

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DÖNER VİNÇLERİN YÜK SALINIMININ BULANIK MANTIK YÖNTEMİYLE
KONTROLÜ**

İSMAİL ÖZKAHRAMAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONSTRÜKSİYON PROGRAMI**

**DANIŞMAN
YDR. DOÇ. DR. MUHARREM E. BOĞOÇLU**

İSTANBUL, 2011

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÖNER VİNÇLERİN YÜK SALINIMININ BULANIK MANTIK YÖNTEMİYLE
KONTROLÜ**

İsmail ÖZKAHRAMAN tarafından hazırlanan tez çalışması 08.06.2011 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Yrd. Doç. Dr. Muharrem E. BOĞOÇLU
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Yrd. Doç. Dr. Muharrem E. BOĞOÇLU
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Fuat ALARÇİN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Ahmet SAĞIRLI
Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Lisans ve yüksek lisans öğrenimim sırasında ve tez çalışmalarımın her aşamasında bilgi ve tecrübeleriyle bana yol gösteren çok değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Muharrem E. BOĞOÇLU'ya en içten dileklerle teşekkür ederim.

Tez çalışmalarım sırasında bana çok yardımcı olan Arş. Gör. C. Oktay AZELOĞLU'na teşekkür ederim.

Bilgilerini ve yardımlarını benden esirgemeyen saygı değer hocalarım Yrd. Doç. Dr. Ahmet SAĞIRLI teşekkür ederim.

Çalışmalarım sırasında hep yanımda olan, dostluklarına çok değer verdiğim Özgür AKTEKİN, Selim ÇAĞATAY, Serkan ÖZTÜRK, Fatma ŞAHİN ve Seyit KAPLAN'a çok teşekkür ederim.

Her türlü sıkıntılarım ve sevinçlerimde hep yanımda olan, benden desteklerini ve sevgilerini hiçbir zaman esirgemeyen çok sevdiğim sevgili annem, babam ve ablama sonsuz teşekkür ederim.

Mayıs, 2011

İsmail ÖZKAHRAMAN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	vii
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
ÇİZELGE LİSTESİ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT.....	xiii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti.....	1
1.2 Tezin Amacı.....	4
1.3 Bulgular.....	5
BÖLÜM 2	
MODELLEME	6
2.1 Modellemede Kullanılan Yöntemler.....	7
2.2 Döner Vinç İçin Üç Boyutlu Non-liner Matematiksel Modelin Çıkarılması	15
BÖLÜM 3	
KONTROL.....	22
3.1 Açık Çevrim.....	25
3.2 Kapalı Çevrim.....	31
3.3 Döner Vinç Bulanık Mantıklı Bir Kontrolör Uygulanması	45
3.3.1 Bulanık Mantıklı Kontrol.....	46
3.3.2 Bulanık Mantık Kontrolör Tasarımı	47
3.3.3 Araba Motorunun Kontrolörünün Tasarımı	48
3.3.4 Dönme Motorunun Kontrolörünün Tasarımı.....	50
3.4 Simulasyon Sonuçlarının Karşılaştırılması	53

BÖLÜM 4

SONUÇ VE ÖNERİLER	70
-------------------------	----

SİMGE LİSTESİ

x	Arabanın konumu
γ	Taşıma kolunun konumu
φ	Yükün arabanın hareketinden dolayı düzlemde oluşturduğu açı
θ	Yükün dönme hareketinden dolayı düzlemle oluşturduğu açı
L	Halatın uzunluğu
L_0	Halatın başlangıç boyu
ΔL	Halattaki uzama miktarı
m	Yükün ağırlığı
M	Arabanın ağırlığı
k	Halatın yay katsayısı
C	Halatın sönüm katsayısı
J_0	Vincin kütleli atalet momenti
$\vec{r}_L$	Arabanın konum vektörü
$\vec{r}_T$	Yükün konum vektörü
$\vec{\omega}$	Dönüş hız vektörü
E_K, T	Kinetik enerji
η, ζ, ξ	Eksen takımı
x, y, z	Eksen takımı
E_P, V	Potansiyel enerji
t	Zaman
E_D	Sönüm enerjisi
F_X	Araba motorunun oluşturduğu kuvvet
F_γ	Dönme motorunun oluşturduğu moment
F_θ	θ açısının oluşması için gereken kuvvet
F_φ	φ açısının oluşması için gereken kuvvet
F_L	Halat üzerinde oluşan kuvvet

KISALTMA LİSTESİ

BMK	Bulanık Mantıklı Kontrolör
PI	Proportional–integral controller
PD	Proportional–derivative controller
PID	Proportional–integral–derivative controller
LQR	Linear-Quadratic Regulator
PL	Pozitif Large (Pozitif Büyük)
PM	Pozitif Medium (Pozitif Orta)
PS	Pozitif Small (Pozitif Küçük)
NL	Negatif Large (Negatif Büyük)
PM	Negatif Medium (Negatif Orta)
PS	Negatif Small (Negatif Küçük)
Z	Zero (Sıfır)
TM	Trolley Motor (Araba Motoru)
RM	Rotary Motor (Döndürme Motoru)

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Portal vinç (Abdel-Rahman vd. [1]).....	3
Şekil 1.2 Döner vinç (Abdel-Rahman vd. [1])	3
Şekil 1.3 Bomlu vinç (Abdel-Rahman vd. [1]).....	3
Şekil 2.1 Şematik olarak bir noktaya toplanmış kütle koordinat düzleminde gösterimi (Abdel-Rahman vd. [1])	9
Şekil 2.2 Noktasal kütlelerin koordinat sistemindeki şematik gösterimi (Abdel-Rahman vd. [1]).....	9
Şekil 2.3 Genişletilmiş köprülü vinç modelinin şematik gösterimi (Abdel-Rahman vd. [1])	11
Şekil 2.4 Kule vinç modeli (Omar, H. M. ve Nayfeh, A. H. [2])	16
Şekil 3.1 Üyelik fonksiyonlarına bir örnek.....	46
Şekil 3.2 Bulanık mantıklı kontrolün şematik diyagramı.....	47
Şekil 3.3 Bulanık mantıklı kontrolün sinyal şeması	48
Şekil 3.4 φ açısının için oluşturulan üyelik fonksiyonları.....	49
Şekil 3.5 $d\varphi/dt$ için oluşturulan üyelik fonksiyonları	49
Şekil 3.6 Araba ilerlemesi ivme üyelik fonksiyonları	50
Şekil 3.7 θ açısı için oluşturulan üyelik fonksiyonları	51
Şekil 3.8 $d\theta/dt$ için oluşturulan üyelik fonksiyonları	51
Şekil 3.9 Dönüş ivmesi üyelik fonksiyonları	52
Şekil 3.10 <i>Matlab/Simulink</i> blok diyagramı	53
Şekil 3.11 Arabanın hareketi	54
Şekil 3.12 Arabanın hızı	55
Şekil 3.13 Arabanın hareketinden kaynaklanan φ açısı	55
Şekil 3.14 Dönme hareketi	56
Şekil 3.15 Dönme hızı	56
Şekil 3.16 Dönmeden kaynaklanan θ açısı	57
Şekil 3.17 Araba ve dönme hareketi	58
Şekil 3.18 İlerleme ve dönme hızları	59
Şekil 3.19 İlerleme ve dönme hareketinden kaynaklanan θ ve φ açıları	60
Şekil 3.20 Halata gelen kuvvetler ve halattaki uzaman miktarı	61
Şekil 3.21 Halatın asılı olduğu noktada meydana gelen x yönündeki kuvvet	64
Şekil 3.22 Halatın asılı olduğu noktada meydana gelen y yönündeki kuvvet	65
Şekil 3.23 Halatın asılı olduğu noktada meydana gelen z yönündeki kuvvet	66
Şekil 3.24 Halata gelen kuvvetler ve halattaki uzama miktarı	69

Şekil 3.25 Arabanın ve taşıma kolunun konum grafikleri	694
Şekil 3.26 Arabanın ve taşıma kolunun hız grafikleri	695
Şekil 3.27 Halatta oluşan açılar	696
Şekil 3.28 Halatta meydana gelen toplam gerilme	697
Şekil 3.29 Halatın asılı olduğu noktada meydana gelen x yönündeki kuvvet	697
Şekil 3.30 Halatın asılı olduğu noktada meydana gelen y yönündeki kuvvet	698
Şekil 3.31 Halatın asılı olduğu noktada meydana gelen z yönündeki kuvvet	698
Şekil 3.32 Halatta meydana gelen kuvvetler ve halattaki uzama miktarı.....	699

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1 Araba motorunun kural tabanı.....	49
Çizelge 2 Döndürme motorunun kural tabanı.....	51

DÖNER VİNÇLERİN YÜK SALINIMININ BULANIK MANTIK YÖNTEMİYLE KONTROLÜ

İsmail ÖZKAHRAMAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Muharrem E. BOĞOÇLU

Taşımacılıkta kullanılan vinçler, çalışmaları sırasında göz ardı edilemeyecek dinamik yüklerin etkisi altında kalmaktadır. Bu dinamik yük etkisi çoğunlukla yüklerin yapmış olduğu salınımlardan kaynaklanmaktadır. Bu dinamik etkilerin doğru tespit edilmesi ve önlenmesi gerekmektedir. Bu çalışmada, döner vinç için üç boyutlu nonlinear bir matematiksel model geliştirilmiş ve ardından yük salınımlarını önlemek için bulanık mantık kontrolör tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan kontrolörün performansı yapılan simülasyonlar ile incelenmiş ve aynı vinç modelinde oluşturulan kontrolsüz vincin simülasyonlarıyla karşılaştırılmıştır. Simülasyonların ve yapılan performans karşılaştırmasını sonuçları tasarlanan bulanık mantık kontrolünün, yük salınımlarını başarıyla önlediğini göstermiştir. Böylece vinçlerde bu kontrolün uygulanması dinamik etkileri azaltacağından yükün daha yüksek hızlarda hareket ettirilebilmesine, daha hafif ve ekonomik vinç tasarımlarının yapılabilmesine olanak sağlayacaktır.

Anahtar Kelimeler: Döner vinç, Nonlinear dinamik model, yük salınımı, bulanık mantık kontrolör.

ABSTRACT

DESIGNING A FUZZY LOGIC CONTROLLER TO PREVENT LOAD SWINGING FOR A ROTARY CRANE

İsmail ÖZKAHRAMAN

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Assistant. Prof. Dr. Muharrem E. BOĞOÇOĞLU

The cranes used in transport are exposed to dynamic influences which cannot be ignored. In general, these dynamic effects are caused by load swinging. Transient dynamic forces due to payload motions need to be correctly calculated and prevented for design and operation of cranes. In this study, a three-dimensional nonlinear mathematical model for a rotary crane has been produced and a fuzzy logic controller has been designed in order to prevent swinging of load. The performance of the designed controller has been investigated and compared with the performance of the uncontrolled crane in the same condition. Simulations and performance comparison results have shown that fuzzy logic controller is successful to prevent load swinging. Thus, to make cranes faster and to design light and economic crane construction will be possible due to the fact that cranes, to which these controllers are applied, have reduced dynamical effects.

Key words: rotary crane, nonlinear dynamic model, swinging load, fuzzy logic control

YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE

1.1 Literatür Özeti

Yapı sektöründe ve taşımacılıkta vinçlerin kullanımı gittikçe artmaktadır. Hatta daha büyük, hızlı ve yüksek olmaktadır. Bu da daha etkin kontrol edilmelerini ve daha güvenli olmalarını gerektirmektedir (Abdel-Rahman vd. [1]). Vinçler yaygın olarak ağır ve tehlikeli yüklerin taşınması için gemilerde, fabrikalarda, nükleer santrallerde ve yüksek binaların inşaatında kullanılır. Vinçler operasyonlarının konusu yükü bir noktadan bir noktaya en kısa zamanda ve yüksek salınımlar olmadan taşımaktır. Genellikle yetenekli bir operatör bunu yapmaya çalışır (Omar ve Nayfeh [2]). Vinçlerin işletmeciliğini yapan firmalar, vinçlerin olabildiğince hızlı hareket etmesini ve yapılarının hafif olmasını isterler. Bunu istemelerin nedeni ise taşımacılık maliyetlerinin düşmesini sağlamaktır.

Vinçler çalışmaları sırasında birçok dinamik yükün etkisine maruz kalırlar. Bu dinamik yükler özellikle büyük vinçler için dış etkilere ve yük salınımlarından kaynaklanmaktadır. Dış etkiler genel olarak rüzgârdan ve gemilerde bulunan vinçler için deniz hareketlerinden kaynaklanmaktadır. İç etkilere ise yükün ve vincin gövdesinin hareketi esnasında oluşan atalet kuvvetleri neden olur. Bu etkiler genellikle kararsızdır ve vinçte titreşimler oluşmasına neden olur. Oluşan bu titreşimler eğer kontrol edilmez veya engellenmez ise iş kazası riskini artırır ve taşıma işleminin verimini düşürür. Bu nedenle dinamik yüklerin etkisinin azaltılması ve vinçlerin tasarımı yapılırken bu etkilerin hesaba katılması çok önemlidir. Bu dinamik yüklerin etkisini azaltmak için vinç operatörleri taşıma işlemini oldukça yavaş yapmaktadır. Tasarımcılar ise dayanımı

arttırmak ve yorulmayı azaltmak için vincin yapısını sağlamlaştırarak daha ağır bir yapı oluşmasına izin verirler. Bu nedenle yükün salınım açısının düşürülmesi son derece önemli bir problemdir. Bu problem vinç sistemlerinin salınım kontrolü olarak bilinir ve kontrol mühendislerinin uzun zamandır ilgisini çekmektedir.

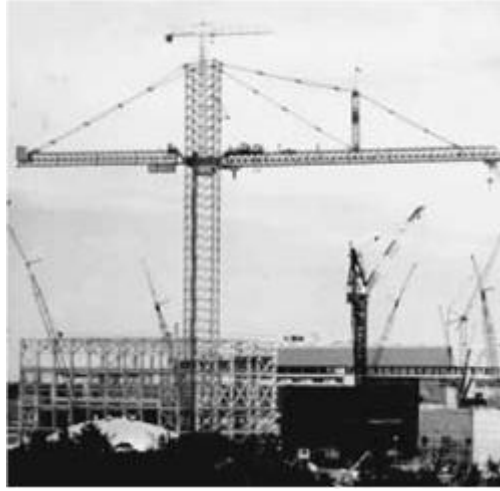
Vinçler bir kaldırma mekanizmasından (geleneksel kaldırma palangaları ve kanca) ve destek mekanizmalarından meydana gelir. Kanca ve palanga sistemi taşıyıcı mekanizmasına asıl unsurunu oluşturur. Taşıyıcı mekanizma, vincin çalışması esnasında yükün herhangi bir engele çarpmasını önlemek için bir çalışma alanına kurulur (Abdel-Rahman vd. [1]).

Vinçler temel olarak serbestlik derecesine göre sınıflandırılabilir. Şekil 1’de, köprülü vinç taşıma yolu ve taşıyıcı köprüden meydana gelmektedir. Bazı köprülü vinçlerde bu taşıma köprüsü gezdiği raya göre dönebilen köprü olarak kurulur. Bu kurulumda yükü yatayda iki farklı doğrultuda taşınmasına izin verir. Şekil 2’deki döner vinç düşeyde sabitlenmiştir. Bu yatayda iki farklı hareket yapmasına ve sabitlenen noktada dönme hareketi yapmasına izin verir. Şekil 3’teki bomlu vinç bir noktada sabitlenmiştir. Bu vinçlerin iki hareketi vardır: sabitlendiği noktada dönme hareketi ve bomun yerleşiminden doğan hareket (Abdel-Rahman vd. [1]).

Bomlu vinçler, diğer vinçlere göre bom yapısından dolayı yük taşıma anlamında daha avantajlıdır. Sonuç olarak bomlu vinç, döner vinç ve köprülü vinçlerle aynı kapasitede yük taşıyabilmektedir. Onun için bütün taşınabilir vinçler bomlu vinçtir. Bomlu vinçler kargo taşımacılığı yapan büyük gemilerde ve offshore yapılara kurulur. Bununla beraber kargo taşımacılığı yapan kamyonlarda da bomlu vinçler kullanılır. Diğer yandan döner vinçler ve köprülü vinçler sabit taşıma işlemi yapan yerlerde kullanılır. Köprülü vinçler yaygın olarak taşımacılık endüstrisinde, maden ocaklarında, demir çelik fabrikalarında ve montaj hatlarında kullanılırlar. Döner vinçler ise çoğunlukla yapı sektöründe kullanılırlar (Abdel-Rahman vd. [1]).



Şekil 1. 1 Portal vinç (Abdel-Rahman vd. [1])



Şekil 1. 2 Döner vinç (Abdel-Rahman vd. [1])



Şekil 1. 3 Bomlu vinç (Abdel-Rahman vd. [1])

1.2 Tezin Amacı

Palanga sistemi, karmaşık sistemlerde yüksek uyum gerektirmektedir. Dış bozucular asılı olan yükün düzeydeki salınımını etkilemektedir. Dış bozucular olmasa bile atalet kuvvetinden doğan hareketler, önemli yük salınımlarına neden olmaktadır. Bu sorundan dolayı vinçler sahip oldukları hızlardan daha yavaş hareket etmektedir. Bu da yük taşıma işinin daha uzun sürelerde bitmesi anlamına gelir. Todd vd. [3] gemilerdeki bomlu vinçlerin işini % 0,1 ile % 0,5 yavaşlattığı belirtilmiştir. Patel vd. [4] % 1 düşey harekette, % 5 yatay harekette yavaşlattığını tahmin etmektedir. Willemstein vd. [5], Van Dem vd. [6],[7], Patel vd. [4] ve Michelsen ve Coppens vd. [8] nümerik simülasyon kullanarak, vincin durağan ve hareketli iken oluşan yük hareketlerinin, vinçlerin tasarımında ve yapımında hesaplanandan daha büyük olduğunu buldular. Böylece vincin durağan ve hareketli haldeyken yük etki altındayken cevabının tahmininin ve kontrolünün yapılması gerektiğini vurgularlar (Abdel-Rahman vd. [1]).

Offshore vinçlerde yükün salınımının önlenmesi çok önemlidir. Dalgalanmaların neden olduğu titreşimler, vincin sabitlendiği platformdaki doğal frekanslara ulaşabilir veya serbest sallanmalara neden olabilir. Bu durum dış rezonansı veya parametrik rezonansı başlatabilir. Bu yüzden platformdaki bu hareketler oluşan bu kararsızlıkla yükün büyük salınımlar yapmasına neden olabilir. Örneğin; Mathieu kararsızlığındaki gibi platform hareketleri parametrik kararsızlığa neden olabilir (Nayfeh ve Mook [9]). Bu parametrik kararsızlığı gemilerdeki vinç operatörleri göz önünde bulundurmalıdırlar ve bu nispeten daha hafif olan deniz hareketlerinden de olabilir. (McCormick ve Witz [10])

Sabitlenmiş vinçlerde yükün serbest salınımlarının, yük ile yükü taşıyan platform arasında çeşitli dalgalanmalara ve iç hareketlere neden olduğu görülmüştür. Bununla birlikte bu sorun çoğunlukla sabitlenmemiş vinçlerde oluşur. Nojiri ve Sasaki [12] mavnadaki vinçlerin Çin'in doğusundaki denizlerde ağır işlerin % 34'ünde kullanıldıklarını göstermişlerdir. Daha genel olarak, palangadaki yük salınımları ve bu yük salınımlarını engelleme ihtiyacı, taşımacılık ve yapı sektöründe hatta nispeten köprülü vinçlerin kullanıldığı yerlerle ilgili olarak tanımlanmaktadır. Yük salınımlarının önlenmesi, çalışma esnasındaki güvenliğin artırılması ve dinamik yüklerin vincin yapısındaki etkisini azaltmak için gereklidir (Brkic vd. [13]). Yeni tasarlanan köprülü

vinçler, yük salınımının kontrolu sayesinde daha büyük, daha çok taşıma kapasiteli ve daha yüksek hızlarda yük kaldırma, taşıma işlemi yapabilmektedir (Abdel-Rahman vd. [1]).

1.3 Bulgular

Son yıllarda, bilgisayarlı işlemler imkânları ve sensör uygulamaları vinçlerdeki yük salınımının engellenmesiyle yakından ilgilidir. Ancak vinçlerin kontrolündeki gelişmeler istenilen düzeyde değildir. Gerçek bir uygulamadaki test edilen vincin çok hantal ve etkisiz olduğu görülmüştür ve bundan dolayı kullanılmamaktadır (Abdel-Rahman vd. [1]).

BÖLÜM 2

MODELLEME

Yayınlanan makaleler ve palanganın dinamiği üzerine yapılmış olan konferanslar iki grupta incelenir. Birinci grup asılma noktasının lineer hareketlerine değinen çalışmalardan meydana gelmektedir. İkinci grup ise asılma noktasının çevresel hareketlere dayanan çalışmalardan meydana gelmektedir. Bir bölüm çalışmanın amacına göre yapılabilir. Birçok makale yükün sallanmasını önlemek için olan kontrol stratejilerine ve tekniklerine değinmektedir. Bu amacı içeren makaleler genellikle basitleştirilmiştir. Diğer taraftan palanga ve vinç dinamiklerinin yapıldığı çalışmalar ve ya palanga sallanmasının vincin çelik yapısı üzerindeki etkilerini araştıran çalışmalar aynı boyutta değildir. Basitleştirilmiş makalelerde önerilen basitleştirme yöntemi; dağılmış ve nonliner etkileri ihmal eder, halat ve çelik yapıyı rijit kabul eder ve salınım açısını çok küçük kabul eder (Jerman, B. vd. [14]).

Örneğin Wei [15] yaptığı vinç modellerinde şu kabulleri yapmıştır: vincin çelik yapısını tamamen ihmal etmiş, hatta sürtünmelerini ve malzeme sönümlerlerini, rüzgâr etkisini ve hava direncini ihmal etmiştir. Yük hareketini önceden tanımlamış ve sallanmadan bağımsız kabul etmiştir ve halatı ağırlıksız, uzamayan halat olarak almıştır. Birçok aynı varsayımlar Lau ve Low [16] tarafından taşınabilir bomlu vinçler için yapılmış olan çalışmalarda bulunabilir. Sato ve Sakawa [17], Yoshimoto ve Sakowa [18] bir yardımcı taşıma kolu ile bomlu vinç modeli önermişlerdir. Burada; varsayımlar şu şekildedir: sadece ana bom ile yardımcı taşıma kolu deforme edilebilir kabul edilir, her taşıma kolunun kütlesi ve kütlelerinin atalet momentleri vardır, dağılmış etkilerin hepsi ihmal edilir, halat deforme edilebilir kabul edilir. Palanganın sallanma açısı kadar yardımcı taşıma kolunun hareketinden kaynaklanan sallanmalar çok küçük açılar olarak kabul edilir. Aynı basitleştirilmeler Moustafa'nın [19] önermiş olduğu vinç modelinde

bulunabilir. Her iki modelde de vincin elik yapısındaki deformasyonlar ihmal edilmiş ve palanga salınımının açısı küçük kabul edilir. Daha eski modellerde düşey düzlemdeki hareketlerin bütünündeki viskos snmlerler palanganın doğal hareketi içinde düşünülür. Yeni modellerde ise bu etki ihmal edilir. Fakat halatın elastik yapısı göz önüne alınır(Jerman, B. vd. [14]).

Özellikle eğer kapalı çevrim tekniği kullanılırsa kontrol etmeyi amaçlamak ve temel doğal etkileri araştırmak için basitleştirilmiş modeller uygundur. Diğer taraftan dinamik yüklemeleri bulmak için kullanılan bu modeller çok basit olur, bundan dolayı daha karmaşık modeller kullanılmalıdır (Jerman, B. vd. [14]).

Bu nedenlerden dolayı, yeni bir matematiksel modelde elastikliği ve malzeme snmlerlerini vincin elik yapısına ve halatın elastikliğini hesaba katan bir matematiksel model önerilir. Hatta hava direncini transmisyon gücünün oluşturduğu nonliner hareketleri ve ana rulmanlardaki sürtünme kuvvetlerini de hesaba katıyoruz. Problemlerin matematiksel tanımlanması çok detaylı olduğundan, sonuçların daha gerçek olması için doğru kabul edilebilir. Önerilen model normal ve extrem koşullardaki vincin davranışları üzerinde çalışmak için bize izin verir ve farklı koşullar altındaki vinçlerin elik konstrksiyonundaki etkileri elde etmeye izin verir. Son yayınlanan raporlar daha karmaşık modellerin vinç kontrolünün yapılması için daha kullanışlı olduğunu gstermişleridir. Sonuç olarak modelde düşünülen vincin özel özellikleri hariç tutulabilir veya uygun giriş bilgilerine göre değiştirilebilir. Böylece simülasyonun sonuçları üzerindeki özel özelliklerinin etkisi sabitleştirilebilir (Jerman, B. vd. [14]).

2.1 Modellemede Kullanılan Yöntemler

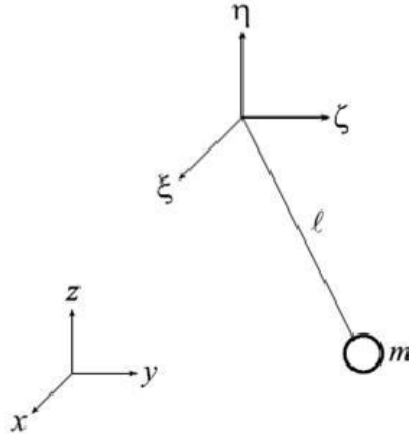
Bir matematiksel model ıkarılıma iki farklı yöntemle yaklaşılabilir. Bunlar;

- Kütlesel yaklaşım
 - Dağınık kütle modeli
 - Tek bir noktaya indirgenmiş kütle modeli
- Düzlemsel yaklaşım
 - İndirgenmiş modeli
 - Genişletilmiş modeli

Dağınık kütle modeli; yayılı kütle sisteminde sınırı, şartları kaldırma çizgisi boyunca modellenmiş olan halat, kanca, palanga mekanizması ağırlıkları bir noktada toplanarak uygulanır. Bu kategorideki tek model d'Andrea- Novel vd. [20],[21] düzlemindedir ve d'Andrea- Novel vd. [20] ile köprülü vinçler için halatın dengesini lineerleştirmişlerdir. Yükün ataletini ihmal etmişler ve halatı ideal esneklikte ve uzamayan halat olarak kabul etmişlerdir. Joshi ve Rahn [22], Martindale vd. [23] ve Rahn vd. [24], d'Andrea- Novel'in vd. [20] sınır şartlarındaki palanga denklemine palanganın da ataletini eklemişlerdir. Halat açısı, araba yer değişimi, halat kütlesi gibi büyüklükleri kapsayan tek bir noktaya toplanmış olan kütle ile model oluşturulmuş olur. Böylece araba seyir mesafesinin sonuna kadar model kullanılmış olur. Bununla birlikte vinç yüksüz konumda çalışırken kanca ve halat kütleleri ile model oluşturulabilir.

Tek bir noktaya indirgenmiş kütle modeli; vinç modellerinde çoğunlukla yaygın olarak bu model kullanılır. Kaldırmada kullanılan halat kütesiz olarak alınır. Kanca ve palanga sistemi tek bir kütle olarak alınır. Halat, kanca ve palanga sistemi küresel bir sarkaç gibi düşünülür. Karmaşık olan palanga sisteminin hareketi basit bir matematiksel ifade ile gösterilir.

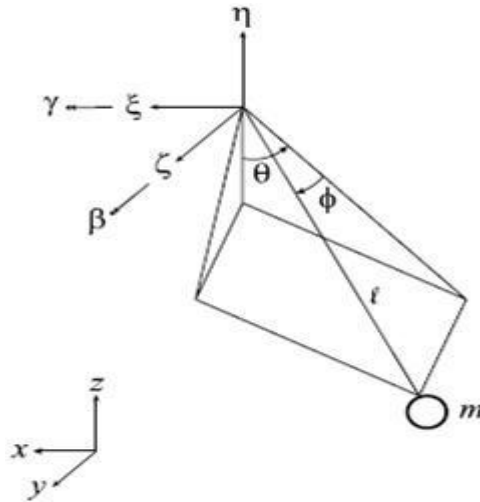
Bir noktaya toplanmış kütle modelinde iki sınıf vardır. Dış bozuculara bağlı olan sistemi tanımlamaktadır. Bunlar *indirgenmiş* ve *genişletilmiş* olarak adlandırılır. İndirgenmiş modelde bir noktadan asılan sarkaç hareketini ifade etmektedir. Bu başlıkta; platform hareketinde palanga sisteminin hareketi etkindir, fakat önemli bir etkinliğe sahip değildir. Bir noktadan asılan bu palanga sisteminin ataleti zaman fonksiyonu üzerinde ξ, ζ ve η olarak tanımlanmıştır. Genişletilmiş modele taşıyıcı mekanizmanın ve platformun modeli de eklenmiştir. Genişletilmiş model taşıyıcı mekanizma ile platform arasındaki iç hareketleri ve halat ile palanga sisteminin modelini kapsamaktadır.



Şekil 2. 1 Şematik olarak bir noktaya toplanmış kütlelerin koordinat düzleminde gösterimi (Abdel-Rahman vd. [1])

Bütün indirgenmiş modeller temel bozucuların altındaki küresel sarkaç modeli ile aynı sınıf özelliklerine sahiptir. Diğer bir taraftan, diğer genişletilmiş modeller farklı yapısal özelliklere sahip vinçler ile tek sistemde ele alınır.

İndirgenmiş model; Bir noktadan asılan kütleyi; ℓ uzunluğunda, m kütlesinde, Kartezyen koordinat sisteminde alırız. Sırasıyla $[\xi(t), \zeta(t) \vee \eta(t)]$ ve $[x(t), y(t) \vee z(t)]$ terimleriyle ifade edilir.



Şekil 2. 2 Noktasal kütlenin koordinat sistemindeki şematik gösterimi (Abdel-Rahman vd. [1])

Burada $[\theta, \beta, \gamma]$ asılı kütlenin dönüş vektörlerini göstermektedir. β , vincin luff açısını ve λ ise vincin slew açını ifade etmektedir. θ düzlemle yaptığı açığı, ϕ ise denge konumuna göre yaptığı açığı belirtmektedir. Bu ifadelerin hepsi t zamanına bağlı olarak

değişmektedir. Sarkacın standart modeli ancak halatı esnek olmayan ve uzamayan kabul ettiğimizde geçerlidir.

Miles [25], [26] modellerinde sistemin cevabını asılı olan sarkacın düzlemde yaptığı basit harmonik hareketler ile kullanmıştır. Sistemin kendi arasındaki iç hareketlerden dolayı, nonlinear hareketler gözlemlemiştir. Chin ve Nayfeh [27] ve Chin [28] yaptığı gemilerde bulunan bomlu vinçlerle ilgili çalışmalarda modellerinde iki harmonik hareket üzerinde çalışmışlardır. Bunlar birincil rezonans ve kafesin içinde oluşan parametrik rezonanslardır. Sistemin doğal frekansına yakın parametrik rezonansları oluşturan parametrik etkiler varken sistemin cevabını periyodik ve düzlemsel olduğunu bulmuşlardır. Diğer bir taraftan, etki frekansı doğal frekansa yaklaşıırken yükte karmaşık hareketler gözlenmiştir. Düzlemsel etkilerin düzlem içindeki veya dışındaki salınımları etkilediğini hatta yükü aniden zıplattığını ve modellerdeki cevabını çarpıttığını görmüşlerdir.

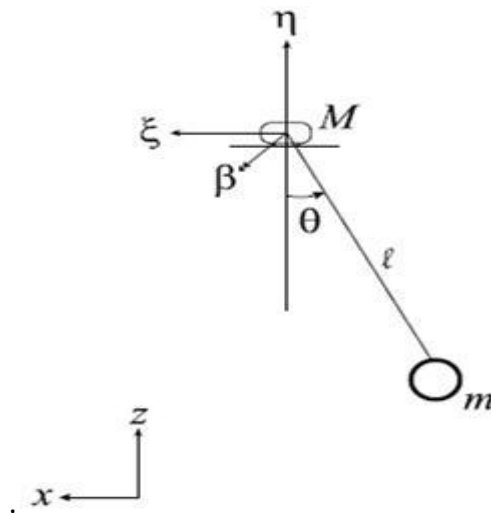
Chin vd. [29] denklemlerin çözümünde analitik ve nümerik katsayılar kullanmıştır. Halat duruyorken ikincil doğal frekansa yaklaştığında yükün aniden zıpladığını görmüşlerdir. Aynı frekanstayken halatın boyundaki değişimlerin sistemin düzgün cevap vermesini ve sistemin dengesiz hareket etmesine neden olduğunu ispatlamışlardır.

Abdal-Rahman ve Nayfeh [30] sabit hızda farklı halat uzunluklarıyla bomlu vinçler üzerinde çalışmalar yapmışlardır. Analitik çözümlemeler ve nümerik simülasyonlar göstermiştir ki doğal frekanslara yakın olan dış etkiler yükün zıplamasına ve yükün dengesiz hareketler yapmasına neden olmuştur, tıpkı halat uzunluğunun değişmesiyle oluşan etkiler gibi.

Elling ve McClinton [31] ilk olarak bomlu vinçlerin dinamik hareketlere verdiği cevabın nonlinear olduğuna dair çalışmalar yapmışlardır. Greenwood [32], conical hareket altında küresel sarkaç modellemiştir ve yük kaldırma hızını sabit almışlardır. Pratikte, yükün hareketi bir yay doğrultusundadır. Ayrıca düzlemsel hareketler olduğu zaman yükün doğrultusu ve potansiyel enerjisi ihmal edilemez. Nümerik simülasyon kullanılırken, doğal frekansa yaklaşan etkilerde veya ikincil frekansa yaklaşan etkilerdeki denklemleri çözerken basit harmonik hareketi kullanarak çözeriz.

Basit çözümlerde, basit bir kontrol sistemi kurulur ve nonliner terimler ihmal edilir. Böylece, iki durum çiftinden karmaşık hareketlere geçilebilir. Hatta bu yaklaşımla, palanga sisteminin küçük duruşları içinde de geçerlidir. Jones ve Petterson [33] çalışmalarında büyük salınımlarda yaptıkları çalışmalarda nonliner görüşlerini de hesaplarına katmışlardır. Böylece düzlemsel salınımlar veya düzlemsel olmayan salınımlarda modelleri işe yaramamıştır. Ayrıca yük indirmesinde kullanılan denklemlerin çözümünde sağ ve sol taraftan gelen etkilerle birlikte hareketlerde tutarsızlık görülmüştür. Diğer taraftan, x ekseninde büyük hareketler tanımlamışlardır. Böylece nonliner hareketleri de çalışmalarına katma ihtiyacı duymuşlardır. Bu modelin iki ayrı sınıfta incelenir: üç boyutlu lineer model ve nonlineer düzlemsel model. Küçük hareketler genelde denge noktasında lineerleştirilir. Basit çözümlerde, basit bir kontrol sistemi kurulur ve nonliner terimler ihmal edilir. Böylece, iki durum çiftinden karmaşık hareketlere geçilebilir. Hatta bu yaklaşımla, palanga sisteminin küçük duruşları içinde de geçerlidir. Jones ve Petterson [33] çalışmalarında büyük salınımlarda yaptıkları çalışmalarda nonliner görüşlerini de hesaplarına katmışlardır. Böylece düzlemsel salınımlar veya düzlemsel olmayan salınımlarda modelleri işe yaramamıştır.

