

151580

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ASANSÖR KILAVUZ RAYLARININ GERİLME ANALİZİ

151580

YÜKSEK LİANS TEZİ
Mak. Müh. Recep DEMİRSÖZ
(503001211)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 20 Nisan 2004
Tezin Savunulduğu Tarih : 21 Mayıs 2004

Tez Danışmanı : Doç.Dr. C.Erdem İMRAK
Diğer Jüri Üyeleri Y.Doç.Dr. İsmail GERDEMELİ
Prof.Dr. Adnan DİKİCİOĞLU

8.000.000
10.000.000
10.000.000

MAYIS 2004

ÖNSÖZ

Tez konusunun seçiminden tezin teslimine kadar desteğini esirgemeyen tez danışmanım sayın Doç.Dr.C.Erdem İMRAK'a, gerilme analizi konusunda yardımlarından dolayı Serkan US ve Araş.Gör.Dr.Müh.M.Cüneyt FETVACI'ya, asansör konusundaki tecrübelerini benden esirgemeyen Ersan BARLAS ve Sefa TARGIT'a, Teknik Resim ve Transport Tekniği Kürsüsü'nün değerli mensupları mesai arkadaşlarıma ve hocalarıma, ayrıca eğitim öğretim hayatım boyunca maddi manevi desteklerini esirgemeyen her zaman yanımda olan ağabeyim, annem ve babama teşekkürü bir borç bilirim.

Mayıs 2004

Mak. Müh. Recep DEMİRSÖZ



İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	V
TABLO LİSTESİ	VI
ŞEKİL İSTESİ	VIII
SEMBOL LİSTESİ	X
1. GİRİŞ	1
2. ASANSÖR KILAVUZ RAYLARI	3
2.1 Kılavuz Rayların Fiziksel Özellikleri ve Boyutları	5
2.1.1 Kılavuz Ray Uçları	7
2.1.2 Kılavuz Ray Boyu	7
2.1.3 Bağlantı Levhası Boyutları	8
2.1.4 Mesnetler ve Bağlantı Pabuçları	9
2.2 Kılavuz Ray Yüzey Sertlik Değerleri	10
2.3 Kılavuz Ray Yüzey Pürüzlülüğü	11
2.4 Kılavuz Ray İmalatı	12
2.4.1 Soğuk Çekme Ray İmalatı	12
2.4.2 Talaşlı İmalat Yöntemiyle Ray İmalatı	13
2.4.3 Ray Doğrusallığı	13
2.4.4 Burkulma	14
2.5 Kılavuz Ray Malzemeleri	15
2.6 Ray Seçiminde Önemli Kalite Kriterleri	15
2.7 Rayların Döşenmesi	16
2.8 Kılavuz Raylarının Ömrü	16
2.9 Kılavuz Ray Patenleri	17
3. PARAŞÜT DÜZENİ	19
3.1 Giriş	19
3.2 Kama Tipi Ani Paraşüt Freni	21
3.3 Eksantrik Kam Tipi Ani Paraşüt Freni	23
3.4 Silindir Tipi Ani Paraşüt Freni	24
3.5 Gelişmiş Paraşüt Freni	25
3.6 Paraşüt Freni Seçim Kriterleri	28
3.7 Hız Regülatörü	29
4. ASANSÖR KILAVUZ RAYLARINA AİT HESAPLAMALAR	34
4.1 TS EN 81-1 Standart'ına Göre Gerilme Hesapları	34
4.1.1 Asansör Kılavuz Raylarına Etkiyen Yükler	34
4.1.2 Eğilme Gerilmesi Hesabı	36
4.1.3 Ray Boynundaki Eğilme Gerilmesi	37
4.1.4 Kılavuz Raylarda Oluşan Sehim	37
4.1.5 Burkulma Gerilmesi Hesabı	38
4.1.6 Birleşik Gerilme Hesabı	41

4.2 BS5655 Standardına Göre Gerilme Hesapları	42
5. SONLU ELEMENLAR METODU	45
5.1 Sonlu Elemanlar Metodunun Tarihi	45
5.2 Sonlu Elemanlar Metodunun Uygulama Alanları	46
5.3 Sonlu Elemanlar Metodunun Avantajları ve Sınırları	47
5.4 Sistemlere SEM'nun Uygulanması	49
5.5 Sonlu Elemanlarla İlgili Özellikler	51
5.5.1 SEM Eleman Çeşitleri	52
5.6 Sistemle İlgili Özellikler	53
5.6.1 Elemanların Numaralandırılması	54
5.7 ANSYS Sonlu Elemanlar Paket Programı	56
5.7.1 Programın Bölümleri	57
5.7.1.1 Preferences Menüsü	59
5.7.1.2 Preprocessor Menüsü	60
5.7.1.3 Solution Menüsü	61
5.7.1.4 General Postprocessor Menüsü	62
6. YAPILAN ÇALIŞMALAR	64
6.1 Paraşüt Sisteminin Devreye Girmesi Durumunda EN 81-1 Standart'ına Göre T89/B Profilli Kılavuz Rayın Gerilme ve Şehim Hesapları	64
6.1.1 Verilen ve Kabul Edilen Değerler	64
6.1.2 Kılavuz Ray Bilgileri	64
6.1.3 Kılavuz Ray Konsolları Arasındaki Mesafenin $l=1000$ mm Olması Durumu	66
6.1.3.1 Eğilme Gerilmesi Hesabı	66
6.1.3.2 Burkulma Gerilmesi Hesabı	67
6.1.3.3 Gerilmeler	67
6.1.4 Kılavuz Ray Konsolları Arasındaki Mesafenin $l=2000$ mm Olması Durumu	67
6.1.4.1 Eğilme Gerilmesi Hesabı	67
6.1.4.2 Burkulma Gerilmesi Hesabı	68
6.1.4.3 Gerilmeler	69
6.1.5 Kılavuz Ray Konsolları Arasındaki Mesafenin $l=2500$ mm Olması Durumu	69
6.1.5.1 Eğilme Gerilmesi Hesabı	69
6.1.5.2 Burkulma Gerilmesi Hesabı	70
6.1.5.3 Gerilmeler	71
6.2 Paraşüt Sisteminin Devreye Girmesi Durumunda EN 81-1 Standart'ına Göre T90/B Profilli Kılavuz Rayın Gerilme ve Şehim Hesapları	71
6.2.1 Verilen ve Kabul Edilen Değerler	71
6.2.2 Kılavuz Ray Bilgileri	72
6.2.3 Kılavuz Ray Konsolları Arasındaki Mesafenin $l=1000$ mm Olması Durumu	73
6.2.3.1 Eğilme Gerilmesi Hesabı	73
6.2.3.2 Burkulma Gerilmesi Hesabı	74
6.2.3.3 Gerilmeler	74
6.2.4 Kılavuz Ray Konsolları Arasındaki Mesafenin $l=2000$ mm Olması Durumu	74
6.2.4.1 Eğilme Gerilmesi Hesabı	74

6.2.4.2 Burkulma Gerilmesi Hesabı	75
6.2.4.3 Gerilmeler	76
6.2.5 Kılavuz Ray Konsolları Arasındaki Mesafenin $l=2500$ mm Olması Durumu	76
6.2.5.1 Eğilme Gerilmesi Hesabı	76
6.2.5.2 Burkulma Gerilmesi Hesabı	77
6.2.5.3 Gerilmeler	78
6.3 Ray CAD Modelinin ve Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması	78
6.4 Malzeme ve Kesitin Tanımlanması	80
6.5 Sınır Koşullarının Uygulanması	80
6.5.1 Uygulanacak Kuvvet ve Moment Değerlerinin Belirlenmesi	81
6.5.1.1 Hesaplarda Kullanılan Eksen Takımına Göre	81
6.5.1.2 Ansys Programında Kullanılan Eksen Takımına Göre	82
6.6 Analiz Sonuçları	82
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	88
KAYNAKLAR	90
EK A	92
EK B	94
EK C	95
EK D	97
EK E	100
ÖZGEÇMİŞ	103

KISALTMALAR

BS	: British Standart
EN	: European Standard
TS	: Türk Standartları
SEM	: Sonlu Elemanlar Metodu



TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1	: Kılavuz ray ölçüleri [mm]	6
Tablo 2.2	: Kılavuz ray fiziksel özellikleri	6
Tablo 2.3	: Bağlantı levhası ölçüleri[mm]	9
Tablo 2.4	: Ray bağlantı pabuçlarının boyutları	10
Tablo 2.5	: Çekme Mukavemeti – Yüzey Sertlik Değerleri	11
Tablo 2.6	: Rayların yüzey pürüzlülük değerleri, R_a	11
Tablo 2.7	: Doğrusallık oranı B/A	14
Tablo 2.8	: İzin verilen burkulma açısı değerleri.....	15
Tablo 2.9	: Kılavuz ray malzemeleri	15
Tablo 3.1	: Maksimum regülatör durdurma hızları [m/s]	31
Tablo 3.2	: Regülatör kasnağının tespit çapı için katsayılar	32
Tablo 3.3	: Regülatör halatının izin verilen maksimum hareketi	32
Tablo 4.1	: Asansör kılavuz raylarına etkiyen kuvvetler	35
Tablo 4.2	: Darbe katsayısı k_1	39
Tablo 4.3	: Asansör kapasitesine göre s değerleri	40
Tablo 4.4	: Müsaade edilen gerilmeler	42
Tablo 4.5	: Emniyet katsayıları.....	42
Tablo 4.6	: Kılavuz raylarda izin verilen maksimum gerilme değerleri.....	44
Tablo 6.1	: T89/B profil için konsollar arası mesafeye göre gerilme ve sehim değerleri	71
Tablo 6.2	: T90/B profil için konsollar arası mesafeye göre gerilme ve sehim değerleri	78
Tablo 6.3	: Eleman boyu seçimi tablosu.....	79
Tablo 6.4	: Profil özellikleri.....	80
Tablo 6.5	: Hesaplanan kuvvet ve moment değerleri	82
Tablo 6.6	: Analizlerde kullanılacak kuvvet ve moment değerleri.....	82
Tablo A.1	: $\sigma=370 \text{ N/mm}^2$ için narinlik derecesine λ göre, omega ω değerleri.....	92
Tablo A.2	: $\sigma=520 \text{ N/mm}^2$ için narinlik derecesine λ göre, omega ω değerleri.....	93
Tablo B.1	: Narinlik derecesine göre omega değerleri	94
Tablo C.1	: Farklı kabin türleri için ray hesapları (Paraşüt sistemi devreye girdiğinde)	95
Tablo C.2	: Farklı kabin türleri için ray hesapları (Paraşüt sistemi devreye girdiğinde)	96
Tablo D.1	: 3-B Beam4 Eleman Çıktı Değerleri Tablosu.....	99
Tablo D.2	: Sonuçların görülebilmesi için gerekli ANSYS komutları	99
Tablo E.1	: T89/B profil kılavuz rayda konsollar arasındaki mesafenin $l=1000 \text{ mm}$ olması durumunda meydana gelen gerilme sehim değerleri	100
Tablo E.2	: T89/B profil kılavuz rayda konsollar arasındaki mesafenin $l=2000 \text{ mm}$ olması durumunda meydana gelen gerilme sehim değerleri	100
Tablo E.3	: T89/B profil kılavuz rayda konsollar arasındaki mesafenin $l=2500 \text{ mm}$ olması durumunda meydana gelen gerilme sehim değerleri	101

Tablo E.4 : T90/B profilli kılavuz rayda konsollar arasındaki mesafenin $l=1000$ mm olması durumunda meydana gelen gerilme sehim değerleri	101
Tablo E.5 : T90/B profilli kılavuz rayda konsollar arasındaki mesafenin $l=2000$ mm olması durumunda meydana gelen gerilme sehim değerleri	102
Tablo E.6 : T90/B profilli kılavuz rayda konsollar arasındaki mesafenin $l=2500$ mm olması durumunda meydana gelen gerilme sehim değerleri	102



ŞEKİL İSTESİ

Şekil 2.1	: T profilli kılavuz ray kesitleri ve ölçüleri.....	5
Şekil 2.2	: İki kılavuz rayın montajı	7
Şekil 2.3	: Kılavuz ray üzerindeki erkek ve dişi kanallar	7
Şekil 2.4	: Bağlantı levhası	8
Şekil 2.5	: Bağlantı pabuç türleri	10
Şekil 2.6	: Bağlantı pabuç genel boyutları	10
Şekil 2.7	: Ray doğrusalılığı.....	14
Şekil 2.8	: Ray boynundaki burkulma	14
Şekil 2.9	: Kılavuz rayların yerleştirilmesi	16
Şekil 2.10	: Kılavuzlamada kullanılan patenler	17
Şekil 3.1	: Paraşüt freninin çalışması.....	20
Şekil 3.2	: Tampon etkili ani tip fren örnekleri.....	21
Şekil 3.3	: Kama tipi paraşüt freni	21
Şekil 3.4	: Değişik türde ani tip fren örnekleri	22
Şekil 3.5	: Eksantrik kam tipi ani paraşüt freni (çift kamlı)	23
Şekil 3.6	: Eksantrik kam tipi ani paraşüt freni (tek kamlı).....	23
Şekil 3.7	: Silindir tipi paraşüt freni.....	24
Şekil 3.8	: Silindir tipi paraşüt freni.....	25
Şekil 3.9	: Hafif asansörler için esnek kılavuz kısaç paraşüt freni	25
Şekil 3.10	: Esnek kılavuz kısaç paraşüt freninin kısaç birleşimi.....	26
Şekil 3.11	: Esnek kılavuz kısaç paraşüt freni yayı	26
Şekil 3.12	: Silindir tip gelişmiş paraşüt freni	28
Şekil 3.13	: Hız regülatör sistemi.....	30
Şekil 3.14	: Savrulma ağırlıklı hız regülatörü.....	33
Şekil 3.15	: Sarkaç tipi hız regülatörü.....	33
Şekil 4.1	: Asansör kabin boyutları ve kılavuz ray hesaplarında kullanılan değerler	35
Şekil 4.2	: Kılavuz ray eksenleri.....	36
Şekil 4.3	: Yük dağılımı sonucu kılavuz raya etkiyen kuvvetler	37
Şekil 4.4	: Paraşüt sisteminin etkisiyle oluşan kuvvetler.....	38
Şekil 4.5	: Kılavuz rayda meydana gelen burkulma gerilmesi	39
Şekil 4.6	: Paraşüt fren kuvvetleri.....	43
Şekil 5.1	: Çözüm bölgesinin üçgen elemanlara bölünmesi	49
Şekil 5.2	: Bir üçgen eleman ve düğüm noktaları (nodlar)	50
Şekil 5.3	: Kiriş-kafes yapı sistemleri	51
Şekil 5.4	: İki boyutlu sürekli ortamın kiriş kafes sistemi gibi incelenmesi.....	51
Şekil 5.5	: Bir boyutlu bir sonlu eleman	52
Şekil 5.6	: Bir üçgen sonlu eleman	52
Şekil 5.7	: İki boyutlu (a) dikdörtgen, (b) iki üçgenli dikdörtgen, (c) dörtgen, (d) dört üçgenli dörtgen sonlu elemanlar.....	53
Şekil 5.8	: Doğal bölmeye örnekler	54
Şekil 5.9	: Sonlu elemanların ve düğüm noktalarının numaralandırılması.....	55
Şekil 5.10	: Uygun numaralama ile şerit genişliğinin azaltılması	56

