

154467

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BÜYÜK YÜK KALDIRAN HİDROLİK  
ASANSÖRLERİNDE DİNAMİK PROBLEMLERİN  
İNCELENMESİ ve KONSTRÜKSİYON  
DEĞERLENDİRMELERİ**

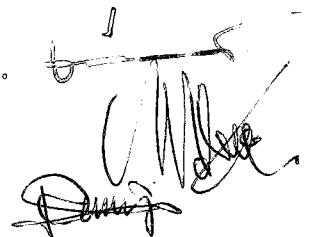
Makina Müh. K. Ozan GÖKOĞLAN

**FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında  
Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Tez Danışmanı :Prof. Necati TAHRALI (YTÜ)**

Prof. Mustafa ALIŞVERİNGİ  
Doç. Dr. Ahimut D. Alkan



**İSTANBUL,2004**

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ .....	iv
ŞEKİL LİSTESİ .....	iv
ÇİZELGE LİSTESİ .....	vii
ÖNSÖZ .....	viii
ÖZET .....	viii
ABSTRACT .....	ix
1 Hidrolik Asansörlere Genel Bakış .....	1
1.1 Hidrolik Asansörlerin Sınıflandırılması .....	3
1.1.1 Direkt tahrikli Sistemler .....	3
1.1.1.1 Merkezden Direkt Tahrikli Hidrolik Asansör .....	4
1.1.1.2 Yandan Direkt Tek Pistonlu Hidrolik Asansör .....	4
1.1.1.3 Yandan Direkt İki Pistonlu Hidrolik Asansör .....	5
1.1.2 İndirekt Tahrikli Sistemler .....	6
1.1.2.1 Yandan İndirekt Tek Pistonlu Hidrolik Asansör .....	7
1.1.2.2 Yandan İndirekt İki Pistonlu Hidrolik Asansör .....	7
1.1.2.3 Karşı Ağırlıktan Tahrikli İndirekt Hidrolik Asansör .....	7
1.2 Hidrolik Asansörlerdeki Temel Elemanların İncelenmesi .....	8
1.2.1 Güç Üniteleri .....	8
1.2.2 Hidrolik Silindirler .....	8
1.2.3 Valflar .....	10
1.2.4 Isı Değiştiriciler .....	11
1.3 Hidrolik Asansör Çalışma Prensibi .....	11
1.3.1 Hidrolik Asansör Ünitesi Seçiminde Yük Faktörü .....	12
1.3.2 Taşıma Kapasitesi .....	12
1.3.3 Kabin Giriş Pozisyonları .....	12
1.4 Hidrolik Asansör Montaj Özellikleri .....	13
1.4.1 Kılavuz Raylar ve Montajı .....	13
1.4.2 Kabin Karkası ve Montajı .....	14
1.4.3 Güç Ünitesi/Güç Kontrolü ve Montajı .....	14
1.4.4 Hortumların Montajı .....	14
1.4.5 Patenler .....	15
1.4.6 Tandem Tipli Hidrolik Asansörler için Saptırma Kasnağı .....	15
1.4.7 Askı Halatları .....	16
1.5 Silindir İçin Yükselme Prosedürü .....	16
1.5.1 Montaj Öncesi Kontrol Listesi .....	17
1.5.2 Montaj Sonrası Kontrol Listesi .....	17
1.5.3 İki Parçalı Bağlama Elemanı .....	17

1.5.4	Kılavuz Raylar ve Kurulumu .....	17
1.5.5	Patenler .....	18
1.5.6	Hız Regülatörü ve Paraşüt Tertibatı.....	18
2	Büyük Yük Kaldıran Hidrolik Asansörlerde Titreşim Sebepleri .....	19
2.1	Merkezden Direkt Tahrikli Hidrolik Asansör .....	19
2.2	Yandan İndirekt İki Pistonlu Hidrolik Asansör.....	19
2.3	Yandan Direkt İki Pistonlu Hidrolik Asansör .....	20
2.4	Yandan Direkt Tek Pistonlu Hidrolik Asansör .....	20
3	Titreşim Analizinde Kullanılacak Örnek Asansörün Temel Hesaplamaları.....	21
3.1	Piston Seçimi .....	23
3.2	Silindir Seçimi .....	26
4	Çift Pistonlu Tanden Tip Hidrolik Asansör İçin Titreşim Sebepleri ve incelenmesi .....	30
4.1	Halatların Düşey Eksende Hatalı Montajı İle Meydana Gelen Titreşimler ve Analizleri .....	30
4.2	Ray Montajının Hatalı Olması.....	50
4.3	Patenin Aşınması .....	59
4.4	Tandem Tip İki Pistonlu Hidrolik Asansörlerde Pistonlardaki Valf Ayarsızlığı ..	66
4.5	Pistonların İyi Merkezlenmemesi .....	76
5	Sonuçlar.....	82
<b>KAYNAKLAR</b> .....		<b>83</b>
<b>EKLER</b> .....		<b>84</b>
Ek1	3D Tandem Tip Hidrolik Asansör .....	85
Ek2	3D Tandem Tip Hidrolik Asansör .....	86
Ek3	Halat Şişesi .....	87
Ek4	Kasnak ve Karkası .....	88
Ek5	Paten.....	89
Ek6	Paten Bloğu .....	90
<b>ÖZGEÇMİŞ</b> .....		<b>91</b>

## SİMGE LİSTESİ

$v$	Hız
$G_k$	Kabin ağırlığı
$G_h$	Halat ağırlığı
$G_{mh}$	Kabin halat ağırlığı
$k_p$	Kılavuz paten yay katsayısı
$k_h$	Halat şişesi yay katsayısı
$A_h$	Halat kesit alanı
$E$	Elastisite modülü
$L_h$	Halat uzunluğu
$w_n$	Doğal frekans
$v$	Zorlayıcı frekans
$a$	Numune yüzey uzunluğu
$w$	Açısal hız
$q_h$	Halatın kg/m ağırlığı
$C_m$	Askı tipi katsayısı
$E_{alt}$	Kabin alt ekstra mesafesi
$E_{üst}$	Kabin yukarı ekstra mesafesi
$L_o$	Silindir bükülme uzunluğu
$L_1$	Kasnak eksenine ile silindir örtü mesafesi
$P_{kas}$	Kasnak ve kasnak süspansiyon ağırlığı

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Direkt tahrikli hidrolik asansör .....	3
Şekil 1.2 Merkezden direkt tahrikli hidrolik asansör .....	4
Şekil 1.3 Yandan direkt tek pistonlu hidrolik asansör .....	5
Şekil 1.4 Yandan direkt iki pistonlu hidrolik asansör .....	5
Şekil 1.5 İndirekt tahrikli sistemler .....	6
Şekil 1.6 Yandan indirekt tek pistonlu hidrolik asansör .....	7
Şekil 1.7 Yandan indirekt iki pistonlu hidrolik asansör .....	8
Şekil 1.8 Güç Ünitesi.....	10
Şekil 1.9 Hidrolik Silindripler .....	10
Şekil 1.10 Hız Regülatörü .....	18
Şekil 3.1 Pistona etki eden kuvvet ile piston stroku Euler diyagramı .....	28
Şekil 4.1 Hatasız Sistem İçin Kaldırma Kuvvetleri .....	31
Şekil 4.2 Halat Manotaj Hatası Sebebiyle Yatay Kuvvetler .....	31
Şekil 4.3 Halat Açısı Değişim Grafiği.....	33
Şekil 4.4 Kuvvet Şeması .....	34
Şekil 4.5 Ray-paten sisteminin matematiksel modeli .....	35
Şekil 4.6 Ray-paten sisteminin krokisi.....	38
Şekil 4.7 Eşdeğer yay katsayılarının zaman göre değişimi .....	39
Şekil 4.8 $F(t)$ fonksiyonunun grafiği .....	46
Şekil 4.9 Titreşim Genliği Fonksiyonu .....	47
Şekil 4.10 Autocad Yüzey Profili.....	49
Şekil 4.11 Ray Konsol Bağlantısı.....	51
Şekil 4.12 Ray Tırnak Bağlantısı .....	51
Şekil 4.13 Ray Flanç Bağlantısı .....	52
Şekil 4.14 Rayların hatalı montajı.....	53
Şekil 4.15 $F(t)$ fonksiyonu.....	54
Şekil 4.16 Genliğin zamana göre değişimi.....	56
Şekil 4.17 Rezonans grafiği.....	57
Şekil 4.18 Paten ray bağlantısı .....	59
Şekil 4.19 Yüzey profili .....	60
Şekil 4.20 $F(a)$ fonksiyonu .....	61
Şekil 4.21 Titreşim genliği-yüzey grafiği.....	63
Şekil 4.22 Paten Yüzey Profili .....	65
Şekil 4.23 Hidrolik valf.....	66
Şekil 4.24 Piston kaldırma kuvveti şeması.....	67
Şekil 4.25 $F(a)$ fonksiyonu .....	69
Şekil 4.26 Titreşim genliği fonksiyonu .....	70
Şekil 4.27 Paten Yüzey Profili .....	72
Şekil 4.28 $F(t)$ fonksiyonu .....	73
Şekil 4.29 Titreşim genliği fonksiyonu .....	75
Şekil 4.30 Piston merkezlenmesi .....	76
Şekil 4.31 $F(a)$ fonksiyonu .....	77
Şekil 4.32 Paten yüzey profili .....	79
Şekil 4.33 Titreşim genliği fonksiyonu .....	80

## ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 1.1 Hidrolik Silindir Boyutları (mm) .....	9
Çizelge 3.1 Halat çeşitleri .....	22
Çizelge 3.2 Halat mukavemet değerleri .....	27
Çizelge 3.3 Hidrolik piston ram çapları .....	29
Çizelge 4.1 Katlara göre açı değişimi .....	32
Çizelge 4.2 Yayların geometrik ölçü değerleri .....	35
Çizelge 4.3 Zamana bağlı yay sabitleri .....	40
Çizelge 4.4 Doğal frekans ve rezonans durumu(asansör sabit hızda).....	43
Çizelge 4.5 Yüzey profil değerleri .....	48
Çizelge 4.6 Ray arası mesafe değişimi.....	55
Çizelge 4.7 Yüzey profil değerleri .....	64
Çizelge 4.8 Yüzey profil değerleri .....	71
Çizelge 4.9 Yüzey profil değerleri .....	78



## **ÖNSÖZ**

Asansör tesisleri, yüksek bina talebinin çoğaldığı günümüzde, ihtiyacın fazlasıyla arttığı bir konuma gelmiştir. İhtiyacın artması ile bu konudaki teknolojik çalışmalar da hız kazanmıştır.

Kalkınma yolunda ülkemiz asansör sektöründeki teknolojik çalışmaların artması nedeniyle tekstil sektöründen sonra özellikle Afrika, Asya pazarı olmak üzere Avrupa pazarında da rekabete giren bir sektör konumunu yakalamıştır.

Yapılan bu teknolojik çalışmalar asansör konfor ve güvenliğini artırıcı yönde olmasına karşın bu gelişmeler hala üretim aşamasında bulunmaktadır.

Oysa ki, bir asansör tesisi kurulduğunda her ne kadar malzeme seçimi önemliyse de kullanılan malzemelerin doğru montajı ve montaj aşamasından sonra bu tesislerin düzenli bakımının yapılması da en az malzeme seçimi kadar önemlidir.

Asansör tesisinde, montajın tolerans değerleri dışında yapılması, işletim sırasında düzenli bakımların yapılmaması, çeşitli güvenlik sorunlarının ve arızalarının yanı sıra titreşim problemlerinin de meydana gelmesine sebebiyet verir.

Bu sebepten ötürü, bu çalışmada montaj hatalarından ve malzemelerin yorulmasından ( aşınma ) kaynaklanan titreşim problemleri incelenmiştir.

Bu çalışmamda yardımlarını benden esirgemeyen değerli hocam Sayın. Prof.Necati Tahralı' ya ve arkadaşım Mak. Müh. Sinan Davaslıgil' e teşekkürlerimi sunarım.

## **ÖZET**

Hidrolik asansörler gün geçtikçe daha fazla kullanım alanı bulmaktadır. Gelişen teknoloji ile hidrolik asansör ekipmanları daha sorunsuz çalışmaktadır.

Ancak asansör montajında yapılacak çeşitli montaj hataları hidrolik asansörlerde önemli dinamik problemlere yol açmaktadır. Özellikle ağır yük taşıma kapasiteli çift piston tahrikli indirekt hidrolik asansörlerde bu durum daha belirgin hale gelir.

Sözü geçen hatalardan en önemlisi pistonun senkronize hareket ettirilmeyişi ve çeşitli eksen kaçıklıklarıdır.

Bu çalışmada, halatların ve pistonun eksen kaçıklığı, valf ayarsızlığından dolayı kaldırma kuvveti farklılıkları ve yine valf ayarsızlığından dolayı pistonunlardan birinin pistonu darbeli çalıştırması sonucunda ortaya çıkan dinamik problemler örnek bir asansörde incelenmiştir.

İncelenen örnek asansör, 0,40 m/s piston hızlı, 6 durak, 5000 daN kaldırma kapasiteli çift piston tahrikli tandem tip hidrolik asansördür.

**Anahtar Kelimeler:** Hidrolik, asansör, dinamik problemler, piston, eksen kaçıklığı



## **ABSTRACT**

The usage of hydraulic elevators is increasing with time. The equipments of hydraulic elevators work more efficiently and perfectly with the developing technology.

But faulty installation in elevators causes important dynamic problems. These problems become more clear especially by the 2 piston driven indirect hydraulic elevators with the capacity of carrying heavy loads.

The most important faults are various axis gaps and the unsynchronized movement of the piston.

In this study dynamic problems which occur because of axis gaps in pistons and rods, differences in buoyancy and impacts on pistons, are examined on a sample elevator.

The sample elevator is a 2 piston driven tandem type hydraulic elevator with 6 stations. It has a piston velocity of 0.40 m/s and has a capacity of carrying 5000 daN.

**Keywords:** Hydraulic, elevator, dynamic problems, piston, axis gaps



## 1. HİDROLİK ASANSÖRLERE GENEL BAKIŞ

Hidrolik asansörler modern bir icat olmayıp prensip olarak çok eskidir. Sıvı olarak ilk önceleri su, daha sonra yağ kullanılmıştır. Önceleri sadece fabrikalarda ve depolarda kısa irtifalı yük asansörü olarak tercih edilen hidrolik asansörler 1950 yıllarından itibaren yaygın olarak insan asansörü olarak da kullanılmaya başlamıştır.

Hidrolik asansörlerin Türkiye’de uygulanması ise henüz yüzdelerle ifade edilemeyecek düzeydedir. Bugün için sadece kısa irtifalarda, büyük yüklerin taşınması gereken ve çatı problemleri olan yerlerde akla gelen hidrolik asansörler, aslında Türkiye’de de çok eski zamanda tatbik edilmiştir. Türkiye’de hidrolik asansörler sanayileşmiş ülkelerin düzeyinde olmasa bile yakın bir gelecekte belli bir pazar payına ulaşacağı aşikardır. Ancak bu asansörlerin verimli olabilmesi için çok değişik tip ve karakterde yapılabilen hidrolik asansörlerin seçiminde asansör tasarımcılarının amacına uygun sistemin özelliklerine vakıf olmaları gerekmektedir.

Ek 1 de bir hidrolik asansör tesisinin, detaylı olarak izometrik çizimi belirtilmiştir.

Hidrolik asansörler sahip oldukları avantajlar nedeniyle bazı binalarda ve tesislerde kullanım imkanı bulmuşlardır. Bu avantajlar;

- 1- Düşük malzeme maliyetleri ve bakım ücretleri
- 2- Binalarda daha etkin kullanılabilir alanların yaratılması
- 3- Çatı dizaynında serbestlik ve teras katına ulaşabilme imkanı
- 4- Makine dairesi yeri seçiminin serbest yapılabilmesi
- 5- Binaya gelen yükün tabana iletilmesi ile statik hesaplarında da kolaylık
- 6- Yüksek taşıma kapasitesi ihtiyaçlarını rahatlıkla karşılayabilme
- 7- Aşağı inişte masrafsız çalışma
- 8- Sessiz çalışma
- 9- Hassas kat ayarı ve otomatik seviyeleme
- 10- Olası arızalarda asansör otomatik olarak kata ulaşması
- 11- Darbesiz kalkış ve duruş ; Kademesiz hız ayarı’ dır.

Bütün bu sayılanların yanı sıra hidrolik prensiplerinin uygulandığı bu tip asansörlerin sahip oldukları dezavantajlar ise,

- 1- Kullanılan yağın özellikleri sıcaklık ile değiştiğinden performans değişiklikleri ve titreşimler,
- 2- Yeraltındaki sistemlerin yağ kaçaqları çevredeki su kaynaklarının kirletilmesi,
- 3- Gerekli motor gücü aynı hızda ve aynı kapasitedeki konvansiyonel tip asansörlere oranla 2,5 ila 3 kat fazladır. Motor sadece yukarı yönde çalışmasına rağmen enerji tüketimi en az iki kat fazladır,
- 4- Montajda ve bakımda bilinmeyen maliyetler ve firmaların bakım kontratlarında yer altı sistemlerinin değişmesini hariç tutması ek masraflar getirmektedir,

Yaygın olarak kullanılmaya başlanan hidrolik asansörlerin uygulama alanları şunlardır:

- 1- İki, üç ve dört duraklı işyeri binaları
- 2- İki, üç, dört ve beş duraklı apartmanlar
- 3- Küçük hastaneler, tıbbi binalar ve klinikler 3 kata kadar
- 4- Düşük seyir mesafeli, 5000 [N]– 56000 [N] arasında malzeme yük taşıma kapasiteli endüstriyel binalar
- 5- Hükümet binaları 4 kata kadar
- 6- Büyük binaların garaj asansörleri
- 7- Çarşılardaki insan ve servis asansörleri
- 8- Yürüten merdivenlere ek olarak sakat asansörleri
- 9- Sahne asansörleri

Yapıları gereği veya mevcut bulunan bina içi trafik yoğunluğu nedeniyle hidrolik asansörlerin uygulanmasının uygun olmadığı yerler şunlardır:

- 1- Çok büyük mağazalar
- 2- Dört katın üzerindeki hastaneler

- 3- Kuyu dibi deliği açılmasının büyük risk olduğu durumlarda
- 4- Elektrik gücünün pahalı olduğu yerlerde veya elektrik gücünün sınırlı olduğu yerlerde

### 1.1 Hidrolik Asansörlerin Sınıflandırılması

Hidrolik asansörler kaldırma kapasitesine, tesis edilecek binaların yüksekliğine ve bina fonksiyonuna göre iki temel sistemde değerlendirilir.

#### 1.1.1 Direkt Tahrikli Sistemler

Direkt tahrikli hidrolik asansörlerde silindir Şekil 1.1'de görüldüğü gibi direkt olarak kabin süspansiyonuna bağlanmıştır ve silindir iniş – çıkış hızı kabin hızına eşittir. İndirekt tahrikli hidrolik asansörlerde benzer elemanlar kullanılmaktadır. Silindirler 1 kademeli, 2 kademeli, 3 kademeli olabilir.



Şekil1.1 Direkt tahrikli hidrolik asansör, [1]

Direkt tahrikli sistemlerin özellikleri ise şunlardır:

- 1- Yükten kaynaklanan kuvvetler direkt olarak kuyu tabanına iletilirler.
- 2- Merkezden direkt tahrikte kuyu kesitinden maksimum kullanım sağlanır.
- 3- Merkezden tahrikte raylar kuyu merkezindedir.
- 4- Paraşüt tertibatına gerek yoktur, patlak boru emniyet valfi, paraşüt tertibatı olarak kullanılır.
- 5- Merkezden tahrikte kuyu dibinde su sızdırmaz bir silindir çukuru gereklidir.

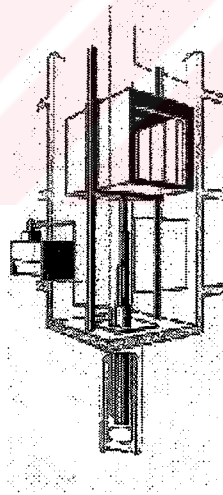
6- Yandan direkt tahrikte kuyu dibi derinliği silindirin kademe sayısına göre değişir.

Direkt tahrikli sistemler iki ana gruba ayrılmıştır

- Merkezden direkt tahrikli
- Yandan direkt tahrikli sistemlerdir. Bu sistem de kendi arasında ;
  - Tek pistonlu
  - İki pistonlu olmak üzere iki bölüme ayrılır.

#### 1.1.1.1 Merkezden Direkt Tahrikli Hidrolik Asansör

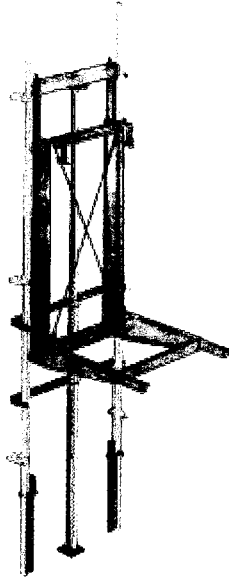
Bu sistem genellikle özel dizaynlar istenildiğinde kullanılır. Paraşüt sistemi gerekli değildir ve çok kademeli bir piston sayesinde uzun bir seyir mesafesi elde edilebilir. Bu sistemin dezavantajı, silindiri yerleştirmek için Şekil 1.2 'de görüldüğü gibi bir delik amanın gerekliliğidir ve pistonun çok hassas bir biçimde merkezlenmesidir.



Şekil 1.2 Merkezden direkt tahrikli hidrolik asansör, [1]

#### 1.1.1.2 Yandan Direkt Tek Pistonlu Hidrolik Asansör

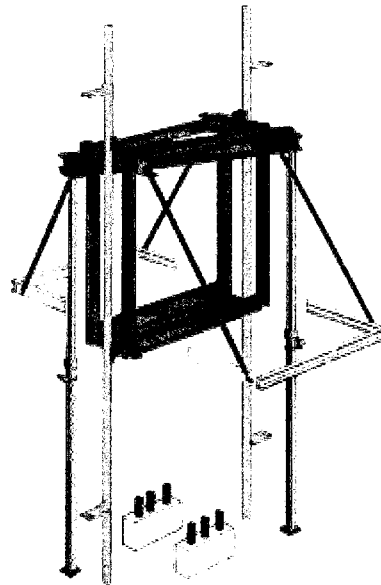
Bu sistemde süspansiyon ile piston arasında direkt bağlantı vardır. Genellikle seyir mesafesi kısa olan montajlarda kullanılır. Ancak teleskopik (kademeli) piston kullanmak, seyir mesafesi uzun olan yerlerde de sistemin uygulanmasına olanak sağlar. Asansörde paraşüt sistemine gerek yoktur. Şekil 1.3 'de sistem görünmektedir.



Şekil 1.3 Yandan direkt tek pistonlu hidrolik asansör, [1]

#### 1.1.1.3 Yandan Direkt İki Pistonlu Hidrolik Asansör

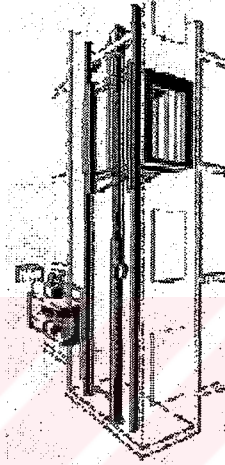
Bu sistem, kısa seyir mesafesi ve geniş kullanım alanı istenen yük asansörleri için kullanılır. Silindirler Şekil 1.4 'de görüldüğü gibi diyagonal veya proje dizaynının seçimine göre, tersi şekilde monte edilebilir. Ray patenleri genellikle kama tipi olup, özel bir malzemeden yapılmıştır.



Şekil 1.4 Yandan direkt iki pistonlu hidrolik asansör, [1]

### 1.1.2 İndirekt Tahrikli Sistemler

İndirekt tahrikli hidrolik asansörlerde 2:1 palanga sistemiyle çalışma sonucu seyir mesafesi silindir strokunun iki katıdır. Kabin hızı da silindir hızının iki katıdır. Yüksek seyir mesafelerinde ve hızlarda indirekt tahrikli sistemler tercih edilir. Silindir kabin süspansiyonuna yandan indirekt olarak bağlanır. Kabini tahrik etmek için 1 veya 2 silindir kullanılabilir. Şekil 1.5 indirekt tahrikli sistemlerin kroki resmini göstermektedir.



Şekil 1.5 İndirekt tahrikli sistemler, [1]

İndirekt tahrik sistemlerinin özellikleri şunlardır:

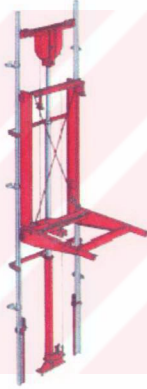
- 1- Kuvvetler direkt olarak kuyu tabanına etki eder.
- 2- Kuyu alanı yana montaj yapılan silindir nedeni ile azalır.
- 3- Yüksek irtifalarda bile silindir için ilave bir kuyu çukuruna gerek yoktur.
- 4- Paraşüt tertibatı gereklidir.( Bkz. bölüm 1.5.6 )

İndirekt hidrolik asansörler binalarda üç değişik tarzda kullanılmaktadır:

- Tek pistonlu
- İki pistonlu
- Karşı ağırlıktan tahrikli

### 1.1.2.1 Yandan İndirekt Tek Pistonlu Hidrolik Asansör

Hidrolik asansör uygulamalarında en sık kullanılan ve tercih edilen çeşittir. Bu asansörde halatlar vasıtası ile seyir mesafesi iki katına çıkarılmaktadır. Ancak halat kopmasına karşı tedbir olarak paraşüt düzeni kullanılmalıdır. Şekil 1.6 'de görüldüğü gibi kabin ankastre mesnetli bir çelik konstrüksiyona yerleştirilmekte ve pistonun ittiği makaradan geçen halatlar , kabin alt noktasına etki etmektedir. Bu şekilde kurulan sistemde piston  $x$  mesafesi kadar yol alınca , piston üzerinden kayan halatlar  $2x$  yol alır. Haliyle kabin de , yukarıda bahsedildiği gibi piston hızının iki katıyla hareket eder.



Şekil 1.6 Yandan indirekt tek pistonlu hidrolik asansör, [1]

### 1.1.2.2 Yandan İndirekt İki Pistonlu Hidrolik Asansör

Yandan indirekt iki pistonlu hidrolik asansörler, uzun seyir mesafeli yük asansörleri için kullanılır. Hidrolik asansörde hız ve taşınacak yük fonksiyonlarına göre hesaplanmış bir paraşüt sistemi bu sistemde zorunludur. (Şekil 1.7)

### 1.1.2.3 Karşı Ağırlıktan Tahrikli İndirekt Hidrolik Asansör

Karşı ağırlıktan tahrikli indirekt hidrolik asansörlerde, çift tesirli hidrolik piston kullanılmaktadır. Kabinin hareketi , karşı ağırlığa bağlı piston tarafından sağlanmaktadır. Çalışma hızı 1 m/s, kaldırma yüksekliği 20 m'ye ulaşmaktadır. Bu sistemle daha küçük piston



çapı ve düşük volümetrik akışa sahip pompa kullanma imkanı doğmuştur



Şekil 1.7 Yandan indirekt iki pistonlu hidrolik asansör, [1]

## 1.2 Hidrolik Asansörlerdeki Temel Elemanların İncelenmesi

### 1.2.1 Güç Üniteleri

Hidrolik asansörlerde kabinin istenen hızlarda ve kapasitelerde çalışmasında etkin olan eleman güç üniteleridir. Kapalı bir tank içinde bulunan hidrolik yağı bir dalgıç motor ve ona bağlı çelik filtreli pompa ile dağıtım ve kontrol valflarından geçtikten sonra silindire ileten bir kısım ölçme cihazının bulunduğu birimdir. Güç ünitesinde ayrıca titreşim absorbeleri ve bir el pompası da bulunabilir. Tank genellikle zeminden belli bir yükseklikte bulunur. Şekil 1.8 de güç ünitesi gösterilmiştir.

### 1.2.2 Hidrolik Silindirler

Hidrolik asansörlerde kabin doğrudan veya halat donanımıyla, pompa tarafından enerji kazandırılmış hidrolik yağının silindirlere etkimesiyle hareket ettirilir. Genellikle kullanılan silindirler tek tesirli , özel durumlarda ise çift tesirli olarak seçilirler.

Senkron teleskopik silindir tek etkili, özel dizaynı sayesinde üniform taşıma hızlarında çalışan, kademelerin uzatma ve geri çekme hızları birbirine eşit olan silindir tipidir. İki veya üç kademeli olarak üretilen senkron teleskopik silindir in muhtelif ebadı bulunmaktadır. Yer

sorununun bulunduğu hidrolik kaldırma sistemlerinde bu tip silindirler sıkça kullanılmaktadır.

Uzatma kademesi uzunluğu asıl stroktan az olmalıdır. Senkron teleskopik silindirler belirli seyir mesafelerine kadar indirekt sistemlere ( 2:1 ) kıyasla daha ucuza mal olmaktadır. İkinci ve üçüncü kademeler için bağlantı flanşı kullanılması, burkulma mukavemetinin artmasına ve dolayısı ile silindirlerde daha küçük çaplı pistonların kullanılmasına olanak sağlamıştır.

Hidrolik silindirlerin haznesi ve pistonları St 52 çeliğinden imal edilir ve 45 Bar statik çalışma basıncına dayanmaktadır. Hidrolik silindirler dış çapı, 50 mm'den 230 mm'ye kadar uzanan bir ürün yelpazesindedir.

