



**ÖZEL KALİTE FİLMAŞINLERİN TRANSFERİNDE
KULLANILACAK TAŞIMA SİSTEMİ TASARIMI**

Hasan Hüseyin ÖZDEN

**2022
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

**Tez Danışmanı
Dr. Öğr. Üyesi Recep DEMİRSÖZ**

**ÖZEL KALİTE FİLMAŞINLARIN TRANSFERİNDE KULLANILACAK
TAŞIMA SİSTEMİ TASARIMI**

Hasan Hüseyin ÖZDEN

**T.C.
Karabük Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**Tez Danışmanı
Dr. Öğr. Üyesi Recep DEMİRSÖZ**

**KARABÜK
HAZİRAN 2022**

Hasan Hüseyin ÖZDEN tarafından hazırlanan “ÖZEL KALİTE FİLMAŞİNLERİN TRANSFERİNDE KULLANILACAK TAŞIMA SİSTEMİ TASARIMI” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Dr. Öğr. Üyesi Recep DEMİRSÖZ

.....

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından Oy Birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 20/06/2022

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Doç. Dr. Muhammet Hüseyin ÇETİN (KTÜN)

.....

Üye : Doç. Dr. Mehmet Erdi KORKMAZ (KBÜ)

.....

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Recep DEMİRSÖZ (KBÜ)

.....

KBÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Hasan SOLMAZ

.....

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Hasan Hüseyin ÖZDEN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ÖZEL KALİTE FİLMAŞINLARIN TRANSFERİNDE KULLANILACAK TAŞIMA SİSTEMİ TASARIMI

Hasan Hüseyin ÖZDEN

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Dr. Öğr. Üyesi Recep DEMİRSÖZ

Haziran 2022, 84 sayfa

Sıcak haddelenerek üretimi yapılan, genellikle yuvarlak veya alternatif olarak yarı yuvarlak, kare, dikdörtgen ve altıgen kesitlerde olup soğuk çekme için kullanılan kangal halindeki yarı mamül metal çubuk olarak adlandırılan filmaşın ürünlerin üretimi son dönemde oldukça artmıştır. Geniş kullanım alanına sahip olan filmaşınlar; sanayide inşaat donatısı (etriye, gönye, pilye, çiroz vb.), tel, çelik hasır, çivi, yüksek mukavemetli tel, yay, halat, civata-somun-vida, kaynak teli ve elektrodu üretimi başta olmak üzere bir çok ürünün üretiminde kullanılmaktadır.

Kangal yani filmaşın, sürekli dökümlerden gelen kütüklerin bir ön tavlama fırınında tavlandıktan sonra hadde tezgahlarından geçirilerek istenilen kesitte ve boyutta yarı mamül ve mamul ürünleri elde edilerek pek çok sektörün kullanımına uygun şekilde ticari ve özel kalitede üretilebilmektedir. Özel kalite çelikler farklı kimyasal kompozisyonlarda üretilen; lastik teli, rulman, yay, otomat ve kaynak teli çeliği vb.

gibi çeliklerdir. Özel kalite çeliklerin üretim hattından çıktıktan sonra stok alanına ve satış sonrası da müşteriye sevk edilmesinde hasarlanmalar ortaya çıkabilmektedir.

Bu çalışmada, kangal haddehanelerinden çıkan özel kalite kangalların stoklanması ve sevk edilmesinde meydana gelen hasarlanmalardan bahsedilmiş olup, hasarlanmaları minimize etmek için özel stok alanlarının oluşturulması ve ürünlerin farklı taşıma sistemleri kullanılarak sevk edilmesi konusu üzerinde durulmuştur.

Bu çalışmanın amacı; özel kalite kangalların transferinde kullanılmak üzere stok alanlarının oluşturulması ve kangal taşınmasına uygun manyetik kaldırma aparatı entegreli gezer köprülü tavan vinci tasarımınnın yapılması ve bir örnek tasarım hesabı ele alınmasıdır.

Anahtar Sözcükler : Özel kalite, filmaşın, stok, taşıma sistemi.

Bilim Kodu : 91439

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

HANDLING SYSTEM DESIGN TO BE USED IN THE TRANSFER OF SPECIAL QUALITY WIRE ROD COILS

Hasan Hüseyin ÖZDEN

**Karabük University
Institute of Graduate Programs
Department of Mechanical Engineer**

Thesis Advisor:

Dr. Öğr. Üyesi Recep DEMİRSÖZ

June 2022, 84 pages

The production of wire rod products, which are produced by hot rolling, generally in round or alternatively semi-round, square, rectangular and hexagonal sections and called semi-finished metal rods in coils used for cold drawing, has increased considerably in recent years. Wire rods, which have a wide usage area; It is used in the production of many products, especially in the production of construction equipment (stirrup, miter, bent, tie, tie, etc.), wire, steel mesh, nails, high-strength wire, spring, rope, bolt-nut-screw, welding wire and electrode in industry. In addition to these, the splined shaft of agricultural machinery, concrete crusher tip, etc. It is also used in the construction of parts that must be resistant to impact and abrasion, such as laminar springs, due to its fatigue resistance.

Coil, that is, wire rod, can be produced in commercial and special quality in accordance with the use of many sectors by obtaining semi-finished and finished products in the

desired cross-section and size by passing the billets from continuous castings in a pre-annealing furnace after being annealed. Special quality steels produced in different chemical compositions; tire wire, bearing, spring, automation and welding wire steel, etc. such as steel. Damages may occur when special quality steels are shipped to the stock area after leaving the production line and to the customer after sales.

In this study, the damages that occur in the stocking and shipping of special quality coils coming out of the coil rolling mills are mentioned, and the creation of special stock areas in order to minimize the damage and the shipment of the products using different transportation systems are emphasized.

The aim of this study; creation of stock areas to be used in the transfer of special quality coils and design of a overhead crane with integrated magnetic lifting apparatus suitable for carrying coils and discussing a sample calculation.

Key Word : Special quality, coils, stock, transport system.

Science Code : 91439

TEŞEKKÜR

Bu tez çalıőmasının planlanmasında, araştırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalıőmamı bilimsel temeller ışığında őekillendiren, çalıőmama farklı açılardan bakmamı sağlayan sayın hocam Dr. Öğr. Üyesi Recep DEMİRSÖZ'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalıőmamın gerçekleşmesine sağladığı imkânlardan dolayı Kardemir A.Ő. 'ye, çalışma hayatımda bana çok büyük katkıları bulunan Müdürüm Yılmaz ÜNAL'a, çalıőmalarımnda desteklerini esirgemeyen ve tecrübelerini paylaşan değerli Vinsan Vinç Sanayi ve Ticaret A.Ő. Çalıőmanı őener DÜZDAR ve Orhan HASANOĞLU' na ve iş arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Hayatımın her aşamasında desteklerini esirgmeden yanımda oldukları için değerli eşim Gül ÖZDEN ve aileme sonsuz őükranlarımı sunar, tüm kalbimle teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xvii
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	3
VİNÇLER (KRENLER) VE TÜRLERİ	3
2.1. GİRİŞ.....	3
2.2. VİNÇLERİN SINIFLANDIRILMASI.....	4
2.2.1. Köprülü Vinçler	4
2.2.2. Portal Vinçler.....	5
2.2.3. Oklu Vinçler	6
2.2.4. Kablolu Vinçler.....	7
2.2.5. Kuleli Vinçler	7
2.2.6. Mobil Vinçler.....	8
2.2.7. Yüzer Vinçler.....	9
2.2.8. Döner Vinçler	10
2.3. GEZER KÖPRÜLÜ VİNÇ ELEMANLARI	12
2.3.1. Vinç Taşıyıcı Sistem Konstrüksiyonu	13
2.3.2. Kaldırma Sistemi	13
2.3.3. Köprü Yürütme Sistemi	15
2.3.4. Araba Yürütme Sistemi	15

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 3	17
KANGAL (FİLMAŞIN) HADDEHANESİ.....	17
3.1. HADDELEME PROSESİ	17
3.2. KANGAL (FİLMAŞIN) HADDEHANESİ ÜRÜN VE ÇELİK KALİTELERİ.....	18
3.3. TAŞIMA SİSTEMLERİ.....	19
3.3.1. Filmaşin Haddehanesinde Kullanılan Taşıma Sistemleri	19
3.3.1.1. C Tipi Kanca İle Taşıma	19
3.3.1.2. Forklift İle Taşıma	20
3.3.2. Hasarlanma Problemleri Ve Nedenleri	21
BÖLÜM 4	30
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	30
4.1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASININ GENEL DEĞERLENDİRMESİ.....	36
BÖLÜM 5	38
TAŞIMA SİSTEMİ TASARIMI.....	38
5.1. VİNÇLERİN FEM STANDARTLARINA GÖRE SINIFLANDIRILMASI .	38
5.2. VİNÇ HESAPLARINDA KULLANILAN KATSAYILAR	39
5.2.1. Minimum Güvenlik Katsayısı.....	40
5.2.2. Yükseltme Katsayısı	40
5.2.3. Kaldırma Yüğü Katsayısı	40
5.2.4. Öz Ağırlık Katsayısı	41
5.2.5. Halat Tambur Ve Makara Çapları İçin Katsayılar	41
5.3. TAŞIYICI SİSTEM KONSTRÜKSİYON TASARIMI	42
5.3.1. Kiriş Gerilme Kontrolü.....	43
5.3.2. Kiriş Sehim Hesabı	46
5.4. MEKANİK TASARIM	47
5.4.1. Ana Kaldırma Grubu	47
5.4.1.1. Kaldırma Sistemi Verimleri.....	47

	<u>Sayfa</u>
5.4.1.2. Kaldırma Redüktörü Güç Hesabı.....	48
5.4.1.3. Motor Kaplin Hesabı	48
5.4.1.4. Halat Hesabı.....	48
5.4.1.5. Tambur Çapı Hesabı	49
5.4.1.6. Makara Çapı Hesabı.....	49
5.4.2. Araba Yürütme Grubu	49
5.4.2.1. Sürtünme Momenti	49
5.4.2.2. İvmelenme Momenti.....	50
5.4.2.3. Atalet Momentleri.....	50
5.4.2.4. Toplam Maksimum Moment	50
5.4.2.5. Motor Maksimum Güç Hesabı	50
5.4.2.6. Motor Nominal Güç Hesabı.....	51
5.4.2.7. Redüktör Güç Hesabı.....	51
5.4.2.8. Motor-Redüktör Arası Kaplin Hesabı	51
5.4.2.9. Tekerlek Hesabı	51
5.4.3. Köprü Yürütme Grubu.....	52
5.4.3.1. Sürtünme Momenti	52
5.4.3.2. İvmelenme Momenti.....	52
5.4.3.3. Atalet Momentleri.....	52
5.4.3.4. Toplam Maksimum Moment	53
5.4.3.5. Yürütme Motoru Maksimum Güç	53
5.4.3.6. Motor Nominal Güç Hesabı.....	53
5.4.3.7. Redüktör Güç Hesabı.....	53
5.4.3.8. Tekerlek Hesabı	54
5.4.4. Döndürme Grubu	54
5.4.4.1. Tekerlek Hesabı	54
5.5. ELEKTRİK – ELEKTRONİK TASARIM	55
5.5.1. Ana Kaldırma Grubu	55
5.5.1.1. Kaldırma Motoru Hesabı	55
5.5.1.2. Kaldırma Motoru Fren Hesabı.....	55
5.5.2. Araba Yürütme Grubu	56

Sayfa

5.5.2.1. Araba Yürütme Motoru Fren Hesabı	56
5.5.3. Köprü Yürütme Grubu.....	56
5.5.3.1. Köprü Yürütme Motoru Fren Hesabı.....	56
5.6. MAGNET TASARIMI.....	56
5.7. GEZER KÖPRÜLÜ VİNÇ ÖRNEK HESABI	57
5.7.1. Taşıyıcı Sistem Konstrüksiyon Hesabı	59
5.7.1.1. Vinç Hesaplarında Kullanılan Katsayıların Hesaplanması.....	59
5.7.1.2. Kiriş Gerilme Kontrolü.....	59
5.7.1.3. Kiriş Sehim Hesabı	61
5.7.2. Mekanik Hesaplamalar	61
5.7.2.1. Ana Kaldırma Grubu Hesabı	61
5.7.2.1.1. Kaldırma Sistemi Verimleri.....	62
5.7.2.1.2. Kaldırma Redüktörü Güç Hesabı	62
5.7.2.1.3. Motor Kaplin Hesabı	62
5.7.2.1.4. Halat Hesabı	63
5.7.2.1.5. Tampur Çapı Hesabı.....	64
5.7.2.1.6. Makara Çapı Hesabı	64
5.7.2.2. Araba Yürütme Grubu Hesabı	64
5.7.2.2.1. Moment Hesapları	65
5.7.2.2.2. Motor Maksimum Güç Hesabı	65
5.7.2.2.3. Motor Nominal Güç Hesabı	65
5.7.2.2.4. Redüktör Güç Hesabı.....	65
5.7.2.2.5. Motor-Redüktör Arası Kaplin Hesabı	66
5.7.2.2.6. Tekerlek Hesabı.....	66
5.7.2.3. Köprü Yürütme Grubu Hesabı.....	68
5.7.2.3.1. Moment Hesapları	69
5.7.2.3.2. Motor Maksimum Güç Hesabı	69
5.7.2.3.3. Motor Nominal Güç Hesabı	69
5.7.2.3.4. Redüktör Güç Hesabı.....	70
5.7.2.3.5. Motor-Redüktör Arası Kaplin Hesabı	70
5.7.2.3.6. Tekerlek Hesabı.....	70
5.7.2.4. Döndürme Grubu Hesabı	72
5.7.2.4.1. Tekerlek Hesabı.....	72

	<u>Sayfa</u>
5.7.3. Elektrik-Elektronik Hesaplamalar	72
5.7.3.1. Ana Kaldırma Grubu Hesabı	72
5.7.3.1.1. Kaldırma Motoru Hesabı	72
5.7.3.1.2. Kaldırma Motoru Fren Hesabı.....	73
5.7.3.2. Araba Yürütme Grubu Hesabı	73
5.7.3.2.1. Araba Yürütme Motoru Fren Hesabı.....	73
5.7.3.3. Köprü Yürütme Grubu Hesabı.....	74
5.7.3.3.1. Köprü Yürütme Motoru Fren Hesabı	74
5.7.4. Magnet Hesabı	74
BÖLÜM 6	76
SONUÇLAR	76
KAYNAKLAR	81
ÖZGEÇMİŞ	84

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. a) Çift kirişli gezer köprülü vinç, b) Tek kirişli gezer köprülü vinç.....	5
Şekil 2.2. Portal vinç şeması.....	6
Şekil 2.3. Oklu vinç şeması.....	6
Şekil 2.4. Kablolü vinç şeması.....	7
Şekil 2.5. a) Kulesi sabit kuleli vinç, b) Kulesi döner kuleli vinç	8
Şekil 2.6. a) Paletli mobil vinç, b) Lastik tekerlekli mobil vinç	9
Şekil 2.7. Yüzer vinç.....	10
Şekil 2.8. a) Döner duvar vinç, b) Sabit sütunlu döner vinç.....	11
Şekil 2.9. a) Derrick vinç, b) Ayaklı döner vinç.....	12
Şekil 2.10. Gezer köprülü vinç aksamını oluşturan elemanlar	13
Şekil 2.11. Kaldırma sistemi.....	14
Şekil 2.12. Halat sarım yönleri	15
Şekil 2.13. Araba yürütme sistemi.....	16
Şekil 3.1. Haddeleme işlemi	18
Şekil 3.2. C tipi kanca ile taşıma.....	20
Şekil 3.3. Forklift ile taşıma.....	20
Şekil 3.4. a) Ezilme tipi hasarlanma, b) Darbe tipi hasarlanma, c) Sargı bozulması tipi hasarlanma.....	21
Şekil 3.5. a) Boru aparatı, b) Boru aparatı kaplaması.....	22
Şekil 3.6. a) Darbe tipi hasarlanma, b) Sargı bozulması tipi hasarlanma, c) Çizik tipi hasarlanma	22
Şekil 3.7. Tespit edilen genel kusur görünüşleri	24
Şekil 3.8. Numunelerin genel görünüşleri ve inceleme bölgelere ait görseller.....	24
Şekil 3.9. a) 1 numaralı inceleme bölgesi, b) 2 numaralı inceleme bölgesi	25
Şekil 3.10. 4 numaralı inceleme bölgesi	26
Şekil 3.11. 3 numaralı inceleme bölgesi	26
Şekil 3.12. a) 5 numaralı inceleme bölgesi, b) 6 numaralı inceleme bölgesi.....	27
Şekil 3.13. a) 7 numaralı inceleme bölgesi, b) 8 numaralı inceleme bölgesi	28
Şekil 5.1. DIN 536 A tipi vinç ray formu	67
Şekil 5.2. Manyetik kaldırma aparatı görseli	74

	<u>Sayfa</u>
Şekil 6.1. C kanca tipi ile taşıma yönteminde stoklama	77
Şekil 6.2. Forklift ile taşıma yönteminde stoklama	78
Şekil 6.3. Magnet ile taşıma yönteminde stoklama	78
Şekil 6.4. Manyetik kaldırma aparatı entegreli gezer köprülü tavan vinci görseli ..	79

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1. Alınan numunelere ait veriler	23
Çizelge 3.2. Kimyasal kompozisyonlar	23
Çizelge 3.3. Tespit edilen kusur derinlikleri ve büyütme kesit oranları	29
Çizelge 5.1. FEM grubu seçim tablosu	39
Çizelge 5.2. FEM'e göre minimum güvenlik katsayısı.....	40
Çizelge 5.3. Kaldırma grubuna göre yükseltme katsayıları	40
Çizelge 5.4. Kaldırma yükü katsayıları.....	41
Çizelge 5.5. Öz ağırlık katsayısı	41
Çizelge 5.6. DIN 15020'ye göre halat tambur ve makara çapları katsayıları	42
Çizelge 5.7. $\kappa = -1$ için yükleme grubu ve çentik grubuna göre emniyetli devamlı mukavemet değeri	45
Çizelge 5.8. 6x36 Warrington seale TS 1918/14 ÇÖ 180s/z çelik özlü halata ait kopma kuvvetleri	63
Çizelge 5.9. DIN 15070'e göre n tekerlek devir sayısına göre c2 devir katsayısı	66
Çizelge 5.10. DIN 15070'e göre çalışma süresi katsayısı.....	66
Çizelge 5.11. DIN 536 A tipi vinç rayları sembol ve boyutları	67
Çizelge 6.1. Seçilen ekipmanlar ve detayları	76
Çizelge 6.2. Taşıma yöntemine göre stoklama miktarı.....	77

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

%	: yüzde
μm	: mikrometre
γ	: ivme değeri
ω	: motor açısal hızı
η	: sistem mekanik verimi
η_{d1}	: donanım verimi
η_r	: kaldırma redüktör verimi
η_s	: toplam kaldırma sistem verimi
η_y	: rulmanlı yatak
$^\circ$: derece, açı birimi
$^\circ\text{C}$: santigrat derece
4m	: yürütme mekanizma sınıfı (DIN15020)
A	: amper
A6	: çelik yapı sınıfı (FEM)
a_{vy}	: yavaşlama ivmesi
b_1	: faydalı ray kafa genişliği
B5	: yükleme durumu (DIN15018)
Bkz.	: bakınız
C	: Sağ sol boşluk
c_2	: tekerlek devri katsayısına göre devir katsayısı (DIN 15070)
c_3	: çalışma süresi katsayısı (DIN 15070)
cm	: santimetre
cm^2	: santimetre kare
cm^3	: santimetre küp
cm^4	: santimetre üzeri dört
d/dk	: devir/dakika

d_h	: seçilen halat
dk	: dakika
D_{makara}	: makara çapı
D_{tambur}	: tambur çapı
$D_{teker\ min}$: min. teker çapı
E	: elastite modülü
f_1	: kiriş zati ağırlığından oluşan sehim
f_2	: araba+halat+kanca ağırlığından oluşan sehim
f_3	: yükden oluşan sehim
F_m	: ortalama burulma alanı
F_{max}	: maksimum teker yükü
F_{min}	: minimum teker yükü
F_{ort}	: ortalama teker yükü
H	: halat tambur ve makara çapları için katsayılar
H	: yan plaka yüksekliği
$H4$: kaldırma sınıfı (DIN15018)
I_R	: redüktör redüksiyonu
J_x	: atalet momenti
$K2$: çentik sınıfı (DIN15018)
k_b	: yükleme grubu katsayısı
kg	: kilogram
kg/cm	: kilogram/santimetre
kg/cm^2	: kilogram/santimetre kare
kg/m	: kilogram/metre
kgf	: kilogram kuvvet
kgf/ mm^2	: kilogram/milimetre kare
K_r	: sürtünme katsayısı
kW	: kilowatt
L_a	: araba aks açıklığı
m	: metre
m/dk	: metre/dakika
m/s	: metre/saniye
m/s^2	: metre/saniye kare

max.	: maksimum
M_{dmotor}	: motor momenti
M_f	: sürtünme moment i
min.	: minimum
mm	: milimetre
mm ²	: milimetre kare
M_n	: motor nominal moment i
M_p	: toplam max. moment
MPa	: mega paskal
M_r	: sürtünme moment i
M_α	: atalet moment i
M_γ	: ivmelenme moment i
N	: newton
N/kg	: newton/kilogram
Nm	: newton metre
n_{motor}	: motor devri
n_{tambur}	: tambur devri
$n_{tekerlek}$: tekerlek devri
\emptyset	: çap
P	: kaldırma Motor Gücü
P_L	: malzeme için emniyetli basınç gerilmesi
P_n	: gerekli minimum mekanik güç
P_p	: motor gücü
q	: tahrik sayısı,
Q_a	: araba ağırlığı
q_k	: kiriş ve ekipmanların birim ağırlığı
q_p	: platform birim ağırlığı
Q_v	: toplam yüklü vinç ağırlığı
Q_y	: kaldırma kapasitesi
Q_y	: kaldırma yükü
r_1	: seçilen ray için köşe radyusu
rad/s	: radyan/saniye
R_m	: malzeme kopma gerilmesi

R_{max}	: teker yükü
r_{tambur}	: tambur yarıçapı
S	: giriş açıklığı
S	: yan plaka kalınlığı
s_h	: toplam sehim oranı
t	: bir halata ait donanım sayısı
U	: giriş burulma eksenini
$vb.$: ve benzeri
V_{dc}	: volt
V_k	: kaldırma hızı
V_{ya}	: araba yürüme hızı
V_{yk}	: köprü yürüme hızı
W	: watt
W_x	: mukavemet momenti
W_y	: mukavemet momenti
Z_p	: minimum güvenlik katsayısı
γ_c	: yükseltme katsayısı
σ_1	: giriş zati ağırlığından oluşan gerilme
σ_2	: arabanın öz ağırlığından oluşan gerilme
σ_3	: kaldırma yükünden oluşan gerilme
σ_4	: atalet kuvvetlerinden oluşan gerilme
σ_5	: araba kasılmasından oluşan gerilme
$\sigma_{DZ(\kappa)em}$: sürekli dinamik emniyetli çekme gerilmesi
σ_{max}	: maksimum gerilme
σ_{min}	: minimum gerilme
σ_v	: mukayese gerilmesi
σ_w	: malzemenin emniyetli devamlı mukavemet değeri (Yükleme grubu ve çentik grubuna bağlı kaynaklı)
σ_{zem}	: emniyetli çekme mukavemet değeri
φ_K	: öz ağırlık katsayısı
ψ	: kaldırma yükü katsayısı
κ	: gerilme değişim katsayısı

KISALTMALAR

2D	: Two Dimensional (İki Boyutlu)
3D	: Three Dimensional (Üç Boyutlu)
CAD	: Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
CAE	: Computer Aided Engineering (Bilgisayar Destekli Mühendislik)
CTP	: Cam Takviyeli Plastik
ÇÖ	: Çelik Özlü
DIN	: Deutsches Institut für Normung (Alman Standartlar Enstitüsü)
FEM	: Federation Europeenne de la Manutention (Avrupa Taşıma Federasyonu)
MD	: Meerdriver (Monoblok Hadde)
MÖ	: Milattan Önce
MTS	: Malzeme Taşıma Sistemi
PD	: Proportional Derivative (Oransal Denetleyici)
PLC	: Programmable Logic Controller (Programlanabilir Mantık Denetleyicisi)
PSM	: Precision Sizing Mill (Hassas Ebatlama Değirmeni)
SAP	: System Analysis Program (Sistem Analiz Programı)
TS	: Türk Standartları
yy	: Yüzyıl
WB	: Water Box (Soğutma Kutuları)
WS	: Warrington Seale

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Son dönemde teknolojiye yaşanan gelişimler ve bununla birlikte değişen rekabet ortamı özellikle üretim ve dağıtım sektöründe işletmelerin stratejik kararlarını doğru verebilmesi, firmaların pazarda uzun süre kalarak rakipleriyle rekabet edebilmesi için gereksinim duyduğu en önemli noktalardan bir tanesidir [1].

Malzeme taşıma sistemi (MTS) ve kaldırma sistemi ekipmanlarının çok çeşitli olması ve seçim aşamasında itina gösterilmesi gereken özellikler, taşıma ve kaldırma sisteminin seçimini oldukça zorlaştırmaktadır. Bütün bu etkileri dikkate alındığında, malzeme taşıma sisteminin seçimi firmaların uzun vadeli stratejik planlarını doğrudan etkileyen karmaşık ve çok kriterli bir problemdir [2].

Malzeme taşıma ve kaldırma sistemlerinin doğru seçimi; mevcut kaynakların verimli kullanımını, üretim sürecinin kolaylaşmasını, hızlanmasını sağlayacak ve bunların yanında iş güvenliği problemlerini azaltacaktır. Malzeme taşıma maliyetleri tüm üretim maliyetlerinin içinde %13-40 arasında bir orana sahiptir. İyi bir seçimin toplam fabrika işletme maliyetlerini %15-30 düşürebileceği düşünülecek olursa, taşıma sisteminin doğru seçimi çok daha fazla önem kazanmaktadır. Doğru malzeme taşıma ve kaldırma sisteminin seçimi ve söz konusu sistemin tesis içinde doğru yerleştirilmesi üretkenliği artırıp, yatırım ve işletme masraflarını düşürecektir [1].

Endüstride üretimin yapıldığı alanlarda gereksiz hareketlerin ortadan kaldırılması ile ürünler doğru zamanda, doğru yerde ve doğru bölümde olabilir. Bu gereksiz hareketler ortadan kaldırılmazsa problemlere yol açabilirler [3].

Bu çalışmada; kangal haddehanelerinden çıkan özel kalite kangalların stoklanması ve sevk edilmesinde meydana gelen hasarlanmalardan bahsedilmiş olup, hasarlanmaları

minimize etmek için özel stok alanlarının oluşturulması, kangal taşınmasına uygun manyetik kaldırma aparatı entegreli tavan vinci tasarımının yapılması ve bir örnek tasarım hesabı ele alınmasıdır.

