak 4 serbestlik dereceli bir matematik model hazırlanmıştır. Bu modeldeki durum değişkenleri, yükün yüksekliği,  $z$ , sistemin yatay düzlemde dönme açısı,  $\theta_1$ , yükü çeken halatın yatay düzlemde dönme açısı,  $\theta_2$ , yükü çeken halatın düşey eksenle yaptığı açı,  $\theta_3$ , olarak

değerlendirilmiştir. Döner viç modelinde giriş değişkenleri ise yük halatını çekme kuvveti,  $F_z$  ve yüklerle birlikte sistemi yatay düzlemde döndüren moment,  $M_z$  olarak alınmıştır.

### Vinçlerde Dinamik Faktör

Bir vincin yük transferinde hızlanma ve yavaşlama ivmeleri, vinç yapısındaki dinamik davranışları etkileyen en önemli faktörlerdir. Bu ivmelerin etkisi ile halat üzerinde etkili dinamik kuvvet,  $F_{max}$  ve statik,  $F_0$  denge kuvvetleri arasındaki fark oluşmaktadır (Şekil 2). Genel olarak vinç yapılarının hesaplamalarında dinamik etkiler statik gibi değerlendirilmektedir. Bu amaçla statik yükün etkisi, dinamik faktör,  $\mu$  ile arttırılmaktadır.



Şekil 2. Bir vincin çalışmasında yük-zaman eğrisinin görünüşü.

Dinamik faktör yatay hareketin ivmeleri ihmal edilirse DIN 15018 standardına uygun olacak şekilde aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır (1). Bu çalışmanın sonucunda da yatay hareketin ivmelerinin ihmal edilebileceği anlaşılmıştır.

$$\mu = \frac{F_{max}}{F_0} = \frac{m_1 (a + g)}{m_1 g} = 1 + \frac{a}{g} \quad (1)$$

Denklem 1 den de anlaşıldığı üzere dinamik faktör doğrudan vincin ivmesine bağlıdır.

### Dinamik Davranış Denklemleri

Sistemin kinetik enerji,  $E_k$  potansiyel enerji,  $E_p$  ve sönüm enerjisi,  $E_D$  denklemleri çıkarılmış ve dinamik davranış denklemleri Lagrange metodu kullanılarak elde edilmiştir (2).

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}} \right) + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}} + \frac{\partial E_p}{\partial x} = F \quad (2)$$

Denklem 2 de, x, durum değişkenlerini, F, dış kuvvetleri ve t, zamanı belirtmektedir. Burada sistem enerjileri denklem 3, 4 ve 5 de verilmektedir.

$$E_k = \frac{1}{2} m_1 + \frac{1}{2} m_2 (\dot{X}_2^2 + \dot{Y}_2^2 + \dot{Z}_2^2) \quad (3)$$

$$E_p = m_1 g L (1 - \cos \theta_3) + \frac{1}{2} k (L - L_0)^2 \quad (4)$$

$$E_D = \frac{1}{2} c \dot{L}^2 \quad (5)$$

Denklem 3 deki (X,Y,Z) koordinatları,  $(L, \theta_1, \theta_2, \theta_3)$  cinsinden yazılarak denklem 2 ye göre düzenlenecek olursa sistemin dinamik davranış denklemleri elde edilir (denklem 6).

$$\ddot{x} = Ax + Bu \quad (6)$$

Denklem 6 da, x, durum değişkenleri matrisini, u giriş değişkenleri matrisini, A ve B de bu matrislerin katsayılarını ifade etmektedir. Burada gerekli düzenlemeler yapılarak dinamik davranış denklemleri doğrusal olmayan formda, denklem 6,7,8,9,10 ve 11 de verilmektedir.