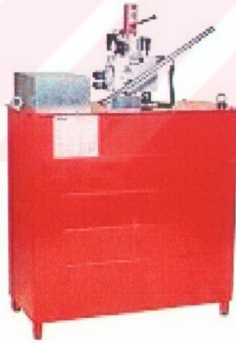
Çizelge1.1 Hidrolik Silindir Boyutları, (İmrak,2000)

Piston dış çapı [mm]	Silindir dış çapı [mm]	Çidar kalınlığı [mm]
50	88.9	3.6
60	101.6	3.6
70	114.3	4
80	114.3	4
90	133	4.5
100	139.7	4.5
110	152.4	5
120	159	5
130	177.8	5.6
150	193.7	5.9
180	244.5	8
200	267	8
230	298.5	10

Hidrolik asansörlerin pistonları üzerindeki direkt veya indirekt yükten dolayı burkulmaya çalışacaktır. Şekil 1.9 de hidrolik asansörde kullanılan silindirlerden bazıları gösterilmiştir.



Şekil 1.9 Hidrolik Silindirler, [3]



Şekil 1.8 Güç Ünitesi, [3]

### 1.2.3 Valflar

Hidrolik güç ünitesi üzerinde bulunan valflar aşağı ve yukarı yönlerde asansörün bütün hareketini kontrol etmektedirler. Boru kapama valfi silindirlere tanka dönen yağın akışını

aşağı yönde hızın çok fazla olması veya boruda kaçak olması durumunda durdurmaktadır. Valf basınç farkı ile çalıştığı için elektrik bağlantılarına ihtiyaç duymamaktadır. Valf grubunun ayar prensipleri ve ayar sırası :

- Tank içerisine konulacak olan yağ mutlaka firmanın tavsiye ettiği yağ olmalıdır.
- Tank temizliğine son derece dikkat edilmelidir; yağ, tank dolum çizgisine dikkat edilerek konur.
- Piston üzerindeki hava tahliye vidası gevşetilir yağ, el pompası ile yavaş hızda silindire basılır. Motora elektrik verildiğinde motordan yüksek ses çıkarsa, motor yönü ters demektir. Derhal fazlarda biri değiştirilerek motor doğru yönde döndürülür.
- Yağ silindir içerisine dolarken boru ve silindir içerisindeki hava, hava tahliye vidası üzerinden dışarı atılır. Bir müddet sonra tahliye vidasından köpüklü bir yağ akışı daha sonra temiz bir yağ akışı başlar ve tahliye vidası sıkılır. Asansör üst kata ve üst limit hizasına kadar gönderilir. Bu aradaki tank içerisindeki yağın daima motor üzerinde kaldığı gözlenir, yağ eksilirse yağ ilave edilir. Üst limit noktasına kadar alınan ve sistemde yağ tankının yağ seviyesinin maksimum yağ çizgisini geçmediği kontrol edilir.

Fabrikalardaki her tankta valf grubundaki statik basınç, yukarı ve aşağı hız, hızlanma ve yavaşlama , seviye hizaları hesaplanan değerler üzerinden ayarlanmıştır. Ancak son ayarlar montajda yapılır. Bütün ayarlar yağ sıcaklığının 25 C° ile 35 C° olduğu aralıkta yapılmalıdır.

#### 1.2.4 Isı Değiştiriciler

Hidrolik asansör sistemlerinde kullanılan ısı değiştiricileri yoğun trafiğe sahip binalarda kullanılan yağın aşırı ısınmasını önlemek amacı ile kullanılmaktadır. Asansörün kullanılmadığı hallerde yağ sıcaklığının istenen sıcaklığın altına düşmesi söz konusu ise rezistanslı ısıtıcılar yağın istenen sıcaklığa yükseltilmesi amacı ile kullanılmaktadır. Belirtilen yağ ısıtıcıları termostatik prensip ile çalışmaktadır.

#### 1.3 Hidrolik Asansör Çalışma Prensibi

Asansörü yukarı hareket ettirmek için hidrolik akışkan tanktan silindire gitmeye zorlayan elektrikli pompa kullanılır. Asansörün aşağı hareketi ise sadece süspansiyon, kabin, piston ve kabin içerisindeki yükün ağırlığı ile hidrolik yağın silindirden tanka akması, geri dönmesi ile sağlanır. Kullanılan pompaların özelliklerinin en önemlisi yukarı yöndeki kabin hızını ( boş kabinde veya dolu kabinde ) sabit tutmaktır. Bu tip pompalara volumetrik pompa denir.

Pompayı tahrik için alternatif akım sincap kafesli asenkron motor kullanılır. Bu, asansörün sabit çalışma hızına çabuk ulaşmasını ve muhafaza etmesini sağlar. Silindire uygulanan kuvvet; kabin ağırlığı, taşıma kapasitesi ve piston ağırlığıdır. Çift silindir kullanılması halinde ise silindire uygulanan kuvvet kabin ağırlığı ile taşıma kapasitesinin yarısı ve piston ağırlığıdır. Hizalama ve yavaşlama aşağıda belirlenen şekilde sağlanmaktadır.

Motora gerilim verilip pompa dönmeye başladığı zaman , önce basılan bütün yağ bir valf üzerinden tanka geri döner. Bu valfa by-pass valfi adı verilmektedir. By-pass valfi derece derece kapanarak yağın tanka geri akışını azaltır ve böylece silindire akışı başlatır. Bu yolla, asansör kabini yukarı istikamette yavaş, titreşimsiz hareket eder ve by-pass valfi tamamen kapandığında, kabin yukarı yöne doğru tam hızına ulaşır.

### **1.3.1 Hidrolik Asansör Ünitesi Seçiminde Yük Faktörü**

Hidrolik asansörlerin hidrolik ünitesinin seçiminde taşıma kapasitesi, seyir mesafesi gibi bazı faktörlerin göz önüne alınması gerekmektedir.

### **1.3.2 Taşıma Kapasitesi**

Kullanılan hidrolik asansörlerin tahrik yöntemine göre kapasiteleri 5 sınıfta incelenir.

- 1- Merkezden direkt tahrikli sistemlerde taşıma kapasitesi 200000 [N]'a kadar çalışabilir.
- 2- Yandan direkt tek tahrikli sistemlerde taşıma kapasitesi 20000 [N]'a kadardır.
- 3- Yandan direkt çift silindirli sistemlerde taşıma kapasitesi 100000 [N]'a kadardır.
- 4- Yandan indirekt tek silindirli sistemlerde taşıma kapasitesi 20000 [N]'a kadardır.
- 5- Yandan indirekt çift silindirli sistemlerde taşıma kapasitesi 80000 [N]'a kadardır.

### **1.3.3 Kabine Giriş Pozisyonları**

Hidrolik asansörün direkt veya indirekt olarak tahrik edilmesine uygun kabin giriş pozisyonları değişiklik gösterir.

- 1- Merkezden direkt sistemlerde dört taraftan giriş sağlanabilir. ( rayların diyagonal olması halinde)
- 2- Yandan tahrik tek silindirli sistemlerde giriş üç taraftan olabilir.
- 3- Yandan tahrikli çift silindirli sistemlerde giriş iki taraftan olabilir.

#### 1.4 Hidrolik Asansör Montaj Özellikleri

Hidrolik asansör montajında montaja başlamadan önce bazı konuların dikkate alınması gerekmektedir. Bu konular asansör ekipmanlarının korunması, uzun süre çalışması ve en önemlisi asansör güvenliğinin yitirilmemesi için gereklidir. Bu konular aşağıda maddeler halinde belirtilmiştir.

- Bütün ekipmanlar şantiyeye geldikten sonra kapalı bir yerde muhafaza edilmelidir. Bu durumda asansör ekipmanları havanın zararlı etkilerine karşı korunacaktır. Ayrıca ekipmanların kaybolma riski de ortadan kalkacaktır.
- Ekipmanlar şantiyeye indirildikten sonra transport sırasında ekipmanlarda hasar olup olmadığı kontrol edilmelidir.
- Şantiyeye indirilen ekipmanların firma mühendislerince teknik kontrolleri yapılmalıdır.
- Piston çapları kontrolü , piston stroku kontrol edilmelidir.

Bu maddelerin özenle kontrol edilmemesi ve gerçekleştirilmemesi durumunda montaj sırasında çıkabilecek aksaklıklar bertaraf edilemeyebilir.

##### 1.4.1 Kılavuz Raylar ve Montajı

Kılavuz raylar hidrolik asansör tesisinde kabini kılavuzlamak ve yatay hareketleri minimuma indirmek, 2:1 askıda kullanılan paraşüt düzeninin çalışması durumunda kabini durdurmak maksadı ile kullanılır. Kabinin düşey doğrultuda durmasını sağlar ve kabinin dönmesini engeller. Genellikle soğuk çekme çelik T profiller kullanılmaktadır.

Kılavuz rayların dik ve aralarındaki mesafenin bütün uzunlukları boyunca sabit olması önemlidir. Ayrıca kılavuzlanan rayların flaşlarının arka kısımları bağlantı levhası için düz bir yüz oluşturacak şekilde işlenmiştir. Bağlantı levhası kılavuz rayların uç kısmından en az 4 civata ile tespit edilmeli ve kalınlığı kılavuz ray kalınlığı kadar alınmalıdır.

Kılavuz ray en alt uçta kuyu içine desteklenmeli ve bütün bir ray boyunca destekler belli aralıklarla yerleştirilmelidir. Ray konsollarının montajı iki değişik çeşitte gerçekleştirilir.

a) **Gergi Cıvatalarıyla :** Bu cıvataların kullanılmasında ana kolon, kenetlerin gergi cıvatalarıyla sabitlenmesini desteklemeye uygun olmalıdır. Bu cıvataların sabitlenebilmesi için öncelikle kolonda uygun delikler açılmalıdır. Deliklerin açılması matkapla



gerçekleştirilmelidir. Her iki durum içinde ray konsolu kolana açılan deliklere gergi cıvataları yardımı ile tutturulur. Kolon eksenine paralel rayların tutturulmasında herhangi bir ek tertibata ihtiyaç duyulmamaktadır. Kolona tutturulan konsol harici ikinci bir konsol ile rayların montajı gerçekleştirilir.

Ancak kolon eksenine dik doğrultuda montajı yapılacak raylar için kolona tutturulan konsola ek ayarlı bir konsol daha konulmalıdır. Ayarlı konsol üzerine montaj yapılan ikinci bir konsol ile bu kısmın montajı bitirilebilir.

**b) Çelik Profiller Üzerine :** Çelik profiller uygun aralıklarla kolona sabitlenmelidir. Bu sabitlenen çelik profiller üzerine ray konsolları cıvatalar vasıtası ile tutturulmalıdır. Gergi cıvatalarıyla sabitlenen konsollarda bahsedildiği gibi, profil üzerine sabitlemede de rayların profil eksenine paralel veya dikey olma durumundan söz edilebilir.

Profil eksenine paralel rayların tutturulmasında profile cıvatalar yardımı ile tutturulan konsola ek ayarlı bir konsol daha konulmalıdır. Ayarlı konsol üzerine montaj yapılan ikinci bir konsol ile bu kısmın montajı bitirilebilir.

Profil eksenine dikey rayların tutturulmasında herhangi bir ek tertibata ihtiyaç duyulmamaktadır. Profile tutturulan konsol harici ikinci bir konsol ile rayların montajı gerçekleştirilir.

#### **1.4.2 Kabin Karkası ve Montajı**

İndirekt tahrikli hidrolik asansörlerde kabin , bir çelik konstrüksiyon üzerine yerleştirilir ve palanga donanımından gelen halatlar bu konstrüksiyona uygun şekilde bağlanır. Aşağıda kabin karkasının çeşitli parçaları ve bu parçalar ile ilgili açıklamalar gruplandırılmıştır.

#### **1.4.3 Güç Ünitesi / Güç Kontrolü ve Montajı**

Güç ünitesi ( yakıt tankı ) uygun bir odaya kurulmalı ( makine dairesi ) ve silindire esnek veya katı borular vasıtasıyla bağlanmalıdır.

Tankın doldurulması tank kapağının kaldırılması ile olur. Tank, yağ seviye çubuğundaki maksimum çizgisi seviyesine kadar doldurulur. Pompa ünitesi, borular, boru bağlantı elemanları, emniyet vanası, pompa pistonu gibi elemanlarda yağ kaçağı olup olmadığı kontrol edilmelidir. Bunlara ilaveten boru ve elementlerinde hasar olup olmadığı da kontrol edilmelidir.

#### 1.4.4 Hortumların Montajı

Hidrolik hortumlar yüksek ısıya dayanıklı sentetik kauçuktan mamul bir iç tüp, bir yada daha fazla kablo örgüleri ve bir yağ veya hava dirençli kauçuk kaplamadan oluşur ve her iki uçta da bağlantı elemanları vardır.

Hortum tanımlanırken çalışma basıncı, kablo örgü sayısı ve kaplama malzemesi kullanılır. Kuruluş aşamasında hortumlar izin verilen minimum çapa göre gerekenden daha az çapta yuvarlatılmamalı ve eğilmemelidir. Aksi takdirde mafsalı dirsekler kullanılmalıdır. Hortumlar basınç altında çalışırken boyları değişken olur ve mutlaka ufak bir büküm verilmelidir.

#### 1.4.5 Patenler

Kabin ve karşı ağırlık ayrı ayrı kılavuz rayına patenler ile alt ve üst kısımlarından kılavuzlanmaktadır. Kılavuzlama yapan patenler,

a) Kayar paten

b) Döner paten

c) Tekerlekli paten olmak üzere üç ayrı tiptir.

Kayan patenler, 2 m/s altındaki orta ve düşük hızda çalışan asansörlerde kullanılmaktadır. Kayma süresi, kabin hareketine ilave bir kuvvet yaratabilmekte ve kılavuz raylara sabit basınç uygulamaktadır. Pabuçların gövdesi dökme demirden, tampon bölgesi neopran veya benzeri özellikte plastik esaslı malzemedен imal edilir. Aşınma dayanıklılığını artırmak ve daha uzun ömür sağlamak için molibdendisülfat ilave edilmektedir. Kılavuz raylar otomatik olarak gresle yağlanmak suretiyle sürtünme direnci azaltılmakta ve çalışma koşulları iyileştirilmektedir.

Döner patenler, yüksek hızlı asansörlerde tercih edilirler. Ancak yumuşak bir kullanım sürtünme kayıplarının azaltılması nedeniyle ve dolayısıyla güçten kazanç sağlanması sebebiyle orta hızlı asansörlerde de kullanılırlar.

Ekte teknik resmi gösterilen kayan patenler ve sebep olduğu titreşim analizleri ilerleyen bölümlerde daha detaylı şekilde ele alınacaktır.



#### 1.4.6 Tandem Tipli Hidrolik Asansörler için Saptırma Kasnağı

Tahrik kasnakları genellikle GG-18 veya GG-22 dökme demirlerden imal edilirler. Aşınmaya karşı dayanıklı olması için dökme demire %10 ile %50 oranında sertleştirici elementler katılarak Brinell sertliği  $HB = 200-220 \text{ daN/mm}^2$  olan malzemeler veya molibdenli alaşımlar yapılarak Brinell sertliği  $HB = 200-250 \text{ daN/mm}^2$  olan malzemeler kullanılmaktadır. Tahrik kasnakları daha yüksek sertlik değerleri için, yüzeyi sertleştirilmiş dökme çeliklerden de imal edilirler. Hafif yapıda olmaları istendiğinden genellikle destek elemanı olarak dizayn edilirler. Sürtünmeli tahrik mekanizmasında, yük ve dengeleme ağırlığı bir tahrik kasnağı üzerinden geçirilen askı halatlarının uçlarına bağlanmaktadır. Karşı ağırlığın hesaplanmasında taşıyıcı kabin ağırlığı ile faydalı yükün genellikle %40 ile %50 oranında bir kısmının ağırlıkları toplamının dengelenmesi konusu dikkate alınır. Tahrik kasnağının konstrüktif boyutlandırılması için askı halatları esas alınmaktadır. Tahrik kasnağı minimum çapının , halat çapının 40 katı olması gerekmektedir. Tahrik kasnağı mili yataklarına radyal ve sonsuz vida mekanizmasının karşı çarkından aksenal yükler gelmektedir. Bu nedenle seçilecek rulmanların, bu yükleri karşılaması gerekir. Büyük yüklerin kaldırıldığı tahrik mekanizmalarında makaralı oynak rulmanlar, küçük yüklerde ise bilyalı sabit rulmanlar en uygun çözümlerdir.

#### 1.4.7 Askı Halatları

Sürtünmeli tahrik gruplarında, tahrik elemanı olarak 6 yuvarlak kordonlu bazen de 7 veya 8 kordonlu çelik tel halatlar kullanılmaktadır. Halat çapı minimum 8mm olarak seçilen çelik tel halatların kopma mukavemeti  $1570 \text{ N/mm}^2$  veya  $1770 \text{ N/mm}^2$  olmaktadır. Tahrik mekanizmasında genellikle 4 adet Seale tipi çelik tel halat kullanılmaktadır. Asansör makinelerinde askı halatı olarak çoğunlukla paralel sarımlı halatlar kullanılmaktadır. Paralel sarımlı halatlar olarak Seale veya Warrington halatı yaygın kullanılmaktadır. Paralel sarımlı halatın kordonlarındaki eşit sarımlı halatlarda kordon içindeki teller aynı uzunluğa sahiptir. Bu tip halatlar, çapraz sarımlı veya düz sarımlı kordonlardan meydana gelmektedir. Halat bağlantılarında kullanılan halat kepeçlerinin, halat çapına göre adetleri ve sıkma momentleri uygun seçilmelidir.

Titreşim analizlerinde kullanılmak üzere Çizelge 3.1 'de 8\*19 Seale tipi askı halatları için çeşitli değerler verilmiştir.

## **1.5 Silindir İçin Yükselme Prosedürü**

Hidrolik asansörlerde piston montajı, montajın en hassas bölümüdür. Pistonun iyi merkezlenmemesi durumunda tüm hidrolik asansör çeşitlerinde titreşime sebebiyet vermektedir. Bu sebeple bu bölümde bir hidrolik pistonun montajı sırasında dikkat edilecek önemli hususlar ve önlemler aşağıda belirtilmiştir.

### **1.5.1 Montaj Öncesi Kontrol Listesi**

Asansör kılavuz rayının projedeki çizimle uyduğunun ve dikey kuvvetlere cevap verecek şekilde uyumlu olduğunun kontrolünün yapılması gerekmektedir.

### **1.5.2 Montaj Sonrası Kontrol Listesi**

Piston dış yüzeylerinin tamamen temizlenmesi gerekmekte, taşan yağın uygun yere akması için plastik tüpü ve dışarı atım borusu teçhiz edilmeli, hiçbir şekilde dışarı atılan yağın geri dönmemesine dikkat edilmelidir. Aksi takdirde pompa veya valflar zarar görebilir.

Tüm bağlantı yerlerindeki ve diğer yerlerdeki yağ sızıntısının olup olmadığının kontrolü yapılmalı, paslanmaya karşı biraz yağın contadan geçmesi sağlanmalıdır. Pistonlar pas, kir gibi etkenlere karşı kontrol edilmeli, eğer gerekli ise tüm hasarlı aksamaları değiştirilmelidir. Cıvataları ve tutturuldukları yüzeyin güvenli olduğu kontrol edilmelidir.

### **1.5.3 İki Parçalı Bağlama Elemanı**

Altındaki soketler tek parça gibi pozisyona yerleştirilir ve tamamen dik duracak şekilde ayarlanır. Sabit bölüm, alt silindirin kenarları üzerine yerleştirilir. Bütün metal yüzeyi ve soketleri dikkatlice temizlemek gerekmektedir. Üst pistonun uç kısmı alt pistonun uygun merkezine geldiği anda üst ve alt dişler birbirleriyle temas edene kadar dikkatlice monte edilmelidir. Bu bölüm montajın en kritik bölümlerindendir. Her iki piston da birbirleri ile iyi merkezlenmemesi halinde zamanla hem piston zarar görür, hem de titreşimli bir çalışmaya sebebiyet verilir. Alt ve üst pistonlar arasında hiçbir boşluk kalmamacasına yüzeyler birleştirildikten sonra iki pistonun montajı gerçekleşmiş olur.

### **1.5.4 Kılavuz Raylar ve Kurulumu**

Ray kurulumu asansör kurulumunun en önemli ikinci parçasıdır. Asansör çalışması esnasında raylardaki uyuşmazlık doğrudan olarak kabine aktarılır ve titreşimsiz bir seyir gerçekleştirilemez. O bakımdan ray montajı, bu konuda profesyonelleşmiş insanlara

yaptırılmalıdır. Ayrıca montaj sırasında ray masterları kullanılmalıdır.

### 1.5.5 Patenler

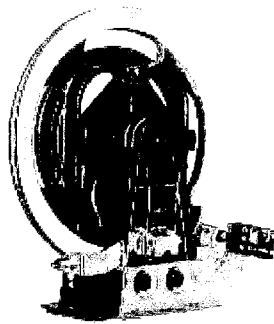
Tekerlekli patenler ise, kılavuz raylara sürekli temas halinde bulunana üç adet kendi etrafında dönebilen ve rulmanlı yataklı tekerleklerden oluşmaktadır. Tekerlekler plastik veya poliüretandan imal edildiğinden titreşimler oldukça azaltılmıştır ve sesiz çalışma, düşük sürtünme sağladıklarından tercih edilmektedirler. Tekerlekli patenlerin bulunduğu kılavuz raylar yağlanmamış olarak bulunmalıdır.

### 1.5.6 Hız Regülatörü ve Paraşüt Tertibatı

Hız regülatörü , asansör hızı , nominal değerini % 25 kadar aştığı takdirde , paraşüt tertibatını harekete geçirerek , paraşüt frenini etkiler ve motor cereyanını keser. Hız regülatörü asansör boşluğunun üst tarafında , makine dairesinde bulunur. Aşırı hız halinde sıkıştırılan bu halat , paraşüt mekanizmasını harekete geçirir.

Paraşüt sistemi halat kopması veya iniş hızının aşırı derecede artması halinde , asansörü kılavuz raylar üzerinde frenleyerek durdurur. Kabinin üst veya alt kirişlerine yerleştirilir. Elektrikli , hidrolik veya pnömatik sistemler güvenli olmadığından mekanik olarak çalışırlar . Ani frenleyerek kısa mesafede durdurma , atalet kuvvetleri yüzünden gerek insan , gerekse taşıyıcı elemanlar üzerinde zararlı etki yapacağından , yumuşatıcı ve kaydırıcı paraşüt freni uygulanır.

Aşağıda Şekil 1.10 de standart bir hız regülatörü görülmektedir.



Şekil 1.10 Hız Regülatörü, [3]

## **2 BÜYÜK YÜK KALDIRAN HİDROLİK ASANSÖRLERDE TİTREŞİM SEBEPLERİ**

Hidrolik asansörlerde meydana gelen titreşimlerin sebepleri konstrüksiyon çeşitlerine göre değişiklik göstermektedir. Bu çeşitler aşağıda detaylı şekilde incelenmiştir.

### **2.1 Merkezden Direkt Tahrikli Hidrolik Asansör**

Merkezden direkt tahrikli sistemlerde hareket, kabinin alt kısmında tam merkezden hidrolik pistonun bağlanması ile gerçekleşir. Merkezden direkt tahrikli hidrolik asansörlerde merkezlemenin doğru olmaması durumunda sistemde titreşim olması kaçınılmazdır.

Ayrıca direkt tahrikli sistemlerde piston doğrudan kabine bağlandığından silindirde oluşabilecek titreşimler direkt olarak kabine yansır.

### **2.2 Yandan İndirekt İki Pistonlu Hidrolik Asansör**

Yandan indirekt iki pistonlu hidrolik asansörler, özellikle büyük yük kaldırma kapasitesi istenilen yerlerde kullanılmaktadır. Her iki yana yerleştirilen silindirlerin senkron olarak çalıştırılması ile büyük yükler kaldırılabilir. Bu tip hidrolik asansörlerde iki pistonunda senkronize şekilde hareket etmesi en önemli problemdir.

Kabin çevresinde bulunan ve kılavuz rayların dört ayrı noktasından simetrik olarak kılavuzlanmasını sağlayan patenlerdeki yağlanma farklılıkları dahi, raylardaki sürtünme kuvvetini değiştirir, pistonların senkronize çalışmasını önleyerek titreşime neden olur.

Yandan indirekt tahrikli sistemlerde bir diğer titreşim sebebi de saptırma makarasının iyi merkezlenmemesidir. Bu kasnağın iyi merkezlenmemesi durumunda kasnak yivlerinin yan tarafı halatlara dengesiz basınç yapacak ve kaldırma sırasında titreşime sebebiyet verecektir.

Yandan indirekt tahrikli sistemlerde kabin karkasına sabitlenen halat şişelerine bağlı olan halatların , düşey eksenindeki açısal sapmaları da titreşime sebep olan diğer bir etkidir.

Rayların birbirlerini düşey ekseninde tam karşılamamaları, çift pistondaki hareketi düzenleyen valflerin ayarsızlığı, pistonların iyi merkezlenmemesi de titreşime sebep olan diğer etkenlerdir.

### **2.3 Yandan Direkt İki Pistonlu Hidrolik Asansör**

Yandan direkt tahrikli iki pistonlu sistemlerde en büyük problem tıpkı yandan indirekt tahrikli hidrolik asansörlerdeki problem gibi iki pistonun senkronize hareketidir. Bu sistemin çalışmasında, raylardan herhangi birinin yağının az olması dahi sistemde senkronize çalışmaya engel olur ve çeşitli dinamik problemlere sebebiyet verir.

### **2.4 Yandan Direkt Tek Pistonlu Hidrolik Asansör**

Bu sistemde titreşimler, patenlerden dolayı olabileceği gibi pistonun merkezlenememesi ve karkasın iyi merkezlenememesinden dolayı meydana gelir. Ayrıca aşağıda belirtilen iki maddeden dolayı da bu tarz hidrolik asansörlerde titreşim gerçekleşir.

- Rayların iyi merkezlenmemesi ve yanlış montajı
- Pistonun iyi merkezlenmemesi ve yanlış montajı.

Görüldüğü üzere , yukarıda bahsi geçen dört çeşit hidrolik asansör tipi içinde meydana gelen titreşim yerleri birbirine benzemektedir. Büyük yük kaldırma kapasitesine sahip olması bakımından ve diğer hidrolik asansör tiplerindeki titreşim sebeplerine ek olarak çift pistonun senkronize hareket etmeyişinden dolayı oluşan titreşim olayına sebebiyet vermesi nedeniyle, aşağıda yandan indirekt etkili çift pistonlu hidrolik asansör tipi örnek asansör tipi kabul edilecek, bu örnek asansör modeli üzerinde analizler yapılacaktır.

Hesapları yapılacak olan örnek asansörün 3 boyutlu çizimi Ek-2 de belirtilmiştir.

### 3 TİTREŞİM ANALİZİNDE KULLANILACAK ÖRNEK ASANSÖRÜN TEMEL HESAPLAMALARI

Hidrolik asansörlerde kullanılan halatlar, sürtünmeli tahrik gruplarında kullanılan halatlardaki gibi paralel sarımlı halatlardır. Paralel sarımlı halatlar olarak Seale veya Warrington halatı yaygın olarak kullanılmaktadır. Paralel sarımlı halatın kordonlarındaki eşit sarımlı halatlarda kordon içindeki teller aynı uzunluğa sahiptir. Bu tip halatlar, çapraz sarımlı veya düz sarımlı kordonlardan meydana gelmektedir. Asansörlerde kullanılan halat çeşitleri Çizelge3.1'de belirtilmiştir.

İncelemeye aldığımız yandan indirekt tahrikli hidrolik asansör için kullanılacak olan halat tipi Çizelge 3.1 de görüldüğü gibi 8\*19 Seale tipidir. Bu halat tipi için kullanılacak olan halat çapı ise  $\phi 12$  mm dir.

Kullanılacak olan bu halatın kabin karkasına bağlanma şekli ise Ek-3 de görülmektedir. Bu bölümde halatların kurulumunda düşey sapmalardan meydana gelen dinamik problemler incelenecektir.

Halatların düşey doğrultuda bir açısal sapma ile montajı, halatların yukarı doğru çekilmesi sırasında asansör kabinine hem bir yatay kuvvet hem de bir düşey kuvvet tatbikine neden olacaktır.

Kabin, kılavuz raylarına patenler ile alt ve üst kısımlarından kılavuzlanmaktadır. Paten içerisinde bulunan yay ise asansör kabinine gelen yatay kuvvetlere karşı paten içerisine ekte de görüldüğü gibi sabitlemiştir.

Halatların düşey doğrultuda bir açısal sapma ile montajı sırasında oluşacak yatay kuvvetler ile düşey kuvvetlerin meydana getirdiği dinamik problemler incelenecektir. Bu kuvvetlerin bulunması için öncelikle piston kaldırma kuvveti hesap edilecek , daha sonra da titreşim analizlerine geçilecektir

Ayrıca örnek asansörümüz 5000 daN yük kapasiteli , kat arası mesafe 2800 mm, piston hızı 0,40 m/s ve 6 durak yandan indirekt çift piston tahrikli hidrolik asansördür.