BÖLÜM 2

VİNÇLER (KRENLER) VE TÜRLERİ

2.1. GİRİŞ

İnsan gücünün yetmediği durumlarda, nesnelere kaldırarak başka bir alana güvenli ve hızlı bir şekilde ağır yüklerin farklı tasarımlarla kaldırma ve taşınmasını sağlayan makineler olan vinçler [4] genellikle şantiyelerde, tersanelerde ve inşaat sahalarında kullanılmaktadır. Sadece düşey ekseninde kaldırma işlemi yapan makineler vinç tanımına giriyor olsa da genel olarak en az iki doğrultuda hareket eden kaldırma makineleri olan krenler de vinç olarak ifade edilmektedir.

Bu makinelerden istenilen, sadece ağır yüklerin kaldırılması ve bir alana taşınması değil; aynı zamanda farklı branşlardaki üretimin daha homojen bir hale getirilmesini de sağlamaktır. Vinçler günümüzde her endüstri alanında büyük bir öneme sahiptir [5].

Vinçlerin tarihçesi basit makinalara kadar dayanmaktadır. Daha az güç harcayarak, daha fazla iş yapılabilmesi prensibiyle çalışmaktadır [6]. Vinçler ilk defa M.Ö. 5. yy'da kullanılmıştır. Bununla birlikte ilk vinç resmi Romalı mimar Vitruvius'un M.Ö. 10. yıllarında yazdığı bir kitapta görülmektedir. Bu vinç tepesinde makara bulunan ve halatlarla sabitlenen bir direktten oluşmaktadır. Yükler makaradan geçen başka bir halata bağlanarak kölelerin çevirdiği ayak değirmeniyle kaldırılmıştır [7]. Villard de Honnecourt 13. yy'da vidalı krikonun çizmiş, çok ağır yüklerin kaldırılması için çözüm yöntemi sunmuştur. Ayrıca orta çağda makaraların yaygın bir şekilde taşıma amaçlı olarak kullanıldığı kaynaklarda yer almaktadır. Leonardo da Vinci tarafından taş blokların kaldırılması için yapılmış vinç çalışmaları da bulunmaktadır [8]. İlk olarak 15. yy'ın 2. yarısında bu alanda atılımlar başlamıştır. Daha sonra Arşimed'in bulmuş olduğu sonsuz vida mekanizmasının ve palanga sisteminin kaldırma işlerinde

kullanılması, teknik alanda bir devrim görünümü yapmış ve büyük bir yenilik ve gelişme getirmiştir. Bundan sonra bir yenilikve yeni bir kaldırma aleti, 17. yy'da yapılmış, Fransız Poncelefnin Yapı Sanatı üzerine olan eserleri, ilk ve pratik krenleri karşımıza çıkarmıştır. Ancak 18.yüzyılın sonuna kadar yükleri ve yapı malzemesini kaldırmak için kullanılan alet ve araçlar aşırı derecede ilkel ve basit yapılarıdır. Bunlarla iş görmek içinde çok büyük bir adale kuvveti harcamak gerekiyordu [9]. Buhar gücüyle çalışan ilk vinci ise 19. yy'da İskoçyalı John Rennie yapmıştır [7].

Kaldırma makinalarının yapımında yapılan yenilikler ve yeni buluşlar çeşitli büyük endüstrilerdeki (Çelikhane, tersane, liman, maden işletmeleri, dökümhaneler vb.) çalışma sistemlerini de değiştirmiş ve bu sayede verim artmıştır [9].

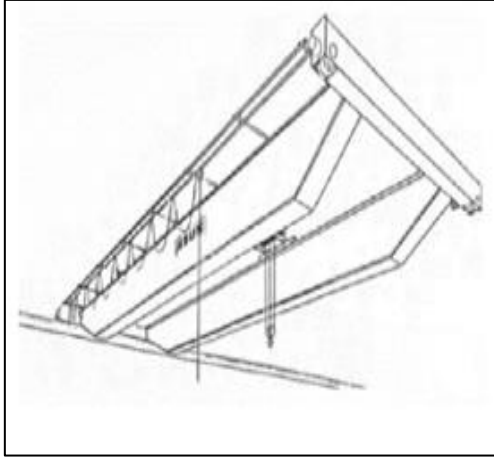
2.2. VINÇLERİN SINIFLANDIRILMASI

Vinçler, genel olarak konstrüksiyon tiplerine ve kullanım alanlarına göre sınıflandırılırlar. Kullanılan başlıca vinçler; köprülü vinçler, portal vinçler, oklu vinçler, kablolu vinçler, kuleli vinçler, mobil vinçler, yüzer vinçler ve döner vinçlerdir.

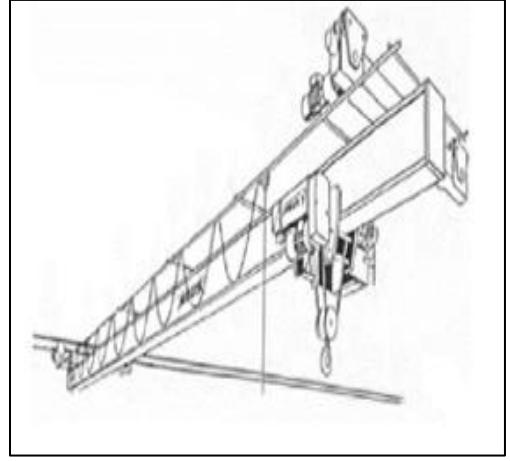
2.2.1. Köprülü Vinçler

Sanayide en sık rastlanan vinç tipi olan köprülü (gezer) vinçler, yükseğe yerleştirilmiş iki vinç yolu arasında bir köprü konstrüksiyondan oluşur. Tek kiriş köprülü ve ya çift kiriş köprülü olarak imal edilebilirler. Kaldırma grubu, araba yürütme grubu ve köprü yürütme grubu olmak üzere üç ana gruptan oluşmaktadır. Vincin kontrolü operatör kabininden, yerden ve ya uzaktan yapılabilir. Genellikle fabrika içinde kapalı alanlarda, depolama, yükleme ve taşıma işlerinde kullanılırlar [4].

Tek köprülü vinçler yaklaşık olarak 15 ton'a kadar kaldırma kapasitesi, 25 m vinç aralığı ve 20 m kaldırma yüksekliğine kadar kullanım alanına sahiptirler. Çift köprülü vinçlerin kaldırma kapasiteleri daha büyük olup, 30 m vinç aralığı ve 30 m kaldırma yüksekliğine kadar kullanım alanına sahiptirler [9]. Şekil 2.1'de tek kiriş köprülü ve çift kiriş köprülü vinç resmi verilmiştir.



(a)



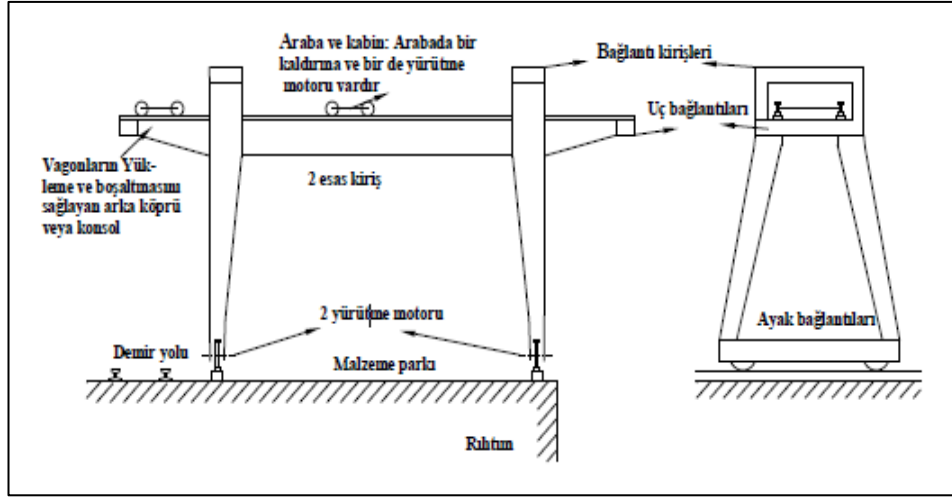
(b)

Şekil 2.1. a) Çift kirişli gezer köprülü vinç, b) Tek kirişli gezer köprülü vinç [10].

2.2.2. Portal Vinçler

Genellikle limanlarda, tersanelerde ve fabrika dışında açık alanlarda yük taşıma uygulamalarında tercih edilen vinçlerdir. Köprü kirişlerinin portal ayaklar üzerinde olduğu ve bu portal ayaklar sayesinde zemine sabitlenmiş yürüme yolu üzerinde hareket ettiği sistemlerdir. Tek kiriş köprülü ve ya çift kiriş köprülü olarak imal edilebilirler. Çift kiriş ve tek kiriş gezer köprülü portal vinçler kullanım amacına göre sağ/sol portofa ile yük istifleme faaliyetleri amacıyla kullanımlarda avantaj sağlamaktadır.

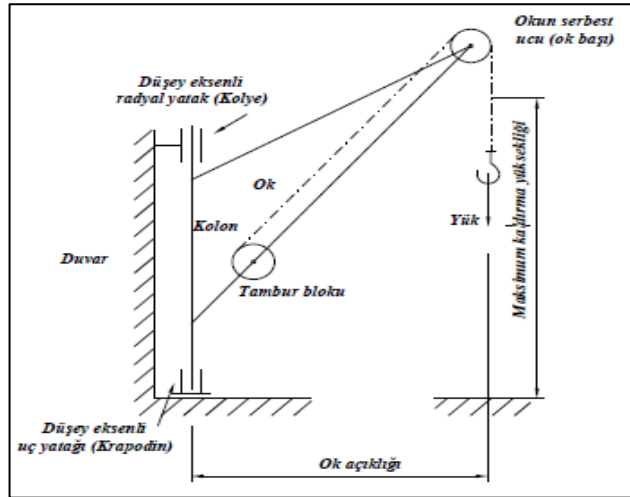
Portal vinçler ile gezer köprülü vinçler konstrüksiyon olarak çok benzer yapıdadırlar. Temel fark, portal vinç kirişleri zemindeki raylar üzerinde yürüyen ayaklara monte edilmiş olmalarıdır. Kirişin tek tarafı ayak üstünde diğer tarafı köprülü vinç gibi bir yürüyüş yolu üzerinde hareket ediyorsa yarı-portal vinç olarak adlandırılır [10]. Şekil 2.2'de portal vinç resmi verilmiştir.



Şekil 2.2. Portal vinç [11].

2.2.3. Oklu Vinçler

Oklu vinçler, liman ve şantiyelerde önemli görev üstlenen ve çok kullanılan kaldırma makineleri arasındadır. Genellikle ok adı verilen kiriş, uçlarından birisi aracılığı ile düşey bir eksen etrafında dönme hareketi yapar. Kanca bloğu, okun serbest olan öteki ucu tarafından taşınır [11]. Şekil 2.3’de oklu vinç şeması verilmiştir.

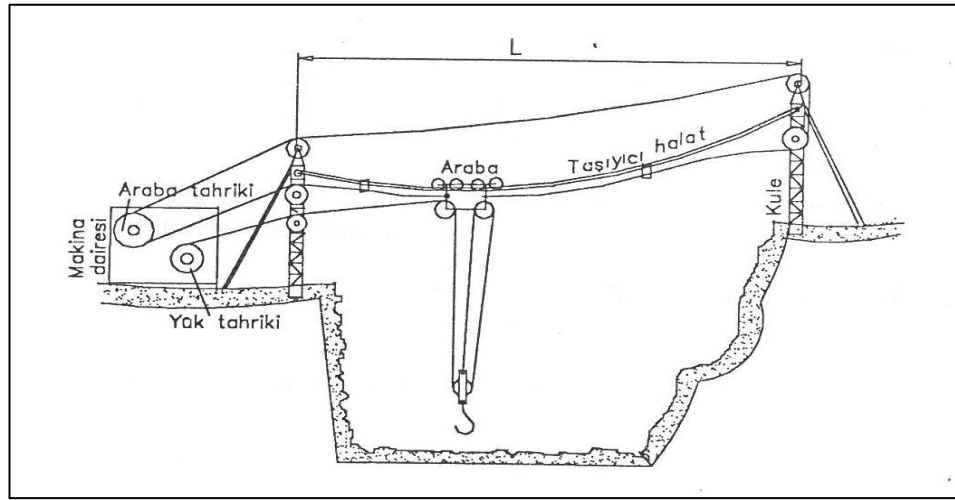


Şekil 2.3. Oklu vinç [11].

2.2.4. Kablolü Vinçler

Kablo lu vinçler, kablo üzerinde gidip gelen arabanın yükün hem kaldırılmasını hem de kablo doğ rultusunda taşınmasını sağlayan vinçlerdir. Yükü taşıyan ana elemanı iki adet mast arasında gerilmiş çelik halat kablolardır. Mastların arasında bulunan kabloların bir kısmı statik bir kısmı ise hareketlidir. Statik kablo arabayı ve yükü taşıyan kablodur. Hareketli olan halatların bir kısmı da arabanın statik kablo üzerindeki hareketini sağ larken bir kısmı yükün kaldırılıp indirilmesini sağlar. Bu halatların tahriği zeminde bulunan bir makine dairesinden sağ lanmaktadır. Kablolü krenlerin kaldırma kapasiteleri 50 ton'a ve ayak açıklıkları 1000 metreye varabilmektedir [10].

Kablo lu krenler genelde baraj inşaatı, köprü inşaatı gibi geniş açıklık istenen yerlerde kullanılırlar. Günümüzde gerek maliyet gerekse kurulum süreleri bakımından daha uygun kaldırma makinaları alternatifleri bulunabildiği için fazla tercih edilmemektedirler [10]. Şekil 2.4'de kablo lu vinç şematik resmi verilmiştir.

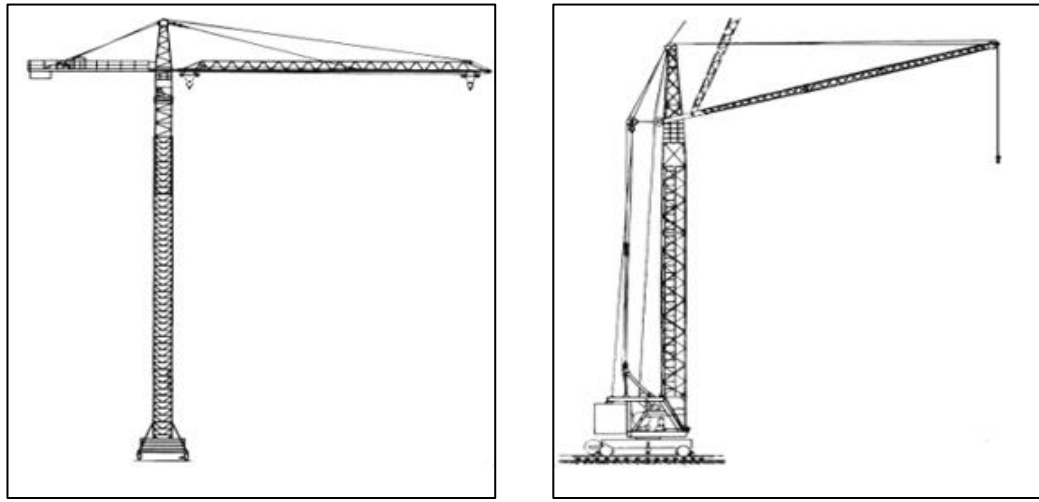


Şekil 2.4. Kablolü vinç [11].

2.2.5. Kuleli Vinçler

Kuleli krenler çoğu şantiyede bir veya daha fazla bulunmaları sebebiyle günlük yaşantıda belki de en çok rastladığımız kren tipidir. Adından anlaşılacağı üzere bir kule üzerine monte olan bu krenler taşıdıkları yükleri üç eksende hareket ettirebilirler.

Kaldırma mekanizması yükün yukarı-aşağı hareketini, kule döndürme tertibatı yükün dairesel hareketini, salınlı bum mekanizması veya bum üzerinde gidip gelen araba yükün radyal hareketini gerçekleştirmektedir. Ağırlıktan tasarruf ve düşük rüzgar yükleri oluşması için çoğunlukla kafes kirişten imal edilirler. Kaldırma kapasiteleri 1-16 ton arası, bum mesafeleri 10-40 m arası, kaldırma yükseklikleri 20-60 m arası değişmektedir. Kuleli vinçlerin kulesi sabit ve kulesi dönebilen konstrüksiyon örnekleri mevcuttur [10]. Şekil 2.5’de sabit kuleli ve döner kuleli vinç şematik resmi verilmiştir.



(a) (b)
Şekil 2.5. a) Kulesi sabit kuleli vinç, b) Kulesi döner kuleli vinç [10].

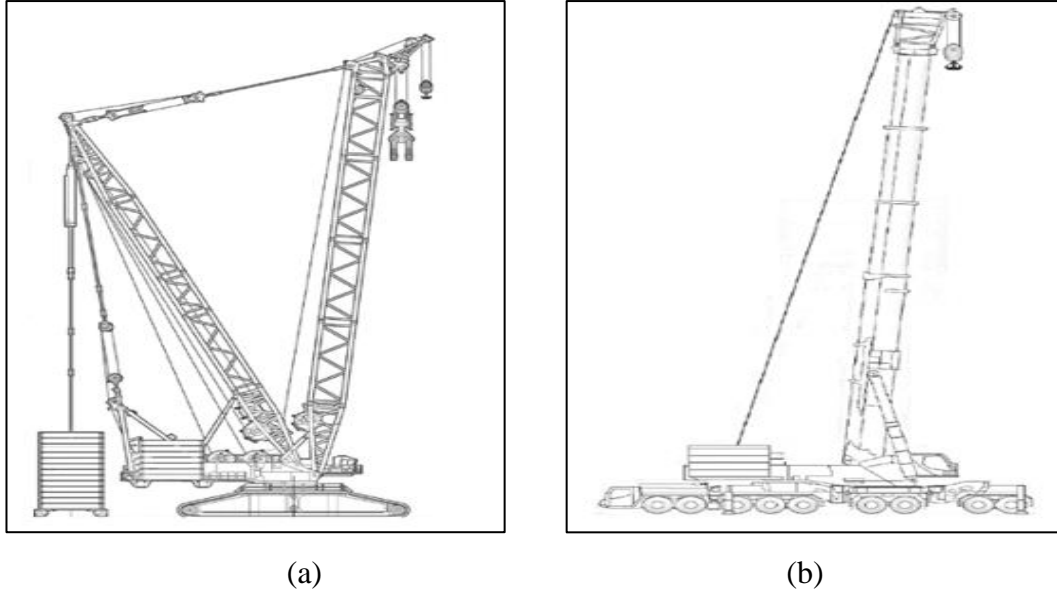
2.2.6. Mobil Vinçler

Mobil vinçler diğer vinçlere göre hareket kabiliyetleri daha geniş olup, bazı durumlarda yükü alıp taşıma kabiliyetine sahip vinçlerdir. Mobil vinçlerin en önemli karakteristik özelliği yürüyüş mekanizmalarıdır. Yürüyüş mekanizması paletli tip veya lastik tekerlekli tip olabilir.

Paletli mobil vinçlerin en büyük avantajları yüksek kapasiteleri ve yük ile beraber hareket edebilmeleridir. En büyük dezavantajı ise paletli olmaları sebebi ile şehir içinde bir yerden bir yere gidemiyor oluşlarıdır. Kullanılıcakları sahaya parçalara ayrılmış vaziyette gelirler ve sahada montajı yapılır. Bu durum da ilave mobilizasyon masraflarına neden olmaktadır. Paletli krenlerin kaldırma yüksekliği 250 metreye,

çalışma yarıçapı 200 metreye ve kaldırma kapasiteleri karşı ağırlıkların da yardımıyla 3.000 ton'a ulaşmaktadır.

Lastik tekerlekli mobil krenlerin en büyük avantajı ise kendi kendilerini bir yerden başka bir yere nakledebilme kabiliyetleridir. Bu sayede hemen hemen tüm lastik tekerlekli krenler yekpare biçimde taşınabilirler ve mobilizasyon masrafları olmaz. Lastik tekerlekli krenlerin kaldırma kapasitesi 1200 ton'a, kaldırma yüksekliği 180 metreye ve çalışma yarıçapı 130 metreye ulaşabilmektedir. Şekil 2.6'da paletli tip mobil vinç ve lastikli tip mobil vinç şematik resmi verilmiştir.



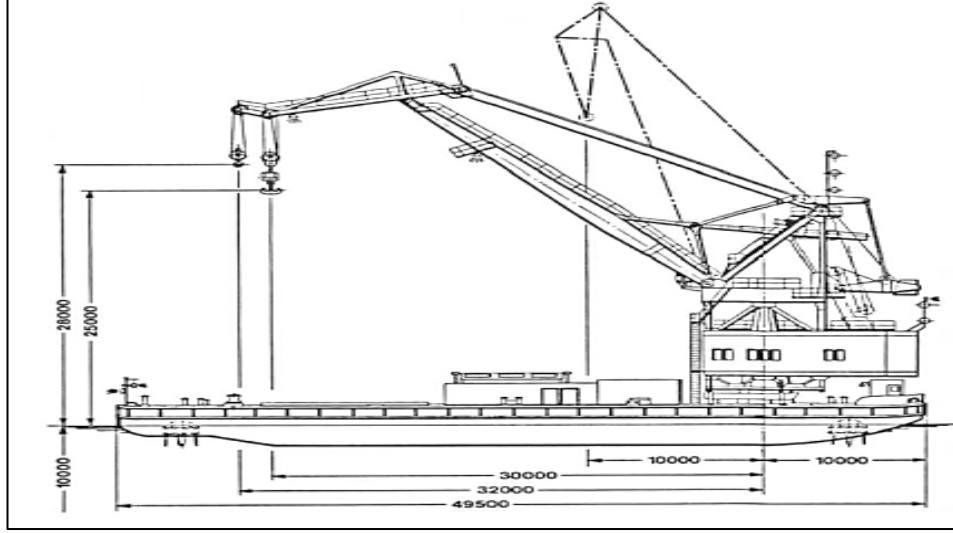
Şekil 2.6. a) Paletli mobil vinç, b) Lastik tekerlekli mobil vinç [10].

Mobil vinçler teleskobik bumlu veya kafes bumlu olabilirler. Paletli vinçler genelde kafes bumlu üretilirken, lastik tekerlekli vinçler ise genelde teleskobik bumlu olurlar [10].

2.2.7. Yüzer Vinçler

Yüzer vinçler limanlarda mal aktarım işlerinde ve tersanelerde gemilerin üretim ve tamirat işlerinde kullanılırlar. Komple vinç yapısı yüzer bir duba üzerine oturtulmaktadır. Kaldırma kapasiteleri 500 ton'a hatta kimi özel konstrüksiyonlarda 1200 ton'a ulaşabilmektedir. Düşük tonajlı yüzer vinçlerde hareketli salıncak sistemi

kullanılır. Yüksek tonajlı vinçlerde ise kimi zaman çift yönvericili salıncak bum, çoğunlukla ise basit salıncak bum çekme sistemi kullanılır. Şekil 2.7’de 150 ton kaldırma kapasiteli yüzer vinç şematik resmi verilmiştir [10].

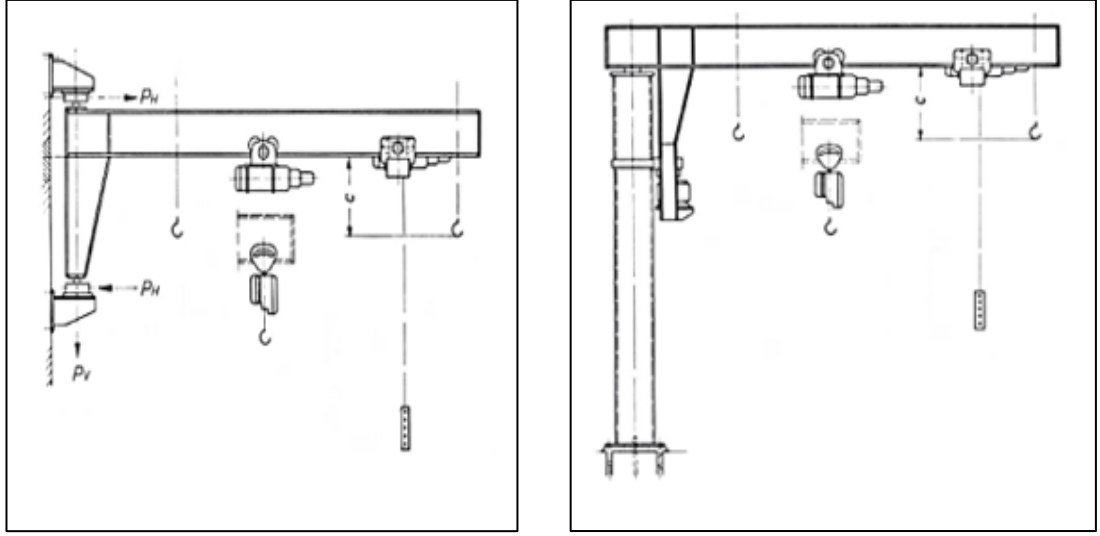


Şekil 2.7. Yüzer vinç [10].

2.2.8. Döner Vinçler

Döner vinçler, konstrüksiyon çeşitliliği ve kullanım sıklığı bakımından diğer bir önemli vinç grubudur. Çok eski tarihlerden kullanım örneklerine rastlanmaktadır. Köprülü ve portal vinçlerin aksine döner vinçler yüklenen malzeme konsol bumu vasıtasıyla dayanak yüzeylerinin dışında taşınır. Sabit, salıncaklı veya teleskobik olabilen bum yapıları bir eksen etrafında dönme hareketi yapar. Kimi örneklerde kaldırma işini bum üzerinde gidip gelen bir araba yapar. Döner bum sütun ile sabit şekilde bağlanmış ve sütun hem alttan hem üstten dönebilir şekilde yataklanmıştır. Döner vinçler; döner duvar vinç, sütunlu döner vinç, konsollu döner vinç, derrik vinç, ayaklı döner vinç şeklinde 5 farklı şekilde sınıflandırılabilir.

Döner duvar vinçleri genelde depolarda, limanlarda veya atölyelerde kullanılırlar. Taşıma kapasiteleri 1-3 ton arasında olmakla beraber özel durumlarda 10 ton kapasiteli örneklerine rastlanılabilir. Taşınan yük, duvara bineceği için erişme mesafeleri genelde fazla uzun tutulmaz.