Genişletilmiş model; Köprülü vinçlerin modellemesinde genellikle şekil 2.1.3'daki gibi basit sarkaç modelini kullanırız



Şekil 2. 3 Genişletilmiş köprülü vinç modelinin şematik gösterimi (Abdel-Rahman vd. [1])

T halattaki gerilimi, f vincin tekerleri ile köprü arasındaki sürtünme kuvveti, μ ise sürtünme katsayısını göstermektedir. 1961'den daha önce bu modelin denklemi halatın kaldırma hareketiyle tanımlanmıştır. Auernig ve Troger [34] modelde salınım açısı θ lineerleştirerek kullanmışlardır.

Moustafa ve Ebeid [35] mevcut çift köprülü vinçlerin literatürden nonlinear bir model çıkarmışlardır. Modelde, palanga sisteminin rijit gövde hareketi, köprülü vincin hareketi, halatın kaldırma hızı ve hareket motorlarının ataleti hesaplanmıştır. Hatta modelde denge konumundayken modeli lineerleştirmişlerdir. Ebeid vd. [36] motor hareketlerini de lineerleştirmiştir. Kullanılan nümerik simülasyonlarda motorların lineer duruşlarında sistemin cevabını da bulmuşlardır.

Zrnic vd. [37],[38] çalışmalarında köprülü vincin kütlesini 5 noktaya, diğer köprülerin ayaklarının kütlelerini bir noktaya ve palanga sisteminin kütlesini bir noktaya toplamıştır. Modelde köprünün ve ayakların her birinin duruşlardaki davranışlarını hesaba katmıştır.

Parker vd. [39] döner vinçler için sarkaç modelini lineerleştirmiştir. Fakat köprülü vinçlerde bu uygulama kullanılamaz. Parker vd. [40] genişletilmiş bu modelde slew hareketi ile halatın hareketini senkronize olarak hesaplamıştır. Sonuçlar liner model ile uyuşmamıştır. Modelde nonliner geometrik ve kinetik hareketleri ihmal etmiştir. Bunu yaparken birbirine eşit olan kübik ve quatic hareketleri terimlerini birincil ve ikincil parametrik etkililerde kaybetmemiştir. Parker vd. [41] köprünün seyahati boyunca iniş ve kalkış hareketlerini de hesaplarına katmıştır. Bununla birlikte, linerleştirilen model x ve y' deki direk etkileri de kapsamaktadır.

Brkic vd. [13] çalışmalarında, düzlemsel ve lineer bir döner vinç modeli sunmuştur ve kulenin kütlesi 8 noktada, kaldırma mekanizmasını ve palanga sisteminin kütlelerinin birer noktada toplamıştır. Modelde sistemin duruşunu ihmal ederken, kulenin yapısı ve kaldırma motor ile halatın etkilerini hesaba katmıştır.

Ito vd. [42] kamyonların üzerine bulunan bomlu vinçlerin üzerindeki çalışmalarında; halat, kanca ve palanga sistemini bir sarkaç gibi düşünmüş ve bom kolundaki, kaldırma mekanizmasındaki ve güç hattındaki viskoelastik gövdelerle, motor momenti ve rulmanlardaki sürtünmeleri incelemiştir. Çalışmalarında nümerik simülasyonu yaparken

ivmelenmeyi sıfır kabul etmiştir ve bu çalışmalarını deneylerle tamamlamıştır. Sonuçlar palanga sistemindeki salınımların düşeydeki bom kolundan ve kaldırma mekanizmasındaki titreşimlerden geldiğini göstermiştir. Bu salınımların periyodunun düşeydeki salınımların periyodundan daha büyük olduğunu görmüştür.

Sakawa ve Nakazumi [43] çalışmalarında vinçlerin dönme hareketinde ve bom hareketlerinde sarkacın hareketlerini incelemişlerdir. Sato ve Sakawa [17] genişletilmiş modellerinde esnek bağlantılı bom kolu kullanmışlardır. İki model de sarkacın salınımını kısmen düzlem içerisinde lineerleştirilmiştir. Souisi ve Koivo [44], Sakawa ve Nakazumi'nin [43] modellerine kaldırma hareketlerinin denklemlerini de ekleyerek genişletmişlerdir.

Patel [4], McCormick ve Witz [10] gemilerdeki vinçlerde, gemi ve vinç hareketlerini birlikte hesaba katarak çalışmışlardır. Çalışmalarında gemi gövdesini rijit, bomu yayılı yük, kaldırma mekanizmasını ve demiri atma hattını elastik kabul etmişler, palanga sistemini de tek noktadan asılan sarkaçların salınımı gibi düşünmüşlerdir. Kütle artışı ve durmaları da denizin hareketliliğinden dolayı hesaplarına katmışlardır. Bilgisayarlı simülasyonlar kullanarak, düzlemsel model versiyonlarında ani kuvvet artışlarını, yük artışlarını, yük azalmalarını ve denizden gelen ani yükleri hesaplarına eklemişlerdir. Gemideki yük artışlarının yatayda önemli bir etkisi olmadığını ve kancanın yüklenmesinden kaynaklanan hareketlenmenin de düşeyde çok az bir etkisinin olduğunu buldular. Denizdeki sallanmaların etkilerinin küçük olduğunu ve kancadaki yüke geminin dönme hareketinin etkisinin olmadığını buldular. Gemi hareketlerinin yük salınımları üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir bir değerde olduğunu buldular. Nojiri ve Sasaki'nin [12] yapmış olduğu hesaplar, halat ve palanga sistemindeki salınımların frekanslarına kaldırma ve dönme hareketlerin etkisinin düzenli veya düzensiz olduğunu gösterir. Ayrıca, Patel'in [4], McCormick ve Witz'in [10], Witz'in [45] yaptığı çalışmalarda düzlemsel vinç modellerinde Mathieu eşitliğini azaltmışlardır. Böylece bom ve yük arasındaki birbirine bağlı hareketlerden dolayı yükte parametrik hareketlenmeler olabilmektedir. Mathieu eşitliğinin kararlılık diyagramındaki vinçler için işleyebilen durumları çıkarmışlardır.

Schellin vd. [46] çalışmalarında, düzlemsel lineer sarkaç modelinde, kaldırma hattındaki ve rijit gemi gövdesinde oluşan esnek hareketleri tanımlamıştır. Gemi gövdesini ve bom kolunu rijit kabul etmiş, demir atma sistemini yeniden nonlinear olarak düzenlemiş ve kaldırma halatını esnek olarak düşünmüştür. Yük artışından ve indirilmesini denizden gelen kuvvetleri de hesaba katarak modellemiştir. Halat ve palanga sisteminin doğal frekansındaki büyüklüklerin sarkacinkinden daha büyük olduğunu bulmuşlardır. Vince gelen etkilerin frekansı, vincin doğal frekansına yaklaştığı zaman, gemide oluşan ani kuvvet artışı ile palanga salınımı arasında çok güçlü kuvvetlerin oluştuğunu görmüşlerdir. Yaptıkları nümerik simülasyonlarda kancanın düzenli yükleme yaptığında doğal frekansa yaklaştığında ve frekansı iki katına çıkarıldığında sistemin cevabının karmaşık olduğunu görmüşlerdir.

Schellin vd. [47] çalışmalarında, lineer modelinde, gemi gövdesini rijit ve halatı viskoelastik malzeme olarak almıştır. Oluşturduğu bu iki modelin simülasyon sonuçlarını karşılaştırdığında büyük gemilerde ve büyük yük hareketlerinde nonlinear modelin lineer modele göre daha gerçekçi olduğunu görmüştür. Simülasyonlarında palanga sisteminin doğal frekansının diğer elemanların doğal frekansıyla çakıştığı zaman sistemin cevabının çok karmaşık olduğunu görmüştür. Dikeyde oluşan hareketlerin salınım etkisinin daha az olduğunu belirtmişlerdir. Gemi ve vinç arasındaki hareketleri incelemek için daha ayrıntılı bir modele ihtiyaç duymuşlardır.

Posiadala vd. [48] kamyonlardaki vinçlerin sarkaç modelini çalışmıştır. Denklemlerinde bomun hareketlerin halatın hareketlerinden doğan kuvvetleri hesaba katmıştır. Nümerik simülasyonlarında çeşitli hareketler için hesap yapmıştır ve sistemin serbest cevabını incelemiştir. Slew hareketler olmadan palanganın cevabının düzlemsel olmadığını görmüşlerdir. Posiadala vd. [49] çalışmasında Kelvin- Voigt yaptığı gibi esnek halatın hareketlerini hesabına katmıştır. Esnek halatın hareketlerini sarkacın hareket denklemlerinin içinde tanımlamıştır. Sonuçlar esnek halatın salınımlarından dolayı oluşan hareketleri gerilen halattaki hızlı frekansları gösterdi. Posiadala [50],[51] çalışmalarında vinçleri rijit olarak ve destek mekanizmaları elastik yay olarak modellemiştir. Hareket denklemlerinde vincin ve bomun rijit gövdeyi hareketlerini 6 denklem olarak ifade etmiştir. Bu modellerin nümerik simülasyonlarının serbest cevaplarını quasi-pereodik olduğunu görmüştür. Hızlı frekanslar destek mekanizmasını

ve bomun verdiği cevaplardan dolayı oluşurken, yavaş frekansların palanga sisteminin doğal frekansından kaynaklandığını ifade etmiştir.

Koscielny ve Wojciech 'in [52], Osinski ve Wojciech' in [53] gemilerdeki vinçlerin modellemesini yapmıştır. Vinçlerde ve kargo gemilerinde Vinçlerde yapmış oldukları modellerde gemi gövdesini ve bomlu vincini rijit, halatı viskoelastik, palanga sisteminin de sarkaç sistemi gibi düşünmüşlerdir. Denklemlerinde düzlemsel hareketi tanımlarken yük ve vinçler arasındaki sürtünmeyi nonlinear olarak sınırlayarak yazmışlardır.

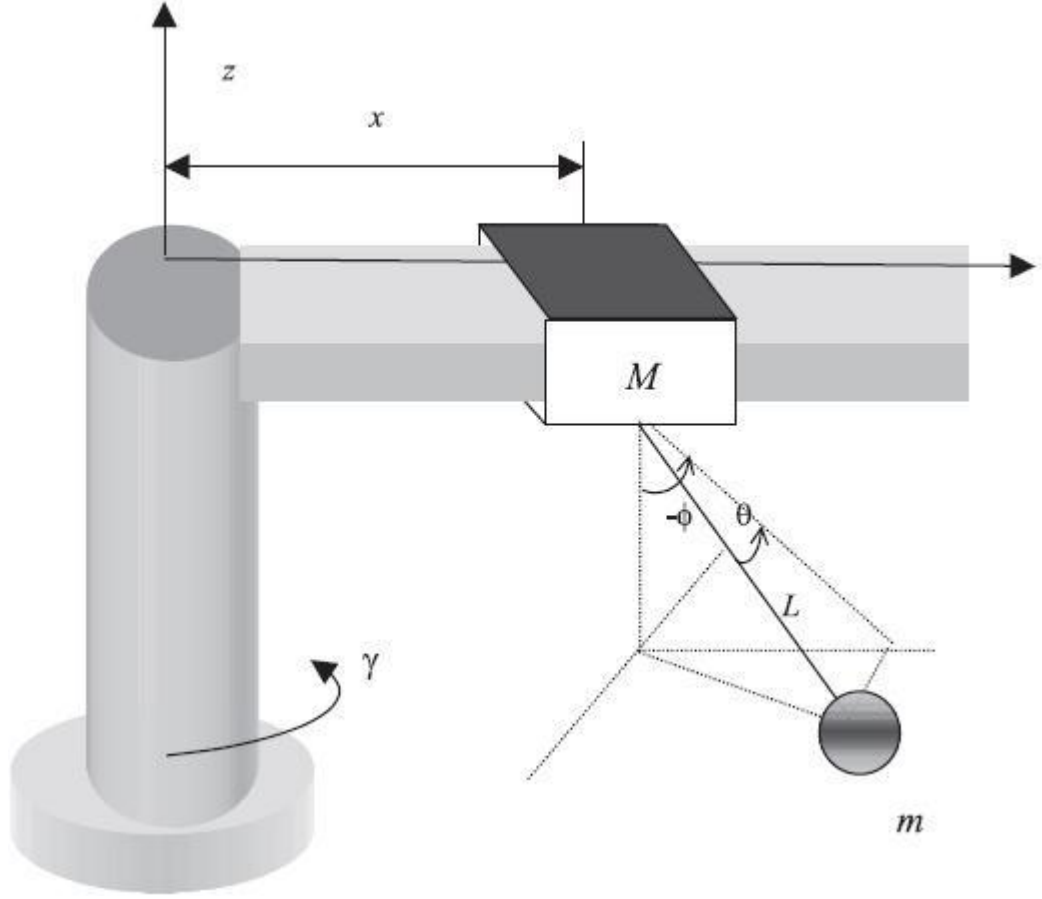
Kral ve Kreuzer [54] ve Kral vd. [55] yapmış oldukları çalışmalarda, gemilerde oluşan ani kuvvet artışı, yüklemeler ve indirmelerden etkilenen rijit gemi gövdesini düzlemsel sarkaç olarak modellemişlerdir. Modelde halatın sarkaç üzerindeki etkisini çalışmışlardır. Nonlinear davranışı halatın 28 metreden daha uzun olduğu zaman ve aynı uzunluktaki halatın indirme- bindirme yaparken olduğunu görmüşlerdir.

Lewis vd. [56],[57], Parker vd. [58] çalışmalarında, Parker vd. [59] yapmış olduğu çalışmaları bomlu vinçler için yeniden çalışmışlardır.

Towerk [60] kamyonlardaki vinçlerin iç kuvvetlerini esnek zemin üzerindeyken modellemiştir. Vinç platformunu rijit gövde altındaki salınımlar, bom kolunu esnek kol, halatı esnek halat, palanga sisteminin sarkaç olarak, gövdeyi ise Kelvin- Voigt gibi modellemiştir. Nümerik simülasyonlarında sistem cevabını iki farklı bom dönüş hızında incelemiştir. Boma gelen etkilere verilen sistem cevabının dar frekans aralıklarında olduğunu görmüştür.

2.2 Döner Vinç İçin Üç Boyutlu Non-liner Matematiksel Modelin Çıkarılması

Bu çalışmada daha önce yapılan çalışmalar incelenerek uygun bir üç boyutlu nonliner modelin oluşturulması için değişkenler ve varsayımlar belirlenmiştir. Çalışmanın asıl amacı konum ve salınım kontrolü olduğundan tek bir noktaya indirgenmiş ve düzlemsel genişletilmiş bir model oluşturulmaya çalışılmıştır.



Şekil 2. 4 Kule vinç modeli (Omar, H. M. ve Nayfeh, A. H. [2])

Modeli oluştururken sistemi 5 değişkenli tanımlıyoruz. Bu değişkenler; arabanın konumu x , taşıma kolunun konumu γ , yükün x-z düzlemiyle yapmış olduğu açı θ , yükün y-z düzlemiyle yapmış olduğu açı ϕ ve son olarak da halat boyunu L olarak alıyoruz. Vincin gövdesini rijit bir yapı ve taşıma kolunun kütlesini tek bir noktaya toplanmış M kütlesi olarak alıyoruz. Yükün ağırlığını m olarak ifade ediyoruz. Halatı esnek bir halat gibi düşünerek bir yay ve sönüm elemanı olarak matematiksel olarak ifade ediyoruz. Halatın yay katsayısını k ve sönüm katsayısını C olarak gösteriyoruz. Halatın başlangıç boyutunu L_0 olarak alıyoruz. Halattaki değişim miktarını ΔL olarak alıyoruz. Burada;

$$L = L_0 + \Delta L \quad (2.1)$$

ifade edilir. Burada L_0 halatın başlangıcındaki boyunu, ΔL halatta meydana gelen uzamayı gösterir fakat vinci matematiksel modelini oluştururken ΔL değişkenin modelin içine

$$\Delta L = L - L_0 \quad \Delta I = h \Delta \theta \quad (2.2)$$

eşitliğinden yararlanarak kullanıyoruz.

Döner vinçlerin hareketlerinin denklemlerini elde etmek için Lagrangian metodunu kullanıyoruz. Burada arabanın ve yükün konum vektörlerini aşağıdaki gibi yazabiliriz.

$$\vec{r}_L = \{x - L \cos \theta \sin \varphi, L \sin \theta, -L \cos \theta \cos \varphi\} \quad (2.3)$$

$$\vec{r}_T = \{x, 0, 0\} \quad (2.4)$$

Arabanın ve yükün hızlarını bulmak için aşağıdaki formüllerden yararlanabiliriz.

$$\dot{\vec{r}} = \frac{d\vec{r}}{dt} + \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (2.5)$$

Burada $\vec{\omega} = \{0, 0, \dot{\gamma}\}$ bize açısal hız ifadesini vermektedir. Kinetik ve potansiyel enerjinin tanımını aşağıdaki formüller yardımıyla yapabiliriz.

$$T = \frac{1}{2} m \dot{\vec{r}}_L \cdot \dot{\vec{r}}_L + \frac{1}{2} M \dot{\vec{r}}_T \cdot \dot{\vec{r}}_T + \frac{1}{2} (J_0 + m x^2) \dot{\gamma}^2 \quad (2.6)$$

$$V = -mgL \cos \theta \cos \varphi + \frac{1}{2} k \Delta L^2 + \frac{1}{2} C \dot{\Delta L}^2 \quad (2.7)$$

Burada J_0 , z eksenine göre kule ve taşıma kolunun toplam atalet momentini ifade etmektedir. Genelleştirilmiş kuvvetlere karşılık gelen genelleştirilmiş yer değiştirme vektörü $\vec{q} = \{x, \varphi, \gamma, \theta, L\}$ 'dir. Buradan

$$\vec{F} = \{F_x, 0, F_T, 0, F_L\} \quad (2.8)$$

elde edebiliriz. Lagrangian yapısını ($L = T - V$) ve Lagrange denklemlerini kullanarak

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_j} = F_j \quad j = 1, 2, 3, 4, 5 \quad (2.9)$$

Böylece kuvvet denklemlerinin genel formülünü elde etmiş oluruz. Bu elde edilen formülle her bir değişken için kuvvet denklemlerini elde ederiz.

Kinetik enerjinin ifadesini yukarıda belirtmiştik.

$$E_K = \frac{1}{2} m \vec{r}_L \cdot \vec{r}_L + \frac{1}{2} M \vec{r}_T \cdot \vec{r}_T + \frac{1}{2} (J_0 + m x^2) \dot{\gamma}^2 \quad (2.10)$$

Burada $\vec{r}_L$, arabanın hız vektörünü ve $\vec{r}_T$ ise taşıma kolunun açısal hız vektörünü temsil etmektedir. m , yükün toplam ağırlığını; M ise kulenin ve taşıma kolunu toplam ağırlığını ifade etmektedir. $\vec{r}_L$ ve $\vec{r}_T$ hesaplayacak olursak aşağıdaki gibi buluruz.

$$\vec{r}_L = \{x - L \cos \theta \sin \varphi, L \sin \theta, -L \cos \theta \cos \varphi\} \quad (2.11)$$

$$\dot{\vec{r}}_L = \frac{d\vec{r}_L}{dt} + \vec{\omega} \times \vec{r}_L \quad (2.12)$$

$$\begin{aligned} \frac{d\vec{r}_L}{dt} = \{ & -\cos(\theta) \sin(\varphi) \dot{L} + \dot{x} + L \sin(\theta) \sin(\varphi) \dot{\theta} - \cos(\theta) \cos(\varphi) L \dot{\varphi}, \\ & \sin(\theta) \dot{L} + \cos(\theta) L \dot{\theta}, -\cos(\theta) \cos(\varphi) \dot{L} + \cos(\varphi) L \sin(\theta) \dot{\theta} \\ & + \cos(\theta) L \sin(\varphi) \dot{\varphi} \} \end{aligned} \quad (2.13)$$

12 numaralı denklem 11 numaralı denklemde yerine konacak olursa,

$$\begin{aligned} \dot{\vec{r}}_L = \frac{d\vec{r}_L}{dt} + \vec{\omega} \times \vec{r}_L = \{ & -\cos(\theta) \sin(\varphi) \dot{L} + \dot{x} - L \sin(\theta) \dot{\gamma} + L \sin(\theta) \sin(\varphi) \dot{\theta} \\ & - \cos(\theta) \cos(\varphi) L \dot{\varphi}, \sin(\theta) \dot{L} - \cos(\theta) L \sin(\varphi) \dot{\gamma} + x \dot{\gamma} + \cos(\theta) L \dot{\theta}, \\ & - \cos(\theta) \cos(\varphi) \dot{L} + \cos(\varphi) L \sin(\theta) \dot{\theta} + \cos(\theta) L \sin(\varphi) \dot{\varphi} \} \end{aligned} \quad (2.14)$$

elde edilir. Aynı şekilde $\dot{\vec{r}}_T$ bulmak için de aynı işlem uygulanırsa,

$$\vec{r}_T = \{x, 0, 0\} \quad (2.15)$$

$$\dot{\vec{r}}_T = \frac{d\vec{r}_T}{dt} + \vec{\omega} \times \vec{r}_T \quad (2.16)$$

$$\frac{d\vec{r}_T}{dt} = \{ \dot{x}, 0, 0 \} \quad (2.17)$$

$$\dot{\vec{r}}_T = \frac{d\vec{r}_T}{dt} + \vec{\omega} \times \vec{r}_T = \{ \dot{x}, x \dot{\gamma}, 0 \} \quad (2.18)$$

elde edilir. Bulunan $\dot{\vec{r}}_L$ ve $\dot{\vec{r}}_T$ kinetik enerji (10 numaralı denklemde) denkleminde yerine konulduğunda,

$$E_K = \frac{1}{2} m \vec{r}_L \cdot \vec{\dot{r}}_L + \frac{1}{2} M \vec{r}_T \cdot \vec{\dot{r}}_T + \frac{1}{2} (J_0 + m x^2) \dot{\gamma}^2 \quad (2.19)$$

$$\begin{aligned} E_K = & \frac{1}{2} (J_0 + m x^2) \dot{\gamma}^2 + \frac{1}{2} M (\dot{x}^2 + x^2 \dot{\gamma}^2) + \frac{1}{2} m ((\sin(\theta) \dot{L} - \cos(\theta) L \sin(\varphi) \dot{\gamma} + x \dot{\gamma} + \cos(\theta) L \dot{\theta})^2 \\ & + (-\cos(\theta) \sin(\varphi) \dot{L} + \dot{x} - L \sin(\theta) \dot{\gamma} + L \sin(\theta) \sin(\varphi) \dot{\theta} - \cos(\theta) \cos(\varphi) L \dot{\phi})^2 \\ & + (-\cos(\theta) \cos(\varphi) \dot{L} + \cos(\varphi) L \sin(\theta) \dot{\theta} + \cos(\theta) L \sin(\varphi) \dot{\phi})^2) \end{aligned} \quad (2.20)$$

Kinetik enerji denklemini böylece elde etmiş oluruz. Benzer biçimde potansiyel enerji ve sönüm enerjisi içinde ifadeler çözüldüğünde aşağıdaki denklemler elde edilmiş olur.

$$E_P = -mgL \cos \theta \cos \varphi + \frac{1}{2} k \Delta L^2 \quad (2.21)$$

Burada ΔL yerine $\Delta L = L - L_0$ yazılırsa,

$$E_P = \frac{1}{2} k (L - L_0)^2 - gmL \cos(\theta) \cos(\varphi) \quad (2.22)$$

olarak bulunur. Burada k , halatın bir yay ve sönüm elemanı gibi kabul edildiğinden yay katsayısını ifade etmektedir. Sönüm enerjisi içinde,

$$E_D = \frac{1}{2} C \dot{\Delta L}^2 \quad (2.23)$$

2 numaralı denklem yerine yazılarak

$$E_D = \frac{1}{2} C \left(\frac{d}{dt} (L - L_0) \right)^2 \quad (2.24)$$

$$E_D = \frac{1}{2} C \dot{L}^2 \quad (2.25)$$

elde edilir. Burada C , halattaki sönüm katsayısını ifade etmektedir. Böylece sistemdeki kinetik, potansiyel ve sönüm enerjileri hesaplanmış oldu. Bir sonraki adım sistemdeki kuvvetlerin denklemlerinin çıkarılmasıdır.

Bu çalışmada inceleyeceğimiz kuvvetler yer değiştirme vektörlerine ($\vec{q} = \{x, \varphi, \gamma, \theta, L\}$) bağlı olarak $\vec{F} = \{F_x, 0, F_T, 0, F_L\}$ kuvvetleridir. Genelleştirilmiş kuvvet denklemlerini Lagrangian eşitliğinden yararlanarak bulabiliriz.

$$F_j = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial q_j} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{q}_j} + \frac{\partial E_P}{\partial q_j} \quad (2.26)$$

Yukarıda verilen sırasıyla bütün değişkenler yerine konulduğın aşağıdaki denklemler elde edilir.

F_x için;

Lagrangian eşitliğinde x değişkeni yerine yazıldığında,

$$F_x = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial x} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{x}} + \frac{\partial E_P}{\partial x} \quad (2.27)$$

$$\begin{aligned} F_x = & -2m\dot{x}\dot{\gamma}^2 - Mx\dot{\gamma}^2 - 2L(m\sin(\theta)(\dot{\gamma} - \sin(\varphi)\dot{\theta}) + m\cos(\theta)\cos(\varphi)\dot{\phi}) \\ & - m\cos(\theta)\sin(\varphi)\ddot{L} + (m+M)\ddot{x} + mL(-2\cos(\theta)\dot{\gamma}\dot{\theta} - \sin(\theta)\ddot{\gamma} \\ & + \sin(\varphi)(\cos(\theta)(\dot{\gamma}^2 + \dot{\theta}^2 + \dot{\phi}^2) + \sin(\theta)\ddot{\theta}) + \cos(\varphi)(2\sin(\theta)\dot{\theta}\dot{\phi} - \cos(\theta)\ddot{\phi})) \end{aligned} \quad (2.28)$$

F_γ için;

Lagrangian eşitliğinde γ değişkeni yerine yazıldığında,

$$F_\gamma = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{\gamma}} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial \gamma} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{\gamma}} + \frac{\partial E_P}{\partial \gamma} \quad (2.29)$$

$$\begin{aligned} F_\gamma = & J_0\ddot{\gamma} + x(-2m\cos(\theta)\dot{L}(\sin(\varphi)\dot{\gamma} - \dot{\theta}) + m\sin(\theta)\ddot{L} + (2m+M)(2\dot{x}\dot{\gamma} + x\ddot{\gamma})) \\ & + mL(-\sin(\theta)x\dot{\theta}^2 - 2\cos(\theta)\cos(\varphi)x\dot{\gamma}\dot{\phi} + \dot{L}(2(\sin^2(\theta) + \cos^2\theta\sin^2(\varphi))\dot{\gamma} \\ & - 2\sin(\varphi)\dot{\theta} + \cos(\varphi)\sin(2\theta)\dot{\phi}) - \sin(\theta)\ddot{x} - 2\sin(\varphi)(\dot{\gamma}(\cos(\theta)\dot{x} - \sin(\theta)x\dot{\theta}) \\ & + \cos(\theta)x\ddot{\gamma}) + \cos(\theta)x\ddot{\theta} + \frac{1}{4}mL^2(4\dot{\gamma}(\cos^2(\varphi)\sin(2\theta)\dot{\theta} + \cos^2(\theta)\sin(2\varphi)\dot{\phi}) \\ & - (-3 + \cos(2\theta) + 2\cos^2(\theta)\cos(2\varphi))\ddot{\gamma} - 2(4(\cos(\varphi)\sin^2(\theta)\dot{\theta}\dot{\phi} + 2\sin(\varphi)\ddot{\theta} \\ & + \sin(2\theta)(\sin(\varphi)\dot{\phi}^2 - \cos(\varphi)\ddot{\phi}))) \end{aligned} \quad (2.30)$$

F_θ için;

Lagrangian eşitliğinde θ değişkeni yerine yazıldığında,

$$F_\theta = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial \theta} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{\theta}} + \frac{\partial E_P}{\partial \theta} \quad (2.31)$$

$$F_{\theta} = \frac{1}{4} mL(8\dot{L}(-\sin(\varphi)\dot{\gamma} + \dot{\theta}) - 4\cos(2\theta)\cos(\varphi)L\dot{\gamma}\dot{\phi} - 2L\sin(2\theta)(\cos^2(\varphi)\dot{\gamma}^2 - \dot{\phi}^2) + 4\sin(\theta)(g\cos(\varphi) + \sin(\varphi)(-x\dot{\gamma}^2 + \ddot{x})) + 4\cos(\theta)(2\dot{x}\dot{\gamma} + x\ddot{\gamma}) - 4L(\cos(\varphi)\dot{\gamma}\dot{\phi} + \sin(\varphi)\dot{\gamma} - \ddot{\theta})) \quad (2.32)$$

F_{φ} için;

Lagrangian eşitliğinde φ değişkeni yerine yazıldığında,

$$F_{\varphi} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial \varphi} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{\varphi}} + \frac{\partial E_P}{\partial \varphi} \quad (2.33)$$

$$F_{\varphi} = m\cos(\theta)L(g\sin(\varphi) + \cos(\varphi)(x\dot{\gamma}^2 - \ddot{x}) + \sin(\theta)(-2L\dot{\theta}\dot{\phi} + \cos(\varphi)(2\dot{L}\dot{\gamma} + L\ddot{\gamma})) + \cos(\theta)(2\dot{L}\dot{\phi} + L(\cos(\varphi)\dot{\gamma}(-\sin(\varphi)\dot{\gamma} + 2\dot{\theta}) + \ddot{\phi}))) \quad (2.34)$$

ve son değişken olarak F_L için;

Lagrangian eşitliğinde L değişkeni yerine yazıldığında,

$$F_L = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{L}} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial L} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{L}} + \frac{\partial E_P}{\partial L} \quad (2.35)$$

$$F_L = \frac{1}{4} (L(4k + m((-3 + \cos(2\theta) + 2\cos^2(\theta)\cos(2\varphi))\dot{\gamma}^2 + \dot{\gamma}(8\sin(\varphi)\dot{\theta} - 4\cos(\varphi)\sin(2\theta)\dot{\phi} - 4(\dot{\theta}^2 + \cos^2(\theta)\dot{\phi}^2))) + 4(-kL_0 - gm\cos(\theta)\cos(\varphi) + C\dot{L} + m(\ddot{L} + \cos(\theta)\sin(\varphi)(x\dot{\gamma}^2 - \ddot{x}) + \sin(\theta)(2\dot{x}\dot{\gamma} + x\ddot{\gamma})))) \quad (2.36)$$

Böylece sistemdeki bütün kuvvet denklemleri bulunmuş olur. Yukarıda yazılan bütün hesaplamalar uzun ve karmaşık olduğundan daha hatasız oluşturulabilmesi için Mathematica programına yaptırılmıştır. Eklerde Mathematica programında kullanılan kodlar verilmiştir.

Modelde belirtilen varsayımlar doğrultusunda döner vinç için belirtilen 5 değişken ve 5 denklem elde edilmiştir. Bulunan denklemlere herhangi bir linerleştirme metodu uygulanmamıştır. Yapılacak olan kontrol uygulamasında elde edilen bu 3 boyutlu nonliner denklemler kullanılacaktır.

BÖLÜM 3

KONTROL

Vinç operatörü için gerçekten taşıma kolunun hareketi boyunca sallanma miktarını tahmin etmek zordur. Vincin ivmelenmelerinin neden olduğu dinamik yüklemeler, vincin çelik konstrüksiyonunda önemli bir etki oluşturur. Bu yüklemeler vincin bütün parçalarını hareket ettirmeye başlar (Jerman, B vd. [14]). Vincin ivmelenmesinin neden olduğu dinamik yüklemeler, vincin çelik yapısındaki yüklemelerin önemli bir kısmını oluşturur. Palanganın sallanması bu dinamik yükleri arttırmada en önemli etkiyi oluşturur. Modern yorulma ve güvenilirlik tasarımı için temel oluşturan bir spectrum yüklemesinin tahmini mümkündür. Yayımlanan birçok makalede ve yapılan konferanslarda, yükün sallanmasını önlemek için uygulanan kontrol stratejilerine ve tekniklerine değinilmiştir. Matematiksel modeller bu amacı büyük ölçüde basitleştirmek için oluşturur. Birçok model örneği çiftinde referanslar bulunur. Diğer modeller için referans gösterilir (Jerman, B. [61]).

Operasyon sırasında, yük bir sarkaç gibi serbesttir. Eğer salınımlar eşik değeri aşarsa salınımlar durana kadar ya titreşimlerin sönümlenmesi ya da operasyonun durdurulması gerekir. Her iki seçenek de zaman kaybettirir. Bu problemler birçok araştırmacıyı vinç operasyonlarının otomasyonunu yapmak için kontrol algoritması uygulamaya yöneltmiştir. Ayrıca mevcut birçok program pratik uygulamalar için uygun değildir. Bundan dolayı birçok endüstriyel vinç otomasyonu yapılmamıştır ve hala bazen sallanmayı önleyemeyen operatörlere bağlı olarak çalışmaktadır. Bu tip hatalar yük ve çevre için tehlikeli olabilmektedir. Vinçlerin otomasyonunun diğer bir zorluğu ise tamamlanmamış gemi fabrikaların oluşturduğu doğal çevredir. Kontrol algoritması bu koşullarla başa çıkmak zorundadır (Omar. H. M. ve Nayfeh. A. H. [2]).

Belirli el uygulamalarına göre palanganın hareketleri değiştirilir. Bazı uygulamalarda, artık salınımlar palanganın tam pozisyonu için izin verilebilir kadar küçük olması şartıyla palanganın hareketi sırasındaki büyük salınımlar kabul edilebilir. Düzensiz çalışma alanları veya nükleer reaktörler gibi daha zor uygulama alanlarında yükün seyri boyunca ve hedef noktasındaki salınımların önlenmesi gerekmektedir. Şu düşünülmelidir ki ağır yüklerdeki salınımlar çalışma alanındaki işçilerin ve diğer nesnelerinin güvenliğini tehlikeye atmaktadır. Böylece daha çok düzensiz hareketlerin önlenmesi gerekliliği istisnadan daha ziyade standart olmuştur.