Durum değişkenleri aşağıdaki gibidir;

$$L = x_1, \dot{L} = x_2, \ddot{L} = x_3$$

$$\theta_1 = x_4, \dot{\theta}_1 = x_5, \ddot{\theta}_1 = x_6,$$

$$\theta_2 = x_7, \dot{\theta}_2 = x_8, \ddot{\theta}_2 = x_9,$$

$$\theta_3 = x_{10}, \dot{\theta}_3 = x_{11}, \ddot{\theta}_3 = x_{12}$$

Sistemin giriş değişkenleri halat çekme kuvveti ve vinç döndürme momentidir.

$$F_z = u_1, M_z = u_2 \quad (7)$$

Yük çekme halatının hareket denklemleri;

$$x_3 = R \cos(x_7) \sin(x_{10}) - R x_5 x_{11} \sin(x_7) \cos(x_{10}) - g [1 - \cos(x_{10})] - (c/m_1) x_2 - (k/m_1) (x_1 - L_0) - R x_6 \sin(x_7) \sin(x_{10}) + u_1/m_1 \quad (8)$$

Kren kolunun x-y düzlemindeki izdüşümünün x eksenine ile yaptığı  $\theta_1$  açısının hareket denklemleri;

$$x_6 = (1 / \{ [R^2 + x_1^2 \sin^2(x_{10}) + 2 R x_1 \sin(x_{10}) \cos(x_7)] + m_2 R^2 / m_1 \}) [R x_1 x_8^2 \sin(x_7) \sin(x_{10}) + R x_1 x_{11}^2 \sin(x_7) \sin(x_{10}) + 2 R x_1 x_5 x_8 \sin(x_7) \sin(x_{10}) - 2 x_1 (R \cos(x_7) \cos(x_{10}) + x_1 x_5 x_{11} \sin(x_{10}) \cos(x_{10})) - 2 [x_5 x_1 \sin^2(x_{10}) + 2 R x_2 x_5 \sin(x_{10}) \cos(x_7)] - 2 x_1 x_8 x_{11} [R \cos(x_7) \cos(x_{10}) + x_1 \sin(x_{10}) \cos(x_{10})] - 2 x_2 x_8 [x_1 \sin^2(x_{10}) + R \cos(x_7) \sin(x_{10})] - 2 R x_2 x_{11} \sin(x_7) \cos(x_{10}) - R x_3 \sin(x_7) \sin(x_{10}) - x_3 [(x_1^2 \sin^2(x_{10}) + R x_1 \sin(x_{10}) \cos(x_7)) - R x_1 x_{12} \sin(x_7) \cos(x_{10}) + (u_2 / m_1)] \quad (9)$$

Yükün asılı olduğu halatın x-y düzlemindeki izdüşümünün kren kolunun x-y düzlemindeki izdüşümüyle yaptığı  $\theta_2$  açısının hareket denklemleri;

$$x_9 = \{ 1 / [x_1^2 \sin^2(x_{10})] \} (R x_1 x_5 x_8 \sin(x_7) \sin(x_{10}) - x_1 x_5 x_{11} [R \cos(x_7) \cos(x_{10}) + 2 x_1$$

$$\begin{aligned} & \sin(x_{10}) \cos(x_{10})] - x_2 x_8 [2 x_1 \sin^2(x_{10}) + R \\ & \sin(x_{10}) \cos(x_7)] - 2 x_1^2 x_8 x_{11} \sin(x_{10}) \\ & \cos(x_{10}) - 2 x_1 x_2 x_8 \sin(x_{10}) - x_1^2 \sin^2(x_{10}) + \\ & R x_1 x_6 \sin(x_{10}) \end{aligned} \quad (10)$$

Yükün asılı olduğu halatın z eksenine göre yaptığı  $\theta_3$  açısının hareket denklemi;

$$\begin{aligned} x_{12} = [I / x_1^2] [-R x_1 x_5 x_8 \cos(x_7) \cos(x_{10}) + \\ R x_1 x_5 x_{11} \sin(x_7) \sin(x_{10}) - R x_2 x_5 \sin(x_7) \\ \cos(x_{10}) - 2 x_1 x_2 x_{11} - g \sin(x_{10}) - R \\ x_1 x_6 \sin(x_7) \cos(x_{10})] \end{aligned} \quad (11)$$