(a) (b)

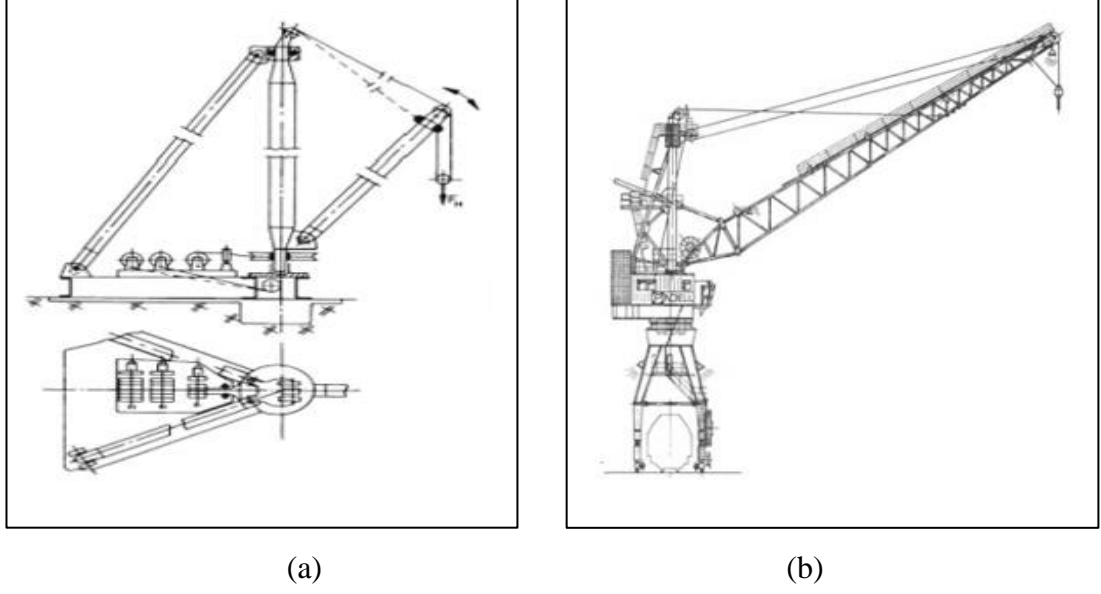
Şekil 2.8. a) Döner duvar vinç, b) Sabit sütunlu döner vinç [10].

Konsollu döner vinçler de yapı olarak esasen bir döner duvar vinci olmakla beraber vincin yatakladığı çerçeve hareket etmektedir. Hareketli çerçeve sayesinde dikdörtgen biçiminde bir alan tarar ve bumun ucundaki bir makara yeterli olabilmektedir. Genelde çerçevenin üstünde iki yatay, altında iki yatay ve iki dikey tekerlek bulunur. Çerçeve yapısı, vincin kaldırma, döndürme ve hareket ederken ortaya çıkan yükler gibi tüm kuvvetlerini taşır. Kaldırma kapasitesi 2-20 ton, erişim uzunluğu 4-12 m arasına ulaşabilmektedir [10].

Direkli vinç olarak da bilinen derrik vinçlerde döner sütun genelde kafes konstrüksiyondan imal edilir ve zemine bağlı iki adet destekle arkadan desteklenir. Bu destekler çoğunlukla derrik vincin dönme açısını 270° 'de sınırlar. Halatlarla desteklenen ana sütunlarda ise dönme açısı sınırlı değildir. Bum düzeneği de bir palanga ile çekilebilir şekilde sütuna bağlıdır. Vincin çalışma yüzeyi daireseldir. Zemine sabit veya hareketli olabilirler. Erişme yarıçapı 50 metreye ve kaldırma kapasitesi 300 ton mertebelerine ulaşabilmektedir. Genelde taş ocakları ve şantiyelerde çalışırlar.

Ayaklı döner vinçler ise çoğunlukla limanlarda ve büyük stok sahalarında rastlanır. Vinç, raylar üzerinde gidip gelebilen dört adet ayak üzerine oturtulmuştur. Döner sütunun alt kısmına monte edilen tahrik mekanizması ile krenin dönüşü sağlanır. Bum

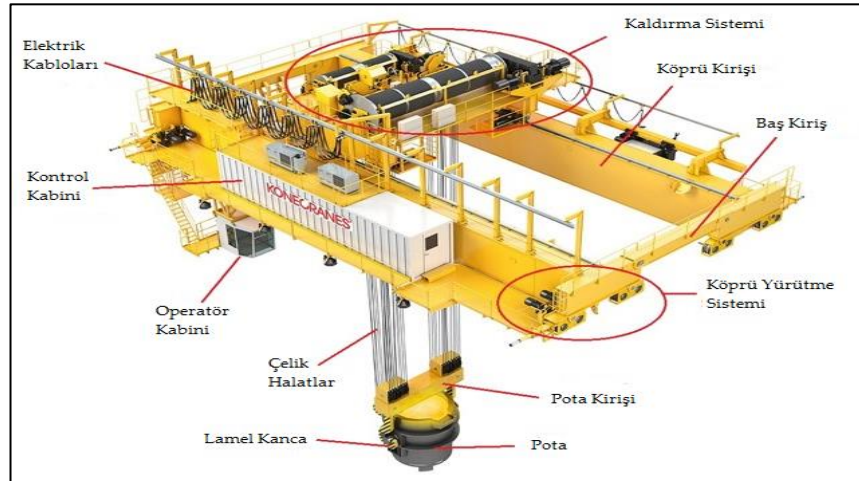
yarıçapı 40 m mertebelerine ulaşabilmektedir. Şekil 2.9’da derrick vinç ve döner vinç şematik resmi verilmiştir [10].



Şekil 2.9. a) Derrick vinç, b) Ayaklı döner vinç [10].

2.3. GEZER KÖPRÜLÜ VİNÇ ELEMANLARI

Endüstride bütün vinçler arasında ekonomik olarak en çok kullanılan vinçlerdir. Gezer köprülülü vinçler; vinç konstrüksiyonu, kaldırma sistemi, köprü ve araba yürütme sistemi ve elektriksel sistemler olmak üzere dört kısımdan oluşmaktadır. Şekil 2.10’da vinç aksamını oluşturan elemanların resmi verilmiştir.



Şekil 2.10. Gezer köprülülü vinç aksamını oluşturan elemanlar [12].

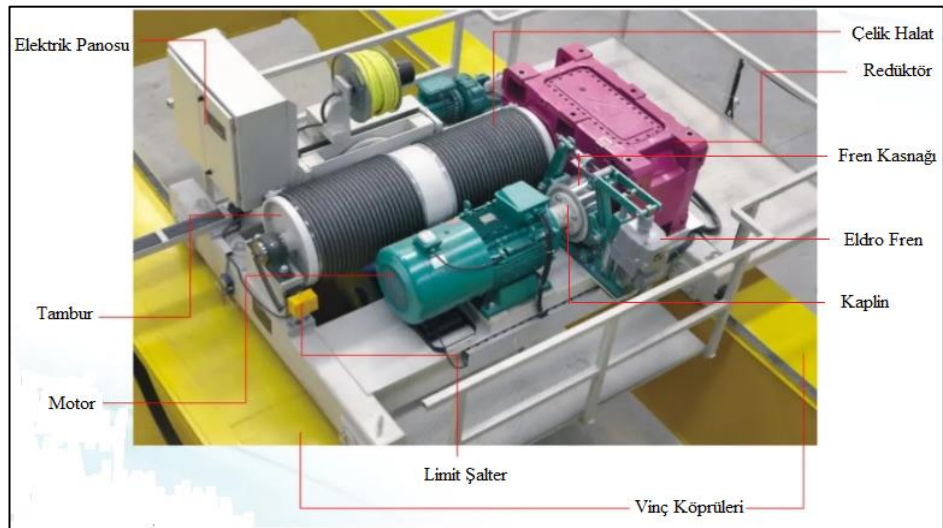
2.3.1. Vinç Taşıyıcı Sistem Konstrüksiyonu

Vinç taşıyıcı sistemi, köprü kirişi ve baş kiriş olmak üzere iki ana kısımdan meydana gelir. Köprü kirişi, vince ait taşıyıcı sisteminin esas elemanıdır. Köprü dolu kesitten ya da profillerden kafes kiriş şeklinde imal edilebilir. Baş kirişler ise köprü kirişlerini ve köprü yürütme sistemini üzerinde taşıyan kirişler olup, dolu kesitten ya da profillerden kafes kiriş şeklinde imal edilebilir. Vincin aralarında belirli açıklık olan iki ray üzerinde hareket etmesini sağlar.

2.3.2. Kaldırma Sistemi

Bu ekipman araba şasesinin üzerine monte edilmiştir. Araba şasesinin bir tarafında, araba yürütme mekanik aksamı diğer tarafında ise mayna-vira mekanik aksamı bulunur. Tambur genellikle şasenin ortasında yer alır. Kaldırma sistemi, sistemin ihtiyacı olan gücü sağlayacak kapasitede seçilmiş bir elektrik motoru ile tahrik edilir.

Bu mekanizmanın yürütme sisteminden farkı, halat donanı ve halatların üzerine sarıldığı tambur mekanizmasının bulunmasıdır. Yani yürütme sisteminde nihai hareket tekerlekte oluşturulurken, kaldırma sisteminde ise tamburda oluşturulur. Diğer tüm mekanik aksam elemanları ve çalışma prensibi aynıdır. Şekil 2.11 'de kaldırma sistemi resmi verilmiştir.



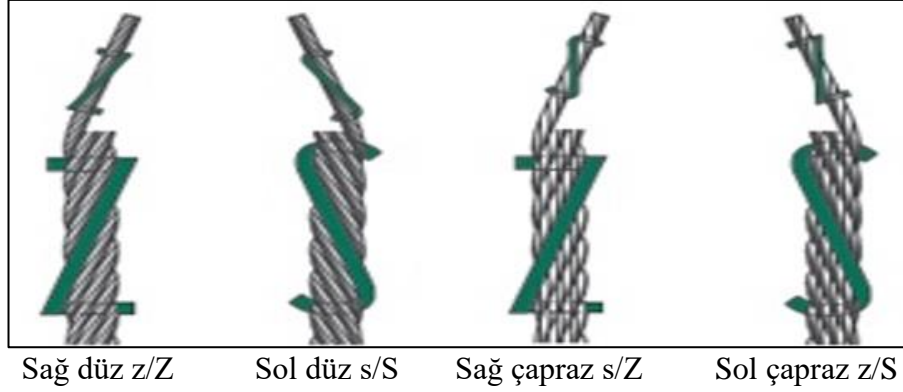
Şekil 2.11. Kaldırma sistemi [13].

Bu sistemin ilave elemanlarından biri limit switch'dir. Bu parça iki tip olur. Bir tambur mili sonunda bulunan bir mekanik-elektrik switch, birde askı switch denilen, sapanın bu askı switch ucunda bulunan parçaya çarpması sonucu sistemden elektriğin kesilmesi prensibi ile çalışan sistemdir. Askı limit sistemi açıklamadan da vira da çalışır ve genellikle ana girişin 1-1,5 m altına kadar sarkıtılır.

Vinç üzerinde bulunan kaldırma tertibatlarının her birinde bir adet tambur bulunur. Bu tamburlar halatın üzerine düzgün sarılmasını sağlamak için karşılıklı sağ ve sol helis açılı olarak imal edilir. Halat tespit edilmeden önce sapan bloğundaki makaralardan ve araba şasesine bağlı olan denge makarası ile sevk makarasından geçirilmiştir. Tamburun hareket alması ile tambur dönüş yönüne göre halatlar hareket eder ve yük aşağı ya da yukarı yönlü hareket ettirilmiş olur. Donanım sisteminde denge makarası önemli bir elemandır. Denge makarası yükün donanımdaki kollar tarafından dengeli ve eşit yük ağırlıkları ile taşınmasını sağlar. Bu makaraların bağlı olduğu çelik konstrüksiyon aksamın ve perneların zaman zaman kontrol edilmesi ve yağlanması gerekir.

Kaldırma sisteminde yükün asıldığı kısım kanca bloğudur. Bu parça yataklandığı aksenal rulman sayesinde 360° dönerek yükün rahatlıkla ve istenen pozisyonda taşınmasını sağlar. Bu sistemde kullanılan halatlar kendir özlü çelik telli halatlardır. Halatların kurulduğu donanımda yük taşıyan kol sayısı istenen kaldırma kapasitesine ve halat çapına göre belirlenir. Kol sayısı arttıkça yük taşıma kapasitesi artar ya da halat çapı küçültülebilir.

Kullanılan halatlar belli kurallara göre sarılır. Kordondaki teller sağa sarılmış ise z ile, sola sarılmış ise s ile gösterilir. Kordonlar halat özü etrafında sağa sarılmış ise Z, sola sarılmış ise S ile gösterilir. Halat Zs sarımlı ise bu kordondaki tellerin sola sarımlı olduğunu, halat sarımının ise sağa doğru olduğunu gösterir. Buna çapraz sarım denir. Eğer Zz ya da Ss ile gösterilirse buna da düz sarım denir. Şekil 2.12'de halat sarım yönleri verilmiştir.



Şekil 2.12. Halat sarım yönleri [14].

2.3.3. Köprü Yürütme Mekanizması

Genel olarak yürütme mekanizmalarında tahrik tekerlekleri iki farklı yöntemle tahrik edilir.

Merkezden Tahrikli Yürütme Sisteminde, merkezde bulunan tek bir motor vasıtasıyla hareket üretilir. Böylece çarpılma riskinin önüne geçilmiş olunur. Ağır bir sistem olup, sistem kurulurken ara millerin yataklanmasına mutlaka dikkat edilmelidir.

Baştan Tahrikli Yürütme sistemlerinde, tahrik tekerleklerinin her birine ayrı ayrı hareket verilir. Büyük açıklıklı vinçlerde ve arabalı monoraylarda bu sistem kullanılır. Bu nedenle sisteme verdikleri ağırlık yükü azdır. Hareket veren motorlar eşzamanlı çalışmazsa (senkronize) vinçte çarpılmalar görülür.

Köprü yürütme sistemi başlıca; motor, esnek ve ara kaplinler, dişli kutusu, köprü yürütme milleri, ara yataklar, tekerlekler, tekerlek dişlisi ve pinyonu ve köprü yürütme freninden oluşmaktadır.

2.3.4. Araba Yürütme Sistemi

Vinç arabaları üzerinde kaldırma ekipmanını taşıyan mekanik aksamdır. Genellikle vinçlerde yürütme sisteminde araba bir adet olur, yalnız birkaç farklı değerde yük taşıyan vinçlerde ise iki adet araba olabilir. Araba yürütme sistemi köprü yürütme

sistemine benzer bir sistemdir. Aynı makine elemanlarından oluşurlar, aynı şekilde hareketi üretirler ve iletirler. Şekil 2.13’de araba yürütme sistemi resmi verilmiştir.



Şekil 2.13. Araba yürütme sistemi [15].

Araba yürütme sistemi başlıca; elektrik motorları, fren kasnakları, dişli ve dişli kutuları, kaplinler, miller, şaftlar, makaralar, kancalar, yataklar, halatlar ve tamburlardan oluşmaktadır.

BÖLÜM 3

KANGAL (FİLMAŞIN) HADDEHANESİ

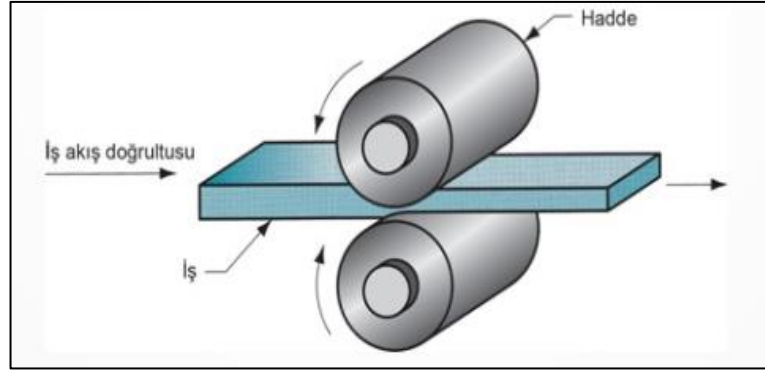
Haddehanelerde, sürekli dökümlerden gelen kütükler hadde tezgâhlarından geçirilerek istenilen kesitte ve boyutta yarı mamul ve mamul ürünleri elde edilmektedir.

Filmaşin haddehanesi; tav fırını, 18 standlı haddeleme ünitesi, PSM ünitesi, 10 standlı monoblok (Meer drive) hadde ünitesi, termoproses ünitesi, soğutma kutuları (Water box), soğutma ızgarası, çubuk paketleme ve kangal paketleme sahası bölümlerinden oluşmaktadır.

Ülkemizde ve yurtdışında çok sayıda Kangal Haddehanesi kurulmuş olup, faaliyetlerine devam etmektedirler. Filmaşin üretimi çelik hasır yapımında, tel üretiminde, somun-vida-civata imalatında ve yüksek dayanıma sahip tel, halat, yay üretimi gibi birçok çeliğin imalatında kullanılmak üzere piyasada birçok firma tarafından haddehanelerde üretilirler [16].

3.1. HADDELEME PROSESİ

Çok eskiden beri metallere çeşitli yöntemler kullanarak istenilen boyutta şekil verme işlemi uygulanır. Metallerin şekil değiştirmesinde en çok kullanılan metot haddeleme metodudur. Haddeleme metodu genel olarak, işlenecek olan parçanın hadde olarak adlandırılan ve birbirlerine ters yönde hareket eden merdaneler arasından geçirilerek istenilen boyutta şekillendirilmesi işlemidir. Şekil 3.1'de haddeleme işlemi gösterilmektedir.



Şekil 3.1. Haddeleme işlemi [16].

Haddeleme işlemi çubuk kangal haddehanelerinde düz, çubuk ve kangal formunda vasıflı çelik üretmek için kullanılan bir yöntemdir. Bu yöntemde kullanılan ana hammadde çelikhaneden gelen kütüklerdir [16].

Sürekli döküm ile yarı mamül olarak üretilmiş kütükler, haddeleme işlemi ile istenilen ebatlara düşürülürler. Öncelikli olarak kütükler tav fırınına alınarak yaklaşık 1200 - 1250 °C sıcaklığa kadar ısıtılmaktadır. Tav fırınından alınan kütüklerin üzerinde bulunan tufal, tufal temizleme ünitesinde basınçlı su ile temizlenir. Tufalı giderilen kütük, farklı hadde tezgahlarından (kaba hadde ve finish hadde) geçerek çapı düşürülür. Daha sonra monoblok haddeden geçerek istenilen çapa düşürülen tel, basınçlı su hücrelerinden geçerken su verme işlemi uygulanır. Yaklaşık 110 m/s'lik bir hıza ulaşan ince kangal, serme kafadan halkalar şeklinde konveyöre boşaltılır. Fanlar yardımı ile soğutularak istenilen çapta filmaşınlar halinde kangal formuna getirilir. Paketleme ve tartım işleminden geçirilerek sevk edilmek üzere stok sahasına alınır.

3.2. KANGAL (FİLMAŞİN) HADDEHANESİ ÜRÜN VE ÇELİK KALİTELERİ

Kardemir Filmaşın Haddehanesi ürünleri; nervürlü çubuk, ince kangal, kalın kangal ve özel kalite çubuk olarak sayılabilir.

Söz konusu tesiste üretilen çelik kaliteleri ise düşük-orta karbonlu çelikler, yüksek karbonlu çelikler, tel çelikleri, rulman çelikleri, yay çelikleri, otomat çelikleri, kaynak teli ve elektrot çelikleri olarak sayılabilir.

3.3. TAŞIMA SİSTEMLERİ

Taşıma sistemleri malzemelerin depolanmasından kontrolüne kadar olan tüm süreçleri kapsayan sistemlerdir. Bu sistemlerin amacı; üretimi kolaylaştırmak, verimliliği artırmak, maliyetleri düşürmek, iş güvenliğini sağlamak ve taşıma koşullarını sürekli olarak geliştirmektir. Böylece üretimde kalite, emniyet ve verimliliği artırarak rekabet gücü artmış ve müşteri taleplerine hızlı dönüşler yapabilen firmaların kar elde etme aşamasında önemli rol oynamaktadır [2].

3.3.1. Filmaşın Haddehanesinde Kullanılan Taşıma Sistemleri

Filmaşın haddehanesinde üretilen özel kalite filmaşınlerde genel olarak C tipi kanca ile taşıma ve forklift ile taşıma yöntemleri kullanılmaktadır.

3.3.1.1. C Tipi Kanca ile Taşıma

Üretilen filmaşınler paket halinde boşaltma istasyonuna gelir. Boşaltma istasyonuna bırakılan ürünler C tipi kanca vasıtasıyla alınarak stok sahasına sevk edilerek istiflenir. Şekil 3.2’de C kanca ile ürünün taşınması verilmiştir. Farklı ebatlarda stoklanmasında ve sevkinde filmaşınler arasında kanca maniplasyonu için çalışma alanına ihtiyaç olduğundan dolayı C tipi kanca ile taşıma için ihtiyaç duyulan stok alanında büyük olması gerekmektedir.



Şekil 3.2. C tipi kanca ile taşıma.

3.3.1.2. Forklift ile Taşıma

Boşaltma istasyonuna bırakılan ürünler forklift vasıtasıyla alınarak stok sahasına sevk edilere istiflenir. Şekil 3.3’de forklift ile ürünün taşınması verilmiştir.



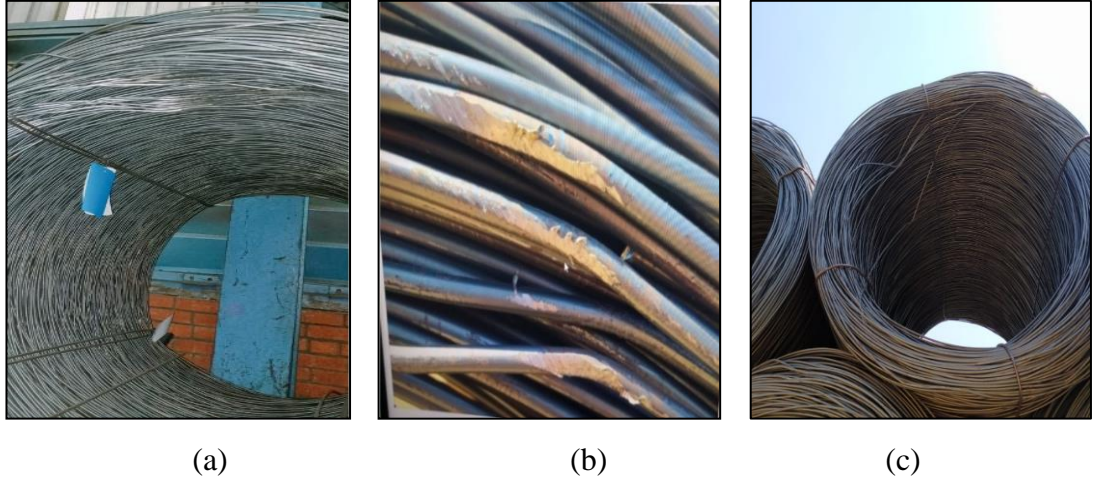
Şekil 3.3. Forklift ile taşıma.

Filmaşınların farklı ebatlarda stoklanmasında ve sevkinde hızlı ve yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Holler arası stoklama ve açık alanlardaki sevklerde forklift ile taşıma tercih edilmektedir.

3.3.2. Hasarlanma Problemleri ve Nedenleri

Filmaşın Haddehanesinde kullanılan taşıma sistemlerinde karşılaşılan problemler daha çok ürün hasarlanmaları olarak ortaya çıkmıştır. Filmaşın Haddehanesinde kullanılan taşıma sistemlerinde ürünlerde ezilme, çizilme, darbe, sargı bozulmaları vb. şekilde hasarlanmalar oluşmaktadır.

C tipi kanca ile taşımada maniplasyon esnasında kancanın keskin kenarları sürekli olarak ürün ile temas ettiği için hasarlanmalar meydana gelmektedir. Özellikle ürünün kanca ile temas ettiği kısımlar kaplama yapılarak hasarlanmaların önüne geçilmeye çalışılmıştır. Yalnız maniplasyonun yoğun olması ve yapılan kaplamanın sürekli aşınması sebebiyle etkili bir çözüm olmamıştır. Şekil 3.4’de kanca ile taşımada karşılaşılan bazı ürün hasarlanmalarına ait görseller verilmiştir.



Şekil 3.4. (a) Ezilme tipi hasarlanma, (b) Darbe tipi hasarlanma, (c) Sargı bozulması tipi hasarlanma.

Forklift ile taşımada maniplasyon esnasında kullanılan bıçaklara uygun boru aparatı ve aparata uygun kaplama yapılsa da sürekli olarak ürün ile temas ettiği için hasarlanmalar meydana gelmektedir. Özellikle ürünün aparat ile temas ettiği

kısımlarda kaplama yapılarak hasarlanmaların önüne geçilmeye çalışılmıştır. Yalnız manipulasyonun yoğun olması ve yapılan kaplamanın sürekli aşınması sebebiyle etkili bir çözüm olmamıştır. Şekil 3.5’de forklift ile taşımada kullanılan bıçaklara uygun boru aparatı ve aparata uygun kaplama görseli verilmiştir.



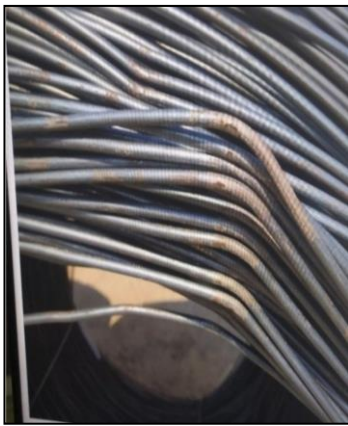
(a)



(b)

Şekil 3.5. (a) Boru aparatı, (b) Boru aparatı kaplaması.

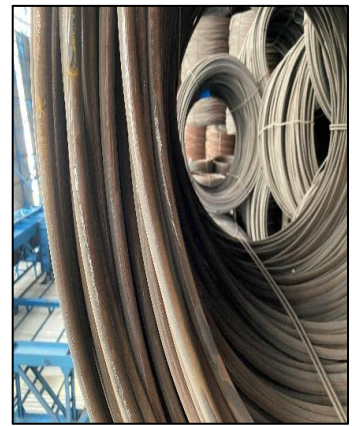
C tipi kancaya nazaran daha hızlı taşıma olması, operatör kaynaklı hasarlanmalara da sebebiyet vermektedir. Ayrıca forklift kullanmış olduğu dizel yakıt ile çevre ve gürültü kirliliğine yol açmaktadır. Şekil 3.6’da forklift ile taşımada karşılaşılan bazı ürün hasarlanmalarına ait görseller verilmiştir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 3.6. (a) Darbe tipi hasarlanma, (b) Sargı bozulması tipi hasarlanma, (c) Çizik tipi hasarlanma.

Transfer edilen ürünlerde ezilme, çizilme, darbe, sargı bozulmaları vb. gibi kusurlar ile karşılaşılmaktadır. Fakat bu kusurlar, müşteri tarafından istenmemektedir. Bu nedenle, sorunu daha iyi anlamak, en aza indirmek ve aynı zamanda mamüllerin kalitesini artırmak için taşıma esnasında kusurların oluşumunun ve gelişiminin incelenmesine karar verilmiştir.

Bu sebeple Kardemir Çubuk Kangal Haddehanesi'nde taşıma sistemlerinde karşılaşılan hasarlanmalara ilişkin makroyapı incelemeleri yapılmış hata derinlikleri tespit edilmiştir. Çizelge 3.1' de alınan numunelere ait bilgiler verilmiştir.

Çizelge 3.1. Alınan numunelere ait veriler.