Atalet kuvvetinin (yükün kendi hareketinden kaynaklanan), temel etkiler (destek yapısının hareketinden kaynaklanan) ve rüzgârın yük üzerinde oluşturduğu etkiler sonucunda istenmeyen hareketler artabilir. Atalet kuvvetinin neden olduğu etkilerden kurtulmak için vinç operatörünün hareketleri yavaş olmalıdır. Ayrıca her ne zaman istenmeyen yük hareketleri oluşsa, operatör hem titreşimler durana kadar operasyonu durdurmalı hem de titreşimleri durdurmak için karşı manevralar yapmak zorundadır. Bu kısıtlamalar vinç operasyonun verimini azaltır ve zaman kayıplarına ve yüksek maliyete neden olur. Palanganın yükünün ağırlığında, yüksekliğinde, köprü arasındaki açıklıkta ve hızdaki artış yeni yapılan dizaynlarda daha etkin kontrol gerektirir. Mevcut yayınlanmış literatürdeki dizayn ve kontrol stratejilerini tartışıyoruz. Yapısal farklılıklardan dolayı her bir vinç tipini ayrı ele alıyoruz.

Köprülü vinçlerde; birçok kontrol stratejisi düzlemsel köprülü vinçler sınıfında; düzlemlerden yararlanarak, lineer model olarak, vinç taşıma çizgisi farz edilerek, dış kuvvetler ve kontrol etkisi bütün düzlemlerde tasarlanır. Kuvvetler, vincin kalkışından ve duruşundan kaynaklanan atalet kuvvetleri ve vincin kaldırma kuvveti ile arabanın ilerlemesi için gereken tork kuvveti olarak tanımlanır. Bu yaklaşım vincin zarar görmesine neden olan karmaşık dış düzlemleri ve nonlineer iç ve dış düzlem hareket çiftlerini içermez. Gerçek kurallardan daha ziyade istisna durumların modellendiği vinç modellerinde, bu faktörlerin her birinin yardımını alarak hesaplanan ve nonlinerleştirilmiş kontrol stratejileridir.

Döner vinçlerde; Döner ve bomlu vinçler nadiren düzlemsel görevler için kullanılırlar. Sonuçta birçok kontrol stratejisi 3 boyutlu hareketler için önerilir. Diğer bir taraftan,

literatürdeki mevcut bazı döner vinçlerin kontrol stratejiler, döner vinç operasyonları esnasında bazı temel etkiler ve rüzgâr etkisinden kaynaklanan salınımlar olmasına rağmen sadece atalet kuvvetinden doğan palanga salınımlarına değinmektedir. Ayrıca şu da not edilmelidir ki, kule vinçlerde palanganın çevresel hareketlere karşı olan durağanlığı, radyal ve eksel hareketler üreten döner ve bomlu vinçlerde, hareketlerden doğan atalet kuvvetinin oluşturduğu salınımlardan daha az karmaşıktır.

Gustafsonn [62], Abdal-Rahman ve Nayfeh [1], bomlu vinçlerde, slew hareketlerin oluşturduğu salınımları tek düzlemde kontrol etmenin mümkün olmadığını göstermişlerdir. Gustafsonn [62], sadece düzlem dışı kontroller kullanarak düzlem dışındaki palanga hareketlerinin sabitleştirmeyi başardı fakat düzlem içinde olan hareketlerin durağanlığını sağlayamamıştır. Böylece palanganın durağanlığını hem iç hem de dış düzlemlerde kontrol etmenin daha doğru olacağına karar verdiler.

Bomlu vinçler için; Slew, luff ve kaldırma hareketine palanganın cevabından dolayı bomlu vinçlerde palanga hareketinin tahmini ve kontrolü diğer tipteki vinçlere göre daha karışıktır. Ayrıca birçok bomlu vinç taşınabilir olduğundan dış etkilere ayırmak neredeyse imkânsızdır. Sonuç olarak, bomlu vinçler için yapılan her etkin kontrolde temel etkiler hesaplanmak zorundadır. Diğer bir taraftan vincin esnek yapısından kaynaklanan etkileri hesaplamak zorunlu değildir. Osinski ve Wojciech [63], kargo gemilerindeki bomlu vinçlerin yük kaldırma esnasındaki kaldırma motorunu hem momentinin hem de hızın Input-Shaping profilini oluşturmak için Nonlinear optimizasyon kullanmıştır. Bu model için, Koscielny ve Wojciech [52], Osinski ve Wojciech [63] taşınmaz gemi vinçlerini farz etmek ve kargo gemilerindeki vinçlere denizin etkisini azaltmak için yapmış oldukları çalışmaları basitleştirerek kullanmışlardır. Bomun esnekliğinin yük üzerinde sadece küçük bir etkisi olduğunu bulmuşlardır.

Temel etkileri önlemede kontrol sağlamak için gerekli olan yetke için bazı araştırmacılar, çeşitli özel aktuatör kullanmak gerektiğini buldular. Buna ek olarak, slew ve luff aktuatörleri de gerekliydi. Ayrıca bu yaklaşımda kontrol stratejileri çok daha pahalı ve kullanmak için oldukça hantaldır.

3.1 Açık Çevrim

Köprülü vinçler için;

- Input-Shaping Tekniği:

Günümüzde, birçok gelişmiş ve pratik vinç kontrolünde, açık çevrim yaklaşımı, otomatik olarak tasarlanmış veya önceden belirlenmiş taşıma hattındaki kısa zaman çevrimli taşıma operasyonlarında kullanılır. Açık çevrim tekniklerinde yaygın olarak Input-Shaping tekniği kullanılır. Gümrük kapılarında ve başka yerlerde kullanılan kule vinçlerde kontroller farklı formlarda kullanılırlar. Bu teknik, taşıma hattı ve uzaklığı belirlenmiş vinçlerde kullanılır. Hatta bu kontroller durma noktasındaki sakinimlerin serbest olduğu kısa ve yavaş taşıma yapan vinçlerde ve çalışma alanı küçük ve taşıma mesafesinin küçük olduğu yerlerde de kullanılır. Bu teknikte, vincin seyir esnasındaki ivmelenmelerde artık salınımlara ve hedef noktasındaki küçük sallanmalara neden olur. Bu teknik, ivmelenme ve yavaşlama sırasında küçük salınımlara izin veren bir tasarımıdır.

Alsop vd. [64] ilk olarak palanganın salınımının kontrol edilmesi stratejisini önermiştir. Kontrolünde palanganın salınım açısı sıfıra ulaşana kadar ivmeyi sabit tutmuş ve vinç seyri boyunca sabit hız kullanmıştır. Aynı uygulamayı yavaşlama yaparken de kullanmıştır. Hızlanma ve yavaşlama adımlarında iki sabit değer ve tahmini lineer palanga periyodu kullanarak vincin ivmesini hesaplamıştır. Sonuçlar artık salınımlar olmamasına rağmen yavaşlama ve hızlanmada salınım açısının 10° olduğunu göstermiştir. Carbon [65] ticari gemilerde kullanılan bu yaklaşımı, bir adımlı ve iki adımlı kullanarak artık salınımları engellemiştir.

Alzinger ve Brozovic'in [66] rakamsal örnekler yoluyla ispatlamış olduğu kullanılan bu stratejiler çift adımlı ivmelenme profili tek adımlı ivmelenmenin üzerindeki seyir zamanında önemli düşüşler göstermiştir. Ticari gemilerde kullanılan vinçlerdeki yüklemelerde çift adımlı ivmelenme kullanmışlardır. Gerçek uygulamalardaki testler, hem hedef noktasındaki palanga tireşimi azaltır ve hem de hızlı seyri sağladığını göstermiştir. Ayrıca bazı testlerde göstermiştir ki önceden belirlenen ivmelerdeki herhangi bir sapmadan dolayı 5° derece kadar olan önemli palanga salınımları artmış ve de sürekliliğini korumuştur.

Hazlerigg [67] köprülü vincin hedef noktasına hareketi sırasındaki palanga sisteminin eşit zamanlı periyot olması ve artık salınımları gidermek için simetrik çift adımlı sabit ivmelenme ve yavaşlama kullanılması gerektiğini önermiştir. Her iki adımdaki büyüklük, seyahat mesafesindeki mevcut olan maksimum ivme ölçüt alınarak belirlenmiştir. Stratejilerin uygulandığı gerçek deneyler, çift adımlı ivmelerin palangadaki salınımların azalttığını ancak bunun halat uzunluğundaki değişimlerden çok etkilendiğini göstermiştir. Kuntze ve Strobel [68] bu stratejiyi, bir veya birden fazla adım uygulayarak ivmelenmeyi sifıra yaklaştırarak genişletmiştir (sabit seyahat hızı aralıklarıyla). Böylece palanga sisteminin bir periyodundaki sınırlı en uygun seyahat zamanını aralığını ve vinç arabasının motorunun sağladığı sınırlı seyahat hızının kapasitesini genişletir. Stratejilerin nümerik simülasyonları, bunun karışıklığa ve parametrik çeşitliliğe çok bağlı olduğunu göstermiştir.

Yamada vd. [69] minimum transfer zamanı ve hedef noktasındaki artık salınımları önlemek için Pontryagin'in maksimum yöntemini kullanarak meydana getirilen ivmelenme çizgisinde Input-Shaping yöntemini kullanmayı önermiştir. Kontrolü kolaylaştırmak için taşıma hattı boyunca tek veya çift adımlı ivmelenme sabiti kullanarak optimal çizgi ve tahmini alt optimal çizgiler meydana getirmişlerdir. Alt optimal çizgileri her ivmelenme hareketine palanganın salınım açısı ve hızı için "veri tablosu" oluşturmuşlardır. Bu strateji kule vinç modeller için uygulamışlardır. Sonuçlar hedef noktasındaki palanganın salınım açısının $1,5^{\circ}$ 'den daha düşük çıktığını göstermiştir.

Jones ve Petterson [33] çalışmalarında, Alsop'un vd. [64] çalışmalarını, fonksiyonun genişliğini ve sabit ivmelenme adımlarının tahmini süresini palanganın periyodunda nonlinear analitik ifadeler kullanarak genişletmişlerdir. Bu analitik ifadeler çift adımlı ivmelenme kullanılarak yapılmıştır. Çeşitli ivmelenme çizgilerinde yapılan nümerik simülasyonlar palangadaki artık salınımların $0,1^{\circ}$ ile $0,3^{\circ}$ kadar düşürdüğünü göstermiştir. Ancak başlangıçtaki karışık titreşimleri ve onların büyüklüğünü azaltamamıştır. Noakes ve Jansen'in [70], [71] yaptığı çalışmalarda, çeşitli tek adımlı ivmelenme çizgisini sabit halat uzunluğunda ve U-Shaped manevralı vinçlere uygulamışlardır. Sonuçlar, bu nümerik simülasyonlarla eşleşmiştir.

Dadone ve VanLandigham [72] çoklu skalalar kullanarak daha iyi palanga periyodu tahminleri yapmışlardır. Kullanılan nümerik simülasyonlarda Input-Shaping stratejisinde tek adımlı basitleştirilmiş nonlinear tahminlerle lineer tahminleri karşılaştırmışlardır. Nonlinear kontrol stratejilerinin performansında lineer stratejilerin üstünde artışlar bulmuşlardır. Nonlinear stratejilerdeki bu performans artışı daha uzak mesafeler ve daha yüksek ivmelenmeleri daha belirgindi.

Star [73], asılı olarak taşınan nesneye minimal salınımlı simetrik çift adımlı ivmelenme ve yavaşlama profili uyguladı. Sabit ivmelenme adımlarının süresini palanga sisteminin periyoduna göre ihmal edilebilir olarak aldı. Analitik ivmelenme profilini oluşturmak için palanganın periyodunu lineer olarak kullandı. Strip [74], bu çalışmayı, tek ve çift adımlı ivmelenme profilini nonlinear olarak genişleterek kullandı.

Karnopp vd. [75], cam destekli Input-Shaping tekniğini önerdi. Köprülü vincin seyahat mesafesini ve palanganın doğal frekansını vererek hedef noktasındaki salınımları serbest bırakıp önceden belirlenmiş vincin giriş pozisyonunu gösterdi. Ayrıca minimum seyahat zamanını palanganın salınım periyodunu $\frac{1}{2}n'$ 'den daha düşük olarak aldı.(Burada $n=3,5,7,\dots$). Hatta minimum seyahat zamanının (ki bu zaman, palanga salınım periyodunun %150'sidir.) sonuçları, orta derecedeki önemli salınımlar içinde, bu salınımların büyüklükleri 0,096'dır. Daha uzun seyahat zamanı azaltılmış salınımlar içindeyken operasyonda geciktirir ve daha yüksek harmonik hareketlere neden olur.

Kress [76], genel giriş sinyali ve palanga sisteminin doğal frekansı girerek analitik Input-Shaping tekniğini uyguladı. Bunu temel alarak, güçlü filtreler kullanarak giriş ivmelerini uyguladı. Nümerik simülasyonlarda ve gerçek vinçlerde uyguladığı deneylerde keyfi ivme değerleriyle çeşitli halat uzunluklarında artık salınımları önlemeyi başardı.

- Optimal kontrol

Field [77] ilk olarak otomatik kontrolü vinçleri önermiştir. Analog bilgisayar simülasyonları kullanarak vinçlerin dinamiğini simule etmiştir. Deneme yanılma yöntemiyle, kuramsal taşıma hattında en uygun hızı ve halat hareketlerini minimize etmeye çalışmıştır. Ancak palanga salınımlarını düzene sokmayı başaramamıştır.

Beeston [78] Pontryagin'in maksimum prensibi kullanarak vincin başlangıç parametreleriyle çeşitli hedef noktalarını girerek ve en küçük seyahat zamanının vererek en uygun vinç ivmelenme zamanını göstermiştir. Stratejisini bang-bang kontrolü köprülü vinçlerde ve her bir ivmelenme için 3 ayrı değişim noktası kullanmıştır. Analizlerinde, köprülü vincin başlangıcını, palanganın konumunu ve hızı ifade eden terimler kullanmıştır. Bu kontrol stratejisiyle palanga salınımlarını düzene sokmayı başaramamıştır.

Manson [79], Hazlerigg'in [67] yaptığı çalışmayı, Pontryagin'in maksimum prensibini kullanarak en uygun ivmelenme zamanını bulmaya çalışmıştır. Halat uzunluğunun sabit olduğu seyahat fonksiyonunda 3 girişli ivmelenme denkleminde değer vererek denemiştir. Bununla birlikte bu stratejisini pratik uygulamaya dökmemiştir.

Karihaloo ve Parbery [80], Pontryagin'in maksimum prensibini kullanarak, seyahat uzunluğunu ve zamanını vererek artık salınımları yok etmeyi önermişlerdir. Kontrol girişinde palangadaki kütleyi ve seyahat zamanını giriş olarak ifade etmişlerdir.

Sakawa ve Shindo [81], Sakawa vd. [82] önermiş olduğu bomlu kule vinçler için lineerleştirilmiş palanganın denge konumu için olan projeyi, en uygun kontrol şemasını uyguladılar. Önceden belirlenen palanganın seyahat çizgisi 3'e bölümde incelediler: kaldırma, taşıma ve indirme. Birbirlerini etkilemeyen 3 konum için ayrı ayrı projelendirme uyguladılar. Simülasyon sonuçları, serbest artık salınımlar hedef noktasına ulaşmasına rağmen indirme ve kaldırma konumlarında 7° 'e kadar artık salınımlar olduğunu göstermiştir.

Kimiaghalam vd. [83],[84], Sakawa ve Shindo'nun [81] optimal kontrol problemini çözmek için genetik algoritma şemasını kullanmıştır. Nümerik simülasyonlarda, kısa seyahat zamanlarında aynı sonuçları bulmayı başarmıştır. Ayrıca onların sınırlı hızlarından daha yüksek hızlara ulaşmıştır.

Auering ve Troger [85], Pontryagin'in maksimum prensibini, sabit hızda seyahat eden ve kaldırma yapan sınırlı maksimum hızlarda çalışan kule vinçlerde taşıma zamanını minimize etmek için kullanmışlardır. Tekniği vincin kaldırma ve seyahat hareketleri için gerekli olan kuvvetlerden oluşturmuşlardır. Hesapladıkları optimal vinç kontrollerini optimal çalışmayan Avrupa Gümrük kapılarında çalışan vinçlerde göstermişlerdir. Hem

de palanganın serbest artık salınımlarla çalışması esnasında önemli gelişmeler kaydetmişlerdir.

Hamalainen vd. [86], önceden tanımlanmış vinç hattını 5 konumda incelemiştir: kaldırma yeri, hem kaldırma hem de ilerleme, sabit hızda ilerleme, hem indirme hem de yavaşlama anı, indirme yeri. Minimum enerji kullanmak için kaldırma ve indirmeyi seyahat zamanı ile aynı anda kullanarak nonlinear vinç modeli oluşturmuşlardır. Konumların minimum zamanını ayarlamak için deneme yanılma metodu kullanmışlardır. Nümerik simülasyonlar ve çeşitli deneylerin sonucu, artık salınımların olmadığını göstermiştir. Ayrıca seyahat sırasında salınım açısının 6° kadar olmasını sağlamışlardır ve operatörün kullandığından daha hızlı ve daha düzgün bir seyahat ortaya koymuşlardır.

Optimal kontrol ve Input-Shaping teknikleri, değişen başlangıç koşulları ve dış etkilere rağmen tam doğru değerleri vererek sistem cevabını hoşnut edici bir biçimde sınırlamayı başarmışlardır (Zinober ve Fuller [87], Virkkunen ve Martinen [88], Yonn vd. [89]). Değişken yükler için hassas kontroller yapılabilirken değişken halat uzunluklarıyla yapmak daha zordur. Gerçekte, Singhose vd. [90], Input-Shaping tekniğiyle hassas salınımların doğal frekanslarını göstermişlerdir. Sonuçta, vincin kaldırma manevraları sırasında önemli azaltmalar yapmaya çalışmıştır.

Input- Shaping tekniğinde, kapalı lop kontrolü kullanılırken optimal zaman tekniği kullanılamaz. Çünkü limit çevrimi gösterebilir. Dahası kapalı lop kontrolü bağlantılar tam doğru vinç modelleri gerektirmektedir bu yüzden önemli gelişmeler açık lop tekniğinde yapılır.

Bütün Input- Shaping teknikleri ve birçok optimal kontrol teknikleri titreşimi azaltılmamış vinçler üzerinde yapılır. Vinç sistemlerindeki hesaplanmamış titreşimler, basitleştirilmiş model önermek için palanganın hedef konumuna dayanması örneklendirilemez. Böylece artık salınımlar oluşur. Son olarak, (Hamalainen'in [86] çalışmaları hariç) bu sınıftaki bütün kontrol stratejiler, bang-bang ivmelenme profili olarak kullanılır. Bu profil aşırı gergin vinçlere uygulanır ve endüstriyel motorlara uygulanması zordur.

Döner vinç; Parker vd. [39],[40], jib'in önceden tanımlanmış hattaki artık salınımları yok etmek için Input-Shaping tekniğinde taşıma kolunun hızlanma profilinde çeşitli optimizasyonlar uyguladı. Yapılan çeşitli deneyler, manevralar sırasında gelişen önemli salınımların 10°'ye kadar yükseldiğini gösterdi.

Parker [41], diğer kontrol stratejilerini hem yürütme arabası hem de taşıma kolu için uyguladı. Palanga sisteminin doğal frekansına etkilerini yok etmek için operatörün slew ve seyahat girişlerine quasi-static filtreleme uyguladı. Palanga sisteminin doğal frekansında oluşan dış etkileri filtrelemek için yerel çentikleri halat uzunluklarına göre değiştirdi. Notch filtrelerin katsayıları sabit tutuldu böylece tek halat uzunluğu ve değişken halat uzunlukları için filtre karakteristiğini en uygun olarak buldu. Deneyler manevra hareketi boyunca palangadaki salınımlarda önemli düşüşler olduğunu gösterdi. Ayrıca filtreleme işlemiyle operatör girişleri ve filtrelenmiş vinç girişleri arasında 2,5 saniye kadar zaman gecikmesi olduğunu gösterdi. Dahası, farklı filtreleme karakteristikleri aynı operatör girişlerine karşı farklı cevaplar vermiştir.

Bomlu vinçlerde; Sakawa [82], hedef noktasında ve transfer sırasındaki palanga salınımlarını minimize ederken önceden belirlenmiş yük transfer yolu için gerekli olan tork profilini oluşturmak için optimizasyon planı önerdi. Palanganın denge konumu etrafında lineerleştirirken ve halatın sarılması esnasında bomlu vinçlerde luff'ta meydana gelen sabit açının simülasyonunu yapmak için bu tekniği uyguladı. Simülasyon sonuçları, hedef noktasında serbest artık salınımların oluştuğunu göstermiştir. Ayrıca palanga salınımlarının taşıma hattı boyunca olduğunu ve slewing açısının arttığını da göstermiştir.

Takeuchi vd. [91], sadece artık salınımları minimize ederken slew hareketlerini en uygun zamanda yapmak için Input-Shaping tekniğini kullanmayı önermiştir. Artık salınımların kontrolü ve slew hareketini kule vinçlerde yapmak için Yamada vd. [69] yapmış olduğu çalışmanın benzerini slew açısının ivmelenme profilini kullanarak bu stratejiyi uygulamıştır. Nümerik simülasyonlar bu stratejinin dış düzlemlerdeki salınımı önleyemediğini ancak bomlu vinç durmaya başladıktan sonra oluşan iç düzlemdeki salınımları önleyemediğini göstermiştir.

Lewis vd. [56], Parker'ın vd. [41] önermiş olduğu stratejiyi bomlu vinçlere uygulamıştır. Simülasyonun sonuçlar hem iç hem de dış düzlemde palanga salınımlarını düşürdüğünü göstermiştir. Ayrıca bu strateji döner vinçlere uygulandığında oluşan sınırlarla aynı sınırlara sahip olduğunu da göstermiştir. Parker [58], [59], bu stratejiyi, dönme katsayısını kullanarak notch filtre tasarımında doğal frekansın yönünü lineerleştirerek modifiye etmiştir. Çeşitli deneyler, belirlenmiş bir yolun sonundaki palanga salınımlarının 18 dB oranında olduğunu göstermiştir. Simülasyonun sonuçları, filtrelenmiş bu cevabın farklı halat uzunluklarında daha tutarlı olduğunu göstermiş ve salınım oranındaki gelişmelerin Parker vd. [58],[59] yapmış olduğu çalışmadan daha iyi olduğunu ispatlamıştır. Ayrıca operatörün girdilerin büyüklüklerinden daha büyük değişiklikler ve zaman kayıplarında daha iyi sonuçlar vermiştir. Alternatif olarak, Lewis vd. [57], notch filtrelemede, kuvvet yönünde dönme katsayısını kullanarak aynı kontrol stratejisini modifiye etmiştir. Simülasyonların sonuçları, Parker' vd. [58], [59] yapmış olduğu çalışmanın sonuçlarından farklı bir sistem cevabı verdiğini göstermemiştir.

3.2 Kapalı Çevrim

Köprülü vinçlerde; Atalet etkisinden kaynaklanan salınımları önlemek için tasarım yapılırken bütün mevcut kapalı çevrim teknikleri karşı atalet etkileri ile tasarlanır. Bu kontrol stratejilerinde, vincin ivmelenmesinden kaynaklanan salınımları önlemek için vincin motoruna kontrol bir kuvvet veya tork girişleri uygulanır.

- Liner kontrol

Hazlerigg [67] ilk olarak geri beslemeli kontrolü öne sürmüştür. Palangadaki salınımları önlemek için ikinci sırada karşılayıcı kullanmıştır. Bu stratejide yapılan çeşitli deneyler, palangadaki salınımının doğal frekansını azaltırken daha büyük frekanslarla karşılaşmıştır.

Ohnishi vd. [92], palangadaki salınımları azaltmak için iki faz stratejisini kullanmıştır. İlk fazı, palanganın denge pozisyonunda kalması için lineer geri besleme ile tasarlamıştır. Palangayı durdurmak için vinci iki konumlu yavaşlama ivmesiyle kullanmıştır. İlk yavaşlama ivmesinden geri besleme kontrol fazını almıştır. İkinci yavaşlama ivmesinde ise hedef noktasına dayanmak için Input-Shaping tekniğini kullanmıştır. Kontrol

stratejisini soğuk dar alanlarda çalışan kule vinçlerde uygulamıştır. Palanga salınım açısının minimize etmeye çalışırken manüel çalışan sistemlerden %30 daha yavaş olduğunu kaydetmiştir.

Ridout [91], [92] sabit halat uzunluğunda palanganın salınım açısındaki artık salınımları yok etmek için vincin hızından ve konumunda negatif geri besleme, palanganın salınım açısından ise pozitif geri besleme almayı önermiştir. Skalalı modellerinin testlerinde hedef noktasındaki palanganın salınım açısının 0.3° 'den daha az olduğunu görmüştür. Ayrıca vincin seyahati sırasında 10° 'e kadar salınım açısı olduğunu görmüştür. Hatta dış etkilerden, değişen palanga yükünden ve halat boyundaki küçük değişimlerden etkilenmediğini bulmuştur.

Hedef noktasındaki sürekli artık salınımları optimal zamanda karşılamak için Virkkunen ve Martinen [88] ve Vaha ve Martinen [93], hedef noktasına yükü koyana kadarki yolda yürütme arabasını kontrol etmek için hızlanma ivmesi profiline Yamada'nın vd. [69] yaptığı kontrol stratejisini birleştirmeyi önerdiler ve sonra hedef noktasındaki artık palanga salınımlarını yok etmek için Lineer Quadric Regulator (LQR) kontrolör uyguladılar.

Moustafa ve Ebeid [35], salınımları önlemek için çift yönlü vinçlerde hem yürütme motorunu hem de araba motorunu kontrol etmeyi önermişlerdir. Stratejilerini 3 aşamalı azaltmalı geri besleme kontrolü olarak tanımladılar. Bunlar; hızlanma ivmesi, ilerleme ve yavaşlama ivmesi durumlarındaki hareketlerdir. Kontroller tek palanganın her bir denge konumu için temel alınmıştır. Nümerik simülasyonlar, sabit halat uzunluğunda vincin hareketi için, bu hareketlerden kaynaklanan atalet hareketindeki karışıkları önlediğini göstermiştir. Ayrıca 20° 'den büyük salınımlar ve 110° 'den büyük dönme hareketleri arasında önemli ilişki kurmuşlardır.

Vaha ve Martinen [93], Virkkunen vd. [94], düşük hızlarda ve sabit halat uzunluğunda palangadaki artık salınım açısını yok etmek için yürütme arabasına P-Control uygulamayı önermişlerdir. Nümerik simülasyonlarda ve skalalı vinç modelinde yapmış oldukları çeşitli deneylerde, hedef noktasındaki salınımları yok etmekte ve vincin seyahati sırasındaki salınımları 3.5° 'e kadar düşürmeyi başarmışlardır. Ayrıca başlangıç

palanganın başlangıç koşullarını ve seyahat mesafesini hassas bir şekilde ayarlamayı başarmışlardır.

Caron ve Rozinoer [95], hem sabit halat uzunluğuyla hem de farklı halat uzunluklarıyla, palangadaki salınımları minimize etmek için tek adımlı ivmelenme hareketi kullanarak referans trajektorler meydana getirmiştir. PI kontrolör kullanmıştır. Nümerik simülasyonlar, minimal geçici salınımlar ($1,7^\circ$) ile iyi bir referans hattı boyunca yol izlemiştir. Grassin vd. [96], bu referans trajektörleri kullanarak LQR uygulamıştır. Nümerik simülasyonlar, çeşitli halat uzunlukları ve sabit halat uzunluklarıyla yapılan çeşitli deneyler düzgün bir operasyon ve $3,5^\circ$ 'nin altında geçici salınımlar ile sonuçlanmıştır. Ayrıca hiçbir kontrol stratejisinde açisal palanga konumları için karmaşıklar kabul edilmemiştir.

Yoshida ve Kavabe [97], önceden tanımlanmış manevraların performansı için lineer konumlu kontroller tasarlamışlardır. Kontrollerin seyahat hızı yükselmesine rağmen alışlagelmiş lineer geri besleme salınımlarından daha büyük salınımlar meydana gelmiştir.

Moustafa ve Emara-Shabaik [98], Ebeid'in vd. [36] yapmış olduğu modeli kullanarak yürütme ve araba motorunun voltajını kontrol girdisi olarak kullanarak PD kontroller tasarlamışlardır. Nümerik simülasyonlar yürütme kontrolü palangadaki salınımları önlemede etkili olduğunu göstermiştir.

Moustafa [19], yürütme hareketinden ve kaldırma halatının kuvvetinin oluşturduğu salınımları önlemek için lineer geri beslemeli kontrol tasarlamıştır. Bu tekniği lineerleştirilmiş değişken zamanlı vinç modelinde uygulamıştır. Bilgisayarla yapılan simülasyonlar, palanga salınımlarını engellemede etkili olduğunu fakat yürütme konumunda statik hatalar gelişebilmektedir.

Nuguyen [99], kaldırma, sabitleme ve yük dağıtımı için geri beslemeli kontrol stratejileri önerdi. İki tane bağımsız kontrolör çalıştırdı. Bunlar: çeşitli halat uzunlukları için yürütme arabasının konumu ve diğer yük kaldırma konumları içindi. Skalalı modeller için yapılan çeşitli deneyler yürütme arabası konumu ve halat uzunlukları için güzel sonuçlar verdi ve artık salınımlar olmadan yürütme arabası ve palanganın salınım

açısını etkileyen dış etkiler için olumlu sonuçlar verdi. Ayrıca geçici salınımlar 12° 'e kadardı.

Yoon vd. [100], palanganın salınımını azaltmak için ikincil ivmelenme adımı ve seyir halindeyken çift adımlı Input- Shaping tekniği kullanarak palanga açısından geri besleme olarak birleştirilmiş bir kontrol stratejisi önermiştir. Bu geri beslemeli kontrol konsepti dış etkilere ve çeşitli halat uzunluklarına karşı hassastır. Nümerik simülasyonlar ve düşük seyahat hızda yapılan çeşitli deneyler, dış etkilere karşı daha durağan ve değişik halat uzunluklarına karşı Input-Shaping tekniğinden daha iyi cevap vermişti. Ayrıca yavaşlama durumunda karışıklıklara verdiği cevap iyi değildi. Dahası adaptasyon için sabit geri besleme kazancının yeteneği değişik halat uzunlukları için sınırlıydı ve böylece hedef noktasındaki artık salınımları önlemek için kullanışsızdı.

Yu vd. [101] yavaş ve hızlı dinamik vinç modelleri için bulanık mantık stratejisini kullandı. İki tane ayrı PD kontrol kullandı. İlkinin önceden tanımlana seyahat hattını korumak için yavaş girişli kontrol uyguladı. Hızlı girişli kontrolü ise palanga salınımlarını önlemek için kullandı. Bu yaklaşım modeli geliştirmek için kullanıldığından dolayı kontroller sadece palanganın kütlesi vincin yürütme arabasıninkinden büyük olduğu zaman kullanılabilir. Simülasyonun sonuçları, bu kontrol stratejisi maksimum 5° salınım açısıyla önceden belirlenmiş taşıma hattında palangayı hareket ettirebilir.

Lee [102], yürütme arabasının konumu için PI kontrolünü ve palangadaki salınımlar için de PD kontrollü bir kontrol stratejisi önerdi. Bu kontrol stratejisi palanga sisteminin doğal frekansı çevresinde titreşim azaltıcı bir filtre gibi davrandı. Sabit halat uzunluğunda, skalalı vinç modelinde yapılan çeşitli deneyler, hızlanma ve yavaşlama ivmelenme sırasındaki geçici salınımları 3° kadar olduğunu gösterdi. Fakat hedef noktasında artık salınımlar olmadı. Bununla beraber yüksek dişli çevrim oranlarından dolayı değişken palanga kütlesine karşı hassas değildi. Ayrıca vincin seyahati esnasındaki titreşim azaltıcı kontroller çok yavaştı böylece dış etkilerin neden olduğu salınımlardan kolayca etkilenebiliyordu.

Lee [102], palanga salınımlarını neden olduğu yürütme arabasına yük uygulamalarını karşılamak için bu stratejileri tasnif etmiştir ve palanga salınımlarını azaltmak için PD kontroller ile kompensatör gerilemelerinin akışını ve yürütme arabasının konumunu PI

kontrolörle PI kontrollerle yürütme arabasının hızını akışını kontrol etmiştir. Çift yönlü vinçlerin iç ve dış düzlemlerdeki hareketlerine aynı tip kontrol stratejisini birbirinden bağımsız olarak uyguladı. Skalalı modeller kullanılarak yapılan çeşitli deneyler, geçici palanga salınımlarının 1° 'den daha düşük olduğunu ve artık salınımların oluşmadığını gösterdi. Bu strateji dış etkilere karşı daha etkiliydi ve hareket boyunca palanga salınımlarını azaltmada daha hızlıydı. Sonuçlar, PD kontrolün değişken halat uzunluklarında daha hassas olduğunu gösterdi.

Joshi ve Rahn [22], Martindale vd. [23], Rahn vd. [24], halatı esnek ve palanga kütlesini aynı büyüklükte düşünerek, yürütme arabasının konumunu istedikleri yerde tutmak ve manevra hareketinin sonundaki titreşimleri engellemek için lineer geri beslemeli PDC kontroller geliştirmişlerdir. Bu kontrol stratejilerini skalalı vinç modellerinde çeşitli deneylere uygulamışlardır. Çalışmacılar sistemin cevabının rüzgar yüklemelerine ve değişik halat uzunluklarına karşı iyi olduğunu not etmişlerdir.

Alli ve Singh [103], halatı hem esnek hem de rijit kabul ederek en uygun geri beslemeli kontrol sistemi önermişlerdir. Ürünün toplam yükselme zamanı ve hata büyüklüklerini minimize etmek için kontrol parametrelerinin en uygun şekle sokmaya çalışmışlardır. Bilgisayar simülasyonları palanga salınımlarını düşürmede iyi sonuçlar verdiğini göstermiştir. Ayrıca atalet kuvvetlerini içeren simülasyonlar da minimal düzeydedir.

Bu stratejilerin kullanıldığı bütün vinç modellerinde, time aşımının değişmesi gibi önemli hataların olduğunu not edilmelidir. Gerçekte, tek bir halat uzunluğundaki palanganın salınımlarını karşılamak için lineer kontrol stratejilerinin değişmez bir şekildedir. Sonuç olarak, değişken halat uzunluklarında oldukça hassastırlar. Bu yüzden, lineer kontrol palanganın kaldırma ve indirme hareketleri boyunca ve düşük hızlardaki operasyonlarda yüklenir. Böylece sınırlı vinç operasyonlarına yüklenir. Burg vd. [104], kutup bölgelerine yerleştirdiği klasik lineer geri beslemeli kontrolün simülasyonunda, lineer kontrollerin kısa seyahat mesafelerinde büyük salınımlar ürettiğini ve daha uzun seyahat mesafelerinde palanganın devrini tamamladığını kaydetmiştir.