Çizelge 3.1 Halat çeşitleri (İmrak, 2000)

Halat Yapısı	Halat Özü	Çap(mm)	Kullanımı	Asansör Tipi	Halat Boyu (m)	
6*19 Warrington	Elyaf	6-8	Governör	Yavaş Hızlı ve Nadiren Kullanılan Asansör	50 m Kadar	
		8-16	Askı			
6*19 Seale		6-16	Governör ve askı			
6*25 Filler		13-16	Governör ve askı	Yük Asansörü		
6*26 Warr-Seale		13-16	Askı ve Dengeleme			
8*19 Warrington		8-20	Askı	Her Tip Asansör		200 m Kadar
8*19 Seale		8-20	Askı			
8*21 Filler		13-22	Askı			
6*36 Warr-Seale		20-36	Dengeleme			
8*19 Seale		8-22	Askı			
8*19 Warr	8-22					
9*19 Seale	8-9.5					
9*20 Filler	10-13					
9*25 Filler	14-22					

Piston kaldırma kuvveti hesabında öncelikle hidrolik ünite seçiminin yapılması gerekmektedir. Hidrolik ünite seçiminde taşıma kapasitesi, seyir mesafesi gibi bazı faktörlerin göz önüne alınması gerekmektedir. Büyük yük kaldırma kapasitesine sahip olması bakımından ve diğer hidrolik asansör tiplerindeki titreşim sebeplerine ek olarak çift pistonun senkronize hareket etmeyişinden dolayı oluşan titreşim olayına sebebiyet vermesi nedeniyle yandan indirekt çift silindirli sistemin inceleneceği daha önce de belirtilmişti. Bu seçim göz önünde bulundurularak pistonun kaldırma kuvveti aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

Piston kaldırma kuvvetinin bulunması ile meydana gelecek yatay ve düşey kuvvetler



bulunacak titreşim analizleri bu bilgiler ışığında gerçekleştirilecektir.

Piston kaldırma kuvvetinin bulunabilmesi için pistonu etkileyen basıncı bulmak ve bu pistonun alanını bilmek yeterli olacaktır. Pistonun belirlenmesi iki şekilde yapılabilmektedir. Bu yöntemlerden birincisi hesap yoluyla maksimum ve minimum basıncı bulunması, diğeri ise Euler tablosu yardımıyla piston seçimini yapılmasıdır.

Hidrolik asansörlerde maksimum basınç 45 bardır. Piston seçimi yapıp piston alanı bulunduğunda kaldırma kuvvetinin hesaplanması için bütün bilgiler elde edilmiş olacaktır.

### 3.1 Piston seçimi:

Piston seçimi yapılırken piston üzerine etkileyen toplam kütle bulunmalıdır. Piston üzerine etkileyen toplam kütle kabine ağırlığı, halat ağırlığı, kaldırılacak yükün ağırlığı, indirekt askılı sistemlerde kullanılan kasnak ve kasnak karkası ağırlığı, pistonun ram ağırlığı, kabin karkası ağırlığı etkilidir.

Öncelikle kabin ve halat toplam ağırlığı,

$$G_{th} = G_k + G_h \quad (3.1)$$

denklemlerle bulunur.

$$G_k = \text{Kabin ağırlığı} + \text{Süspansiyon ağırlığı} \quad (3.2)$$

$$G_h = \text{Halat ağırlığı}$$

Halat ağırlığı tayininde öncelikle bir piston üzerinde hareket eden halatın uzunluğunu bulmak daha sonra bu uzunluğu halatın 1 metresinin ağırlığı ile çarpmak gerekmektedir.

Halat uzunluğu

$$L_h = [2 * (\text{Durak adedi} - 1) * \text{kat mesafesi}] + 1.5 * \text{halat adedi} \quad (3.3)$$

denklemlerle tespit edilebilir. Bu formüle göre veriler yerine konulduğunda

$$G_h = L_h * q_h \quad (3.4)$$

denklemlerden toplam halat ağırlığı bulunur.

İndirekt tahrikli silindirlerde askı tipine bağlı olarak  $C_m$  tayin edilir. Örneğin indirekt tahrikli sistemlerde  $C_m = 2$  kabul edilir.  $C_m$ , askı tipine bağlı katsayıdır.



Piston üzerine etki eden yük ise

$$\sum G = \left[ (G_y + G_{kh}) * C_m + P_{kas} \right] * \frac{g}{10} \quad (3.5)$$

denkleminde bulunur.

Toplam silindir stroku ;

$$L_p = \frac{L_c + E_{alt} + E_{üst}}{C_m} \quad (3.6)$$

denkleminde bulunur.

$L_c$  = Kabin hareket mesafesi

$E_{alt}$  = Kabin alt ekstra mesafesi ( Kabinin en alt katta kayması durumunda kat edeceği mesafe )

$E_{üst}$  = Kabin yukarı ekstra mesafesi ( Kabinin en üst katta kayması durumunda kat edeceği mesafe )

$$L_c = (\text{Durak sayısı} - 1) * \text{Kat yüksekliği} \quad ( \text{Toplam uzunluk} ) \quad (3.7)$$

$L_o$  = Silindir bükülme uzunluğu

$$L_o = L_p + L_1 \quad (3.8)$$

$L_1$  = Kasnak eksenine ile silindir örtü mesafesi

Pistonun etkileyeceği yük

$$F = P.A \quad (3.9)$$

dan bulunur.

**Örnek Hesap :**

Kabin ağırlığı = 400 daN ; Süspansiyon ağırlığı = 350 daN olduğundan (3.2) denkleminde

$$G_k = 400 + 350 = 750 \text{ daN}$$

bulunur.

Bu yük çift silindire birlikte gelmektedir. Dolayısıyla toplam kuvvetin yarısı bir silindire etkimektedir. Buna göre bir pistonu etki eden kuvvet,

$$G_k = \frac{750}{2} = 375 \text{ daN}$$

olur

Halat boyu ise (3.3) denkleminde

$$L_h = [2*(6-1)*2.8] + 1.5 * 4 = 124 \text{ m}$$

bulunur.

Halatın birim kütle ağırlığı ise Çizelge 3.2'den  $q_h = 0.348 \text{ daN/m}$  seçilmiştir.

Buna göre toplam halat ağırlığı (3.4) denkleminde

$$G_h = L_h * q_h = 124 * 0.348 = 43.152 \text{ daN.}$$

bulunur.

Buna göre toplam ağırlık ise (3.1) denkleminde

$$G_{kh} = G_k + G_h = 375 + 43.152 = 418.152 \text{ daN}$$

bulunur.

$C_m = 2$  kabul edilirse bir silindir üzerindeki toplam yük

$$G_y = \text{Anma yükü} = 5000 \text{ daN ( kabul edilmiştir. )}$$

$P_{kas} =$  Kasnak ve kasnak süspansiyon ağırlığı pro engineer programından 80 daN olarak bulunmuştur. Kasnak süspansiyonu Ek-4 te çizilmiştir.

Tek bir piston üzerine uygulanan kuvvet bulunduğundan  $G_y = 2500 \text{ daN}$  alındı.

Piston üzerine etkiyen yük (3.5) denkleminde

$$\sum G = [(G_y + G_{kh}) * C_m + P_{kas}] * \frac{g}{10} = [(2500 + 418.152) * 2 + 80] * \frac{9.81}{10} = 5803.89 \text{ daN}$$

bulunur.

Kabin hareket mesafesi (3.7) denkleminde

$$L_c = (6-1) * 2.8 = 14 \text{ m} = 1400 \text{ cm}$$

bulunur.

$E_{alt}=45$  cm kabul edilmiştir. ( Ref.Asansör ve Yürüyen Merdivenler ; Doç.Dr.C. Erdem İmrak)

$E_{üst}=50$  cm kabul edilmiştir. ( Ref.Asansör ve Yürüyen Merdivenler ; Doç.Dr.C. Erdem İmrak)

Toplam silindir stroku ise (3.6) denkleminde

$$L_p = \frac{L_c + E_{alt} + E_{üst}}{C_m} = \frac{1400 + 45 + 50}{2} = 725 \text{ cm}$$

olarak bulundu.

Minimum kasnak çapı bulunurken, halatların kırılmasını önlemek amacıyla kasnak çapı, halat çapının 40 katı seçilir. Bu değer minimum değerdir. Kasnak çapı bu değerden daha büyük de seçilebilir. Buna göre minimum kasnak çapı  $\phi D = 40 \cdot 12 = 480$  mm seçilir. Buna göre kasnak eksenine ile silindir örtü mesafesi 240 mm olacaktır.

$$L_1 = 240 \text{ mm}$$

$$L_p = 725 \text{ cm} = 7250 \text{ mm ise}$$

Silindir bükülme uzunluğu (3.8) denkleminde

$$L_o = 7250 + 240 = 7490 \text{ mm}$$

bulunur.

### 3.2 Silindir seçimi:

$\sum G = 5803.89$  daN ve  $L_o = 749$  cm' ye göre Şekil 3.1'deki Euler diyagramını kullanılarak RAM  $\phi 130 * 12$  seçilir.

Hidrolik pistonlar için maksimum basınç 45 bar olduğu yukarıda belirtilmişti. Ancak emniyetli çalışma için çalışma basıncı 40 bar olarak düşünülür. 1 bar = 1.019716 daN/cm<sup>2</sup> olduğundan

$$40 \text{ bar} = 40 \cdot 1.019716 = 40.78864 \text{ daN/cm}^2$$

Ram  $\phi 130 * 12$  için Çizelge 3.3'ten alan  $A = 13273 \text{ mm}^2 = 132.73 \text{ cm}^2$  bulunur.

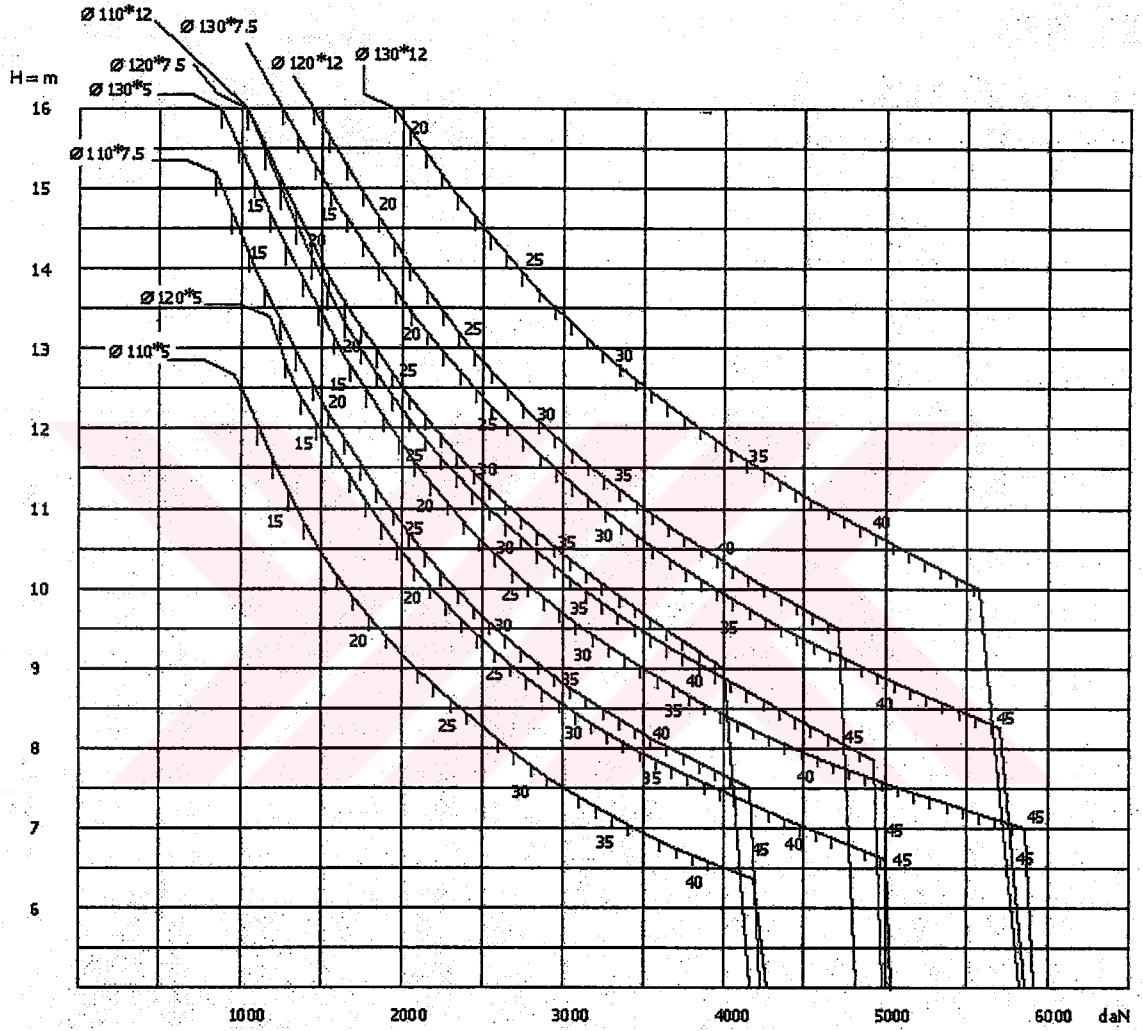
Piston kaldırma kuvveti ise (3.9) denkleminde

$$F = 40.78864 * 132.73 = 5413.8761 \text{ kgf} = 53110.12 \text{ N}$$

olarak bulunur.

Çizelge 3.2 Halat mukavemet değerleri (İmtrak, 2000)

Halat Anma Çapı		Birim Uzunluk Ağırlığı ≈	Teorik Kopma Kuvveti $F_t$				En Küçük Kopma Kuvveti $F_{min}$			
			Anma Kopma Mukavemeti $N/mm^2$							
$D_N$	Tol %	≈	1570 $N/mm^2$		1770 $N/mm^2$		1570 $N/mm^2$		1770 $N/mm^2$	
			kN	kgf	kN	kgf	kN	kgf	kN	kgf
10		0.348	53.6	5470	60.5	6150	45.1	4590	50.8	5170
11		0.422	64.9	6610	73.2	7440	54.5	5560	61.5	6250
12		0.502	77.2	7870	87.1	8850	64.9	6810	73.2	7440
13		0.589	90.7	8240	102	10400	76.1	7760	85.9	8730
14		0.683	105	10700	119	12100	88.8	9000	99.6	10100
15		0.784	121	12300	136	13800	101	10300	114	11600
16		0.892	137	14000	155	15700	115	11800	130	13200
17		1.01	155	15800	175	17800	130	13300	147	14900
18		1.13	174	17700	196	19900	146	14900	165	16700
19	+5	1.26	194	19700	218	22200	163	16600	183	18600
20	0	1.39	215	21900	242	24600	180	18400	203	20700
22		1.69	260	26500	293	29800	218	22200	246	25000
24		2.01	309	31500	348	35400	260	26400	293	29800
26		2.36	363	36900	409	41600	305	31000	343	34900
28		2.73	421	42900	474	48200	353	36000	398	40500
32		3.57	549	56000	619	63000	461	47000	520	52900
36		4.52	695	70800	784	79700	584	59500	658	66900
40		5.57	858	87500	968	98400	721	73500	813	82600
44		6.75	1040	106000	1170	119000	872	88900	983	100000



Şekil 3.1 Pistona etki eden kuvvet ile piston stroku Euler diyagramı (Kan,1995)

Çizelge 3.3 Hidrolik piston ram çapları ( İmrak, 2000 )

M Tipi	RAM									Silindir		Yağ Hacmi	
	d	d <sub>1</sub>	s	A	F	J	I	q	P <sub>g</sub>	D	c	Q <sub>e</sub>	Q <sub>r</sub>
	mm	mm	mm	cm <sup>2</sup>	cm <sup>2</sup>	cm <sup>4</sup>	cm	daN/m	kg	mm	mm	dm <sup>3</sup> /m	dm <sup>3</sup> /m
50x7.5	50	35	7.5	19.63	10.01	29.31	1.52	7.85	-	88.9	3.6	2	3.3
60x5	60	50	5	28.27	8.63	32.93	1.95	6.77	-	101.6	3.6	2.8	4.2
70x4	70	62	4	38.48	8.29	45.32	2.33	6.51	-	108	4	3.8	4
70x5		60	3		10.21	54.24	2.3	8.01					
70x7.5		55	7.5		14.72	72.94	2.22	11.56					
80x4	80	72	4	50.27	9.55	69.14	2.69	7.5	-	114.3	4	5	3.8
80x5		70	5		11.78	83.2	2.65	9.25					
80x7.5		65	7.5		17.08	113.43	2.57	13.41					
80x12		56	12		25.63	153.78	2.44	20.12					
60x5	60	50	4	28.27	8.63	32.93	1.95	6.77	7	101.6	3.6	2.8	4.2
70x4	70	62	5	38.48	8.29	45.32	2.33	6.51	9	144.3	4	3.8	5
70x5		60	7.5		10.21	54.24	2.3	8.01					
70x7.5		55	12		14.72	72.94	2.22	11.56					
80x4	80	72	5	50.27	9.55	69.14	2.69	7.5	12	114.3	4	5	3.8
80x5		70	4		11.78	83.2	2.65	9.25					
80x7.5		65	5		17.08	113.43	2.57	13.41					
80x12		56	7.5		25.63	152.78	2.44	20.12					
90x4	90	82	4	63.68	10.8	100.12	3.04	8.48	16	133	4.5	6.4	5.7
90x5		80	5		13.35	121	3.01	10.48					
90x7.5		75	7.5		19.43	166.74	2.92	15.25					
90x12		66	12		29.4	228.92	2.79	23.08					
100x4	110	98	4	78.54	12.06	139.21	3.39	9.47	20	139.7	4.5	7.9	5.6
100x5		90	5		14.92	168.81	3.36	11.71					
100x7.5		85	7.5		21.79	234.63	3.26	17.11					
100x12.5		76	12		33.17	327.1	3.14	26.04					
110x5	110	100	5	95.03	16.49	227.81	3.71	12.94	25	159	5	9.5	7.9
110x7.5		95	7.5		24.15	318.86	3.63	18.96					
110x12		86	12		36.94	450.17	3.49	28.98					
120x5	120	110	5	113.1	18.06	299.18	4.07	14.18	32	159	5	11.3	6.1
120x7.5		105	7.5		26.5	421.21	3.98	20.8					
120x12		96	12		40.71	600.95	3.84	31.96					
130x5	130	120	5	132.73	19.63	384.1	4.42	15.49	41	177.8	5.6	13.3	8.5
130x7.5		115	7.5		28.86	543.44	4.33	22.65					
130x12		106	12		44.48	782.26	4.19	34.98					
150x6	150	138	6	176.71	27.14	704.77	5.09	21.3	55	193.7	5.9	17.7	8.3
150x10		130	10		43.98	1083.06	4.96	34.58					
180x10	180	160	10	254.47	53.4	1936	6.02	41.92	100	244.5	8	25.4	14.1
200x10	200	180	10	314.36	59.69	2700.98	6.72	44.5	110	273	10	31.4	18.9
238x14	238	210	14	444.88	98.52	6203.33	7.93	77.34	150	323.9	12.5	44.5	25.7
290x15	290	260	15	660.52	129.59	12286.8	9.73	101.7	250	406.4	12.5	66.1	48.2
350x20	350	310	20	962.11	207.34	28328.5	11.68	162.59	400	457.2	14	96.2	48.5
400x20	400	360	20	1256.6	238.76	43215.7	13.45	187.27	500	508	16	125.7	52.3

#### 4 ÇİFT PİSTONLU TANDEM TİP HİDROLİK ASANSÖR İÇİN TİTREŞİM SEBEPLERİ ve İNCELENMESİ

Asansörlerde iki farklı ana sebepten ötürü titreşim problemleri oluşmaktadır. Bunlar tahrik grubu ve kuvvet iletimi ile kılavuzlanmayı sağlayan asansör ekipmanlarının yarattığı titreşimlerdir.

1. Kuvvet iletimini sağlayan asansör ekipmanları ve kabin kılavuzlanmasını sağlayan ekipmanların yaratacağı titreşimler,
  - Halatların düşey ekseninde açısal sapmalar yapılarak montajı.
  - Ray montajının hatalı olması.
  - Patenlerdeki sürtünme farklılıkları.
2. Asansör tahrik grubundan dolayı oluşacak titreşim sebepleri,
  - Pistonların valf ayarsızlığından dolayı her iki yana yerleştirilen silindirlerin senkron olarak çalıştırılmaması.
  - Pistonların iyi merkezlenememesi.

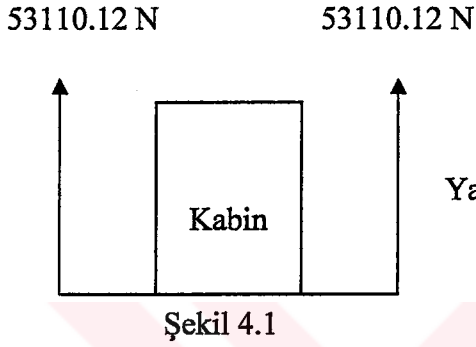
Bu sebeplerden kuvvet iletimini veya kılavuzlanmayı sağlayan ekipmanların yaratacağı dinamik problemler, bazı küçük farklılıklar olması ile beraber diğer asansörler ile hemen hemen aynı iken asansör tahrik grubundan dolayı oluşacak titreşimler her asansör tesisi için farklılıklar göstermektedir.

##### 4.1 Halatların Düşey Eksende Hatalı Montajı İle Meydana Gelen Titreşimler ve Analizleri

Asansör kabininin kılavuz raylar arasında hareket ettiği daha önce belirtilmişti. Asansör kabininin bu hareketi değişik sistemler olmasına karşın çoğunlukla halatlar vasıtası ile sağlanır. Asansör kabininin düşey hareketinin sorunsuz olması için dikkat edilmesi gereken husus halatların tam düşey doğrultuda montajının yapılmasıdır. Ancak özellikle yüksek binalarda bu merkezleme başlıca sorundur. Bu asansörün örnek asansörümüzde meydana getireceği problemler aşağıda detaylandırılmış ve hesaplanmıştır.

**Örnek Hesap :**

Asansör askı halatlarının 0.5° hatalı montaj yapıldığı kabul edilir ve hesaplamalar bu kabule dayalı olarak yapılırsa kabin kılavuz patenlerine gelen yatay kuvvetler aşağıdaki gibi olur. Bulunan sonuçların daha sağlıklı karşılaştırılabilmesi için öncelikle halatların hatasız olarak düşey doğrultuda tespit edildiği düşünülürse ;



Yandaki hatasız sistemde kabin düşey doğrultuda hareket etmektedir.

Şimdi ise askı halatlarının hatalı montaj edildiği kabul edilirse;

Kat arası mesafe  $a=2.8$  m ve kabinin hızı piston hızının iki katı olacağından  $v=0.80$  m/s olur.

Buna göre katlar arasından geçiş zamanı

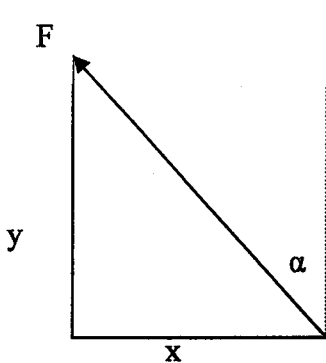
$$t_{geçiş} = \frac{a}{v} = \frac{2.8}{0.80} = 3.5 \text{ saniye olur.}$$

5 katlı ( 6 durak ) bir bina göz önüne alınırsa asansör

$$L = 2.8 * 5 = 14 \text{ m}$$

hareket eder.

Halat montaj hatası 0.5° kabul edilirse;



Kabin zemin katta iken  $\alpha=0.5^\circ$

$y=9.263$ m olduğuna göre(Şekil 4.6'da detaylı olarak gösterilmiştir.)



$$\tan \alpha = \frac{x}{y} \rightarrow \tan 0.5^\circ = \frac{x}{9.263} \rightarrow x = 0.08 \text{ m}$$

olur.

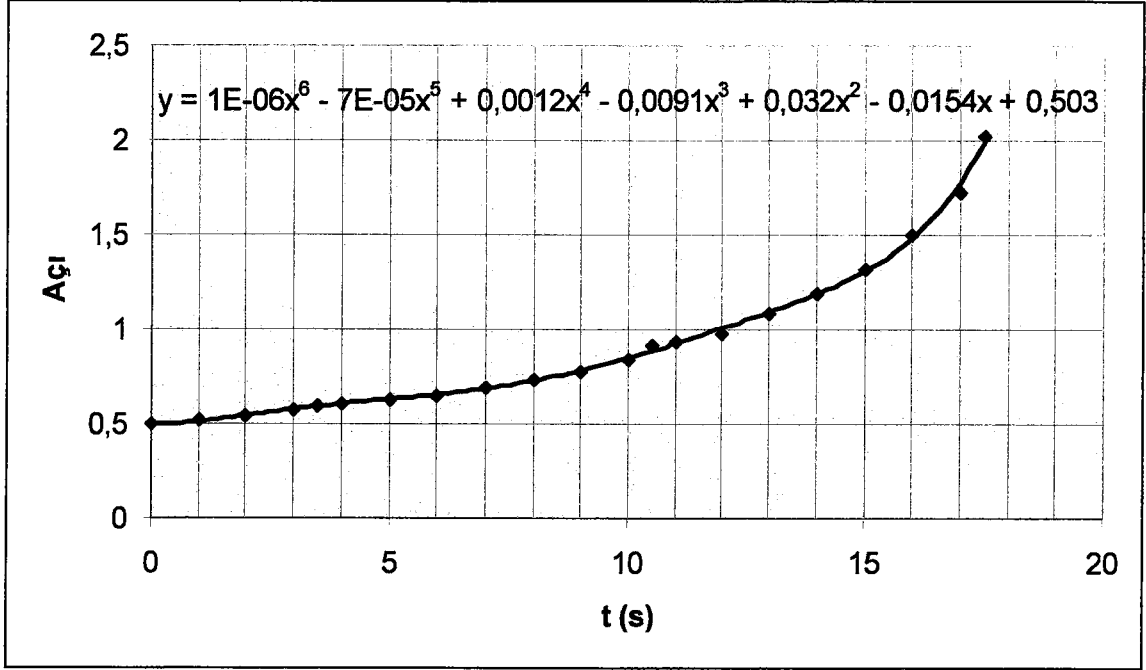
#### Şekil 4.2

x mesafesi kabinin hareketi boyunca değişmediğinden y değiştiğçe açıda değişmektedir. Her kat için açı değişimleri Çizelge 4.1'te gösterilmiştir.

Bu açılara göre her kat için sisteme etkiyen kuvvetler ise Şekil 4.4'de gösterilmiştir ve denklemi bir grafik vasıtası ile MS Excel programı kullanılarak Şekil 4.3 de belirtilmiştir

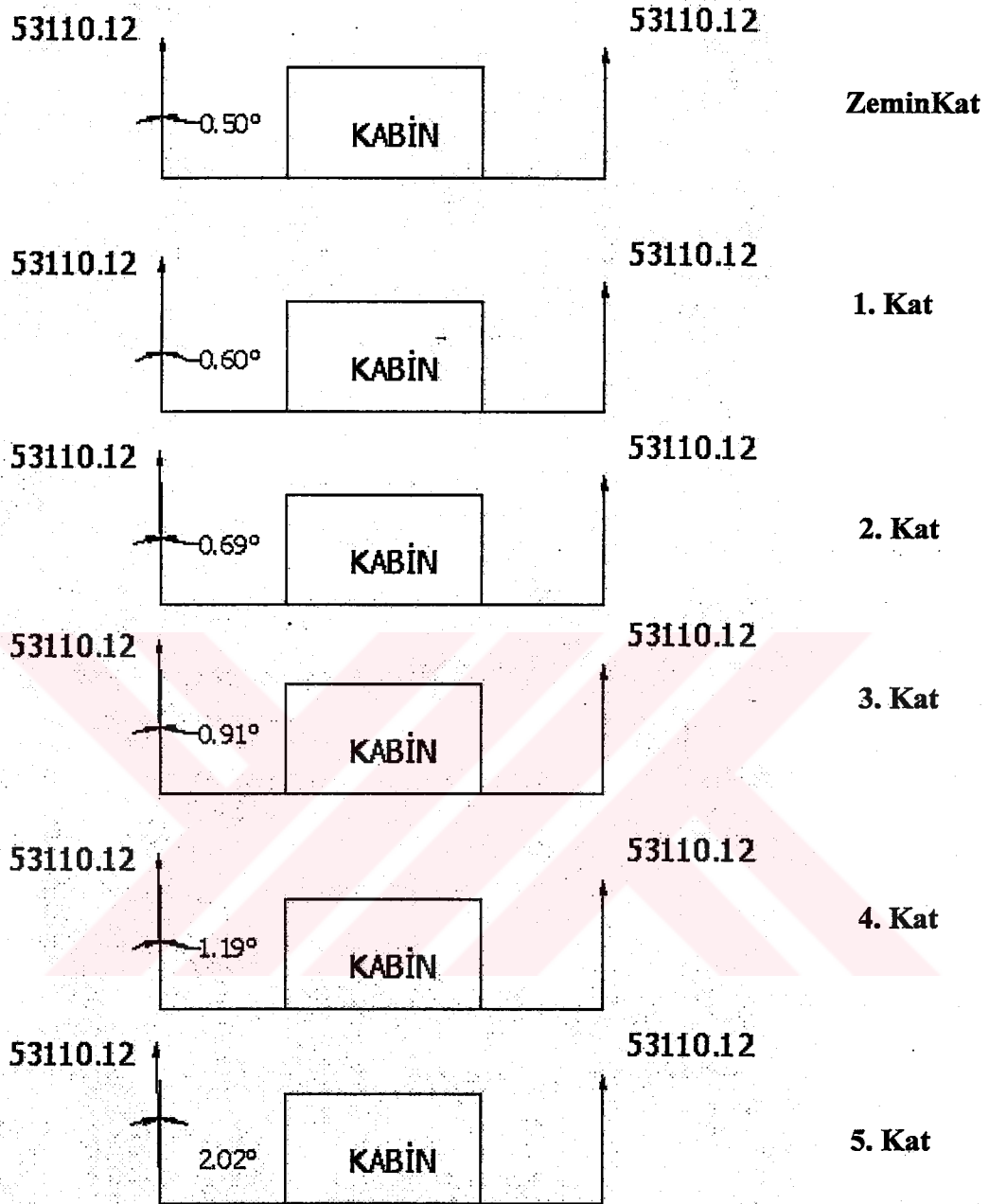
Çizelge 4.1 Katlara göre açı değişimi

Kat	t (s)	Açı (°)
Zemin kat	0	0.5
	1	0.52
	2	0.54
	3	0.57
1.kat	3.5	0.60
	4	0.61
	5	0.63
	6	0.65
2.kat	7	0.69
	8	0.73
	9	0.78
	10	0.84
3.kat	10.5	0.91
	11	0.94
	12	0.98
	13	1.08
4.kat	14	1.19
	15	1.32
	16	1.50
	17	1.72
5.kat	17.5	2.02



Şekil 4.3 Halat Açısı Değişim Grafiği

Görüldüğü üzere başlangıçta uzun mesafede yapılacak  $0.5^\circ$  lik bir hata asansör yukarı çıktıkça Şekil 4.3 te görüldüğü gibi daha da artarak son katta çok yüksek bir değere ulaşmaktadır. Bu grafikten de anlaşılacağı üzere kat adeti arttıkça sorun daha da büyüyecektir.