Şekil 5.11 : ANSYS ana penceresi	58
Şekil 5.12 : Preferences penceresi	59
Şekil 5.13 : Preprocessor menüsü Şekil 5.14 MeshTool penceresi	61
Şekil 5.15 : Solution menüsü	62
Şekil 5.16 : General Postprocessor menüsü	63
Şekil 6.1 : Kılavuz ray CAD modeli	79
Şekil 6.2 : Paraşüt düzeninin devreye girmesi durumunda kılavuz raya etkileyen kuvvetlerin yönleri ve konumları	81
Şekil 6.3 : Eksene taşımadan dolayı oluşan kuvvet moment çiftlerinin yön ve konumları	82
Şekil 6.4 : Toplam gerilme grafiği	84
Şekil 6.5 : x eksenindeki sehim grafiği	85
Şekil 6.6 : y eksenindeki sehim grafiği	86
Şekil D.1 : Üç boyutlu BEAM4 elemanı	97
Şekil D.2 : Üç boyutlu BEAM4 elemanı gerilme çıktısı	98



SEMBOL LİSTESİ

F_k	Burkulma kuvveti [N]
g	Yerçekimi ivmesi [m/s^2]
k_1, k_2, k_3	Darbe katsayıları
Q	Kabin anma yükü [kg]
P	Kabin ve kabine asılı elemanların toplam kütlesi [kg]
n	kılavuz rayların adedi
F_c	Karşı ağırlık kısmında da paraşüt düzeni bulunduğu durumdaki burkulma kuvveti [N]
q	Dengeleme katsayısı
F_s	Eşiğe uygulanan kuvvet [N]
G	Karşı ağırlık veya dengeleme ağırlığının kılavuzlama kuvveti [N]
M	Kılavuz raylara tespit edilmiş yardımcı cihazlardan kaynaklanan kuvvet [N]
WL	Rüzgar yükleri [kg]
l	Kılavuz ray konsolları arasındaki mesafe [mm]
σ_m	Eğilme gerilmesi [N/mm^2]
M_m	Eğilme momenti [Nmm]
W	Kesitin mukavemet momenti [mm^3]
σ_k	Burkulma gerilmesi [N/mm^2]
A	Ray kesit alanı [mm^2]
λ	Narinlik derecesi
ω	Burkulma katsayısı
l_k	Burkulma uzunluğu [mm]
i	Eylemsizlik (Jirasyon) yarıçapı [mm]
$\sigma_{\epsilon}(R_m)$	Çekme gerilmesi [N/mm^2]
ϵ	Kopma uzaması
σ_x	x eksen boyunca eğilme gerilmesi [N/mm^2]
σ_y	y eksen boyunca eğilme gerilmesi [N/mm^2]
v	Emniyet katsayısı
σ_F	Flanş eğilme gerilmesi (ray boynundaki) [N/mm^2]
δ_x	x eksen boyunca meydana gelen sehim [mm]
δ_y	y eksen boyunca meydana gelen sehim [mm]
F_x	Kılavuz patenin uyguladığı ray boynundaki x-eksenindeki kuvvet [N]
F_y	Kılavuz patenin uyguladığı ray boynundaki y-eksenindeki kuvvet [N]
E	Elastiklik modülü [N/mm^2]
I_x	x-eksenindeki atalet momenti [mm^4]
I_y	y-eksenindeki atalet momenti [mm^4]
D_x	x-yönündeki kabin boyutu [mm]
D_y	y- yönündeki kabin boyutu [mm]
C	Kabinin geometrik merkezi
P	Boş kabinin ağırlık merkezi
Q	Yükün ağırlık merkezi

S	Kabin askı noktası
x_c, y_c	Kabin merkezinin (C) kılavuz ray sisteminin ilgili eksenlerine olan mesafesi [mm]
x_s, y_s	Askı noktasının (S) kılavuz ray sisteminin ilgili eksenlerine olan mesafesi [mm]
x_p, y_p	Boş kabinin ağırlık merkezinin kılavuz ray sisteminin ilgili eksenlerine mesafesi [mm]
x_{cp}, y_{cp}	Boş kabinin ağırlık merkezinin x ve y eksenlerinde kabin merkezine olan mesafesi [mm]
x_Q, y_Q	Yükün ağırlık merkezinin kılavuz ray sisteminin ilgili eksenlerine mesafesi [mm]
x_{cQ}, y_{cQ}	Yükün ağırlık merkezinin x ve y eksenlerinde kabin merkezine olan mesafesi [mm]
h	Kabin kılavuz patenleri arasındaki mesafe [mm]
1,2,3,4	Kabin kapılarının merkezi
c	Kılavuz ray profil ayağı ile başı arasındaki boynun genişliği [mm]
k	Ray profil başı genişliği [mm]
n	Ray profil başı yüksekliği [mm]
f	Ray ayağının tabanından ray boynuna kadar olan mesafe [mm]
g	Ray ayağının kalınlığı [mm]
h	Ray kesit yüksekliği [mm]
b	İşlenmiş raylarda ray ayağının genişliği [mm]
p	Soğuk çekilmiş raylarda ray ayağının genişliği [mm]
y	Ray ayağının tabanından ağırlık merkezine kadar olan mesafe [mm]

ASANSÖR KILAVUZ RAYLARININ GERİLME ANALİZİ

ÖZET

Asansör tesislerinin temel mekanik elemanlarından biri olan kılavuz raylarda, kabinin hareket ettirildiği ve tehlike anında devreye giren paraşüt düzeninin etkili olduğu dikkate alındığında eğilme ve burkulma gerilmeleri olduğu gözlemlenmiştir. Kılavuz rayların seçiminde etkin olan bu gerilmeler, TS EN 81-1 standardında tariflenen hesap yöntemi ile hesaplanmaktadır. Bu çalışmanın ikinci bölümünde asansör emniyet sistemini oluşturan en temel eleman olan kılavuz ray ele alınmış, kılavuz raylar hakkında detaylı bilgiler verilmiştir. Üçüncü bölümde kabinin kılavuzlanmasında kullanılan yardımcı elemanlardan olan paten, paraşüt düzeninin devreye girmesini sağlayan hız regülatörü, kabinin durdurulmasını sağlayan ana eleman olan asansör paraşüt freni tarifleri, yapıları ve çalışma prensipleri ele alınmıştır. Dördüncü bölümde kılavuz ray gerilme hesapları analitik olarak yapılmıştır. Beşinci bölümde sonlu elemanlar metodu temel olarak ele alınarak uygulama alanları, özellikleri ve eleman tiplerine ve ANSYS sonlu elemanlar metodu analiz programına kısaca değinilmiş. Çalışmanın sonunda ele alınan asansör kılavuz raylarının gerilme analizleri ve sehim hesapları iki farklı profil için incelenmiştir. İlk hesaplama TS EN 81-1 standardında belirtilen hesap esaslarına uygun olarak yapılmıştır. Daha sonra ANSYS sonlu elemanlar paket programı kullanılarak aynı profillerin iki boyutlu modellenerek analizleri yapılmış ve gerilme ve sehim değerleri elde edilmiştir, elde edilen bu değerler yapılan hesaplarla karşılaştırılıp sonuçlar yorumlanmıştır. Literatürde bu konuda yapılmış çalışmalar yeterli sayıda ve katkıda değildir. Bu çalışmayla varolan bu eksikliğin kapatılması hedeflenmiştir.

ELEVATOR GUIDE RAIL STRESS ANALYSIS

SUMMARY

Guide rails which are basic mechanical element of elevator systems are affected by bending and buckling stresses during movement of the car and safety gear operation. The calculation of these stresses which are important in selection of guide rails, is carried out in accordance with EN 81-1. The purpose of the study in the first chapter and guide rails which are basic element of safety system have been stated and detailed information have been given in the second chapter . In third chapter, descriptions, structures and working principles of shoes used for guiding car, overspeed governors supplying to initiate safety gear operation and safety gears used for stopping car have been described and detailed information about their usage have been given. In fourth chapter, guide rail stresses have been calculated with analytical methods. In fifth chapter, finite element method principles and commercial finite element analysis package program Ansys have been mentioned. In the last chapter, stress and deflection analysis of two different guide rails used in elevator systems have been studied. TS EN 81-1 standard is first calculation type and second is stresses and deflections are analysed by two dimensional finite element modelling stresses were determined for various load. Results of analytical calculation method and finite element method were compared and commented on. Studies about this topic are not enough in literature. Therefore this study is a good reference on this subject.

1. GİRİŞ

Asansörler kot farkı bulunan yerler arasında hızlı, kolay, rahat ve güvenli taşımayı gerçekleştiren transport makinalarıdır. Son yıllarda şehirleşmede çok katlı binaların artışı ile asansörlerde gündelik hayatın birer vazgeçilmezi olmuştur. Ayrıca asansörler “yük ve insanları, kılavuz raylar arasında hareketli kabin veya platformları ile düşey doğrultuda yapının belli duraklarına taşımaya yarayan elektrikli araçlar” olarak tarif edebiliriz. Bu tarif doğrultusunda ele alınan insan faktörü olduğu zaman ilk akla gelen emniyet olmuştur.

Asansör sistemleri bir çok elemandan oluşmaktadır, dolayısı ile bu elemanların mukavemeti asansör sistemini ilgilendirmektedir. Asansör sistemini oluşturan elemanlardan olan kılavuz raylar, asansör yapısı ve tarifine giren temel elemanlardır. Kabin ve platformun, düşey eksenini muhafaza etmesi, sallanmamaları için gereklidir. Ayrıca kılavuz rayların temel fonksiyonları, kabini ve karşı ağırlığı düşey hareket boyunca kılavuzlamak ve bu hareket sırasında kabinin yatay hareketlerini ve olabildiğince kabinin sarsılmasını önlemek, bir grup insanın kabin içinde düzensiz duruşlarından dolayı meydana gelebilecek hareket güçlüklerini önlemek, halat kopması ve çeşitli nedenlerle kabin hızının aşağı veya yukarı yönde ani artması durumlarında paraşüt freni ile güvenli duruşunu sağlamak olarak sıralanabilir.

Literatürde bu konuda yapılmış çalışmalar yeterli sayıda ve katkıda değildir. Bu çalışmayla varolan bu eksikliğin kapatılması hedeflenmiştir.

Bu çalışmada ikinci bölümde asansör emniyet sistemini oluşturan en temel eleman olan kılavuz ray ele alınmış, kılavuz raylar hakkında detaylı bilgiler verilmiştir.

Üç bölümde, asansör emniyet sistemini oluşturan elemanlardan olan, paten, hız regülatörü, asansör paraşüt freni tarifleri, yapıları ve çalışma prensipleri ele alınmıştır.

Dördüncü bölümde kılavuz ray gerilme hesapları analitik olarak yapılmıştır.

Beşinci bölümde sonlu elemanlar metodu temel olarak ele alınarak uygulama alanları, özellikleri ve eleman tiplerine ve ANSYS sonlu elemanlar metodu analiz programına kısaca değinilmiş.

Çalışmanın sonunda ele alınan asansör kılavuz raylarının gerilme analizleri ve sehim hesapları iki farklı profil için incelenmiştir. İlk hesaplama TS EN81-1 standardında belirtilen hesap esaslarına uygun olarak yapılmıştır.

ANSYS sonlu elemanlar paket programı kullanılarak aynı profillerin iki boyutlu modellenerek analizleri yapılmış ve gerilme ve sehim değerleri elde edilmiştir, elde edilen bu değerler yapılan hesaplarla karşılaştırılıp sonuçlar yorumlanmıştır.



2. ASANSÖR KILAVUZ RAYLARI

Asansörler yük ve insanları, kılavuz raylar arasında hareketli kabin veya platformları ile düşey doğrultuda yapının belli duraklarına taşımaya yarayan elektrikli araçlar olarak tarif edilmektedir [1]. Asansör yönetmeliğine göre ise asansör, binalarda ve inşaatlarda, belirli seviyelerde hizmet veren, esnek olmayan ve yatay düzlemle 15°'den fazla bir açı oluşturan sabit raylar boyunca hareket eden bir kabine sahip olan ve insanların, insanların ve yüklerin ve kabine girilebiliyorsa, yani bir kişi zorlanmadan kabine girebiliyorsa ve kabin içine yada kabin içindeki bir kişinin kolayca ulaşabileceği şekilde yerleştirilmiş kontrollerle teçhiz edilmiş ise, sadece yüklerin taşınmasına yönelik bir tertibat olarak tanımlanmaktadır [2].

Kılavuz raylar, asansör yapısına ve tarifine giren temel elemanlar olup, kılavuz rayların temel fonksiyonları aşağıda sıralanmıştır:

- (a) Kabini ve karşı ağırlığı düşey hareket boyunca kılavuzlamak ve bu hareket sırasında kabinin yatay hareketlerini ve olabildiğince kabinin sarsılmasını önlemek,
- (b) Bir grup insanın kabin içinde düzensiz duruşlarından dolayı meydana gelebilecek hareket güçlüklerini önlemek,
- (c) Halat kopması ve çeşitli nedenlerle kabin hızının aşağı veya yukarı yönde ani artması durumlarında paraşüt freni ile güvenli duruşunu sağlamak.

Kabin ve karşı ağırlık en azından iki rijit çelik kılavuz ray tarafından kılavuzlanmalı, asansörün güvenli çalışmasını sağlamak için bu kılavuz raylar kılavuz ray bağlantıları ve tespit yerleri bunları etkileyen yüklere ve kuvvetlere dayanıklı olmalıdır [3]. Asansörlerin kapıları, kapı kilitleri, pozisyonunu kumanda sistemine ileten bilgi alıcıları, emniyet freni, kılavuz rayların belirli bir yörüngeyi koruyacağı varsayımından hareketle tasarlanmıştır. Standartlarda belirtilen asgari özelliklere sahip olmayan ve uygun şekilde yerleştirilmemiş kılavuz raylarla, bir asansörün düzenli ve emniyetli çalışması beklenemez.

Kılavuz raylar, hassas ölçüm imkanlarına sahip, düzenli fabrika ortamlarında üretilir. Ancak fabrikalara göre çok zor, yetersiz ve kötü şartların geçerli olduğu şantiye

ortamında kuyuya monte edilir. İmalat ve montaj süreçlerinin doğru işlemesi ile beklenen kalite düzeyi elde edilebilir.

Hakkında standart hazırlanmış tek asansör elemanı olan kılavuz ray özellikleri “ISO 7465 Passenger Lifts and Service Lifts-Guide Rails for Lift Cars and Counterweights-T-Type” adıyla anılan standartta ele alınmıştır. Türk Standartları Enstitüsü, kılavuz raylarla ilgili yayınladığı TS 4789 standardını yeniden düzenlemiş, TS 4789 ISO 7465 numara ile uluslararası standartla uyumlu hale getirmiştir. Yeni standart hazırlanırken, “ISO 630:1995 yapı çelikleri”, “ISO 468 Yüzey Pürüzlülüğü-Parametreler ve Pürüzlülük Tespiti Kuralları”, “ISO 1302 Ürünlerin Geometrik Özellikleri” standartlarına atıf yapılmıştır [4].

Asansör imalat ve montaj kurallarının tanımlandığı EN 81-1 standardında, asansör kılavuz raylarıyla ilgili aşağıdaki hususlara yer verilmektedir [5].

(a) Asansör kılavuz rayları, asansörün emniyetli şekilde çalışması için ek yerleri ve bağlantıları üzerine uygulanan yüklere ve kuvvetlere dayanabilecek düzeyde olmalıdır.

(b) Asansörün emniyetli şekilde çalışması hususunda kılavuz raylarla ilgili olarak:

Kabin, karşı ağırlık veya denge ağırlığı kılavuzlanması sağlanacaktır.

(c) T profilli kılavuz raylar için izin verilen maksimum sehimler, emniyet tertibatının çalıştığı kabin, karşı ağırlık veya denge ağırlığı kılavuz rayları için her iki yönde 5 mm ve emniyet tertibatı olmadan karşı ağırlık veya denge ağırlığı kılavuz rayları için her iki yönde 10 mm dir.

(d) Kılavuz rayların konsollara ve binaya tespiti, binanın normal oturmasına veya betonun çekmesine bağlı etkilerin otomatik olarak veya basit ayarla dengelenmesine izin verecektir.