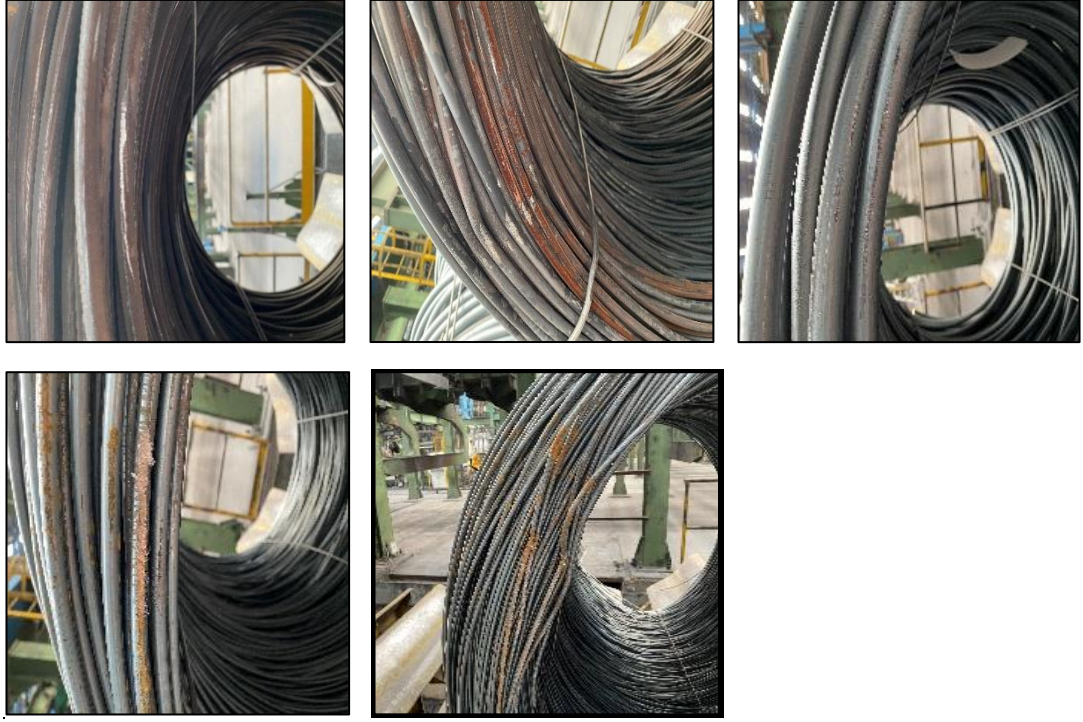
Numune No	Kangal No	Döküm No	Kalite	Ebat (mm)	Kusur tipi
1	211429918	2126174	S355JR	16	Çizik
2	221489141	2117773	C4C	10	Darbe
3	221551622	2222464	S235JR	24	Çizik
4	221547287	2222363	SAE 1008	11	Darbe
5	221526175	2211777	SAE 1008	6,5	Ezilme

Farklı ebat ve kalitelerde alınan numunelerin kimyasal kompozisyonları Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Kimyasal kompozisyonlar.

Numune No	Kalite	%C	%Mn	%Si	%S	%P	%Cu	%Al
1	S355JR	0,255	1,093	0,099	0,008	0,012	0,060	0,082
2	C4C	0,061	0,359	0,081	0,012	0,013	0,070	0,032
3	S235JR	0,112	0,601	0,162	0,026	0,016	0,061	0,002
4	SAE 1008	0,056	0,467	0,107	0,035	0,013	0,065	0,002
5	SAE 1008	0,065	0,482	0,126	0,022	0,015	0,061	0,002

Şekil 3.7'de forklift ile taşımada tespit edilen kusur görünümlerine ait görseller verilmiştir.



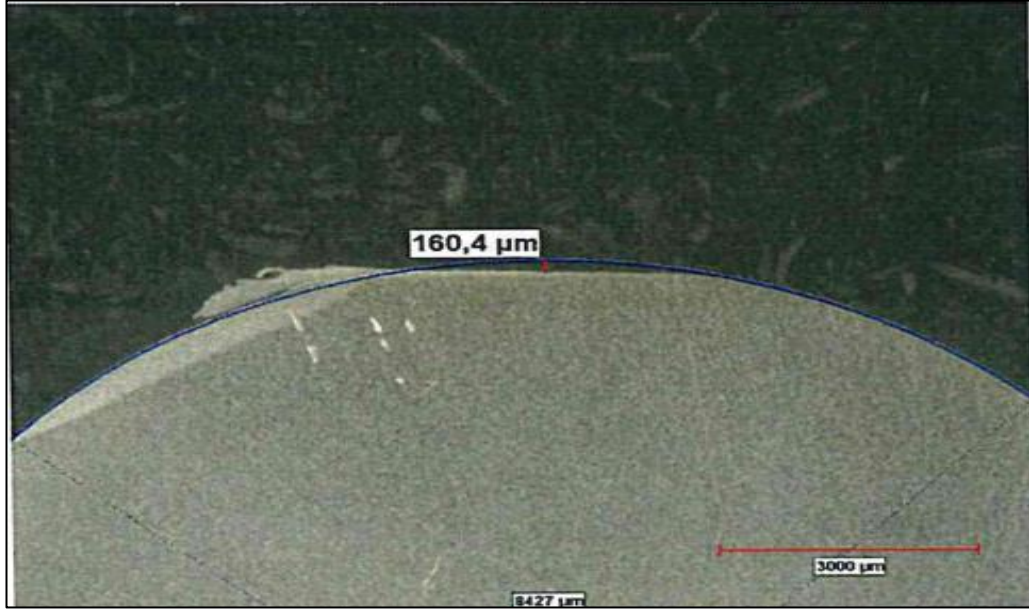
Şekil 3.7. Tespit edilen genel kusur görünüşleri.

Tespit edilen kusurların makroyapı görüntüleri için ilk olarak kusuru temsil edecek şekilde kusurlu bölgelerden malzemeler kesilmiştir. Şekil 3.8’de numunelerin genel görünüşleri ve kusurlara ait inceleme bölgelerinin görseli verilmiştir.

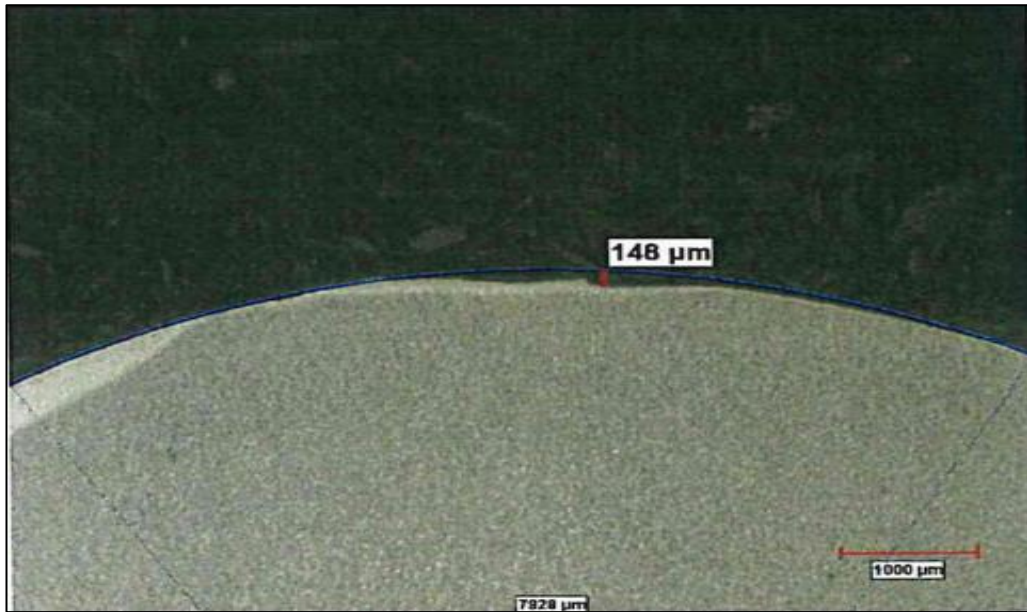


Şekil 3.8. Numunelerin genel görünüşleri ve inceleme bölgelere ait görsel.

Şekil 3.9’da alınan 1 numaralı numunede tespit edilen derinlik inceleme sonuçlarına ait görseller verilmiştir.



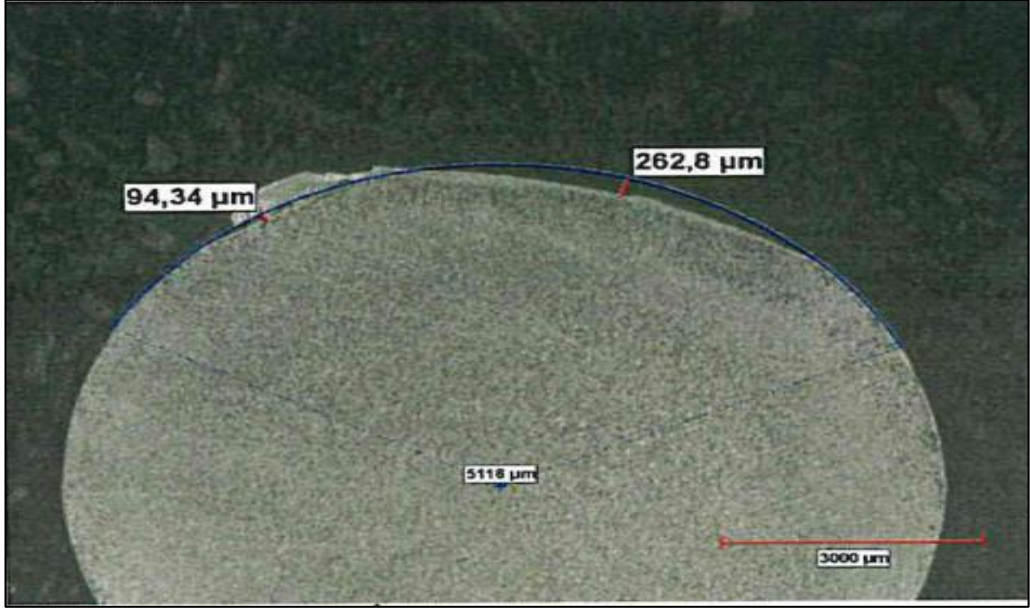
(a)



(b)

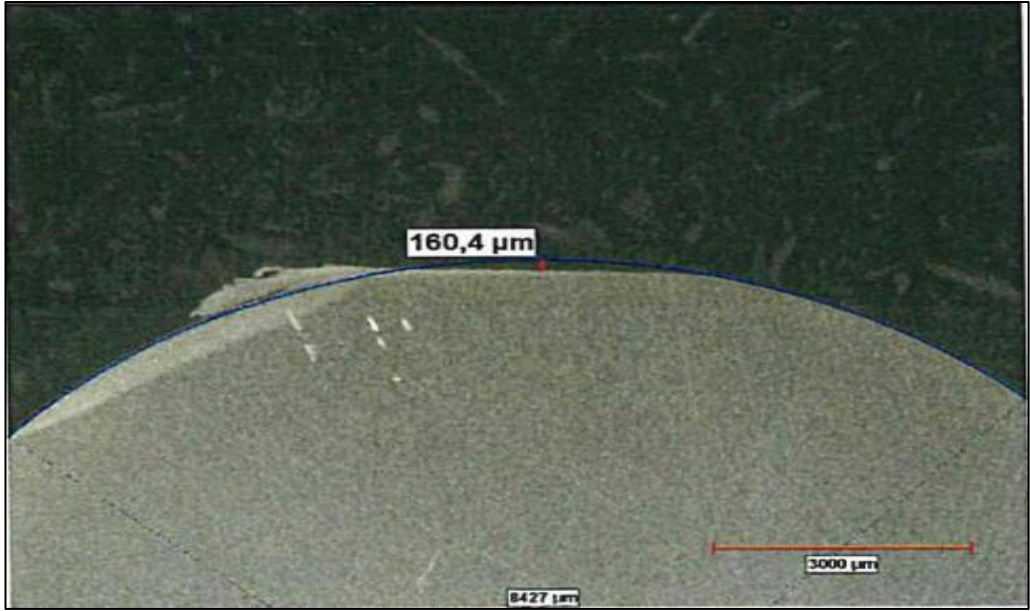
Şekil 3.9. (a) 1 numaralı inceleme bölgesi, (b) 2 numaralı inceleme bölgesi.

Şekil 3.10’da alınan 2 numaralı numunede tespit edilen derinlik inceleme sonuçlarına ait görseller verilmiştir.



Şekil 3.10. 4 numaralı inceleme bölgesi.

Şekil 3.11’de alınan 3 numaralı numunede tespit edilen derinlik inceleme sonuçlarına ait görseller verilmiştir.



Şekil 3.11. 3 numaralı inceleme bölgesi.

Şekil 3.12’de alınan 4 numaralı numunede tespit edilen derinlik inceleme sonuçlarına ait görseller verilmiştir.



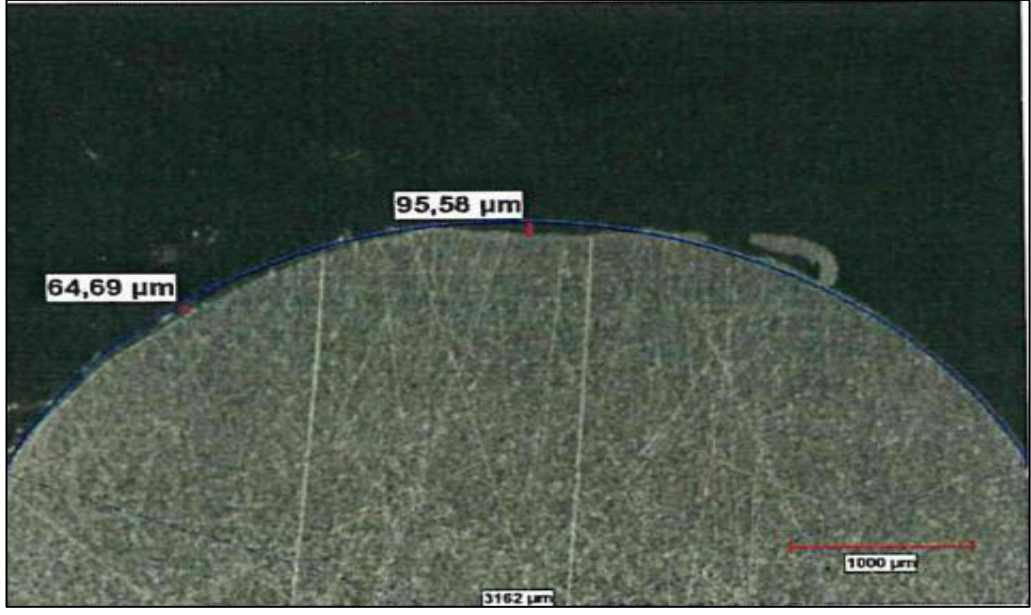
(a)



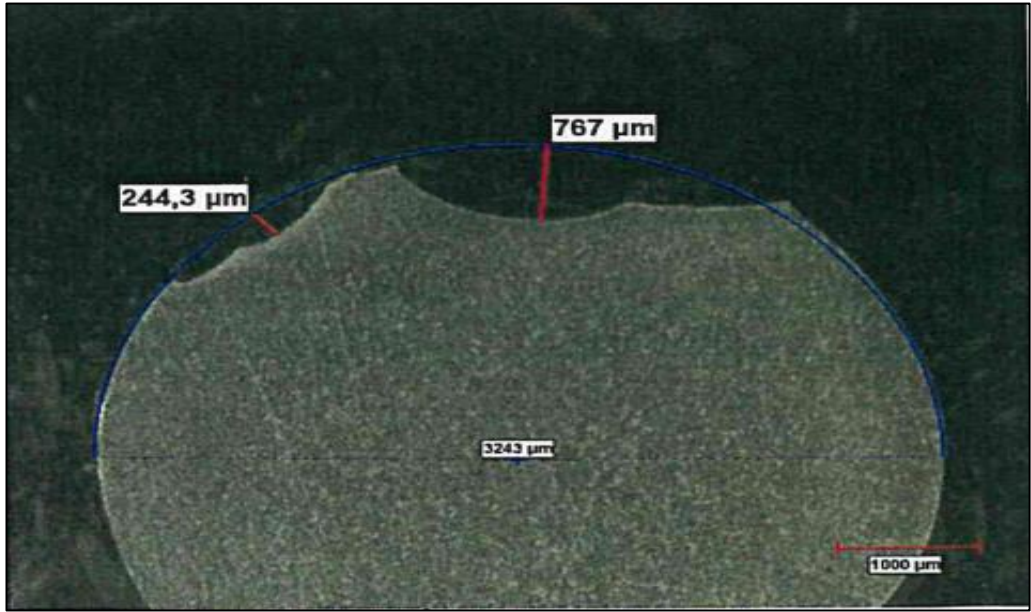
(b)

Şekil 3.12. (a) 5 numaralı inceleme bölgesi, (b) 6 numaralı inceleme bölgesi.

Şekil 3.13’de alınan 5 numaralı numunede tespit edilen derinlik inceleme sonuçlarına ait görseller verilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 3.13. (a) 7 numaralı inceleme bölgesi, (b) 8 numaralı inceleme bölgesi.

Çizelge 3.3' de alınan numunelerde tespit edilen kusur derinlikleri ve büyütme kesit oranlarına ait bilgiler verilmiştir.

Çizelge 3.3. Tespit edilen kusur derinlikleri ve büyütme kesit oranları.

Numune No	Bölge Kusur No	Tespit Edilen Kusur 1	Tespit Edilen Kusur 2	Büyütme Oranı
1	1	160,4 µm		10x
	2	148 µm		15x
2	4	94,34 µm	262,8 µm	10x
3	3	160,4 µm		7,5x
4	5	235,8 µm		10x
	6	415,1 µm		10x
5	7	64,69 µm	95,58 µm	20x
	8	244,3 µm	767 µm	15x

BÖLÜM 4

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde, köprülü vinçler konusunda yapılan literatür araştırmalarına yer verilmiştir.

Çorbacı yapmış olduğu çalışmasında, transport tekniğinde bir cad uygulaması olarak köprülü kren dizaynı ele almış ve transport tekniği uygulamalarında, karşılaşılan elemanların CAD ile kontrüksiyonuna ağırlık vermiştir. Köprülü krenlerin proje basamaklarını ve Borland C 3.1 programlama dili ile hazırladığı CAD programı yardımı ile köprülü krenlerin üretim aşamasını nümerik olarak incelemiştir. Yaptığı çalışmalar sonucunda, köprülü kren kontrüksiyonunun dizaynı esnasında CAD programı ile katalogların, değişik referansların ve standartların bir araya getirilmesi ile dizaynın daha kısa sürede yapılabileceğini göstermiştir [17].

Sakawa ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, nonlinear bir köprülü vinç modeli oluşturarak lineer dayanıklı kontrolör tasarımı gerçekleştirmiştir. Çalışmada düzlemsel hareketleri içeren bir dinamik model oluşturulmuş ve simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Dinamik modelde yük noktasal kütle olarak kabul edilmiş, sürtünme momentleri ihmal edilmiş, halat kütlesiz ve rijit olarak alınmıştır [18].

Oguamanam ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, köprülü vincin fiziksel modelini homojen basit bir Euler-Bernoulli kirişi üzerinde hareket eden bir araba ve taşıdığı yük olarak oluşturmuş ve sistemin hareket denklemlerini Hamilton prensibine dayanarak ortaya koymuş, Calculus işlemleriyle de kiriş titreşimlerini ve yükün dinamik davranışlarını incelemişlerdir. Çalışmada halatın kütlesiz ve rijit olduğu kabul edilmiş ayrıca yükün salınımının kiriş eksenine ve düşey eksenine oluşturduğu düzlemde 2 boyutlu olarak gerçekleştiği kabul edilmiştir. Sonuçta, farklı araba hızları ve araba kütleleri, farklı halat uzunlukları ve yükler için simülasyonlar yapılarak kirişteki yer

değiştirmelerin hangi parametrelere bağlı olarak ne şekilde olduğu ortaya konmaktadır.

Mahfouf ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada biri arabanın pozisyonunu diğeri yükün salınım açısını kontrol eden 2 tabanlı bir bulanık mantık kontrolcü tasarımı yapmışlardır. Çalışmada köprülü vincin tam olmayan ancak tasarlanan kontrolcü için yeterli bilgiyi içeren nonlinear bir dinamik modeli oluşturulmuştur. Dinamik model araba ve halat mekanizmasından oluşmaktadır ve modelde yükün noktasal etki ettiği, halat kütesinin ihmal edilebilir olduğu ve yükün hareketi esnasında halatın uzunluğunun sabit olduğu kabul edilmiştir. Modelde sürtünmeler ihmal edilmemiş ve hava dirençleri de hesaba katılmıştır. Sonuçta yapılan simülasyonlar kontrolcünün verimli olduğunu göstermektedir.

Kamal yapmış olduğu çalışmada, yükün düşey hareketini içeren nonlinear bir matematik model oluşturmuş ve yükün düşey hareketleri esnasında oluşan yük salınımlarını yok edebilecek bir kontrol stratejisi geliştirmiştir.

Oguamanam ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, araba ve kiriş hareketlerinin yükün salınımı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Çalışmada araba ve yük noktasal kütle olarak kabul edilmiş, hareketin 2 ekseninde gerçekte olduğu yani sadece araba ve kirişin hareket ettiği kabul edilerek yükün düşey hareketi ihmal edilmiş, kiriş kütesiz kabul edilmiş ve Euler-Bernoulli kiriş teorisi kullanılmıştır. Sistemin hareket denklemleri Rayley-Ritz metodu kullanılarak elde edilmiş ve sonuçta yükün salınım açısının ve titreşim frekansının nelere bağlı olduğu ve nasıl değiştiği ortaya konulmuştur.

Mercan yapmış olduğu çalışmada, köprülü krenlerde köprü üzerinde oluşan gerilme dağılımını deneysel ve nümerik olarak incelemiştir. Çalışmalarında kullandığı kren boyutlarını sanayide imal edilen kren ölçülerine uygun olarak almış, bu ölçülere göre nümerik ve deneysel incelemelerini yaparak sonuçları karşılaştırmıştır. Daha sonra farklı kren köprü ölçüleri kullanarak gerilme dağılımlarını nümerik olarak incelemiş, incelemeler sonucunda en yüksek gerilme dağılımlarının kren baş ve orta kısımlarında

olduğunu belirtmiştir. Ayrıca kren köprü baş kısımlarının trapez form veya dikdörtgen şekilde yapılmasının gerilme değerleri üzerindeki sonuçlarını göstermiştir [9].

Abdel-Rahman ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, literatürdeki vinç modellerini, vinç kontrol stratejilerini incelemiş ve bunların uygulamaları üzerinde durmuştur. Sonuçta vinçlerle ilgili gelecekte yapılması beklenen çalışmalar, bu çalışmalara uygun model ve kontrol kriterleri ortaya konulmuştur.

Fang ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, halatı rijit ve kütsüz olarak ele almış, köprünün ataletini ihmal etmiş, yükün kendi ekseni etrafında dönmediğini kabul etmiş ve sürtünmeleri ihmal ederek bir köprülü vinç modeli oluşturmuştur. Buna göre vinçler için nonlinear bir PD kontrolcü geliştirmişlerdir. Yazarlar köprü sürtünmelerinin de göz önüne alındığı, halatın esnekliğinin ve köprünün ataletinin de hesaplara katıldığı bir dinamik modelin gerekliliği üzerinde durmuşlardır.

Sağırılı vd., (2003b), Sağırılı vd. (2003a)'da yapmış oldukları çalışmada, modelini elde ettikleri uzaysal hareket eden, teleskopik bumlu vinç gerçek sistem üzerinde değişik yük ve kontrol senaryolarında test etmişlerdir. Sönümlenme katsayısı, silindir kaçakları ve teleskopik bum esnekliğini deneyler ile elde etmişlerdir. Sağırılı vd. (2003a)'da yapılan simülasyonlar ile gerçek sistemin deneylerinin birbiriyle uyuştuğunu göstermiş ve sonuçta vinç hesaplarında kullanılan dinamik faktörün bağlı olduğu parametreler ortaya koymuşlardır.

Ascherman ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, 6 eksenli bir köprülü vinç modeli oluşturarak vincin hareketine bağlı olarak yükün pozisyonunu incelemiş ve nonlinear sürtünme kuvvetlerini bozucu giriş olarak ele alarak model tabanlı bir kontrolcü geliştirmişlerdir. Sonuçta deneysel olarak yük salınımlarının değerleri ölçülerek kontrolcünün etkisi ortaya konulmuştur.

Liu ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, 2D köprülü vinç modeli oluşturarak arabanın pozisyonunu ayarlayacak (konum kontrolü) ve yük salınımlarını sönümleyecek adaptif kayan kipli bulanık kontrolcü tasarımı gerçekleştirmiştir. 2D dinamik modelde yükün arabaya kütsüz ve rijit kabul edilen bir halatla asıldığı kabul

edilmiştir. Sistemin kararlılığı 2D prototip vinç üzerinde test edilmiştir. Omar vd. (2004), yapmış oldukları çalışmada köprülü vinçlerle yük taşıma prosesinin ileri seviyede otomasyonunu gerçekleştirmişlerdir.

Bockstedte ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada halatı değişken uzunlukta ve viskoelastik olarak ele alıp nonlinear bir vinç modeli geliştirmiş ve yaptıkları deneylerle kuvvet - yerdeğiştirme bağıntısını ortaya koyarak bunu iyileştirecek bir kontrolcü tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Sonuçta kullanılan model eşleştirme kontrolünün verimli bir yöntem olduğu ve hızları uygun şekilde ayarlayarak yük salınımlarını azalttığı ortaya konulmuştur.

Kamal ve arkadaşları yapmış oldukları teorik çalışmalarında, araba hareketlerini ve yükün düşey hareketlerini kontrol edecek bir PD kontrolcü geliştirmişlerdir. Çalışmada sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak düşey halat titreşimlerini, arabanın hareketlerini ve yükün düşey hareketlerini içeren bir vinç modeli oluşturulmuştur. Modelde, halatın aksenal uzaması, açısal yerdeğiştirmeler ve araba tekerleklerinin sürtünmeleri ihmal edilmiş, yükün noktasal olarak etki ettiği kabul edilmiştir. Simülasyon sonuçları ile kontrolcünün verimi test edilmiştir. Yazarlar halat titreşimlerini, araba ve kiriş titreşimlerini de inceleyebilecek 2D bir dinamik model oluşturmanın uygun olacağı fikrini ortaya koymuşlardır.

Lee yapmış olduğu çalışmada, yüksek hızlı yük kaldırma operasyonlarında yük salınımlarını önleyici bir hareket planlama metodu tasarlamıştır. Çalışmada, arabanın ivmesi ve hızı, kaldırma ivmesi ve hızı, araba hareket mesafesi ve halat uzunluğu gibi parametreler ele alınarak yük salınıminin 2D dinamik modeli hazırlanmış ve 3D duruma uyarlanmıştır. Vincin dinamik modelinde halat ağırlığı ve esnekliği ihmal edilmiş, yükün noktasal olarak etki ettiği kabul edilmiştir. Simülasyon sonuçları kontrolcünün izin verilen maksimum araba ivmelerinden etkilenmeden verimli şekilde çalıştığını ortaya koymaktadır.