Şekil 4.4 Kuvvet Şeması



Yay sabitinin bulunması

$$k = \frac{G * d^4}{8 * D_0^3 * i} \quad (3.10)$$

G: kayma modülü

Kayma modülü çelikler için 83000 N/mm<sup>2</sup>'dir

D<sub>0</sub> : ortalama çap

$$D_0 = \frac{D_d + D_i}{2} \quad (3.11)$$

D<sub>d</sub> : yayın dış çapı

D<sub>i</sub> : yayın iç çapı

d : yayın tel çapı

i : sargı sayısı ise;

Paten yayı katsayısı :

Ortalama çap Çizelge 4.2'den alınarak (3.11) denkleminde

$$D_0 = \frac{D_d + D_i}{2} = \frac{26.8 + 14.22}{2} = 20.51 \text{ mm}$$

bulunur.

Böylelikle paten yayı katsayısı (3.10) denkleminde

$$k_p = \frac{G * d^4}{8 * D_0^3 * i} = \frac{83000 * 6.3^4}{8 * 20.51^3 * 9} = 210.48 \text{ N/mm}$$

bulunur.

Halat şişesi yayı ise (3.10) ve (3.11) denklemlerinden

$$D_0 = \frac{D_d + D_i}{2} = \frac{39.59 + 25.13}{2} = 32.36 \text{ mm}$$

$$k_h = \frac{G * d^4}{8 * D_0^3 * i} = \frac{83000 * 7.23^4}{8 * 32.36^3 * 5} = 167.32 \text{ N/mm}$$

bulunur.

Halatı da bir yay olarak düşünürsek onun yay sabiti ise şöyle bulunur:

$$k_h = \frac{E * A_h}{l_h} \quad (3.12)$$

E : Elastisite modülü

$A_h$  : halat kesit alanı

$$A_h = \frac{\pi * d_h^2}{4} \quad (3.13)$$

$d_h$ : halat çapı

$l_h$ : halat uzunluğu

$$E = 21 * 10^4 \text{ N/mm}^2$$

$$d_h = 12 \text{ mm}$$

Halatın kesit alanı

$$A_h = \frac{\pi * d_h^2}{4} = \frac{\pi * 12^2}{4} = 113.1 \text{ mm}^2$$

bulunur.

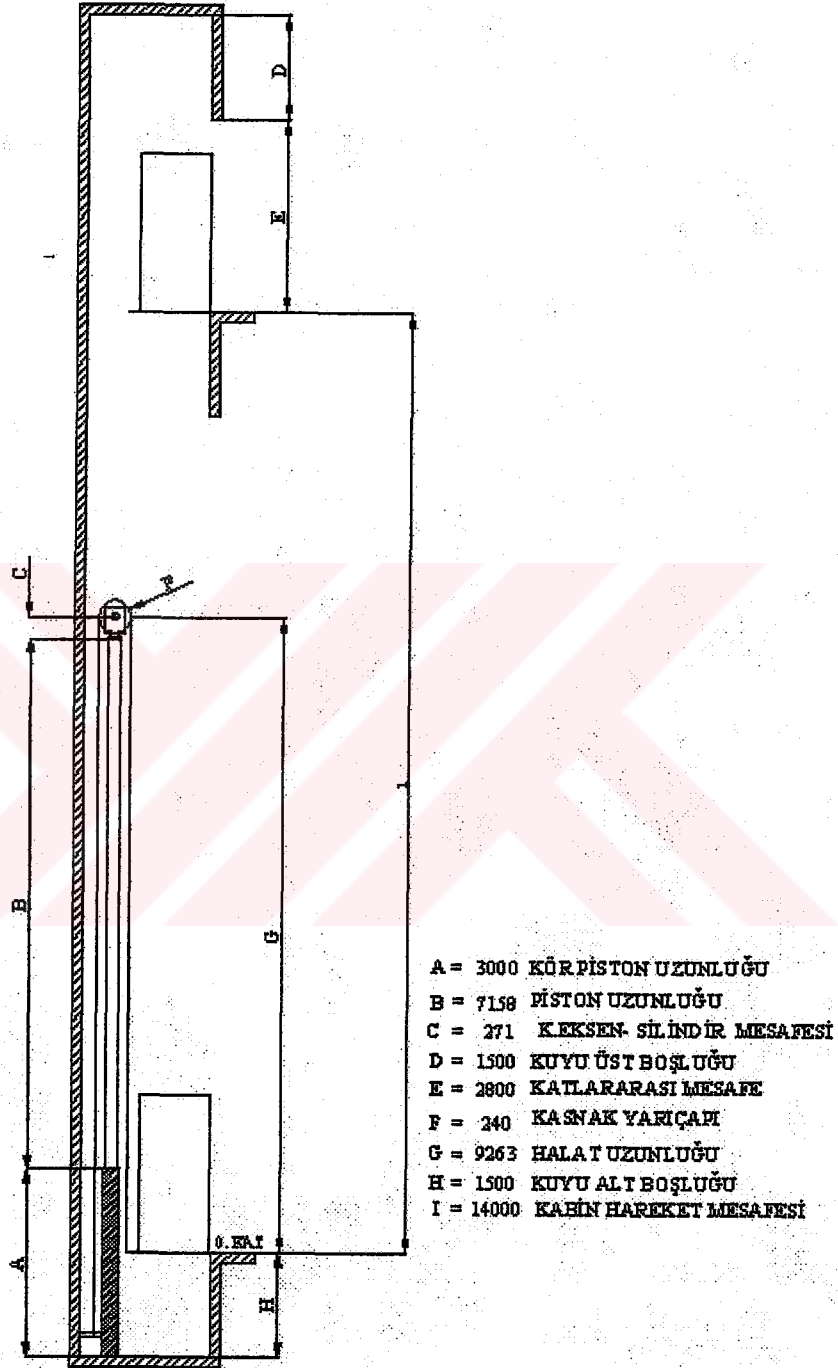
Halat uzunluğu  $l_h$  ise kabinin hareketi sırasında değişeceğinden sistemde halatın oluşturacağı yay sabiti de kattan kata değişmektedir. Halat uzunlukları her kat için Şekil 4.6'de detaylı olarak gösterilmiştir.

Örnek olarak kabin zemin katta iken halatın uzunluğu.

$l_h = 9263 \text{ mm}$  olacağından yay katsayısı

$$k_h = \frac{E * A_h}{L_h} = \frac{210000 * 113.1}{9263} = 2564.07 \text{ N/mm}$$

olur.



Şekil 4.6 Ray-paten sisteminin krokisi

Bu durumda halat şişesi yayı ile halatın meydana getirdiği eşdeğer yay katsayısı yaylar birbirlerine seri bağlandığından

$$\frac{1}{(k_{eş})_{h1}} = \frac{1}{k_y} + \frac{1}{k_h}$$

$$(k_{eş})_{h1} = \frac{1}{\frac{1}{k_y} + \frac{1}{k_h}} = \frac{1}{\frac{1}{167.32} + \frac{1}{2564.07}} = 157.07 \text{ N/mm}$$

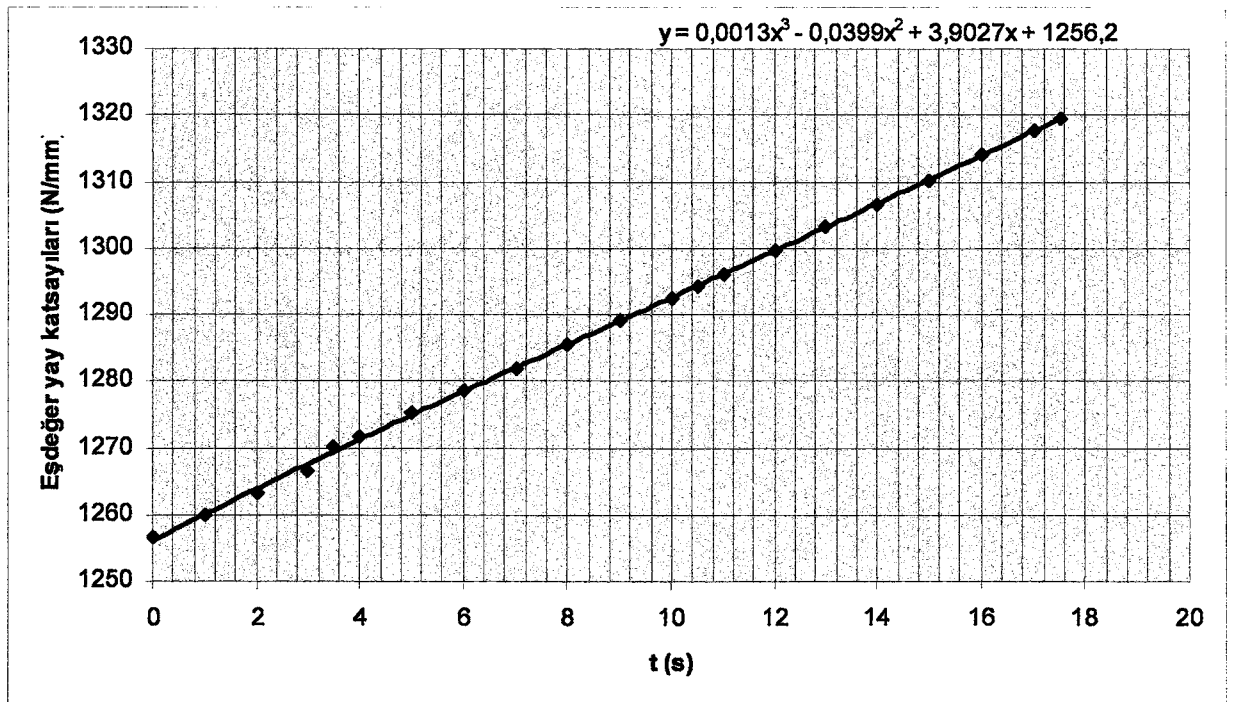
olarak bulunur.

Zemin katta 8 halat kabine bağlı olduğundan gerçek eşdeğer yay katsayısı  $(k_{eş})_h$  yaylar paralel bağlandığından

$$(k_{eş})_h = (k_{eş})_{h1} + (k_{eş})_{h1} + (k_{eş})_{h1} + (k_{eş})_{h1} + (k_{eş})_{h1} + (k_{eş})_{h1} + (k_{eş})_{h1} + (k_{eş})_{h1}$$

$$(k_{eş})_h = 8 * 157.07 = 1256.56 \text{ N/mm}$$

bulunur. Zamana bağlı olarak her kat için gerçek eşdeğer yay katsayısı Çizelge 4.3'te gösterilmiştir. Ayrıca Şekil 4.7 'te eşdeğer yay katsayılarının zamana göre değişiminin grafiği gösterilmiştir. Bu grafik MS Excel programında çizdirilmiştir.



Şekil 4.7 Eşdeğer yay katsayılarının zaman göre değişimi



Çizelge 4.3 Zamana bağlı yay sabitleri

Kat	t	$l_h$	$k_h$	$(k_{es})_{hl}$	$(k_{es})_h$
Zemin kat	0	9263	2564.07	157.07	1256.56
	1	8863	2679.79	157.49	1259.90
	2	8463	2806.45	157.91	1263.25
	3	8063	2945.68	158.33	1266.61
1.kat	3.5	7463	3099.44	158.75	1270.00
	4	7263	3182.50	158.96	1271.70
	5	7063	3362.74	159.39	1275.11
	6	6663	3564.61	159.82	1278.55
2.kat	7	6263	3792.27	160.25	1282.00
	8	5863	4051.00	160.68	1285.47
	9	5463	4347.61	161.12	1288.95
	10	5063	4691.09	161.56	1292.46
3.kat	10.5	4863	4884.02	161.78	1294.22
	11	4663	5093.50	162.00	1295.99
	12	4263	5571.43	162.44	1299.53
	13	3863	6148.33	162.89	1303.10
4.kat	14	3463	6858.50	163.34	1306.68
	15	3063	7754.16	163.79	1310.29
	16	2663	8918.89	164.24	1313.91
	17	2263	10495.36	164.69	1317.56
5.kat	17.5	2063	11512.85	164.92	1319.38

### Sistemin Hareket Denkleminin ve Doğal Frekansın Bulunması:

Sistemin toplam enerjisini ( $E_t$ ) artış hızı sisteme verilen güce ( $P_{net}$ ) eşit olduğuna göre

$$\frac{dE_t}{dt} = P_{net} \quad (3.14)$$

olacaktır.

Burada  $E_t$  sistem tarafından depo edilen tüm kinetik ve potansiyel enerjileri içerir. Denklemin sağ tarafındaki  $P_{net}$  ise sisteme verilen net toplam güç olup; dış kuvvet ve momentlerin sisteme verdikleri güçleri (+) işaretli, sistemin dışarı verdiği mekanik güç ile sönümleyici tarafından yayılan ısı gücünü (-) işaretli olarak

$$P_{net} = \sum P_g - \sum P_v - \sum P_d \quad (3.15)$$

yazılabilir.

$\sum P_g$  : Sisteme verilen mekanik güçler toplamı

$\sum P_v$  : Sistemden çevreye verilen mekanik güçler toplamı

$\sum P_d$  : Sönümleyici elemanlardan çevreye atılan ısı güçleri toplamı

Kinetik enerji  $E_k = \frac{1}{2} m \dot{x}^2$       Potansiyel enerji  $E_p = \frac{1}{2} k_{(kes)P} x^2$

$$E_t = E_k + E_p = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} k_{(es)P} x^2 \quad (3.16)$$

Sistem her ne kadar zorlanmış bir titreşime maruz kalmış gibi gözükse de zorlayıcı kuvvetin harmonik olmamasından dolayı sistem serbest titreşim hareketi yapıyor. Sistem aşağıda incelendiği gibi rezonansa girmemekte, hatalı ve hatasız sistem arasında meydana gelen fark ise sadece kılavuz paten yaylarına da yük binmesidir.

Bu yüzden sistem hatalı da olsa hatasızda olsa  $P_{net} = 0$  alınarak çözülecektir.

Halat şişesi yaylarında:

Sistemin ana denklemi

$$m \ddot{x} + k(t) x = 0 \quad (317)$$

olarak tanımlanır.

Buradan doğal frekans ise

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k(t)}{m}} \quad (3.18)$$

olur.

$$m=5000 \text{ kg}$$

Doğal frekans ise yay eşdeğer yay sabitinin zaman bağılı olarak değişmesinden dolayı her katta farklı bir değer olacaktır. 3.18 denklemine göre doğal frekans değerleri Çizelge 4.4 'de gösterilmiştir.

Burada zorlayıcı frekans ise tahrik kasnağının devir sayısıdır. Çünkü asansörün hızlanma, yavaşlama veya sabit hızda gitmesi buna bağlıdır.

Zorlayıcı frekans.

$$\nu = \frac{\pi * n}{30} = \frac{\pi * 0.58}{30} = 0.06 \text{ rd/s}$$

bulunur.

n : tahrik kasnağı devir sayısı d/dak

Çizelge 4.4 Doğal frekans ve rezonans durumu(asansör sabit hızda)

Katlar	Zaman(s)	Doğal frekans( $w_n$ ) <sub>h</sub>	Rezonans oranı ( $v/(w_n)_h$ )
Zemin kat	0	0.501	0.120
	1	0.502	0.120
	2	0.503	0.119
	3	0.503	0.119
1.kat	3.5	0.504	0.119
	4	0.504	0.119
	5	0.505	0.119
	6	0.506	0.119
2.kat	7	0.506	0.118
	8	0.507	0.118
	9	0.508	0.118
	10	0.508	0.118
3.kat	10.5	0.509	0.118
	11	0.509	0.118
	12	0.510	0.118
	13	0.511	0.118
4.kat	14	0.511	0.117
	15	0.512	0.117
	16	0.513	0.117
	17	0.513	0.117
5.kat	17.5	0.514	0.117

Yukarıdaki tablodan da anlaşılacağı üzere sistemde rezonans yoktur. Hatalı sistemde kılavuz paten yaylarına yük binmektedir.Sonuç olarak tahrik kasnağı ile halatların iyi merkezlenmemesi, sadece paten yaylarının üzerine gereksiz yüklerin binmesine sebep olmaktadır. Bu gereksiz yükler sistemi rezonansa sokmamasına rağmen titreşim oluşturur. Bu durum titreşimden etkilenen paten bloğunun yorulmasına, patenin ray yüzeyinde darbe oluşturmasına ve patenin yüzeyinde girinti çıkıntılara sebebiyet verir. Bu durum ise dinamik probleme yol açar. Kabin kılavuz patenlerinde yüzey düzgünlüğünden ötürü oluşabilecek dinamik problemler bölüm 4.5 de detaylı olarak incelenecektir.

Paten yaylarında;

Sistemin ana denklemi

$$m \cdot \ddot{x} + k_p \cdot x = F(t)$$

Burada  $F(t)$  fonksiyonu bulunması için öncelikle TS 971 e göre alınan bir numunenin Acad programında aşınan yüzeyinin profili çıkartılmış Şekil 4.11 da gösterilmiş, daha sonra Çizelge 4.5'de gösterilen değerlere göre Matlab programında Robus Loess iterasyon metodu kullanılarak grafik için gerekli olan noktalar oluşturulmuştur. Bu noktalardan ise uygun olan eğri geçirilmiştir. Böylelikle de program bize eğrinin denklemini vermiştir. Aşağıda görüldüğü eğrinin denklemi 3 dereceden bir Fourier serisidir.

$$F(t) = a_0 + a_1 \cdot \cos(\nu t) + b_1 \cdot \sin(\nu t) + a_2 \cdot \cos(2\nu t) + b_2 \cdot \sin(2\nu t) + a_3 \cdot \cos(3\nu t) + b_3 \cdot \sin(3\nu t) \quad (3.20)$$

$$a_0 = 1.356$$

$$a_1 = -0.045$$

$$a_2 = -0.05$$

$$a_3 = -0.26$$

$$b_1 = -0.1257$$

$$b_2 = 0.26$$

$$b_3 = 0.3361$$

$$\nu = 0.14$$

3.20 denkleminde zorlayıcı kuvvet  $F(t)$  yerine yazılırsa

$$m \cdot \ddot{x} + k_p \cdot x = 1,356 - 0,045 \cdot \cos(0,3438a) - 0,1257 \cdot \sin(0,3438a) - 0,05 \cdot \cos(0,6876a) - 0,2623 \cdot \sin(0,6876a) + 0,3361 \cdot \cos(1,0314a) - 0,1404 \cdot \sin(1,0314a)$$

olur. Şekil 4.8 'de  $F(t)$  fonksiyonun grafiği gösterilmiştir

Matlab ta aşağıdaki programlar yazılarak sistem çözülmüştür:

Birinci yol

1. `syms s a x`
2. `denklem='5000*D(D(x))(a)+210480*x(a)=1.356-0.045*cos(0.3438*a)-  
0.13*sin(0.3438*a)+0.05*cos(0.6876*a)-  
0.2623*sin(0.6876*a)+0.3361*cos(1.0314*a)-0.1404*sin(1.0314*a)';`
3. `donusum=laplace(denklem.a.s);`
4. `cozum=subs(donusum,{'laplace(x(a).a.s}','x(0)'),'D(x)(0)'}.{x.0.0})`
5. `X=solve(cozum.x)`
6. `x=ilaplace(X.s.a)`

İkinci yol ise Matlabta diferansiyel denklem çözüm komutu olan `dsolve` komutunu kullanarak çözüm yapmaktır.

```
S=dsolve('5000*D2x=-210480*x-(1.356-0.045*cos(0.3438*a)-  
0.13*sin(0.3438*a)+0.05*cos(0.6876*a)-0.2623*sin(0.6876*a)+0.3361*cos(1.0314*a)-  
0.1404*sin(1.0314*a));','x(0)=0','Dx(0)=0')
```

Burada  $D^2x$  x fonksiyonunun ikinci türevidir. (x) Başlangıç şartları  $a=0$  için  $x=0$  ,  $\dot{x}=0$  girilip sistem çözümü için S matrisi tanımlanmıştır. Sistemde çözüm olan titreşim genliği fonksiyonunu bulmak için ise komut satırına  $x=S*x$  yazmak yeterlidir.

Bu çözüme göre

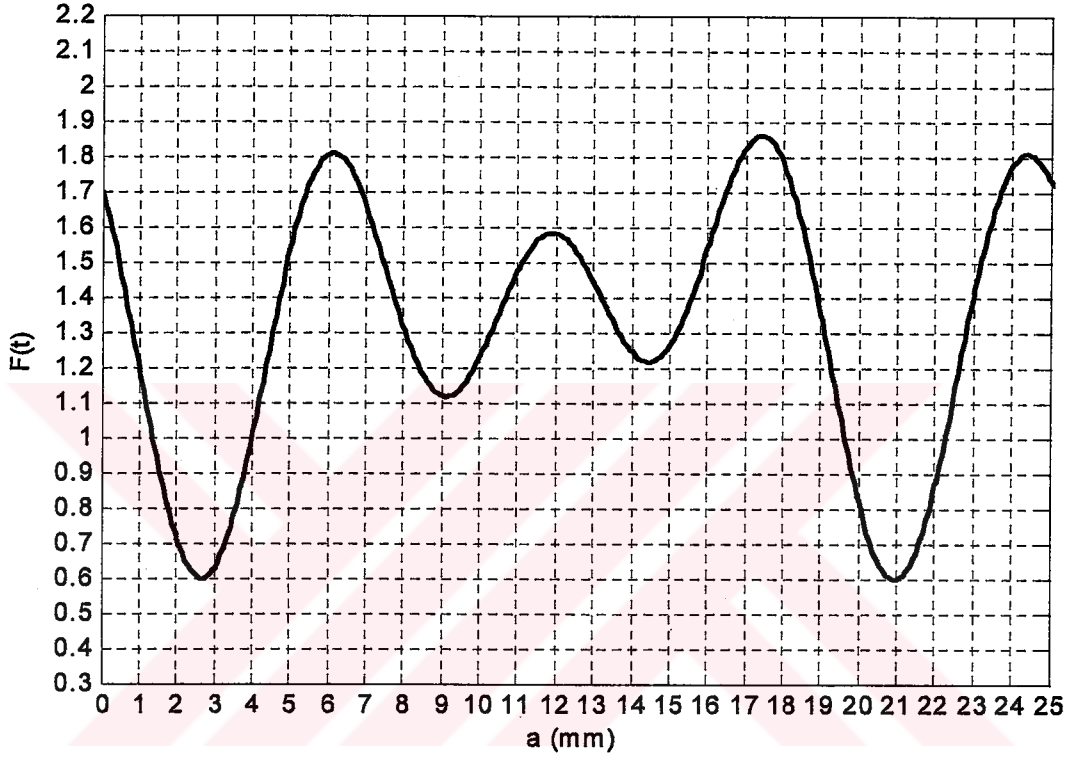
$$X(a)=0.64e-5-0.81e-5*\cos(6.48*a)+0.27e-6*\sin(6.48*a)+0.16e-5*\cos(1.03*a)-0.68e-6*\sin(1.03*a)+0.24e-6*\cos(0.68*a)-0.12e-5*\sin(0.68*a)-0.21e-6*\cos(0.34*a)-0.61e-6*\sin(0.34*a)$$

'dir.

Diferansiyel denklemin nasıl çözüldüğünden bahseder isek , programın birinci satırında Laplace dönüşümünü yapmak için gerekli S parametresi ile genlik ( x ) ve zaman ( t ) parametreleri sembolik olarak tanımlanmıştır. İkinci satırda ise diferansiyel denklemin tanımı yapılmıştır. Üçüncü satırda diferansiyel denklemin S parametresine bağlı Laplace dönüşümü

yapılmıştır. Dördüncü satırda ise çözüm fonksiyonunun Diferansiyel denklem çözümü için gerekli olan başlangıç şartları belirtilmiştir. Bu başlangıç şartları  $t=0$  için  $x=0$  ,  $\dot{x}=0$  dir.

Beşinci satırda bu dönüşüm yapılmış olup çözüm bulunmuştur. Altıncı satırda da ters Laplace alınarak çözüm fonksiyonuna geri dönüşüm yapılmıştır



Şekil4.8 F(t) fonksiyonunun grafiği

Rezonans kontrolü:

Sistemin doğal frekansı

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{210480}{5000}} = 6.488 \text{ rd/s}$$

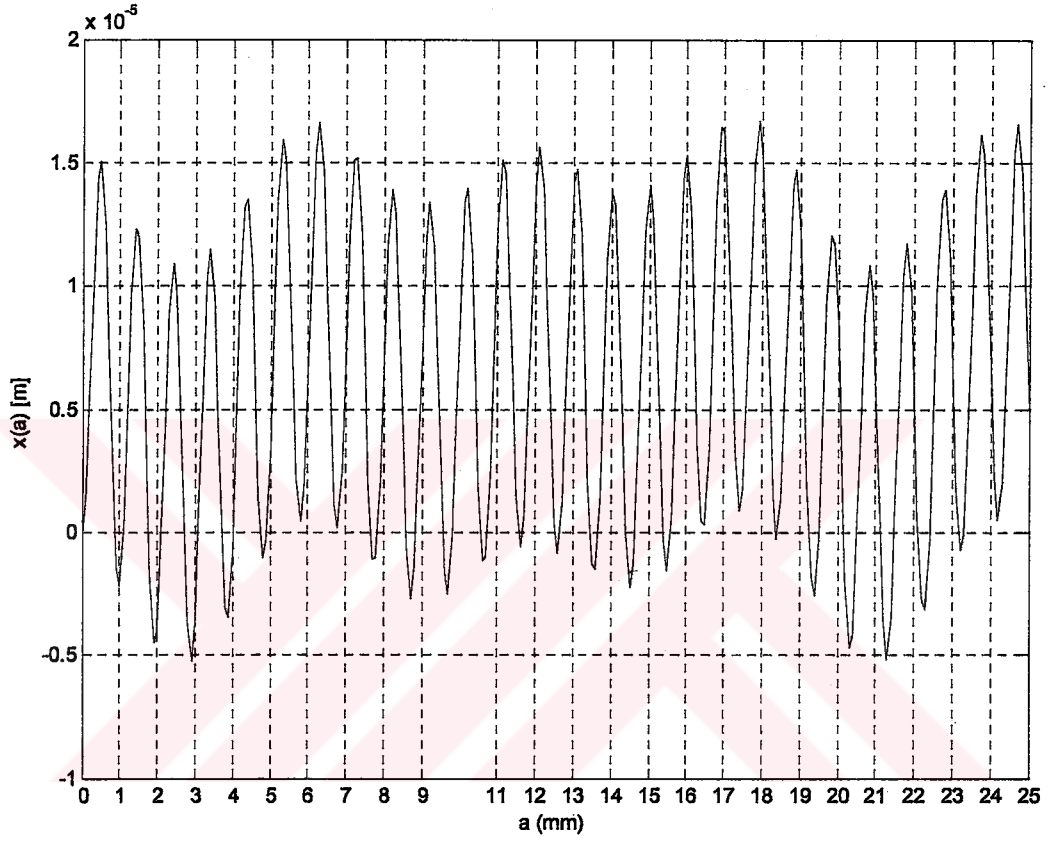
'dir

Sistemin zorlayıcı frekansları ise F(t) fonksiyonunda görüldüğü gibi üç tane olup

$$v_1 = 0.3438 \text{ rd/s} , v_2 = 0.6876 \text{ r/s} \text{ ve } v_3 = 1.0341 \text{ rd/s} \text{ 'dir.}$$

$$\frac{\nu_1}{w_n} = \frac{0.3438}{6.488} = 0.053, \quad \frac{\nu_2}{w_n} = \frac{0.6876}{6.488} = 0.106, \quad \frac{\nu_3}{w_n} = \frac{1.0341}{6.488} = 0.159$$

sistem rezonans altı bölgede çalışmaktadır.