(e) Bağlantılarda kılavuz rayların çıkmasına sebep olabilecek dönmeler engellenecektir.

(f) Kabin, karşı ağırlık veya denge ağırlığının kılavuzlanması:

- Kabin, karşı ağırlık veya denge ağırlığının her biri en az iki rijit çelik kılavuz rayla kılavuzlanacaktır.

- Aşağıdaki durumlarda kılavuz raylar çekme çelikten yapılacak veya sürtünme yüzeyleri işlenecektir:

Nominal hızın 0,4 m/s'yi aşması,

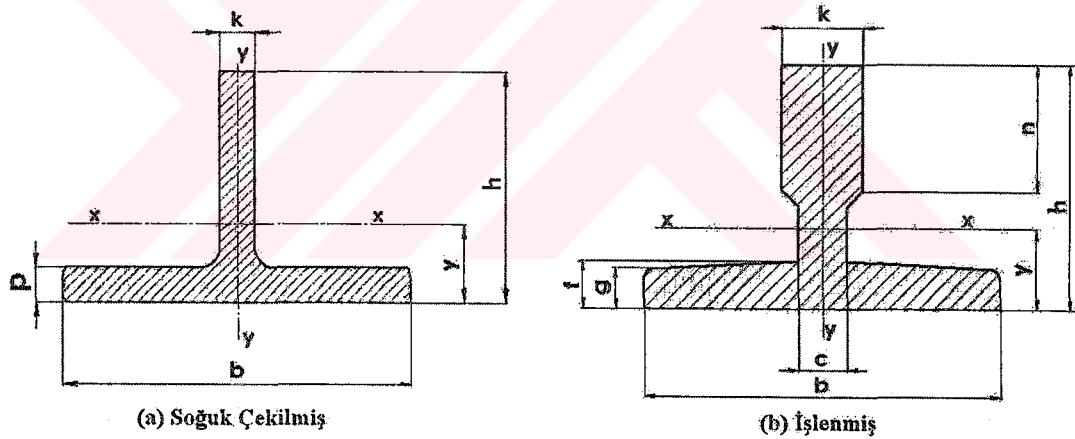
Hız ne olursa olsun kaymalı emniyet tertibatı kullanılması,

- Emniyet tertibatı olmadan karşı ağırlık veya denge ağırlığı kılavuz rayları kalıpla bükülmüş metal saçtan yapılabilir. Bunlar korozyona karşı korunacaktır.

Ayrıca ISO 9001 standardının ürün izlenebilirliği şartını da yerine getiren ve ray standardında talep edilen işaretlemeler ray üzerinde bulunmalıdır.

2.1 Kılavuz Rayların Fiziksel Özellikleri ve Boyutları

Soğuk çekilmiş ve işlenmiş T profilli kılavuz ray kesitlerini Şekil 2.1a ve b'de görülmektedir. Soğuk çekilmiş kılavuz ray A, işlenmiş kılavuz ray ise B, BE sembolleriyle tariflenmektedir.



Şekil 2.1 T profilli kılavuz ray kesitleri ve ölçüleri

Tablo 2.1'de ve Tablo 2.2'de ISO 7465 standardına göre soğuk çekilmiş ve işlenmiş kılavuz ray ölçüleri ile fiziksel özellikleri görülmektedir [6,7].

Tablo 2.1 Kılavuz ray ölçüleri [mm]

Ray tipi	b	h	k	n	c	g	f	m ₁	m ₂	t ₁	t ₂	d
T45/A	45	45	5	-	-	*	-	2	1.95	2.5	2	9
T50/A	50	50	5	-	-	*	-	2	1.95	2.5	2	9
T70-2/A	70	70	8	-	-	**	-	3	2.95	3.5	3	13
T70-1/A	70	65	9	34	6	***	-	3	2.95	3.5	3	13
T70-3/B	75	49.2	15.88	25.4	9.5	7.9	9.5	3	2.95	3.5	3	13
T75-3/A	75	62	10	30	8	****	-	3	2.95	3.5	3	13
T75-3/B	75	62	10	30	8	7	9	3	2.95	3.5	3	13
T82/A	82	65.3	9	25.4	7.5	6	8.3	3	2.95	3.5	3	13
T89/A	89	62	15.88	33.4	10	7	11.1	6.4	6.37	7.14	6.35	13
T89/B	89	62	15.88	33.4	9.5	7.9	11.1	6.4	6.37	7.14	6.35	13
T90/A	90	75	16	42	10	8	10	6.4	6.37	7.14	6.35	13
T90/B	90	75	16	42	10	8	10.0	6.4	6.37	7.14	6.35	13
T125/B-BE	125	82	16	42	10	9	12.0	6.4	6.37	7.14	6.35	17
T127-1/B-BE	127	88.9	15.88	44.5	9.5	7.9	11.1	6.4	6.37	7.14	6.35	17
T127-2/B-BE	127	88.9	15.88	50.8	9.5	12.7	15.9	6.4	6.37	7.14	6.35	17
T140-1/B-BE	140	108	19	50.8	12.7	12.7	15.9	6.4	6.37	7.14	6.35	21.5
T140-2/B-BE	140	101.6	28.60	50.8	19	14.3	17	6.4	6.37	7.14	6.35	21.5
T140-3/B-BE	140	127	31.70	57.1	25.4	17.5	25.4	6.4	6.37	7.14	6.35	21.5

* p = 5 mm ; ** p = 8 mm ; *** p = 7 mm ; **** p = 7.5 mm

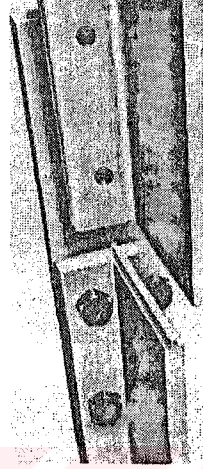
Tablo 2.2 Kılavuz ray fiziksel özellikleri

Ray tipi	S 10 ² mm ²	q kg/m	I _x 10 ⁴ mm ⁴	W _x 10 ³ mm ³	i _x mm	I _y 10 ⁴ mm ⁴	W _y 10 ³ mm ³	i _y mm	y mm
T 45/A	4.25	3.34	8.08	2.53	13.80	3.84	1.71	9.50	13.10
T 50/A	4.75	3.73	11.24	3.15	15.40	5.25	2.10	10.50	14.30
T 70-2/A	10.52	8.26	47.43	9.63	21.20	23.13	6.61	14.80	20.20
T 70-1/A	9.51	7.47	41.30	9.24	20.90	18.65	5.35	14.00	20.40
T 70-3/B	11.54	9.30	27.50	8.52	15.20	25.80	7.54	15.00	17.30
T 75-3/A,B	10.99	8.63	40.35	9.29	19.20	26.49	7.06	15.50	18.60
T 82/A	10.90	8.55	49.40	10.20	21.30	30.50	7.40	13.20	19.80
T 89/A,B	15.70	12.30	59.52	14.25	19.50	52.40	11.80	18.30	20.20
T 89/B	15.70	12.30	59.60	14.50	19.50	52.50	11.80	18.30	20.7
T 90/A,B	17.25	13.55	102	20.87	24.30	52.60	11.80	17.50	21.60
T 125/B-BE	22.83	17.90	151	26.20	25.70	159	25.40	26.40	24.30
T 127-1/B-BE	22.64	17.77	186.20	30.40	28.60	148	23.40	25.60	27.50
T 127-2/B-BE	28.63	22.48	198.40	30.90	26.30	230	36.20	28.30	24.60
T 140-1/B-BE	35.20	27.60	404	53.40	33.90	310	44.30	29.70	32.40
T 140-2/B-BE	43.22	32.70	452	67.50	32.50	365	52.30	29.20	34.80
T 140-3/B-BE	57.35	47.60	946	114	40.60	488	70	29.20	44.20

A: soğuk çekilmiş kılavuz ray B, BE: işlenmiş kılavuz ray

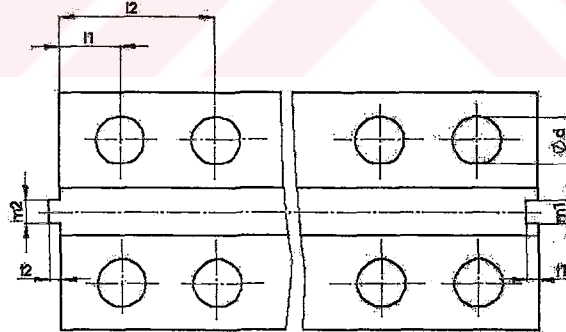
2.1.1 Kılavuz Ray Uçları

Asansör kuyuları 5 m'den daha derin olduğu durumlarda standart uzunlukta bir kılavuz ray yeterli olmayacağı için iki veya daha fazla kılavuz rayın birbirine monte edilmesi gerekir. Şekil 2.2'de iki kılavuz rayın birbirine monte edilmesi durumu görülmektedir.



Şekil 2.2 İki kılavuz rayın montajı

Bu montajın kolay bir şekilde sağlanabilmesi için kılavuz rayların uç kısımlarına erkek ve dişi kanallar işlenir(Şekil 2.3).



Şekil 2.3 Kılavuz ray üzerindeki erkek ve dişi kanallar

2.1.2 Kılavuz Ray Boyu

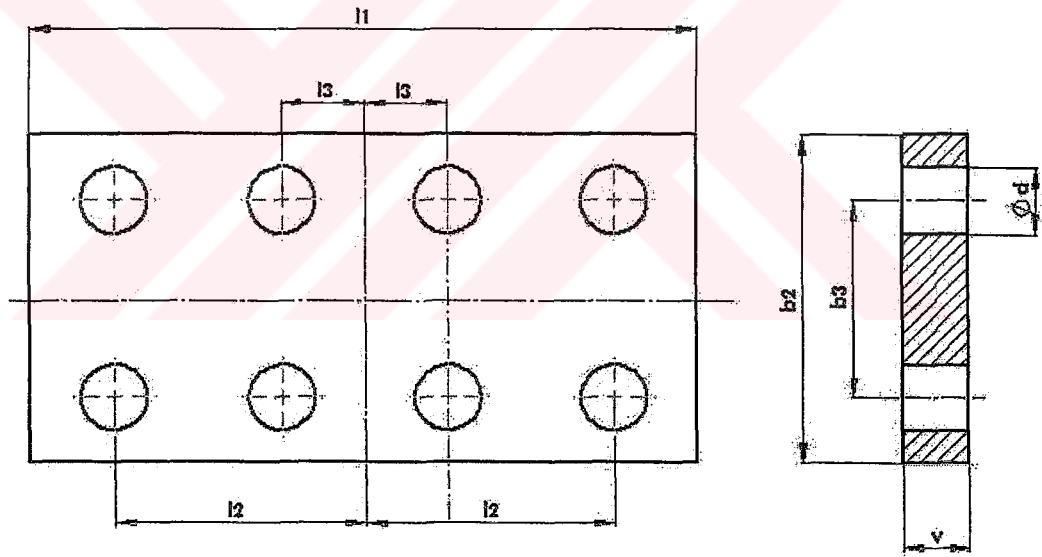
Kılavuz rayların boylarının tavsiye edilen değeri 5 m'dir ve imal edilirken gereken boy değerine göre ± 2 mm tolerans ile imal edilir.

2.1.3 Bağlantı Levhası Boyutları

Bağlantı levhaları iki kılavuz rayın birbirine monte edilmesinde kullanılmaktadır. Bağlantı levhaları, asansör tesisinde emniyet ve konfor elde etme yolunda kılavuz raylar kadar önemlidir. Döşenmiş ray hattı, tek parça kiriş olarak kabul edilir. Dolayısı ile bağlantı noktaları kılavuz ray ile aynı mukavemete sahip olmalıdır. Ayrıca doğru ve kolay montaj için kaliteli bağlantı levhaları kullanılmalıdır.

Uygun olmayan bağlantı levhaları, genellikle bağlantı yüzü işlenmiş veya imalat sırasında düzlemselliği kaybolmuş kalınlığı standartta belirtilen değerden daha düşük ürünlerdir. Bağlantı levhası, ek noktasında ray ile aynı mukavemete sahip olmalıdır. Bunun için özellikle yük asansörlerinde, ataleti standardın önerdiği değerin üzerinde özel elemanlar kullanmak, emniyeti ve konfor düzeyini artıracaktır.

Bağlantı levhası boyutlarını Şekil 2.4’de ve bu standart değerleri ise Tablo 2.3’de görülmektedir.



Şekil 2.4 Bağlantı levhası

Tablo 2.3 Bağlantı levhası ölçüleri[mm]

Ray tipi	d	b ₂	b ₃	l ₁	l ₂	l ₃	v			
T 45/A	9	50	25	160	65	15	8	M8-25	A8	T1
T 50/A	9	50	30	200	75	25	8	M8-25	A8	T1
T 70-2/A	9	70	42	250	105	25	10	M12-35	A12	T2
T 70-1/A	13	70	42	250	105	25	10	M12-35	A12	T2
T 70-3/B	13	70	42	250	105	25	10	M12-35	A12	T2
T 75-3/A	13	75	43	240	90	30	10	M12-35	A12	T2
T 75-3/B	13	75	43	240	90	30	10	M12-35	A12	T2
T 82/A	13	80	50.8	216	81	27	10	M12-35	A12	T2
T 89/A	13	90	57.2	305	114.3	38.1	10/13	M12-35	A12	T3
T 89/B	13	90	57.2	305	114.3	38.1	10/13	M12-35	A12	T3
T 90/A	13	90	57.2	305	114.3	38.1	10/13	M12-35	A12	T3
T 90/B	13	90	57.2	305	114.3	38.1	10/13	M12-35	A12	T3
T 125/B-BE	17	130	79.4	305	114.3	38.1	17	M12-35	A16	T4
T 127-1/B-BE	17	130	79.4	305	114.3	38.1	17	M12-35	A16	T4
T 127-2/B-BE	17	130	79.4	305	114.3	38.1	17	M12-35	A16	T5
T 140-1/B-BE	21.5	140	92.1	380	152.4	31.8	25	M20-65	A20	T5
T 140-2/B-BE	21.5	140	92.1	380	152.4	31.8	25	M20-65	A20	T5
T 140-3/B-BE	21.5	140	92.1	380	152.4	31.8	25	M20-65	A20	T5

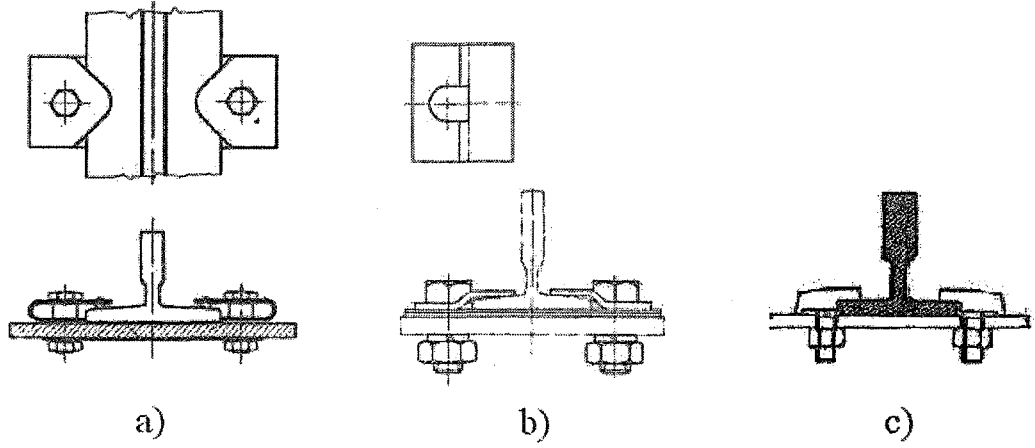
A: soğuk çekilmiş kılavuz ray

B, BE: işlenmiş kılavuz ray

2.1.4 Mesnetler ve Bağlantı Pabuçları

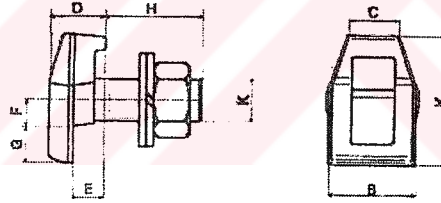
Kılavuz rayları yerleştirilirken ray ile ilişkisi çok önemli olan bir yardımcı eleman da rayı binaya bağlayan mesnetlerdir. Bu mesnetler ile ray arasında, hareket yeteneğine engel olacak sabit bir bağlantı olmamalıdır. Eğer ray mesnetlere kaynakla bağlanır veya zamanla oluşacak korozyon ile iki metal birleşir ise, ısıl genleşme sonucu büyük gerilmeler oluşur ve ray deforme olur. Mesnetlere, ray ile mesnet arasında korozyon sonucu oluşacak bağı önleyecek bir madde örneğin gres yağı sürmek iyi bir çare olacaktır. Burada asansör mühendisleri tarafından tespit edilecek, konsollar arasındaki mesafedir. Konsol aralığının ideal bir ölçüsü literatürde tanımlanmamıştır. Mesafe azaltıldıkça, konsol sayısı artar ve ray boyutu küçülür. Konsol montajı maliyetiyle ray maliyetini optimize eden çözüm hedeflenmelidir. Teorik olarak mesnet mesafesini sonsuza kadar küçültmek mümkündür. Fakat, binanın mesnet kabul edilebilecek yapısal elemanlarının izin verdiği kadar küçülme, gerçekleştirilebilir. Hiçbir mukavemet gösteremeyecek bir dolgu duvarına mesnet yerleştirilmemelidir.