- Uyarlanmış kontrol

Başlangıçtaki etkiler için yapılan hassas Input-Shaping tekniğinin hesaplanması için, Kuntze ve Strobel [68], ivmelenme profilinin modifikasyonu ve başlangıç etkileri için

tahmini palanga ve yürütme arabasının hareketlerinden yapılan vinç modeli kullandılar. Hatta değişken halat uzunluğu ve palanga kütlesi için ivmelenme profilinin operasyon esnasındaki parametrelerini güncelleştirdiler. Skalalı vinç modeli için yapılan nümerik simülasyonlar ve çeşitli deneyler, seyahat zamanını ve artık salınımları azaltabildiğini göstermiştir.

Ackermann [105], lineer konumlu geri beslemeli kontrol için güçlü kazanç programı şeması yapmıştır. Şemayı sensör hatalarını veya büyük değişiklikleri faal hale getirmek için geri-düşüş kontrollü gibi tasarlamıştır. Şemayı özel durma noktalarındaki durağanlık için ve sınırlı lineer sistem kutupları için kazançlı geri besleme olarak programlamıştır. Bu kontrol programı, acil durum sistemini ve durağanlı koruma performansını azaltır. Ayrıca lineer konumlu geri besleme kontrolleri, palanganın açışal hızını kontrol etmek içinde kullanılabilir fakat mekanizmalara uygulanılması önerilmez.

Hurteau ve DeSantis [106], uygulanmış kontrol stratejilerini, lineer geri beslemeli kontrol sistemlerini artık salınımları yok etmek için uygulamayı önermişlerdir. Martinnen [107], Salminen vd. [108], Virkkunen [94], aynı sabit kazanç parametrelerini ve değişik zaman parametrelerini, farklı halat uzunlukları için kontrollere uygulamayı önermişlerdir. Her iki strateji de skalalı vinç modelinde gerçekleşmiştir. Sonuçlar, 10° 'e kadar olan artık salınımlar ve yürütme arabasını seyahati boyunca sabit zamanlama hatalarının oluştuğunu görülmüştür. Zaman parametresi gibi değişken olmayana sabit parametreler ölçü hatalarına karşı hassas değildir.

Corriga vd. [109], sabit hızda kaldırma yapan lineer zaman değişimli vinç modelinde LQR kontrolünü uygulamıştır. Sabit halat uzunluğundaki zaman değişim fonksiyonu olarak kazanç vektörünü, kazanç programına uygulamıştır. Simülasyonun sonuçları, başlangıç etkilerine karşı etkili olurken hedef noktasına aşırı derecede yavaş ve sabitleme pozisyonunda hatalar göstermiştir.

D'Andrea-Novel ve Boustany [110], Boustany ve D'Andrea-Novel [111], D'Andrea-Novel ve Levine'nin [112] yapmış olduğu çalışmayı kullanarak uygulanmış kontrol sistemini genişletilmiş nonlineer kontrol sistemlerine aynı kontrol parametreleri için palanganın kütlesini daha geniş sınıflara ayırmak için kullanmışlardır. Ancak bu kontrol stratejisi yalnızca yerel sabitleme içindir.

Butler vd. [113], klasik geri beslemeli birincil kontrollerden ibaret olan kontrol stratejisini ve birincil kontrollerin tasarımı için kullanılan modellenmemiş dinamik ihmal edilmiş lineer referansları, uygulanmış kontrolleri hesaplamak için kullanmıştır. Modellenmemiş dinamikleri hesaplamak için, model hatalarını minimize etmek için modellenmemiş transfer fonksiyonlarını seçmiştir. Bu kontrol stratejileri skalalı vinç modelinde gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, yürütme arabasının önceden tanımlanmış hattı boyunca yaptığı birkaç evrimden sonra artık salınımların engellenmesinde önemli gelişmeler kaydetmiştir.

Nguyen ve Laman [114], birbirinden bağımsız üç H^∞ kontrolünü yürütme arabasının konumu, kaldırma konumu ve palanga salınımı için kullanmışlardır. Skalalı vinç modellerini kullandıkları deneylerde, yol boyunca küçük sabit hatalar üretmiş ve palangada oluşan dış etkilerden kaynaklanan salınımları azaltmada iyi olduğunu görülmüştür. Ayrıca bu strateji ivmelenme performansını da arttırmıştır.

Lee vd. [102], [115] yapmış olduğu çalışmayı, kaldırma motorunu PI kontrolle ve yavaş değişen halat uzunluğu için yapılan sabit kazançlı palanga salınımı kontrol eden geril beslemeli kontrol sistemini yeniden tasfiye etmiştir. Her halat uzunluğu için optimum titreşim azaltma kazancı bulundu ve halat uzunluğu bir kazanç fonksiyonu gibi ifade edildi. Bu fonksiyonlar, gerçek zamanda, kazanç kontrollü geri beslemenin güncellenmesi için farklı halat uzunlukları gibi kullanıldı. Düşük seyahat, geçiş ve kaldırma hızlarında olan çift yönlü skalalı vinçler üzerinde yapılan çeşitli deneylerdeki sonuçlarda, geçici salınımların 2° 'den daha az olduğunu ve dış etkilerden kaynaklanan artık salınımların olmadığını gösterdi.

Mendez [116],[117], geri besleme kontrolünün performansını artırmak ve halat uzunluğundaki değişiklikleri çevrimiçi alabilmek için neural bağlantısı kullandı. Yürütme arabasının ve palanganın birbirinden bağımsız kazançlarını ayarlamak ve meydana getirmek ile modelin dinamiklerini kontrol etmek için iki tane neural bağlantı kullandı. Her bir zaman adımında konumlarda oluşan optimal kazancı bulmak için neural bağlantılarda LQR yapı kullandı. Nümerik simülasyonlar skalalı vinç modelinde yapılan çeşitli deneyler, bu stratejinin düşük seyahat hızlarında düzgün pozisyonlama ve artık salınımları önlemek için kullanılabileceğini göstermiştir.

- Nonliner kontrol

Zinober [118] seyahat zamanını azaltmak, artık salınımları yok etmek ve seyahat hattından kaçmaları önlemek için kayma-modunda kontrol stratejisi önermiştir. Bu strateji vinç parametrelerinin fonksiyonundan oluşmamaktaydı ve böylece palanga kütlesi ve değişken halat uzunluklarına karşı hassas değildi. Bu strateji yürütme arabasının torkunu kontrol eden bang-bang kontrolü gibi aç-kapa kontrolü ile çalışmaktadır. Giriş sinyalinin oluşan parçaların yüksek frekansını yok etmek için giriş kontrolüne düşük geçişli filtre uyguladı. Nümerik simülasyonların sonucu %10 daha fazla seyahat zamanı olduğunu göstermiştir. Ayrıca sistemin performansını düşürmeden dış etkilere karşı kullanılabilir olduğunu göstermiştir.

D'Andrea-Novell ve Levine [112], yavaş hareket ederken ve başlangıç konumdayken ki statik konumlu lineerleştirilmiş geri beslemeli kontrolün çalıştığını ve hatta yerel sabitleştirmeyi sağladığını göstermişlerdir. Diğer yandan, dinamik konumlu lineerleştirilmiş geri beslemeli kontrol sistemin başlangıç yapılandırması ve yüksek hızları için sabitleştirmeyi sağladığını göstermiştir. Bunu sabit hızda ve önceden belirlenmiş seyahat yolunda çalışan vinçler üzerinde ispatlamışlardır. Bunla birlikte onların kontrolü palanganın kütlesine bağlıdır.

Fliess [119],[120], Nonlinear dinamik konumlu geri beslemeli kontrolleri dinamik vinçleri lineerleştirmek için kullandı. Çift temel katlı kontrol sadece kat sistemine uygulanabilir ve bu sistemde girdi ve konum değerleri çıkış değeri ve zaman sapma değerlerinin terimleriyle ifade edilebilir. Böylece, Nonlinear düzlemsel modellerin dinamik analizini temel alarak, çıkış sistemlerinin terimlerinde, kaldırma ve ivmelenme giriş sistemlerini yazdı. Bu Nonlinear ifadelerin içinde istenilen trajektörün matematiksel ifadeleri yerine gereken ivme girişlerini ve giriş değişkeni ve konum arasındaki lineer sonuçları yazdı. Bu önceden belirlenmiş giriş ivmeleri için yürütme ve kaldırma motorlarına PI kontrolör kullandı. Bilgisayar simülasyonları, gelişmiş operasyon zamanıyla, yürütme arabasının ve palanganın konumun düzelmesi performansının arttığını göstermiştir. Manevra sırasında palanga salınımlarının $1,7^{\circ}$ 'e kadar düştüğünü göstermiştir.

Bourdache-Siguerdidjane [121],[122], Fliess'in lineerleştirilmiş modelini yürütme arabasının dinamiklerini ekleyerek genişletmiştir. Tek denge etrafında lineerleştirilmiş model versiyonu için Nonlinear modeller ilk olarak lineer model eşleştirilmeleriyle karşılaştırılmıştır. Simülasyon sonuçları, bu stratejinin hedef noktasında artık salınımları yok ettiğini göstermiştir.

Maier ve Woernle [123], Fliess'in lineerleştirilmiş modelini, yürütme arabasının ve kaldırma mekanizmasının motorlarının dinamiklerini ekleyerek bir başka çeşitte genişletmiştir. Modeli lineerleştirmek için ilk olarak dinamiklerin tersini (inversini) kullanmışlardır. İlk olarak kutup yerlerini kullanarak geri besleme girişlerini palanga salınımı için kullandı daha sonra dış etkileri ve modellenmemiş kuvvetlerin etkisini önlemek için yürütme arabasının ve kaldırma mekanizmasının motoruna uyguladı. Simülasyonlar, palanga konumları için başlangıç etkilerini azaltmada yetenekli olduğunu göstermiştir.

Ayrıca bu kontrol stratejisi, pratik girişler üretmek için istisna olarak trajektörel gerektirmektedir. Çünkü girişler, trajektörün bir fonksiyonu, zamana göre türevi ve ayrıca 4. dereceden türevlerini içermektedir.

DeSantis ve Krau [124] çift yönlü vinçlerde, iç ve dış düzlemlerdeki salınımları sabitleştirmek için kayma-modlu kontrol stratejisi önermişlerdir. İlk olarak, atalet kuvvetlerinden doğan salınımları önlemek için motor giriş kontrollerini tahmin etmek için iki tane bağımsız düzlemsel konumlu geri beslemeli kontrol uygulamışlardır. Gerçek motor giriş kontrollerini üretmek için bu tahminleri kayma-modlu kontrol sistemine uygulamışlardır. Nümerik simülasyonlarda, düzlemsel konumlu geri besleme stratejilerini karşılaştırmışlar ve yürütme arabasının ve girder düşük hızlardayken palanganın hareketini sabitleştirmek için kullanılabilir olduğunu bulmuşlardır. Ayrıca kayma-modlu kontrolün, değişen vinç parametre ve dış etkilere karşı daha etkili olduğunu ve düzlem konumlu geri beslemeli kontrolörlerle karşılaştırıldığında geri beslemedeki gecikmelerin daha az olduğunu bulmuşlardır.

Martindale vd. [23], önceden belirlenmiş vinç hattı için iki tane geri beslemeli kontrol stratejisi önermiştir. İlki geri adımlamalı kontrol, ikincisi ise kesin olmayan model parametreleri (yürütme arabası kütlesi, palanganın kütlesi...) için hesaplanan

uygulanmış kazanç matrislerini eklenmiş olandır. Skalalı model kullanılarak yapılan çeşitli deneyler, her iki kontrol sisteminin de düşük seyahat hızlarda, salınımları önlemek için yetenekli olduğunu göstermiştir. Ayrıca şu da not edilmelidir ki bu geri-adımlı katlı kontrollerde çıkışların 4. dereceden türevleri kullanılmaktadır. Burg vd. [104], palanga salınımlarını azaltmak için 3. geri beslemeli kontroller kullanmıştır. Skalalı vinç modellerinde yapılan deneyler, düşük hızlarda palanga salınımlarını engellemede etkili olurken yüksek hızlarda önemli palanga salınımları oluştuğunu göstermiştir.

Cheng ve Chen [125], önceden tanımlanmış vinç hattında düzgün hareket e artık salınımları yok etmek için lineerleştirilmiş geri beslemeli ve zaman gecikmesi kontrollü bir kontrol stratejisi önermişlerdir. Nümerik simülasyonlar, artık salınım olamadan yük dağıtımı yapabildiğini ve 3° 'den daha az geçici salınımlar oluştuğunu göstermiştir. Ayrıca değişken palanga kütlesi ve modellenmemiş kuvvetlere karşı yeteri kadar güçlü olduğunu göstermiştir. D'Andrea-Novel ve Boustany'nin [110],[111] yapmış olduğu lineerleştirilmiş geri beslemeli modelinden daha iyi bir performansa sahiptir. Geçici salınımlar artsa da 3 geri beslemeli kontrollerin hepsi dış etkilere karşı hassastırlar. D'Andrea-Novel [20], [21] yıllarında, D'Andrea-Novel ve Boustany'nin [110] yılında, aynı derece büyüklükteki palanga kütlesi ve esnek halat farz edilerek yapmış olduğu çalışmalarda iki tane geri beslemeli kontrolün cisimlendirilmesini önermiştir. Bunlardan biri, yürütme arabasının dinamiklerinin ihmal edildiği ve palanga sistemini eşit formlarda sabit tutan kanıtlanmış hızlardaki Nonlineer geri besleme kontrolüdür. Diğer ise yürütme arabasının dinamiklerini içeren ve palanga sistemini eşit formlarda sabit tutan kanıtlanmış hızlardaki Nonlineer geri besleme kontrolüdür. Ayrıca bu kafes içinde sistemin sabitleşmesi eşit formlarda değildir. Lineer geri besleme kurallarının uygulandığı bilgisayarlı simülasyonlar her iki stratejiyi de kanıtlamıştır. Sonuçlar başarı bir palanga sabitlemesini işaret etmektedir.

- Bulanık mantık kontrolü

Yasunobu ve Hasegawa [126],[127] , Yasunobu vd. [128], hedef noktasına hareket ve taşıma hattı boyunca ki manevralar sırasında, seyahat zamanı ve palangadaki salınımların kontrolü için tahmin edilebilir bulanık mantık kontrolünü önermişlerdir.

Basitleştirilmiş yürütme arabası modelinde ve palanga hareketlerinde, bu stratejiyi, vinç operasyonun yedi parçaya bölerek ve her bir parça için bulanık mantık kurallarını uygulayarak kurmuşlardır. Yürütme arabasını hareketini ve halat kaldırmasını kumanda etmek için geri besleme kontrolü kullanmışlardır. Bu stratejinin uygulandığı skalalı vinç modellerinde ve gerçek vinçlerdeki deneyler, bu stratejinin minimize edilmiş seyahat zamanında palanga salınımlarında daha etkili olduğunu ve hedef noktasına yetenekli operatörlerden daha doğru olarak kayabildiğini göstermiştir.

Yamada vd. [129], sabit halat uzunluğunda hareketler için ve artık salınımları minimize etmek için yürütme arabasının ivmesi girdi olarak kullanmıştır. 1983 yılında Yamada [69] tarafından, bir bulanık mantık kontrolü alt optimal ivmelenme olarak taklit edildi. Skalalı vinç modeli kullanılarak, bu stratejiyi ve Input-Shaping stratejisini karşılaştırdılar. İki stratejinin performansını karşılaştırdıklarında bulanık mantık kontrolünün dış etkilere karşı daha etkili olduğunu buldular. Suzuki vd. [130], aynı yaklaşımı seyahat süresi boyunca salınımları önlemek için ve değişken halat uzunluklarında kullanmayı önermiştir. Düşük hızlarda yapılan nümerik simülasyonlar, salınımları 1° 'den daha düşük tutmayı başardığını göstermiştir.

Kim ve Kang [131], yürütme arabasının ve halatın referans hızları oluşturmak için iki tane bulanık mantık modeli çıkardılar ve sonra bu hızların gideceği yol için iki tane bulanık mantık kontrolü çalıştırdılar. Seyahat yolu boyunca seyahat zamanını ve palangadaki titreşimleri azaltmak için kontrol stratejisi tasarladılar. Nümerik simülasyonlar, kontrol stratejisinin performansını operatör yetenekleriyle karşılaştırılabilir olduğunu gösterdi.

Itoh vd. [132], [133] yıllarında, yürütme arabasının hedef noktasındaki tam konumunu geliştirmek ve artık salınımları azaltmak için tek adımlı hızlanma ve iki adımlı yavaşlama profilini Input-Shaping tekniğinin bir benzeri olarak tasarladı. Bu strateji altında halat uzunluğunu tün hareket boyunca sabit tuttu. Gerçek vinçlerde yapılan deneyler, artık salınımları önlemede operatör yeteneklerinden veya Input-Shaping tekniğinden daha etkin olduğunu gösterdi.

Nally ve Trabia [134], çift yönlü kule vinçlerde dağılmış bulanık mantık kontrolünü kullanmayı önerdi. İki tane bağımsız motor çıktılı bulanık mantık (FIE) kullandılar. Her

bir FIE kontrolü kendi kurallarına göre kurdular: birini palanga salınımları kontrol etmek için kurarken diğerini istedikleri konumlamayı yapmak için kullandılar. Diğer FIE kontrolünü ise vincin dörtgensel düzlemlerdeki hareketi için ayarladılar. FIE uyguladıkları motor çıkışlarını, yürütme arabasının ve girder motorunun toplam girişlerini bulmak için eklediler. Bu kontrol stratejileri Input-Shaping stratejisi tarafından oluşturulan vinç hattını sürmek için kullanıldı. Simülasyon sonuçları, bu stratejinin titreşimleri azaltmada iyi olduğunu gösterdi.

Yoon vd. [89], hedef noktasındaki konumunun geri beslemelerini izlediği yavaşlama ivmesini saymadığı yerdeki, birleştirdikleri kontrol stratejilerinde hızlanma ivmesini izlemek için bulanık mantıklı kontrol sistemi önermiştir. Düşük hızlarda yapılan skalalı modellerdeki deneyler ve nümerik simülasyonlar, bu stratejinin artık salınımları önlemede ve nominal değerlerden uzak halat uzunluklarını tolare etmek için kullanılabilir olduğunu göstermiştir. Ayrıca hedef noktası civarındaki dış etkilerden oluşan salınımları kontrol edebilmektedir.

Liang ve Koh [135], hedef noktasındaki artık salınımları yok etmek için bulanık mantıklı kontrol sistemleri kullanmıştır. Yürütme arabasını son noktaya yaklaşmış gibi yavaşlatmış böylece atalet kuvvetinin oluşturduğu salınımları elde etmiştir. Bilgisayar simülasyonları, bu yöntemle birkaç çevrimde palanga azalmasına rağmen önemli salınımlar bu işlemde gerçekleşmiştir. Bu yöntem palanga durana kadar yinelendi. Bilgisayar simülasyonlarında, birkaç çevrimde gelişen önemli salınımları durdurmayı başaramıştır. Mendez [117] aynı bulanık mantık kontrolünü, yürütme arabasının konumu ve artık salınımları yok etmek için uygulamıştır. Yapılan çeşitli deneyler, palanganın hedef noktasına ulaşırken artık salınımsız bir yol izlediğini göstermiştir. Ayrıca çok yavaş bir şekilde hedef noktasına ulaşmayı başarmıştır.

Kimiaghalam vd. [136], [137], Sakawa ve Shindo [81] tasarlamış olduğu bulanık mantık kontrolünü kullanarak sabit bir taraftan bilinen bir varış noktasına kısa bir zamanda çarpışma olmadan palangayı taşımayı başarmıştır. Tasarlanmış iki kontrol sistemi önermiştir. İlki, birini istenilen yürütme arabası ve kaldırma hızını PD kontrollerin hesaplamış olduğu torkla kontrol ederken diğerini de palanganın konumunu bir fonksiyonmuş gibi kullanarak kontrol tasarlamıştır. İkinci tasarım nispeten yavaş

olmasına rağmen düzgün bir yol izlerken birinci tasarım daha hızlıdır. Daha yüksek hızlarda kullanılan ikinci tasarımda büyük salınımlar ve hedef noktasında üretme arabasında titreşimler oluşmuştur.

Bulanık mantıklı kontroller özellikle daha zordur. Kontrol girişleri hedef noktasında yükselme ve alçalmada oluşan çevrimler de ya çok yüksek olmuştur ya da hedef noktasına ulaşırken ve zaman kaybı açısından çok yavaş olmuştur. Ayrıca literatürdeki bütün stratejiler önceden tanımlanmış vinç operasyonlarıyla sınırlanmıştır.

Döner vinçlerde; Golafshani ve Aplevich [138], taşıma kolu'ın, yürütme arabasının ve halat uzunluğunun trajektörlerini oluşturmak için optimal zaman kontrol şemasını kullandı. Bu trajektör yolu için bir kayma-modlu kontrolör kullandı. Bilgisayarlı simülasyonlarda, optimal zamanları kontrol edilmemiş palanga salınımlarından üretti. Optimal değerler %10 genişlemiş olduğundan sınırlı zaman vardır ve palanganın sallanma enerjisini minimumda tutmak için optimal trajektörler yerine suboptimal trajektörler kullanılır. Bilgisayar simülasyonları alt optimal trajektörlerin palanga salınımları azatlığını göstermiştir. Ayrıca hedef noktasında ve manevra hareketi boyunca önemli salınımlar sürmüştür.

Almoussa [139], iki tane FIE kullandı. Biri radyal ve eksenel hareketleri palangayı pozisyonlamak için diğerini de palangadaki salınımları azaltmak için kullandı. Her iki FIE kontrolü birbirinden bağımsız çalışıyordu. Bilgisayar simülasyonları, taşıma kolu'ın ve yürütme arabasının manevraları boyunca oluşan küçük salınım açılarını, bulanık mantık kontrolörüyle iç ve dış düzlemlerde sınırlayabildiğini gösterdi. Hatta taşıma kolu'ın ve yürütme arabasının konumlarken oluşan etkileri azaltabildiğini de gösterdi. Ayrıca bu kontrol sistemi vincin manevra zamanını da arttırdı.

Omar ve Nayfeh [140], yürütme arabasının seyahatine ve taşıma kolu'ın büyüklüğüne birbirinden bağımsız tam konumlu geri beslemeli kontrolör uyguladılar. Bu kontrol sistemi tek bir salınım çevrimi içerisindeki salınımları azaltmada etkiliydi fakat sadece özel palanga kütlesi ve halat uzunluklarındaki geri besleme kazancındayken geçerliydi. Değişen parametreler kontrolün etkisini de azaltmaktaydı.

Bomlu vinçlerde; Sakawa ve Nakazumi [43], önceden belirlenmiş trajektörel vinç geçişleri için two-tier kontrol stratejisi önermişlerdir. Manevraların sonunda atalet

kuvvetinden dolayı oluşan artık salınımları yok etmek için yapılan slew, luff ve kaldırmaya uygulanan optimize edilmiş konum geri beslemeli kontrol stratejilerini LQR olarak uygularken bomun seyahatine trajektörel yolu açık lop kontrolörünü uygulamışlardır. Bilgisayar simülasyonları manevra sırasındaki palanga açısının $21,6^\circ$ derece kadar olduğunu göstermiştir. Sato ve Sakawa [17], bom tipli vinçlerde, bu kontrol stratejisinin uygulamasını taşıma kolu' i esnek kabul ederek genişletmişlerdir.

Takeuchi vd. [91], sadece artık salınımları minimize ederken slew hareketinin en uygun zamanını yakalamak için bulanık mantık kontrolü önermiştir. Bu strateji Input-Shaping stratejisinin bir benzeri olarak çalışmaktadır. Nümerik simülasyonlar bulanık mantık stratejisinin iç düzlemlerdeki salınımları azaltmada başarılı olmadığını göstermiştir.

Hara vd. [141], teleskopik bom hareketinden doğan düzlemsel palanga salınımlarını kontrol etmek için Bomun teleskopik hareketini kontrol girişi olarak kullanarak optimize edilmiş konum geri beslemeli LQR kontrollerini kullanmayı önermiştir. Mevcut kontrol yetkelerinin içerisinde palangayı düzlemde tutmak için durum koşullarını kontrol girişine uygulamıştır. Böylece alt optimal kontroller elde etmiştir. Bilgisayar simülasyonları ve gerçek vinçlerde yapılan testler, salınımları önlemede bu kontrol stratejisinin başarılı olduğunu göstermiştir.

Nguyen vd. [142], lineer düzlem modelini temel alarak konum beslemeli kontrol stratejisini, palanganın ve bomun konumun durağan kılmak ve kaldırmak için kullanmayı önermiştir. İki tane bağımsız kontrolör çalıştırmıştır. Biri bomun luff açısını ve palanga salınımlarını kontrol ederken diğeri ise palanganın kalkışını kontrol etmektedir. skalalı model üzerinde yapılan denemeler, bomun referans hattındaki titreşimleri ve bomun açısındaki ve halat uzunluğundaki konum hatalarını göstermiştir. Diğer bir yandan da geçici salınımların 4° 'den daha az olduğunu göstermiştir.

Souissi ve Koivo [44], atalet kuvvetinden doğan salınımlara karşı bomun durağanlığını sağlamak için two-tier kontrol stratejisini önermişlerdir. PD kontroller palanganın salınım açısını kontrol ederken PID kontroller ise halatın sarılması-boşalmasını ve bomun slew ve luff'unu kullanarak trajektörel referans yolunu kontrol etmektedir. Sabit halat uzunluğunda, önceden belirlenmiş bomun luff, slew ve luff manevraları

gösteren nümerik simülasyonlar, palanga salınımlarını 15° olduğunu ve PD kontrollerinin palanga salınımlarını azaltma etkili olmadığını göstermiştir.

Gustafsson [143], atalet kuvvetinden doğan salınımları önlemek için kısmi lineerleştirilmiş küresel sarkaç modelini temel alarak iki tane bağımsız, iç ve dış düzlemlerde, lineer konum geri beslemeli kontrol stratejisi çalıştırmayı önermiştir. Bilgisayar simülasyonları, palanganın doğal frekansının ve küçük salınım açılarının operatörün kumandasına verdiği cevaptan daha uzak olduğunu göstermiştir.

Chin vd. [29] temel dalga etkilerinden kaynaklanan parametrik dalga hareketlerini önlemek için nonlinear geri beslemeli kontrol şeması önermiştir. Aynı frekansta ve harmonik değişen halat uzunluklarındaki kontrolün parametrik temel etkileri önleyebildiğini ve sistem cevabının düzgün olduğunu analitik olarak ispatlamışlardır.

Abdel-Rahman ve Nayfeh [30], palanga sisteminin doğal frekansı temel etkilerin frekansına yaklaşırken palanganın 3 boyutlu cevabından ve whirling hareketinden kaçınmak için halat sarılmasını ve boşalmasını kullanmışlardır. Nümerik simülasyonları kullanarak, 3 boyutlu harmonik ve kritik hareketleri azaltmayı denemek yerine düzlemsel hareketleri azaltmak için birincil kontrollerin güç sarf etmesine isin verdiğini ve programın palanga hareketlerinin dinamiklerini değiştirdiğini ispat etmişlerdir.

Henry [144], gemilere monte edilmiş düzlemsel vinç modelini kullanarak, gecikme (delayed) geri beslemeli kontrol sistemi geliştirmiştir. Bilgisayar simülasyonları ve denemeler, iç düzlemden, dönme hareketinden ve ağırlıktan kaynaklanan palanga hareketlerini önlemede etkili olduğunu göstermiştir. Masoud vd. [145] bu yaklaşımı 3 boyutlu düzleme taşımıştır. Bilgisayar simülasyonları ve denemelerde, içi ve dış düzlemin neden olduğu palanga salınımlarını önlemede bu kontrol sisteminin başarılı olduğunu görmüştür.

3.3 Döner Vinç Bulanık Mantıklı Bir Kontrolör Uygulanması

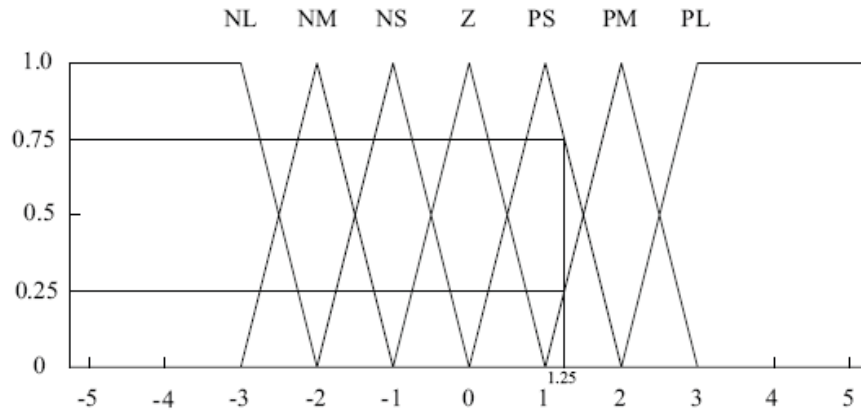
Bu bölümde yukarıda elde etimiz vinç modelini kullanarak bir bulanık mantık kontrolörü tasarlayacağım. Öncelikle bulanık mantık kontrolün nasıl çalıştığı ve nasıl tasarlandığından söz edeceğim. Daha sonra tasarlanan bulanık mantık kontrollü simülasyonlarla kontrolsüz simülasyonların karşılaştırmasını yapacağım.

3.3.1 Bulanık Mantıklı Kontrol

Bulanık mantıklı kontrol son yıllarda gelişen ve kullanım alanı genişleyen bir kontrol yöntemi olarak karşımıza çıkıyor. Bulanık mantıklı kontrolün arkasındaki mantık koşulların kural tabanı olarak tanımlanması ve koşullara uygun sistem cevaplarının önceden belirlenmesine dayanıyor. Bu kurallar tanımlanırken sistemin verdiği cevapların büyüklükleri göz önüne alınır ve genel olarak şu sözcüklerle belirtilir: pozitif büyük, pozitif orta, pozitif küçük, negatif büyük, negatif orta ve negatif küçük. Bu terimlere tasarlanan kontrolöre göre pozitif çok büyük, negatif çok küçük vs. gibi ara terimlerde gelir.

Her bulanık mantıklı kontrolör 4 aşamadan oluşur: bulanıklaştırma, kural tabanının oluşturulması, bir araya toplama ve netleştirme.

Bulanıklaştırma aşamasından başlayacak olursak bulanık mantık input değerlerinin bir haritası çıkarılır. Bu input değişkenleri sisteme göre bölgelere ayrılır. Örneğin aşağıdaki şekil 3.3.1.1'de φ açısı için oluşturulmuş bir bulanık değişken üyelik fonksiyonları verilmiştir. Burada $\varphi = 1,25$ değerini bulanık mantıklı kontrolör 0,75 oranında PS (Pozitif Small) ve 0,25 oranında ise PM (Pozitif Medium) olarak alır ve bu oranlarda karıştırarak kural tabanında tanımlar.

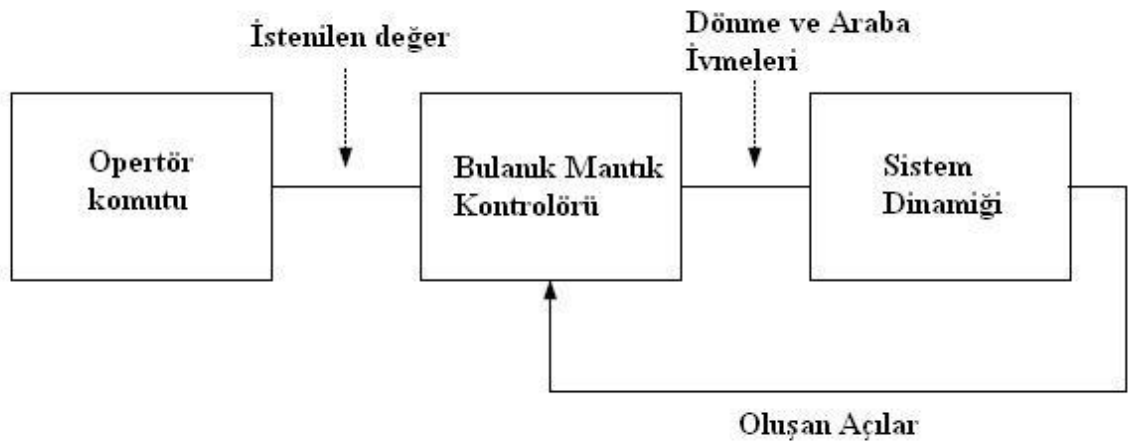


Şekil 3. 1 Üyelik fonksiyonlarına bir örnek

Bulanık input değişkenleri belirlendikten sonra kural tabanı oluşturma aşamasına geçilir. Kural tabanı oluşturulurken input değişkenlerinin durumları göz önüne alınır. Input değişkenlerinin durumu AND ve OR koşullarıyla birbirlerine bağlanır. Her durum

için bir kural olmak zorundadır. Örneğin; “if φ is PS and $d\varphi/dt$ is PM, d^2x/dt is PM ” (“ Eğer φ PS ve $d\varphi/dt$ PM ise d^2x/dt NM’ dur ”) gibi kurallar yazılır.

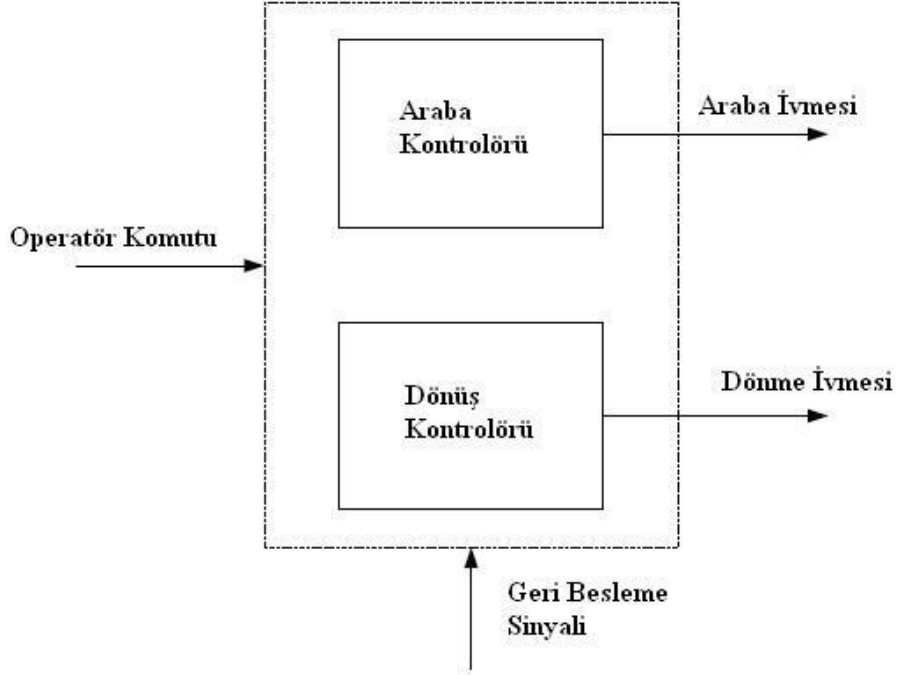
Kural tabanı oluşturulduktan sonra bulanık mantık kontrolörünün output üyelik fonksiyonları oluşturulur. Bu output üyelik fonksiyonlarının gösterdiği değerler sisteme verilmesi istenen değerlerdir. Bu aşamanın yapılmasından sonra netleştirme de gerçekleştirilmiş olur.