## Bilgisayar Ortamında Benzetim Çalışmaları

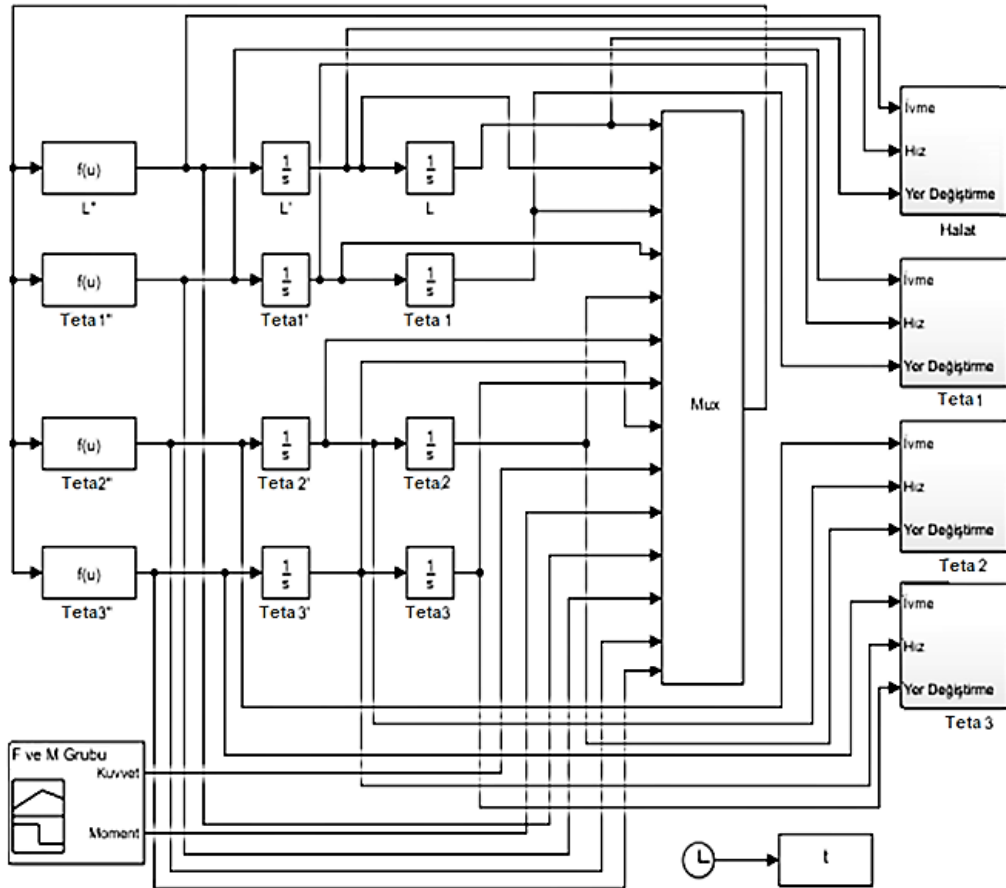
Durum denklemleri MATLAB©-SIMULINK programında integre edilerek 22 farklı yük transfer senaryosu için benzetim çalışmaları yük ve döndürme momenti girişleri ile gerçekleştirilmiştir (Şekil 3).

Tüm yük transfer senaryolarında dinamik faktöre etkisi incelenmek istenen girdiler değiştirilmiş, diğer parametreler sabit tutulmuştur (Tablo 1).

Tablo 2 de, ilk altı yük transfer senaryosunda sonucunda, yükün asıldığı halata ilave bir çekme

kuvveti uygulanmamış olup ( $F_z = m_1 g$ ), sistem  $M_z$  momentinin etkisinde yatay düzlemde döndürülmekte iken hesaplanan ivme değerleri verilmektedir. Aynı tabloda, 7-12 arasındaki senaryolarda, yük artırılan  $F_z$  kuvvetinin etkisi ile kaldırılırken aynı anda  $M_z$  momentinin etkisi ile döndürülmektedir. Bu durum için hesaplanan ivme değerleri bu tabloda görülmektedir. Bu tablolarda bahsedilmekte olan ivme değerleri, ivme-zaman grafiklerindeki maksimum değerleri ifade etmektedir.