Chang yapmış olduğu çalışmasında, bir model-vinç üzerinde yapmış olduğu deneysel çalışmada arabanın pozisyonu, yükün salınımı ve elektrik sinyallerini kaydederek etkili ve basit bir bulanık mantık kontrol algoritması geliştirmiştir. Deneysel çalışmada

halat esnek olarak alınmış ve kontrolcünün ölü bölge limitlerini aşabilmesi için değişken metot kullanılmıştır. Sonuçta kontrolcünün arabanın pozisyonunun daha hassas olmasının yanı sıra yük salınımlarını da azalttığı ve sistemin çalışma verimini arttırdığı ortaya konulmuştur.

Lee ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmada, yüksek hızlı yük kaldırma operasyonları için yükün salınımını azaltacak kayan kipli salınım önleyici yörünge kontrolü tasarımı gerçekleştirmiştir. Burada kayan yüzeyin arabanın tekerlek sürtünmeleri olması dolayısıyla sürtünmeler ihmal edilmemiştir. Çalışmada kullanılan dinamik modelde halatın ağırlığı ve esnekliği ihmal edilmiş, yükün noktasal olarak etki ettiği ve vincin rüzgarsız işletme şartlarında çalıştığı kabul edilmiştir. Çalışmanın sonuçları deneylerle doğrulanarak, yazarın önceki çalışmalarında belirttiği simülasyon sonuçları ile deney sonuçlarının farklılıkları vurgulanmıştır.

Soygüder ve Allı yapmış oldukları çalışmada, üç boyutlu kartezyen koordinat sisteminde, bir cismin istenilen her noktaya taşınabilmesi için bir köprülü kren tasarımı gerçekleştirmiş olup, ayrıca kren mekanizmasının, programlanabilir mantıksal denetleyici (PLC) ile denetiminin hassas bir şekilde yapılmasını incelemiştirler [5].

Kara çalışmasında, cam takviyeli plastik (CTP) I profillerin gezer köprülü kren ana kirişi olarak kullanılabilirliğini araştırmış ve tasarımını yapmıştır. Bu çalışmada; iki farklı geometrideki CTP profilinin, farklı yükler altındaki, dinamik eğilme davranışlarını nümerik ve deneysel olarak incelemiş ve elde edilen değerleri karşılaştırmıştır. Ayrıca quasi-statik yükleme şartlarında, taşıyabilecekleri maksimum yük miktarlarını belirlemiş ve kirişlerin doğal frekanslarını tespit etmiştir. Yaptığı çalışmalar neticesinde, CTP malzemelerin, çift kiriş kren köprüsü olarak bazı durumlarda kullanılabilirliğinin mümkün olduğunu göstermiştir [5].

Sağırılı, Azeloğlu ve Büyükaşahin yapmış oldukları çalışmada, köprülü vinçler için bond graph yöntemini kullanarak nonlinear bir dinamik model geliştirmiştir. Çalışma, köprülü vincin üç temel hareketini de içermekte olup, modelde köprü, araba ve yükün atalet etkileri göz önüne alınmış, araba ve köprü sürtünmeleri modele dahil edilmiş, halat viskoelastik alınarak halat boyunun değişimine bağlı olarak halatın

elastikiyetinin değişimi de modele dahil edilmiştir. Oluşturulan dinamik model ayrıca tamburun ataletini ve üç temel hareketi gerçekleştiren aktuatör dinamiğini de içermektedir. Çalışmada önce tüm vinç sisteminin kinematik denklemleri elde edilmiş, ardından kinematik denklemler yardımıyla sistemin dinamik modeli oluşturulmuştur. Modelleme yöntemi olarak Bond graph yöntemi kütle kapasite analogisi kullanılmış, oluşturulan matematik model yardımıyla sistemin simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Simülasyon çalışmalarında, sistemin dinamik davranışlarının gözlenmesi yoluyla, tasarım ve kontrol çalışmalarına temel teşkil edecek parametrelerin belirlenmesi amaçlanmıştır. Simülasyon sonuçları, oluşturulan nonlinear modelin sistemin dinamik davranışlarını etkili bir şekilde ortaya koyduğunu göstermekte olup köprülü vinçlerin daha ekonomik olarak tasarlanabilmesi ve kontrolünün daha uygun olarak sağlanabilmesi için gerçekçi bir yaklaşım sunmaktadır [19].

Esen çalışmasında, hareketli yükler altındaki köprülü kren kirişlerinin dinamik (mukavemet) analizini incelemiştir. Bu amaçla, Berneuolli – Euler ince kirişi ile kutu kesitli gerçeğe yakın bir çift kirişli köprülü kren kiriş sistemini incelemiştir. Dinamik analizleri SAP 2000 programında gerçekleştirmiştir. Üzerinde hareketli yükler bulunan köprülü kren kirişlerinin dinamik davranışı incelemiştir. Çift kirişli kren sistemlerinin tek kirişli kren sistemlerine göre dinamik davranış açısından daha hassas olduğunu ve yüksek hızda çalışacak krenlerde çift kirişin uygun olmadığını göstermiştir. Ağır şartlarda hızlı çalışacak krenlerin çalışma ömrünün belirlenmesi için tasarım aşamasında kren kiriş sisteminin dinamik davranışının hassas olarak belirlenmesinin zorunlu olduğunu belirtmiştir. Kaldırılacak yükün miktarı ve arabanın hızı ile taşıyıcı kiriş sisteminin dinamik özelliklerini dikkate alarak yapılacak hesapların daha doğru olacağını göstermiştir [11].

Varol çalışmasında, gezer köprülü krenin ana kirişinin, sonlu elemanlar yöntemiyle dinamik analizini yapmıştır. Çalışmasında kren ana kirişini ayrıntılı olarak anlatmış ve köprülü krenin teknik özelliklerine değinmiştir. FEM ve DIN normlarına uygun olarak kren parçalarının mukavemet hesaplarını ele almıştır. Daha sonra SAP 2000 programını kullanarak, kren parçalarının sonlu elemanlar yöntemine göre analizini yapmıştır. Analitik yöntemle elde ettiği sonuçlar ile SAP 2000’ de elde ettiği gerilme ve sehim değerlerini karşılaştırmıştır. Takviyelerde oluşan gerilme değerlerine

bakarak, buruşma takviyelerinin eğilme, basma ve çekmeye karşı mukavemet sağladığını göstermiştir. Kirişte oluşan maksimum gerilmeleri azaltmak için kesit alanının büyütülebileceğini, ancak bunun maliyeti artıracığından istenen bir durum olmadığını belirtmiştir. Ana girişin yan saçlarına köşebentler yerleştirilerek hem buruşmaya karşı, hem de sehime karşı bir önlem alınabileceğini iddia etmiştir [20].

Taşkın çalışmasında, tersane krenlerinde kullanılan elemanların sonlu elemanlar yöntemi ile modellenmesi ve gerilme analizi konusunda araştırma yapmıştır. Çalışmasında öncelikle portal kren elemanlarını ayrıntılı olarak anlatmıştır. FEM ve DIN normlarına uygun olarak kren parçalarının mukavemet hesaplarını ele almış ve mukavemet hesaplarını yapmıştır. Autocad ve Solidworks programlarından faydalanarak üç boyutlu modeller hazırlamıştır. Daha sonra Abaqus/CAE programını kullanarak, kren parçalarının sonlu elemanlar yöntemi ile analizini yapmıştır. Son olarak analitik yöntemle elde edilen sonuçlar ile Abaqus/CAE paket programı kullanılarak sonlu elemanlar yöntemi ile bulunan, gerilme ve sehime değerlerini karşılaştırmış ve sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen sonuçların doğruluğunu araştırmıştır. Sonlu elemanlar analizleri sonucunda elde edilen tasarımın daha güvenli, hafif ve mukavemetli olduğunu belirtmiştir [21].

Özkahraman çalışmasında, döner vincin matematiksel modellenmesi ve yük salınımlarının kontrolünü araştırmıştır. Çalışmada önce döner vinçler hakkında genel bilgiler verilmiş, matematiksel model oluşturulma metotlarından bahsedilmiş ve yük salınım kontrolü hakkında yapılan çalışmalar genel olarak gözden geçirilmiştir. Ayrıca test düzeneği hazırlayarak bir matematiksel model oluşturulmuş ve oluşturulan bu matematiksel model kullanılarak bir bulanık mantıklı kontrolör tasarlanmıştır [22].

4.1. LİTERATÜR ARAŞTIRMASININ GENEL DEĞERLENDİRMESİ

Malzeme taşıma ve kaldırma araçlarının çeşitliliği bir üretim sistemine en uygun olan malzeme taşıma ve kaldırma sistemlerinin doğru seçilmesi ile mümkün olduğu tespit edilmiştir. Piyasada çok sayıda farklı tip ve modelde malzeme taşıma ve kaldırma aracı bulunmaktadır [23]. Malzeme taşıma ve kaldırma sistemlerinin doğru seçimi optimum

kaynak kullanımını, üretim sürecinin basitleştirilmesi ve hızlandırılması, iş güvenliği vb. artıracığı görülmüştür.

Literatürde edinilen kazanımlarla Kangal haddehanesinde üretilen özel kalite filmaşinlerin stoklanmasında ve sevk edilmesinde meydana gelen hasarlanmaları minimize etmek amacıyla kangal taşınmasına uygun manyetik kaldırma aparatı entegreli tavan vinci tasarımının yapılmasına karar verilmiştir. Bu çalışma ile literatürde yapılan çeşitli malzeme taşıma yöntemlerine göre farklı olması nedeniyle literatüre katkıda bulunacaktır.

BÖLÜM 5

TAŞIMA SİSTEMİ TASARIMI

İhtiyaçları tamamen karşılayacak bir vinç teslimatı için tasarım ve sonrasındaki imalat süreci boyunca üretici ile tasarımı talep eden (müşteri) arasında belli aralıklarla vinç hakkında toplantılar yapılır. Her ne kadar vincin teknik şartnamesi konstrüktörün tasarımı tamamen bitirmesi ile netleşse de önemli teknik veriler tasarım öncesi ihtiyaçlar doğrultusunda müşteri tarafından belirlenmiş olmalıdır [10].

Kaldırma makineleri ve parçalarının konstrüksiyonunda, sistemin kullanım süresince istenen performansta görevini yerine getirmesi dikkate alınması gereken en önemli özelliktir. Kaldırma kapasitesi, çalışma ortamı, ortalama çalışma süresi, kaldırma yüksekliği, yardımcı kaldırma grubu ihtiyacı, ray açıklığı vb. özellikler müşteri tarafından belirlenmesi beklenen bazı özelliklerdir. Bu amaç doğrultusunda ilk olarak dizaynı yapılacak olan vinç ve parçalarının FEM (Federation Europenne de la Manutention) veya DIN (Deutsches Institut für Normung) 15020 standardına göre belirlenen çalışma grubu ve süresi belirlenmelidir [24].

Kangal Haddehanesinde üretilen özel kalite filmaşinlerin taşınmasında genel olarak C kanca, forklift, vb. taşıma sistemleri kullanılmaktadır. Çalışmanın bu bölümünde kangal taşınmasına uygun manyetik kaldırma aparatı entegreli gezer köprülü tavan vinci tasarımının yapılması üzerinde durulmuştur.

5.1. VİNÇLERİN FEM STANDARTLARINA GÖRE SINIFLANDIRILMASI

FEM standartlarına göre vinçler başlıca üç grupta sınıflandırılırlar. Bunlar kullanım sınıflandırması, yük dağılımı sınıflandırması ve grup sınıflandırılmasıdır.

Kullanım sınıflandırması, kaldırma makinesinin çalışma zamanı boyunca yapacağı kaldırma iş sayısıdır. Kaldırma işi bütün olarak manipülasyonlar halinde gerçekleşir. Bunlar kaldırmanın başlaması, hareket yönü ve işlemin tamamlanmasıdır. Toplam kullanım zamanı ise makinenin servis dışına alınıncaya kadar yapmış olduğu çalışma süresidir.

Yük dağılım sınıfı, bir sınıflandırma metodudur. Burada vincin maksimum kaldırma yükünü hangi sıklıkla taşıyacağını ön görülmelidir. Bu oran belirlenerek vinç hafif, orta, ağır ve çok ağır olmak üzere 4 yük dağılım sınıfından birine yerleştirilir.

Grup sınıflandırması, vincin kullanım ve yük dağılım sınıfına bakılarak belirlenir [25]. Vinçlerin hem çelik konstrüksiyonları hem de mekanizmalarının işletme sınıflarının daha detaylı belirlenmesi için DIN 15020 veya FEM standartlarına başvurulabilir [7]. Çizelge 5.1’de Fem grubu seçim tablosu verilmiştir.

Çizelge 5.1. FEM grubu seçim tablosu [26].

YÜKLEME SINIFI		GÜNLÜK ORTALAMA ÇALIŞMA SÜRESİ					
1	HAFİF: Genellikle hafif ağırlıkları, sadece özel durumlarda (nadiren) max. yükleri kaldıran vinçler	<2	2-4	4-8	8-16	>16	
2	ORTA: Genellikle hafif yükleri, ancak sık sık da max. yükleri kaldıran vinçler	<1	1-2	2-4	4-8	8-16	
3	AĞIR: Genellikle orta derecedeki ağırlıkları, ancak sık sık da max. yükleri kaldıran vinçler	<0,5	0,5-1	1-2	2-4	4-8	
4	ÇOK AĞIR: Genellikle max. ve max. Yakın yükleri kaldıran vinçler, ancak sık sık da max. yükleri kaldıran vinçler	<0,25	0,25-0,5	0,5-1	1-2	2-4	
Mekanizma Grubu		FEM 9.511/86	1Bm	1Am	2m	3m	4m
		ISO 4301/88	M3	M4	M5	M6	M7
Fasılalı Çalışma Oranı (%)		FEM 9.683/95	25	30	40	50	60
Saatteki Kalkış Sayısı (h-1)		FEM 9.683/95	150	180	240	300	360

5.2. VİNÇ HESAPLARINDA KULLANILAN KATSAYILAR

Vinç için belirlenen bazı parametrelere ve belirli standartlara göre yapılan kabullere bu bölümde değinilecektir.

5.2.1. Minimum güvenlik katsayısı (Z_p)

FEM standartlarına uygun olarak vinç halat çap hesabı yapılırken kullanılması gereken bir güvenlik katsayısıdır. Minimum güvenlik katsayısının gruplara göre seçimi Çizelge 5.2’de verilmiştir [24].

Çizelge 5.2. FEM’e göre Minimum güvenlik katsayısı [24].

Grup	Hareketli Halatlar	Sabit Halatlar
M1	3,15	2,5
M2	3,35	2,5
M3	3,55	3
M4	4	3,5
M5	4,5	4
M6	5,6	4,5
M7	7,1	5
M8	9	5

5.2.2. Yükseltme katsayısı (γ_c)

FEM ve DIN standartlarına uygun olarak vincin çalışma tipine göre yükseltme katsayısının kaldırma grubuna göre seçimi tablosu Çizelge 5.3’de görülmektedir.

Çizelge 5.3. Kaldırma grubuna göre yükseltme katsayıları [27].

Kaldırma Grubu	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Yükseltme Katsayısı	1,00	1,02	1,05	1,08	1,11	1,14	1,17	1,20

5.2.3. Kaldırma yükü katsayısı (ψ)

Vinç kirişinde gerilme hesaplamaları yapılırken faydalı yük veya bizzat faydalı yükün kirişte oluşturduğu gerilme değeri kaldırma yükü katsayısı (ψ) diye adlandırılan bir faktörle büyütülür. Dinamik katsayı ya da titreşim katsayısı olarak da isimlendirilen

bu katsayı vincin kaldırma hızına ve kaldırma sınıfına göre değişir [10]. Kaldırma yükü katsayısı 1,15 değerinden daha küçük seçilemez. Çizelge 5.4'de kaldırma yük katsayısının kaldırma hızına göre değişimi görülmektedir.

Çizelge 5.4. Kaldırma yükü katsayıları [28].

Kaldırma Sınıfı	Kaldırma yükü katsayısı (V_k m/dk kaldırma hızında)	
	$V_k < 90$	$V_k > 90$
Hafif	$1,1 + 0,0022 \cdot V_k$	1,3
Orta	$1,2 + 0,0044 \cdot V_k$	1,6
Ağır	$1,3 + 0,0066 \cdot V_k$	1,9
Çok ağır	$1,4 + 0,0088 \cdot V_k$	2,2

5.2.4. Öz Ağırlık Katsayısı (ϕ_K)

Vincin ve hareketli vinç bileşenlerinin öz ağırlığından dolayı oluşan kuvvetler veya bizzat bu kuvvetlerin oluşturduğu gerilmeler hesaplamalar sırasında kiriş öz ağırlık katsayısı (ϕ_K) adı verilen bir faktör ile çarpılır. Bu katsayı vinç hareket hızına ve vinç yürüyüş yolu kalitesine göre değişmektedir ve Çizelge 5.5'e göre belirlenir [10].

Çizelge 5.5. Öz ağırlık katsayısı [10].

Vinç yürüme hızı (m/dk)		Öz ağırlık katsayısı
Ray ek yeri olan ya da darbeli engebeli yol	Kaynaklı ve işlenmiş ray bağlantılı yol	
60'a kadar	90'a kadar	1,1
60-200 arası	90-300 arası	1,2
200 ve üzeri	-	$\geq 1,2$

5.2.5. Halat Tambur ve Makara Çapları İçin Katsayılar (H)

İşletme faktörüne ve tel halat kontrüksiyonuna bağlıdır. Bu değerler makara ve tamburlar için dönmeyen halat ve dönebilen halatlar göz önüne alınarak Çizelge 5.6'da verilmiştir [24].

Çizelge 5.6. DIN 15020'ye göre halat tambur ve makara çapları katsayıları [29].

İşletme Grubu	Tambur		Halat Makarası		Denk Makarası	
	Dönmeyen Halat	Dönebilen Halat	Dönmeyen Halat	Dönebilen Halat	Dönmeyen Halat	Dönebilen Halat
1Em	10	11,2	11,2	12,5	10	12,5
1Dm	11,2	12,5	12,5	14	10	12,5
1Cm	12,5	14	14	16	12,5	14
1Bm	14	16	16	18	12,5	14
1Am	16	18	18	20	14	16
2m	18	20	20	22,4	14	16
3m	20	22,4	22,4	25	16	18
4m	22,4	25	25	28	16	18
5m	25	28	28	31,5	18	20

Bu veriler doğrultusunda manyetik kaldırma aparatı entegreli tavan vinci tasarımı; taşıyıcı sistem konstrüksiyon tasarımı, mekanik tasarım, elektrik-elektronik tasarım ve magnet tasarımı olmak üzere dört ana başlık altında incelenmiştir.

5.3. TAŞIYICI SİSTEM KONSTRÜKSİYON TASARIMI

Bir vinci konstrüksiyonunda DIN 15018 standardına göre yükleme durumu üç gruba göre belirlenmiştir. Bunlar H, HZ ve HS yükleme durumlarıdır.

Yüklemenin H (ana yük) halinde, sadece ana yükten ileri gelen kuvvetler dikkate alınarak hesaplama yapılmıştır. Ana yük, genellikle işletmede vince ait olan sabit ve hareketli parçalar ile yükün kaldırması için gerekli elemanların kütleleridir. Yüklemenin HZ (ana ve ek yükler) halinde, ana yükten ileri gelen kuvvetlerin yanında ek yüklerde dikkate alınarak hesaplama yapılmıştır. Yüklemenin HS (ana ve özel yükler) halinde ise ana yükten ileri gelen kuvvetlerin yanında özel yüklerde dikkate alınarak hesaplama yapılmıştır [30].

5.3.1. Kiriş Gerilme Kontrolü

Vinç kirişinin öz ağırlığından oluşan gerilme (σ_1), vinç kirişinin yayılı yükün doğurduğu momentin oluşturduğu eğilme gerilmesidir. Mukavemet momentinin hesabında platformun geometrik ölçüleri dikkate alınmadıysa da mukavemet hesaplarında platform dikkate alınır. Böylece daha emniyetli hesap yapılmış olur.

$$\text{Kiriş zati ağırlığından oluşan gerilme } \sigma_1 = \frac{(q_k + q_p) \cdot S^2}{8 \cdot W_x} \text{ [kg/cm}^2\text{]} \quad (5.1)$$

formülü ile hesaplanır. (q_k : Kiriş ve ekipmanların birim ağırlığı [kg/cm], q_p : Platform birim ağırlığı [kg/cm], S : Kiriş açıklığı [cm], W_x : Mukavemet momenti [cm³])

Arabanın öz ağırlığından oluşan gerilme (σ_2), arabanın öz ağırlığının doğurduğu momentin oluşturduğu eğilme gerilmesidir.

$$\text{Araba ağırlığından oluşan gerilme } \sigma_2 = \frac{Q_a}{32 \cdot S \cdot W_x} (2 \cdot S - L_a)^2 \text{ [kg/cm}^2\text{]} \quad (5.2)$$

formülü ile hesaplanır. (Q_a : Araba ağırlığı [kg], L_a : Araba aks açıklığı [cm])

Kaldırma yükünün ağırlık kuvvetinden ileri gelen gerilme (σ_3), kaldırma yükünden meydana gelen momentin oluşturduğu eğilme gerilmesidir.

$$\text{Kaldırma yükünden (SWL) oluşan gerilme } \sigma_3 = \frac{Q_y}{32 \cdot S \cdot W_x} (2 \cdot S - L_a)^2 \text{ [kg/cm}^2\text{]} \quad (5.3)$$

formülü ile hesaplanır. (Q_y : Kaldırma yükü [kg])

Vinç kirişi ve arabanın kütesinden meydana gelen atalet kuvvetinden oluşan gerilmeyi (σ_4), DIN 15018'e göre hesaplanan yatay kuvvetler ile hesaplanır.

$$\text{Atalet kuvvetlerinden oluşan gerilme } \sigma_4 = \frac{0,075 \cdot S}{W_y} \left[\phi \cdot (q_k + q_p) \cdot S + \frac{Q_a}{2} \right] \text{ [kg/cm}^2\text{]} \quad (5.4)$$

formülü ile hesaplanır. (ϕ_K : Öz ağırlık katsayısı)

Araba kasılmasından oluşan gerilmeler (σ_5), vinç kirişinde araba kasılmasından ileri gelen yatay kuvvetten meydana gelen eğilme momentinden ileri gelen gerilmedir.

$$\text{Araba kasılmasından oluşan gerilmeler } \sigma_5 = \frac{0,05 \cdot L_a \cdot (Q_a + Q_y)}{W_y} \text{ [kg/cm}^2\text{]} \quad (5.5)$$

formülü ile hesaplanır. (W_y : Mukavemet momenti [cm^3])

Vinç kirişlerindeki kayma gerilmesi (τ), iki ayrı tipteki kayma gerilmesinden (burulma ve kesme) oluşur. Gerek burulma momentinden gerek kesme kuvvetinden ileri gelen kayma gerilmelerinin tam olarak belirlenmesi için kayma momentlerin ve kayma noktasının bulunması gerekir.

Tekerlek kuvvetlerinden ileri gelen burulma gerilmesi (τ_b), kirişte asimetrik olarak araba tekerleklerindeki dik ve yatay kuvvetlerden ileri gelen burulma momentinin doğurduğu burulma gerilmesidir.

Tekerlek kuvvetlerinden ileri gelen kesme gerilmesi (τ_k), arabanın kendi ağırlık kaldırma yükünün ağırlık ve kirişin kendi ağırlık kuvvetlerinden ileri gelen gerilmedir.

Kirişte toplam (burulma+kesme) gerilme;

$$\tau = \tau_b + \tau_k = \frac{(\psi \cdot Q_y + k_b \cdot Q_a) \cdot U}{4 \cdot s \cdot F_m} + \frac{(\psi \cdot Q_y + k_b \cdot Q_a)}{4 \cdot s \cdot h} \text{ [kg/cm}^2\text{]} \quad (5.6)$$

formülü ile hesaplanır. (ψ : Kaldırma yükü katsayısı, k_b : Yükleme grubu katsayısı, U : Kiriş burulma eksenini [cm], s : yan plaka kalınlığı [cm], h : Yan plaka yüksekliği [cm], F_m : Ortalama burulma alanı [cm^2])

Maksimum gerilme (σ_{\max}) ve minimum gerilmelerin (σ_{\min}) hesaplanması;

$$\text{Maksimum gerilme } \sigma_{\max} = k_b \times (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 + \sigma_4 + \sigma_5) \text{ [kg/cm}^2\text{]} \quad (5.7)$$

$$\text{Minimum gerilme } \sigma_{\min} = \sigma_1 + \sigma_2 \text{ [kg/cm}^2\text{]} \quad (5.8)$$

formülü ile hesaplanır.

Mukayese gerilmeler (σ_v), vinç kirişindeki bileşke gerilmeler olup, burada gerilmeler bir eksenli olarak kabul edilir.

$$\text{Mukayese gerilmesi } \sigma_v = \sqrt{(\sigma_{max}^2 + 3 \cdot \tau^2)} \text{ [kg/cm}^2\text{]} \quad (5.9)$$

formülü ile hesaplanır. (τ : Kirişteki toplam burulma + kesme gerilmesi)

Vinçlerde statik kontrollerin akabinde dinamik kontroller de yapılır. Bunun için önce vinç yükleme grubu ve vincin çentik grubuna göre emniyetli devamlı mukavemet değerinin bilinmesi gerekir. Yükleme grubu ve çentik grubuna bağlı kaynaklı malzemenin emniyetli devamlı mukavemet değeri (σ_w) Çizelge 5.7’de verilmiştir.

Çizelge 5.7. $\kappa = -1$ için yükleme grubu ve çentik grubuna göre emniyetli devamlı mukavemet değeri [10].

Malzeme	St 37			St 52-3		
Çentik Grubu	K2	K3	K4	K2	K3	K4
Yükleme Grubu	$\kappa = -1$ için emniyetli devamlı mukavemet değeri, (MPa)					
A1	180	180	152,7	270	254	152,7
A2			108	252	180	108
A3	178,2	127,3	76,4	178,2	127,3	76,4
A4	126	90	54	126	90	54
A5	89,1	63,6	38,2	89,1	63,6	38,2
A6						
A7	63	45	27	63	45	27
A8						

Malzemenin sürekli dinamik emniyetli mukavemet değeri daha çok sınır değerler oranı κ ile çentik etkisine bağlıdır.

$$\text{Gerilme değişim katsayısı } \kappa = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (5.10)$$

Malzemenin emniyetli mukavemet değerleri $\sigma_{(D-1)em}$, vinç konstrüksiyonundaki çentik guruplarına göre verilmiştir. K2 Grubu kaynak dikişi malzemeye özel kaynak ağızı açılarak özel kalitede K dikişi olarak yapılmıştır. Yükleme gurubu 6 ve daha yüksek ise, çentik gurubunun K2 seçilmesi daha uygun olacaktır.

Gezer köprülü vinçlerde κ negatif değer alamayacağından burada sadece dalgalı yükleme sınır değer oranı ($0 \leq \kappa \leq 1$) için gerekli formüller geçerlidir.