Şekil 3. 2 Bulanık mantıklı kontrolün şematik diyagramı

3.3.2 Bulanık Mantık Kontrolör Tasarımı

Şekil 3.3.1.2’de gösterildiği gibi bulanık mantık kontrolörünün tasarımına operatörün komutuyla başlanılacak. Operatör joystick ile dönme ve araba motoruna komut verir ve bu komutlar doğrultusuyla ve bulanık mantık kontrolörü komutlarıyla motorlar kuvvet uygulamaya başlarlar. Sistemde sadece açı kontrolü yapılacaktır. Bundan dolayı konumdan kayıplar olması mümkündür. Aşağıdaki şekil 3.3.2.1 ‘de daha açık bir biçimde görülebilir.

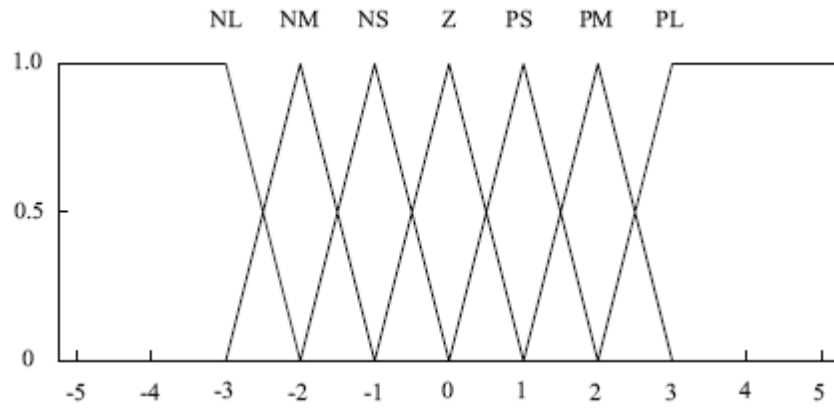


Şekil 3. 3 Bulanık mantıklı kontrolün sinal şeması

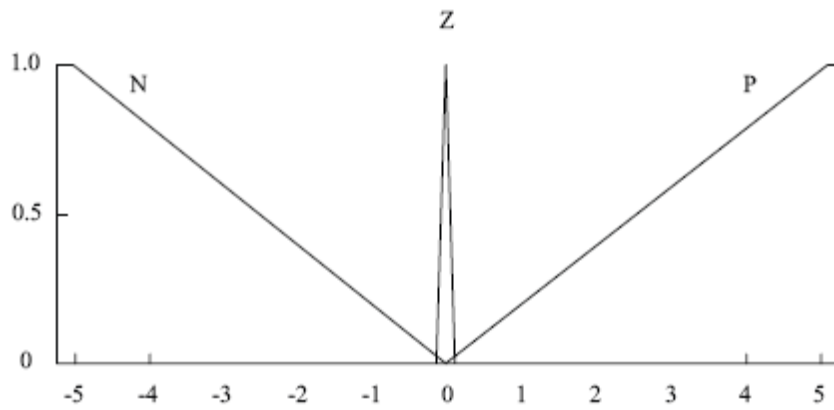
Sistemde iki ayrı bulanık mantıklı kontrolör bulunmaktadır. Bu kontrolörler birbirinden bağımsız olarak çalışırlar. Inputları ve outputları ayrıdır. Bir kontrolör arabanın hareketinden kaynaklanan φ açısını kontrol ederken diğeri ise dönme hareketinden kaynaklanan θ açısını kontrol etmektedir.

3.3.3 Araba Motorunun Kontrolörünün Tasarımı

Tasarıma bulanık mantıklı kontrolörün input değerlerini belirleyerek başlayacağız. Bulanık mantıklı kontrolörün input değerini sistemden geri besleme alacağımız φ açısı ve φ açısının hızını yani $d\varphi/dt$ olarak belirledik. φ açısı için oluşturulan üyelik fonksiyonları şekil 3.3.3.1'de verilmiştir. Şekil 3.3.3.2'da ise $d\varphi/dt$ için oluşturulan üyelik fonksiyonları verilmiştir.



Şekil 3. 4 ϕ açısının için oluşturulan üyelik fonksiyonları



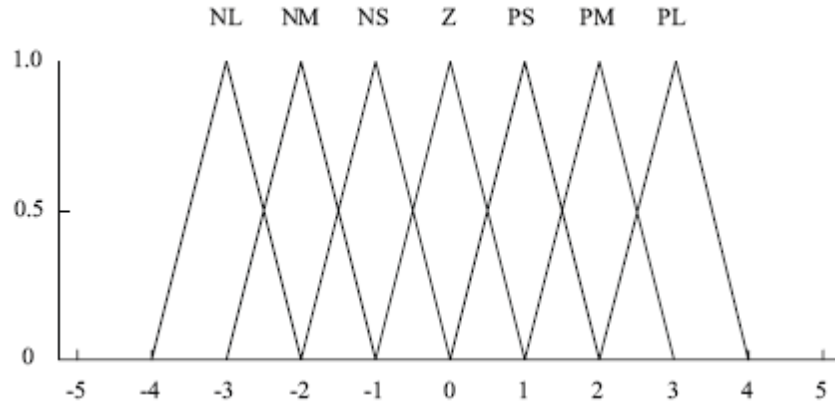
Şekil 3. 5 $d\phi/dt$ için oluşturulan üyelik fonksiyonları

Üyelik fonksiyonları oluşturulduktan sonra kural tabanı oluşturulur. Kural tabanı oluşturulurken bulanık mantıklı kontrolörün input değerleri ile output değerleri arasında durumlara göre kurallar oluşturulur. Çizelge 1'de oluşturulan kural tablosu verilmiştir.

Çizelge 1 Araba motorunun kural tabanı

		$\phi(t)$						
		PL	PM	PS	Z	NS	NM	NL
$\dot{\phi}(t)$	P	NL	NM	NS	Z	PS	PM	PL
	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z
	N	NL	NM	NS	Z	PS	PM	PL

Kural tablosuda oluşturulduktan sonra netleştirme işlemi başlar. Burada bulanık mantıklı kontrolörün inputlarının durumuna göre bulanık mantık kontrolörünün outputları belirlenir. Bu outputlar sisteme ivme değeri olarak girilir ve kuvvete dönüştürülür ve operatörün verdiği komutlarla belirli oranda birleştirilerek sisteme verilir. Şekil 3.3.3.3’de bulanık mantık kontrolöründen çıkan ivme değerlerinin üyelik fonksiyonları verilmiştir.



Şekil 3. 6 Araba ilerlemesi ivme üyelik fonksiyonları

Sisteme verilecek olan ivmeler aşağıdaki denklemde bulunan oranlarla sisteme verilir ve bu toplam ivme değeri kütle ile çarpılarak kuvvete dönüştürülerek araba motorunun sisteme uygulaması gereken kuvvet bulunur.

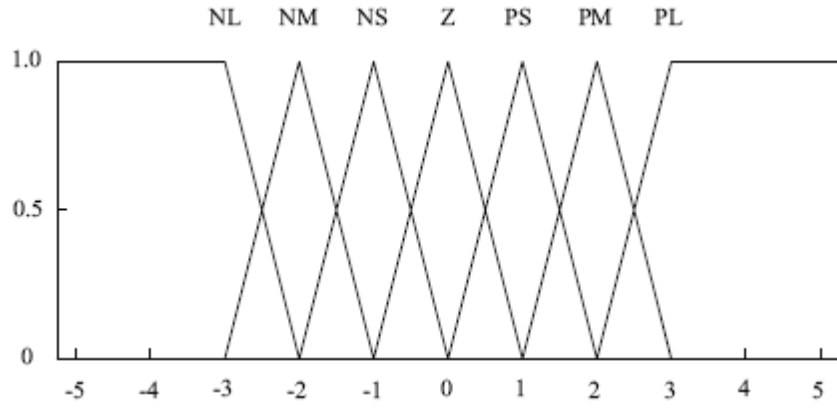
$$\ddot{x}_{motor} = 0.8 \times \ddot{x}_{operatör} + 0.2 \times \ddot{x}_{BMK}$$

3.3.4 Dönme Motorunun Kontrolörünün Tasarımı

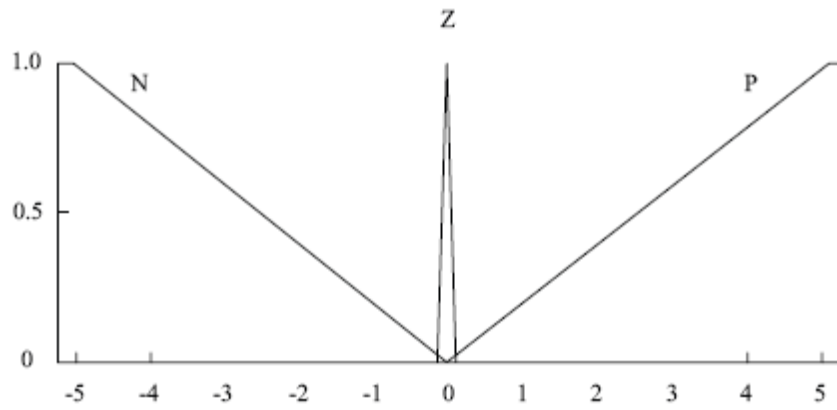
Döndürme motoru için de araba motoruna uygulanan tasarım yöntemi uygulanır. Önce bulanık mantık kontrolörünün inputları belirlenir ve üyelik fonksiyonları oluşturulur. Daha sonra kural tabanı oluşturularak bulanık mantıklı kontrolörün output çıkış değerleri bulunur ve operatörün uyguladığı komutlarla belirli oranlarla karıştırılarak döndürme motorunu uygulaması gereken kuvvet değerleri bulunur.

Bulanık mantıklı kontrolün inputları olarak dönmeden kaynaklanan açı θ ve θ 'nın hızı ($d\theta/dt$) kullanıldı ve bu değerlerin oluşturduğu durumlara göre kural tabanı yazıldı.

Aşağıdaki şekil 3.3.4.1’de ve şekil 3.3.4.2’de θ açısı ve $d\theta/dt$ için oluşturulan üyelik fonksiyonları verilmiştir.



Şekil 3. 7 θ açısı için oluşturulan üyelik fonksiyonları



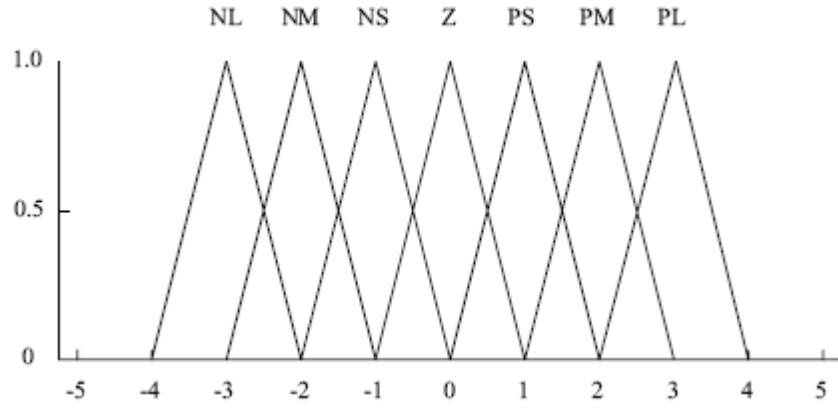
Şekil 3. 8 $d\theta/dt$ için oluşturulan üyelik fonksiyonları

Yukarıda hazırlanan input değerlerinin koşuluna göre hazırlanan kural tablosu aşağıda Çizelge 2’de verilmiştir.

Çizelge 2 Döndürme motorunun kural tabanı

		$\theta(t)$						
		PL	PM	PS	Z	NS	NM	NL
$\dot{\theta}(t)$	P	PL	PM	PS	Z	NS	NM	NL
	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z	Z
	N	PL	PM	PS	Z	NS	NM	NL

Kural tablosu da oluşturulduktan sonra netleştirme için ivme değerlerinin üyelik fonksiyonları oluşturulmuş ve şekil 3.3.4.3’de verilmiştir.



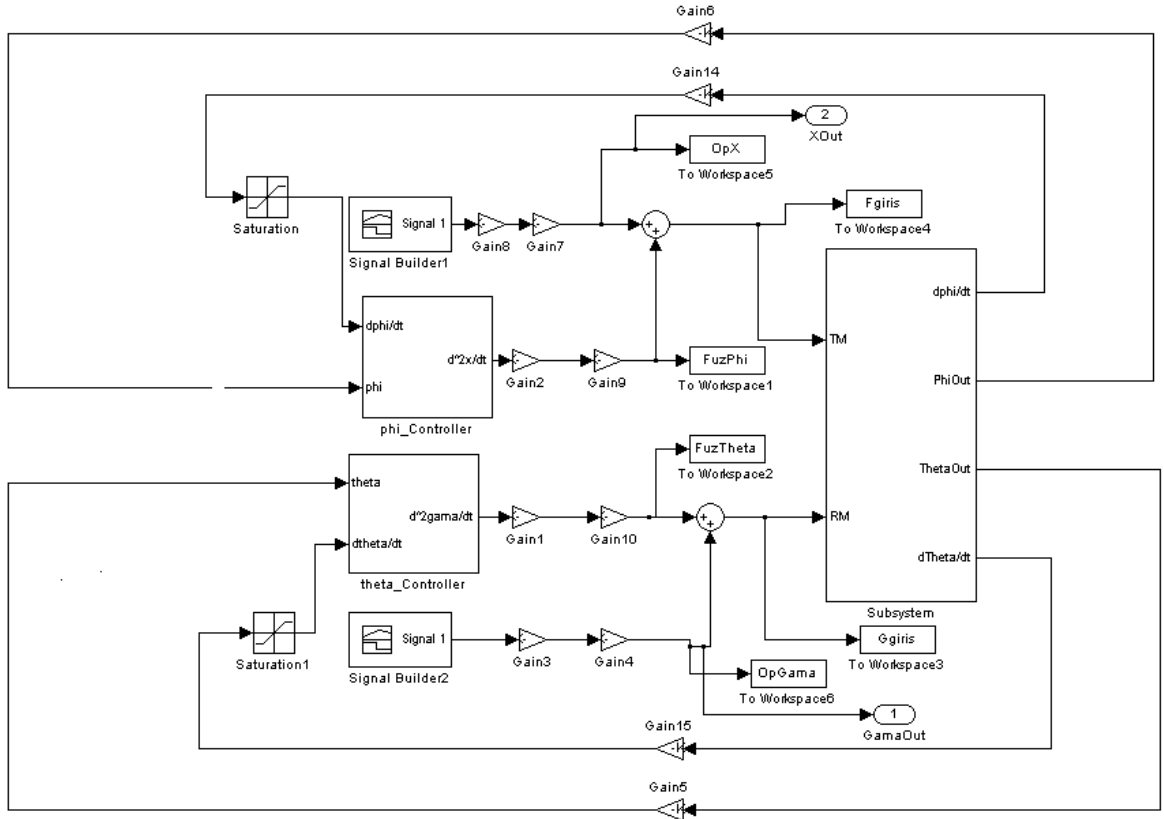
Şekil 3. 9 Dönüş ivmesi üyelik fonksiyonları

Bulanık mantıklı kontrolden çıkan ivme değerleri kütleli ataletle (J_0) çapılarak sisteme kuvvet girişi olarak verilir. Daha sonra bu değerler belirli kazançlarla çarpılır ve böylece sisteme kontrolörün ne kadar etki edeceği belirlenir. Bu oran aşağıda verilmiştir.

$$\ddot{\gamma}_{motor} = 0.6 \times \ddot{\gamma}_{operatör} + 0.4 \times \ddot{\gamma}_{BMK}$$

3.4 Simulasyon Sonuçlarının Karşılaştırılması

Simulasyon yapmak için önce *Matlab/simulink* programında bir model oluşturulmuştur. *Matlab* programının toolbox'ında bulunan "Fuzzy Block" aracından yararlanılmıştır. Daha sonra vinç modelinin katsayıları belirlenmiştir. Endüstride kullanılan vinç özelliklerinden ve standart makine, motor gibi cihazların özellikleri belirlenmiştir. Bu katsayılar ve parametreler doğrultusunda vinç modeli çalıştırılmıştır. Aşağıda şekil 3.4.1'de *Matlab/Simulink*'de oluşturulan blok diyagramı görülmektedir.



Şekil 3. 10 Matlab/Simulink blok diyagramı

Sisteme Signal Builder'larla verilen ivme değerleri; araba için kütle, döndürme için kütlelel ataletle çarpılıp kuvvete ve moment değerlerine dönüştürülmüştür. Daha sonra sisteme uygularken yukarıda bahsedilen katsayı oranlarıyla çarpılıp sisteme verilir. Sonra BMK'den gelen kuvvet değerleriyle toplanır ve sisteme uygulanır. Sistemden gelen geribesleme sinyalleri BMK'da değerlendirilir ve ona göre sistemin motorun uygulaması gereken kuvvet değerleri bulunur ve sisteme verilir. Sistemi çalıştırmak için sisteme giriş yapılan katsayılar aşağıda verilmiştir. Simulasyonlarda

kullanılan tüm değerler ekte verilen katalogtaki LIEBHERR firması tarafından üretilen LC63 modelindeki döner vincden alınmıştır.

$M=150$ kg

$m=500$ kg

$g=9.81$ m/s²

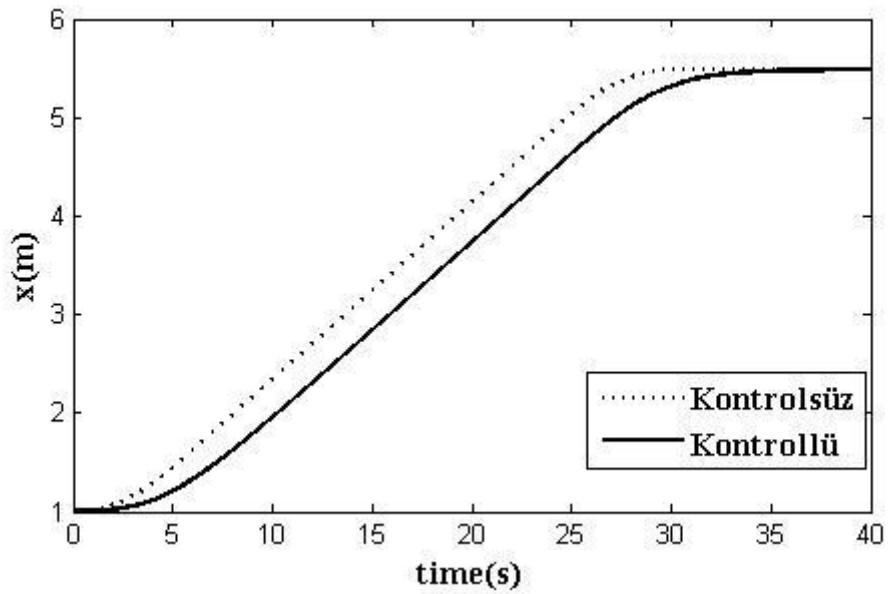
$L_0=5$ m

$C=2000$ N.s/m

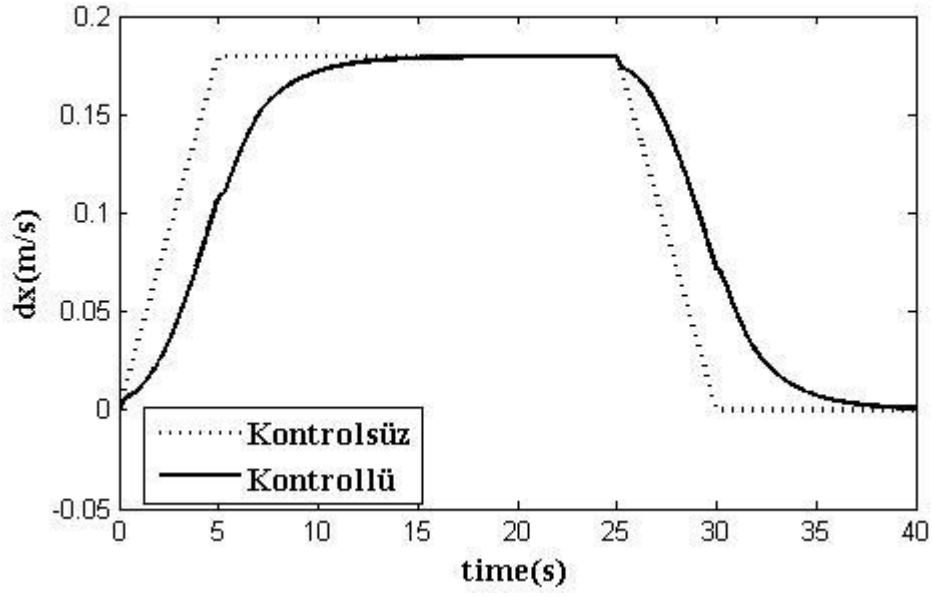
$k=2000000$ N/m

$J_0=1389010$ kgm²

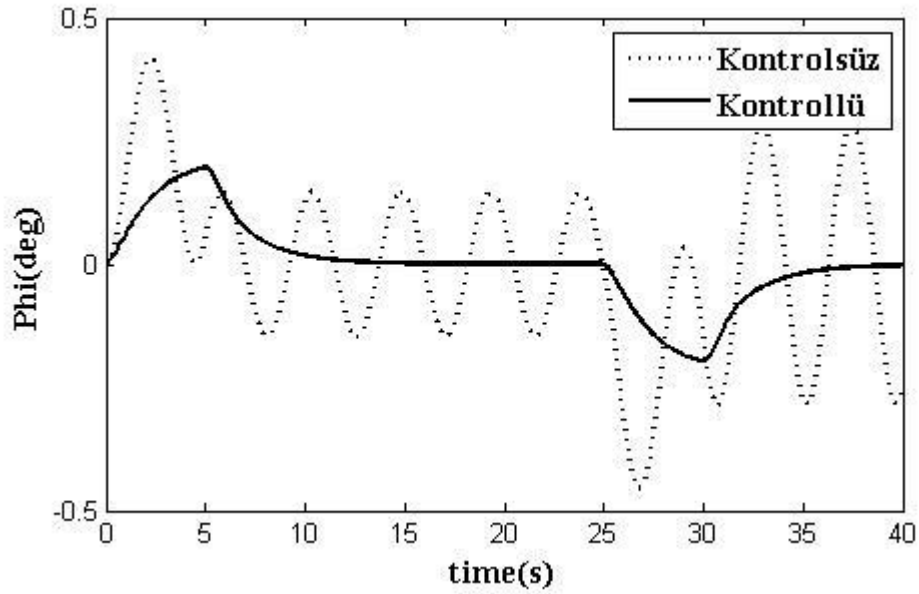
Sistemimizi önce tek hareketli olarak çalıştırdık ve simülasyon grafiklerini aldık. Önce sadece arabanın hareketinden kaynaklanan φ açısının değerlerini aldık ve kontrolsüz duruma göre karşılaştırdık. Simülasyon sonuçları aşağıda şekil 3.4 – 2’de verilmiştir.



Şekil 3. 11 Arabanın hareketi



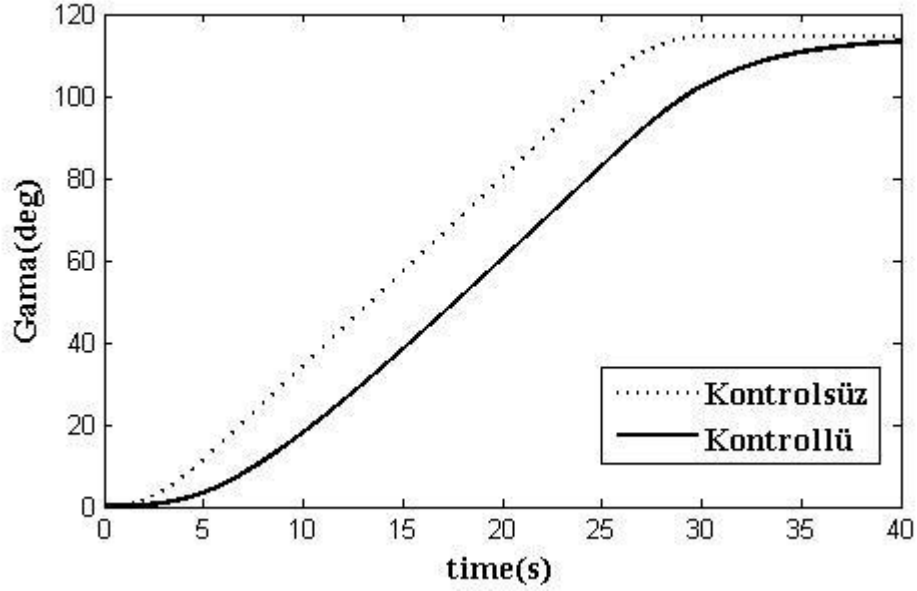
Şekil 3. 12 Arabanın hızı



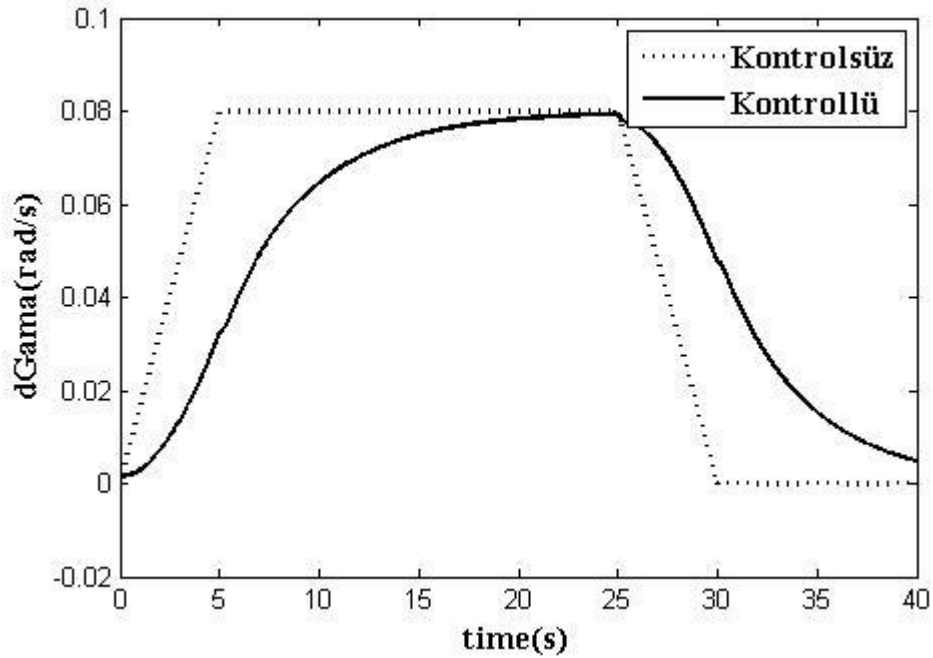
Şekil 3. 13 Arabanın hareketinden kaynaklanan φ açısı

Grafiklerde BMK'nın φ açısının başarılı bir şekilde önlendiği görülmektedir. Fakat bunu yanında konumdan kaybedilmiştir. Bunu düzeltmek içinde ayrıca bir konum kontrolü yapılması gerekmektedir. Bu çalışmanın amacı açı kontrolü olduğundan konumdaki kayıp dikkate alınmamaktadır.

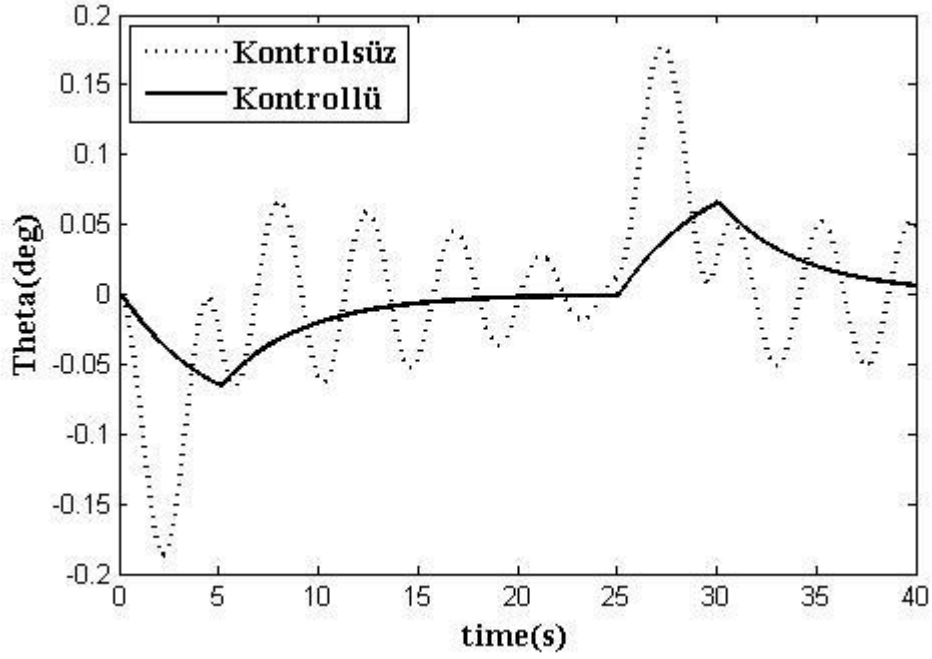
Sistemimizi aynı parametreler için sadece dönüş mekanizmasını çalıştırarak simüle ettiğimizde ise aşağıda şekil 3.4- 3'de bulunan grafikler elde edilmiştir ve bu simülasyonlar kontrolsüz durum için karşılaştırılmıştır.



Şekil Hata! Belgede belirtilen stilde metne rastlanmadı. 14 Dönme hareketi



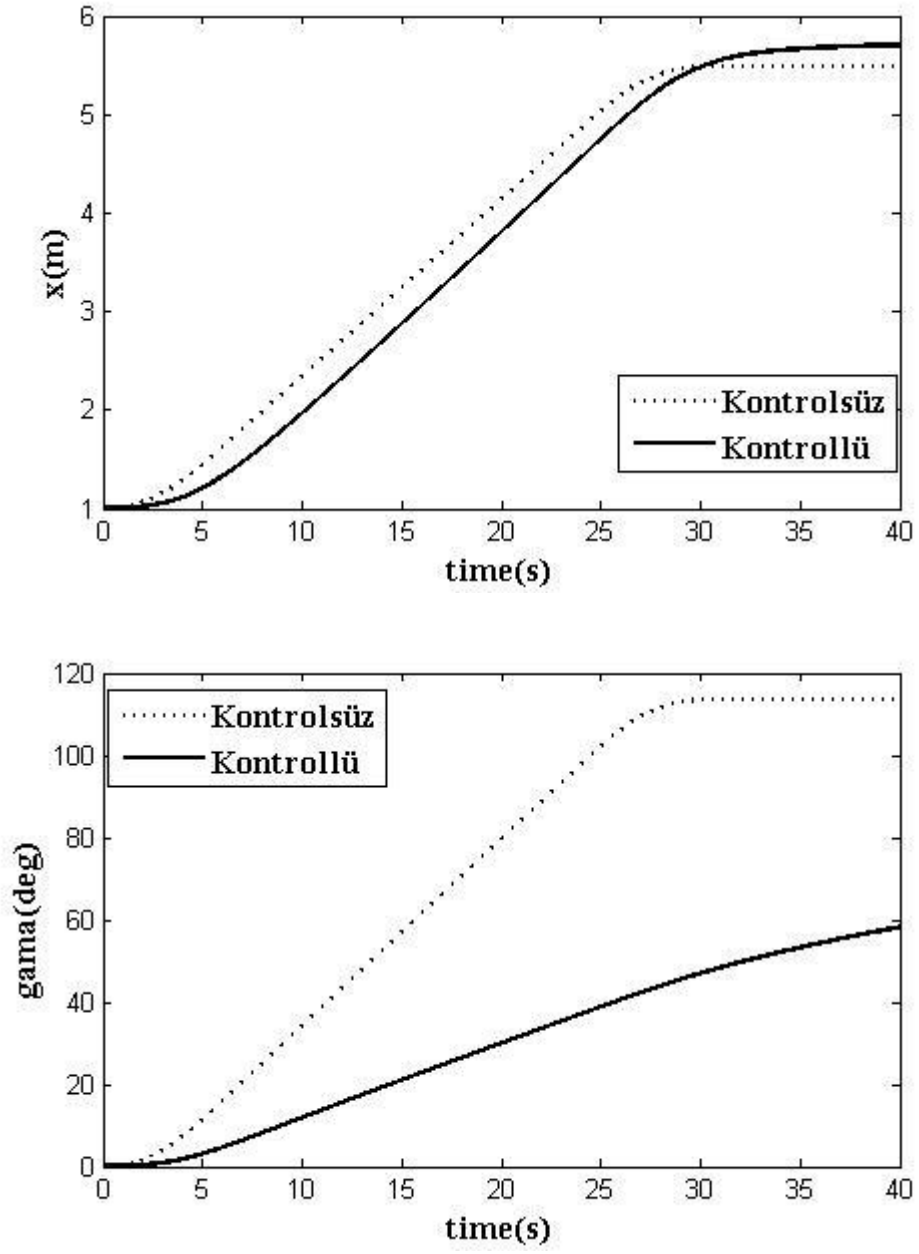
Şekil Hata! Belgede belirtilen stilde metne rastlanmadı. 15 Dönme hızı



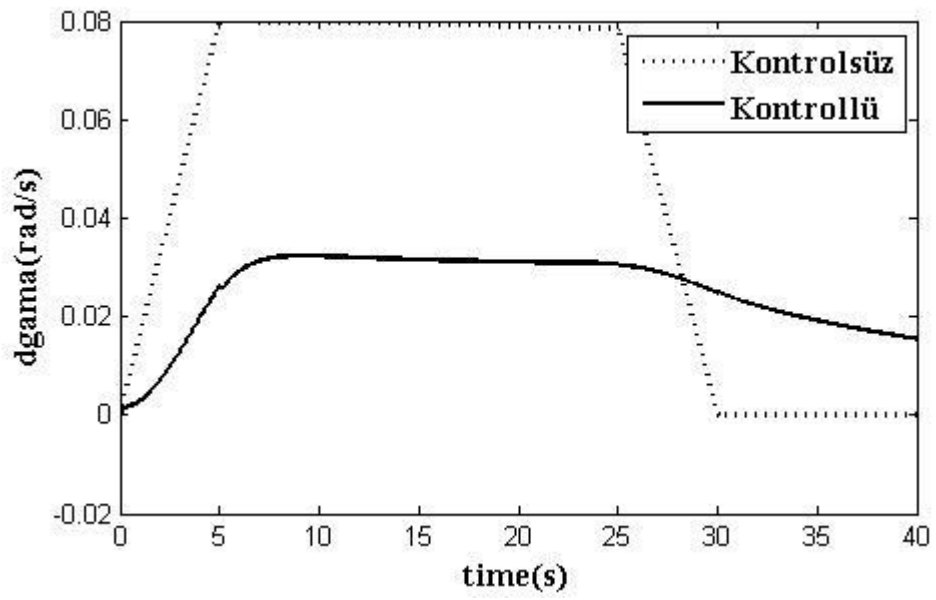
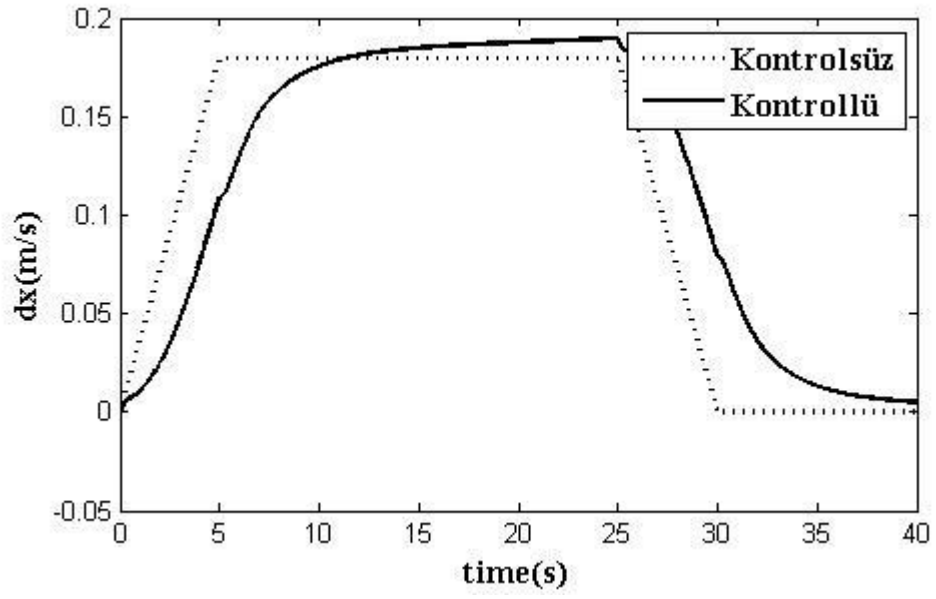
Şekil 3. 16 Dönmeden kaynaklanan θ açısı

Grafiklerde BMK'nın dönmeden kaynaklanan θ açısını başarıyla önlediği görülmektedir.