Kılavuz rayları mesnetlere bağlamak amacı ile bağlantı pabuçları kullanılmaktadır. Bu bağlantı parçaları değişik şekillerde olabilmektedir. Bağlantı pabuçlarının belli başlıcaları Şekil 2.5’de gösterilmiştir.



Şekil 2.5 Bağlantı pabuç türleri

Şekil 2.5c de görülen türde bağlantı pabuçları kılavuz ray montajında tercih edilmektedir. Bu bağlantı pabuçlarının boyutları Şekil 2.6’da ve temel ölçüleri de Tablo 2.4’de verilmiştir [8].



Şekil 2.6 Bağlantı pabuç genel boyutları

Tablo 2.4 Ray bağlantı pabuçlarının boyutları

	Ø	A	B	C	D	E	F	G	H
T1	M10	32	23	16	12	5.5	5	11	23
T2	M12	39	27	19	15	7.3	6.5	13	27
T3	M14	45	30	21	18.5	9.5	8	13	34
T4	M16	50	34	22	20.5	10.5	8.5	15	40
T5	M18	55	37	22	23	13	11	17	42

2.2 Kılavuz Ray Yüzey Sertlik Değerleri

Ray yüzeyi sertliği, emniyet freni devreye girdiği zaman önem kazanmaktadır. Bu durumda bir temas söz konusu olacaktır ve temasda olan taraflardan biri aşınmaya

veya çentik etkisine maruz kalacaktır. Bu durumdan dolayı rayın değil fren pabucunun aşınması tercih edilir. Asansör parçalarının ahenk içinde bir arada çalışması gerektiğinden, fren pabuçlarının raya uygun üretilmesi ve bu şekilde üretilmiş frenlerin seçilmesi gerekir. Ayrıca fren pabuçlarının çok sert veya çok sivri olması kırılma ihtimalini artıran etkenlerdir ve tehlike yaratırlar. Çeliklerin mukavemeti ile sertliği arasındaki ilişki Tablo 2.5’de gösterilmektedir. Bu durumda asansör kılavuz rayları 110 ila 160 HB arasında sertliktedir.

Tablo 2.5 Çekme Mukavemeti – Yüzey Sertlik Değerleri

Çekme Mukavemeti [N/mm ²]	Yüzey Sertliği [HB]
335	98.8
415	124
575	171

Kılavuz rayların yüzeyleri kabin ve karşı ağırlığı kılavuzlamak için yeterli miktarda yumuşak olmasıyla kılavuzlama elemanları iyi bir şekilde çalışabilir.

2.3 Kılavuz Ray Yüzey Pürüzlülüğü

Asansör kabininin, rayların üzerinde sessiz çalışması ve patenleri aşındırmasını geciktirmek için yüzeylerin belirli bir pürüzlülük değerinde olması gerekmektedir. Sıcak haddelenmiş profillerle yapılan ek işlemler bu amaca yöneliktir. ISO 7465 standardında atıf yapılan ISO 468 veya TS 971, yüzey pürüzlülüğü özelliğini açıklamaktadır [9]. Rayların yüzey pürüzlülüğü R_a standart ölçüleri Tablo 2.6’da verilmiştir. R_a değeri, numune boyunca ölçülen profil sapmalarının mutlak aritmetik ortalaması olarak tanımlanmaktadır.

Tablo 2.6 Rayların yüzey pürüzlülük değerleri, R_a

Ray Sınıfı	Ray Boyuna[μ m]	Ray Enine[μ m]
A	$1.6 \leq R_a \leq 6.3$	$1.6 \leq R_a \leq 6.3$
B	$R_a \leq 1.6$	$0.8 \leq R_a \leq 3.2$
BE	$R_a \leq 1.6$	$0.8 \leq R_a \leq 3.2$

Bağlantı levhası temas yüzeyinin sertlik değeri (bağlantı levhası işlenmiş durumdadır) $R_a = 6.3 \mu\text{m}$ 'dir.

2.4 Kılavuz Ray İmalatı

ISO 7465 standardında belirtildiği üzere kılavuz raylar soğuk çekme ve talaşlı imalat yöntemleri ile imal edilebilir. Soğuk çekilmiş raylar A, işlenmiş raylar B harfi eklenerek standarttan alınır, örneğin T 89/A gibi. Metal sıcak haddemeleme işlemi ile T-Profil şekline getirilir. İşlem sıcaklığı 1200 °C civarındadır. İşlem sonuna kadar yeniden kristalleşme sıcaklığının altına inilmemelidir. Aksi takdirde oluşacak kristal yapı deformasyonları kontrolsüz plastik şekil değişimlerine, yani rayın sonradan eğilmesine sebep olur. Asansör raylarının ve genel olarak yapı işlerinde kullanılan çelik profillerin seçim hesaplarında kullanılan teoriler, cisimlerin izotropik olduğunu, yani mekanik özelliklerinin etki yapan kuvvetin uygulama yönüne bağlı olmadığı varsayımına dayanır. Cismin izotropik olması doğru haddelenmesine de bağlıdır.

2.4.1 Soğuk Çekme Ray İmalatı

Sıcak haddelenmiş profillerin, sert metal kalibreden çekilmesi suretiyle, ölçü hassasiyeti ve yüzey pürüzlülüğü bakımından bütün yüzeylerin özelliğinin artırıldığı yöntemdir. Sıkıştırma ve sıvama esasına dayanan bu yöntemle, malzemenin mekanik özellikleri de geliştirilmiş olur. Talaşlı imalat, söz konusu mekanik özellik artışı temin etmez. Bu nedenle, işlenmiş raylar, çekme dayanımı daha yüksek hammadde kullanılarak üretilmektedir.

Soğuk çekme yöntemiyle kılavuz ray imalatının bazı avantajları şunlardır:

- (a) Yeni teknolojidir, talaşla malzeme kaybını önler,
- (b) Çağın gerektirdiği yüksek üretim miktarı imkanını verir,
- (c) İmal usulü, aynı zamanda malzemeyi test ettiğinden, malzeme kalitesini garanti altına alır,
- (d) Tüm yüzeyler işleme tabi tutulduğundan iç gerilme dağılımına olumsuz etki yapmaz. İşlem sonrası iç gerilme nedeniyle plastik şekil değişimi meydana gelmez.

Soğuk çekme yöntemiyle kılavuz ray imalatının dezavantajları ise şunlardır:

- (a)Yüksek teknoloji ve özel bilgi ihtiyacı dolayısıyla yüksek ilk yatırım maliyeti ortaya çıkarır.
- (b) Geometrik hassasiyeti çok yüksek yarı mamul gerektirir.
- (c) Ekonomik üretim miktarı için büyük fabrika alanı ihtiyacı doğurur.
- (d) Malzeme hataları üretim esnasında ortaya çıktığından metalürjik özellik toleransı çok dardır [10,11,12].

2.4.2 Talaşlı İmalat Yöntemiyle Ray İmalatı

Haddelenmiş ray profillerinin paten çalışma yüzeyleri, planyalama, frezeleme veya broşlama usullerinden biri ile talaş kaldırılarak işlenir.

Talaşlı imalat yönteminin bazı önemli avantajları şunlardır:

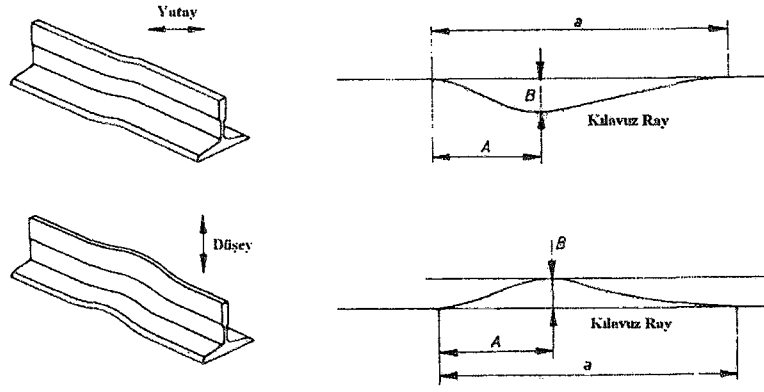
- (a) Üretim sırasında metalürjik ve geometrik ölçüler bakımından çok hassas haddelenmiş yarı mamul gerektirmez,
- (b) Büyük kesitli ve ağır rayların üretimine izin verir.
- (c) En eski ray imal usulüdür. Teknoloji eski olduğundan iyi bilinir ve yatırım gerektirmez.

Talaşlı imalat yöntemiyle kılavuz ray imal etmenin en önemli dezavantajları şunlardır:

- (a) Üretim sonrası kalitenin devamlılığı için metalürjik özellikleri yüksek, yani iç gerilmeleri olmayan yarı mamul gerektirir.
- (b) Üretim maliyeti yüksektir ve bundan dolayı da ürünler pahalıdır, talaşlı imalat sırasında zayi olan malzeme maliyeti artırır.

2.4.3 Ray Doğrusallığı

Üretilen raylarda maksimum ray doğrusallık oranı B/A için boyutlar Şekil 2.7’de görülmektedir. Ayrıca bu oran değerleri de Tablo 2.7’de verilmektedir [13].



Şekil 2.7 Ray doğrusallığı

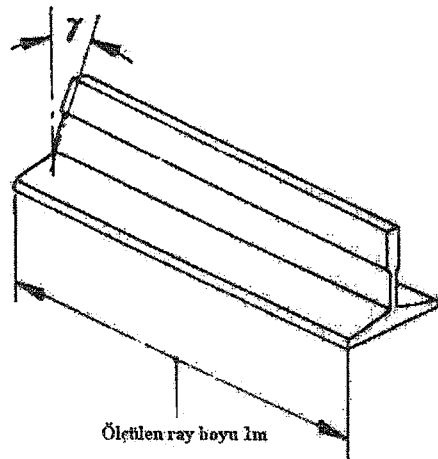
Burada; A: Referans noktası ile ölçüm noktası arasındaki en kısa mesafe,
 B: Referans noktası ile ölçüm noktası arasındaki en büyük mesafe,
 a: A ve B değerlerinin denetlendiği uzunluk $\geq 1\text{m}$.

Tablo 2.7 Doğrusallık oranı B/A

Doğrusallık Oranı B/A	
Kılavuz Ray Tipi	B/A maksimum değeri
Soğuk Çekilmiş	0.0016
İşlenmiş	0.0010

2.4.4 Burkulma

İmal edilen raylarda ray boynundaki burkulma açısı Şekil 2.8’de de görüldüğü gibi γ ile ifade edilmekte ve ihmal edilebilir γ değerleri Tablo2.8’de verilmektedir [13].



Şekil 2.8 Ray boynundaki burkulma

Tablo 2.8 İzin verilen burkulma açısı değerleri

İzin verilen burkulma açısı değerleri	
Kılavuz Ray Tipi	γ_{max} .
Soğuk Çekilmiş	50 °/m
İşlenmiş	30 °/m

2.5 Kılavuz Ray Malzemeleri

Asansörlerde kullanılan kılavuz rayların ve bağlantı levhalarının çekme gerilmesi değeri 370 N/mm^2 'den küçük ve 520 N/mm^2 'den daha büyük olmamalıdır. Kılavuz raylar ISO 7455, DIN 15311 veya TS 4789 standartlarına uygun olarak Tablo 2Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı..9'da verilen malzemelerden imal edilmektedir.

Tablo 2.9 Kılavuz ray malzemeleri

Ray Standardı	Soğuk Çekilmiş	İşlenmiş
ISO 7465	Fe 360 B	Fe 430 B
ISO 630	E235B (Fe360)	E275B (Fe430)
DIN 15311	St 37 – 2K	St 44 – 2K
BS5655 / 9	4360 / 40A	4360 / 43A
ANSI A 17 – 1	-	ASFM – A36
UNI 7465	Fe 360 B	Fe 430 B
AFNOR 82 / 251	Fe 360 B	Fe 430 B
TS 4789	St 37 – 2K	St 44 – 2K

Bugün için ABD'de çeliğin kaza riskini önlemek için kılavuz raylarda uygun metal dışı malzemelerde kullanılabilmektedir. Özellikle kimyasal ve patlama riski taşıyan çalışma alanlarında bu malzemeler tercih edilebilir. Bu tip yerlerde ayrıca kabin hızı 0.76 m/s 'yi geçmez.

2.6 Ray Seçiminde Önemli Kalite Kriterleri

Asansör kılavuz rayları, ISO 7465 standardında açıkça tarif edilmiş bir üründür. Bu sebeple standartlarda belirtilen kriterleri yerine getiren ürün kaliteli ürün olarak nitelendirilebilir. Belirtilen metalurjik özellikler, hesaplamalara esas teşkil eder ve bu sebeple kritik değer kabul edilmelidir. Standartlarda sünük malzemeler önerilmiştir.

Kılavuz rayda en önemli zorlanma paraşüt freni devreye girdiğinde ortaya çıkar ve bu sırada rayda meydana gelecek bir hasar çok önemli bir momentum değişimine

sebebiyet verir. İzin verilen gerilmeler hesaplanırken, ε % uzama oranına bağlı olarak, v emniyet katsayısı kullanılır. TS 10922 EN81-1’de verilen değerler.

$$\varepsilon > \%12 \text{ ise } v=1.8$$

$$\%8 \leq \varepsilon \leq \%12 \text{ ise } v=3$$

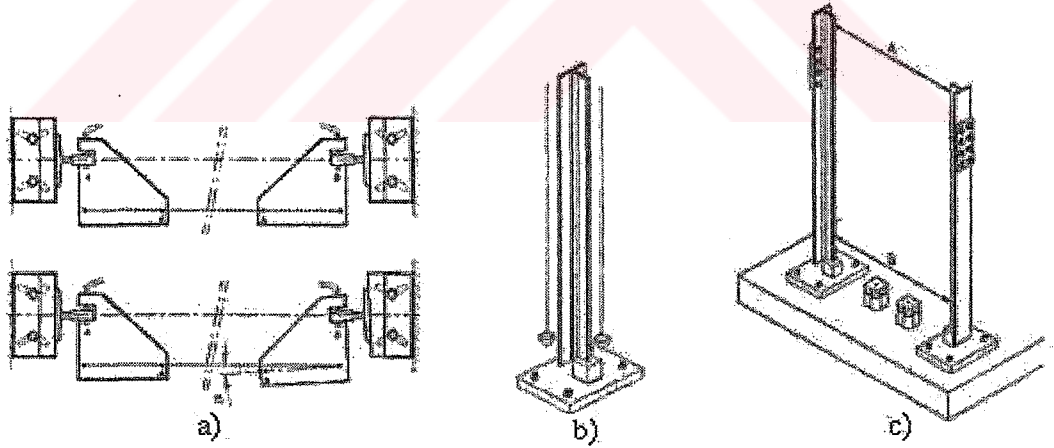
alınacağını gösterir. Ray malzemesinin kopma anındaki % uzama arttıkça, emniyet katsayısını daha küçük almak mümkündür.