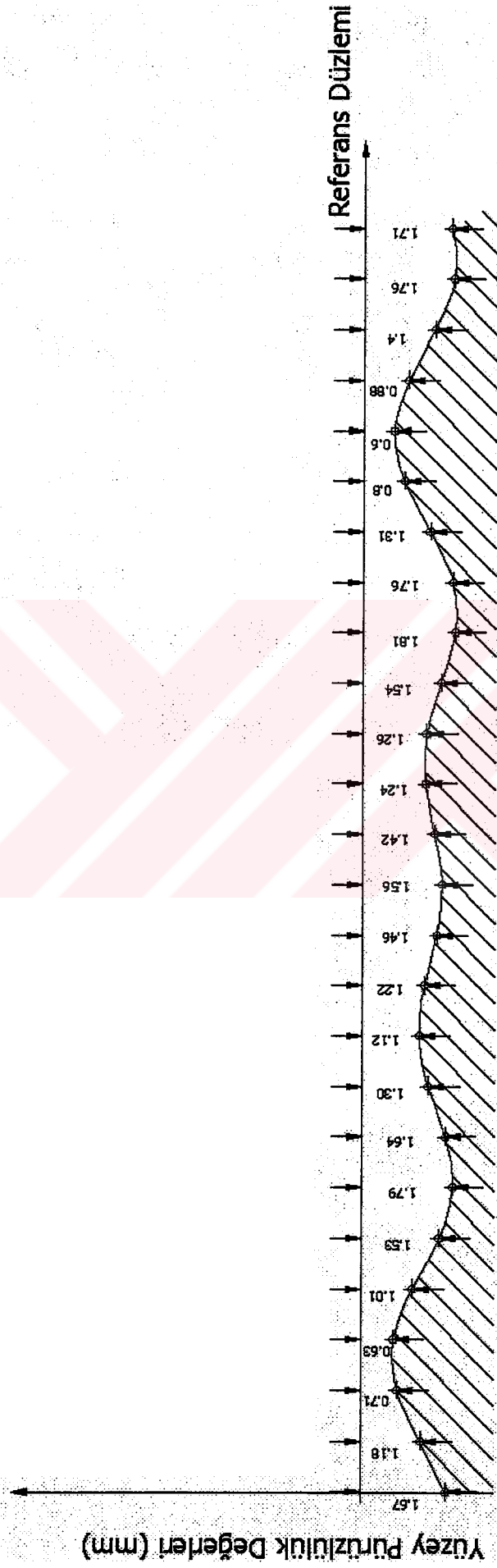


Şekil 4.9 Titreşim Genliği Fonksiyonu



Çizelge 4.5 Yüzey profil değerleri

Numune Uzunluğu (a) [mm]	Acad Yüzey Profili [mm]	3. derece Fourier F(a) [mm]
0	1.67	1.69
1	1.18	1.19
2	0.71	0.71
3	0.63	0.62
4	1.01	1
5	1.53	1.53
6	1.79	1.8
7	1.64	1.65
8	1.30	1.31
9	1.12	1.11
10	1.22	1.22
11	1.46	1.47
12	1.56	1.58
13	1.42	1.44
14	1.24	1.24
15	1.26	1.26
16	1.54	1.53
17	1.81	1.82
18	1.76	1.78
19	1.31	1.35
20	0.8	0.81
21	0.6	0.59
22	0.88	0.86
23	1.4	1.4
24	1.76	1.77
25	1.71	1.73



Şekil 4.10 Autocad yüzey profili

## 4.2 Ray Montajının Hatalı Olması

Kılavuz rayların hidrolik asansör tesisinde kabini kılavuzlamak , yatay hareketleri minimuma indirmek, 2:1 askıda kullanılan paraşüt düzeninin çalışması durumunda kabini durdurmak maksadı ile kullanıldığı ve kabinin düşey doğrultularını korumasına , kabinin dönmesini engellediği bölüm 1.5.4 de detaylandırılmıştı.

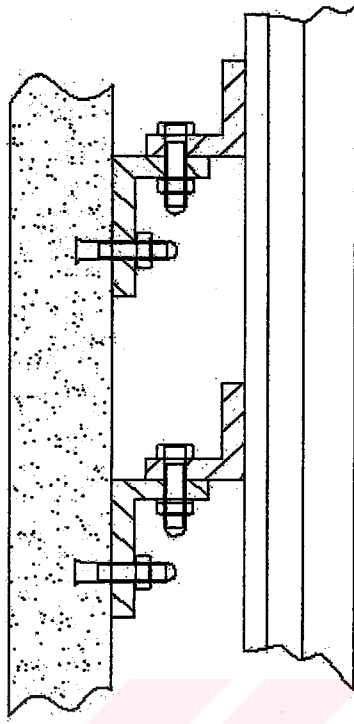
Asansör tesislerinin hepsinde kullanılan kılavuz rayların montajı, titreşimsiz bir seyahat için gerekli en önemli montaj aşamasıdır. Bu sebepten ötürü asansör tesisinin montajı aşamasında, en çok dikkat isteyen ve en çok ustalık gerektiren bölümdür. Aksi takdirde ray montajında yapılacak en ufak bir dikkatsizlik, asansör raylarında düşey ekseninde açılmal sapmalarına sebebiyet verecek ve kabini kılavuzlayan iki kılavuz rayın ray aralarındaki ölçünün değişmesine sebebiyet verecektir. Bu durum da kabinin üst ve alt taraflarında toplam 4 adet bulunan ve kabinin kılavuz raylara merkezlenmesini sağlayan ray patenleri içerisindeki titreşimi sönmüleyici yaylar ölçü değişikliğine göre çeki veya bası kuvvetlerine maruz kalacaktır. Bu durumun gerçekleşmesi ise asansör tesisinde çeşitli titreşim problemlerine sebebiyet verecektir.

Hatasız ray montajı, ray arası ölçüsünün sabit kalmasını sağlayacağından, yukarıda sözü edilen kabin paten yayının herhangi bir yüke maruz kalmasını engellemektedir.

Hatalı montaj sebebiyle ray arasının değişmesi durumunda yaylara gelen yüklerin oluşturduğu titreşim problemi incelenecektir. Ancak yaylara gelen yüklerin incelenmesinden önce ray montajı hakkında kısa bir ön bilgi konunun daha iyi anlaşılmasını sağlayacaktır.

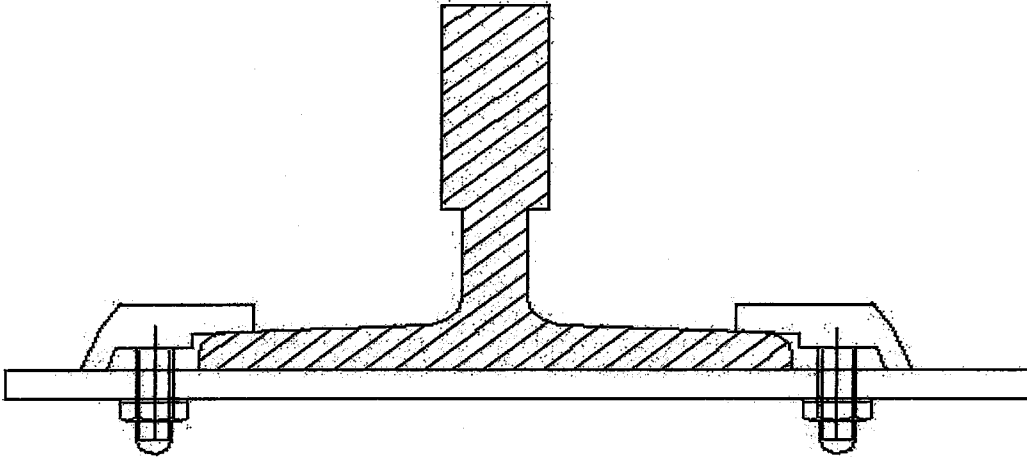
Asansör tesisi montajı kuyu rölevesinin alınması ve asansör kuyusunun en dar yerinin bulunması ile başlar. Daha sonra çizilen asansör projesi ile asansör kabin ve karşı ağırlık kılavuz raylarının ray arası ölçüsü çıkartılır. Bu ray arası ölçüsüne göre kuyu üstünden atılan şakul aşağıdan sabitlenir ve rayların kuyu içerisinde geçeceği yerler tespit edilir.

Ray konsolları asansör kılavuz raylarının duvara montajını sağlayan asansör ekipmanıdır. Ray konsolları duvara , duvarlardaki röleve kaçıklığına göre Şekil 4.11 'deki gibi sabitlenir.



Şekil 4.11 Ray Konsol Bağlantısı

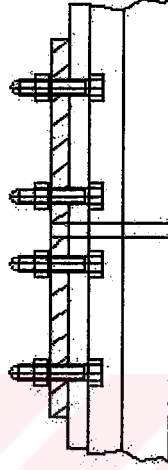
Daha sonra raylar Şekil 4.12 'de görüldüğü üzere tırnaklar vasıtası ile bu konsollara sabitlenir.



Şekil 4.12 Ray Tırnak Bağlantısı

Uzunluğu 5 m olan kılavuz raylarının birbirlerine kılavuzlanması ise, her iki ucunda da bulunan dişi ve erkek bölümler sayesinde gerçekleşir. Ancak maksimum uzunluğu 127 mm

olan bu bölümler rayların tam düşey durmasını sağlamakta yeterli kalmamaktadır. Rayların sabitlenmesini ise rayların arka tarafında bulunan özel işlenmiş ray flanşları Şekil 4.13 'de görüldüğü gibi sağlar.



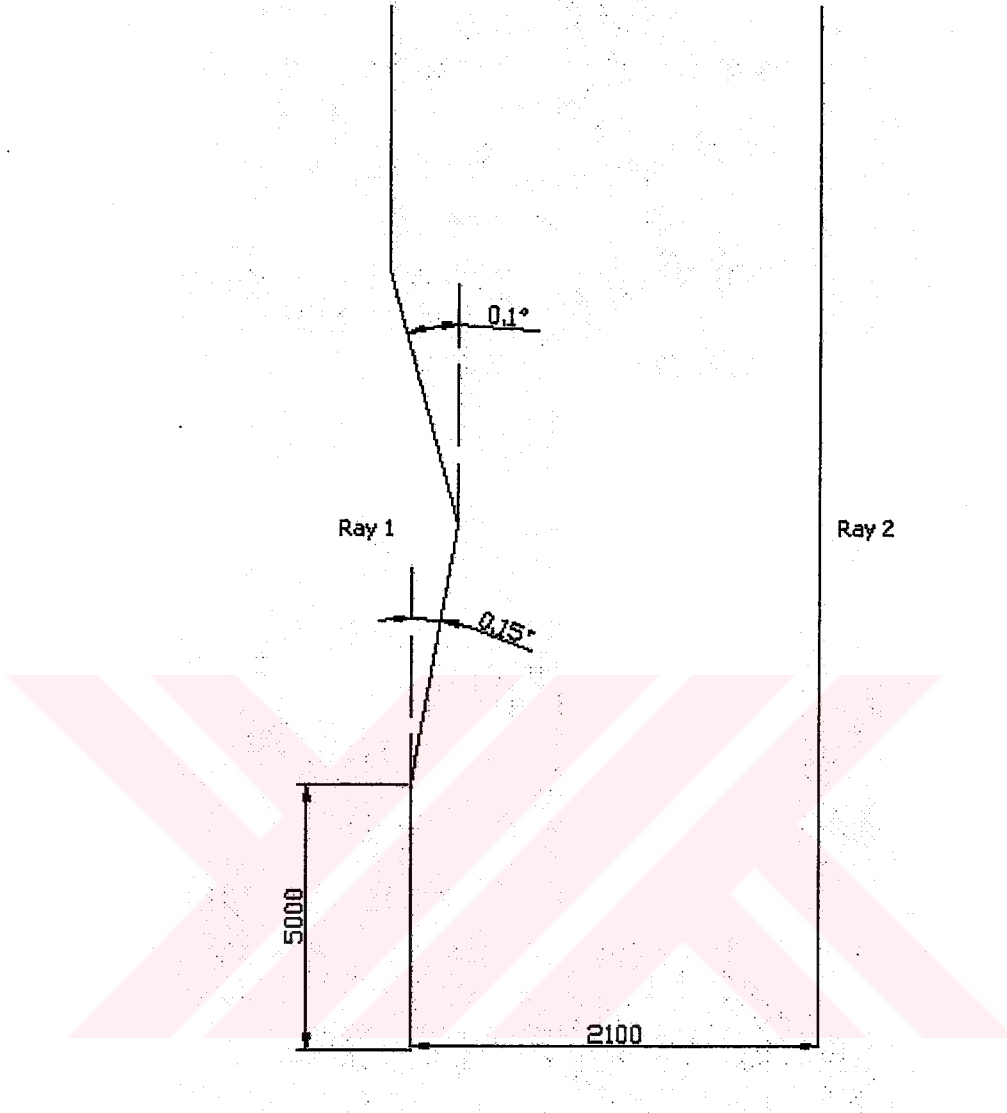
Şekil 4.13 Ray Flanç Bağlantısı

Asansörler yük ve insanları kılavuz raylar arasında hareketli kabin veya platformları ile düşey doğrultuda yapının belli duraklarına taşımaya yarayan araçlardır. Kabin veya platform bu raylara daha önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi patenler ile kılavuzlanmaktadır. Raylardaki açısal sapmalar nedeniyle paten yaylarına gelen çeki veya bası kuvvetleri bu yaylarda uzama veya çökmeye sebebiyet verecektir. Eğer raylar arası uzaklık artarsa yaylar çekiye, azalır ise yaylar basıya maruz kalacaktır.

Aşağıdaki örnek hesapta bu olay detaylı olarak irdelenmiştir.

### Örnek Hesap:

Pro engineer programında çizilmiş olan 1/1 ölçekli ray – kabin sisteminde iki ray arasındaki mesafe 2100 mm olarak kabul edilmiştir. Hatalı sistemde ise rayların ilk boyunun hatasız, ikinci boyunun  $0.15^\circ$ , üçüncü boyunun  $0.1^\circ$  ve son boyunun da tekrar hatasız olarak montaj yapıldığı kabul edilmiştir. ( Şekil 4.14 )



Şekil 4.14 Rayların hatalı montajı

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot x = F(t) \quad (3.19)$$

Burada  $F(t)$  fonksiyonu Çizelge 4.5'da gösterilen değerlere göre Matlab programında bulunmuştur. Bu programda öncelikle Çizelge 4.5'daki veriler girilip daha sonra Robus Loess iterasyon metodu kullanılarak grafik için gerekli olan noktalar oluşturulmuştur. Bu noktalardan ise uygun olan eğri geçirilmiştir. Böylelikle de program bize eğrinin denklemini vermiştir. Aşağıda görüldüğü eğrinin denklemi 2 dereceden bir fourier serisidir.

$$F(t) = a_0 + a_1 \cdot \cos(\nu t) + b_1 \cdot \sin(\nu t) + a_2 \cdot \cos(2\nu t) + b_2 \cdot \sin(2\nu t) \quad (3.20)$$

$$a_0=703.2$$

$$a_1=-536.4$$

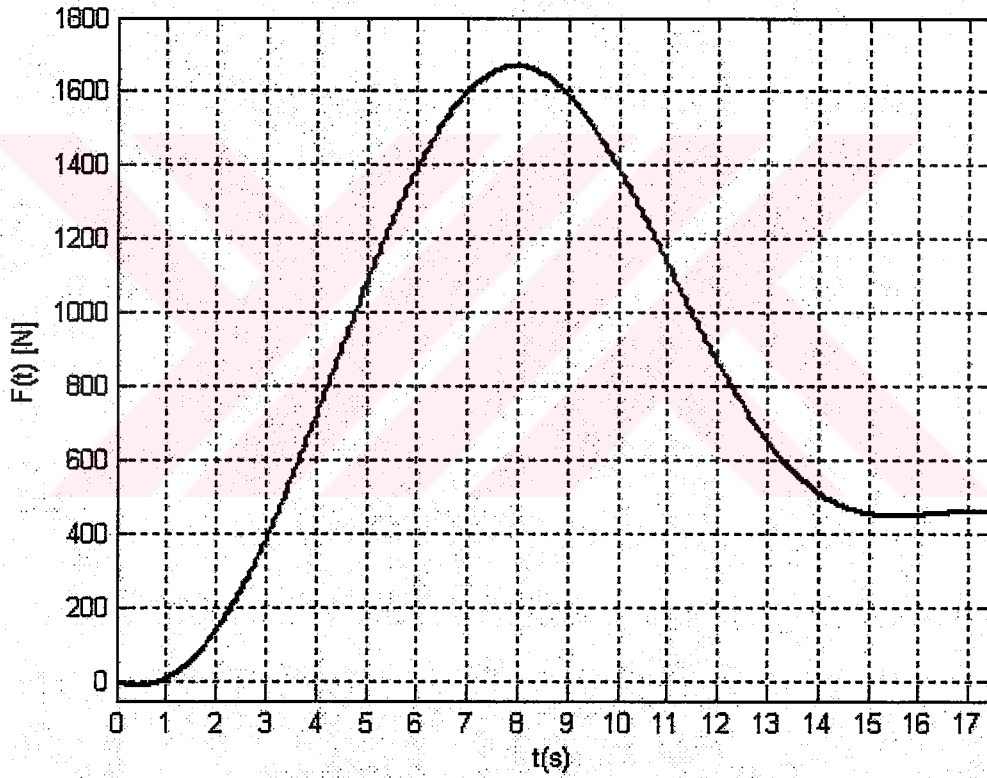
$$a_2=-167.2$$

$$b_1=409.5$$

$$b_2=-281.3$$

$$v=0.28$$

Şekil 4.15 'de  $F(t)$  fonksiyonun grafiği gösterilmiştir.



Şekil 4.15  $F(t)$  fonksiyonu



Çizelge 4.6 Ray arası mesafe değişimi

t [s]	Ray arası mesafe [mm]	Yer değiştirme [mm]	Birim yay için yer değiştirme [mm]	Yayın tepki kuvveti [N]
0	2100	0	0	0
1.25	2100	0	0	0
2.5	2097.2074	2.7926	1.3963	293.8932
3.75	2093.7168	6.2832	3.1416	661.2440
5	2090.2261	9.7739	4.8870	1028.6052
6.25	2086.7355	13.2645	6.6323	1395.9560
7.5	2083.2448	16.7552	8.3776	1763.3172
8.75	2084.6412	15.3588	7.6794	1616.3601
10	2087.2592	12.7408	6.3704	1340.8418
11.25	2089.8772	10.1228	5.0614	1065.3235
12.5	2092.4952	7.5048	3.7524	789.8052
13.75	2095.1132	4.8868	2.4434	514.2868
15	2095.6367	4.3633	2.1816	459.1937
16.25	2095.6367	4.3633	2.1816	459.1937
17.5	2095.6367	4.3633	2.1816	459.1937

3.19 denkleminde zorlayıcı kuvvet  $F(t)$  yerine yazılırsa

$$m \cdot \ddot{x} + k \cdot x = 703.2 - 536.4 \cdot \cos(0.28t) + 409.5 \cdot \sin(0.28t) - 167.2 \cdot \cos(0.56t) - 281.3 \cdot \sin(0.56t)$$

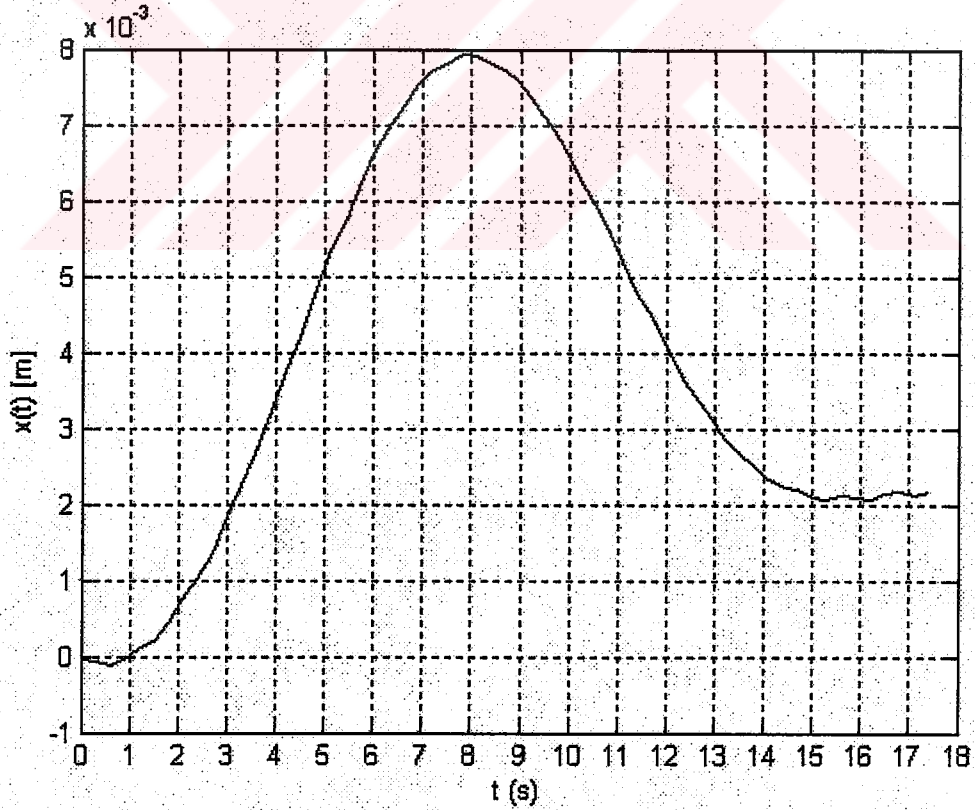
olur.

Matlab ta aşağıdaki program yazılarak sistem çözülmüştür:

1. `syms s t x`
2. `denklem='5000*D(D(x))(t)+210480*x(t)=703.2-536.4*cos(0.28*t)+409.5*sin(0.28*t)-167.2*cos(2*0.28*t)-281.3*sin(2*0.28*t)';`
3. `donusum=laplace(denklem,t,s);`
4. `cozum=subs(donusum,{'laplace(x(t),t,s)','x(0)','D(x)(0)'},{x,0,0})`
5. `X=solve(cozum,x)`
6. `x=ilaplace(X,s,t)`

Bu çözüme göre

$$X(t)=0.33e-2-0.255e-2*\cos(0.28*t)+0.195e-2*\sin(0.28*t)-0.8e-3*\cos(0.56*t)-0.135e-2*\sin(0.56*t)+0.126e-4*\cos(6.488*t)+0.32e-4*\sin(6.488*t)$$



Şekil 4.16 Genliğin zamana göre değişimi

Rezonans kontrolü:

Sistemin doğal frekansı

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{210480}{5000}} = 6.488 \text{ rd/s}$$

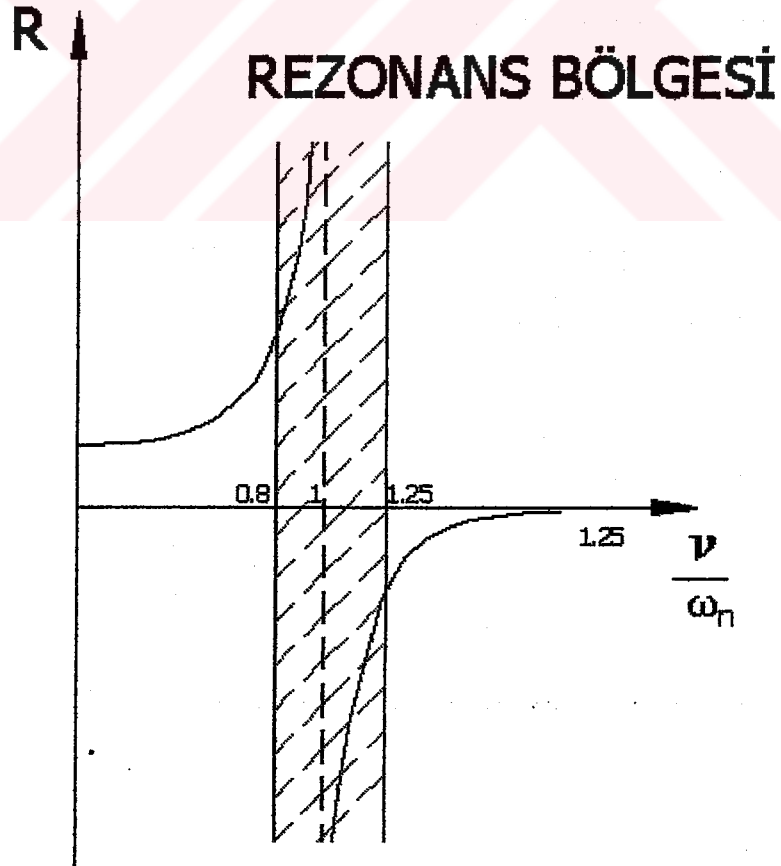
'dir

Sistemin zorlayıcı frekansları ise  $F(t)$  fonksiyonunda görüldüğü gibi

$v_1 = 0.14 \text{ rd/s}$  ve  $v_2 = 0.28 \text{ r/s}$  'dir.

$$\frac{v_1}{w_n} = \frac{0.28}{6.488} = 0.044 \quad \frac{v_2}{w_n} = \frac{0.56}{6.488} = 0.088$$

Her iki sonuca göre sistem Şekil 4.17 görüldüğü gibi rezonans altı bölgede çalışmaktadır.



Şekil 4.17 Rezonans grafiği ( Tahralı ve Kaya, 1999 )

Ray montajının hatalı olmasından dolayı yukarıda bahsedilen titreşim probleminin yanı sıra kabin kılavuz patenlerine gelecek yükün farklı olmasından dolayı patenler değişik kuvvet zorlanmalarına maruz kalacak ve normal aşınma ömürlerinden daha kısa bir sürede aşınmaya uğrayacaktır. Bu aşınmadan dolayı paten bloğu içinde bulunan paten yayları paten yüzey pürüzlülüğü sebebiyle belirli genlik değerlerinde titreşime neden olacaktır. Patendeki bu tarz bir aşınmada meydana gelecek titreşim genlikleri bulunmak istenirse patenin aşınması bölümündeki örnek hesaplama dikkate alınarak sistem incelenebilir.

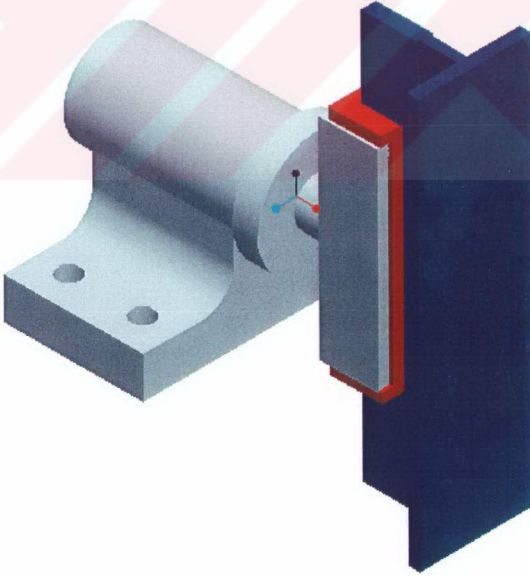


### 4.3 Patenin Aşınması

Kabin ve karşı ağırlık kılavuz raylarının patenler ile alt ve üst kısımdan kılavuzlanmakta ve kılavuzlama yapan patenlerin kayar, döner veya tekerlekli olmak üzere 3 çeşit olduğu daha önce belirtilmişti.

Kayar patenler, 2 m/s altındaki orta ve düşük hızda çalışan asansörlerde kullanılmaktadır. Döner patenler ve tekerlekli patenler ise yüksek hız ve titreşimsiz seyahatler için geliştirilmiştir. Kayar patenin Ek – 5 te resmedilmiştir.

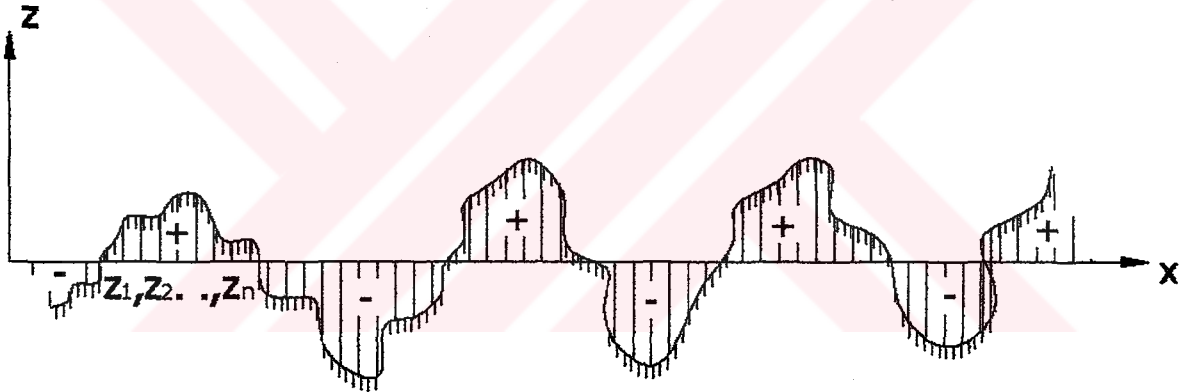
Ülkemizde mevcut bulunan asansör tesislerinin büyük çoğunluğu 2 m/s altındaki hızlarda seyahate izin veren tesislerdir. Haliyle büyük çoğunlukla kullanılan paten cinsi kayar paten cinsidir. Kayar paten kılavuz raylara Ek-6 de paten bloğu vasıtası ile Şekil 4.18 'deki gibi kılavuzlanır. Bununla beraber kayan patenler fiyatları bakımından da diğer patenlere göre çok daha fazla kullanım alanı bulmuştur.