Sürekli dinamik emniyetli çekme gerilmesi;

$$\sigma_{DZ(\kappa)em} = \frac{5 \cdot \sigma_{(D-1)EM}}{3 \cdot (1 - (1 - \frac{5 \cdot \sigma_{(D-1)EM}}{3 \cdot 0,75 \cdot R_m}) \cdot \kappa)} \text{ [kg/cm}^2\text{]} \quad (5.11)$$

formülü ile hesaplanır. (R_m : Malzeme kopma gerilmesi [kg/cm²], σ_{zem} : Emniyetli çekme mukavemet değeri [kg/cm²])

$\sigma_{zem} > \sigma_v$ ise emniyetlidir.

$\sigma_{DZ(\kappa)em} > \sigma_v$ ise emniyetlidir.

5.3.2. Kiriş Sehimi Hesabı

Vinç taşıyıcı sistemi, iki ana köprü kirişi ve bu kirişlerin iki ucunda bulunan iki adet baş kirişten oluşur. Köprünün esas kirişleri üzerinde (kaldırma yükü ve kendi ağırlığı ile birlikte) gezer arabanın kiriş ortasında iken meydana gelen toplam sehimi (f), vinç salınımlarını önlemek için belirli bir değeri geçmemesi gerekir. Esas kirişlerin maksimum sehimi değerleri, köprü kiriş açıklığının (S) büyüklüğüne bağlıdır [31].

Esas kirişin kendi (zati) ağırlığından oluşan maksimum sehimi, kirişin tam ortasındadır. Bu değer (mukavemet kitaplarında) belirtildiği gibi:

$$\text{Kiriş zati ağırlığından oluşan sehimi } f_1 = \frac{5 \cdot (q_k + q_p) \cdot S^4}{384 \cdot E \cdot J_x} \text{ [cm]} \quad (5.12)$$

formülü ile hesaplanır. (E : Elastite modülü [kg/cm²], J_x : Atalet momenti [cm⁴])

Köprü üzerinde hareket eden arabanın kendi ağırlığı ile kaldırma yükünün toplamı, arabanın ağırlık merkezinde toplanmış bir tekil yük olarak gözönüne alındığında oluşturduğu maksimum sehim ise:

$$\text{Araba+halat+kanca ağırlığından oluşan sehim } f_2 = \frac{R_{max} \cdot c \cdot (3 \cdot S^2 - 4 \cdot c^2)}{24 \cdot E \cdot J_x} \text{ [cm]} \quad (5.13)$$

formülü ile hesaplanır. (R_{max} : Teker yükü [kg], c: Sağ sol boşluk [cm])

$$\text{Yükden oluşan sehim } f_3 = \frac{R_{max} \cdot c \cdot (3 \cdot S^2 \cdot 4 \cdot c^2)}{24 \cdot E \cdot J_x} \text{ [cm]} \quad (5.14)$$

formülü ile hesaplanır.

Köprünün kendi (zati) ağırlığından ve arabanın kaldırma yükü ile köprünün tam ortasında olduğu halde, meydana gelen toplam sehim:

$$\text{Toplam sehim } f = f_1 + f_2 + f_3 \text{ [cm]} \quad (5.15)$$

formülü ile hesaplanır.

$$\text{Toplam sehim oranı } s_h = \frac{S}{f} \quad (5.15a)$$

formülü ile hesaplanır.

5.4. MEKANİK TASARIM

5.4.1. Ana Kaldırma Grubu

5.4.1.1. Kaldırma Sistemi Verimleri

$$\text{Donanım verimi } (\eta_{d1}) = \eta_{d1}' \quad (\text{Her bir halat için dönen makara sayısı} = 1) \quad (5.16)$$

formülü ile hesaplanır.

$$\text{Kaldırma Redüktör Verimi } (\eta_r) = \eta_{r1}^3 \quad (\text{Redüktör kademe sayısı} = 3) \quad (5.17)$$

formülü ile hesaplanır. (η_{r1} : Kademe Verimi)

$$\text{Toplam Kaldırma Sistem Verimi } \eta_s = \eta_d \cdot \eta_r \cdot \eta_y \quad (\eta_y \text{ rulmanlı yatak} = 0.98) \quad (5.18)$$

formülü ile hesaplanır. Diğer adı ise mekanik verimdir. (η_{d1} : Donanım verimi, η_r : Kaldırma Redüktör verimi, η_y : Yatak verimi)

5.4.1.2. Kaldırma Redüktörü Güç Hesabı

$$\text{Tambur devri } n_{\text{tambur}} = \frac{(V_k \cdot t)}{\pi \cdot D_t} \quad [\text{d/dk}] \quad (5.19)$$

formülü ile hesaplanır. (t: Bir halata ait donanım sayısı, V_k : Kaldırma hızı [m/dk], D_t : Tambur çapı [mm])

$$\text{Redüktör redüksiyonu } i_R = \frac{n_{\text{motor}}}{n_{\text{tambur}}} \quad (5.20)$$

formülü ile hesaplanır. Redüktör girişinde gerekli olan min. mekanik gücü (P) göstermektedir. (n_{motor} : Motor devri [d/dk], n_{tambur} : Tambur devri [d/dk])

5.4.1.3. Motor Kaplin Hesabı

$$\text{Motor momenti } M_{d \text{ motor}} = \frac{(9550 \cdot P)}{n_{\text{motor}}} \quad [\text{d/dk}] \quad (5.21)$$

formülü ile hesaplanır. (P: min. Güç [kW])

5.4.1.4. Halat Hesabı

$$\text{Halat Kuvveti} = \frac{\text{Toplam kaldırma kuvveti}}{\text{Halat donanım sayısı}} \quad [\text{kg}] \quad (5.22)$$

formülü ile hesaplanır.

$$\text{Halat Emniyet Katsayısı} = \frac{d_h}{\text{Halat kuvveti}} \quad (5.23)$$

formülü ile hesaplanır. (d_h : Seçilen halat [mm])

5.4.1.5. Tambur Çapı Hesabı

$$\text{Tambur Çapı } D_{\text{tambur}} \geq H \cdot d_h \text{ [mm]} \quad (5.24)$$

formülü ile hesaplanır.

DIN 15020'ye göre halat tambur ve makara çapları katsayıları (H), Çizelge 5.6'ya göre seçilir.

5.4.1.6. Makara Çapı Hesabı

$$\text{Makara Çapı } D_{\text{makara}} \geq H \cdot d_h \text{ [mm]} \quad (5.25)$$

formülü ile hesaplanır.

DIN 15020'ye göre halat tambur ve makara çapları katsayıları (H), Çizelge 5.6'ya göre seçilir.

5.4.2. Araba Yürütme Grubu

5.4.2.1. Sürtünme Momenti

$$\text{Sürtünme Momenti } M_f = \frac{Q_a \cdot K_r \cdot V_{ya}}{\omega \cdot \eta \cdot q} \quad [\text{Nm}] \quad (5.26)$$

formülü ile hesaplanır. (K_r : Sürtünme katsayısı [N/kg], V_{ya} : Araba yürütme hızı [m/dk], q : Tahrik sayısı, ω : Motor açısal hızı [rad/s], η : Sistem mekanik verimi)

$$\text{Sistem mekanik verimi } \eta = \eta_r \cdot \eta_y \quad (5.27)$$

formülü ile hesaplanır.

5.4.2.2. İvmelenme Momenti

$$\text{İvmelenme Momenti } M_\gamma = \frac{Q_a \cdot \gamma \cdot V_{\gamma a}}{\omega \cdot \eta \cdot q} \quad [\text{Nm}] \quad (5.28)$$

formülü ile hesaplanır. (γ : İvme değeri [m/s^2])

$$\text{Sistem mekanik verimi } \eta = \eta_r \cdot \eta_y \quad (5.27)$$

formülü ile hesaplanır.

5.4.2.3. Atalet Momentleri

$$\text{Atalet Momenti } M_\alpha = (M_r + M_\gamma) \cdot 1,2 \quad [\text{Nm}] \quad (5.29)$$

formülü ile hesaplanır. (M_r : Sürtünme Momenti [Nm], M_γ : İvmelenme Momenti [Nm])

5.4.2.4. Toplam Maksimum Moment

$$\text{Toplam Max. Moment } M_p = M_r + M_\gamma + M_\alpha \quad [\text{Nm}] \quad (5.30)$$

formülü ile hesaplanır.

5.4.2.5. Motor Maksimum Güç Hesabı

$$\text{Motor Gücü } P_p = M_p \cdot \omega \quad [\text{W}] \quad (5.31)$$

formülü ile hesaplanır. (M_p : Toplam Max. Moment [Nm])

5.4.2.6. Motor Nominal Güç Hesabı

$$\frac{\text{Seçilen motor için Maksimum güç } P_p}{\text{Nominal güç } P_n} = 2,9 \quad (5.32)$$

formülü ile hesaplanır. (P_n : Gerekli minimum mekanik güç [kW])

5.4.2.7. Redüktör Güç Hesabı

$$\text{Tekerlek devri } n_{\text{tekerlek}} = \frac{V_{ya}}{\pi \cdot D_t} \quad [\text{d/dk}] \quad (5.33)$$

formülü ile hesaplanır.

$$\text{Redüktör redüksiyonu } I_R = \frac{n_{\text{motor}}}{n_{\text{tekerlek}}} \quad (5.34)$$

formülü ile hesaplanır. (n_{motor} : Motor devri [d/dk])

5.4.2.8. Motor-Redüktör Arası Kaplin Hesabı

$$\text{Motor momenti } M_{d \text{ motor}} = \frac{(9550 \cdot P)}{n_{\text{motor}}} \quad [\text{d/dk}] \quad (5.21)$$

formülü ile hesaplanır. (P: min. Güç [kW])

5.4.2.9. Tekerlek Hesabı

$$\text{Min. tekerlek çapı } D_{\text{teker min}} \geq \frac{F_{\text{max}}}{P_L \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot b_1} \quad [\text{cm}] \quad (5.35)$$

formülü ile hesaplanır. (F_{ort} : Ortalama teker yükü [kgf], P_L : Malzeme için emniyetli basınç gerilmesi [kg/cm^2], c_2 : DIN 15070 Tekerlek devri katsayısına göre devir katsayısı, c_3 : DIN 15070 Çalışma süresi katsayısı, b_1 : Faydalı ray kafa genişliği [mm])

$$\text{Faydalı ray kafa genişliği } b_1 = k - \frac{4}{3} r_1 \quad [\text{mm}] \quad (5.36)$$

formülü ile hesaplanır.(r_1 : Seçilen ray için köşe radyusu [mm])

5.4.3. Köprü Yürütme Grubu

5.4.3.1. Sürtünme Momenti

$$\text{Sürtünme Momenti } M_f = \frac{Q_v \cdot K_r \cdot V_{yk}}{\omega \cdot \eta \cdot q} \quad [\text{Nm}] \quad (5.37)$$

formülü ile hesaplanır. (Q_v : Toplam yüklü vinç ağırlığı [kg], V_{yk} : Köprü yürütme hızı [m/dk])

$$\text{Sistem mekanik verimi } \eta = \eta_r \cdot \eta_y \quad (5.27)$$

formülü ile hesaplanır.

5.4.3.2. İvmelenme Momenti

$$\text{İvmelenme Momenti } M_\gamma = \frac{Q_v \cdot \gamma \cdot V_{yk}}{\omega \cdot \eta \cdot q} \quad [\text{Nm}] \quad (5.38)$$

formülü ile hesaplanır.

$$\text{Sistem mekanik verimi } \eta = \eta_r \cdot \eta_y \quad (5.27)$$

formülü ile hesaplanır.

5.4.3.3. Atalet Momenti

$$\text{Atalet Momenti } M_\alpha = (M_r + M_\gamma) \cdot 1,2 \quad [\text{Nm}] \quad (5.29)$$

5.4.3.4. Toplam Maksimum Moment

$$\text{Toplam Maksimum Moment } M_p = M_r + M_y + M_\alpha \quad [\text{Nm}] \quad (5.30)$$

formülü ile hesaplanır.

5.4.3.5. Motor Maksimum Güç Hesabı

$$\text{Motor Gücü } P_p = M_p \cdot \omega \quad [\text{W}] \quad (5.31)$$

formülü ile hesaplanır. (M_p : Toplam Max. Moment [Nm])

5.4.3.6. Motor Nominal Güç Hesabı

$$\frac{\text{Seçilen motor için Maksimum güç } P_p}{\text{Nominal güç } P_n} = 2,9 \quad (5.32)$$

formülü ile hesaplanır. (P_n : Gerekli minimum mekanik güç [kW])

5.4.3.7. Redüktör Güç Hesabı

$$\text{Tekerlek devri } n_{\text{tekerlek}} = \frac{V_{yk}}{\pi \cdot D_t} \quad [\text{d/dk}] \quad (5.39)$$

formülü ile hesaplanır.

$$\text{Redüktör redüksiyonu } I_R = \frac{n_{\text{motor}}}{n_{\text{tekerlek}}} \quad (5.34)$$

formülü ile hesaplanır.

5.4.3.8. Tekerlek Hesabı

$$\text{Ortalama teker yükü } F_{\text{ort}} = \frac{(F_{\text{min}} + 2 \cdot F_{\text{max}})}{3} \quad [\text{kgf}] \quad (5.40)$$

formülü ile hesaplanır. (F_{max} : Maksimum teker yükü [kgf] , F_{min} : Minimum teker yükü [kgf])

$$\text{Min. teker çapı } D_{\text{teker min}} \geq \frac{F_{\text{ort}}}{P_L \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot b_1} \quad [\text{cm}] \quad (5.41)$$

formülü ile hesaplanır.

$$\text{Faydalı ray kafa genişliği } b_1 = k - \frac{4}{3} r_1 \quad [\text{mm}] \quad (5.36)$$

formülü ile hesaplanır.

5.4.4. Döndürme Grubu

5.4.4.1. Tekerlek Hesabı

$$\text{Min. teker çapı } D_{\text{teker min}} \geq \frac{F_{\text{max}}}{P_L \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot b_1} \quad [\text{cm}] \quad (5.35)$$

formülü ile hesaplanır. (F_{max} : Maksimum teker yükü, P_L : Malzeme için emniyetli basınç gerilmesi, c_2 : DIN 15070 Tekerlek devri katsayısına göre devir katsayısı, c_3 : DIN 15070 Çalışma süresi katsayısı, b_1 : Faydalı ray kafa genişliği)

$$\text{Faydalı ray kafa genişliği } b_1 = k - \frac{4}{3} r_1 \quad [\text{mm}] \quad (5.36)$$

formülü ile hesaplanır.

5.5. ELEKTRİK-ELEKTRONİK TASARIM

5.5.1. Ana Kaldırma Grubu

5.5.1.1. Kaldırma Motoru Hesabı

$$\text{Kaldırma Motor Gücü } P = \frac{(Q_y + Q_t) \cdot V_k}{6120 \cdot \eta_s} \quad [\text{kW}] \quad (5.42)$$

formülü ile hesaplanır. (Q_y : Kaldırma Kapasitesi [kg], V_k : Kaldırma hızı [m/dk], η_s : Toplam Kaldırma Sistem Verimi)

$$\text{Toplam Kaldırma Sistem Verimi } \eta_s = \eta_d \cdot \eta_r \cdot \eta_y \quad (5.18)$$

formülü ile hesaplanır.

5.5.1.2. Kaldırma Motoru Fren Hesabı

$$\text{Motor mili momenti} = \frac{(\text{Tambur momenti})}{\eta_d \cdot \eta_r \cdot i_R} \quad [\text{Nm}] \quad (5.43)$$

formülü ile hesaplanır. (η_d : Halat donanım verimi, η_r : Kaldırma redüktör verimi, i_R : Redüktör çevri oranı)

$$\text{Tamburdaki halat yükü} = \frac{(\text{Toplam yük} \cdot \text{motor adedi})}{\text{halat sayısı}} \quad [\text{N}] \quad (5.44)$$

formülü ile hesaplanır. (r_{tambur} : Tambur Yarıçapı [m])

$$\text{Tambur momenti} = \text{Tamburdaki halat yükü} \cdot r_{\text{tambur}} \quad [\text{Nm}] \quad (5.45)$$

formülü ile hesaplanır.

5.5.2. Araba Yürütme Grubu

5.5.2.1. Araba Yürütme Motoru Fren Hesabı

$$\text{Motor nominal momenti } M_n = \frac{(9550 \cdot P_n)}{n_{motor}} \quad [\text{Nm}] \quad (5.46)$$

formülü ile hesaplanır.

5.5.3. Köprü Yürütme Grubu

5.5.3.1. Köprü Yürütme Motoru Fren Hesabı

$$\text{Motor nominal momenti } M_n = \frac{(9550 \times P_n)}{n_{motor}} \quad [\text{Nm}] \quad (5.46)$$

formülü ile hesaplanır.

5.6. MAGNET TASARIMI

Magnetli sistemler iş güvenliğinden ödün vermeden işletmelerin üretim prosesini hızlandırmak, maliyetleri azaltmak için kullanılan sistemlerdir. Magnetler, ürüne zarar vermeden filmaşın bağıını üstten kavrayarak istenilen yere rahatlıkla taşınmasını sağlar. Ayrıca diğer taşıma ekipmanlarının (C kanca, forklift vb.) taşıma için ihtiyaç duyacağı alanın da daha etkin kullanılmasını sağlar.

Magnetli sistemlerin kullanılması ile stok alanlarının kullanımı çok daha verimli hale gelmektedir. C kanca, forklift vb. taşıma ekipmanları kullanıldığında ürün sevki için filmaşınlar arasında daha büyük boşluklar bırakmak gerekmektedir.

Filmaşın magnet tasarımı dikkat edilmesi gereken hususlar; vincin kaldırma kapasitesi, malzeme sıcaklığı ve filmaşın bağlarının (max. ve min. genişlik, iç çap, dış çap ve ağırlık) bilgileridir.

Gelişen teknoloji ile, magnetli sistemler vasıtasıyla sıcak ve soğuk filmaşınler kolaylıkla taşınabilmektedir. Ayrıca birden fazla magnet arka arkaya veya yan yana 2'li veya 4'lü sistem olarak kullanılabilir. Bu sayede tek seferde taşınan malzeme sayısı artırılıp ciddi bir operasyon süresi kazanılabilir. Filmaşınler, manyetik etki alanına sahip güçlü manyetik sistemler sayesinde düzgün bir şekilde taşınabilir.

5.7. GEZER KÖPRÜLÜ VİNÇ ÖRNEK HESABI

Gezer köprülü vinç hesabı yapılırken aşağıdaki teknik veriler esas alınmıştır.

Vinç Tipi	: Gezer Köprülü Tavan Vinci
Kaldırma Kapasitesi	: 10.000 kg
Kiriş Açıklığı S	: 2.420 mm
Kaldırma Yüksekliği	: 10.000 mm
Yürüme hızı V_v	: 0-100 m/dk
Kaldırma hızı V_h	: 0-15 m/dk (kademersiz)
Araba yürüme hızı V_{ya}	: 0-40 m/dk
Çelik yapı sınıfı	: FEM A6
Kaldırma sınıfı	: DIN15018 H4
Yükleme durumu	: DIN15018 B5
Çentik sınıfı	: DIN15018 K2
Yürütme mekanizma sınıfı	: DIN15020 4m
Kaldırma yükü Q_y	: 20.000 kg (Halat yükü)
Araba ağırlığı Q_a	: 15.000 kg
Araba aks açıklığı L_a	: 300 cm
Yavaşlama ivmesi a_{vy}	: 0,3 m/s ²
Yükleme grubu katsayısı k_b	: 1,12
Malzeme	: St 44-2
Kopma gerilmesi R_m	: 4.380 kg/cm ² (St44-2 malzeme için)
Çekme gerilmesi σ_{ZEM}	: 2.044 kg/cm ² (St44-2 malzeme için)

Kiriş hesabı yapılırken aşağıda seçilen kirişe ait teknik veriler esas alınmıştır.

Kiriş rayı	: A55
Kiriş ray alanı A	: 4070
İç net genişlik i_g	: 614 mm
Üst alt plaka genişliği $üap_g$: 815 mm (Üst saç- Alt saçdan geniş olmalı)
Üst plaka kalınlığı $üp_k$: 12 mm
Alt plaka genişliği ap_g	: 690 mm
Alt plaka kalınlığı ap_k	: 2 mm
Sol plaka yüksekliği (ray altı) $solp_y$:1.490 mm
Sol plaka kalınlığı (ray altı) $solp_k$: 8 mm
sağ plaka yüksekliği $sagp_y$: 1.490 mm
sağ plaka kalınlığı $sagp_k$: 8 mm
Ray altlık genişliği L_{alt}	:300 mm
Ray altlık kalınlığı t_{alt}	: 10 mm
Üst sol boşluk $üsol$: 30 mm
Üst sağ boşluk $üsag$: 30 mm
Sitifner adedi s_a	: 2
Sitifner alanı s_{a1}	: 684 mm ²
Sitifner tipi	: 60 L
Sitifner mesafesi s_1 (A)	: 300 mm (başlık sacı-1.sitifner arası)
Sitifner mesafesi s_2 (B)	: 900 mm (başlık sacı-2.sitifner arası)

Kiriş mukavemet değerleri aşağıda verilmiştir:

Kiriş burulma eksenini U	:27,7 cm
Yan plaka kalınlığı s	:0,8 cm
Yan plaka yüksekliği h	:149 cm
Atalet momenti J_x	:1.607.927 cm ⁴
Mukavemet momenti W_x	:19.303 cm ³
Ortalama burulma alanı F_m	: 9.342 cm ²
Kiriş perdeleri + ray + İç takviyeler q_{ekp}	: 0,86 kg/cm
Kiriş+ q_{ekp} q_k	: 4,38 kg/cm
Platform brim ağırlığı q_p	: 0,60 kg/cm

5.7.1. TAŞIYICI SİSTEM KONSTRÜKSİYON HESABI

5.7.1.1. Vinç Hesaplarında Kullanılan Katsayıların Hesaplanması

Minimum güvenlik katsayısı (Z_p); FEM standartlarına göre, M7 grubu ve hareketli halatlar için Z_p değeri Çizelge 5.2'den 7,1 alınmıştır.

Yükseltme katsayısının (γ_c); FEM ve DIN standartlarına uygun olarak kaldırma grubuna göre γ_c değeri Çizelge 5.3'den 1,14 alınmıştır.

Kaldırma yükü katsayısı (ψ), vincin kaldırma hızına ve kaldırma sınıfına göre ψ değeri Çizelge 5.4'den 1,532 bulunmuştur.

Öz ağırlık katsayısı (ϕ_K), vinç hareket hızına ve vinç yürüyüş yolu kalitesine göre ϕ_K değeri Çizelge 5.5'den 1,1 alınmıştır.

Halat tambur ve makara çapları için katsayılar (H), DIN 15020 standartlarına göre 4m grubu için H değeri Çizelge 5.6'dan $h_{\text{tambur}} = 22,4$, $h_{\text{makara}} = 25$, $h_{\text{dmakara}} = 16$ alınmıştır.

5.7.1.2. Kiriş Gerilme Kontrolü

Kiriş zati ağırlığından oluşan gerilme $\sigma_1 = \frac{(q_k + q_p) \cdot S^2}{8 \cdot W_x} = \frac{(4,38 + 0,6) \cdot 2.420^2}{8 \cdot 19303} = 188,86 \text{ kg/cm}^2$

Araba ağırlığından oluşan gerilme;

$$\sigma_2 = \frac{Q_a}{32 \cdot S \cdot W_x} (2 \cdot S - L_a)^2 = \frac{15000}{32 \cdot 2420 \cdot 19303} (2 \cdot 2420 - 300)^2 = 206,83 \text{ kg/cm}^2$$

Kaldırma yükünden oluşan gerilme;

$$\sigma_3 = \frac{Q_y}{32 \cdot S \cdot W_x} (2 \cdot S - L_a)^2 = \frac{20000}{32 \cdot 2420 \cdot 19303} (2 \cdot 2420 - 300)^2 = 275,77 \text{ kg/cm}^2$$

Atalet kuvvetlerinden oluşan gerilme;

$$\sigma_4 = \frac{0,075 \cdot S}{W_y} \left[\phi \cdot (q_k + q_p) \cdot S + \frac{Q_a}{2} \right] = \frac{0,075 \cdot 2420}{7944} \left[1,11 \cdot (4,38 + 0,6) \cdot 2420 + \frac{15.000}{2} \right] \\ = 476,99 \text{ kg/cm}^2$$

Araba kasılmasından oluşan gerilmeler;

$$\sigma_5 = \frac{0,05 \cdot L_a \cdot (Q_a + Q_y)}{W_y} = \frac{0,05 \cdot 300 \cdot (15000 + 20000)}{7944} = 66,09 \text{ kg/cm}^2$$

Kirişte toplam (burulma+kesme) gerilme;

$$\tau = \tau_b + \tau_k = \frac{(\psi \cdot Q_y + k_b \cdot Q_a) \cdot U}{4 \cdot s \cdot F_m} + \frac{(\psi \cdot Q_y + k_b \cdot Q_a)}{4 \cdot s \cdot h} = \frac{(1,532 \cdot 20000 + 1,12 \cdot 15000) \cdot 27,7}{4 \cdot 0,8 \cdot 9342} + \frac{(1,532 \cdot 20000 + 1,12 \cdot 15000)}{4 \cdot 0,8 \cdot 149} = 143,45 \text{ kg/cm}^2$$

Maksimum gerilme $\sigma_{\max} = k_b \cdot (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 + \sigma_4 + \sigma_5) = 1,12 \cdot (188,86 + 206,83 + 275,77 + 476,99 + 66,09) = 1360,28 \text{ kg/cm}^2$

Minimum gerilme $\sigma_{\min} = \sigma_1 + \sigma_2 = (188,86 + 206,83) = 395,69 \text{ kg/cm}^2$

Mukayese gerilmesi;

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_{\max})^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{(1360,28)^2 + 3 \cdot 143,45^2} = 1.382,78 \text{ kg/cm}^2$$

Yükleme grubu ve çentik grubuna bağlı kaynaklı malzemenin emniyetli devamlı mukavemet değeri olan $\sigma_{(D-1)em}$ değeri A6 grubu için Çizelge 5.7'den 89,1 MPa (908,57 kg/cm²) alınmıştır.

$$\text{Gerilme değişim katsayısı } \kappa = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{395,69}{1360,28} = 0,29$$

Malzeme kopma gerilmesi $R_m = 4.380 \text{ kg/cm}^2$ (St44-2 malzeme için kopma gerilmesi)

Emniyetli çekme mukavemet değeri $\sigma_{zem} = 2.044 \text{ kg/cm}^2$ (St44-2 malzeme için emniyetli çekme gerilmesi)

Sürekli dinamik emniyetli çekme gerilmesi;

$$\sigma_{DZ(\kappa)em} = \frac{5 \cdot \sigma_{(D-1)EM}}{3 \cdot (1 - (1 - \frac{5 \cdot \sigma_{(D-1)EM}}{3 \cdot 0,75 \cdot R_m}) \cdot \kappa)} = \frac{5 \cdot 908,57}{3 \cdot (1 - (1 - \frac{5 \cdot 908,57}{3 \cdot 0,75 \cdot 4380}) \cdot 0,29)} = 1.795,45 \text{ kg/cm}^2$$

$\sigma_{zem} > \sigma_v$ (2.044 > 1.382,78) olduğundan emniyetlidir.