2.7 Rayların Döşenmesi

Rayları ve bağlantı lamalarını uygun şekilde kuyuya taşıdıktan sonra en önemli işlem, rayların doğru konumda yerleştirilip sabitlenmesi işlemleridir. Rayların döşenmesinde şu geometrik özellikler bulunmalıdır [10,11].

Kılavuz rayların üzerinde patenlerin çalıştığı yüzeylerin,

- (a) aynı düzlemde olması (Şekil 2.9a)
- (b) düşey doğrultuda olmaları (Şekil 2.9b)
- (c) birbirlerine paralel olmaları (Şekil 2.9c)



Şekil 2.9 Kılavuz rayların yerleştirilmesi

2.8 Kılavuz Raylarının Ömrü

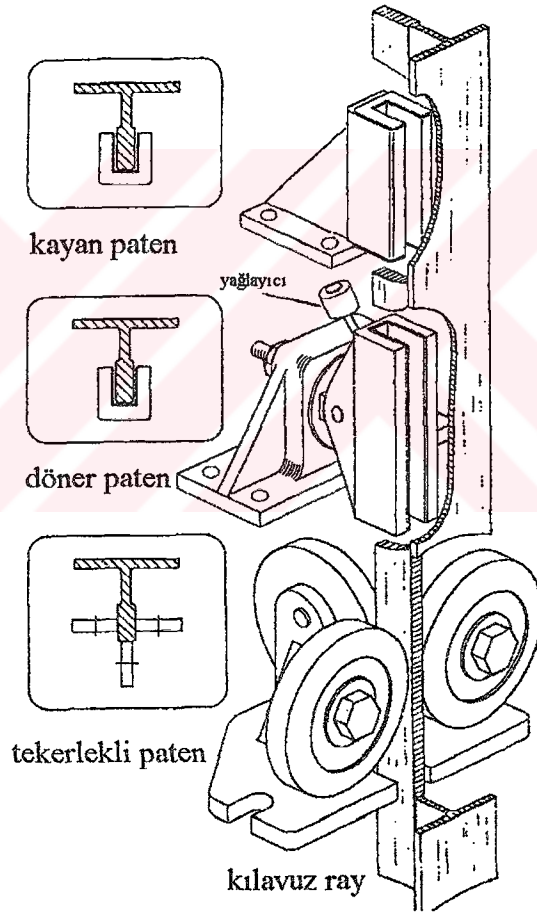
Kılavuz rayların ömürlerinin ne kadar olduğu ve revize edilen asansörlerin kılavuz raylarının değiştirilmesinin gerekip gerekmediği, çok tartışılan bir konudur. Kılavuz rayların ömrü, asansörün diğer elemanlarının ömründen çok uzundur.

Kılavuz rayların değiştirilmesini gerektirecek durumlar şunlardır :

- a) Emniyet freninin devreye girmesi ile ray üzerinde hasar oluşması halı
- b) Binanın deprem, yangın gibi felaketlere maruz kalması
- c) Asansörün, kılavuz raylara zarar verecek boyutta bir kaza geçirmesi

2.9 Kılavuz Ray Patenleri

Kabin ve karşı ağırlık, ayrı ayrı kılavuz raylarına patenler ile alt ve üst kısımlardan kılavuzlanmaktadır. Kılavuzlama yapan patenler, kayan paten, döner paten, tekerlekli paten olmak üzere üç ayrı tiptedir. Bunlar Şekil 2.10 'da görülmektedir [14].



Şekil 2.10 Kılavuzlamada kullanılan patenler

Kayan patenler, 2m/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 malzemeden imal edilir.

Aşınma dayanıklılığını artırmak ve daha uzun bir 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 edilmektedir. Ancak yumuşak bir kullanım ve sürtünme kayıplarının azaltılması nedeniyle güçten kazanç sağlaması nedeniyle orta hızlı asansörlerde de kullanılmaktadır.

Tekerlekli patenler, kılavuz raylara sürekli temas halinde bulunan üç yada daha fazla adet kendi etrafında dönebilen ve rulmanlı yataklı tekerlekten oluşmaktadır. Tekerlekler, plastikten veya poliüretandan imal edildiğinden titreşimler azaltılmıştır ve sessiz çalışma, düşük sürtünme sağladıklarından tercih edilmektedir. Tekerlekli patenlerin bulunduğu kılavuz raylar yağlanmamış olarak bulunmalıdır.



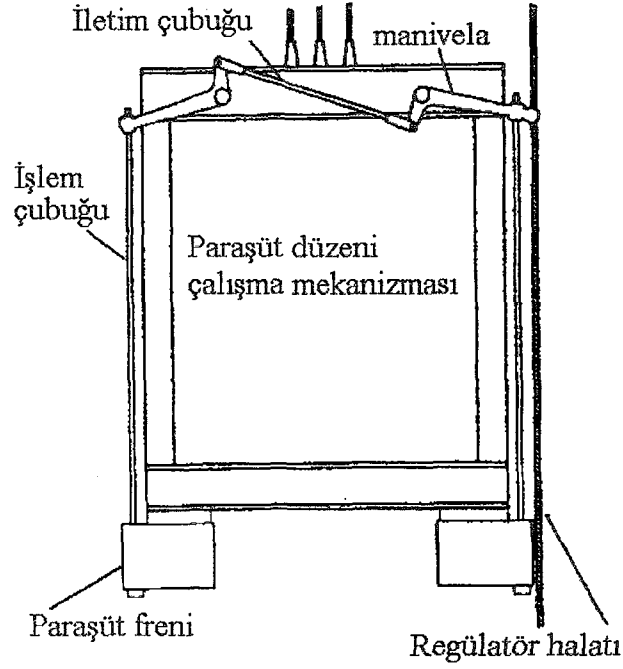
3. PARAŞÜT DÜZENİ

3.1 Giriş

Taşıma amacı ile insanların girdiği veya herhangi bir yükün taşındığı ve tel halat veya zincir yardımıyla asılmış olan her asansör kabini paraşüt düzeni olmak zorundadır. Paraşüt sistemlerinde 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 [15]. 0,85m/s asansör hızına kadar kullanılan sert fren etkilerinden başka, kılavuz rayları da zedeleyebilir. Tüm asansör kabin ve platformları için regülatör yardımcılığı ile birlikte konulması zorunlu olan paraşüt freni, karşı ağırlık için de özel bir halde gereklidir. Karşı ağırlığın hareket alanı altında, insanların bulunduğu, konut, büro, toplantı salonları gibi yerler varsa karşı ağırlık da paraşüt düzeni ile donatılmalıdır.

Paraşüt düzeni, kabin aşağı yönde giderken (günümüzde yukarı yönde ivmelenmeler için de kullanılmaktadır), hız artışının sebebi ne olursa olsun, kabin hızı paraşüt freninin devreye girmesi için gerekli olan hız değerini bulduğunda kılavuz rayları yakalayarak, kabini (ve/veya karşı ağırlığı) durduracak mekanik bir düzendir. Paraşüt düzeni tercihen kabinin alt bölümüne yerleştirilmelidir(Şekil 3.1) [16].

Paraşüt düzeni bir çift kılavuz ray üzerinde çalışır. Çalışma her iki kılavuz ray üzerinde aynı anda olmalıdır. Kabinin durdurulması gereken seçilmiş hız değeri hız regülatörü durdurucu fren hızıdır. Eğer seçilmiş hız 1 m/s'yi aşmazsa , karşı ağırlık emniyet tertibatı süspansiyon dişlisinin durmasıyla veya emniyet halatı ile durdurulabilir. Düzenleyici üzerine, kontrol devresini önceden veya paraşüt düzeni çalışması anında harekete geçirmek için aşırı hız düğmesi konulur.

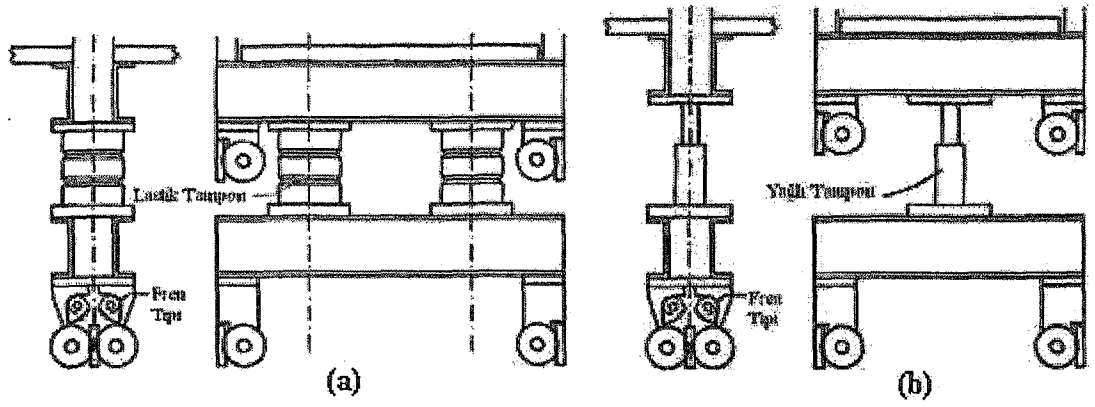


Şekil 3.1 Paraşüt freninin çalışması

Paraşüt frenleri performans özelliklerine göre şöyle sınıflandırılabilir :

Ani (Kazık) Tip Fren : Durma süresince kılavuz rayların üzerine hızla artan kuvvet uygular. Durma süresi ve mesafesi çok kısadır, geciktirme kuvvetini ve durma mesafesini sınırlayacak herhangi bir esnek vasıta kullanılmaz. Bu tipler, Avrupa'da 0.63 m/s seçilmiş hız sınırının geçilmediği yerlerde kullanılabilir (A.B.D. 'de 0.76 m/s). Bu tip emniyet tertibatının kullanımında kabin veya karşı ağırlığın davranışları tam olarak öngörülemez, ancak deneysel olarak incelendiğinde anlaşılabilir.

Tampon Etkili Ani Tip Fren : Enerji toplayan veya enerji harcayan türleri mevcuttur. Genellikle bir veya daha fazla tampon kabinin alt kısmına yerleştirilir. Sıkıştırma stroğu sırasında yavaşlatıcı güçler ortaya çıkar. Durma mesafesi frenin efektif stroğuna eşittir. Bunlar Avrupa'da 1 m/s ve A.B.D. 'de 2.5 m/s seçilmiş hız değerleri için kullanılabilir. Şekil 3.2a'da lastik tamponlu ve b'de ise yağlı tamponlu frenler görülmektedir [17].



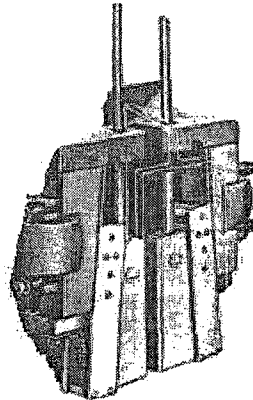
Şekil 3.2 Tampon etkili ani tip fren örnekleri

Gelişmiş Tip : Durma süresince kılavuz raylara sınırlı basınç tatbik ederler. Paraşüt düzeni tamamen kullanıldığında geciktirici kuvvetler oldukça muntazam hale gelir. Durma süresi ve mesafesi , hareket ettirilebilir sistemin durdurulan kütlesi ve paraşüt freninin çalışmaya başlama hızıyla ilişkilidir. Bu tip Avrupa 'da 1 m/s 'yi aşan durumlarda kullanılmalıdır.

Eğer kabinlerde çift paraşüt freni kullanılıyorsa , bunların hepsi gelişmiş tip olmalıdır. Paraşüt freninin bırakılması işlemi sadece kabinin yukarı doğru hareketinde yapılmalıdır, bırakıldıktan sonra paraşüt freni yeni bir işlem için hazır olmalıdır.

3.2 Kama Tipi Ani Paraşüt Freni

Eskiden oldukça geçerli bir model olmakla birlikte son zamanlarda bunun yerine eksantrik kama tipi kullanılmaya başlanmıştır. Ancak prensip kama tipi paraşüt freni ile sağlanmıştır.(Şekil 3.3)

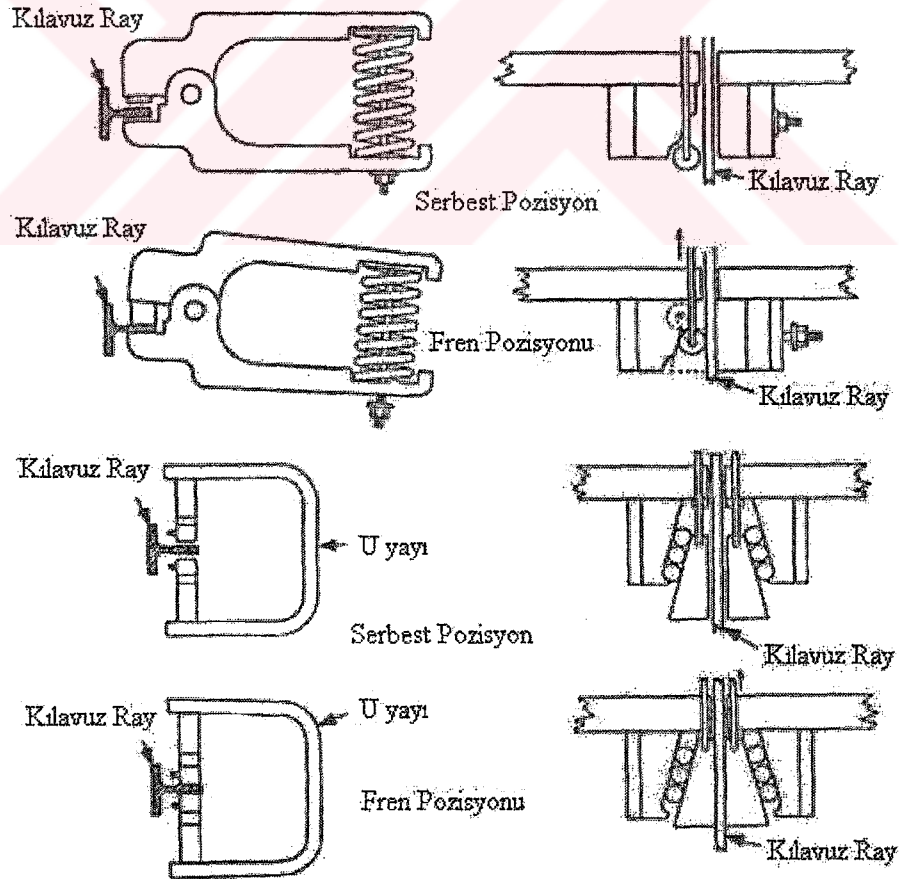


Şekil 3.3 Kama tipi paraşüt freni

Kabin çerçevesinin aşağı bölümlerine çelik çeneler eğimli dökme demir bloklara yerleştirilmiştir. Her kılavuz rayda iki çene işlem görür. Bunlar regülatör halatına bir çubuk sistemiyle birleştirilmiştir. Eğer halat regülatör tarafından durdurulursa kabinin ve halatın bağlantı hareketi paraşüt freni mekanizmasının işlem yapan çubuklarının yukarı doğru hareket etmesine ve çubuklara bağlı çenelerin kılavuz rayla birleşmesine sebep olur. Çenelerin kılavuz rayla birleşmesi anında bir takoz hareketi meydana gelir ve paraşüt freni işlemi artık işlem mekanizmasına bağımlı kalmaz.