Döner vinç için önemli tasarım parametrelerinden halat esnekliği, sönüm sabiti, halat boyu, yük veya yük kolu kütlelerinin farklı değerleri için yapılan benzetim çalışmaları sonucunda elde edilen ivme değerleri Tablo 3 de görülmektedir. Burada 10 farklı yük transfer senaryosuna göre analizler yapılmıştır. İlk 5 senaryoda (senaryo 13-17), yük halata asılmış durumda olup denge durumunda iken sistem döndürülmektedir. İkinci 5 senaryoda ise (senaryo 18-22), yük hem kaldırılmakta ve hem de döndürülmektedir.



Şekil 3. Döner vinç sisteminin Matlab©-Simulink yazılımında hazırlanmış blok diyagramı.

<b>Yalnızca Kuvvet, Moment ve Kütlenin Değiştiği Senaryolar (Girdiler)</b>							
<i>Senaryolar</i>	<i>Moment (Nm)</i>	<i>Kütle (kg)</i>	<i>Kuvvet (N)</i>	<i>Halat Esn. Sbt. (N/m)</i>	<i>Halat Sön. Sbt. (Ns/m)</i>	<i>Halat Boyu(m)</i>	<i>Bom Kolu Kütle(kg)</i>
<b>Yük halatına çekme kuvveti uygulanılmayan senaryolar (Yük askıda dengede)</b>							
1 - 2 - 3	20000	250	2452,5	30000	3000	2	3500
4 - 5 - 6	40000	500	4905				
		1000	9810				
<b>Yük halatı üzerinde çekme kuvveti etkili olan senaryolar</b>							
7 - 8 - 9	20000	250	3433,5	30000	3000	2	3500
10 - 11 - 12	40000	500	5886				
		1000	11772				
<b>Halat Esneklik Sabiti, Sönümlenme Sabiti, Uzunluğu ve Bom Kolumun Kütlelerinin Değiştiği Senaryolar (Girdiler)</b>							
<i>Senaryolar</i>	<i>Moment (Nm)</i>	<i>Kütle (kg)</i>	<i>Kuvvet (N)</i>	<i>Halat Esn. Sbt. (N/m)</i>	<i>Halat Sön. Sbt. (Ns/m)</i>	<i>Halat Boyu(m)</i>	<i>Bom Kolu Kütle(kg)</i>
<b>Yük halatına çekme kuvveti uygulanılmayan senaryolar (Yük askıda dengede)</b>							
13	40000	500	4905	100000	3000	2	3500
14				30000	3000		
15						3000	5
16 - 17				2	3000		3250
<b>Yük halatı üzerinde çekme kuvveti etkili olan senaryolar</b>							
18	40000	500	5886	100000	3000	2	3500
19				30000	3000		
20						3000	5
21 - 22				2	3000		3250

Tablo 1. Farklı senaryolarda kullanılan sistem parametreleri, halat çekme kuvvetleri ve sistem döndürme momenti değerleri

<i>Senaryolar</i>	<i>Halat ivmesi</i>	<i>Teta 1 İvmesi</i>	<i>Teta 2 İvmesi</i>	<i>Teta 3 İvmesi</i>
	<i>(m/s<sup>2</sup>)</i>	<i>(°/s<sup>2</sup>)</i>	<i>(°/s<sup>2</sup>)</i>	<i>(°/s<sup>2</sup>)</i>
<b>Yük halatına çekme kuvveti uygulanılmayan senaryolar (Yük askıda dengede)</b>				
1 - 2 - 3	0,017-0,024-0,032	1,05	250-210-200	10.07.2005
4 - 5 - 6	0,019-0,028-0,04	2,11	200-170-130	17-14,5-10,5
<b>Yük halatı üzerinde çekme kuvveti etkili olan senaryolar</b>				
7 - 8 - 9	3,87-1,908-1,81	1,05	215-210-185	10.08.2005
10 - 11 12		2,11	195-180-110	16-14-10