$\sigma_{DZ(\kappa)em} > \sigma_v$ (1.795,45 > 1.382,78) olduğundan emniyetlidir.

5.7.1.3. Kiriş Sehim Hesabı

Teker yükü (araba+kanca+halat) R_{max}	: 3.750 kg
Teker yükü (yük) R_{max}	: 5.000 kg
Elastite modülü E	: 2,11E+06 kg/cm ²
Sağ sol boşluk c = sy	: 1.060 cm

$$\text{Kiriş zati ağırlığından oluşan sehim } f_1 = \frac{5 \cdot (q_k + q_p) \cdot S^4}{384 \cdot E \cdot J_x} = \frac{5 \cdot (4,38 + 0,6) \cdot 2420^4}{384 \cdot 2,11 \cdot 10^6 \cdot 1607927} = 0,63 \text{ cm}$$

Araba + halat + kanca ağırlığından oluşan sehim;

$$f_2 = \frac{R_{max} \cdot c \cdot (3 \cdot S^2 - 4 \cdot c^2)}{24 \cdot E \cdot J_x} = \frac{3750 \cdot 1060 \cdot (3 \cdot 2.420^2 - 4 \cdot 1.060^2)}{24 \cdot 2,11 \cdot 10^6 \cdot 1607927} = 0,64 \text{ cm}$$

$$\text{Yükden oluşan sehim } f_3 = \frac{R_{max} \cdot c \cdot (3 \cdot S^2 - 4 \cdot c^2)}{24 \cdot E \cdot J_x} = \frac{5000 \cdot 1060 \cdot (3 \cdot 2.420^2 - 4 \cdot 1.060^2)}{24 \cdot 2,11 \cdot 10^6 \cdot 1607927} = 0,85 \text{ cm}$$

$$\text{Toplam sehim } f = f_1 + f_2 + f_3 = (0,63 + 0,64 + 0,85) = 2,12 \text{ cm}$$

$$\text{Toplam sehim oranı } s_h = \frac{S}{f} = \frac{2420}{2,12} = 1141,50$$

5.7.2. MEKANİK HESAPLAMALAR

5.7.2.1. Ana Kaldırma Grubu Hesabı

Ana kaldırma grubu hesabı yapılırken aşağıdaki teknik veriler esas alınmıştır.

Kaldırma Kapasitesi Q_y	: 20.000 kg (Halat yükü)
Mekanizma grubu	: FEM 4m
Kaldırma Hızı V_k	: 0-15 m/dk (kademersiz)

Donanım t : 8/4 (4 x 2/1) (Kaldırma Redüktörü çift çıkışlı olup, kaldırma sisteminde 500 mm çapında iki adet tambur vardır. Her tambur, iki kaldırma halatına haizdir.)

5.7.2.1.1. Kaldırma Sistemi Verimleri

Donanım verimi $\eta_{d1} = \eta_d = 0,99^1 = 0,99$ (Her bir halat için dönen makara sayısı = 1)

Kaldırma Redüktör Verimi $\eta_r = \eta_{r1}^3 = 0,97^3 = 0,91$

Kademe Verimi $\eta_{r1} = 0,97$

Redüktör Kademe Sayısı: 3

Yatak Verimi $\eta_y = 0,98$ (Rulmanlı yatak için)

Toplam Kaldırma Sistem Verimi $\eta_s = \eta_d \cdot \eta_r \cdot \eta_y = 0,99 \cdot 0,91 \cdot 0,98 = 0,88$ (mekanik verim)

5.7.2.1.2. Kaldırma Redüktörü Güç Hesabı

Tambur devri $n_{tambur} = \frac{(V_k \cdot t)}{\pi \cdot D_t} = \frac{(15 \cdot 2)}{\pi \cdot 0,5} = 19,1$ d/dk

t: Bir halata ait donanım sayısı : 8/4 donanım için = 2

Motor Devri $n_{motor} = 1486$ d/dk

Redüktör redüksiyonu $i_R = \frac{n_{motor}}{n_{tambur}} = \frac{1486}{19,1} = 77,8$ (Redüktör girişinde gerekli min. mekanik güç: 55,7 kW)

Seçilen redüktör: SEW – X3FS170 – İ: 78,77

5.7.2.1.3. Motor Kaplin Hesabı

Motor momenti $M_{d\ motor} = \frac{(9550 \cdot P)}{n_{motor}} = \frac{(9550 \cdot 55,7)}{1486} = 358$ Nm

$S_{f\ min} = 3$ (Dişli kaplin için minimum servis faktörü)

Kaplinin iletmesi gereken minimum moment = $358 \cdot 3 = 1074$ Nm

Seçilen kaplin: ÖZGÜN Da3

5.7.2.1.4. Halat Hesabı

Toplam kaldırma kuvveti $Q_y = 20000$ kg

$$\text{Halat Kuvveti} = \frac{\text{Toplam kaldırma kuvveti}}{\text{Halat donanım sayısı}} = \frac{20000}{8} = 2.500 \text{ kg}$$

Seçilen halat $d_h = \text{Ø } 18 \text{ mm}$ (6x36WS TS 1918/14 ÇÖ 180 s/z)

Çizelge 5.8' de 6x36 Warrington Seale çelik özlü halata ait kopma kuvvetleri görülmektedir.

Çizelge 5.8. 6x36 Warrington seale TS 1918/14 ÇÖ 180s/z çelik özlü halata ait kopma kuvvetleri [32].

Halat Anma Çapı (mm)	Birim Ağırlık (kg/m)	Teorik Kopma Kuvveti		En Küçük Kopma Kuvveti	
		Tel Anma Dayanımı kgf / mm ²			
		160	180	160	180
12	0,602	10500	11800	8210	9230
13	0,707	12300	13900	9630	10800
14	0,82	14300	16100	11200	12600
16	1,07	18700	21000	14600	16400
18	1,35	23600	26600	18500	20800
20	1,67	29200	32800	22800	25600
22	2,02	35300	39700	27600	31000
24	2,41	42000	47200	32800	36900
26	2,83	49300	55400	38500	43300
28	3,28	57100	64300	44700	50300
32	4,28	74600	84000	58400	65700
36	5,42	94500	106000	73900	83100
40	6,69	117000	131000	91200	103000
44	8,1	141000	159000	110000	124000
48	9,64	168000	189000	131000	148000
52	11,3	197000	222000	154000	173000
56	13100	229000	257000	179000	201000

TS 1918/14 standartlarına göre seçilen halata ait en küçük kopma kuvveti Çizelge 5.8'den 20.800 kg alınmıştır.

$$\text{Halat Emniyet Katsayısı} = \frac{d_h}{\text{Halat kuvveti}} = \frac{20800}{2500} = 8,32$$

FEM göre min. emniyet katsayısı M7 için Z_p değeri Çizelge 5.2'den 7,1 alınmıştır.

Z_p : $7,1 < 8,32$ olup emniyetlidir.

5.7.2.1.5. Tambur Çapı Hesabı

$$\text{Tambur Çapı } D_{\text{tambur}} \geq H \cdot d_h = 22,4 \cdot 18 = 403,2 \text{ mm}$$

DIN 15020 standartlarına göre M7 grubu için H değeri Çizelge 5.6'dan $h_{\text{tambur}} = 22,4$ alınmıştır.

Seçilen tambur çapı: $\varnothing 500 \text{ mm}$

5.7.2.1.6. Makara Çapı Hesabı

$$\text{Makara Çapı } D_{\text{makara}} \geq H \cdot d_h = 25 \cdot 18 = 450 \text{ mm}$$

DIN 15020 standartlarına göre M7 grubu için H değeri Çizelge 5.6'dan $h_{\text{makara}} = 25$ alınmıştır.

Seçilen makara çapı: $\varnothing 560 \text{ mm}$

5.7.2.2. Araba Yürütme Grubu Hesabı

Araba yürütme grubu hesabı yapılırken aşağıdaki teknik veriler esas alınmıştır.

Araba yürütme hızı V_{ya}	: 0-40 m/dk (0,67 m/s)
Kaldırma Kapasitesi Q_y	: 20.000 kg
Toplam yüklü araba ağırlığı Q_a	: 40.000 kg
Sürtünme katsayısı K_r	: 0,06 N/kg
Motor açısal hızı ω	: 157 rad/s (4p motor için)
Tahrik sayısı q	: 2
Sistem mekanik verimi η	: $\eta_r \cdot \eta_y = 0,91 \cdot 0,98 = 0,89$

Üç kademeli redüktör verim η_r	: 0,91
Yatak verimi η_y	: 0,98
İvme değeri γ	: 0,15 m/s ²

5.7.2.2.1. Moment Hesapları

$$\text{Sürtünme Momenti } M_f = \frac{Q_a \cdot K_r \cdot V_{ya}}{\omega \cdot \eta \cdot q} = \frac{40000 \cdot 0,06 \cdot 0,67}{157 \cdot 0,89 \cdot 2} = 5,75 \text{ Nm}$$

$$\text{İvmelenme Momenti } M_\gamma = \frac{Q_a \cdot \gamma \cdot V_{ya}}{\omega \cdot \eta \cdot q} = \frac{40000 \cdot 0,15 \cdot 0,67}{157 \cdot 0,89 \cdot 2} = 14,38 \text{ Nm}$$

$$\text{Atalet Momenti } M_\alpha = (M_r + M_\gamma) \cdot 1,2 = (5,8 + 14,38) \cdot 1,2 = 24,22 \text{ Nm}$$

$$\text{Toplam Max. Moment } M_p = M_r + M_\gamma + M_\alpha = (5,75 + 14,38 + 24,22) = 44,35 \text{ Nm}$$

5.7.2.2.2. Motor Maksimum Güç Hesabı

$$\text{Motor Gücü } P_p = M_p \cdot \omega = 44,35 \cdot 157 = 6963 \text{ W}$$

5.7.2.2.3. Motor Nominal Güç Hesabı

$$\frac{\text{Seçilen motor için Maksimum güç } P_p}{\text{Nominal güç } P_n} = 2,9$$

$$P_n = \frac{P_p}{2,9} = \frac{6963}{2,9} = 2.681 \text{ W} = 2,4 \text{ kW}$$

Seçilen motor: 4 kW 1500 d/dk

5.7.2.2.4. Redüktör Güç Hesabı

$$\text{Tekerlek devri } n_{\text{tekerlek}} = \frac{V_{ya}}{\pi \cdot D_t} = \frac{40}{\pi \cdot 0,315} = 40,4 \text{ d/dk}$$

$$\text{Motor devri } n_{\text{motor}} = 1465 \text{ d/dk}$$

$$\text{Redüktör redüksiyonu } I_R = \frac{n_{motor}}{n_{tekerlek}} = \frac{1465}{40,4} = 36,3$$

Seçilen redüktör: SEW FA87AD4 ($i = 35,19$, $M_{d\text{çıkış}} = 4300$ Nm, İhtiyaç moment = 878 Nm, Redüktör adeti: 2, $S_f = 4,9$)

5.7.2.2.5. Motor-Redüktör Arası Kaplin Hesabı

$$\text{Motor momenti } M_{d\text{ motor}} = \frac{(9550 \cdot P)}{n_{motor}} = \frac{(9550 \cdot 2,4)}{1465} = 15,64 \text{ Nm}$$

$S_{f\text{ min}} = 3$ (Dişli kaplin için minimum servis faktörü)

Kaplinin ilemesi gereken minimum moment = $15,64 \cdot 3 = 46,92$ Nm

Seçilen kaplin: ÖZGÜN Da2

5.7.2.2.6. Tekerlek Hesabı

Tekerleklerin çap hesabı, DIN 15070 e göre $n_{tekerlek}$ devir sayısına göre c_2 devir katsayısına, c_3 çalışma süresi katsayısı ve tekerlek yük katsayısına bağlıdır [33]. Çizelge 5.9' da DIN 15070'e göre $n_{tekerlek}$ devir sayısına göre c_2 devir katsayısı verilmiştir.

Çizelge 5.9. DIN 15070'e göre $n_{tekerlek}$ devir sayısına göre c_2 devir katsayısı [33].

c_2	$n_{tekerlek}$	c_2	$n_{tekerlek}$	c_2	$n_{tekerlek}$	c_2	$n_{tekerlek}$
0,66	200	0,89	71	1	31,5	1,1	14
0,72	160	0,91	63	1,02	28	1,11	12,5
0,77	125	0,92	56	1,03	25	1,12	11,2
0,79	112	0,94	50	1,04	22,4	1,13	10
0,82	100	0,96	45	1,06	20	1,14	8
0,84	90	0,97	40	1,07	18	1,15	6,3
0,87	80	0,99	35,5	1,09	16	1,16	5,6

Çizelge 5.10' da DIN 15070'e göre çalışma süresi katsayısı verilmiştir.

Çizelge 5.10. DIN 15070'e göre çalışma süresi katsayısı [34].

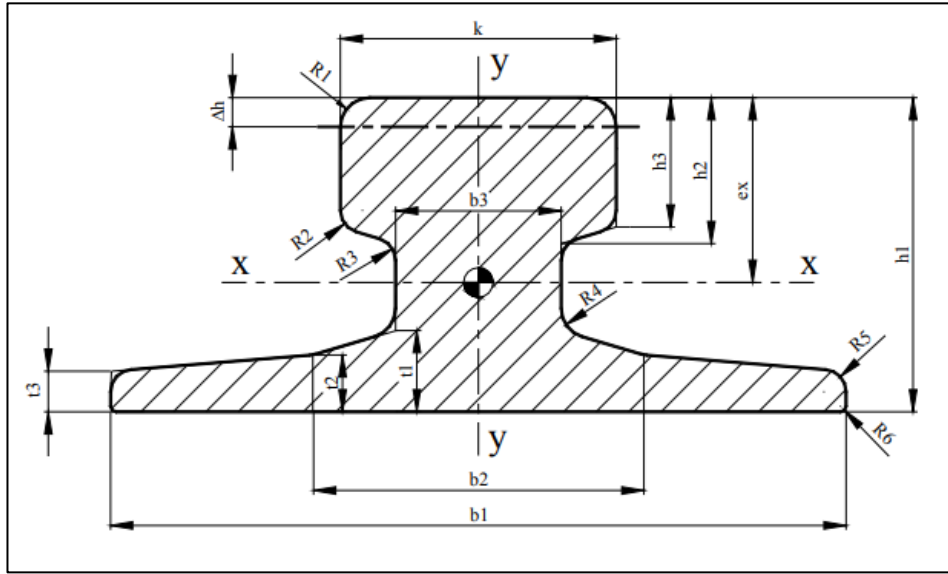
1 saatteki çalışma süresi % olarak	c_3
% 16 'a kadar	1,25
< % 16 - %25	1,12
< % 25- %40	1
< %40- %63	0,9
%63 den yukarı	0,8

$P_L = 70 \text{ kg/cm}^2$ (Ç4140 Malzeme için emniyetli basınç gerilmesi)

$c_2 = 0,97$ ($n_{\text{tekerlek}} = 40,4 \text{ d/dk}$ ya göre Çizelge 5.9'dan alınmıştır.)

$c_3 = 1$ (M7 grubu vinçler için Çizelge 5.10 'dan alınmıştır.)

Şekil 5.1'de DIN 536 A tipi vinç ray formu ve Çizelge 5.11' de DIN 536 A tipi vinç rayları sembol ve boyutları verilmiştir [35].



Şekil 5.1. DIN 536 A tipi vinç ray formu [35].

Çizelge 5.11. DIN 536 A tipi vinç rayları sembol ve boyutları [35].

	Birim	A45	A55	A65	A75	A100	A120
k	mm	45	55	65	75	100	120
b ₁	mm	125	150	175	200	200	220
b ₂	mm	54	66	78	90	100	120
b ₃	mm	24	31	38	45	60	72
t ₁	mm	14,5	17,5	20	22	23	30
t ₂	mm	11	12,5	14	15,4	16,5	20
t ₃	mm	8	9	10	11	12	14
h ₁	mm	55±1	65±1	75±1	85±1	95±1	105±1
h ₂	mm	24	28,5	34	39,5	45,5	55,5
h ₃	mm	20	25	30	35	40	47,5
R ₁	mm	4	5	6	8	10	10
R ₂	mm	3	5	5	6	6	6
R ₃	mm	4	5	5	6	6	10
R ₄	mm	5	6	6	8	8	10
R ₅	mm	4	5	5	6	6	6
R ₆	mm	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
A	mm ²	2830	4070	5540	7210	9560	12900

$$b_1 = k - \frac{4}{3} r_1 = 55 - \frac{4}{3} \cdot 5 = 48,3 \text{ mm (A55 ray için faydalı ray genişliği)}$$

k = 55 mm (A55 ray için k değeri Çizelge 5.9'dan alınmıştır.)

r₁ = 5 mm (A55 ray için köşe radyusu R₅ değeri Çizelge 5.9'dan alınmıştır.)

$$F_{\max} = \frac{Q_a}{\text{Teker adeti}} = \frac{40000}{4} = 10.000 \text{ kg}$$

$$\text{Min. tekerlek çapı } D_{\text{tekerlek min}} \geq \frac{F_{\max}}{P_L \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot b_1} = \frac{10000}{70 \cdot 0,97 \cdot 1 \cdot 4,83} = 30,5 \text{ cm}$$

Seçilen teker çapı: Ø 31,5 cm

5.7.2.3. Köprü Yürütme Grubu Hesabı

Köprü yürütme grubu hesabı yapılırken aşağıdaki teknik veriler esas alınmıştır.

Köprü yürüme hızı V_{yk}	: 0-100 m/dk (1,67 m/s)
Kaldırma Kapasitesi Q_v	: 20.000 kg
Toplam yüklü vinç ağırlığı Q_v	: 110.000 kg
Sürtünme katsayısı K_r	: ~0,06 N/kg
Motor açısal hızı ω	: 157 rad/s (4p motor için)
Tahrik sayısı q	: 4
Sistem mekanik verimi η	: $\eta_r \cdot \eta_y = 0,91 \cdot 0,98 = 0,89$
Üç kademeli redüktör verim η_r	: 0,91
Yatak verimi η_y	: 0,98
İvme değeri γ	: 0,2 m/s ²

5.7.2.3.1. Moment Hesapları

$$\text{Sürtünme Momenti } M_r = \frac{Q_v \cdot K_r \cdot V_{yk}}{\omega \cdot \eta \cdot q} = \frac{110000 \cdot 0,06 \cdot 1,67}{157 \cdot 0,89 \cdot 4} = 19,72 \text{ Nm}$$

$$\text{İvmelenme Momenti } M_\gamma = \frac{Q_v \cdot \gamma \cdot V_{yk}}{\omega \cdot \eta \cdot q} = \frac{110000 \cdot 0,2 \cdot 1,67}{157 \cdot 0,89 \cdot 4} = 65,74 \text{ Nm}$$

$$\text{Atalet Momenti } M_\alpha = (M_r + M_\gamma) \cdot 1,2 = (19,72 + 65,74) \cdot 1,2 = 102,55 \text{ Nm}$$

$$\text{Toplam Max. Moment } M_p = M_r + M_\gamma + M_\alpha = (19,72 + 65,74 + 102,55) = 188 \text{ Nm}$$

5.7.2.3.2. Motor Maksimum Güç Hesabı

$$\text{Motor Gücü } P_p = M_p \cdot \omega = 188 \cdot 157 = 29.516 \text{ W}$$

5.7.2.3.3. Motor Nominal Güç Hesabı

$$\frac{\text{Seçilen motor için Maksimum güç } P_p}{\text{Nominal güç } P_n} = 2,9$$

$$P_n = \frac{P_p}{2,9} = \frac{29516}{2,9} = 10177 \text{ W} = 10,2 \text{ kW (gerekli min. mekanik güç)}$$

Seçilen motor: 15 kW 1.500 d/dk

5.7.2.3.4. Redüktör Güç Hesabı

Tekerlek çapı $D_{tekerlek} = \text{Ø } 400 \text{ mm}$

$$\text{Tekerlek devri } n_{tekerlek} = \frac{V_{yık}}{\pi \cdot D_t} = \frac{100}{\pi \cdot 0,4} = 79,6 \text{ d/dk}$$

Motor devri $n_{motor} = 1465 \text{ d/dk}$

Redüktör redüksiyonu $I_R = \frac{n_{motor}}{n_{tekerlek}} = \frac{1465}{79,6} = 18,4$ (Redüktör girişinde gerekli min mekanik güç: 10,2 kW)

Seçilen redüktör: SEW FA87 AD5 ($i = 17,12$, $M_{dçıkış} = 4.300 \text{ Nm}$, İhtiyaç moment = 1.640 Nm, Redüktör adeti: 4, $S_f = 2,6$)

5.7.2.3.5. Motor-Redüktör Arası Kaplin Hesabı

$$\text{Motor momenti } M_{d\ motor} = \frac{(9550 \cdot P)}{n_{motor}} = \frac{(9550 \cdot 10,2)}{1465} = 66,49 \text{ Nm}$$

$S_{f\ min} = 3$ (Dişli kaplin için minimum servis faktörü)

Kaplinin ilemesi gereken minimum moment = $66,49 \cdot 3 = 199,47 \text{ Nm}$

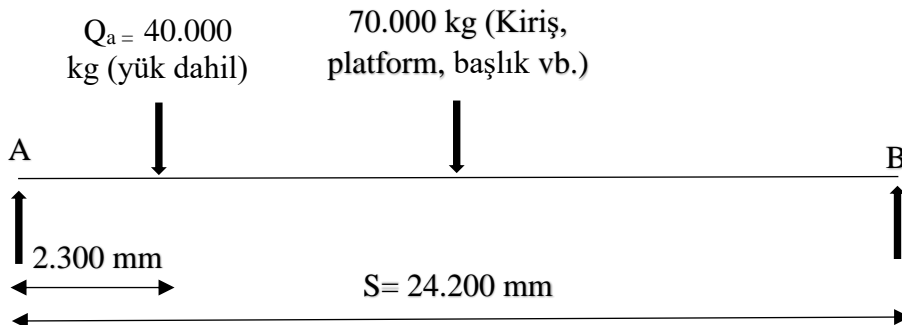
Seçilen kaplin: ÖZGÜN Da1

5.7.2.3.6. Tekerlek Hesabı

$$b_1 = k - \frac{4}{3} r_1 = 75 - \frac{4}{3} \cdot 6 = 67 \text{ mm (ray için faydalı ray genişliği)}$$

$k = 75 \text{ mm}$ (A75 ray için k değeri Çizelge 5.9'dan alınmıştır.)

$r_1 = 6 \text{ mm}$ (A75 ray için köşe yarıçapı R_5 değeri Çizelge 5.9'dan alınmıştır.)



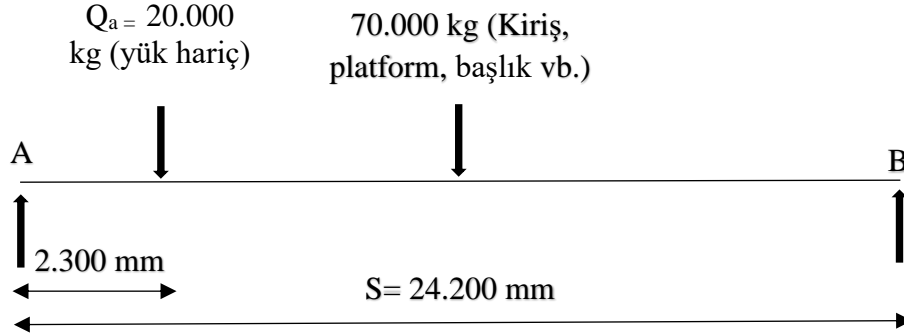
B noktasına göre moment alınırsa;

$$\Sigma M_B = 0 \text{ ise; } A \cdot 24200 = 40000 \cdot 21900 + 70000 \cdot 12100$$

$$A = 71.198 \text{ kg}$$

Bir tarafta 4 adet teker bulunmaktadır.

$$F_{\max} = \frac{71198}{4} = 17.800 \text{ kg}$$



A noktasına göre moment alınırsa;

$$\Sigma M_A = 0 \text{ ise; } B \cdot 24200 = 20000 \cdot 2300 + 70000 \cdot 12100$$

$$B = 36.900 \text{ kg}$$

Bir tarafta 4 adet teker bulunmaktadır.

$$F_{\min} = \frac{36900}{4} = 9.225 \text{ kg}$$

$$\text{Ortalama teker yükü } F_{\text{ort}} = \frac{(F_{\min} + 2 \cdot F_{\max})}{3} = \frac{(9225 + 2 \cdot 17800)}{3} = 14.942 \text{ kg}$$

$$P_L = 70 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Ç4140 Malzeme için emniyetli basınç gerilmesi)}$$

$$c_2 = 0,87 \text{ (n tekerlek = 79,6 d/dk ya göre Çizelge 5.9'dan alınmıştır.)}$$

$$c_3 = 1 \text{ (M7 grubu vinçler için Çizelge 5.10 'dan alınmıştır.)}$$

$$\text{Min. teker çapı } D_{\text{teker min}} \geq \frac{F_{\text{ort}}}{P_L \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot b_1} = \frac{14942}{70 \cdot 0,87 \cdot 1 \cdot 6,7} = 36,62 \text{ cm}$$

Seçilen teker çapı: Ø 40 cm

5.7.2.4. Döndürme Grubu Hesabı

Döndürme yürüme hızı V_{yk} : 11,2 m/dk

Toplam yüklü döndürme ağırlığı Q_d : 30.000 kg

5.7.2.4.1. Tekerlek Hesabı

$$b_1 = k - \frac{4}{3} r_1 = 75 - \frac{4}{3} \cdot 6 = 67 \text{ mm (ray için faydalı ray genişliği)}$$

$k = 75$ mm (A75 ray için k değeri Çizelge 5.9'dan alınmıştır.)

$r_1 = 6$ mm (A75 ray için köşe radyusu R_5 değeri Çizelge 5.9'dan alınmıştır.)

$$F_{\max} = \frac{Q_d}{\text{Teker adeti}} = \frac{30000}{4} = 7.500 \text{ kg}$$

$$\text{Min. teker çapı } D_{\text{teker min}} \geq \frac{F_{\max}}{P_L \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot b_1} = \frac{7500}{70 \cdot 1,12 \cdot 1 \cdot 6,7} = 14,28 \text{ cm}$$

$P_L = 70$ kg/cm² (Ç4140 Malzeme için emniyetli basınç gerilmesi)

$c_2 = 1,12$ ($n_{\text{tekerlek}} = 11,2$ d/dk ya göre Çizelge 5.9'dan alınmıştır.)