Kazık fren sisteminde durma süresi çok kısa geriletme oranı çok yüksektir. Kılavuz ray ile çeneler arasındaki sürtünme katsayısı ne kadar yüksek olursa çarpma da o kadar fazla olur. Bu da yolcuları rahatsız eder. Ayrıca hem kabin elemanlarını hem de kılavuz rayları zorlar. Bu nedenle çenenin rayları yakaladığı tarafta düzgün bir yüzey sağlanması tavsiye edilmektedir.

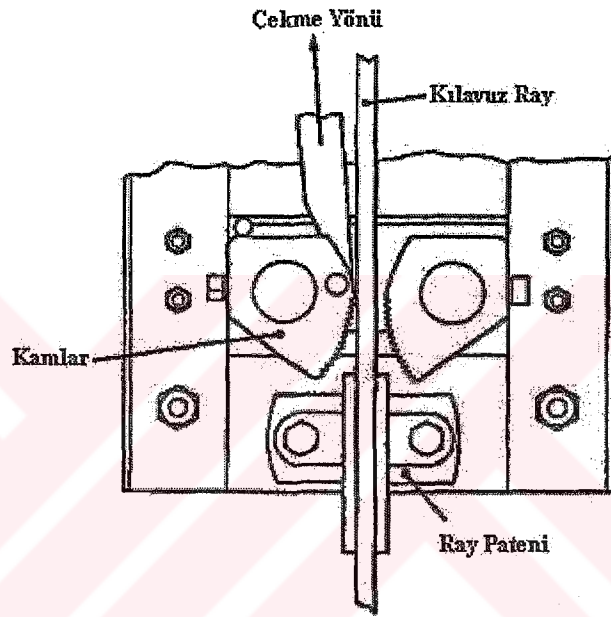
Ayrıca Şekil 3.4’de asansör kapasitesine göre değişen dört farklı türde ani fren serbest hal ve frenleme pozisyonunda görülmektedir.



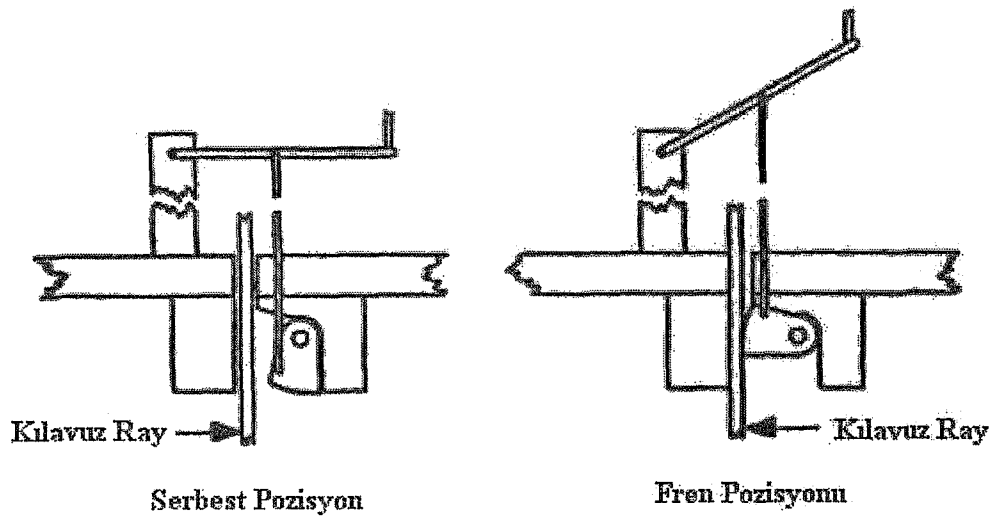
Şekil 3.4 Değişik türde ani tip fren örnekleri

3.3 Eksantrik Kam Tipi Ani Paraşüt Freni

Genellikle her kılavuz ray için iki sertleştirilmiş testere biçimi ve eksantrik şekil verilmiş çelik kam içerir. Bu tipte her iki uçta kitlenmiş kamların olduğu birleştirilmiş kam şaftlar kullanılır. Bunlar birbirine tutturulmuştur ve paraşüt freni harekete geçtiğinde aksi yönlerde dönerler ; bağlanma dört kamın aynı anda hareketini sağlar. Kamlar geri çekilmiş pozisyonda bir yayla yerinde dururlar. Kural olarak bir kama tek işlem gören bir çubuk bağlanmıştır. Şekil 3.5 ve Şekil 3.6'da bu tasarımın paraşüt freni gösterilmiştir.



Şekil 3.5 Eksantrik kam tipi ani paraşüt freni (çift kamlı)



Şekil 3.6 Eksantrik kam tipi ani paraşüt freni (tek kamlı)

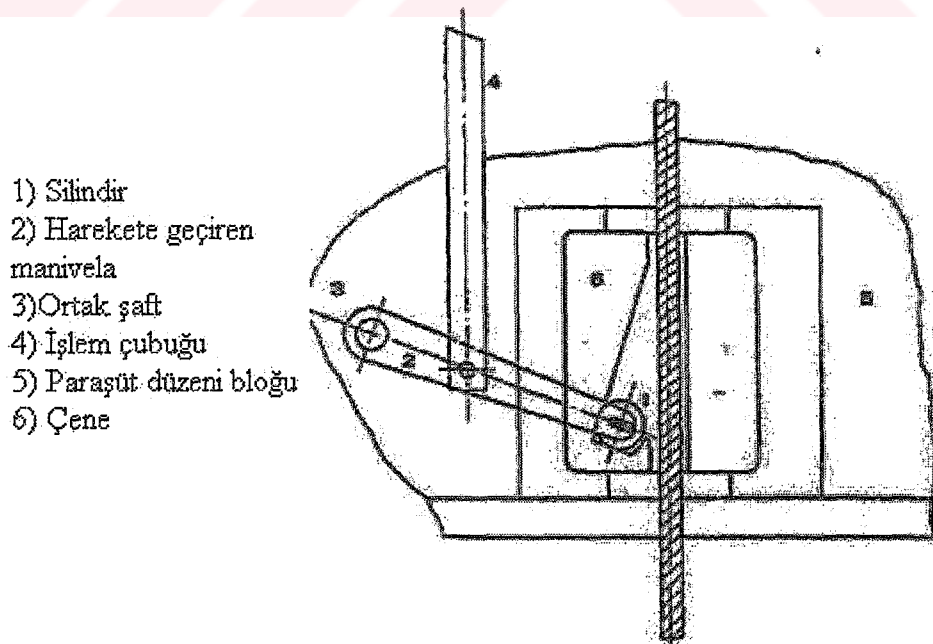
Karşı ağırlıkla birlikte bazen bir kılavuz ray için kam kullanılmaktadır ve karşı tarafta bir levha sağlanmıştır. Paraşüt freni rayları tutan parçaları simetrik olmadığından kılavuz rayın düşey düzlemden dışarı itilme ihtimali vardır. Bu hareket yönetici halatın durma zamanından asıl emniyet tertibatının çalışma zamanına kadar uzayabilir

Kamın kılavuz rayla birleştiği alan küçük olduğundan bu tip emniyet tertibatı uygulamalarında temas baskısı oldukça yüksektir. Sonuç olarak, kamın çevre bükümünde , bir dişin kırılmasına sebep olabilecek ağır basınç oluşabilir ve kılavuz rayın yüzeyi bozulabilir.

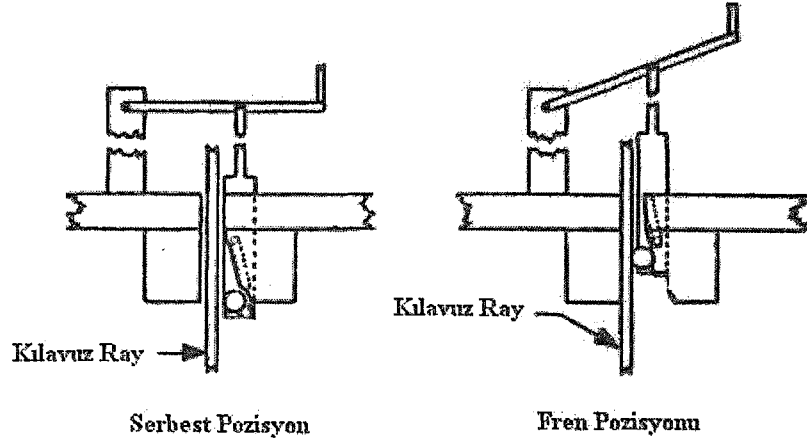
3.4 Silindir Tipi Ani Paraşüt Freni

Genellikle düşük hız, ağır yük asansörlerinde kullanılır. (Şekil 3.7 ve Şekil 3.8) Sertleştirilmiş bir çelik silindir gittikçe incelen çelik çeneye(6) sokulur. Bu da kılavuz rayın karşısında kendi sıraya giren bir tampon levha oluşturur. Silindir, harekete geçiren manivelaya(2) bağlıdır. Buna da işlem yapan çubuk(4) bağlanmıştır. Her iki kılavuz ray da işlemin aynı anda yapılması, ortak bir şafta hareket geçiren çubukların(3) takılmasıyla olur.

Silindir kılavuz rayla birleşince paraşüt freni bloğundaki çene(6) yatay yönde hareket eder. Böylece karşı taraftaki boşluk kolayca doldurulabilir.



Şekil 3.7 Silindir tipi paraşüt freni

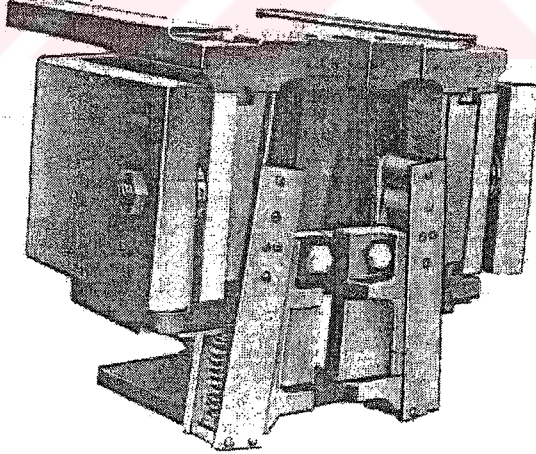


Şekil 3.8 Silindir tipi paraşüt freni

3.5 Gelişmiş Paraşüt Freni

Esnek kılavuz kıskaç paraşüt freni en çok kullanılan gelişmiş paraşüt freni tipidir. Bunlar, kabinin altına civatalanmış iki emniyet kıskacı (kılavuz ray başına bir tane) içerir. Aynı anda işlemi paylaşmak üzere çubuklar ile birleştirilir.

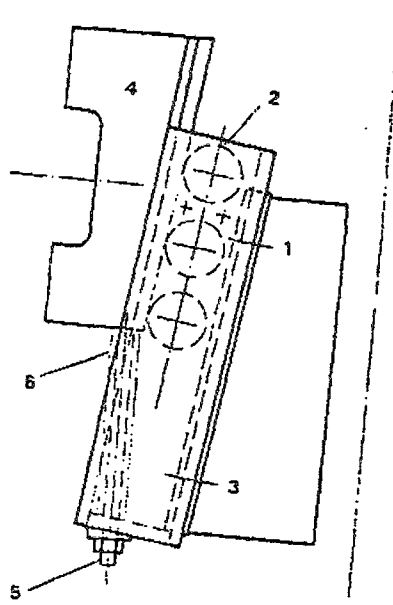
Hafif ve orta tesisatlarda kullanılan asansörler için Şekil 3.9'da gösterilmiştir. Her iki tasarımdaki kıskaçların fonksiyonu aynıdır, kılavuz rayların arasındaki baskının şeklinde ortaya çıkar.



Şekil 3.9 Hafif asansörler için esnek kılavuz kıskaç paraşüt freni

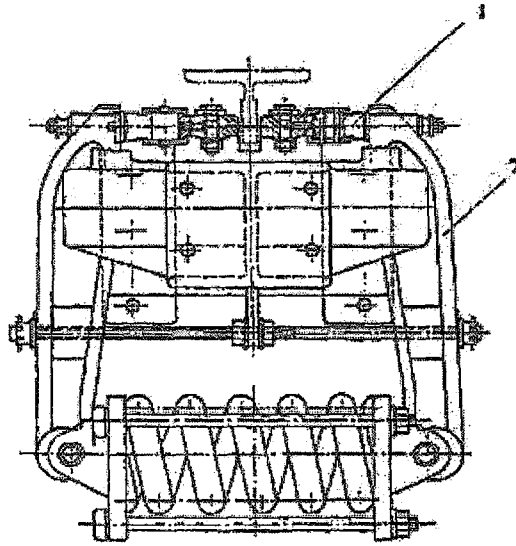
Şekil 3.10'daki kıskaç birleşimi, sertleştirilmiş çelik, krom kaplamalı kasnak(2) üzerinde hareket eden paslanmaz kafese(3) yerleşmiş ve çenenin(4) sertleştirilmiş çelik raylar üzerinde giden iki takozdan oluşur. Kafesin(3) çeneye(4) olan nispi pozisyonu, vida birleşimi(5) 'nin ayarlanmasıyla düzeltilebilir. Burada kafes bir

helisel yayla(6) yerine sıkıca tutturulmuştur. Çenedeki(4) iki taraflı girinti hareketi kesin sıralamayı kolaylaştırır.



Şekil 3.10 Esnek kılavuz kısaç paraşüt freninin kısaç birleşimi

Şekil 3.11'da görüldüğü gibi, çeneler(1) sallanır kollara(2) yerleştirilir. Maşalar oluşur ve düşey dayanak çivilerinin etrafında dönerler. Kılavuz raylar arasındaki basınç dengeleyici çelik yayla kontrol edilir. Bu durumda basınç önceden tespit edilmiş maksimum değeri geçemez. Maksimum değer elde edildiğinde daimi bir geriletici kuvvet yüklenir. Bu da kabinin oldukça düşük seviyede bir gerileme ile düzgün bir şekilde durmasını sağlar.



Şekil 3.11 Esnek kılavuz kısaç paraşüt freni yayı

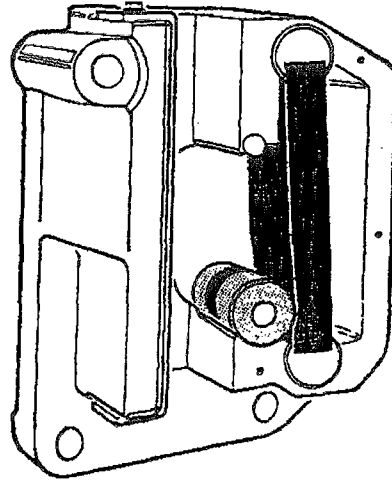
Paraşüt freninin diğer tarafı da aynı şekilde tasarlanmıştır. Bir uçta sağ-taraf teli , diğer uçta sol-taraf teli sağlanmak suretiyle her iki tarafın bağlantısı bir bağlantı çubuğuyla yapılmaktadır. Böylece sistemin her iki tarafın da sıraya girmesi dönen bir çubukla sağlanmaktadır. Bu fren son zamanlarda yüksek binalarda kullanılmaktadır. Kabin normal hızda giderken paraşüt freninin, regülatör halatındaki küçük etkilerle harekete geçmesini önlemek için ayarlanabilir bir yay bağlantı sistemine dahil edilmiştir. Az katlı binalarda regülatör halatının üst ucu genellikle işlem mekanizmasına ve diğer uçta kabin çerçevesine bağlanmıştır. Bu düzenlemeyle normal şartlarda sistemin durması işlem çubuklarına bağlanan ağırlıklarla sağlanır.