Şekil 4.18 Paten ray bağlantısı

Kayar patenler, kayma süresi boyunca kabin hareketine ilave bir kuvvet yaratmakta ve kılavuz raylara sabit basınç uygulamaktadır. Ray ve patenler, birbirine göre izafi olarak hareket ettiğinden raylar, patenin aşınmasına sebep olur. Bunun sebebi, rayların çekme gerilmesi  $\sigma_c = 370 \text{ N/mm}^2 - 520 \text{ N/mm}^2$  arasında olan yapı çeliklerinden, patenin ise neopran veya benzeri özellikte plastik esaslı malzemedan imal edilmesidir. Her ne kadar patenlere aşınmaya dayanıklılığı arttırmak ve daha uzun ömür sağlamak için molibdendisülfat ilave edilirse, paten, yüzey sertliği  $3,2 \mu\text{m} < R_a < 6,3 \mu\text{m}$  arasında değişen raylar karşısında aşınmaya maruz kalır.

Bu aşınan yüzeylerin profili, bir profilometre yardımı ile tek düzlemde elde edilirse Şekil 4.19'deki gibi yüzey inişli çıkışlı bir grafik halinde görülür. Profilometre ile elde edilmiş yüzey, aşağıda Fourier analizi yardımı ile sinüzoidal dalgalar şekline dönüştürülmüş ve bu denkleme göre meydana gelecek titreşim genlikleri hesaplanmıştır.



Şekil 4.19 Yüzey profili (Bozacı, 2003)

### Örnek Hesap:

Patenin rayla temas halinde bulunan yüzeylerinden TS 971'e göre 25 mm uzunluğunda bir bölümü örnek aralık olarak kabul edilip acad programında aşınan yüzeyin profili çıkartılmış daha sonra Çizelge 4.7 de gösterilen değerlere göre Matlab program ında uygun Fourier serisi geçirilmiştir. Bu değerlere göre ortaya çıkan zorlayıcı kuvvetin denklemleri ve katsayıları aşağıda verilmiştir. Bu denklem 2. dereceden bir fourier serisidir.

$$m \cdot \ddot{x} + k_p \cdot x = F(t) \quad (2.22)$$

$$F(t) = a_0 + a_1 \cdot \cos(vt) + b_1 \cdot \sin(vt) + a_2 \cdot \cos(2vt) + b_2 \cdot \sin(2vt) + a_3 \cdot \cos(3vt) + b_3 \cdot \sin(3vt) \quad (2.23)$$

$$a_0=0.4195$$

$$a_1=-0.1737$$

$$b_1=-0.09$$

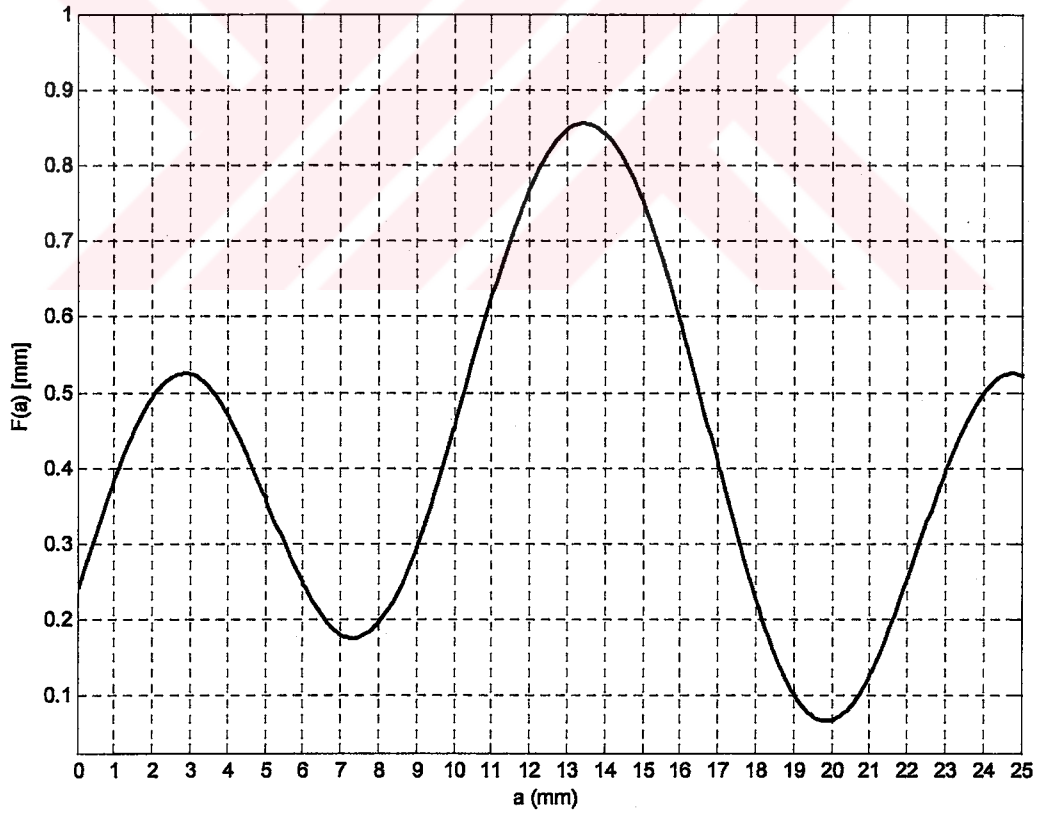
$$a_2=0.01$$

$$b_2=0.2691$$

$$a_3=-0.015$$

$$b_3=-0.016$$

$$v=0.2867$$



Şekil 4.20 F(a) fonksiyonu



Zorlayıcı kuvvet paten yaylarına etkidiğinden 2.22 denkleminde yay katsayısı olarak 2.1.1 bölümünde 2.11 denkleminde

$$k_p = \frac{G * d^4}{8 * D_0^3 * i} = \frac{83000 * 6.3^4}{8 * 20.51^3 * 9} = 210.48 \text{ N/mm}$$

alınacaktır. Bu durumda 2.20 denkleminde değerler yerine yazılırsa

$$5000 * \ddot{x} + 210480 * x = 0.4195 - 0.1737 * \cos(0.2867a) - 0.09 * \sin(0.2867a) \\ + 0.01 * \cos(0.5734a) + 0.2691 * \sin(0.5734a) - 0.015 * \cos(0.8601a) + 0.016 * \sin(0.8601a)$$

bulunur.

Bu denklemi çözdürmek için gerekli olan Matlab programı ise şöyledir:

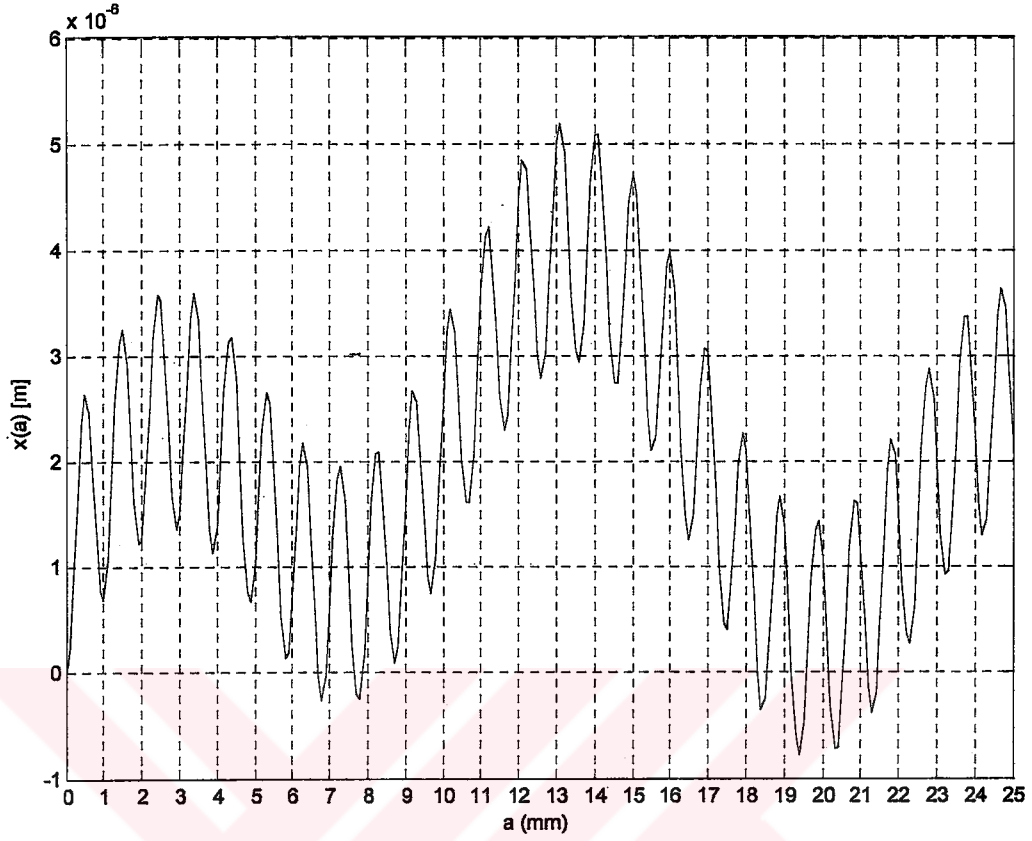
1. `syms s a x`
2. `denklem='5000*D(D(x))(a)+210480*x(a)= 0.4195-0.1737*cos(0.2867*a)-  
0.09*sin(0.2867*a)+0.01*cos(0.5734*a)+0.2691*sin(0.5734*a)-  
0.015*cos(0.8601*a)+0.016*sin(0.8601*a)';`
3. `donusum=laplace(denklem,a,s);`
4. `cozum=subs(donusum,{'laplace(x(a),a,s)', 'x(0)', 'D(x)(0)'}, {x, 0, 0});`
5. `X=solve(cozum,x)`
6. `x=ilaplace(X,s,a)`

Bu programda diferansiyel denklem laplace dönüşümü yapılarak çözümlenmiştir. Çözüm olarak titreşim genliği fonksiyonu

$$X(a) = 0.19e-5 - 0.72e-7 * \cos(0.86*a) + 0.77e-7 * \sin(0.86*a) - 0.82e-6 * \cos(0.28*a) - 0.42e-6 * \sin(0.28*a) - \\ 0.11e-5 * \cos(6.48*a) - 0.10e-6 * \sin(6.48*a) + 0.47e-7 * \cos(0.57*a) + 0.12e-5 * \sin(0.57*a)$$

bulunmuştur.

Bu çözüme göre titreşim genliği ile zaman grafiği ise Şekil 4.21 'de gösterilmiştir.



Şekil 4.21 Titreşim genliği-yüzey grafiği

Rezonans kontrolü:

Sistemin doğal frekansı

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{210480}{5000}} = 6.488 \text{ rd/s}$$

2.2 bölümünde bulunmuştu.

Zorlayıcı frekanslar

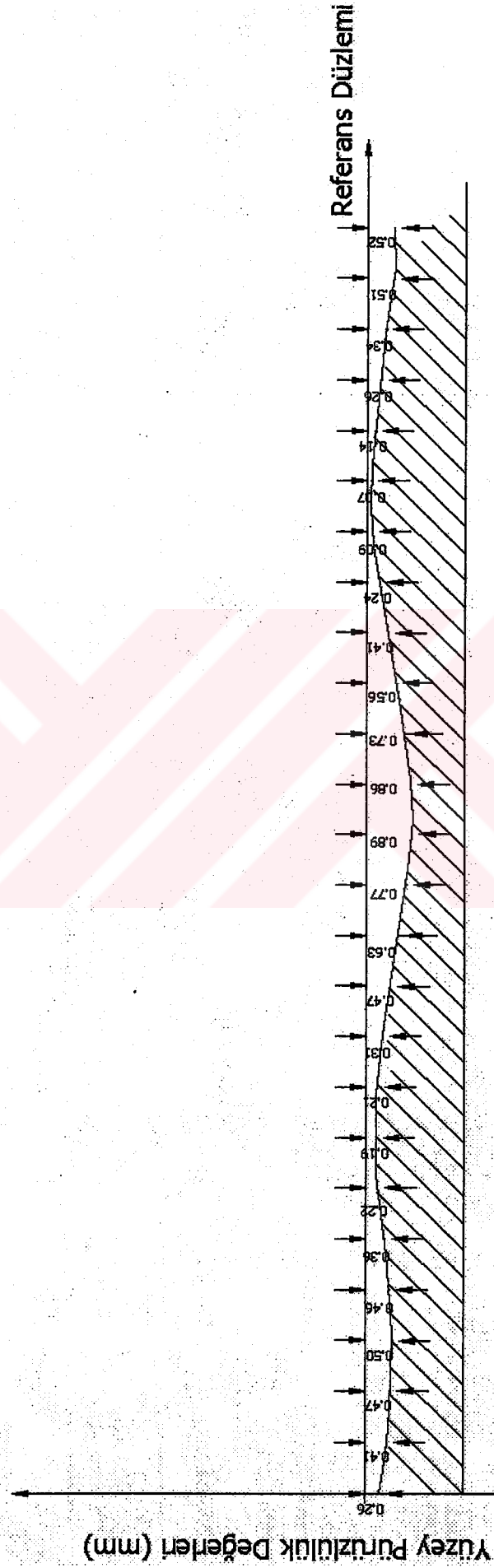
$$v_1=0.2867 \text{ rd/s} \quad v_2=0.5734 \text{ rd/s} \quad v_3=0.8601 \text{ rd/s}$$

$$\frac{v_1}{w_n} = \frac{0.2868}{6.488} = 0.044 \quad , \quad \frac{v_2}{w_n} = \frac{0.5734}{6.488} = 0.088 \quad , \quad \frac{v_3}{w_n} = \frac{0.8601}{6.488} = 0.133$$

sistem rezonans altı bölgede çalışmaktadır.

Çizelge 4.7 Yüzey profil değerleri

Numune Uzunluğu (a) [mm]	Autocad değerleri [mm]	Uydurulan eğri değerleri F(a) [mm]
0	0.26	0.24
1	0.41	0.38
2	0.47	0.49
3	0.50	0.52
4	0.46	0.47
5	0.36	0.36
6	0.22	0.24
7	0.19	0.18
8	0.21	0.19
9	0.31	0.29
10	0.47	0.45
11	0.63	0.62
12	0.77	0.76
13	0.89	0.85
14	0.86	0.84
15	0.73	0.75
16	0.56	0.59
17	0.41	0.4
18	0.24	0.22
19	0.09	0.1
20	0.07	0.06
21	0.14	0.13
22	0.26	0.25
23	0.34	0.35
24	0.51	0.49
25	0.52	0.52



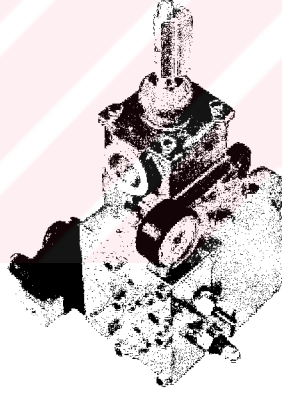
Şekil 4.22 Paten yüzey profili

#### 4.4 Tandem Tip İki Pistonlu Hidrolik Asansörlerde Pistonlardaki Valf Ayarsızlığı

Hidrolik valflar, hidrolik akışkan, kontrol sinyali ve hidrolik hareketlendiriciler ( alıcılar ) arasındaki sınırı belirler. Debi, akış yönü ve akışkan basıncının kontrol edilmesi için kullanılırlar. Kontrol sinyalleri, mekanik, el kumandalı, hidrolik pnömatik veya elektrikli olabilir.

Hidrolik asansör tesisinde kullanılan valfin kumandası, mekanik asansörlerdeki motorun kumandası ile hemen hemen aynıdır. Asansörlerde kabin hareketi ,asansör kumanda panosu içinde bulunan elektronik karttan, kontaktörlerden ve rölelerden sağlanır.

Kumanda panosunda bulunan bu ekipmanlar, mekanik asansörde sinyalleri asansör motoruna iletirken, hidrolik asansörlerde bu sinyalleri valfa iletirler. Sinyallerin iletildiği valf Şekil 4.23 de görüldüğü gibi özel üretilmiş hidrolik asansör kumanda valfidir



Şekil 4.23 Hidrolik valf, [1]

Özel üretilen bu valfin içerisinde emniyet valfi, basınç dengeleme valfi ve akış kontrol valfi vardır.

Emniyet valfinin işlevi hidrolik sistemin azami basıncını belirlemektir. Normalde kapalı olan bu valf giriş ağzındaki basıncın yay kuvvetini karşılayacak kadar artması ile kısmen açılarak depo çıkışına akış sağlar.

Basınç dengeleme valfi, temel olarak emniyet valflerinin olup devre içerisinde geri basınç yaratmak için özel uygulamalarda kullanılır. Bu valfler bir yüke karşı dengeyi sağlamak için

kullanılır.

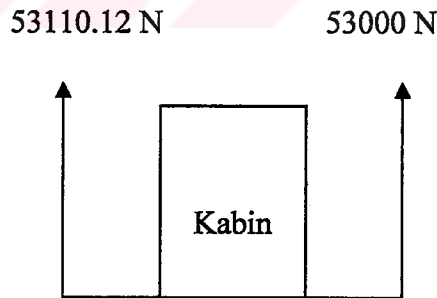
Akış kontrol valfi, hareketlendiricilere ( alıcılara ) giden sıvı miktarının ayarlanıp hız kontrolünün sağlanması için kullanılır.

Yandan indirekt iki pistonlu hidrolik asansörlerde yaşanan en büyük sorun yukarıda sözü edilen kumanda valfinin ayarsızlığından kaynaklanır. Ayarsız olan kumanda valfi kabinin her iki yanında bulunan kaldırma pistonlarının dengeli şekilde yükü kaldırmasına engel olur. Pistonlardan birine fazla diğerine az basınç gönderilmesi durumunda oluşacak kaldırma kuvvetleri farklılığı kabinde devrilme momenti etkisi yaratır.

Bu devrilme momenti asansörü kabininin dört yanında bulunan ve kabinin kılavuz raylarına kılavuzlanmasını sağlayan kabin patenleri içinde bulunan yaylara gereksiz kuvvet binmesine neden olur. Bu gelen kuvvet asansör paten yayında değişik titreşim genliklerine sebep olur. Aşağıdaki örnek hesapta piston valflerinin ayarsız olması durumunda paten yaylarına gelen gereksiz yüklerinden oluşacak titreşim incelenecektir.

#### Örnek Hesap:

Şekil 4.24 deki görüldüğü valf ayarsızlığından dolayı piston kaldırma kuvveti birbirlerinden farklı olduğu durum kabul edilmiştir.



Şekil 4.24 Piston kaldırma kuvveti şeması

Kabin yukarıda da belirtildiği gibi düşük kaldırma kuvveti olan piston tarafına doğru devrilme momenti ile hareket eder. Bu devrilme momenti kılavuz patenlerine sürekli olarak gereksiz büyük bir yükün binmesine sebep olur. Bu yük ise kabinin her duruş kalkış anında patene darbe kuvveti etkisi yapar. Bu darbe kuvveti ise patenin ezilmesine sebep olmakla birlikte hem zamanından daha çabuk aşınmasına hem de bu aşınma değerlerinin normaline göre yüksek olmasına neden olur.

Şekil 4.24 deki kuvvetlere göre patene gelen gereksiz yük basit bir moment formülü olan

$$M_0 = F_y * a = F_x * b \quad (3.23)$$

bulunur.

$$A = 2100 \text{ mm}$$

B = 2300 mm olduğundan denklem 3.23 'e göre

$$F_x = \frac{F_y * b}{a} = \frac{110.12 - 1050}{1150} = 100.54 \text{ N}$$

Pistonların kaldırma kuvvetleri arasında 100.12 lik bir farkın olması paten yaylarına devrilme momentinden dolayı 100.54 N luk sabit bir kuvvetin sistemin hareketi sırasında sürekli olarak binmesine sebep olur. Bu durumda paten yaylarında sürekli bir bası durumu söz konusu olmaktadır. Bu problem kılavuz patende bir titreşim yaratmayacağı gibi kılavuz patenin hızlı bir biçimde aşınmasına gerekli tedbir alınmazsa ezilmesine kadar büyüyebilir. Aşağıda patenin bu kuvvetten dolayı aşınma durumu simülasyonu yapılmıştır.

$$F(t) = a_0 + a_1 * \cos(\nu t) + b_1 * \sin(\nu t) + a_2 * \cos(2\nu t) + b_2 * \sin(2\nu t) + a_3 * \cos(3\nu t) + b_3 * \sin(3\nu t) \quad (3.24)$$

$$a_0 = 1.386$$

$$a_1 = -0.1029$$

$$a_2 = 0.1187$$

$$a_3 = 0.2768$$

$$b_1 = -0.09879$$

$$b_2 = -0.2856$$

$$b_3 = -0.1787$$

$$\nu = 0.3428$$

(3.24) denkleminde zorlayıcı kuvvet F(a) yerine yazılırsa

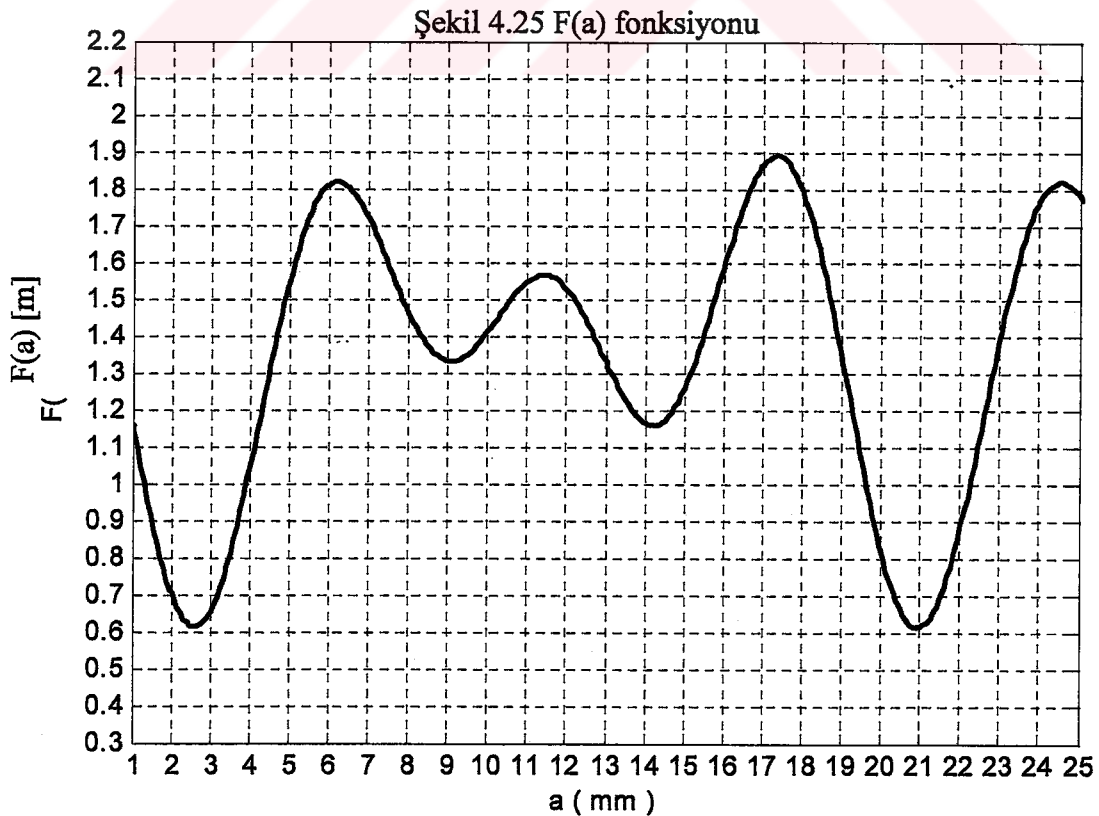
$$m * \ddot{x} + k_p * x = 1,386 - 0.1029 * \cos(0.3428a) - 0.09879 * \sin(0.3428a) + 0.1187 * \cos(0.6856a) - 0.2856 * \sin(0.6856a) + 0.2768 * \cos(1.0284a) - 0.1787 * \sin(1.0284a)$$

Bu denklemi matlab'te çözdürürsek program aşağıdaki gibi olur.