$c_3 = 1$ (M7 grubu vinçler için katsayı)

Seçilen teker çapı: $\emptyset 25$ cm

5.7.3. ELEKTRİK - ELEKTRONİK HESAPLAMALAR

5.7.3.1. Ana Kaldırma Grubu Hesabı

5.7.3.1.1. Kaldırma Motoru Hesabı

$$\text{Kaldırma Motor Gücü } P = \frac{(Q_y + Q_t) \cdot V_k}{6120 \cdot \eta_s} = \frac{(20000) \cdot 15}{6120 \cdot 0,88} = 55,7 \text{ kW}$$

Toplam Kaldırma Sistem Verimi $\eta_s = \eta_d \cdot \eta_r \cdot \eta_y = 0,99 \cdot 0,91 \cdot 0,98 = 0,88$
Seçilen motor: 75 kW 1500 d/dk

5.7.3.1.2. Kaldırma Motoru Fren Hesabı

Tamburdaki yük momenti;

$$\text{Toplam yük} = Q_y \cdot g = 20000 \cdot 9,81 = 196200 \text{ N}$$

$$\text{Tamburdaki halat yükü} = \frac{(\text{Toplam yük} \cdot \text{motor adedi})}{\text{halat sayısı}} = \frac{(196200 \cdot 4)}{8} = 98.400 \text{ N}$$

$$\text{Tambur Yarıçapı } r_{\text{tambur}} = 0,25 \text{ m}$$

$$\text{Tambur momenti} = \text{Tamburdaki halat yükü} \cdot r_{\text{tambur}} = 98400 \cdot 0,25 = 24.600 \text{ Nm}$$

$$\text{Donanım verimi } \eta_{d1} = \eta_d^1 = 0,99^1 = 0,99$$

$$\text{Kaldırma Redüktör Verimi } \eta_r = \eta_{r1}^3 = 0,97^3 = 0,91$$

$$\text{Redüktör redüksiyonu } I_R = 77,8$$

$$\text{Motor mili momenti} = \frac{(\text{Tambur momenti})}{\eta_d \cdot \eta_r \cdot I_R} = \frac{(24600)}{0,99 \cdot 0,91 \cdot 77,8} = 346,65 \text{ Nm}$$

Seçilen fren: Kasnaklı Eldro Fren, EMG TE315-50/6,

Kullanılacak fren adedi: 2 adet

$$\text{Gerekli minimum tork} = S_f \cdot M_n = 1,6 \cdot 346,65 = 554,64 \text{ Nm, } (S_{f \text{ min}} = 1,6)$$

Frenleme Kapasitesi (min-max.) :75-1050 Nm (Fren emniyetli)

5.7.3.2. Araba Yürütme Grubu Hesabı

5.7.3.2.1. Araba Yürütme Motoru Fren Hesabı

$$\text{Motor nominal momenti } M_n = \frac{(9550 \cdot P_n)}{n_{\text{motor}}} = \frac{(9550 \cdot 2,7)}{1465} = 17,6 \text{ Nm}$$

Seçilen Fren: Kasnaklı Eldro Fren, EMG TE200-23/5,

Kullanılacak fren adedi: Redüktör başına 1 adet, Ø 200 kasnak
Gerekli minimum tork = $S_f \cdot M_n = 1,6 \cdot 17,6 = 28 \text{ Nm}$, ($S_{f \min} = 1,6$)
Frenleme Kapasitesi: min.-max. = 50-300 Nm , (Fren emniyetli)

5.7.3.3. Köprü Yürütme Grubu Hesabı

5.7.3.3.1. Köprü Yürütme Motoru Fren Hesabı

$$\text{Motor nominal momenti } M_n = \frac{(9550 \cdot P_n)}{n_{motor}} = \frac{(9550 \cdot 10,2)}{1465} = 66,5 \text{ Nm}$$

Seçilen Fren: Kasnaklı Eldro Fren (EMG-TE200-30/5), Kullanılacak fren adedi:
Redüktör başına 1 adet - Ø 200 kasnak,
Gerekli minimum tork = $S_f \cdot M_n = 1,6 \cdot 66,5 = 106,4 \text{ Nm}$, ($S_{f \min} = 1,6$)
Fren Momenti: min-max: 85-400 Nm (Fren emniyetli)

5.7.4. MAGNET HESABI

Magnet seçimi yapılırken aşağıdaki teknik veriler esas alınmıştır.

Çalışma Gerilimi	: 220 Vdc
Magnet Şekli	: Dikdörtgen
Magnet Adedi	: 2 adet
İzolasyon Sınıfı	: H (Cam Elyaf + Yüksek sıcaklıklarda erime özelliği göstermeyecek ısıya dayanıklı silikon vernik)
Çalışma Sıcaklığı	: max. 350 °C
Kaldırma Kapasitesi	: 5.000 kg/magnet (Yan yana ve üst üst duran istif halindeki kangallar)
Kangal (Wire rod) ölçüleri	: Ø 5,5 – 25 mm kalınlıklarında,
Kalın Kangal (Garret) ölçüleri:	Ø 20 – 56 mm kalınlıklarında,
Kangal paket ölçüleri	: max. Ø 900 mm iç çap, max. Ø 1300 mm dış çap, max. 2100 mm uzunluğunda
Gövdesi	: Yüksek permeabiliteye sahip özel çelik döküm
Çalışma Süresi	: 24 Saat kesintisiz çalışma

Çalışacağı Ortam : Açık hava, çatı altı (Yağmur, kar, su ve tozdan etkilenmeyecek)

Koruma Sınıfı : IP 65

Bu veriler doğrultusunda dikdörtgen tip, 220 V_{dc}, 14 kW, 63 A, RM 201/60/40 ebatlarında magnet seçilmiştir.

Şekil 5.2’de seçimi yapılmış olan manyetik kaldırma aparatına ait görseller verilmiştir.



Şekil 5.2. Manyetik kaldırma aparatı görseli.

BÖLÜM 6

SONUÇLAR

Günümüzde, bir taşıma elemanına asılı olan (genellikle halata) yükü kaldıran ve çeşitli yönlerde hareket ettiren kaldırma ve taşıma makineleri olan vinçler kullanılmaktadır [36].

Bu çalışmada Kangal Haddehanelerinden çıkan özel kalite filmaşınların sevk edilmesinde meydana gelen hasarlanmalar ve mevcut taşıma sistemlerinden bahsedilmiştir. Ayrıca endüstride kullanımı yaygın olan gezer köprülü vinçlerin sınıflandırılması, vinçleri oluşturan sistemler olan vinç taşıyıcı sistemi, kaldırma sistemi, köprü yürütme sistemi, araba yürütme sistemi, elektriksel sistemler üzerinde durulmuştur. Hasarlanmaları minimize etmek amacıyla kangal taşınmasına uygun manyetik kaldırma aparatı entegreli tavan vinci tasarımının yapılmasına ilişkin hesaplama esasları anlatılmış ve bir örnek hesap ele alınmıştır. Bu çalışma ile vinç tasarımcılarına gezer köprülü vinçlerin hesaplamaları ve projelendirmelerinde kolaylık sağlanması amaçlanmıştır. Ayrıca literatürde yapılan çeşitli malzeme taşıma yöntemlerine göre farklı olması nedeniyle literatüre katkıda bulunacaktır.

Tasarım sonucunda;

1. Mekanik ve elektriksel hesaplamalar doğrultusunda ana kaldırma, araba yürütme – köprü yürütme ve döndürme gruplarına ilişkin seçilen ekipmanlar ve detayları Çizelge 6.1’de verilmiştir. Çizelge 6.1’de, [37] ve [38] kaynaklarından yararlanılmıştır.

Çizelge 6.1. Seçilen ekipmanlar ve detayları.

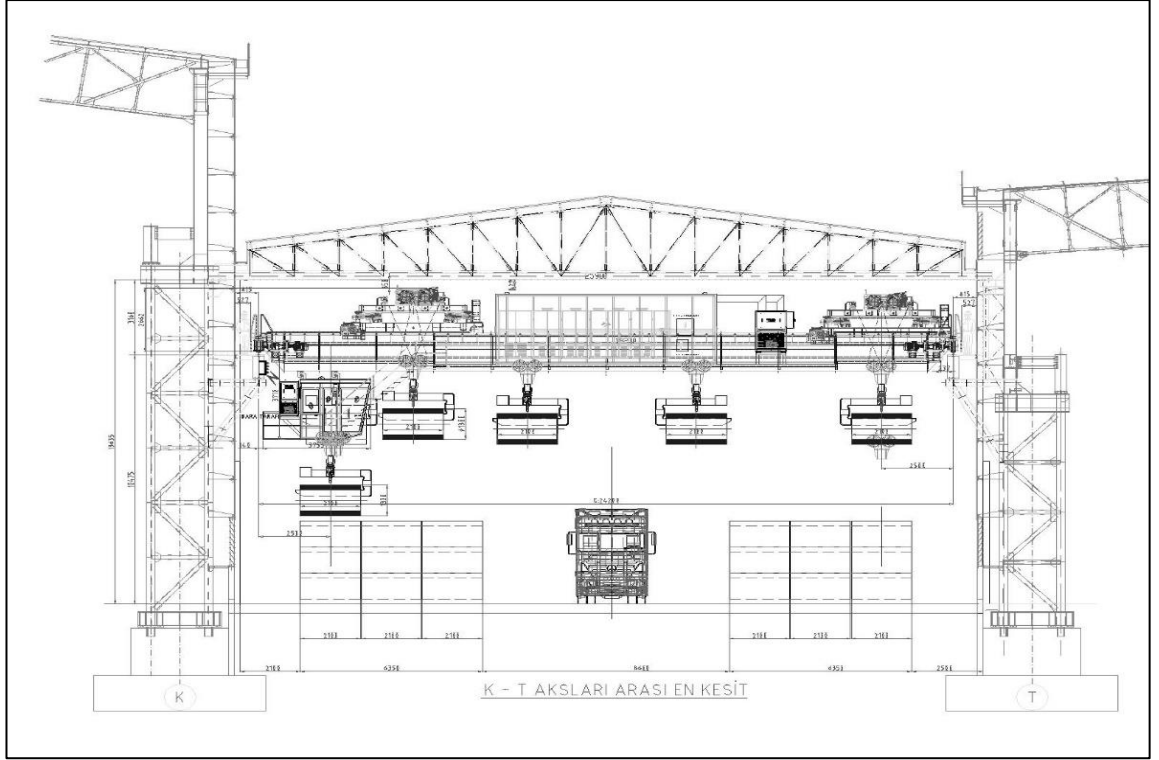
Grup	Ekipman	Açıklamalar	Birimi	Sonuç	Seçilen	Model / Tip
Ana Kaldırma	Kaplin	Min. Moment	Nm	1.074	5.500	Özgün Da3
	Halat	Min. Kopma Kuvveti	kgf/mm ²	17.750	20.800	
	Tambur çapı		mm	403,2	500	
	Makara çapı		mm	450	560	
	Redüktör	Min. redüktör redüksiyon	-	77,8	78,77	
	Motor		kW	55,7	75	
	Fren	Motor Mili Momenti	Nm	346,5	554,6	EMG-TE315-50/6
Araba Yürütme	Motor		kW	2,4	4	
	Redüktör	Min. redüktör redüksiyon	-	36,3	35,19	SEW FA87AD4
	Teker çapı		cm	30,5	31,5	
	Kaplin	Min. Moment	Nm	46,92	2850	Özgün Da2
	Fren	Motor Mili Momenti	Nm	17,6	28	EMG-TE200-23/5
Köprü Yürütme	Motor		kW	10,2	15	
	Redüktör	Min. redüktör redüksiyon	-	18,4	17,12	SEW FA87 AD5
	Teker çapı		cm	36,62	40	
	Motor-Redüktör arası kaplin	Min. Moment	Nm	199,47	1350	Özgün Da1
	Fren	Motor Mili Momenti	Nm	66,5	106,4	EMG-TE200-30/5
Döndürme	Tekerlek çapı		cm	14,28	25	

- Özel kalite filmaşınların transferinde kullanılmak üzere oluşturulan stok alanlarının daha verimli kullanılmasını sağlamıştır. Filmaşın Haddehanesinde genel olarak kullanılan C tipi kanca ile taşıma ve forklift ile taşıma yöntemlerinde stok sahasına 3.366 adet filmaşın stoklanırken, tasarımı yapılan magnet ile taşıma yönteminde 4.488 adet filmaşın stok sahasına depolanmaktadır. Çizelge 6.2’de taşıma yöntemine göre stoklama miktar tablosu verilmiştir. Bu tablonun oluşturulmasında, genel olarak 150 x 150 x 12.000 mm ebatlarında kullanılan 1 adet kütük ağırlığı 2.100 kg olup, baş ve son kısım hurdaları kesildiğinde yaklaşık 2.0000 kg ağırlığında filmaşın üretildiği baz alınmıştır.

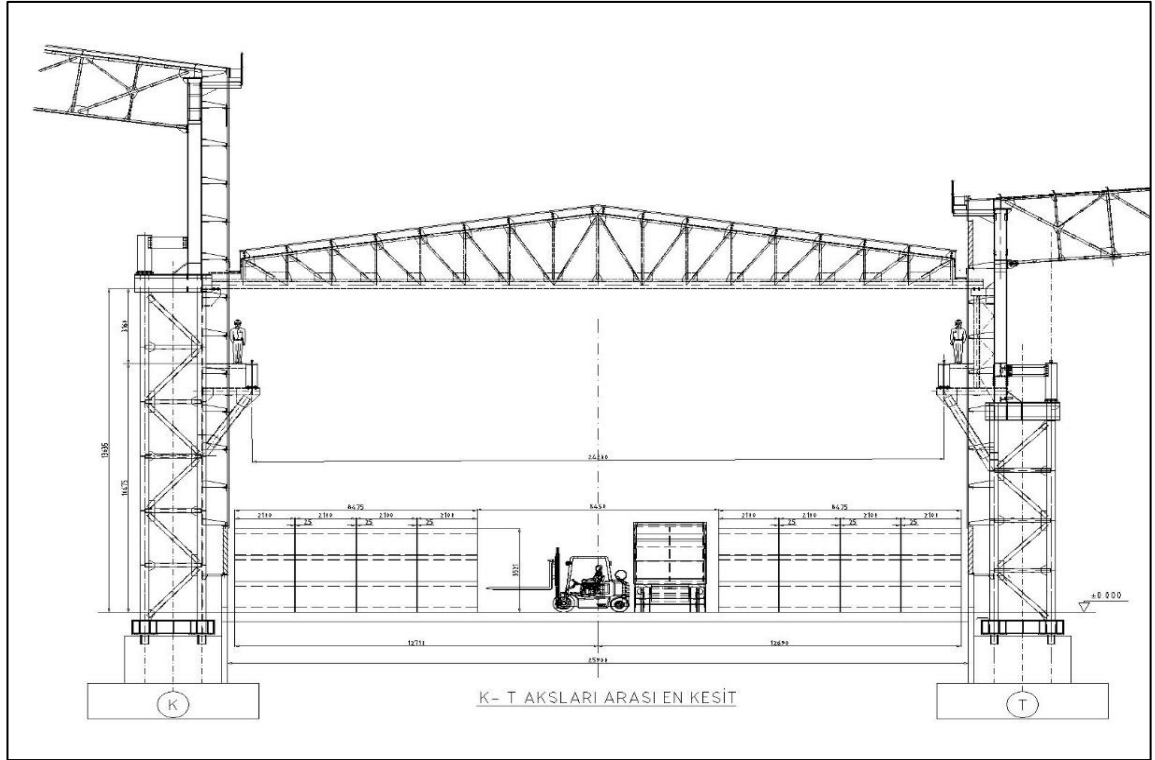
Çizelge 6.2. Taşıma yöntemine göre stoklama miktarı.

Taşıma Tipi	Taşıman Miktar (Adet)	Toplam Miktar (ton)
C tipi kanca	3.366	6.732,00
Forklift	3.366	6.732,00
Magnet	4.488	8.976,00

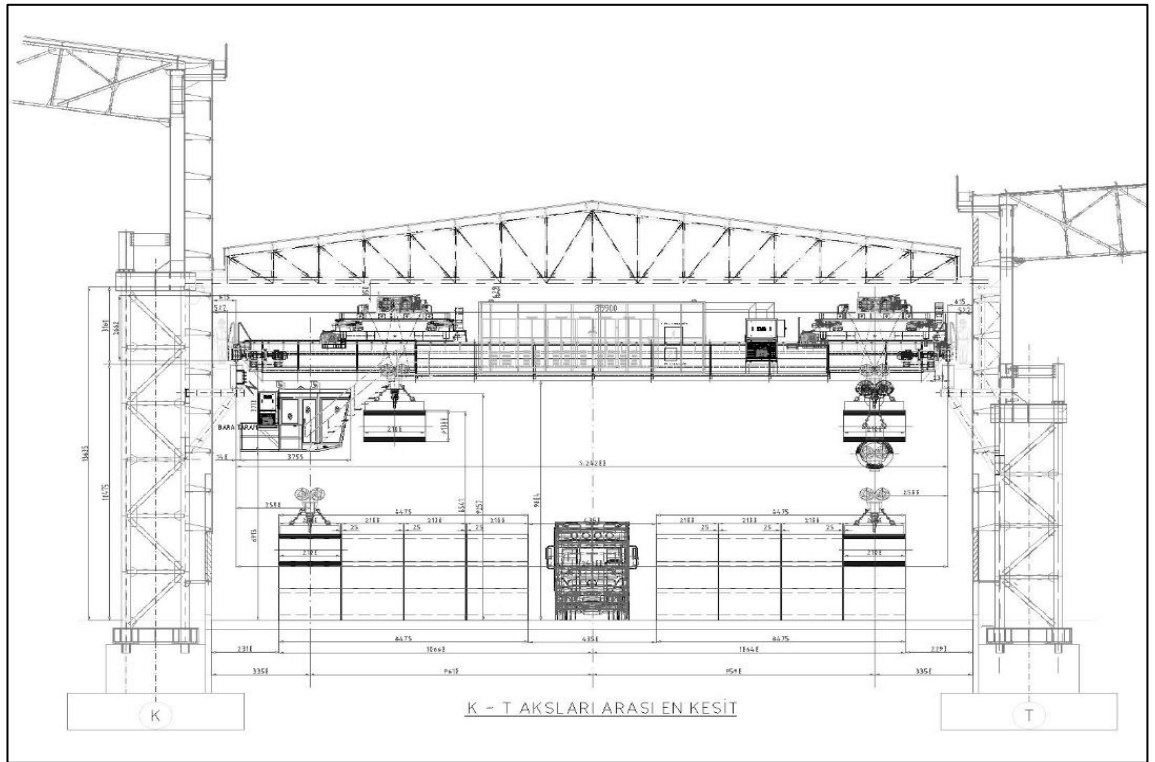
Şekil 6.1, 6.2 ve 6.3 de özel kalite filmaşinlerin transferinde kullanılmak üzere oluşturulan stok alanının (24,2 m x 264 m) taşıma yöntemlerine uygun olarak stoklanması verilmiştir.



Şekil 6.1. C kanca tipi ile taşıma yönteminde stoklama



Şekil 6.2. Forklift ile taşıma yönteminde stoklama.



Şekil 6.3. Magnet ile taşıma yönteminde stoklama.

Şekil 6.4’de tasarımı yapılan kangal taşınmasına uygun manyetik kaldırma aparatı entegreli gezer köprülü tavan vincine ait görsel verilmiştir.



Şekil 6.4. Manyetik kaldırma aparatı entegreli gezer köprülü tavan vinci görseli.

3. Kardemir A.Ş. Kangal Haddehanesinde farklı kalitede ürünlerin stoklanması ve sevk edilmesi meydana gelen hasarlanma tipleri, bunların oluşma nedenleri, makroyapıları incelenmiş ve hata derinlikleri tespit edilmiştir. Numunelerde görülen kusurların daha çok üst yüzeyde olduğu tespit edilmiştir.

KAYNAKLAR

1. Tuzkaya, G., Özgen, D., Gülsün, B., “Malzeme Taşıma Sistemi Alternatiflerinin Değerlendirilmesinde Bulanık-Promethee Yaklaşımı”, *Doğuş Üniversitesi Dergisi*, Cilt 12, Sayı 1, ss. 144-155, (2011).
2. Karayel, S. D., Atmaca, H. E., Yalçın, C., Erol, B., “Vikor ve Moora Yöntemleri İle Malzeme Taşıma Sistemi Seçimi”, *International Journal of Economic and Administrative Studies*, Vol. 18, pp. 695-708, (2018).
3. Özdemir, R., “Ray Yönlendirmeli Araçların Kullanıldığı Malzeme Taşıma Sistemlerinin Performans İyileştirmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Eskişehir, (2016).
4. Bulut, C. O., “Hareketli Yüklere Maruz Kalan Köprü Kren Kirişlerinin Dinamik Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (2011).
5. Doğan, E., “Köprü Krenlerde Kutu Kiriş Elemanlarının Gerilme Dağılımına Etkisi”, Yüksek Lisans Tezi, *Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Sivas, (2012).
6. Sayer, S. İ., “Kule Vinçlerinin Hesaplarının Ve Tasarımlarının Standartlar Açısından İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Antalya, (2018).
7. Kökçü, İ., “Kule Vinci Tasarımı Ve Analizi, Yüksek Lisans Tezi”, *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Balıkesir, (2015).
8. Tunç, T., “Analitik Hiyerarşi Sürecinin Malzeme Taşıma Sistemi Seçiminde Uygulanması”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Sosyal Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (2013)
9. Mercan, S., “Köprü Krenlerde Köprü Üzerinde Oluşan Gerilme Dağılımının İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Sivas, (2002).
10. Yüksel, A., “60 Ton Kapasiteli Çift Portafolu Portal Kren Tasarımı Ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (2019).
11. Esen, İ., “Hareketli Yükler Altında Köprü Kren Kirişlerinin Dinamik Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (2009).

12. İnternet: Konecranes, “Endüstriyel Vinç Broşürü”, <http://campaign.konecranes.com/industrial-cranes/#!/article/5/page/7>
13. İnternet: Slideplayer, “Kaldırma Araçlarında İş Sağlığı ve Güvenliği Kuralları”, <https://slideplayer.biz.tr/slide/2879102/>
14. İnternet: Güven Çelik Halat, ‘Çelik Halat Ve Hasarlanma Türleri’, <http://www.guvencelikhalat.com.tr>, (2019)
15. İnternet: Artı Vinç Makina, “Kedi Arabalı Vinç”, <http://artivincmakina.com/wp-content/uploads/2017/11/%C3%A7ift-kiri%C5%9F-kedi-vin%C3%A7ler-1.jpg>, (2017)
16. Çakar, A., “Monoblok Hadde Sıvı Yağlama Sistemleri İçin Manyetik Separatör Tasarımı”, Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük, (2021).
17. Çorbacı, F. K., “Transport Tekniğinde Bir Cad Uygulaması Olarak Köprülü Kren Dizaynı”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (1995).
18. Aksoy, S. M., “Gezer Köprülü Taşıma Sistemlerinde Mekanik Salınımların Enerji Açısından Değerlendirilmesi Ve Optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, *Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Bilecik, (2021)
19. Büyükşahin, U., “Köprülü Vinçlerde Yük Salınımlarının Görüntü İşleme Tabanlı Kontrolü”, Doktora Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (2010)
20. Varol, A., “Gezer Köprülü Krenin Ana Kirişinin Sonlu Elemanlar Sayısal Yöntemiyle Dinamik Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (2009).
21. Taşkın, T., “Tersane Krenlerinde Kullanılan Elemanların Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Modellenmesi Ve Gerilme Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (2009)
22. Özkahraman, İ., “Döner Vinçlerin Yük Salınımlarının Bulanık Mantık Yöntemiyle Kontrolü”, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (2011)
23. Yurdakul, M., İpek, A. Ö., “Malzeme Taşıma Sistemlerinin Seçilmesine Yönelik Bir Karar Destek Sistemi Geliştirilmesi”, *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, Cilt 20, Sayı 2, ss. 171-181 (2005).
24. Taşdemir, B., “Jib Kren Tasarımı Ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (2012).
25. Tav, O., “Oklu Kren Tasarımı Ve Sonlu Elemanlar Metoduyla Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (2018).

26. İnternet: İCS Vinç Makine Konstrüksiyon Sanayi ve Dış Ticaret, “Vinç Sistemlerinde Uyulması Gerekenler”, <https://www.icsvinc.com/wp-content/uploads/2017/08/vinc-sistemlerinde-uyulması-gerekenler.pdf>, (2021).
27. Bige, B., “2x400 Ton Kapasiteli Kafes Ana Kirişli Portal Kren Tasarımı ve Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (2014).
28. Acar, E., “Krenlerde Yük Salınımlarının Sebep Olduğu Yatay Kuvvetlerin Tespiti İçin Teorik Bir Modelin Geliştirilmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (2011).
29. Akgün, G., “2x400 Ton Portal Kren Tasarımı Ve Sayısal Yöntemle Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (2013).
30. Gerdemeli, İ., “Köprülü Krenlerin Konstrüksiyonu Ve Hesap Esasları Ders Notları”, *İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü*, İstanbul
31. İstanbul Teknik Üniversitesi, Gezer Kren Köprüsü Konstrüksiyonu ve Hesabı Ders Notları, *İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü*, İstanbul
32. İnternet: Doğukan Caraskal Ve Yük Kaldırma Ekipmanları, “Çelik Halat 6x36 Warrington Seale Çelik Öz”, <https://www.caraskal.com.tr/urun/celik-halat-6x36-warrington-seale-celik-oz.html>,
33. İmrak, C. E., Gerdemeli, İ., “Kren Konstrüksiyonlarında Hareket Mekanizmaları Ders Notları”, *İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü*, İstanbul
34. Gerdemeli, İ., “Krenlerde Kullanılan Elemanlar ve Hesap Esasları”, *İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü*, İstanbul
35. İnternet: Vinçte Çelik Konstrüksiyon, “Vinç Yolları ve Rayları”, http://www.guvenkutay.ch/VincYollari/42_00_VincYollari.pdf
36. Erdöl, T., “Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Portal Vinç Tasarımı, Analizi Ve Kutu Kiriş En İyileştirmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gebze İleri teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü*, Gebze, (2007).
37. İnternet: Özgün Makine Sanayi ve Ticaret Anonim Şirketi, “Kaplin Kataloğu”, <https://www.ozgunmakina.com.tr/v2019/kaplinler.php>, (2019).
38. İnternet: Sİ-MA Makine Elektrik Limited Şirketi, “Tambur Frenler Kataloğu”, http://sima.com/wpcontent/uploads/PDF/TE_Serisi_Tambur_Frenler.pdf

ÖZGEÇMİŞ

Hasan Hüseyin ÖZDEN ilk ve orta öğrenimini Alaplı'da, lise eğitimini Kdz. Ereğli'de tamamladı. Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden 2006 yılında iyi derece ile mezun oldu. 2008 yılında TAT Metal Boru Profil ve Teks. San. Tic.Ltd.Şti. firmasında İşletme Mühendisi olarak göreve başladı. 2012 yılında Tezcan Galvaniz A.Ş. firmasında İşletme Mühendisi olarak görevine devam etti. 2013 yılında Kardemir A.Ş. Ray Profil Haddehanesi Müdürlüğü'nde Mekanik Bakım Mühendisi olarak göreve başladı ve halen Kardemir A.Ş. Yardımcı İşletmeler Yatırımlar Müdürlüğü'nde Makine Yatırımlar Mühendisi olarak çalışmaya devam etmektedir. 2020 yılında Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim dalında yüksek lisans eğitimine başladı.