Kabin durduğu zaman paraşüt freni rayları tutmaya devam eder ve kabini sabit tutar. Paraşüt freninin serbest bırakılması için kabini yukarı kaldırmak gerekir. Bu takoz işini geri çevirir ve orijinal pozisyonlarına geri kayarlar, paraşüt frenini yeni bir işlem hazırlamak için yeni bir ayarlama yapmak gerekmez.

Bu tip paraşüt freni aşağıdaki imkanları tanır :

- a) Paraşüt frenini harekete geçirdikten sonra kabinin düzgün kayma hareketi sağlar.
- b) Takoz hareketi nedeniyle kabinin son duruşu regülatör halat ve işlem mekanizmasından bağımsızdır.
- c) Basit ve etkili bir işlem mekanizması sebebiyle kısa tepki süresi imkanı tanır.
- d) Geniş bir temas alanı nedeniyle kılavuz raya herhangi bir zarar gelmez.
- e) Kolay serbest bırakma sağlar; yeni ayarlama gereksizdir.

Son yıllarda Avrupa 'da silindir tip gelişmiş paraşüt freni kullanımı , özellikle yolcu asansörlerinde artmıştır. Bir emniyet kısılacının ana parçaları Şekil 3.12'de görülmektedir [6].



Şekil 3.12 Silindir tip gelişmiş paraşüt freni

Kıskacın eğrilmiş bölümü iki yayla değiştirilmiştir. Böylece direkt olarak işlem çubuğu ile harekete geçirilen sertleştirilmiş çelik silindire yol yapılmış olur. Silindir kaldırıldığında kılavuz rayla birleşir ve kılavuz ray ile yaylar arasına girer. Kılavuz ray üzerindeki basınç yaylar tarafından kontrol edilir. Ancak, yayların sertliğinin çok yüksek olmaması istenir. Çünkü dar bir temas alanı olduğundan temas basıncı yüksek olabilir ve kılavuz raya zarar verebilir.

3.6 Paraşüt Freni Seçim Kriterleri

Asansör sistemlerinin kurulumunda bir asansör sistemi için hayati önem taşıyan paraşüt freni seçimi, gerekli verimliliği sağlamak ve iyi randıman alabilme bakımından oldukça önemlidir.

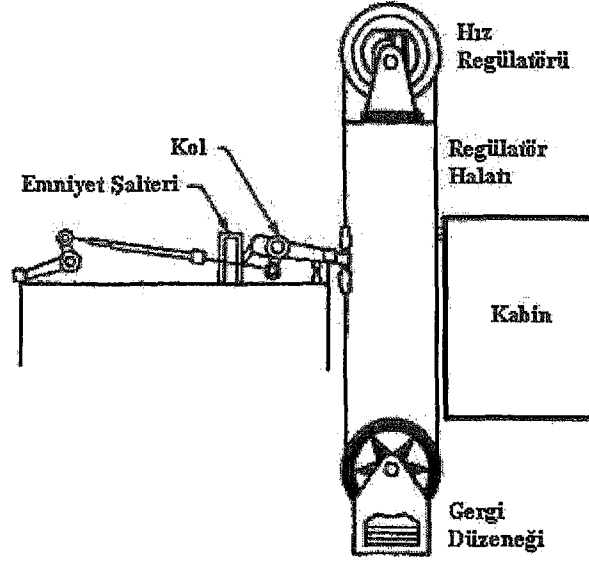
Paraşüt freninin tasarımında veya seçiminde dikkat edilmesi gereken çok önemli noktalar vardır.

- **Yük oranı:** Paraşüt freni ne kadar yüke dayanıklı olduğunun veya dayanması gerektiğinin kesinlikle bilinmesi gerekir. Kabin ağırlığına ek olarak maksimum yükleme değeri de bunda belirleyici rol oynar.
- **Hız:** Asansör hızı frenin seçiminde önemli rol oynar, örneğin ani tip paraşüt frenleri birçok ülkede maksimum asansör hızının 0.65 m/s olduğu durumlarda kullanılmaktadır.

- Kılavuz raydan açıklığı: Fren seçilirken, paten tipi veya kabin yükü seçilirken olduğu gibi kılavuz ray yüzeyi ile açıklık mesafesi 1.5 mm ile 5 mm arasında belirlenmelidir.
- Paten tipi: Kullanılan paten tipi frenin çalışma performansı için çok önemlidir. Patenler kabine kılavuz raylar aracılığı ile kılavuzluk ettikleri için frenin ray üzerindeki hareketini de belirler. Örneğin düşük hızlı asansörlerde genelde paten olarak ya döküm yada küçük açıklıklı plastik patenler seçilir.
- Servise girebilme durumu: Paraşüt freni öyle seçilmeli ki, kurulu asansör sistemi üzerinde, frende herhangi bir arıza meydana geldiğinde diğer asansör komponentlerine zarar vermeden bakıma alınabilmelidir veya sökülebilmelidir.
- Çevresel faktörler: Çevresel koşullar ki bunlar su ve tozun zararlı etkileri hem kılavuz ray hem de paraşüt frenini etkiler. Bunun için asansör sisteminin hangi koşullarda çalıştığı göz önüne alınarak fren seçilmelidir.

3.7 Hız Regülatörü

Hız regülatörü sisteminin şematik bir düzeni Şekil 3.13'de görülmektedir. Regülatör genellikle makina dairesinde yer alır, regülatör halatı, regülatör kasnağı, etrafında döner, kuyudaki gergi düzeneğine iner ve tekrar regülatör kasnağına döner. Bu sistem noktasındaki regülatör halatına bağlı kabin tarafından idare edilir. Regülatör halatının durdurucu hızına erişildiğinde, regülatör halatı durdurur. Kabin hareketi aşağı doğru olduğundan regülatör halatındaki çekme gücü paraşüt frenini harekete geçirmek için gerekli hızı aşar ve sonuç olarak paraşüt freni harekete geçer [15].



Şekil 3.13 Hız regülatör sistemi

TS EN 81-1'e uygun olarak regülatörü harekete geçirecek hız, seçilmiş hızın en az %115'i veya aşağıdakilerden daha az olmalıdır :

- Baskı makaralı tipi hariç , ani paraşüt freni için 0.8 m/s
- Baskı makaralı tipi paraşüt freni için 1 m/s
- Kaymalı tip paraşüt freni için 1.5 m/s veya seçilmiş hızı 1 m/s'ye eşit ve küçük olanlar için kullanılan gelişmiş paraşüt frenlerinde
- Diğer tip paraşüt frenleri için $1.25 v + (0.25 / v)$, burada v seçilmiş hız değeri 1 m/s hız değerinin üzerine çıkan seçilmiş hızlar için durdurma hızının üst hız sınırına yakın olması tavsiye edilmektedir. Karşı ağırlık hız regülatörünün durdurma hızının daha fazla olması gerekir, ancak bu % 10 'u aşmamalıdır.

Seçilmiş hız sınırına ve aynı zamanda regülatör aşırı hız düğmesinin çalıştırıldığı kabin hızına bağlı olan üst sınır Tablo 3.1 'de verilmiştir. 7.62 m/s hızın üzerine çıkan tespit edilmiş hızlar için maksimum durdurucu hızların , tespit edilmiş hızın % 12 'sini aşmaması gerekmektedir.

Tablo 3.1 Maksimum regülatör durdurma hızları [m/s]

Seçilmiş Hız	Maksimum Regülatör Durdurma Hızı	Düğmenin Çalıştırıldığı Maksimum Kabin Hızı
0-0.635	0.889	0.889
0.762	1.067	1.067
0.889	1.270	1.143
1.017	1.423	1.281
1.143	1.565	1.408
1.270	1.713	1.540
1.525	2.008	1.804
1.779	2.297	2.069
2.033	2.592	2.333
2.287	2.887	2.602
2.541	3.177	2.862
3.050	3.762	3.573
3.558	4.346	4.128
4.067	4.931	4.682
4.575	5.516	5.241
5.083	6.100	5.795
5.592	6.710	6.375
6.100	7.320	6.954
6.609	7.930	7.534
7.117	8.540	8.113
7.625	9.151	8.693
8.134	9.761	9.273
8.642	10.371	9.852
9.151	10.981	10.432
9.659	11.591	11.011
10.167	12.201	11.591

Durdurma meydana geldiğinde halatın üzerine gelen yük en az 300 N veya paraşüt frenini harekete geçirmek için gerekli yükün iki katı olmalıdır.

Regülatör halatı çapı 6 mm (A.B.D.'de 9,5 mm) ve emniyet katsayısı da en az 8 (A.B.D.'de 5) alınmalıdır. Regülatör kasnağının nominal çapı ile halatın nominal çapı arasındaki minimum oran Avrupa'da 30 olarak belirlenmiştir, ancak A.B.D. 'de bu seçilmiş hıza bağlıdır (Tablo 3.2).

Tablo 3.2 Regülatör kasnağının tespit çapı için katsayılar

Seçilmiş Hız (m/s)	Kenar Sayısı	Oran
≤ 1.07	6	42
≤ 1.07	8	30
> 1.07	6	46
> 1.07	8	32

Paraşüt düzeninin hemen devreye girmesini sağlamak ve kabin hızının çok artmasını önlemek için hız regülatörünün tepki süresi mümkün olduğunca kısa olmalıdır. Gelişmiş tip paraşüt frenleri için paraşüt frenini harekete geçirmek maksadıyla gerekli hız regülatörünün halatı hızının maksimum değeri seçilmiş hıza bağlıdır (Tablo3.3). Karşı ağırlık paraşüt freni için seçilmiş hıza göre bu değer 1.07 m olarak belirlenmiştir.

Tablo 3.3 Regülatör halatının izin verilen maksimum hareketi

Seçilmiş Hız [m/s]	Maksimum Mesafe
1.02'ye kadar	1.07
1.02 – 1.91 arası	0.914
1.91 ve üstü	0.762

Tasarım açısından hız regülatörleri sarkaçlı veya savrulma ağırlıklı tip olabilir. Santrifüj tipi işletilen regülatörler düşey veya yatay şaft tipidirler. Günümüzde ikinci tip en çok kullanılmaktadır. Bunun ana özellikleri kısa tepki süresi ve işletmede güvenilir sonuçlar veren basit yapısı ve en az yer tutacak şekilde yerleştirilebilmesidir.

Santrifüj tip hız regülatörü Şekil 3.14'de görülmektedir. Burada, aynı anda hareketi sağlamak için bir çubukla birleştirilmiş ve helisel yaylarla yerine sabitlenmiş iki milli bir hafif eleman bulunmaktadır. Regülatör kasnağı düşey düzlemde hareket eder; eğer asansör kabini daha önce hesaplanmış değer üzerinden seçilmiş hızı geçerse, hafif elemanlar santrifüj nedeniyle dışarı doğru hareket ederek santrifüj düğmesini harekete geçirirler. Bunun sonucunda asansördeki elektrik kesilir ve fren işleme konulmuş olur. Eğer kabin hızı artmaya devam ederse hafif elemanları dışa doğru fazlalaşan hareketleri bir mandallama cihazını(5) harekete geçirir. Bu da normal olarak sallanan çeneli bölüm serbest bırakıldığında sabit çeneye(4) karşı yönetici halata(1) kenetlenir. Bu çene, paraşüt freni işlemi süresince regülatör halatına çeneler arasından kaymakta iken paraşüt düzenini harekete geçirmek üzere gerekli çekmeyi sağlamak için bir ayarlama cıvası ile yaylandırılmış ve önceden

This diagram shows a cross-section of a mechanical assembly. Callout 1 points to the outer housing. Callout 2 points to a large circular component, possibly a piston or a valve. Callout 3 points to a small circular feature on the right side. Callout 4 points to a rectangular component at the bottom. Callout 5 points to a small circular feature on the right side. Callout 6 points to a small circular feature on the right side.

Sarkaç tipi hız regülatörü Şekil 3.15’de görülmektedir. Regülatör halatı için regülatör kasnağında bir V yiv vardır. Girintinin çok dar olan açısı yüzünden yivdeki sürtünme çok fazladır. Böylece kasnak durduğunda regülatör halatı da durdurulmaktadır. Regülatör bir milli çift kollu manivela ile donatılmıştır.

33

4. ASANSÖR KILAVUZ RAYLARINA AİT HESAPLAMALAR

Asansörlerde kullanılan T-profilli kılavuz rayların mukavemet hesapları TS EN 81-1 standartına göre yapılmaktadır. Alman normları ve ingiliz standartlarında da benzer hesap yöntemleri yer almasına rağmen TS EN 81-1 standardı ele alınarak hesaplar yapılacaktır.

4.1 TS EN 81-1 Standart'ına Göre Gerilme Hesapları

Asansör tesislerinde kullanılan ve kabin ile karşı ağırlık için ayrı ayrı seçilerek kuyu tabanına montajı yapılan kılavuz raylar, eğilme gerilmesine göre boyutlandırılır. Kılavuz raylar üzerine paraşüt sistemi etki ettiği hallerde ise eğilme gerilmesine ilave olarak burkulma gerilmesi de hesaba katılmalıdır.

Kuyu üstünden asılarak montajı yapılan kılavuz raylarda ise burkulma gerilmesi hesabı yapılmayıp, yerine çekme gerilmesi hesabı yapılmalıdır.

Asansör kılavuz raylarına ilişkin mekanik hesaplar yapılırken bazı kabullerin öncelikle yapılması gerekir. Bunlar,

- a) Hesaplar özel bir yük dağılımının olmadığı hallerde geçerlidir
- b) Kabin anma yükü kabin alanın $\frac{1}{4}$ eşit olarak dağılmıştır.
- c) Paraşüt sisteminin kılavuz raylara aynı anda etkir
- d) Frenleme kuvveti kılavuz raylara eşit olarak dağılmıştır.
- e) Kabine bağlı bulunan dengeleme elemanları, bükülgen kablo gibi elemanların kütlelerinin kabinin ağırlık merkezinden etkir.

4.1.1 Asansör Kılavuz Raylarına Etkiyen Yükler

Asansör kabini ve karşı ağırlık üzerine etkiyen yükler, asansör kılavuz raylarının hesabında dikkate alınacaktır. Farklı yükleme durumlarında göz önüne alınacak yük ve kuvvetler kabin anma yükü, kabin ve kabine asılı elemanların toplam kütlesi, karşı

ağırlık veya dengeleme ağırlığının kılavuzlanma kuvveti, kılavuz raylara tespit edilmiş yardımcı cihazlardan kaynaklanan kuvvet ve rüzgar yükleridir.