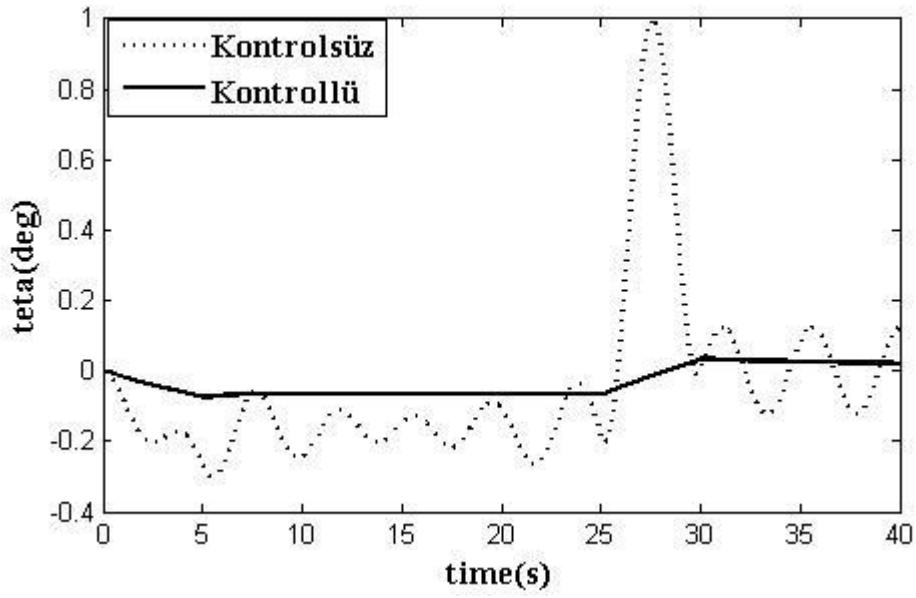
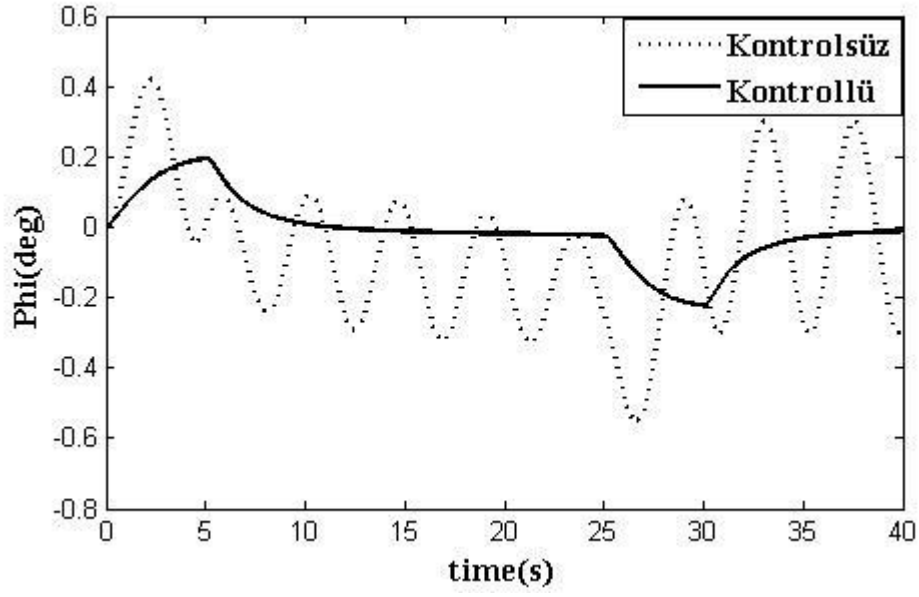
Aynı parametreler kullanılarak sistemimize bu kez hem dönme hareketi hem de ilerleme hareketi verilerek simülasyonlar yaptırılmıştır. Bu simülasyonlar aşağıda şekil 3.4.-4'de verilmiştir. Simülasyonları kontrolsüz durumla karşılaştırmak için sistemimiz düşük hızlarda çalıştırılmıştır. Çünkü daha hızlı çalıştırıldığında kontrolsüz durum rezonansa girerek çok büyük değerler almaktadır. Bu durumda karşılaştırma yapmamıza engel olmaktadır. Grafiklerde ayrıca halata gelen yükler ve halattaki uzama miktarları da gösterilmiştir. Bu yükler aynı zamanda taşıyıcı kola halattan dolayı gelen yüklerdir. Kontrollü sistemde bu yüklerin de başarıyla azaltıldığı görülmektedir.



Şekil 3. 17 Araba ve dönme hareketi

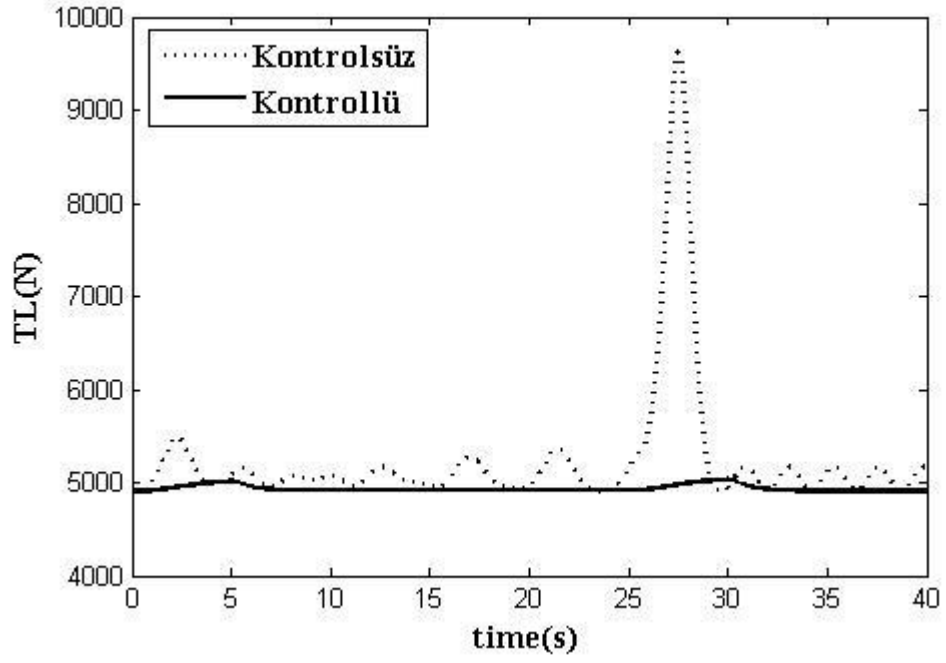


Şekil 3. 18 İlerleme ve dönme hızları

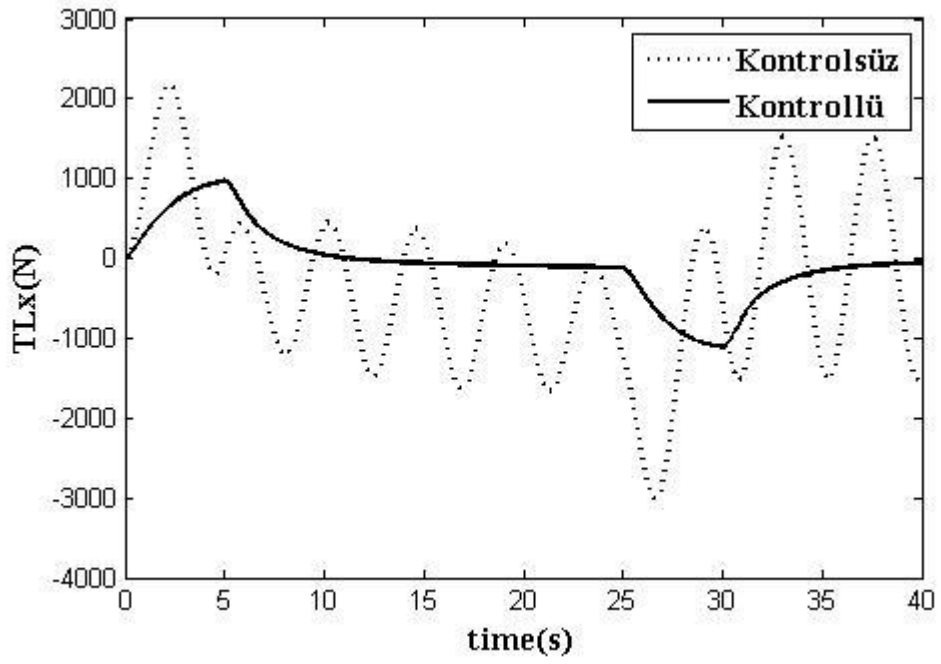


Şekil 3. 19 İlerleme ve dönme hareketinden kaynaklanan θ ve φ açıları

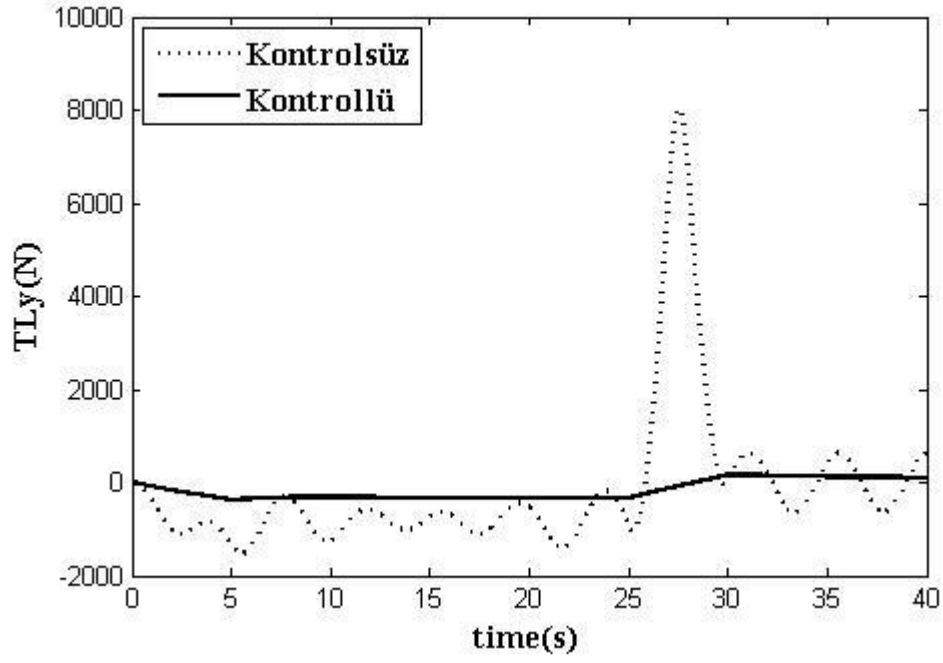
Yapılan simülasyonlarda ayrıca halata gelen yüklerde ölçülmüş ve kontrolsüz durumu karşılaştırılmıştır. Kontrolcü kullanılan simülasyonlarda açı salınımının azaltılmasıyla beraber halata gelen yüklerin de azaltığı görülmüştür. Simülasyon sonuçları aşağıda şekil 3.4-11’de verilmiştir.



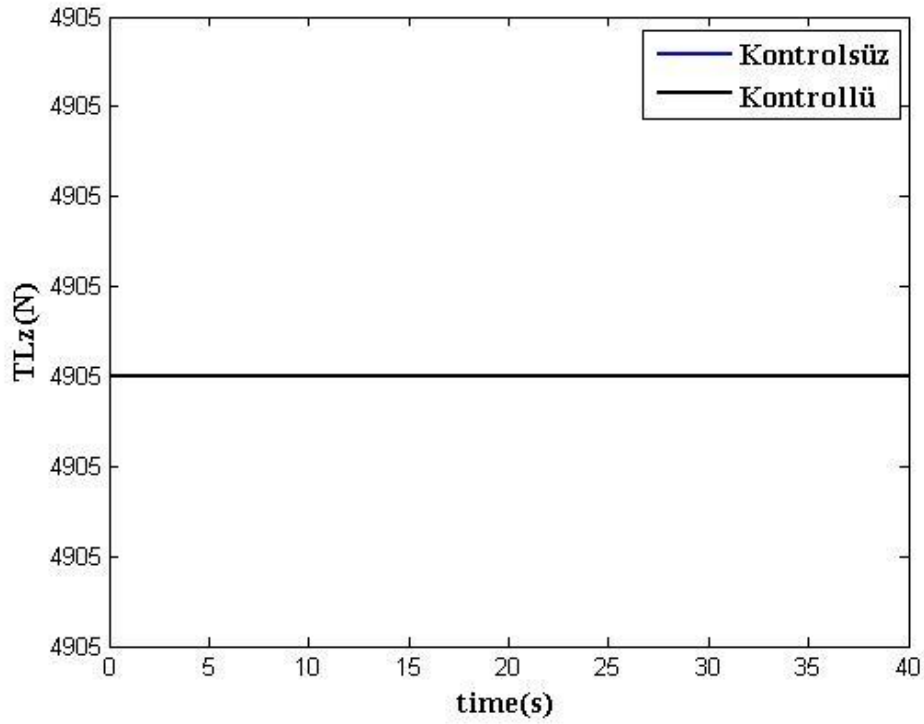
Şekil 3.20 Halatta meydana gelen toplam gerilme



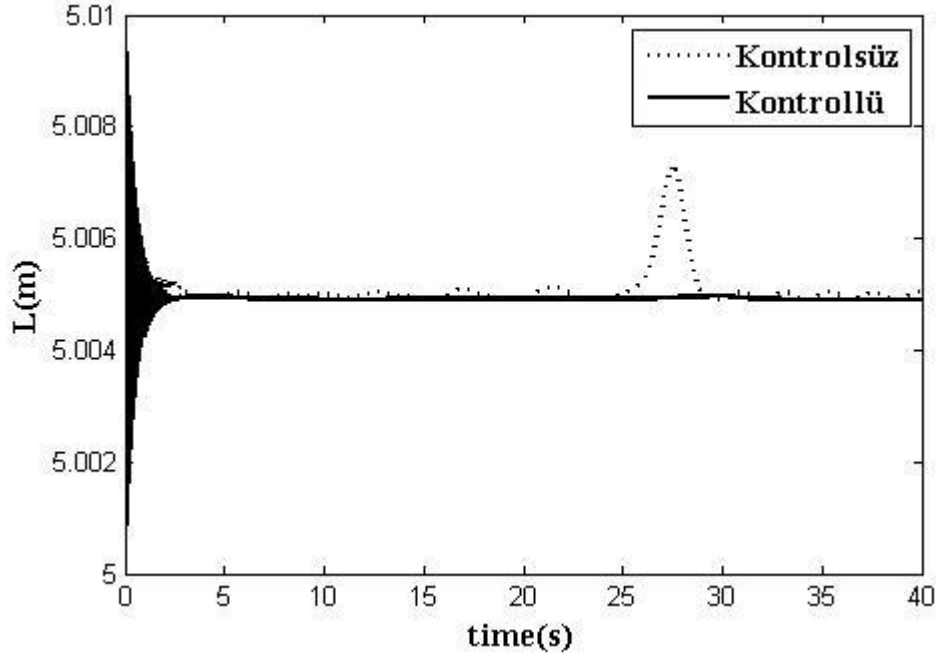
Şekil 3.21 Halatın asılı olduğu noktada meydana gelen x yönündeki kuvvet



Şekil 3.22 Halatın asılı olduğu noktada meydana gelen y yönündeki kuvvet



Şekil 3.23 Halatın asılı olduğu noktada meydana gelen z yönündeki kuvvet

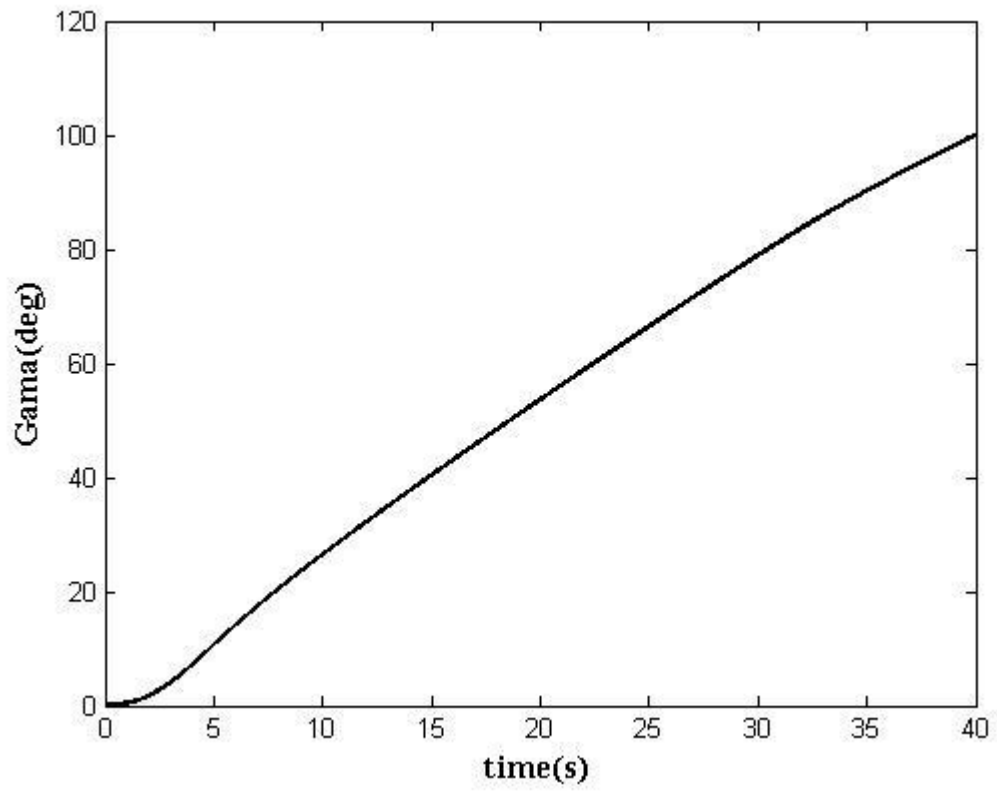
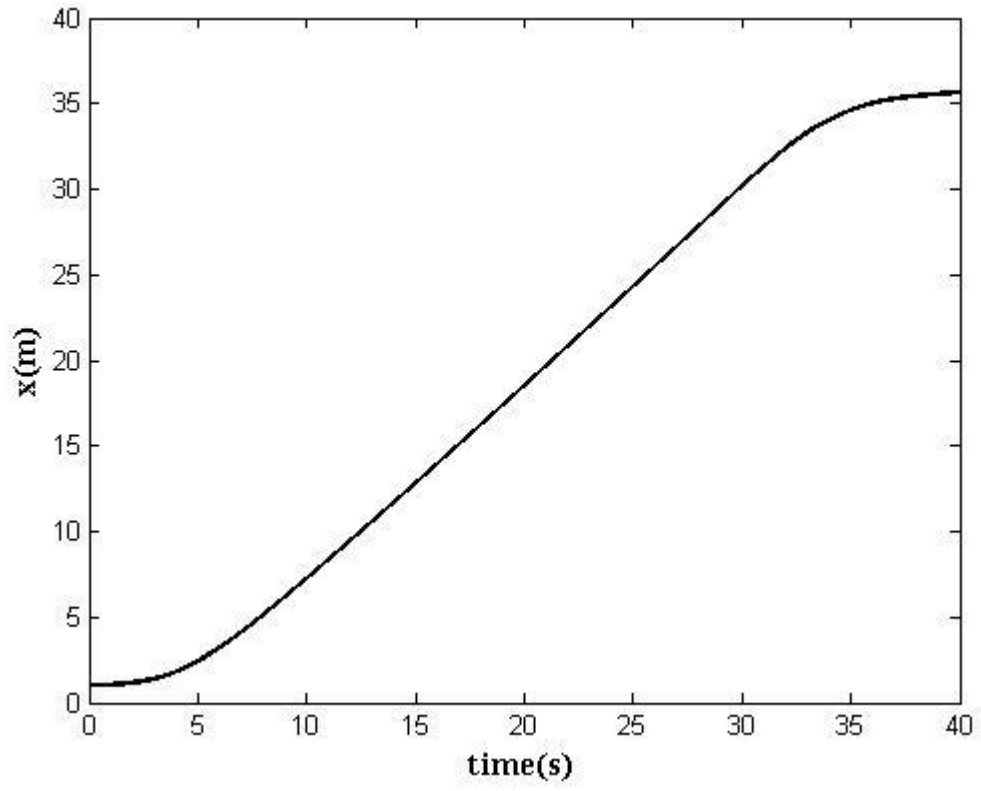


Şekil 3. 24 Halata gelen kuvvetler ve halattaki uzaman miktarı

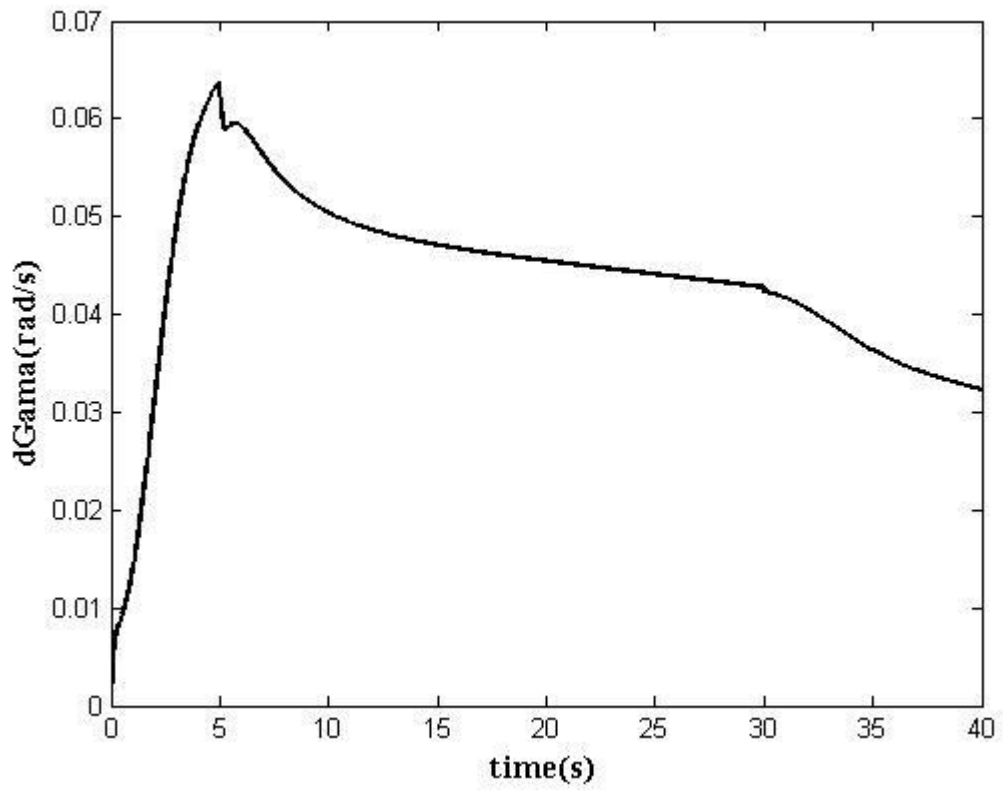
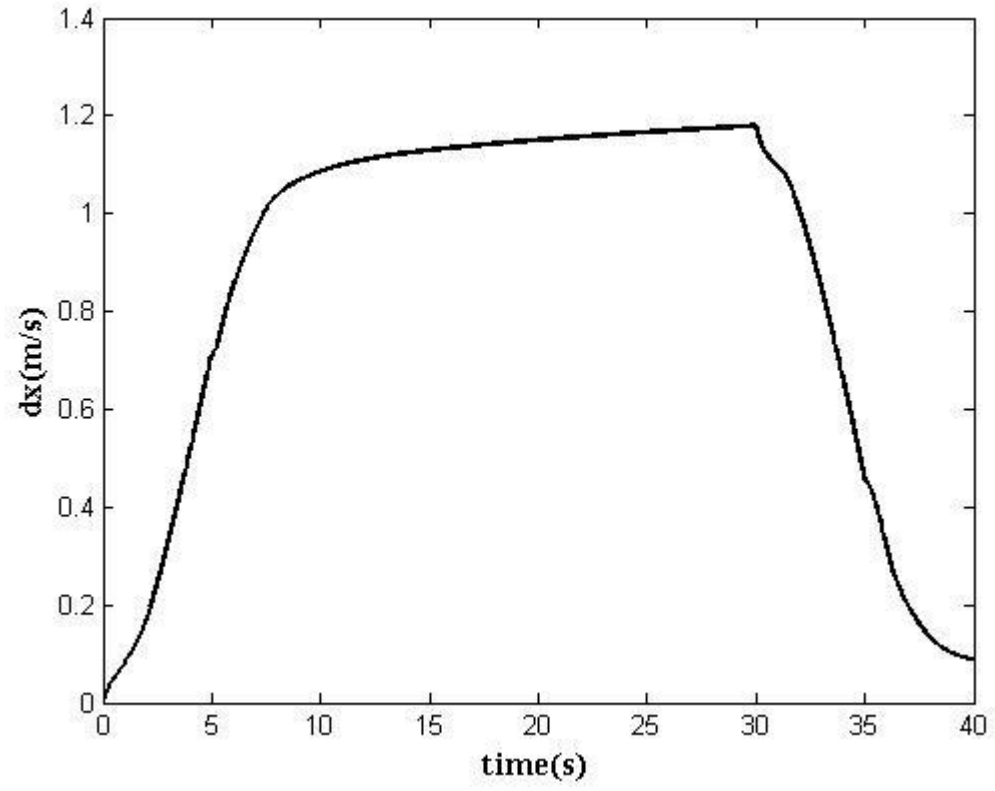
Grafikler BMK'nın, sistem hem dönerken hem de ilerleme yaparken oluşan θ ve φ açılarını başarıyla önlediğini göstermektedir.

Sonuç olarak çalışmada uygulanan BMK'nın döner vinçlerde operasyon esnasında yük salınımlarını başarıyla önleyerek vince gelen dinamik kuvvetleri azalttığı görülmektedir.

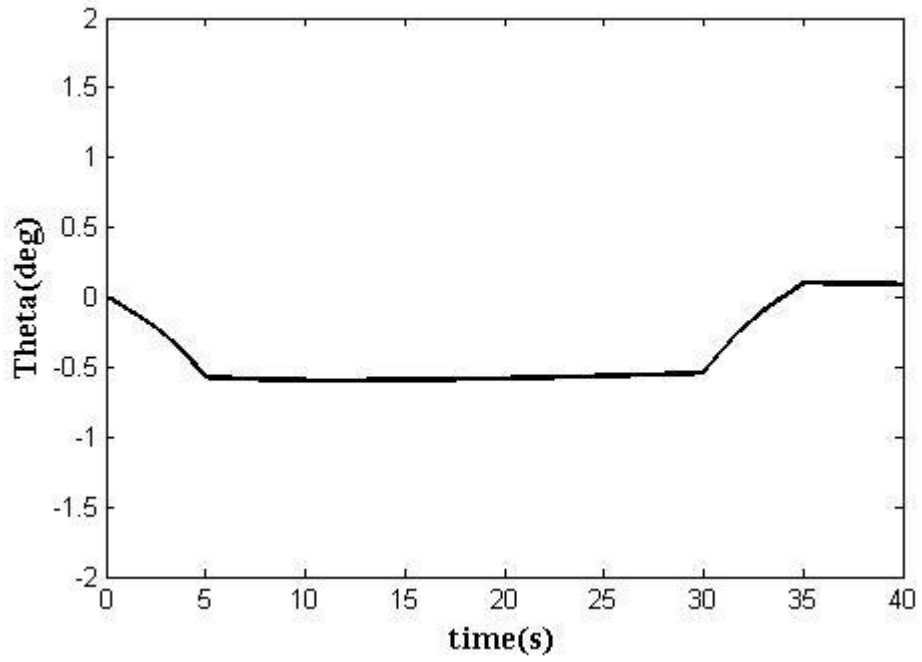
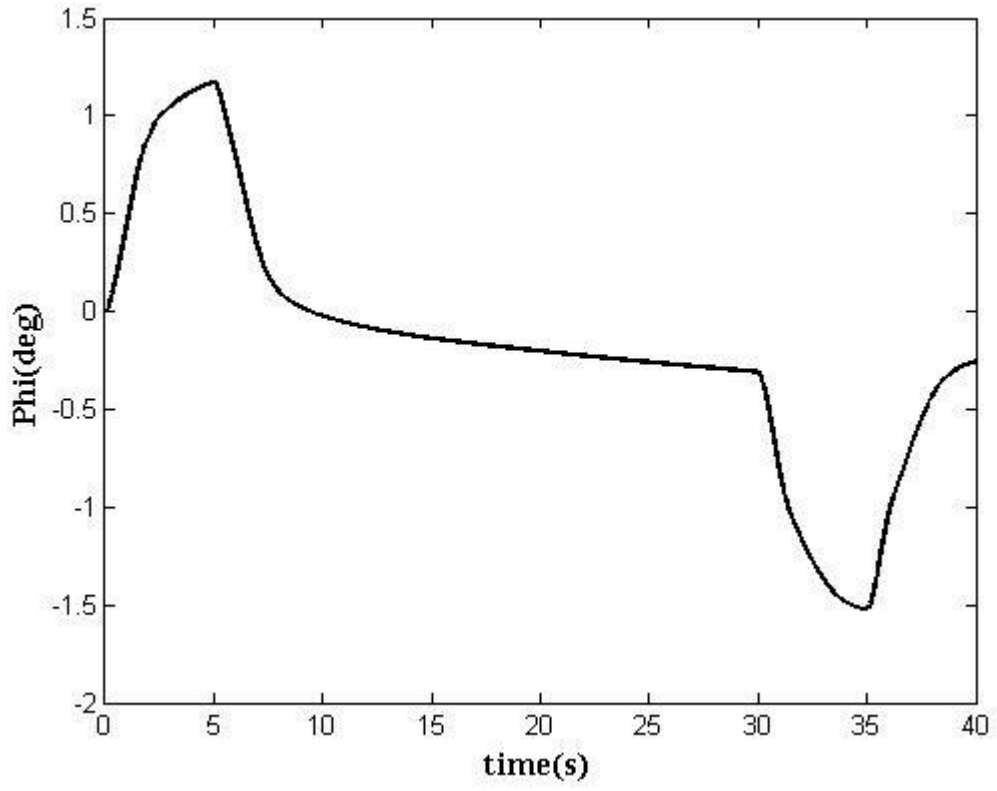
Yukarıdaki grafiklerde kontrolsüz durumla karşılaştırıldığı için yüksek hızlara çıkılamamıştır. Aşağıda verilen grafiklerde aynı parametrelerde daha yüksek hızlara çıkılmıştır.