Tablo 2. Sadece kuvvet, moment ve kütleinin değiştiği senaryolar

Senaryolar	Halat ivmesi (m/s <sup>2</sup> )	Teta 1 İvmesi (°/s <sup>2</sup> )	Teta 2 İvmesi (°/s <sup>2</sup> )	Teta 3 İvmesi (°/s <sup>2</sup> )
<b>Yük halatına çekme kuvveti uygulanılmayan senaryolar (Yük askıda dengede)</b>				
13	0,034	2,12	195	16
14	0,004	2,17	185	15
15	0,025	2,1	50	7
16 - 17	0,030	2,45	185	17
	0,030	2,26	180	16
<b>Yük halatı üzerinde çekme kuvveti etkili olan senaryolar</b>				
18	1,908	2,16	190	15
19	1,907	2,16	180	14
20	1,908	2,11	50	5
21 - 22	1,908	2,45-2,25	180	17-15

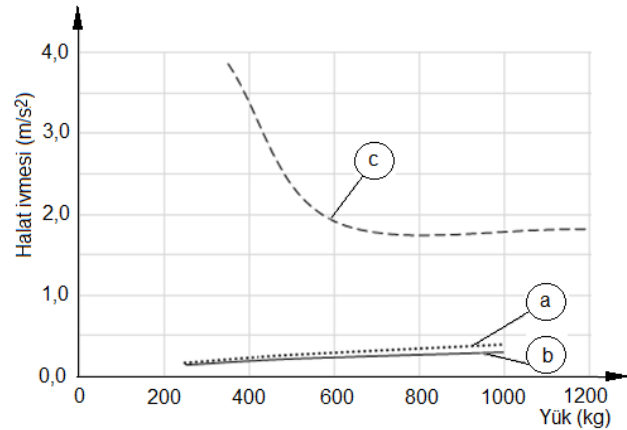
Tablo 3. Halatın uzunluğu ile esneklik ve sönüm sabitlerinin ve bom kolunun kütlelerinin değiştiği senaryolar

## Sonuçlar

Bu çalışmada, bir döner vincin dinamik faktörün analizi ve bu faktör üzerinde etkili parametreler incelenmiştir.

Şekil 4 e göre, ilk altı yük transfer senaryosunu benzetim çalışmaları sonucunda, vinci yatay düzlemde döndürme momenti,  $M_1=20.000$  Nm den  $M_2= 40.000$  Nm ye, iki misli değiştirilmesine rağmen, üç farklı farklı yük kütlesi için, düşey yöndeki yük ivmesinde kayda değer bir değişim olmadığı görülmektedir. Buna göre, yükün asıldığı halata ilave bir çekme kuvveti uygulanmadığı bu durumda, değişen dönme hız ve ivme değerlerine rağmen, yükün üzerinde, dönme hareketinden kaynaklanan düşey ivme etkisinin çok küçük olduğu anlaşılmaktadır. Aynı tabloda ikinci altı transfer senaryosunda ise yüke uygulanan  $F_z$  kuvvetine bağlı olarak düşey ivmenin arttığı ancak yatay ivmelerin değişmediği de görülmektedir. Bu sonuçlara göre, döner vincin yatay hareketlerinden kaynaklanan ivmelenmelerin düşey hareketin ivmesi üzerindeki etkisinin %1 in altında kaldığı dolayısı ile ihmal edilebileceği anlaşılmıştır. Dolayısı ile bundan sonraki araştırmalarda döner vincin dinamik faktörü hesaplanırken karmaşık modeller yerine, döndürme hareketlerinin dâhil edilmediği daha basit modeller kurgulanarak dinamik faktörün kolayca hesaplanabileceği anlaşılmaktadır.

Döner vincin tasarım parametrelerinin değiştirildiği farklı yük transfer senaryolarının sonucunda da yük üzerindeki düşey ivme değerlerinin değişmediği görülmektedir(tablo 3).