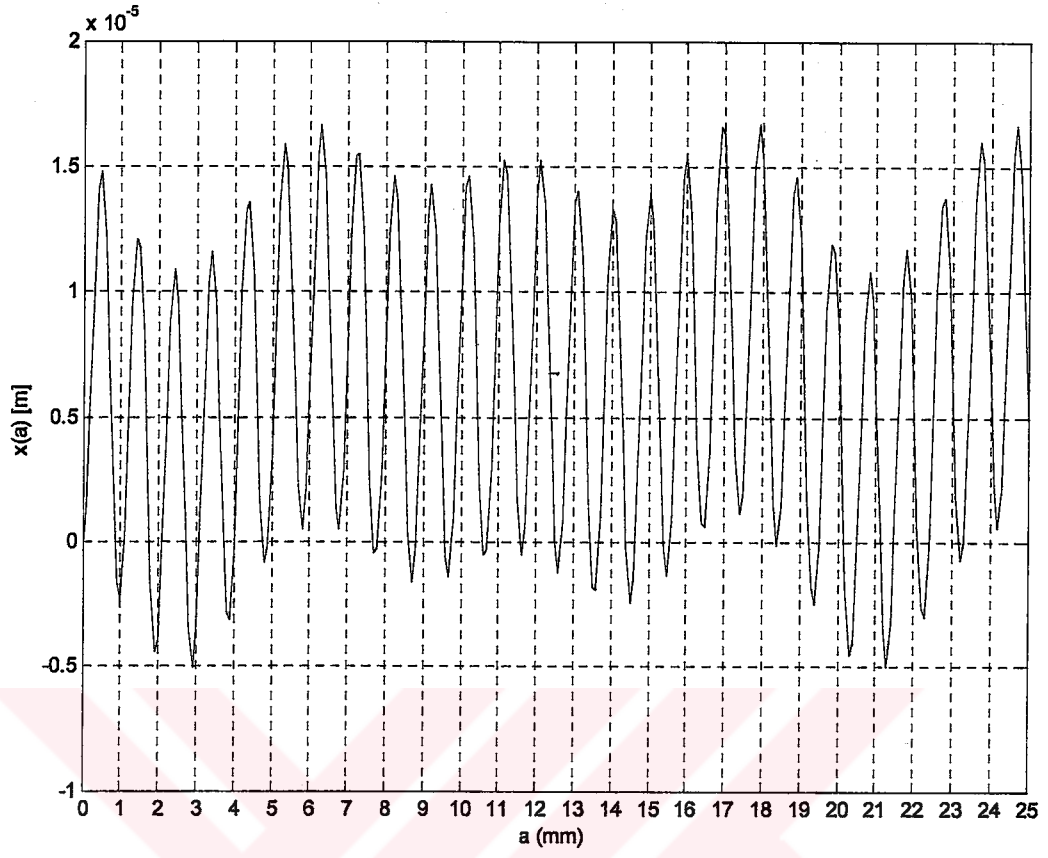
1. `syms s a x`
2. `denklem='5000*D(D(x))(a)+210480*x(a)=1.386-0.1029*cos(0.3428*a)-  
0.09879*sin(0.3428*a)+0.1187*cos(0.6856*a)-  
0.2856*sin(0.6856*a)+0.2768*cos(1.0284*a)-0.1787*sin(1.0284*a)';`
3. `donusum=laplace(denklem,a,s);`
4. `cozum=subs(donusum,{'laplace(x(a),a,s)','x(0)','D(x)(0)'},{x,0,0})`
5. `X=solve(cozum,x)`
6. `x=ilaplace(X,s,a)`

Bu çözüme göre

$$X(a)=0.65e-5+0.13e-5*\cos(1.02*a)-0.87e-6*\sin(1.02*a)-0.49e-6*\cos(0.34*a)-0.47e-6*\sin(0.34*a)+0.30e-6*\sin(6.48*a)-0.80e-5*\cos(6.48*a)+0.57e-6*\cos(0.68*a)-0.13e-5*\sin(0.68*a)$$



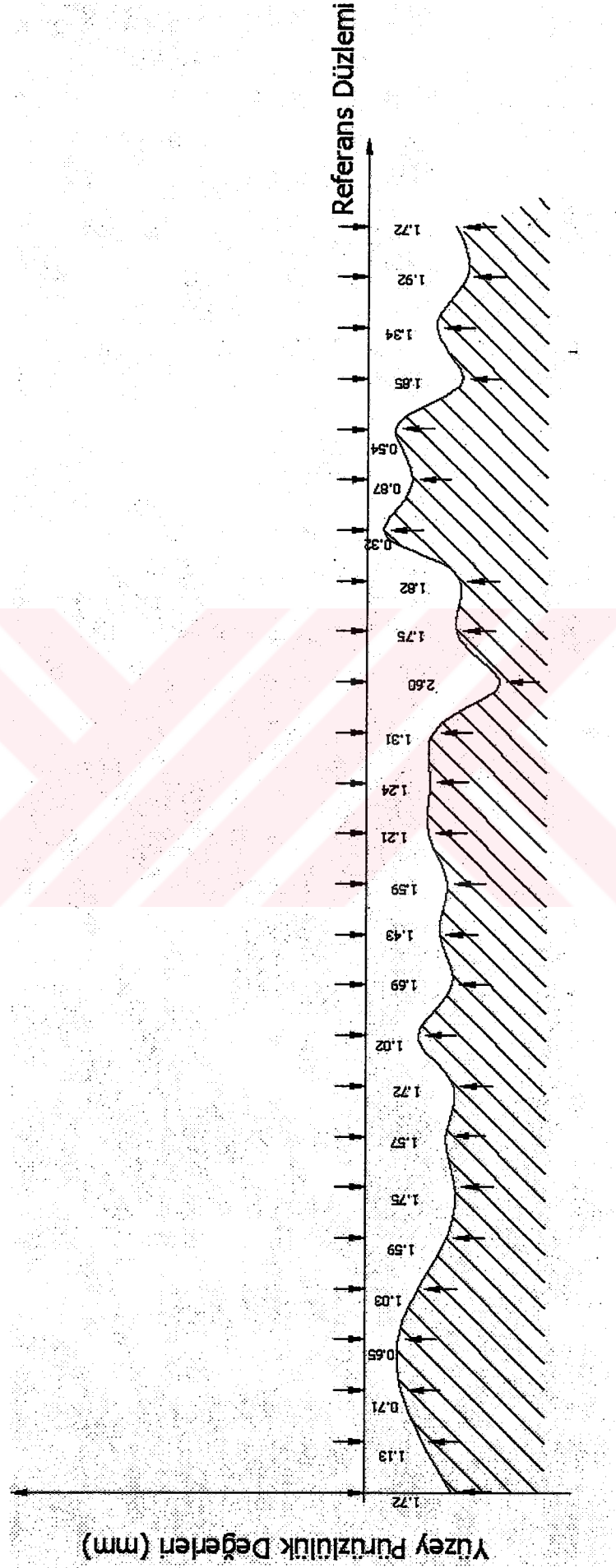




Şekil 4.26 Titreşim genliği fonksiyonu

Çizelge 4.8 Yüzey profil değerleri

Numune Uzunluğu (a) [mm]	Acad Yüzey Profili [mm]	3. derece Fourier F(a) [mm]
0	1.72	1.74
1	1.13	1.15
2	0.71	0.69
3	0.65	0.67
4	1.03	1.05
5	1.59	1.57
6	1.75	1.79
7	1.57	1.57
8	1.72	1.72
9	1.02	1
10	1.69	1.71
11	1.43	1.42
12	1.59	1.57
13	1.21	1.22
14	1.24	1.25
15	1.31	1.29
16	2.60	1.57
17	1.75	1.78
18	1.82	1.81
19	0.32	0.34
20	0.87	0.85
21	0.54	0.57
22	1.85	1.84
23	1.34	1.37
24	1.92	1.89
25	1.72	1.74



Şekil 4.27 Paten yüzey profili

### Halat şişesi yaylarında

Bu devrilme momenti yaratan kuvvet periyodik olarak etkimektedir

$$F(t) = F_0 * \cos(\nu t) \quad (3.25)$$

Yanlarda iki pistonun kaldırma kuvvetleri arasındaki fark paten yaylarına gereksiz yüklerin binmesine sebebiyet vermekle kalmaz, aynı zamanda halatlarda da harmonik şekilde bir titreşim yaratır. Burada  $F_0$  pistonların kaldırma kuvvetleri arasındaki farktır. Zorlayıcı frekans  $\nu$  ise periyodun ( $T$ ) 1 s olduğu kabul edilirse

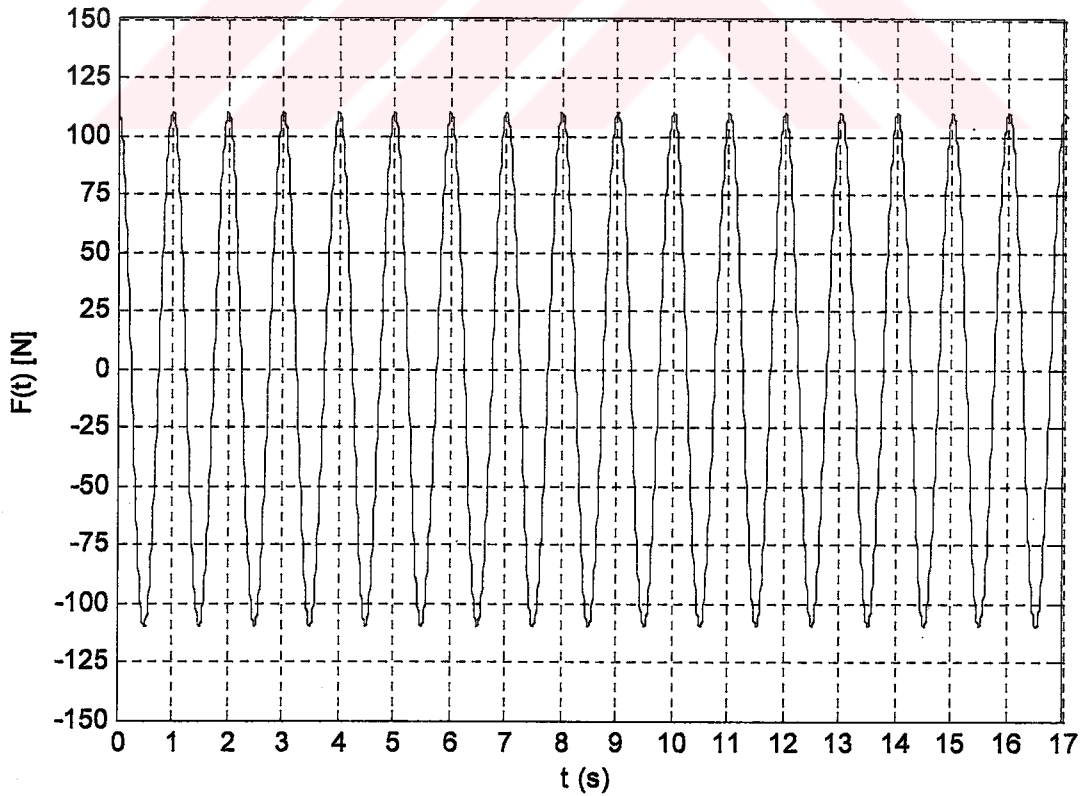
$$\nu = 2 * \pi * f = \frac{2 * \pi}{T} = 6.28 \text{ rd/s}$$

olur

Bu durumda sistemi zorlayan kuvvet 3.25 denkleminde

$$F(t) = 110.12 * \cos(6.28t)$$

olmaktadır. (Şekil 4.28)



Şekil 4.28 F(t) fonksiyonu

Sistemin ana denklemi

$$m \cdot \ddot{x} + k(t) \cdot x = F(t) \quad (3.26)$$

Rezonans kontrolü

Rezonans kontrolü:

Sistemin doğal frekansı

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{1311120}{5000}} = 16.19 \text{ rd/s}$$

'dir

Sistemin zorlayıcı frekansları ise F(t) fonksiyonunda görüldüğü gibi  $v_1 = 6.28 \text{ rd/s}$  'dir

Bu durumda rezonans kontrolü yaparsak

$$\frac{v_1}{w_n} = \frac{6.28}{16.19} = 0.39$$

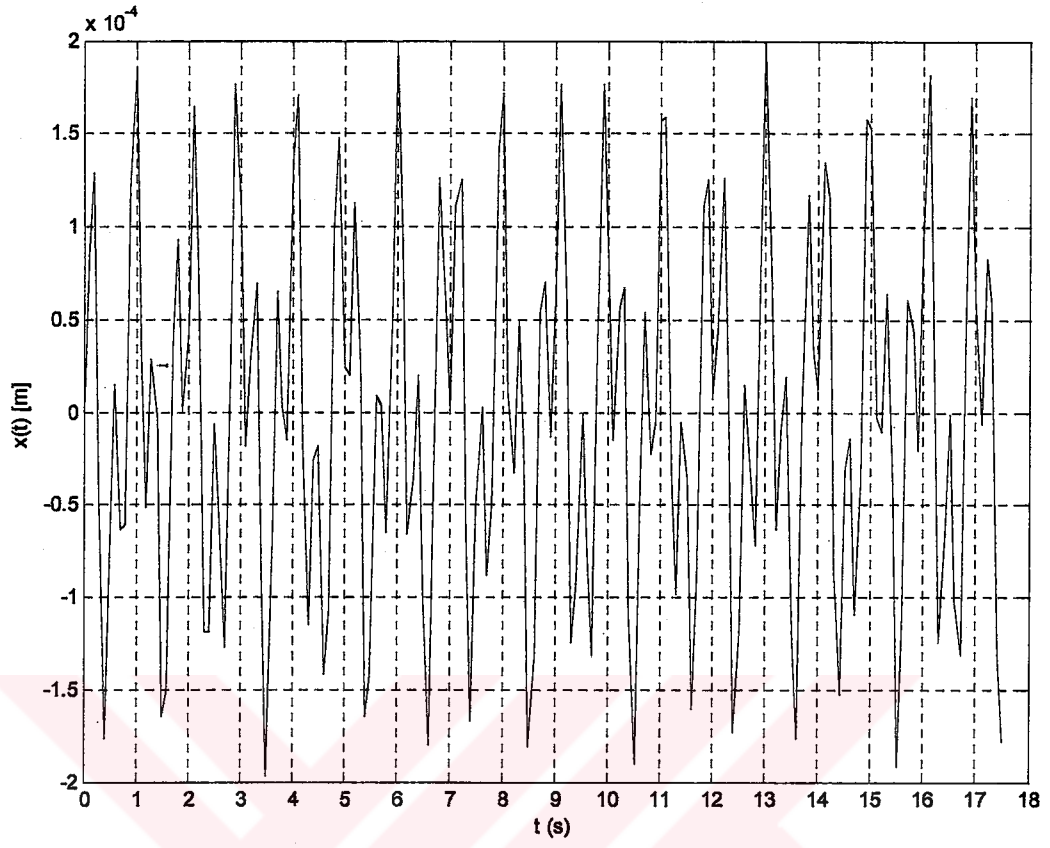
olur sistem rezonans altı bölgede çalışmaktadır

1. `syms s t x`
2. `denklem='5000*D(D(x))(t)+1311120*x(t)=110.12*cos(6.28*t)';`
3. `domusum=laplace(denklem,t,s);`
4. `cozum=subs(domusum,{'laplace(x(t),t,s)', 'x(0)', 'D(x)(0)'}, {x, 0, 0})`
5. `X=solve(cozum,x)`
6. `x=ilaplace(X,s,t)`

Buradan çözüm fonksiyonu

$$X(t) = 0.98e^{-4} \cos(16.19 \cdot t) + 0.98e^{-4} \cos(6.28 \cdot t)$$

olur (Şekil 4.29)



Şekil 4.29 Titreşim genliği fonksiyonu

#### 4.5 Pistonların İyi Merkezlenmemesi

Hidrolik asansör montaj aşamasında , dikkat edilmesi gereken en önemli hususlardan biri de pistonların iyi merkezlenmesidir. Montaj sırasındaki bu hata daha çok kuyularda montaj aşamasından önce kuyunun en dar yerinin tespitinin yapılmasını sağlayan röleve alma işleminin yanlış yapılmasıdır.

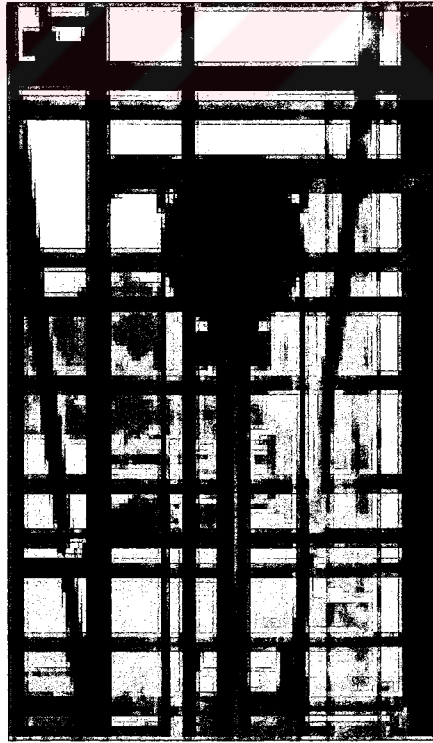
Rölevesi doğru alınmayan ve projelendirilmesi doğru yapılmayan asansörlerde piston, yanlış ölçüm sebebiyle eksen kaçıklığı olarak montaj yapılabilir.

Ayrıca, piston montajı, kılavuz raylar orjin kabul edilerek yerleştirilir. Bu rayların montajındaki herhangi bir eksen kaçıklığı tıpkı halatların iyi merkezlenmemesindeki problemlerin ortaya çıkmasına neden olur.

Yukarıda sayılan bu sebeplerden ötürü , paten yaylarındaki ve halat yaylarındaki dinamik problemler halatların iyi merkezlenmemesi bölümündeki problemle aynıdır.

Ancak patendeki aşınma farklı olacaktır. Bu durum aşağıdaki örnekte detaylandırılmıştır.

Aşağıdaki Şekil 4.30 da ray arasında merkezlenmiş piston görünmektedir.



Şekil 4.30 Piston merkezlenmesi, [3]

**Örnek Hesap:**

$$F(t) = a_0 + a_1 * \cos(\nu t) + b_1 * \sin(\nu t) + a_2 * \cos(2\nu t) + b_2 * \sin(2\nu t) + a_3 * \cos(3\nu t) + b_3 * \sin(3\nu t) \quad (3.27)$$

$$a_0 = 1.404$$

$$a_1 = -0.179$$

$$a_2 = 0.04145$$

$$a_3 = 0.2537$$

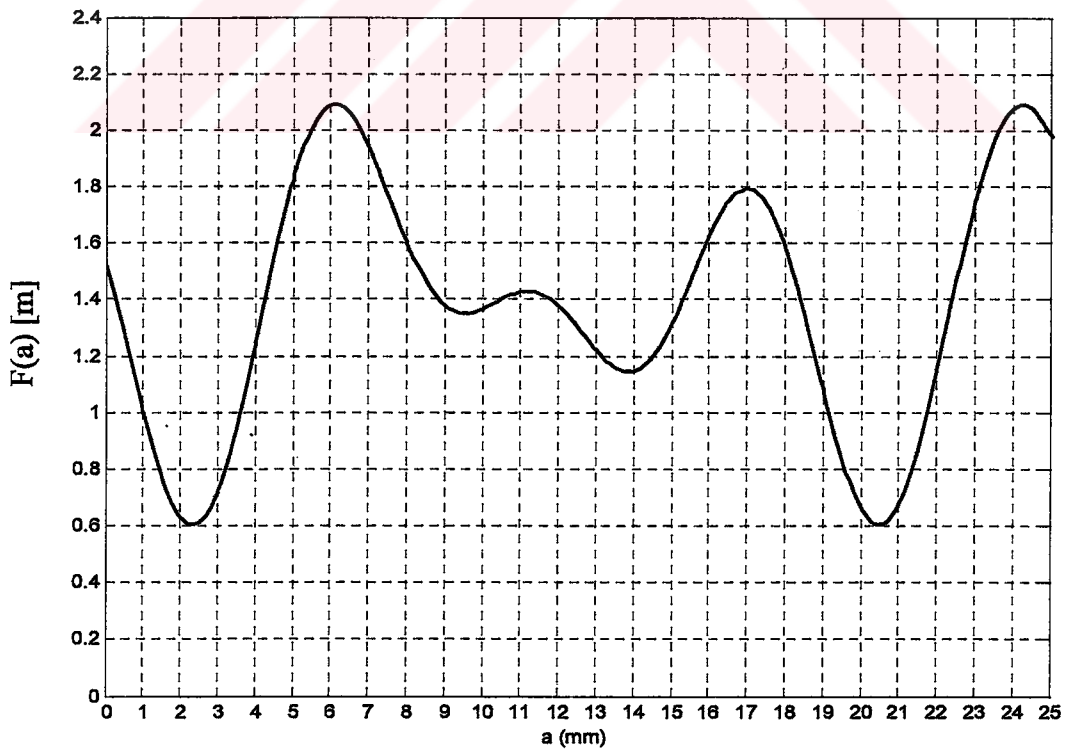
$$b_1 = 0.03079$$

$$b_2 = -0.3889$$

$$b_3 = -0.1783$$

$$\nu = 0.3462$$

Şekil 4.31 'de  $F(t)$  fonksiyonun grafiği gösterilmiştir.

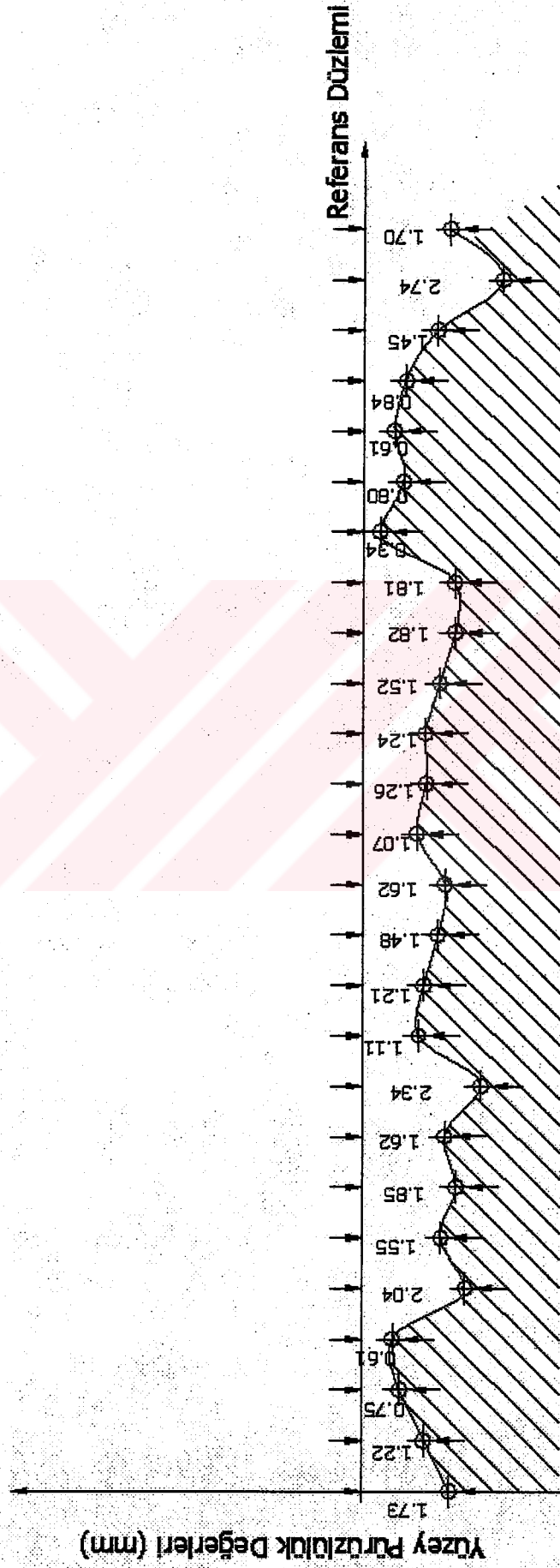


Şekil 4.31  $F(a)$  fonksiyonu



Çizelge 4.9 Yüzey profil değerleri

Numune Uzunluğu (a) [mm]	Acad Yüzey Profili [mm]	3. derece Fourier F(a) [mm]
0	1.73	1.71
1	1.22	1.21
2	0.75	0.70
3	0.61	0.61
4	2.04	2.02
5	1.55	1.53
6	1.85	1.82
7	1.62	1.63
8	2.34	2.32
9	1.11	1.09
10	1.21	1.20
11	1.48	1.47
12	1.62	1.59
13	1.07	1.04
14	1.26	1.24
15	1.24	1.27
16	1.52	1.55
17	1.82	1.80
18	1.81	1.79
19	0.34	0.37
20	0.80	0.82
21	0.61	0.60
22	0.84	0.87
23	1.45	1.41
24	2.74	2.79
25	1.70	1.72



Şekil 4.32 Paten yüzey profili

(3.27) denkleminde zorlayıcı kuvvet  $F(t)$  yerine yazılırsa

$$m \ddot{x} + k_p x = 1,404 - 0.179 \cos(0.3426a) + 0.03079 \sin(0.3426a) + 0.04145 \cos(0.6852a) - 0.3889 \sin(0.6852a) + 0.2537 \cos(1.0314a) - 0.1783 \sin(1.0314a)$$

1.  $\text{syms } s \ a \ x$

2.  $\text{denklem} = '5000 * D(D(x))(a) + 210480 * x(a) = 1.404 - 0.179 * \cos(0.3426 * a) + 0.03079 * \sin(0.3426 * a) + 0.04145 * \cos(0.6852 * a) - 0.3889 * \sin(0.6852 * a) + 0.2537 * \cos(1.0314 * a) - 0.1783 * \sin(1.0314 * a)';$

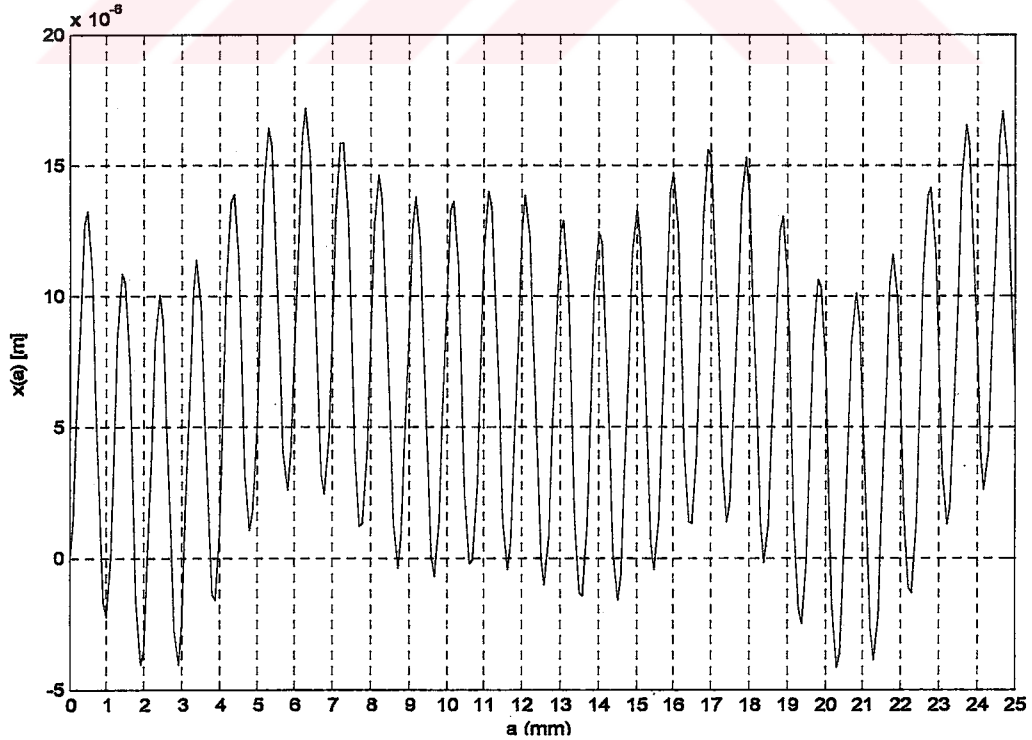
3.  $\text{donusum} = \text{laplace}(\text{denklem}, a, s);$

4.  $\text{cozum} = \text{subs}(\text{donusum}, \{'\text{laplace}(x(a), a, s)', 'x(0)', 'D(x)(0)'\}, \{x, 0, 0\})$

5.  $X = \text{solve}(\text{cozum}, x)$

6.  $x = \text{ilaplace}(X, s, a)$

$$X(a) = 0.66e-5 + 0.19e-6 \cos(0.68 * a) - 0.18e-5 \sin(0.68 * a) - 0.72e-5 \cos(6.48 * a) + 0.32e-6 \sin(6.48 * a) + 0.12e-5 \cos(1.03 * a) - 0.86e-6 \sin(1.03 * a) - 0.85e-6 \cos(0.34 * a) + 0.14e-6 \sin(0.34 * a)$$



Şekil 4.33 Titreşim genliği fonksiyonu

Rezonans kontrolü:

Sistemin doğal frekansı

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{210480}{5000}} = 6.488 \text{ rd/s}$$

'dir

Sistemin zorlayıcı frekansları ise F(t) fonksiyonunda görüldüğü gibi  $v_1 = 0.3462 \text{ rd/s}$  ,  $v_2 = 0.6924 \text{ rd/s}$  ,  $v_3 = 1.0386 \text{ rd/s}$  'dir

Bu durumda rezonans kontrolü yaparsak

$$\frac{v_1}{w_n} = \frac{0.3462}{6.488} = 0.053 \quad \frac{v_2}{w_n} = \frac{0.6924}{6.488} = 0.1067 \quad \frac{v_3}{w_n} = \frac{1.0386}{6.488} = 0.16$$

olur Sistem rezonans altı bölgede çalışmaktadır.

## 5. SONUÇLAR

Asansörlerde iki farklı ana sebepten ötürü titreşim problemleri oluşmaktadır. Bunlar tahrik grubu ve kuvvet iletimi ile kılavuzlanmayı sağlayan asansör ekipmanlarının yarattığı titreşimlerdir. Kuvvet iletimini sağlayan asansör ekipmanları ve kabin kılavuzlanmasını sağlayan ekipmanların yaratacağı titreşimler, halatların düşey ekseninde açısal sapmalar yapılarak montajı, ray montajının hatalı olması, patenlerdeki sürtünme farklılıklarıdır. Asansör tahrik grubundan dolayı oluşacak titreşim sebepleri, pistonların valf ayarsızlığından dolayı her iki yana yerleştirilen silindirlerin senkron olarak çalıştırılmaması, pistonların iyi merkezlenememesi.

Bu sebeplerden kuvvet iletimini veya kılavuzlanmayı sağlayan ekipmanların yaratacağı dinamik problemler, yukarıda incelenmiş, montaj hatalarından doğacak titreşim problemlerinin sonuçlarında da zorlayıcı kuvvet grafikleri ve genlik grafikleri elde edilmiştir.

Titreşimlere neden olabilecek başlıklarda toplanan montaj ve ekipman hatalarından (örn. valf ayarsızlığı), kaynaklanan titreşim frekansları ve genlik miktarları aynı bölüm başlıklarında simule edilmiştir.

Bulunan titreşim frekanslarının tümünde sonuçlar rezonans altı bölgede çıkmıştır. Bu durumdan anlaşılacağı gibi sistemdeki titreşim tehlikeli boyutta olmamasına karşın sürekli titreşim durumu olduğundan zamanla asansör parçalarının yorulmasına ve çeşitli problemlere yol açmasına sebebiyet verir.

Herhangi bir sistemde ölçümler ile tespit edilecek montaj ve sistem hataları sunulan formüller ve yazılmış programlar kullanılarak test için uygun hesaplamalar yapılabilir.