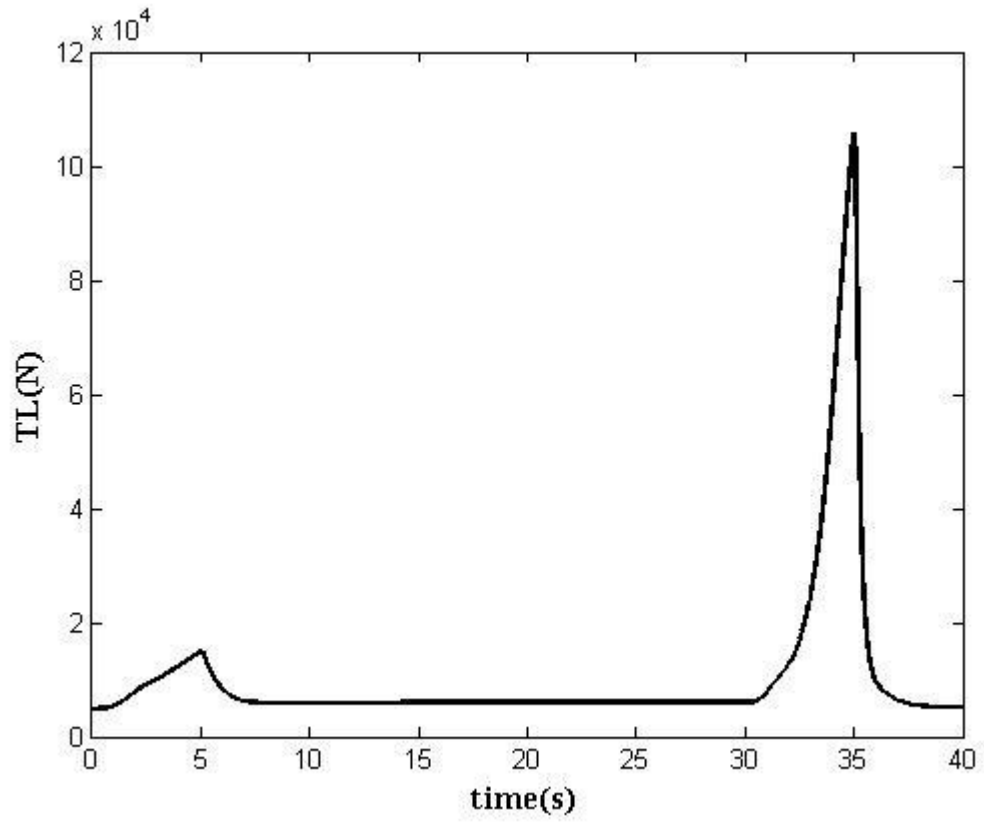
Şekil 3. 25 Arabanın ve taşıma kolunun konum grafikleri



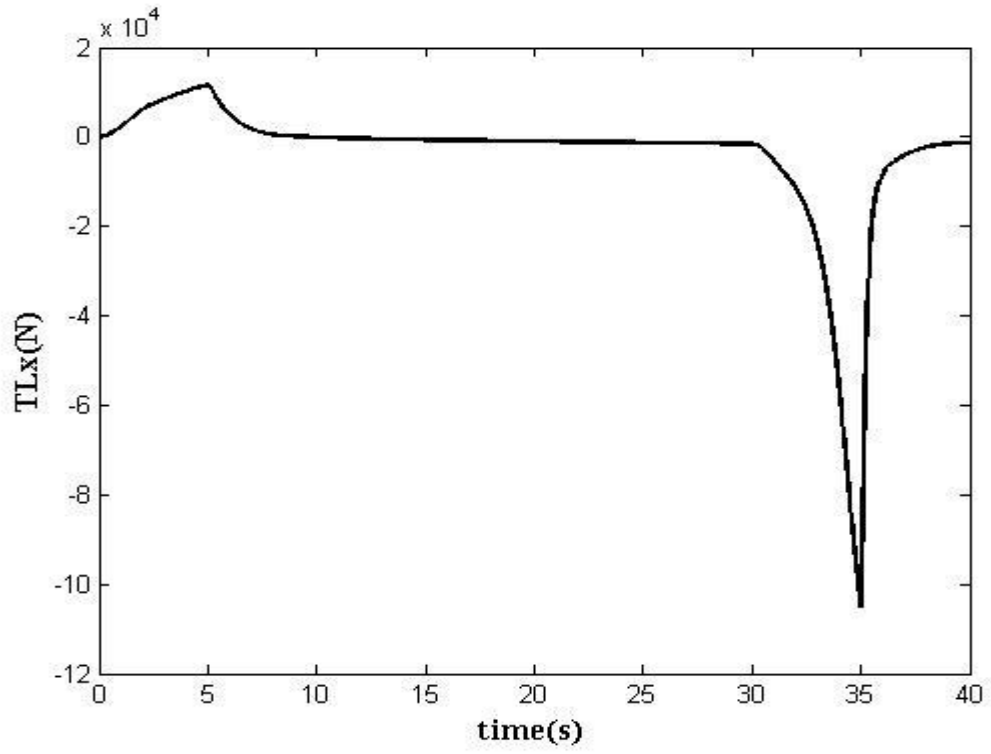
Şekil 3. 26 Arabanın ve taşıma kolunun hız grafikleri



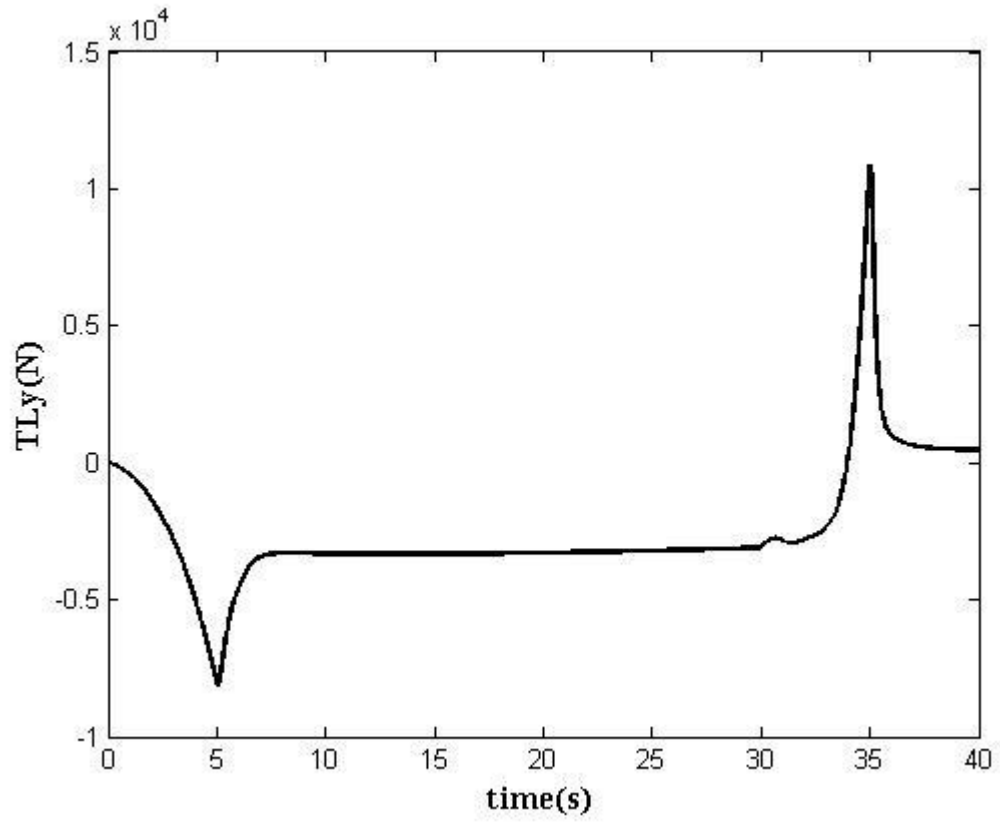
Şekil 3. 27 Halatta oluşan açılar



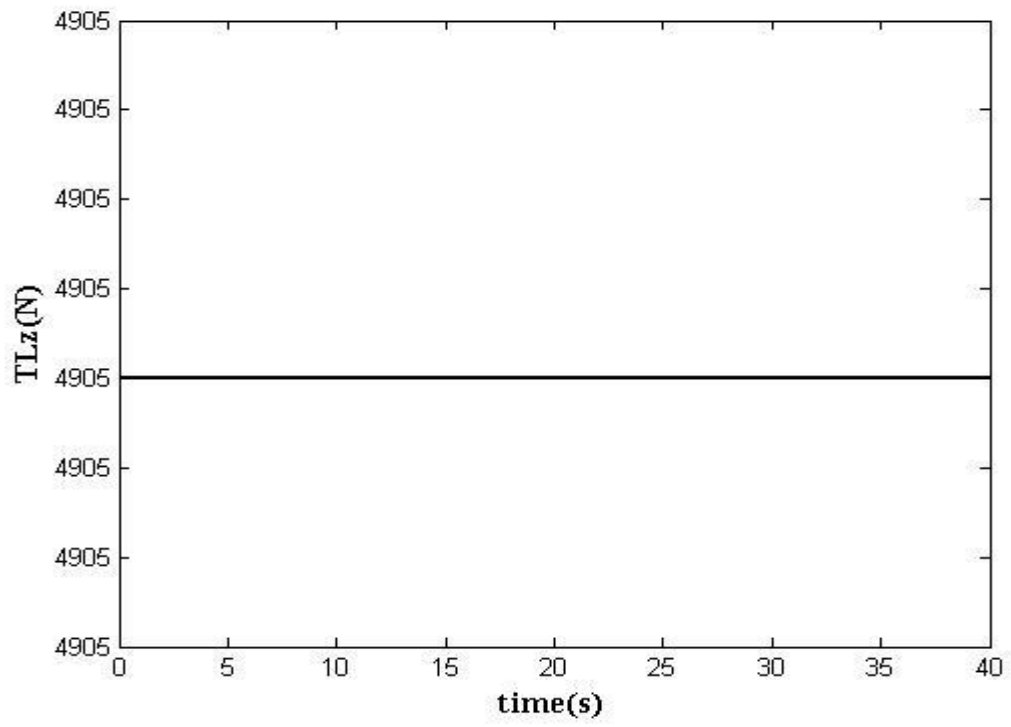
Şekil 3.28 Halatta meydana gelen toplam gerilme



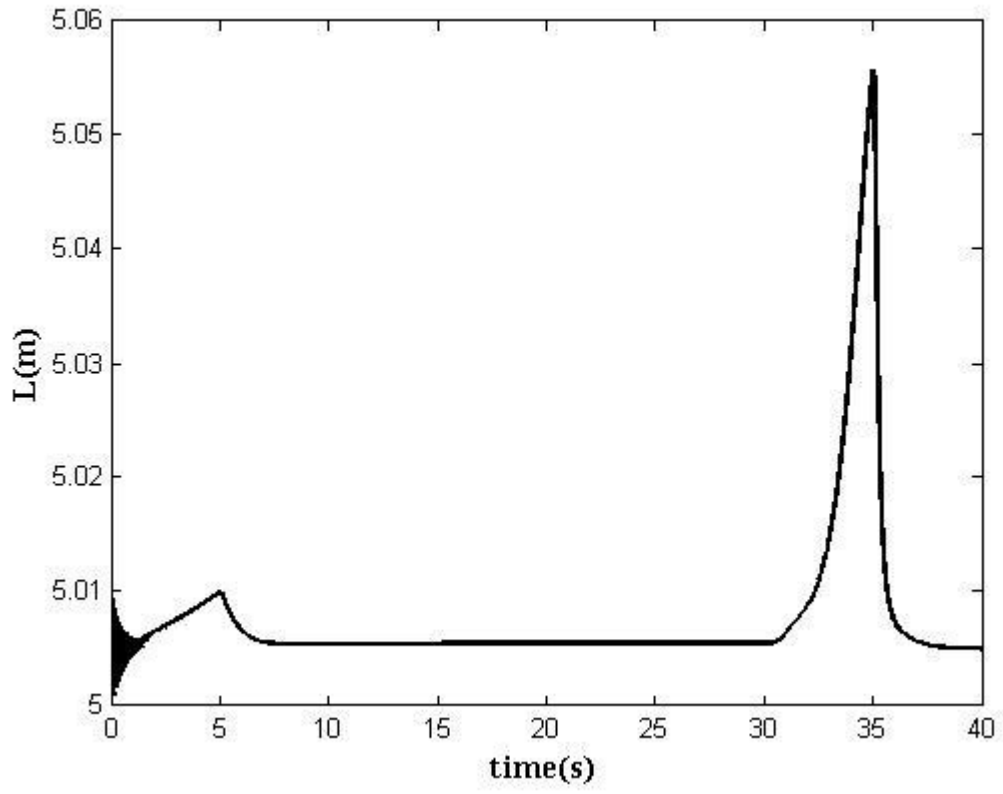
Şekil 3.29 Halatın asılı olduğu noktada meydana gelen x yönündeki kuvvet



Şekil 3.30 Halatın asılı olduğu nokta meydana gelen y yönündeki kuvvet



Şekil 3.31 Halatın asılı olduğu noktada meydana gelen z yönündeki kuvvet



Şekil 3. 32 Halatta meydana gelen kuvvetler ve halattaki uzama miktarı

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada döner vincin matematiksel modellenmesi ve yük salınımlarının kontrolü incelenmiştir. Çalışmada önce döner vinçler hakkında genel bilgiler verilmiş, matematiksel model oluşturulma yöntemlerinden bahsedilmiş ve yük salınım kontrolü hakkında yapılan çalışmalar genel olarak gözden geçirilmiştir. Ayrıca beş serbestlik dereceli bir matematiksel model oluşturulmuş ve oluşturulan bu matematiksel model kullanılarak bir bulanık mantıklı kontrolör tasarlanmıştır. *Matlab/simulink* programında oluşturulan *m-file* ve *simulink model* dosyalarıyla çeşitli durumlar için simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Aynı anda çalıştırılan kontrolsüz durum modelinin simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Simülasyon sonuçları bulanık mantıklı kontrolörün, konumdan kaybetmesine karşın yük salınımlarını engellemede başarılı olduğunu göstermiştir.

Elde edilen grafikler ve bilgiler, vinçlerde yük salınım kontrolü uygulamanın sistemdeki dinamik yükleri azalttığını böylece daha hafif ve daha hızlı vinç tasarımları yapılabileceğini ortaya koymuştur. Bundan dolayı yük salınım kontrolü uygulanan vinçlerin çalışma alanlarındaki iş hacminin artacağını kolaylıkla ön görebiliriz. Ayrıca kontrollü vinçler iş güvenliğini de arttırmaktadır. Böylece operatörden kaynaklanan vinç devrilmeleri veya yükün aşırı salınımindan kaynaklanan iş kazalarında önüne geçilebilmektedir.

Bu çalışmada kullanılan bulanık mantıklı kontrolör geliştirilmeye çok açıktır. Yurtdışında bu alanda pek çok makale yayınlanmaktadır. Bu çalışmalar incelenerek uygulanan kontrol yapıları daha iyileştirilebilir. Böylece hem iş hacmi artırılarak daha ekonomik yapılar kullanılabilir hem de iş güvenliği artırılarak can ve mal kayıpları azaltılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Abdel-Rahman, E. M., Nayfeh, A. H. Ve Masoud, Z. N.,(2001), “ Dynamics and Control of Cranes: A Review “ , Journal of Vibration and Control, 9:863-908, Sage Publications.
- [2] Omar, M. H. Ve Nayfeh, A. H. , (2003), “Gain Scheduling Feedback Control of TowerCranes with Friction Compensation “ , Journal of Vibration and Control, 10:269-289, Sage Publications.
- [3] Todd, M. D., Vohra, S. T. ve Leban, F., (1997), “Dynamical Measurements of Ship Crane Load Pendulation”, inOceans 97 MTS/IEEE: Conference Proceedings, Halifax, Canada, 2:1230-1236.
- [4] Patel, M. H., Brown, D. T. ve Witz, J. A., (1987), “Operability Analysis For a Monohull Crane Vessel”, Transaction of The Royal Institution of Naval Architects, 129:103-113.
- [5] Willemstein, A. P., Van Den Boom, J. J. ve Van Dijk, A. W., (1986), “Simulation of Offshore Heavy Lift Operations”, CADMO86: Proceedings Of The Internatinal Conference on Computer Aided Design Manufacture and Operation in The Marine and Offshore Industries Washington, DC.
- [6] Van Den Boom, J. J., Coppens, A., Dallinga, R. P. ve Pijfers, J. G. L., (1987), “Motions and Forces During Heavy Lift Operations Offshore”, Decelopments in Marine Technology, Proceedings of a Workshop on Floating Structures and Offshore Operations Wageningen, The Netherlands, 4:51-61.
- [7] Van Den Boom, J. J., Dekker, J. N. ve Dallinga, R. P., (1988), “Computer Analysis of Heavy Lift Operations”, Proceedings of The 20th Annual Offshore Technology Conference, Houston, TX, OTC 5819.
- [8] Michelsen, F. C. ve Coppens, A., (1988),”On The Uprading Of SSCV Hermod To Increase Its Lifting Capacity and The Dynamics OF Heavy-Lift Operations”, Proceedings of The 20th Annual Offshore Technology Conference, Houston, TX, OTC 5820.
- [9] Nayfeh, A. H. ve Mook, D. T., (1979), Nonlinear Oscillations, Wiley, New York.

- [10] McCormick, F. J. ve Witz, J. A., (1993), " An Investigation Into The Parametric Excitation Of Suspended Loads During Crane Vessel Operations", Underwater Technology 19(3):30-39.
- [11] Rawston, P. J. ve Blight, G. J., (1978), "Prediction Of Weather Downtime For Derrick Barges", Proceedings of The 10th Annual Offshore Technology Conference, Houston, TX, OTC 3150.
- [12] Nojiri, N. ve Sasaki, T., (1983), "Motion Characteristics Of Crane Vessels In Lifting Operation", Proceedings of The 15th Annual Offshore Technology Conference, Houston, TX, OTC 4603.
- [13] Brkic, A. D., Totic, S. B., Ostric, D. Z. ve Zrnic, N. D., (1998), "Influence Of Load Swinging To The Dynamic Behaviour Of Tower Crane", TEHNO 98: Proceedings Of The Conference Of Manufacturing Engineering, Timisoara, Romania, 581-588.
- [14] Jerman, B., Podrzaj, P. Ve Kramar, J., (2004), "An Investigation of Slewing-crane Dynamics During Slewing Motion-development and Verification of a Mathematical Model", International Journal of Mechanical Science, 46:729-750.
- [15] Wei, L., Zhixin, W., Baoliang, Q., Shijun, S., Caishan, L., (1993), "The mathematical model of the Load vibration-sway on fixed type tower cranes", Modeling, Measurement & Control B: Solid & Fluid Mechanics & Thermics, Mechanical Systems, Robotics, Civil Engineering, 51(3):1-12.
- [16] Lau, WSM. ve Low, KH., (1994) "Motion analysis of suspended mass attached to a crane", Computers and Structures, 52(1):169-78.
- [17] Sato, K. ve Sakawa, Y., (1988), "Modeling And Control Of A Flexible Rotary Crane", Internatinal Journal Of Control, 48(5):2085-2105.
- [18] Yoshimoto, T. ve Sakawa, Y.,(1989), "Modeling and control of a rotary crane with a Jexible joint", Optimal Control Applications and Methods, 10:21-38.
- [19] Moustafa, KAF., (1994), "Feedback control of overhead cranes swing with variable rope length", Proceedings of the American Control Conference, 1:691-695.
- [20] d'Andrea-Novet, B., Boustany, F. ve Conrad, F., (1990), "Control of An Overhead Crane: Stabilization of Flexibilities", Boundary Control and Boundary Variation: Proceedings of the IFIP WG 7.2 Confrence, Sophia Antipolis, France, 1-26
- [21] d'Andrea-Novet, B., Boustany, F., Conrad, F. ve Rao, B. P.,(1994), " Feedback Stabilization of Hybrid PDE-ODE System: Application to an Overhead Crane", Mathematics of Control, Signal and System, 7:1-22.
- [22] Joshi, S. Ve Rahn, C. D., (1995), "Position Control of a flexible Cable Gantry Crane: Theory and Experiment", Proceedings of the American Control Conference, Seattle, WA, 2820-2824.
- [23] Martindale, S. C., Dawson, D. M., Zhu, J. ve Rahn, C. D., (1995), "Approximate Nonlinear Control For a Two Degree of Freedom Ovearhead Crane: Theory and Experimentation", Proceedings of the American Control Conference, Seattle, WA, 301-305.

- [24] Rahn, C. D., Zhang, F., Joshi, S. ve Dawson, D. M., (1999), "Asymptotically Stabilizing Angle Feedback For A Flexible Cable Gantry Crane", *Journal of Dynamic System, Measurement and Control*, 121:563-566.
- [25] Miles, J. W., (1962), "Stability of Forced Oscillations Of A Spherical Pendulum", *Quarterly Applied Mathematics*, 20:21-32.
- [26] Miles, J. W., (1984), "Resonant Motion Of A Spherical Pendulum", *Physica D*, 11: 309-323.
- [27] Chin, C. ve Nayfeh, A. H., (1996), "Nonlinear Dynamics Of Crane Operation At Sea", *Proceedings of The 37th Structures, Structural Dynamics ve Materials Conference*, Salt Lake City, UT, AIAA-96-1485.
- [28] Chin, C., Nayfeh, A. H. ve Abdel-Rahman, E., (2001), "Nonlinear Dynamics Of A Boom Crane", *Journal of Vibration and Control*, 7:199-220.
- [29] Chin, C., Nayfeh, A. H. ve Mook, D. T., (1998), "Dynamics And Control Of Ship-Mounted Cranes", *Proceedings of The 39th Structures, Structural Dynamics ve Materials Conference*, Long Beach, CA, AIAA-98-1731.
- [30] Abdel-Rahman, E. M. ve Nayfeh, A. H., (2000), "Cargo-Pendulation Reduction In Boom Cranes Via Cable-Length Manipulation", *Proceedings of The 41th Structures, Structural Dynamics ve Materials Conference*, Atlanta, GA, AIAA-2000-1541.
- [31] Elling, R. E. ve McClinton, A. T., (1973), "Dynamic Loading Of Shipboard Cranes", *IEEE Internatinal Conference on Engineering In The Ocean Envirament* Ocean 73, Seattle, W, 174-177.
- [32] Greenwood, D. T., (1988), *Principles Of Dynamics*, Prentice-Hall, New Jersey.
- [33] Jones, J. F. ve Petterson, B. J., (1988), "Oscillation Dampen Movement Of Suspended Objects", *Proceedings of the IEEE Internatinal Conference On Robotics and Automation Philadelphia, PA*, 2:956-962.
- [34] Auernig, J. W. ve Troger, H., (1987), "Time Optimal Control Of Overhead Cranes With Hoisting Of The Load", *Automatic*, 23(4):437-447.
- [35] Moustafa, K. A. F. ve Ebeid, A. M., (1988), "Nonlinear Modeling And Control Of Overhead Crane Load Sway", *Journal of Dynamic Systems, Measurement And Control*, 110:266-271.
- [36] Ebeid, A. M., Moustafa, K. A. F. ve Emara-Shabaik, H. E., (1992), "Electromechanical Modelling Of Overhead Cranes", *Internatinal Journal Of Systems Science*, 23(12):2155-2169.
- [37] Zrnic, N., Ostric, D. ve Brkic, A., (1997), "Mathematical Modeling Of Gantry Cranes", *Bulletins For Applied And Computing Mathematics LXXXI-A(1312)*, 185-194.
- [38] Zrnic, N., Petcovic, Z. D., Ostric, D. ve Brkic, A., (1998), "On A Method For Defining Horizontal Forces Of Gantry Cranes", *TEHNO 98: Proceedings Of Conference Of Manufacturing Engineering*, Timisoara, Romania, 573-580.

- [39] Parker, G. G., Petterson, B., Dohrmann, C. R. ve Robinett, R. D., (1995a), "Vibration Suppression Of Fixed-Time Jib Crane Maneuvers", Proceedings Of The SPIE Symposium On Smart Structure And Materials San Diego, CA, 2447:131-140.
- [40] Parker, G. G., Petterson, B., Dohrmann, C. R. ve Robinett, R. D., (1995b), "Command Shaping For Residual Vibration Free Crane Maneuvers", Proceedings Of The American Control Conference, Seattle, W, 934-938.
- [41] Parker, G. G., Robinett, R. D., Driessen, B. J. ve Dohrmann, C. R., (1996), "Operator In-The-Loop Control Of Rotary Cranes", Proceedings Of The SPIE Symposium On Smart Structure And Materials San Diego, CA, 2721:364-372.
- [42] Ito, H. Senda, Y. ve Fujimoto, H., (1978), "Dynamic Behavior Of A Load Lifted By Mobile Construction-Type Crane", Bulletin of Japanese Society of Mechanical Engineers, 21(154):600-608.
- [43] Sakawa, Y. ve Nakazumi, A., (1985), "Modeling And Control Of A Rotary Crane", Journal of Dynamic Systems, Measurement And Control, 107:200-206.
- [44] Souissi, R. ve Koivo, A. J., (1992), "Modeling And Control Of A Rotary Crane For Swing-Free Transport Of Payloads", Proceedings Of The 1st IEEE Conference On Control Applications Dayton, OH, 2:782-787.
- [45] Witz, J. A., (1995), "Parametric Excitation Of Crane Loads In Moderate Sea States", Ocean Engineering, 22(4):411-420.
- [46] Schellin, T. E., Sharma, S. D. ve Jiang T., (1989), "Crane Ship Response To Regular Waves: Linearized Frequency Domain Analysis And Nonlinear Time Domain Simulation", Proceedings Of The 8th Internatinal Conference On Offshor Mechanics And Arctic Engineerng The Hague, The Netherlends, 2: 627-635.
- [47] Schellin, T. E., Jiang T. ve Sharma, S. D., (1991), "Crane Ship Response To Wave Groups", Journal Of Offshore Mechanics And Arctic Engineering, 113:211-218.
- [48] Posiadala, B., Skalmierski, B. ve Tomski, L., (1990), "Motion Of The Lifted Load Brought By A Kinematic Forcing Of The Crane Telescopic Boom", Mechanism And Machine Theory, 25(5):547-556.
- [49] Posiadala, B., Skalmierski, B. ve Tomski, L., (1991), "Vibration Of Load Lifted By A Truck Crane With Consideration Of Physical Properties Of Rope", Machine Dynamic Problems, 2:85-104.
- [50] Posiadala, B., (1997), "Effect Of Vibration In Hoist System On Dynamics Of Truck Crane", Zeitschriest Fur Angewandte Mathematik Und Mechanik 76-S5, 403-404.
- [51] Posiadala, B., 1997, "Influence Of Crane Support System On Motion Of The Lifted Load", Mechanism And Machine Theory, 32(1):9-20.
- [52] Koscielny, R. ve Wojciech, S., (1994), "Nonlinear Vibration Of The Subsystem In Various Media Conditions", Structural Dynamics And Vibration, 63:47-52.
- [53] Osinski, M. ve Wojciech, S., (1994), "Dynamics Of Hositing Appliances In Maritime Conditions", Machine Vibration, 3:76-84.

- [54] Kral, R. ve Kreuzer, E.,(1995), "Dynamics Of Crane Ships", Proceedings Of International Conference On Applied Dynamics, Hanoi, Vietnam, 49-55.
- [55] Kral, R., Kreuzer, E. ve Wilmers, C., (1996), "Nonlinear Oscillations Of A Crane Ship", Zeitschrift Fur Angewandte Mathematik Und Mechanik 76-S4, 5-8.
- [56] Lewis, D., Parker, G. G., Driessen, B. ve Robinette, R. D., (1998), "Command Shapping Control Of An Operator-In-The-Loop Boom Crane", Proceedings Of The American Control Confrence, Philadelphia, PA, 5:2643-2647.
- [57] Lewis, D., Parker, G. G., Driessen, B. ve Robinette, R. D., (1999), "Comprasion OF Command Shaping Controllers For Suppressing Payload Sway In A Rotary Boom Crane", Proceedings Of The IEEE Internetal Conference On Control Applications, Kohal Coast, HI, 1:719-724.
- [58] Parker, G. G., Groom, K., Hurtado, J. E., Feddema, J., Robinette, R. D. ve Leban, F., (1999a), " Experimental Verification Of A Command Shaping Boom Crane Control System", Proceedings Of The American Control Conference, San Diego, CA, 1:86-90.
- [59] Parker, G. G., Groom, K., Hurtado, J. E., Robinette, R. D. ve Leban, F., (1999b), "Command Shaping Boom Crane Control System With Nonlinear Inputs", Proceedings Of The IEEE Internatinal Conference On Control Applications Kohala Coast, HI, 2:1774-1778.
- [60] Towarek, Z., (1998), "The Dynamic Stability Of A Crane Standing On Soil During The Rotation Of The Boom", International Journal Of Mechanical Sciences 40(6), 557-574.
- [61] Jerman, B. (2006)," An Enhanced Mathematical Model For Investigating The Dynamic Loading of a Slewing Crane", Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers, Apr 2006 220,C4;ProQuest Science Journals, 421.
- [62] Gustafsson, T.,(1995), "Modelling and control of a rotary crane", Proceedings of the 3rd European Control Conference:ECC 95, Roma, Italy, 3805-3810.
- [63] Osinski, M. and Wojciech, S.,(1998), "Application of nonlinear optimisation methods to input shaping of the hoist drive of an offshore crane", Nonlinear Dynamics17, 369-386.
- [64] Alsop, C. F., Forster, G. A., and Holmes, F. R., (1965), "Ore unloader automation - A feasibility study", Proceedingsof IFAC Workshop on Systems Engineering for Control Systems, Tokyo, Japan, 295-305.
- [65] Carbon, L.,(1976), "Automation of grab cranes", Siemens Review XLIII(2), 80-85.
- [66] Alzinger, E. and Brozovic, V.,(1983), "Automation and control system for grab cranes", Brown Boveri Review 7(9/10), 351-356.
- [67] Hazlerigg, A. D. G.,(1972), "Automatic control of crane operations", Proceedings of the IFAC 5th World Congress Vol. 1, Paris, France, 11-3.
- [68] Kuntze, H.-B. and Strobel, H.,(1975), "A contribution to adaptive time-optimal crane control", Proceedings of theIFAC 6th World Congress Boston, MA, 3:4-5

- [69] Yamada, S., Fujikawa, H., and Matsumoto, K., (1983), "Suboptimal control of the roof crane by using the microcomputer", Proceedings of the Conference on Industrial Electronics: IECON 83, San Francisco, CA, 323-328.
- [70] Noakes, M. W. and Jansen, J. F.,(1990), "Shaping inputs to reduce vibration for suspended payloads", Proceedings of the 4th ANS Topical Meeting on Robotics and Remote Systems, Albuquerque, NM, 141-150.
- [71] Noakes, M. W. and Jansen, J. F.,(1992), "Generalized inputs for damped-vibration control of suspended payloads", Robotics and Autonomous Systems 10(2), 199-205.
- [72] Dadone, P. and VanLandingham, H. F.,(2001), "Load transfer control for a gantry crane with arbitrary delay constraints", Journal of Vibration and Control 7, in press.
- [73] Starr, G. P.,(1985), "Swing-free transport of suspended objects with a path-controlled robot manipulator", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 107:97-100.
- [74] Strip, D. R.,(1989), "Swing-free transport of suspended objects: a general treatment", IEEE Transactions on Robotics and Automation 5(2), 234-236.
- [75] Karnopp, B. H., Fisher, F. E., and Yoon, B. O., (1992), "A strategy for moving a mass from one point to another", Journal of the Franklin Institute, 329(5):881-892.
- [76] Kress, R. L., Jansen, J. F., and Noakes, M. W., (1994), "Experimental implementation of a robust damped-oscillation control algorithm on a full-sized, two-degree-of-freedom, AC induction motor-driven crane", Proceedings of the 5th International Symposium on Robotics and Manufacturing: Research, Education, and Applications: ISRAM 94, Maui, HI, 585-592.
- [77] Field, J. A.,(1961), "The optimization of the performance of an ore bridge", Transactions of the Engineering Institute of Canada, 5(3): 163-169.
- [78] Beeston, J. W.,(1969), "Closed-loop time optimal control of a suspended load: A design study", Proceedings of the IFAC 4th World Congress, Warsaw, Poland, Paper No 39.5, 85-99.
- [79] Manson, G. A.,(1982), "Time-optimal control of an overhead crane model", Optimal Control Applications and Methods 3, 115-120.
- [80] Karihaloo, B. L. and Parbery, R. D.,(1982), "Optimal control of dynamical system representing a gantry crane", Journal of Optimization Theory and Applications 36(3), 409-417.
- [81] Sakawa, Y. and Shindo, Y.,(1982), "Optimal control of container cranes", Automatica 18(3), 257-266.
- [82] Sakawa, Y., Shindo, Y., and Hashimoto, Y., (1981), "Optimal control of a rotary crane", Journal of Optimization Theory and Applications 35(4), 535-557.
- [83] Kimiaghali, B., Homaifar, A., and Bikdash, M., (1998c), "Using genetic algorithms for optimal crane control", Proceeding of the NASA University

Research Centers Huntsville, AL, 1: 600-605.

- [84] Kimiaghali, B., Homaifar, A., Bikdash, M., and Dozier, G., (1999b), "Genetic algorithms solution for unconstrained optimal crane control", Proceedings of the Congress on Evolutionary Computation Washington, DC, Vol. 3: 2124-2130.
- [85] Auernig, J. W. and Troger, H.,(1987), "Time optimal control of overhead cranes with hoisting of the load", Automatica 23(4), 437-447.
- [86] Hamalainen, J. J., Marttinen, A., Baharova, L., and Virkkunen, J., (1995), "Optimal path planning for a trolley crane: fast and smooth transfer of load", IEE Proceedings. Control Theory and Applications 142(1), 51-57.
- [87] Zinober, A. S. I. and Fuller, A. T.,(1973), "The sensitivity of nominally time-optimal control of systems to parameter variation", International Journal of Control17, 673-703.
- [88] Virkkunen, J. and Marttinen, A.,(1988), "Computer control of a loading bridge", Proceedings of the IEE InternationalConference: Control 88, Oxford, UK, 484-488.
- [89] Yoon, J. S., Park, B. S., Lee, J. S., and Park, H. S., (1995), "Various control schemes for implementation of the anti-swing crane", Proceedings of the ANS 6th Topical Meeting on Robotics and Remote Systems, Monterey, CA, 472-479.
- [90] Singhose, W. E., Porter, L. J., and Seering, W. P., (1997), "Input shaped control of a planar crane with hoisting", Proceedings of the American Control Conference, Albuquerque, NM, 97-100.
- [91] Takeuchi, S., Fujikawa, H., and Yamada, S., (1988), "The application of fuzzy theory for a rotary crane control", Proceedings of the International Conference on Industrial Electronics: IECON 88, Singapore, Vol. 2: 415-420.
- [92] Ohnishi, E., Tsuboi, I., Egusa, T., and Uesugi, M., (1981), "Automatic control of an overhead crane", Proceedings of IFAC 8th Triennial World Congress, Kyoto, Japan, 1885-1890.
- [91] Ridout, A. J.,(1987), "New feedback control system for overhead cranes", Proceedings of the Electric Energy Conference, Adelaide, Australia, Vol. 1, 135-140.
- [92] Ridout, A. J.,(1989), "Anti-swing control of the overhead crane using linear feedback", Journal of Electrical and Electronics Engineering, Australia 9(1/2), 17-26.
- [93] Vaha, P. and Marttinen, A.,(1989), "Conventional and optimal control in swing-free transfer of suspended load", Proceedings of the IEEE International Conference on Control Applications: ICCON 89, Jerusalem, Israel,WA-3-5.
- [94] Virkkunen, J., Marttinen, A., Rintanen, K., Salminen, R., and Seitsonen, J., 1990, "Computer control of over-head and gantry cranes", Proceedings of IFAC 11th Triennial World Congress, Tallinn, Estonia, Vol. 4: 401-405.
- [95] Caron, B., Perrad, P., and Rozinoer, J., (1989), "Reference model control of a variable length overhead crane", LowCost Automation: Techniques,

Components, Instruments, and Applications, Milan, Italy, 475-480.