Şekil 4. Yükün askıda dengede tutulduğu durumda dönme hareketinden kaynaklanan düşey ivmelerin döndürme momentine ve yükün kütlelerine bağlı değişimi. Burada; (a) Yük üzerinde kaldırma kuvveti etkili değil, sistem döndürme momenti, 20.000 Nm, (b) Yük üzerinde kaldırma kuvveti etkili değil, sistem döndürme momenti, 40.000 Nm, (c) Yük üzerinde farklı kaldırma kuvvetleri etkili, sistem döndürme momenti 20.000 Nm ve 40.000 Nm için aynı ivme değerlerine ulaşılmaktadır.

Bu ikinci sonuca göre de, farklı tasarım parametrelerine sahip döner vinçlerde, dinamik

faktörün değerinin değişmediği, sabit kaldığı anlaşılmaktadır.

## Kaynaklar

- Abdullah, W. (2016). Hybrid Command Shaping and Pd Controller For Sway Suppression Of Rotary Crane System, Bachelor Thesis of Electrical Engineering, Universiti Malaysia Pahang
- Alver, V. (2012). Mobil Hidrolik Vinçler için Kontrol Sistemi Geliştirilmesi ve Uygulaması, Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya
- Baruh, H. (1999) Analytical Dynamics, Rutgers University
- Boğoçlu, M., Sağirli A., Ömürlü V. E., Modeling the Dynamics and Kinematics of a Telescopic Rotary Crane by the Bond Graph Method: Part I, Nonlinear Dynamics, September 2003, Volume 33, Issue 4, pp 337–351
- Boğoçlu, M., Sağirli A., Ömürlü V. E., Modeling the Dynamics and Kinematics of a Telescopic Rotary Crane by the Bond Graph Method: Part II, Nonlinear Dynamics, September 2003, Volume 33, Issue 4, pp 353–3567
- DIN 15018, (1984) Cranes, Steel Structures Verification And Analysis, Deutsche Norm
- Ercan, Y. (2014) İleri Dinamik, Ankara,
- Gustafsson, T. (2015) Modelling and Control of Rotary Crane Systems, Doctor of technology thesis, Universisty of Lule
- Kökçü, İ. (2015). Kule Vinci Tasarımı Ve Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir
- SÜRMEH, H. Kemal (2008) 2x250 Portal Kren Konstrüksiyonunun Modellenmesi ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul



## Modeling and Dynamic Factor Analysis in Rotary Cranes

### Extended abstract

*Due to the development of the construction sector in recent years, the rotary cranes, which are used extensively in the sector, are expected to perform their duties quickly and precisely. Therefore, acceleration is an important criterion in the design of these machines. In the structural analysis of rotary cranes, dynamic effects are added to the calculations as a static approach. Accordingly, all load increases resulting from accelerations are reduced to a dynamic factor.*

*This dynamic factor is multiplied by static charge and dynamic effects are added to the calculations. In this study, firstly, a reduced model is proposed which can be used to calculate the dynamic factor by computer analysis. In the second stage, the effects of the design parameters of the rotary cranes on the dynamic factor are examined. A four-degree-of-freedom rotary crane is modeled for these purposes (Figure 2). The mathematical model is prepared by the method of Lagrange multipliers and the simulation studies are performed in MATLAB program.*

*As an introduction to the model, the torque  $M_z$  and the load-bearing force  $F_z$  are activated. Simulation*

*studies are repeated for twenty-eight different situations by changing some parameters (Table 1). In these scenarios, the amount of influence of the different model parameters on the dynamic factor of the rotary crane is investigated using the resulting acceleration values and graphs (Table 2).*

*As a result, it is observed that the effect of the acceleration caused by the horizontal movements of the rotary crane on the acceleration of the vertical movement is negligible. Accordingly, for the calculation of the dynamic factor used in the static analysis of rotary cranes, instead of preparing more complex models, it is sufficient to work with a simpler model that does not take these negligible variables into account. Using this simple model, the dynamic factor can be calculated accurately for different velocity and acceleration values. It is also observed that the dynamic factor does not change for the different design parameter values of rotary cranes (Table 3).*

**Keywords:** Rotary cranes, dynamic factor, simulation, Lagrange multipliers.