**KAYNAKLAR**

Bozacı Atilla, (2003), “Triboloji Notları” , Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul

Dipl-Ing . M. Ten Bosch , Çeviri İleri Hilmi,( 1961), “Makine Elemanları Hesabı” ,İstanbul Teknik Üniversitesi, Ankara Matbaası

İmraç C. Erdem,( 2000), “Asansörler ve yürüyen merdivenler” , İstanbul Teknik Üniversitesi Yayınları, İstanbul

Kan İbrahim G,(1995),. “ Asansör Tekniği” , İstanbul

Tahralı Necati ve Kaya Faris,(1999), “Makine Dinamiği”, Yıldız Teknik ÜniversitesiYayınları, İstanbul

Tavaslıoğlu Serdar,(2003), “ Asansörde Pratik Bilgiler” , Emo yayınları

Soyer Barbaros,(2003), “ Autocad 2003 i” , İstanbul

Uzunoglu Mehmet ve Kızıl Ali,(2002), “Matlab 6.0 – 6.5” , İstanbul

William W. Seto , Çeviri Toprak Tuncer ,(1998),“Mekanik Titreşimler” , İstanbul

Zeren Adalet,(2002), “ Yüzey Geometrisi” , Kocaeli Üniversitesi, Kocaeli

**İNTERNET KAYNAKLARI**

[1] [www.aceasansör.com](http://www.aceasansör.com)

[2] [www.akarmakina.com](http://www.akarmakina.com)

[3] [www.google.com](http://www.google.com)

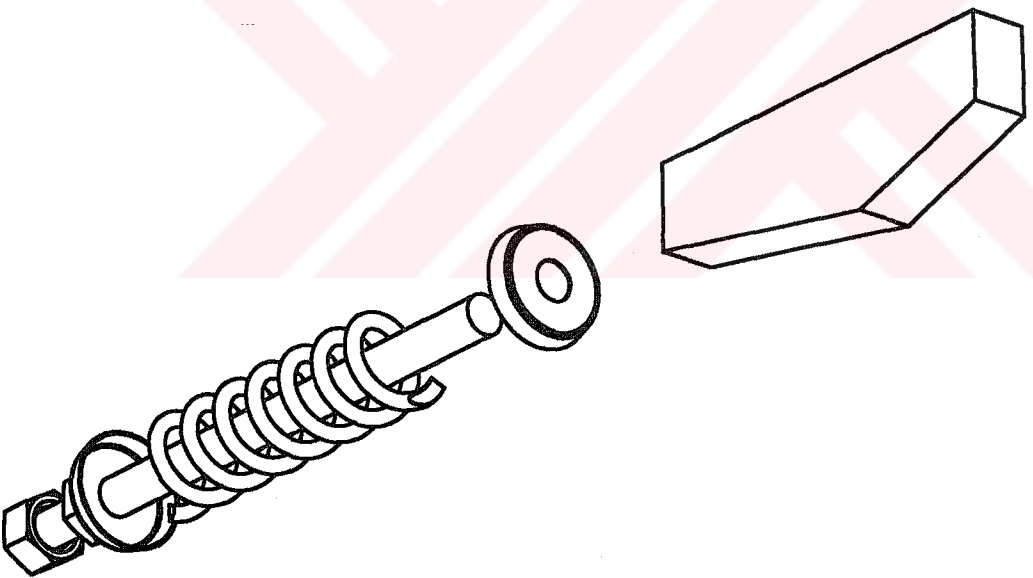
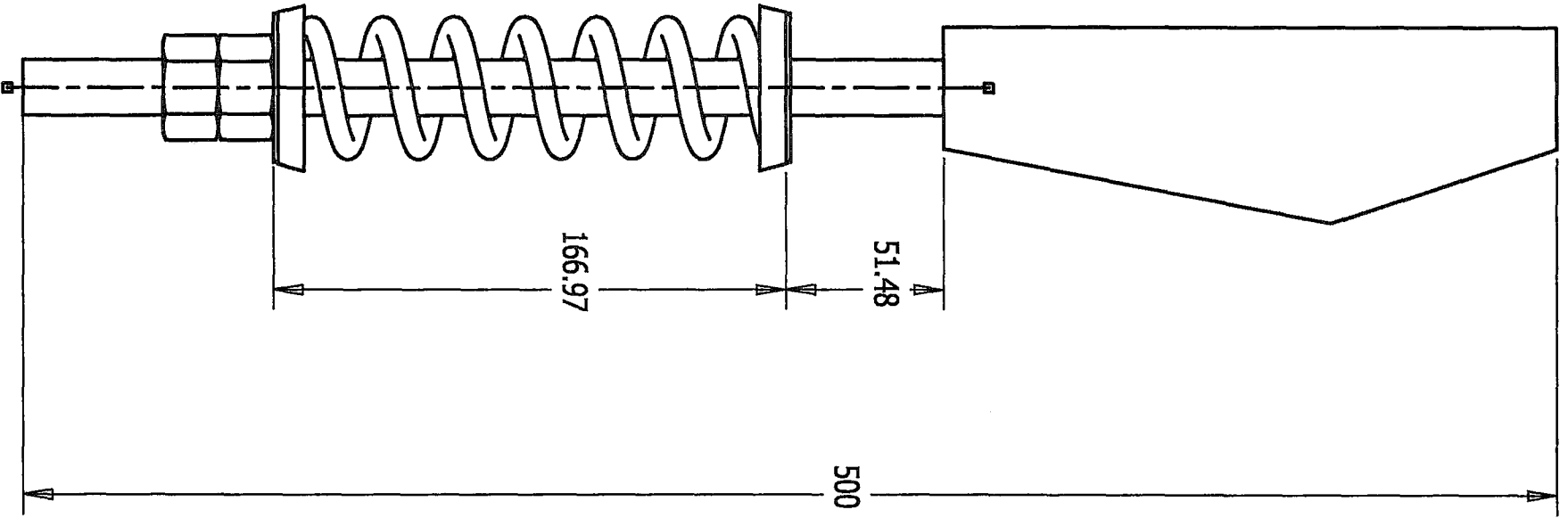
[4] [www.matlab.com](http://www.matlab.com)

[5] [www.turkcadcam.com](http://www.turkcadcam.com)

**EKLER**

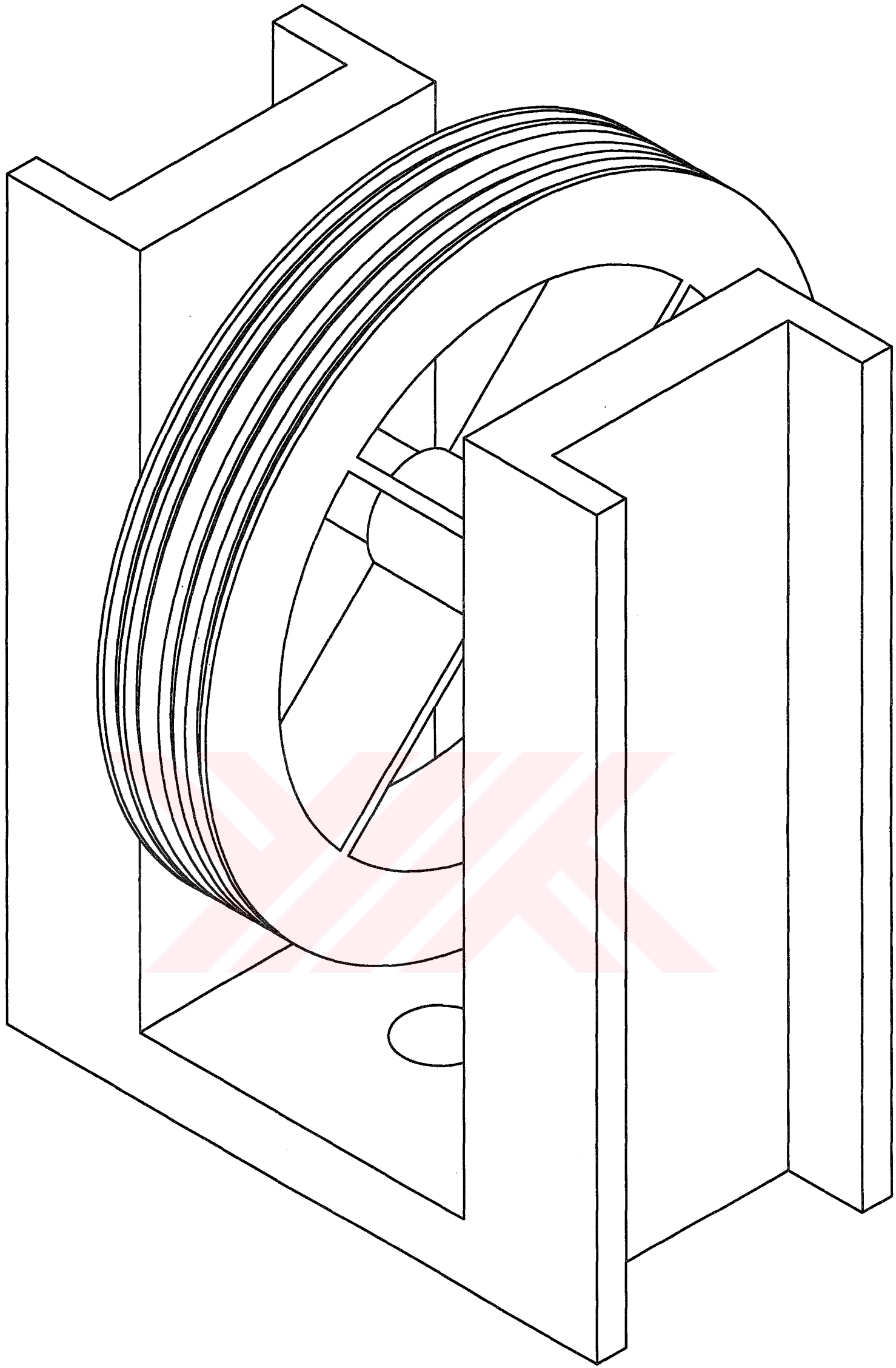
- Ek 1 3D Hidrolik Asansör
- Ek 2 Paten Bloğu
- Ek 3 3D Hidrolik Asansör
- Ek 4 Halat Şişesi
- Ek 5 Paten



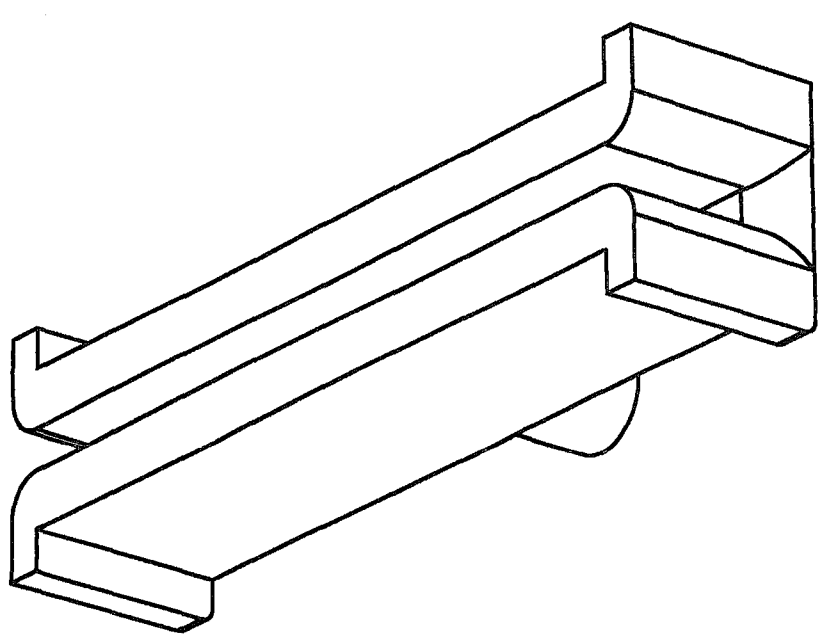
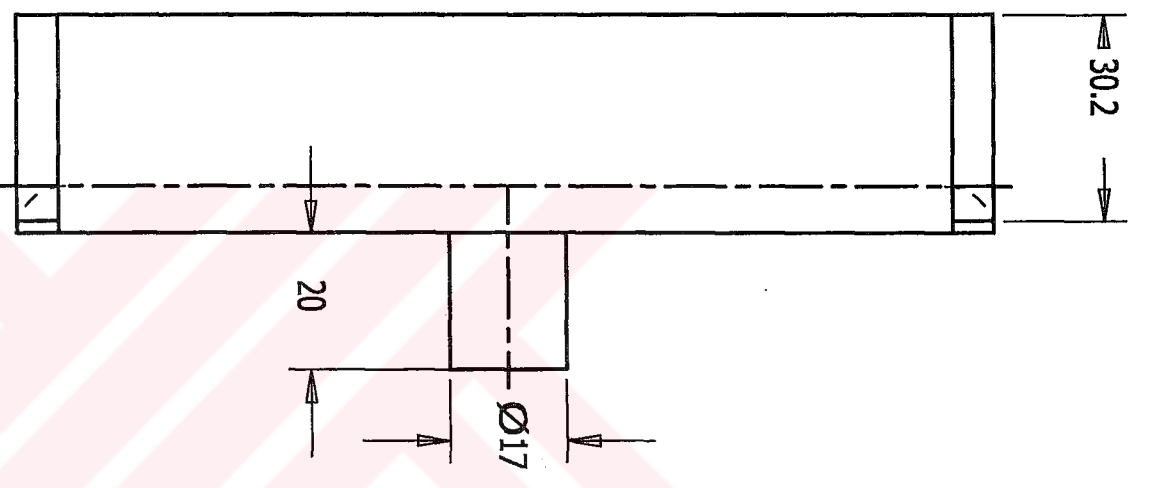
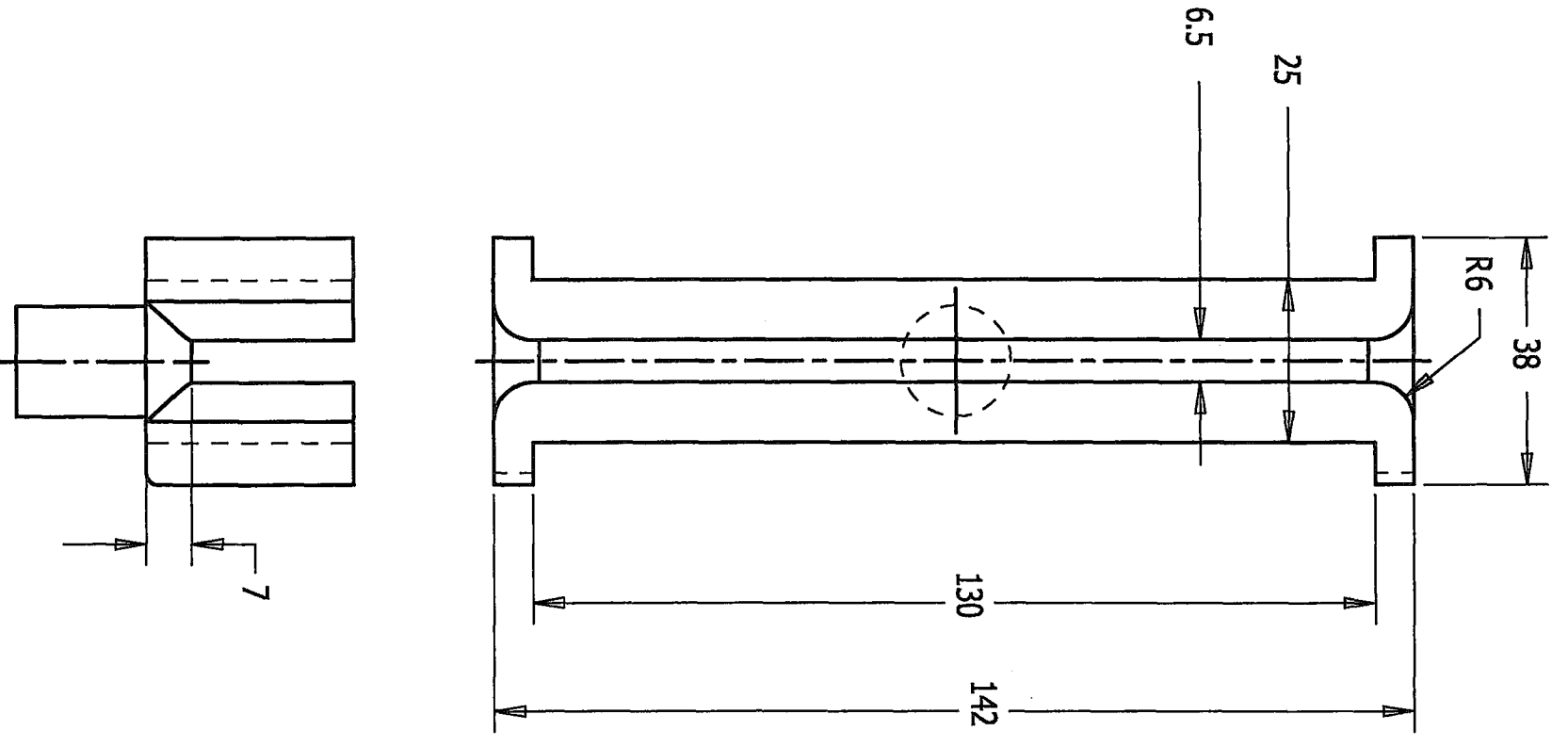


Ölçek	Tarih	Adı Soyadı	Okul No	Parça Adı : Halat Sıfesi	
1/2	12/01/2004	Kerim Ozan Gökdoğan	02524001	Malzeme	Resim No
		Yıldız Teknik Üniversitesi		St -52	EK 3

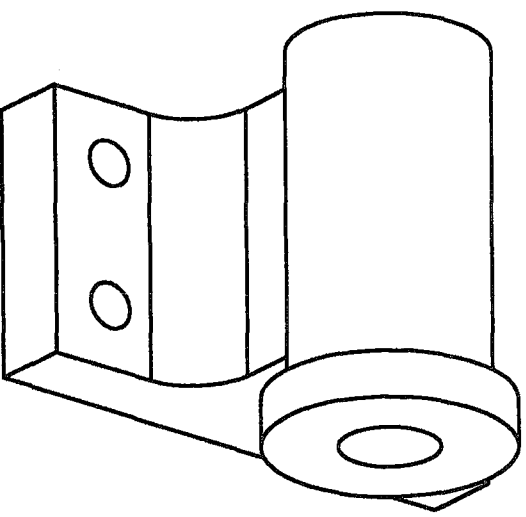
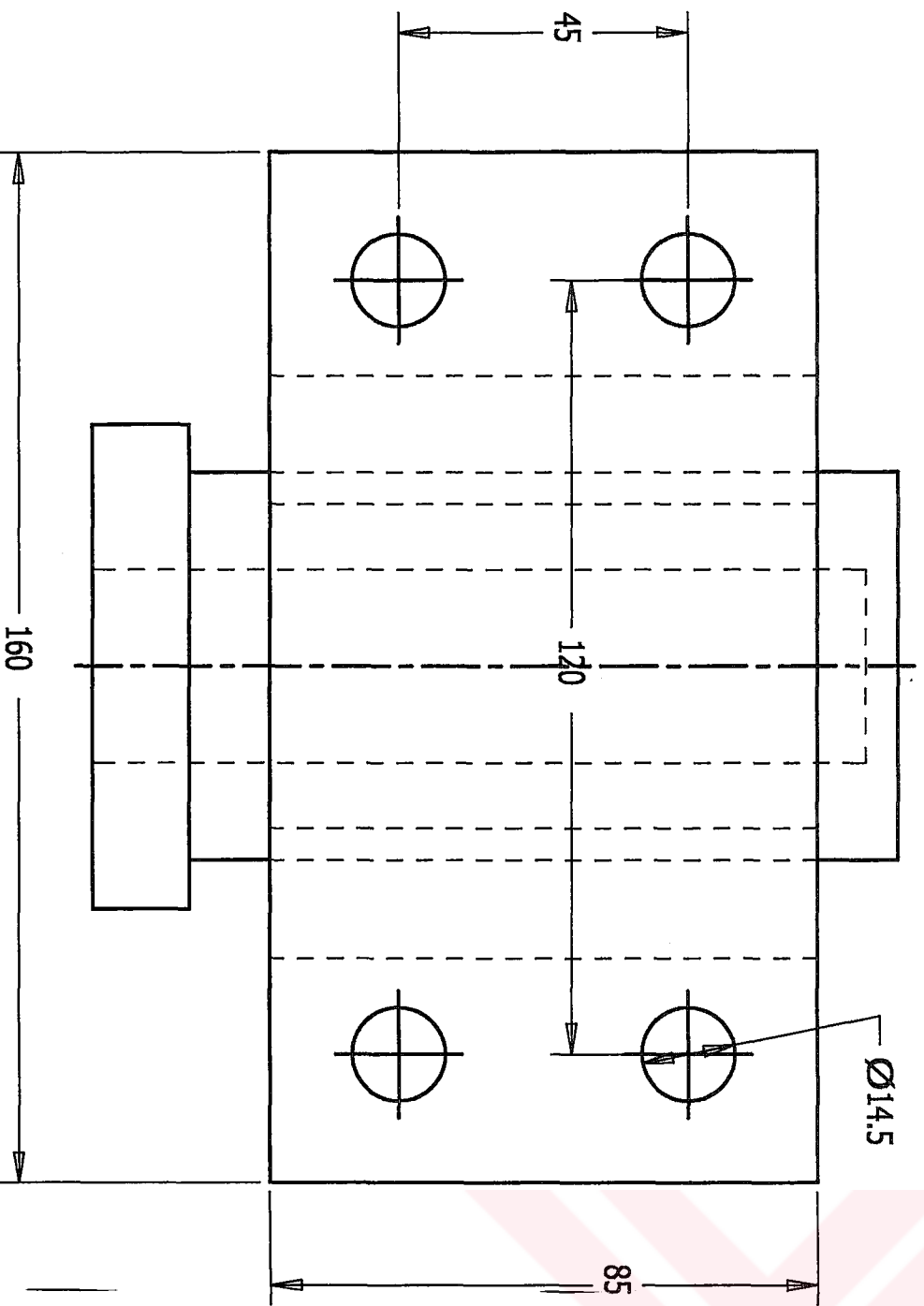
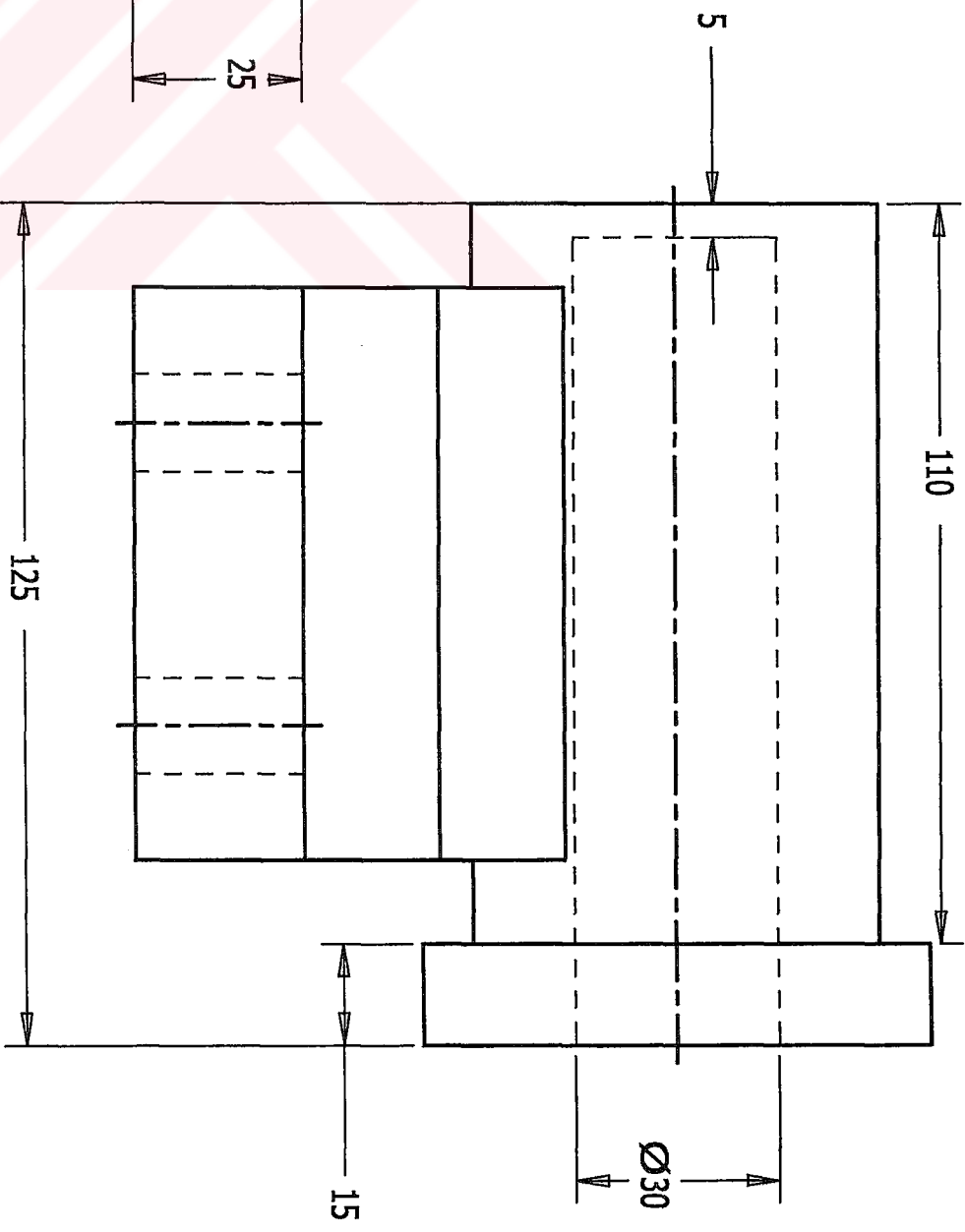
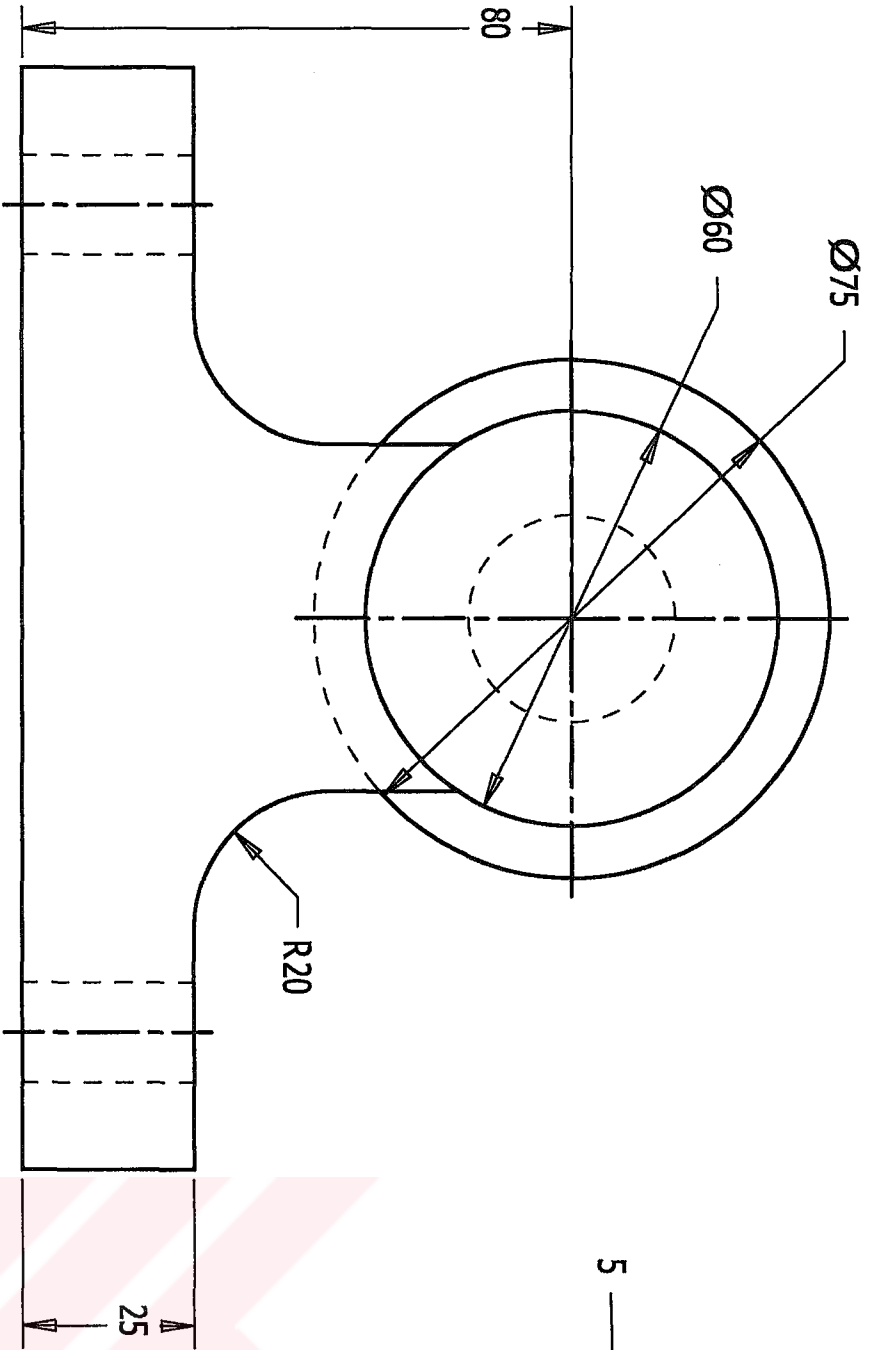




Ölçek	Tarih	Adı Soyadı	Okul No	Parça Adı:Kasnak ve Karkası	
1/2	12/01/2004	Kerim Ozan Gökdoğan	02524001	Malzeme	Resim No
		Yıldız Teknik Üniversitesi		GG-25	EK 4



Ölçek	Tarih	Adı Soyadı	Okul No	Parça Adı: Paten
1/1	12/01/2004	Kerim Ozan Gökdoğan	02524001	
Yıldız Teknik Üniversitesi				Resim No
Malzeme				
Plastik				EK 5



Öğek	Tarih	Adı Soyadı	Okul No	Parça Adı: Paten Bloğu
1/2	12/01/2004	Kerim Ozan Gökdoğan	02524001	
Yıldız Teknik Üniversitesi				Malzeme
				GG-25
				Resim No
				EK 6

**ÖZGEÇMİŞ**

**Doğum tarihi** 20.12.1977

**Doğum yeri** Adana

**Lise** 1993-1996 Cengiz Topel Lisesi

**Lisans** 1996-2001 Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fak.  
Makine Mühendisliği Bölümü

**Yüksek Lisans** 2001- Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
MakineMüh.Anabilim Dalı,Konstrüksiyon Programı

**Çalıştığı kurumlar**

1999-2002 Arsan Asansör San..Tic.Ltd Şti  
2002-2002 Gama Asansör San..Tic.Ltd Şti  
2002-2003 Elas&Fuji Asansör A.Ş