- [96] Grassin, N., Retz, T., Caron, B., Bourles, H., and Irving, E., (1991), "Robust control of a travelling crane", Proceedings of the 1st European Control Conference: ECC 91, Grenoble, France, 2196-2201.
- [97] Yoshida K. and Kawabe, H.,(1992), "A Design of saturating control with a guaranteed cost and its application to the crane control system", IEEE Transactions on Automatic Control 37(1), 121-127.
- [98] Moustafa, K. A. F. and Emara-Shabaik, H. E.,(1992), "Control of crane load sway using a reduced order electromechanical model", Proceedings of the American Control Conference, Chicago, IL, 1980-1981.
- [99] Nguyen, H. T.,(1994), "State-variable feedback controller for an overhead crane", Journal of Electrical and Electronics Engineering, Australia 14(2), 75-84.
- [100] Yoon, J. S., Park, B. S., Lee, J. S., and Park, H. S., (1995), "Various control schemes for implementation of the anti-swing crane", Proceedings of the ANS 6th Topical Meeting on Robotics and Remote Systems, Monterey, CA, 472-479.
- [101] Yu, J., Lewis, F. L., and Huang, T., (1995), "Nonlinear feedback control of a gantry crane", Proceedings of the American Control Conference, Seattle, WA, 4310-4315.
- [102] Lee, H.-H.,(1997), "Modeling and control of a 2-dimensional overhead crane", Proceedings of the ASME Dynamic Systems and Control Division Dallas, TX, DSC-Vol. 61, 535-542.
- [103] Alli, H. and Singh, T.,(1999), "Passive control of overhead cranes", Journal of Vibration and Control 5, 443-459.
- [104] Burg, T., Dawson, D., Rahn, C., and Rhodes, W., (1996), "Nonlinear control of an overhead crane via the saturating control approach of Teel", Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, Minneapolis, MN, 3155-3160.
- [105] Ackermann, J.,(1980), "Parameter space design of robust control systems", IEEE Transactions on Automatic Control 25(6), 1058-1072.
- [106] Hurteau, R. and DeSantis, R. M.,(1983), "Microprocessor based adaptive control of a crane system", Proceedings of the 22nd IEEE Decision and Control Conference San Antonio, TX, Vol. 2: 944-947.
- [107] Marttinen, A.,(1989), "Pole-placement control of a pilot gantry", Proceedings of the American Control Conference Pittsburgh, PA, Vol. 3: 2824-2826.
- [108] Salminen, R., Marttinen, A., and Virkkunen, J., (1990), "Adaptive pole placement control of a pilot crane", in Proceedings of IFAC 11th Triennial World Congress, Tallinn, Estonia, Vol. 2: 313-318.
- [109] Corrigan, G., Giua, A., and Usai, G., (1998), "An implicit gain-scheduling controller for cranes", IEEE Transactions on Control Systems Technology 6(1), 15-20.
- [110] D'Andrea-Novell, B. and Boustany, F.,(1991a), "Adaptive control of a class of

- mechanical systems using linearization and Lyapunov methods. A comparative study on the overhead crane example”,mProceedings of the 30thConference on Decision and Control, Brighton, UK, 120-125.
- [111] Boustany, F. and d’Andrea-Novet, B.,(1992), “Adaptive control of an overhead crane using dynamic feedback lineariza-tion and estimation design”, Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, Nice, France, 1963-1968.
 - [112] D’Andrea-Novet, B. and Levine, J.,(1989), “Modeling and nonlinear control of an overhead crane”, Proceedings ofthe International Symposium MTNS-89 Vol. 2: 523-529.
 - [113] Butler, H., Honderd, G., and Van Amerongen, J., (1991), “Model reference adaptive control of a gantry crane scale model”, IEEE Control Systems Magazine 11(1), 57-62.
 - [114] Nguyen, H. T. and Laman, J.,(1995), “Robust control of an overhead crane”, Control 95 Melbourne, Australia, Vol. 1: 235-238.
 - [115] Lee, H.-H., 1998, “Modeling and control of a three-dimensional overhead crane”, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control 120, 471-476.
 - [116] Mendez, J. A., Acosta, L., Moreno, L., Hamilton, A., and Marichal, G. N., (1998), “Design of a neural network based self-tuning controller for an overhead crane”, Proceedings of the IEEE International Conference on ControlApplications, Trieste, Italy, 168-171.
 - [117] Mendez, J. A., Acosta, L., Torres, S., Moreno, L., Marichal, G. N., and Sigut, M., (1999), “A set of control experiments on an overhead crane prototype”, International Journal of Electrical Engineering Education 36, 204-221.
 - [118] Zinober, A. S. I., 1979, “The self-adaptive control of overhead crane operations”, Proceedings of the 5th IFAC Symposium on Identification and System Parameter Estimation, Darmstadt, East Germany, 1161-1167.
 - [119] Fliess, M, Levine, J., and Rouchon, P., (1991), “A simplified approach of crane control via a generalized state-space model”, Proceedings of the 30th Conference on Decision and Control, Brighton, UK, 736-741.
 - [120] Fliess, M, Levine, J., and Rouchon, P., (1993), “Generalized state variable representation for a simplified crane descrip-tion”, International Journal of Control 58(2), 277-283.
 - [121] Bourdache-Siguerdidjane, H.,(1993), “Application of Fliess linearization to multiple output nonlinear systems: Some remarks”, Proceedings of the 2nd European Control Conference: ECC 93, Groningen, The Netherlands, 1191-1194.
 - [122] Bourdache-Siguerdidjane, H.,(1995), “Optimal control of a container crane by Fliess linearization”, Journal of Computerand Systems Sciences International 33(5), 82-88.
 - [123] Maier, T. and Woernle, C.,(1997), “Flatness-based control of underconstrained cable suspension manipulators”, DETC 99Proceedings of the ASME Design

Engineering Technical Conferences, Las Vegas, NV, DETC99/VIB-8223.

- [124] DeSantis, R. M. and Krau, S.,(1994), "Bang bang motion control of a Cartesian crane", *Robotica* 12, 449-454.
- [125] Cheng, C. C. and Chen, C. Y.,(1996), "Controller design for an overhead crane system with uncertainty", *Control Engineering Practice* 4(5), 645-653.
- [126] Yasunobu, S. and Hasegawa, T.,(1986), "Evaluation of an automatic container crane operation system based on predictive fuzzy control", *Control Theory and Advanced Technology*2(3), 419-432.
- [127] Yasunobu, S. and Hasegawa, T.,(1987), "Predictive fuzzy control and its application for automatic container crane operation system", *Proceedings of the 2nd International Fuzzy Systems Association (IFSA) Congress, Tokyo, Japan*, 349-352.
- [128] Yasunobu, S., Sekino, S., and Hasegawa, T., (1987), "Automatic train operation and automatic crane operation systems based on predictive fuzzy control", *Proceedings of the 2nd International Fuzzy Systems Association (IFSA) Congress, Tokyo, Japan*.
- [129] Yamada, S., Fujikawa, H., Takeuchi, O., and Wakasugi, Y., (1989), "Fuzzy control of the roof crane", *IECON 89 Proceedings of the Conference of Industrial Electronics Society Philadelphia, PA, Vol. 4: 709-714*.
- [130] Suzuki, Y., Yamada, S.-I., and Fujikawa, H., (1993), "Anti-swing control of the container crane by fuzzy control", *Proceedings of the International Conference on Industrial Electronics, Control, and Instrumentation: IECON 93, Lahaina, HI, Vol. 1: 230-235*.
- [131] Kim, M. J. and Kang, G.,(1993), "Design of fuzzy controller based on fuzzy model for container crane system", *Proceedings of the 5th International Fuzzy Systems Association (IFSA) World Congress,, Seoul, Korea*, 1250-1253.
- [132] Itoh, O., Migita, H., Itoh, J., and Irie, Y., (1993), "Application of fuzzy control to automatic crane operations", *Proceedings of the International Conference on Industrial Electronics, Control, and Instrumentation: IECON 93 Lahaina, HI, Vol. 1: 161-164*.
- [133] Itoh, O., Migita, H., Itoh, J., and Irie, Y., (1995), "KF dynamic fuzzy crane system", *Proceedings of the IEEE International Conference on Fuzzy Systems Yokohama, Japan, Vol. 5: 63-64*.
- [134] Nally, M. J. and Trabia, M. B.,(1994), "Design of a fuzzy logic controller for swing-damped transport of an overhead crane payload", *Proceedings of the ASME Dynamic Systems and Control Division, Chicago, IL, DSC Vol. 58: 389-398*.
- [135] Liang, Y. C. and Koh, K. K.,(1997), "Concise anti-swing approach for fuzzy crane control", *Electronic Letters* 33(2), 167-168.
- [136] Kimiaghalam, B., Homaifar, A., and Bikdash, M., (1998a), "Crane control using fuzzy controller", *Proceedings of the World Automation Congress, Anchorage, AK*, 59.1-59.6.

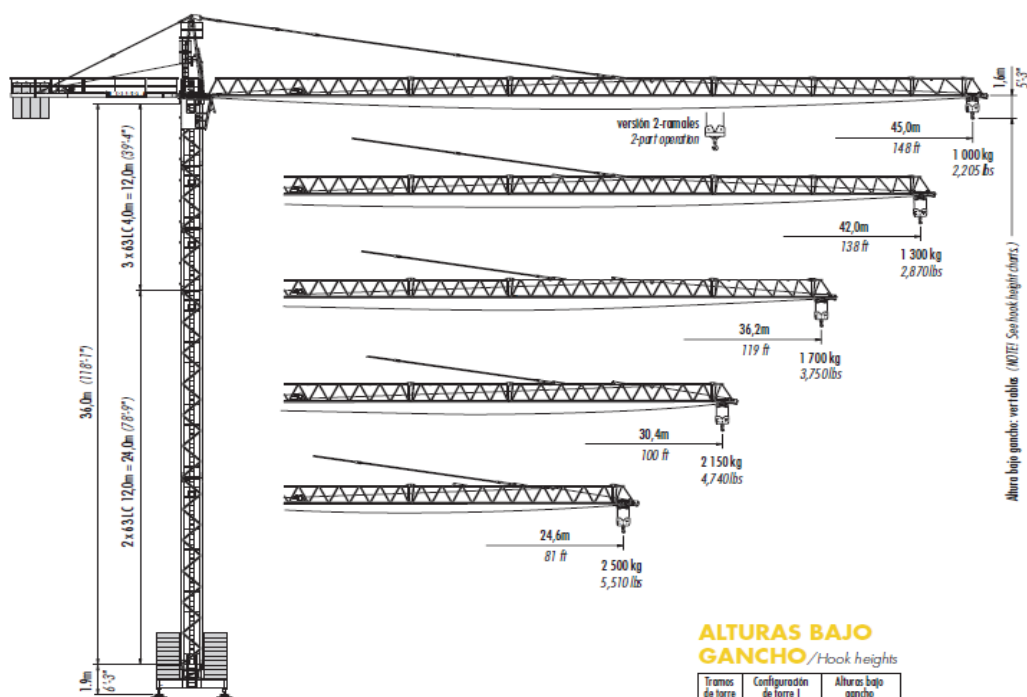
- [137] Kimiaghalam, B., Homaifar, A., Bikdash, M., and Dozier, G., (1999b), "Genetic algorithms solution for unconstrained optimal crane control", Proceedings of the Congress on Evolutionary Computation Washington, DC, Vol. 3: 2124-2130.
- [138] Golafshani, A. R., and Aplevich, J. D., (1995), "Computation of time-optimal trajectories for tower cranes", Proceedings of the IEEE Conference on Control Applications, Albany, NY, 1134-1139.
- [139] Almousa, A. A., Nayfeh, A. H., and Kachroo, P., (2001), "Control of rotary cranes using fuzzy logic", DETC2001 Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conferences, Pittsburgh, PA, DETC2001/VIB-21598.
- [140] Omar, H. M. and Nayfeh, A. H., (2001), "A simple adaptive feedback controller for tower cranes", DETC2001 Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conferences, Pittsburgh, PA, DETC2001/VIB-21606.
- [141] Hara, K., Yamamoto, T., Kobayashi, A., and Okamoto, M., (1989), "Jib Crane control to suppress load swing", International Journal of Systems Science, 20(5):715-731.
- [142] Nguyen, H. T., Jackson, V., and Irvine, M., (1992), "Nonlinear digital controller for an offshore crane", Proceedings of the IEEE International Symposium on Industrial Electronics, Xian, China, 1:88-92.
- [143] Gustafsson, T., (1995), "Modelling and control of a rotary crane", Proceedings of the 3rd European Control Conference: ECC 95, Roma, Italy, 3805-3810.
- [144] Henry, R. J., Masoud, Z. N., Nayfeh, A. H., and Mook, D. T., (2001), "Cargo pendulation reduction on ship-mounted cranes via boom-luff angle actuation", Journal of Vibration and Control 7, in press.
- [145] Masoud, Z., Nayfeh, A., Henry, R., and Mook, D., (2000), "Cargo pendulation reduction on ship-mounted cranes via boom-luff and slew angles actuation", Proceedings of the 41th Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, Atlanta, GA, AIAA-2000-1543.

EK A

LIEBHERR VINÇ KATALOĞU

LIEBHERR 63 LC

GRÚA TORRE / Tower Crane



Configuración I
Versión estacionaria
(stationary)
sobre husillos regulables
altura máxima bajo gancho
(maximum height under hook)
36,9m (121'1")

ESTACIONARIA
Freestanding - Stationary

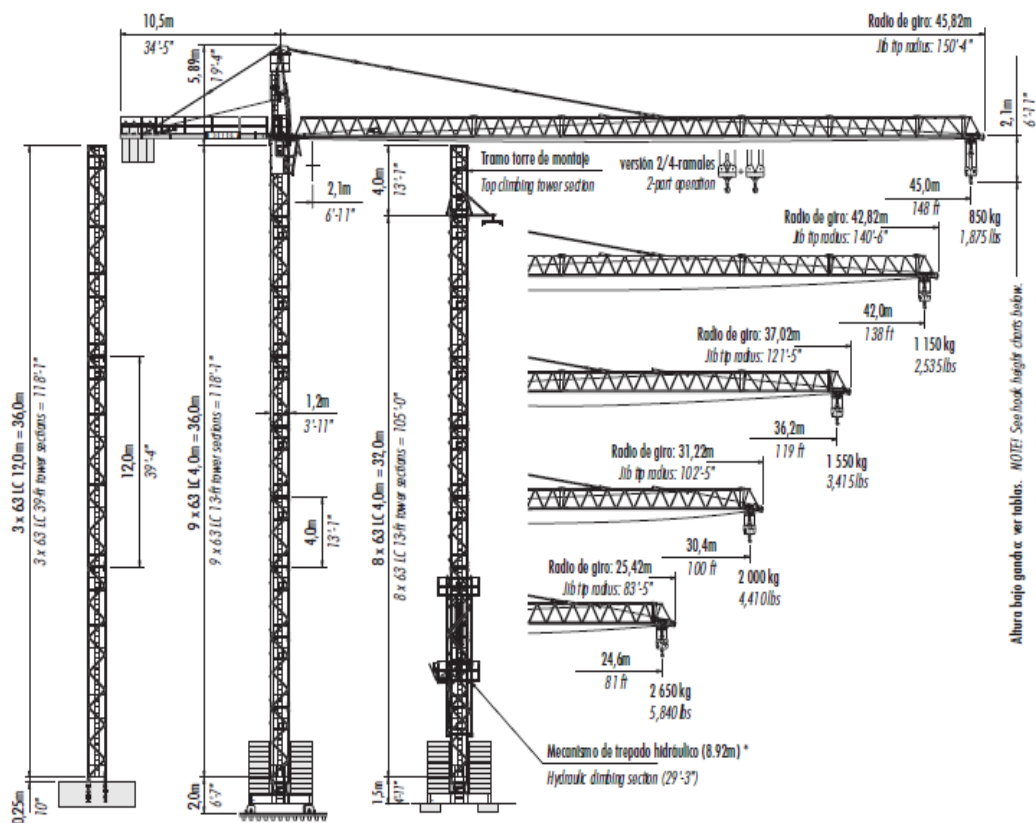
ALTURAS BAJO GANCHO / Hook heights

Tramos de torre No. of sections	Configuración de torre I Configuration I	Altura bajo gancho Hook height m	ft
1	63 LC - 12m	12,9	42,3
2	63 LC - 12m	24,9	81,7
3	63 LC - 4m	28,9	94,8
4	63 LC - 4m	32,9	107,9
5	63 LC - 4m	36,9	121,1

Otras configuraciones de torre son posibles. Consultar con Morrow.
Other tower combinations are possible.
Contact Morrow for additional information.

Configuraciones

LIEBHERR 63 LC



Configuración II
Versión estacionaria
(stationary)
sobre pies de anclaje
altura máxima
bajo gancho
(maximum height
under hook)
35,3m (115'-10')

Configuración III
Versión móvil
(rail travelling)
sobre raíles
altura máxima
bajo gancho
(maximum height
under hook)
37,0m (121'-5')

Configuración IV
Versión estacionaria
(stationary)
sobre fundaciones de hormigón
altura máxima
bajo gancho
(maximum height
under hook)
36,5m (119'-9')

* El mecanismo de trepado hidráulico debe bajarse después del montaje.
Lower top climbing unit to base prior to operating crane.

Consultar el manual de instrucciones
«Grúa torre 63 LC» antes del montaje,
manejo y desmontaje de la grúa.

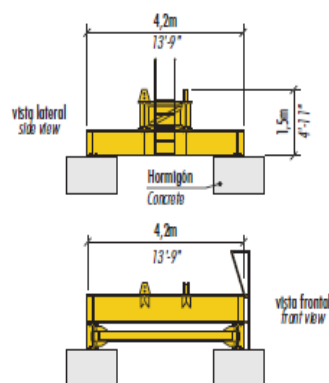
Otras configuraciones de torre son posibles. Consultar con Morrow.

Other tower combinations are possible. Contact Morrow for additional information.

Please consult crane's operation manual

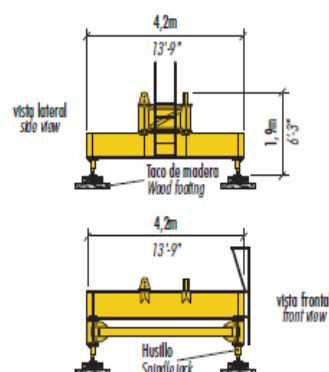
Configuraciones

LIEBHERR 63 LC



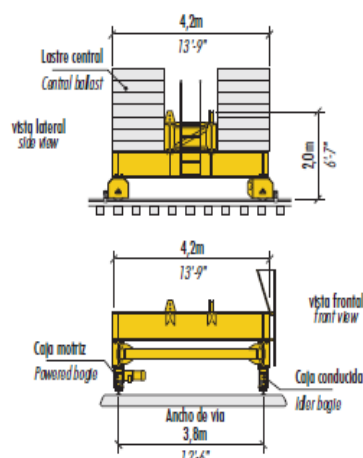
VISTAS del CARRETÓN

versión estacionaria sobre fundaciones de hormigón
(Views of base on concrete footings)



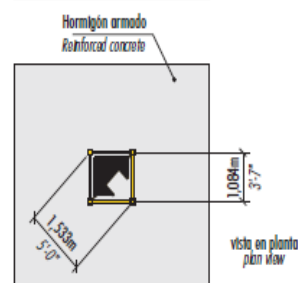
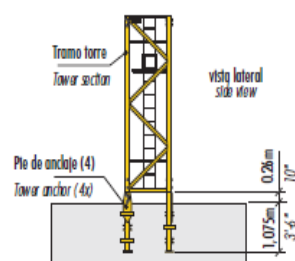
VISTAS del CARRETÓN

versión estacionaria sobre husillos regulables
(Views of base on adjustable spindle jacks)



VISTAS del CARRETÓN

versión móvil sobre railes
(Views of rail travelling base)



VISTAS de la ZAPATA de CIMENTACION

con tramos de torre «63 LC»
sobre pies de anclaje

ALTURAS BAJO GANCHO / Hook heights

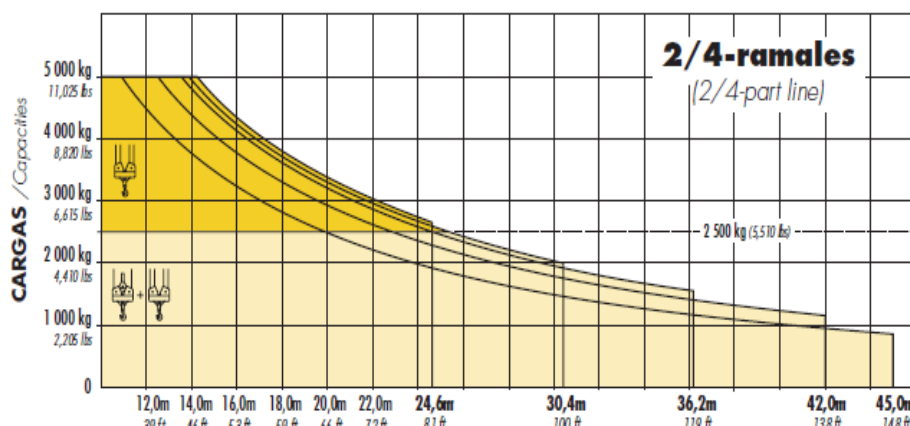
Tramos de torre No. of sections	Configuración de torre II Configuration II	Alturas bajo gancho Hook Height m ft	Tramos de torre No. of sections	Configuración de torre III Configuration III	Alturas bajo gancho Hook Height m ft	Tramos de torre No. of sections	Configuración de torre IV Configuration IV	Alturas bajo gancho Hook Height m ft
1	63 LC 12m	11.3 37.1	1	63 LC 4m	5.0 16.4	1	63 LC 4m	4.5 14.8
2	63 LC 12m	23.3 76.4	2	63 LC 4m	9.0 29.5	2	63 LC 4m	8.5 27.9
3	63 LC 12m	35.3 115.8	3	63 LC 4m	13.0 42.7	3	63 LC 4m	12.5 41.0
			4	63 LC 4m	17.0 55.8	4	63 LC 4m	16.5 54.1
			5	63 LC 4m	21.0 68.9	5	63 LC 4m	20.5 67.3
			6	63 LC 4m	25.0 82.0	6	63 LC 4m	24.5 80.4
			7	63 LC 4m	29.0 95.1	7	63 LC 4m	28.5 93.5
			8	63 LC 4m	33.0 108.3	8	63 LC 4m	32.5 106.6
			9	63 LC 4m	37.0 121.4	9*	63 LC 4m	36.5 119.8

2-ramales (2-part line)

Pluma Jib	Carga máxima Maximum capacity		m ft	2,1 7	12,0 39	14,0 46	16,0 53	18,0 59	20,0 66	22,0 72	24,6 81	28,0 92	30,4 100	34,0 112	36,2 119	40,0 131	42,0 138	45,0 148
45,0m 148 ft	2 500 kg – 20,6m 5,510 lbs – 67.6 ft		kg lbs	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 330 5,135	2 050 4,520	1 770 3,900	1 610 3,550	1 410 3,110	1 310 2,890	1 160 2,555	1 090 2,400	1 000 2,205
42,0m 138 ft	2 500 kg – 23,8m 5,510 lbs – 78.1 ft		kg lbs	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 410 5,315	2 080 4,585	1 900 4,190	1 670 3,680	1 550 3,415	1 380 3,040	1 300 2,870	
36,2m 119 ft	2 500 kg – 25,7m 5,510 lbs – 84.3 ft		kg lbs	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 280 5,025	2 080 4,585	1 830 4,035	1 700 3,750			
30,4m 100 ft	2 500 kg – 26,6m 5,510 lbs – 87.3 ft		kg lbs	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 360 5,205	2 150 4,740					
24,6m 81 ft	2 500 kg – 24,6m 5,510 lbs – 81.0 ft		kg lbs	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510	2 500 5,510							

2/4-ramales (2/4-part line)

Pluma Jib	Carga máxima Maximum capacity		m ft	2,1 7	12,0 39	14,0 46	16,0 53	18,0 59	20,0 66	22,0 72	24,6 81	28,0 92	30,4 100	34,0 112	36,2 119	40,0 131	42,0 138	45,0 148
45,0m 148 ft	2 500 kg – 19,8m 5,510 lbs – 65.0 ft		kg lbs	5 000 11,025	4 480 9,875	3 760 8,290	3 220 7,100	2 800 6,175	2 470 5,445	2 200 4,850	1 920 4,235	1 630 3,595	1 470 3,240	1 260 2,775	1 160 2,560	1 010 2,225	940 2,075	850 1,875
42,0m 138 ft	2 500 kg – 22,8m 5,510 lbs – 74.8 ft		kg lbs	5 000 11,025	5 000 11,025	4 400 9,700	3 780 8,335	3 300 7,275	2 920 6,440	2 610 5,755	2 280 5,025	1 950 4,300	1 760 3,880	1 520 3,350	1 400 3,085	1 230 2,710	1 150 2,535	
36,2m 119 ft	2 500 kg – 24,5m 5,510 lbs – 80.4 ft		kg lbs	5 000 11,025	5 000 11,025	4 790 10,560	4 110 9,060	3 600 7,935	3 180 7,010	2 850 6,285	2 500 5,510	2 140 4,720	1 930 4,255	1 680 3,705	1 550 3,415			
30,4m 100 ft	2 500 kg – 26,3m 5,510 lbs – 86.3 ft		kg lbs	5 000 11,025	5 000 11,025	4 940 10,890	4 250 9,370	3 710 8,180	3 290 7,255	2 940 6,480	2 580 5,690	2 210 4,870	2 000 4,410					
24,6m 81 ft	2 500 kg – 24,6m 5,510 lbs – 81.0 ft		kg lbs	5 000 11,025	5 000 11,025	5 000 11,025	4 360 9,610	3 810 8,400	3 370 7,430	3 020 6,660	2 650 5,840							



DATOS TECNICOS

LIEBHERR Grúa torre 63 LC

Velocidad de elevación y Carga máxima /Hoist unit data

Mecanismo elevación W1W 210 MY 300	2-ramales (2-part line)				
14 kV mecanismo de elevación asincrónico (19 hp AC hoist unit) • motor de rotor en corto-circuito de polos conmutables con 3 marchas (3-step pole-changing motor) • tambor de cable LS (Jab-type LS drum) 2P119 4P59	marcha step	carga	velocidad	Capacity	Line Speed
	1	hasta 2 500 kg	8 m/min	up to 5,510 lbs	26 fpm
	2	hasta 2 500 kg	28 m/min	up to 5,510 lbs	92 fpm
	3	hasta 1 100 kg	56 m/min	up to 2,425 lbs	184 fpm
	4-ramales (4-part line)				
	1	hasta 5 000 kg	4 m/min	up to 11,025 lbs	13 fpm
	2	hasta 5 000 kg	14 m/min	up to 11,025 lbs	46 fpm
	3	hasta 2 400 kg	28 m/min	up to 5,290 lbs	92 fpm

¡NOTA! Las cargas máximas y velocidades de elevación indicadas variarán dependiendo de la cantidad de cable instalado en el tambor. Este modelo de grúa puede ser equipado con un mecanismo de elevación diferente al especificado en la tabla superior. Para verificar esto, consulte el número de serie de la grúa y el manual de instrucciones de la Liebherr 63 LC para más información.

NOTE! Capacities and line speeds indicated will vary depending on the amount of hoist rope installed. This crane model may be equipped with a hoist unit other than that specified in the data above. To verify, check the serial number of the crane and refer to the Liebherr 63 LC Operation Manual for additional information.

Motores /Drives

Motor (Drive unit)	Kilowatts	Horsepower	Velocidades (Speeds)	
Carrito – 2-ramales (2-part Trolley)	1,5/3,0 kW	2.0/4.0 hp	21,0/42,0 m/min	69/138 fpm
Carrito – 2/4-ramales (2/4-part Trolley)	1,5/3,0 kW	2.0/4.0 hp	21,0/42,0 m/min	69/138 fpm
Mecanismo de giro (Slewing)	3,0 kW	4.0 hp	0.8 rpm	
Traslación (Rail travelling)	2 x 2,2 kW	2 x 2.9 hp	20,0 m/min	66 fpm

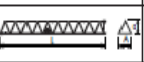
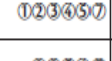
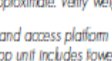
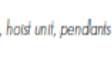
Potencia eléctrica requerida /Power requirements

440 V — 3 fases — 60 Hz — 50 Amperios — 26 kVA

Esta información está sujeta a cambios sin previo aviso. Para más información, comuníquese con Morrow Maquinarias de México.
 Subject to changes without prior notice. For additional information, contact Morrow.

Lista de componentes

LIEBHERR 63 LC

Componente	Dimensiones largo x ancho x alto	Peso	Componente	Dimensiones largo x ancho x alto	Peso
Cabina con butaca ¹ Operator's cab	 1,87m x 1,12m x 3,3m 6'2" x 3'8" x 10'10"	600 kg 1,325 lbs	Tramo de pluma Jib section ①	 11,85m x 1,04m x 1,3m 38'11" x 3'5" x 4'3"	1 070 kg 2,360 lbs
Cabeza de torre ² Tower top	 5,89m x 1,86m x 1,73m 19'4" x 6'1" x 5'8"	2 740 kg 6,040 lbs	Tramo de pluma Jib section ②	 5,94m x 0,95m x 1,22m 19'6" x 3'1" x 4'0"	401 kg 885 lbs
Contrapluma ³ Counterjib	 9,79m x 1,46m x 1,39m 32'1" x 4'9" x 4'7"	1 570 kg 3,460 lbs	Tramo de pluma Jib section ③	 11,8m x 0,95m x 1,32m 38'9" x 3'1" x 4'4"	810 kg 1,785 lbs
Carrito Trolley	 0,95m x 1,13m x 0,62m 3'1" x 3'8" x 2'0"	151 kg 335 lbs	Tramo de pluma Jib section ④	 5,94m x 0,95m x 1,22m 19'6" x 3'1" x 4'0"	261 kg 575 lbs
Tramo de torre ⁴ Std. lower section	 4,27m x 1,2m x 1,3m 14'0" x 3'11" x 4'3"	958 kg 2,112 lbs	Tramo de pluma Jib section ⑤	 5,94m x 0,95m x 1,22m 19'6" x 3'1" x 4'0"	210 kg 465 lbs
Tramo de torre Long lower section	 12,27m x 1,2m x 1,2m 40'3" x 3'11" x 3'11"	2 435 kg 5,370 lbs	Tramo de pluma Jib section ⑥	 3,18m x 0,95m x 1,22m 10'5" x 3'1" x 4'0"	111 kg 245 lbs
Gancho Hook block	 0,75m x 0,24m x 0,98m 2'6" x 9" x 3'3"	104 kg 230 lbs	Tramo de pluma Jib tip section	 1,45m x 1,04m x 1,37m 4'9" x 3'5" x 4'6"	80 kg 175 lbs
Mecanismo de elevación ⁵ Hoist unit	 1,25 x 1,23m x 0,55m 4'1" x 4'0" x 1'10"	450 kg 990 lbs	Pluma (45,0m) ⁷ Jib assembly (148 ft)	 ①②③④⑤⑥⑦ 45,82m x 1,04m x 1,37m 150'4" x 3'5" x 4'6"	3 660 kg 8,070 lbs
Contrapeso/bloque A Counterweight A	 0,81m x 0,52m x 2,4m 2'8" x 1'8" x 7'10"	2 250 kg 4,960 lbs	Pluma (42,0m) ⁷ Jib assembly (138 ft)	 ①②③④⑤⑥ 42,82m x 1,04m x 1,37m 140'6" x 3'5" x 4'6"	3 540 kg 7,805 lbs
Contrapeso/bloque B Counterweight B	 0,81m x 0,52m x 1,38m 2'8" x 1'8" x 4'6"	1 200 kg 2,645 lbs	Pluma (36,2m) ⁷ Jib assembly (119 ft)	 ①②③④⑤ 37,02m x 1,04m x 1,37m 121'5" x 3'5" x 4'6"	3 260 kg 7,190 lbs
Lastre central/bloque Central ballast	 4,0m x 1,2m x 0,22m 13'1" x 3'11" x 9"	2 500 kg 5,510 lbs	Pluma (30,4m) ⁷ Jib assembly (100 ft)	 ①②③④ 31,22m x 1,04m x 1,37m 102'5" x 3'5" x 4'6"	2 990 kg 6,590 lbs
Tramo torre de montaje Climber tower section	 4,27m x 1,66m x 1,66m 14'0" x 5'5" x 5'5"	1 120 kg 2,470 lbs	Pluma (24,6m) ⁷ Jib assembly (81 ft)	 ①③④ 25,42m x 1,04m x 1,37m 83'5" x 3'5" x 4'6"	2 520 kg 5,555 lbs
Mecanismo de trepado ⁶ Top climbing unit	 8,92m x 2,8m x 3,3m 29'3" x 9'2" x 10'10"	2 900 kg 6,395 lbs	Bastidor carrilón Undercarriage frame	 4,12m x 0,94m x 1,39m 13'6" x 3'1" x 4'7"	2 575 kg 5,680 lbs
Accesorios y cables Accessories and Rope	 — —	1 300 kg 2,865 lbs	Brazo (2) Outrigger (ea.)	 4,1m x 0,3m x 0,6m 13'5" x 1'0" x 2'0"	935 kg 2,060 lbs

AVISO: Verifiquen los pesos y dimensiones de los componentes antes de ser instalados. Weights & dimensions are approximate. Verify weights & dimensions of components before lifting.

¹ Incluye cabina, butaca y plataforma con barandillas. Cab assembly includes operator's cab, operator's desk and access platform with handrails.

² Incluye cabeza de torre, mecanismo de giro, armario eléctrico, tirantes, pista de giro y asiento pista. Tower top unit includes tower top, electrical panel (S1), pendants, swing motor, slewing ring and slewing ring support.

³ Incluye contrapluma con tirantes y barandillas, mecanismo de elevación sin cable. Includes counterjib section, hoist unit, pendants & handrails. Does not include wire rope.

⁴ Con apoyos de trepado. With climbing lugs.

⁵ 14,0 kW mecanismo de elevación asincrónico (C.A.) sin cable. 19 hp AC hoist unit. Does not include wire rope.

⁶ Mecanismo de trepado hidráulico incluye plataformas con barandillas, grupo hidráulico, escalera, brazos soporte y bastidor. Top climbing unit consists of tower frame with platforms and handrails, hydraulic unit with ram and support shoes, and access ladder.

⁷ Incluye tramos de pluma, mecanismo de traslación del carrito, carrito, cables de traslación carrito, tirantes de suspensión de la pluma y pernos de conexión. Jib assemblies consist of jib sections, trolley, trolley drive unit with wire rope, pendant bars and connecting pins.

El hogar americano de
LIEBHERR

Morrow Equipment
C O M P A N Y, L. L. C.

3218 Pringle Road SE • P O Box 3306

Salem, Oregon 97302-0306 USA

Tel. 503.585.5721 • Fax. 503.363.1172

Morrow Maquinarias
de México, S.R.L. de C.V.

Santa Teresa n.º 64 – Despacho 101 • Colonia Tepalcates

CP 09210 • México DF, México • Tel. 5 452 0775

IFHouston, TX: Tel. 713 733 9461 • Fax. 713 731 94051

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :İsmail ÖZKAHRAMAN
Doğum Tarihi ve Yeri :22/03/1985 ÇORUM
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :iozkahraman@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Konstrüksiyon	YTÜ	2011
Lisans	Konstrüksiyon	YTÜ	2008
Lise	Fen- Matematik	Ç. Anadolu Lisesi	2003

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2011-...	Teknodrom Robotik ve Otomasyon	Tasarım ve Proje Müh.
2008-2010	Robosistem Elektronik San Tic Ltd Şti	Tasarım ve Proje Müh.