Karşı ağırlık veya dengeleme ağırlığının kılavuzlanma kuvvetinin tespitinde aşağıdaki faktörler göz önüne alınmalıdır:

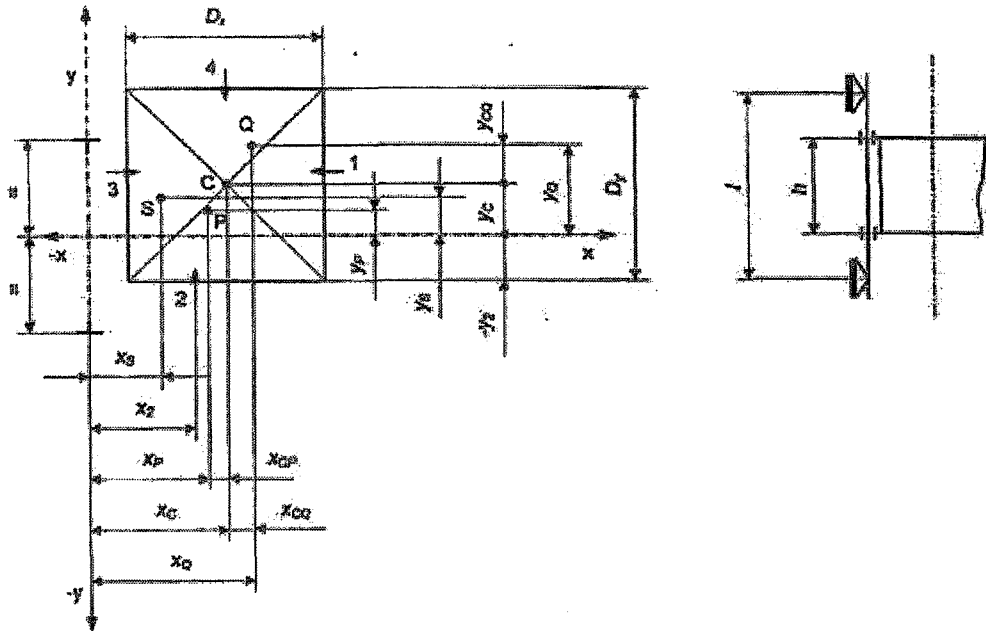
- a) ağırlıkların etki noktası, ağırlığın yatay kesit alanının ağırlık merkezinden kaçıklığın genişliğin en az % 5 ve derinliğin % 10'u olarak alınır.
- b) askı tertibatı ve bağlanma yöntemi
- c) gergi tertibatlı/ tertibatsız dengeleme elemanlarından kaynaklanan kuvvetler

Bu durumda asansör kılavuz raylarına etki edecek yük ve kuvvetler Tablo 4.1'de toplu halde görülmektedir.

Tablo 4.1 Asansör kılavuz raylarına etkiyen kuvvetler

Yükleme durumu	Yük ve kuvvetler	P	Q	G	F_s	F_c	F_k	M	WL
Normal kullanım	Hareket	+	+	+	-	-	-	+	+
	Yükleme ve boşaltma	+	-	-	+	-	-	+	+
Paraşüt sistemi devrede	Paraşüt sistemi	+	+	+	-	+	+	+	-
	Boru kırılma vanası	+	+	-	-	-	-	+	-

Kabin boyutları ve kılavuz ray gerilme hesaplarında kullanılan değerler Şekil 4.1'de görülmektedir.



Şekil 4.1 Asansör kabin boyutları ve kılavuz ray hesaplarında kullanılan değerler

4.1.2 Eğilme Gerilmesi Hesabı

Kabin ve kaşı ağırlığının asılma şeklinden, kabin ve karşı ağırlık kılavuz raylarının konumundan ve kabin içindeki yük ile yük dağılımından kaynaklanan bir kuvvet kılavuz patenlerinde hasıl olur ve sonucunda kılavuz raylarda eğilme gerilmesi meydana gelir.

Kılavuz rayın farklı kesitlerinde meydana gelen eğilme gerilmesi hesabında aşağıdaki kabuller yapılmaktadır.

- a) Kılavuz ray, belli mesafede mafsallanmış bir sürekli kiriştir
- b) Eğilme gerilmesini doğuran kuvvetlerin bileşkesi, tespit noktalarının ortasından etkir
- c) Eğilme momenti, kılavuz ray profilinin tarafsız eksenine etkir.

Kılavuz raylar üzerinde eğilme gerilmesi yaratan moment ,

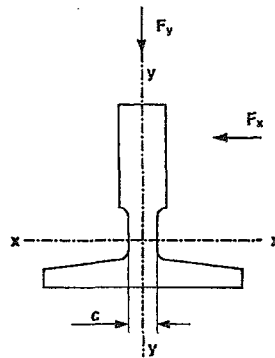
$$M_e = \frac{3F_k l}{16} \text{ [Nmm]} \quad (4.1)$$

olarak hesaplanır.

Kılavuz ray profil eksenlerine dik olarak etki eden kuvvetlerin meydan getirdiği eğilme gerilmesi,

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (4.2)$$

dir. Burada W , profile göre değişen değerdir (Şekil 4.2). Farklı eksenlerdeki eğilme gerilmeleri birleştirilir.



Şekil 4.2 Kılavuz ray eksenleri

İkiden fazla kılavuz ray, kabin veya karşı ağırlığı kılavuzlamak için kullanılmışsa, kılavuz raylarının aynı olması koşuluyla, etkiyen kuvvetler kılavuz raylara eşit miktarda dağıldığı kabul edilir.

4.1.3 Ray Boynundaki Eğilme Gerilmesi

Kılavuz rayların bağlama pabuçlarındaki eğilme gerilmesi hesaplanmalıdır. T-profil olan asansör kılavuz raylarında meydana gelen ray boynundaki eğilme gerilmesi

$$\sigma_F = \frac{1.85 \cdot F_x}{c^2} \leq \sigma_{em} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (4.3)$$

dir.

4.1.4 Kılavuz Raylarda Oluşan Şehim

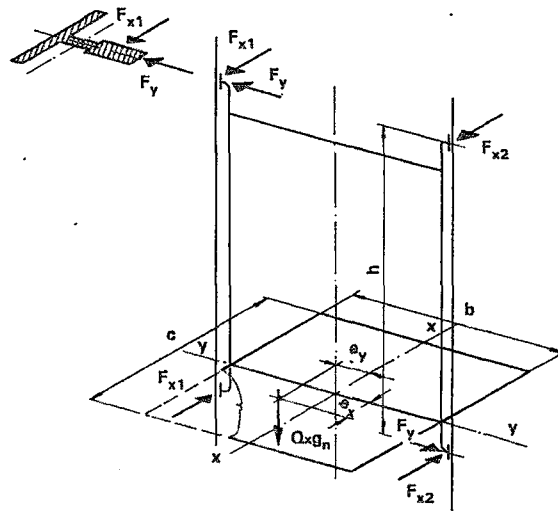
Şekil 4.3 yardımıyla kılavuzlanan raylar üzerinde oluşan çevresel kuvvetler :

$$F_x = \frac{k_1 \cdot g(Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n \cdot h} \text{ [N]} \quad (4.4a)$$

ve

$$F_y = \frac{2 \cdot k_1 \cdot g(Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{n \cdot h} \text{ [N]} \quad (4.4b)$$

dir.



Şekil 4.3 Yük dağılımı sonucu kılavuz raya etkiyen kuvvetler

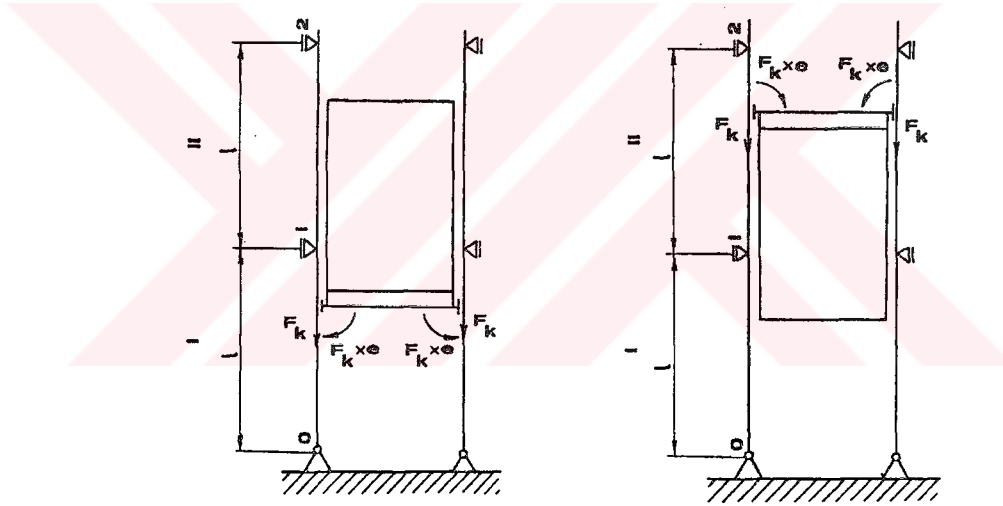
x-x ve y-y düzleminde ayrı ayrı meydana gelen sehim aşağıdaki ifadelerle hesaplanabilir.

$$\delta_x = 0.7 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_y} \text{ [mm]} \quad (4.5a)$$

$$\delta_y = 0.7 \cdot \frac{F_y \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_x} \text{ [mm]} \quad (4.5b)$$

4.1.5 Burkulma Gerilmesi Hesabı

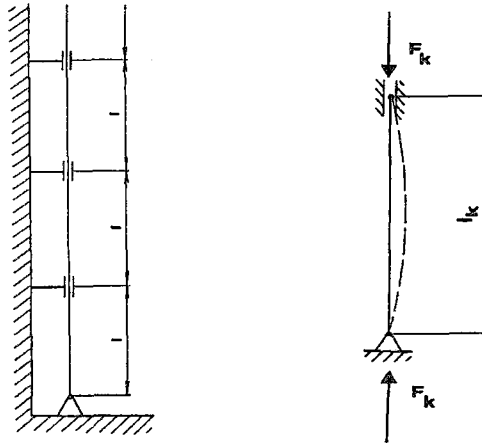
Burkulma gerilmesinin hesaplanmasında omega ω - metodu kullanılır. Kılavuz raylarda burulma gerilmesi yaratan kuvvetler arasında, paraşüt sisteminin devreye girmesiyle meydana gelen kuvvetler ve eşik kuvveti sayılmaktadır(Şekil 4.4) [6].



Şekil 4.4 Paraşüt sisteminin etkisiyle oluşan kuvvetler

Asansör kılavuz raylarına etkiyen burkulma kuvveti F_k aşağıdaki ifade ile hesaplanır(Şekil 4.5).

$$F_k = \frac{k_1 \cdot g \cdot (P + Q)}{n} \text{ [N]} \quad (4.6)$$



Şekil 4.5 Kılavuz rayda meydana gelen burkulma gerilmesi

Darbe katsayısı k_1 paraşüt sisteminin çalışmasıyla ilgili olup, paraşüt sisteminin tipine bağlı olarak değişmektedir.

Tablo 4.2 Darbe katsayısı k_1

Paraşüt Sistemi Çalışmasında Meydana Gelen Darbe	k_1
Ani frenlemeli paraşüt sistemi	5
Ani frenlemeli kenetleme tertibatı	5
Ani frenlemeli makaralı paraşüt	3
Ani frenlemeli makaralı kenetleme	3
Enerji depolayan tipteki oturma	3
Enerji depolayan tipteki tampon	3
Kaymalı paraşüt sistemi	2
Kaymalı kenetleme tertibatı	2
Enerji harcayan tipteki oturma	2
Enerji harcayan tipteki tampon	2
Boru kırılma valfi	2

Hareket halinde normal kullanımdaki kabinin düşey hareket eden yükleri (P+Q), paraşüt sisteminden veya enerji kaynağının kesilmesinden kaynaklanan sert frenlemeleri göz önüne almak için $k_2 = 1.2$ katsayısı ile çarpılmalıdır.

Karşı ağırlık veya dengeleme ağırlığında paraşüt sistemi bulunan tesislerde, kabinin yerçekimi ivmesinden büyük bir frenleme ivmesi ile durduğunda bu ağırlıkların muhtemel zıplamasını göz önüne almak için darbe katsayısı, asansör tesisinin şartları dikkate alınarak imalatçı tarafından belirlenen bir k_3 katsayısı ile çarpılmalıdır.

Benzer şekilde karşı ağırlık kısmında da paraşüt sistemi bulunan tesislerde (4.6) ifadesi, kabin kapasitesinin karşı ağırlıkla dengelenmesi veya kabin ağırlığının dengeleme ağırlığı ile dengelenmesi oranının q ile gösterildiği dengeleme katsayısı dikkate alındığında burkulma kuvveti hesabında kullanılır.

$$F_k = \frac{k_1 \cdot g \cdot (P + q \cdot Q)}{n} \text{ [N]} \quad (4.7a)$$

veya sadece kabin ve donanımının ağırlığı dikkate alındığında,

$$F_c = \frac{k_1 \cdot g \cdot q \cdot P}{n} \text{ [N]} \quad (4.7b)$$

olarak hesaplanır.

Kabin yükleme veya boşaltılma sırasında, bir kabin girişinde eşiğin orta noktasında etki eden bir eşik kuvveti F_s dikkate alınmalıdır. Eşik kuvvetinin büyüklüğü değişik amaçlarla kullanılan asansörlerin tiplerine göre değişmektedir. Ayrıca eşiğe uygulanan kuvvet sadece boş kabin olduğu hal için geçerlidir.

$$F_s = s \cdot Q \cdot q \text{ [N]} \quad (4.8)$$

(4.8) ifadesinde yer alan s değeri Tablo 4.3’de asansör kapasitesine bağlı olarak görülmektedir.

Tablo 4.3 Asansör kapasitesine göre s değerleri

Asansör kapasitesi	s
Konut, büro, otel vb. binalarda beyan yükü 2500 kg den az asansörleri için	0.4
Beyan yükü 2500 kg dan büyük asansörler için	0.6
Beyan yükü 2500 kg den büyük asansörlerde Forklift ile yükleme durumu için	0.85

Asansör kuyusuna montajı yapılan kılavuz raylarına etkiyen burkulma gerilmesi, kabin için ve karşı ağırlık için aşağıda ifade edilmiştir.

$$\sigma_k = \frac{(F_k + k_3 \cdot M) \cdot \omega}{A} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (4.9a)$$

ve

$$\sigma_c = \frac{(F_c + k_3 \cdot M) \cdot \omega}{A} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (4.9b)$$

Burkulma katsayısı (ω) değerleri EK A ve ω değerinin hesaplanması EK B

4.1.6 Birleşik Gerilme Hesabı

Kılavuz raylara etkiyen eğilme gerilmesine ilave olarak etkiyen çekme gerilmesi veya burkulma gerilmesinin etkimesi halinde aşağıdaki ifadeler kullanılmalıdır.

X-ekseni ve Y-ekseninde etkiyen eğilme gerilmelerinin bileşkesi σ_e ,

$$\sigma_m = \sigma_x + \sigma_y \leq \sigma_{em} \quad (4.10)$$

dir. Burada σ_{em} emniyet gerilmesidir.

Eğilme ve çekme gerilmesinin birlikte etkidiği halde toplam gerilme σ

$$\sigma = \sigma_m + \frac{F_k + k_3 \cdot M}{A} \leq \sigma_{em} \quad (4.11a)$$

veya

$$\sigma = \sigma_m + \frac{F_c + k_3 \cdot M}{A} \leq \sigma_{em} \quad (4.11b)$$

Eğilme ve burkulma gerilmelerinin birlikte etkidiği halde toplam gerilme σ

$$\sigma_c = \sigma_k + 0.9 \cdot \sigma_m \leq \sigma_{em} \quad (4.12)$$

4.1.7 Müsaade Edilen Gerilme Ve Eğilme Değerleri

Kılavuz rayların mukavemet hesaplarında kullanılan emniyet gerilmesi çekme gerilmesi σ_c ve emniyet katsayısı v için

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_c}{v} \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (4.13)$$

ile hesaplanır.

Asansörlerde kullanılan ISO 7465 standardına uygun kılavuz raylar için müsaade edilen gerilme değerleri Tablo 4.4'de verilmiştir.

Tablo 4.4 Müsaade edilen gerilmeler

Yükleme Durumu	$\sigma_c = 370$ N/mm ²	$\sigma_c = 440$ N/mm ²	$\sigma_c = 520$ N/mm ²
Normal kullanım	165	195	230
Paraşüt sistemi çalıştığında	205	244	290

Kopma uzaması % 8'den az olan malzemeler çok kırılğan olduğundan kılavuz ray malzemesi olarak kullanılmamalıdır.

Tablo 4.5 Emniyet katsayıları

Yükleme durumu	Kopma uzaması, ϵ	Emniyet katsayısı
Normal kullanım	$\epsilon > \% 12$	2.25
	$\% 8 \leq \epsilon \leq \% 12$	3.75
Paraşüt sistemi çalıştığında	$\epsilon > \% 12$	1.80
	$\% 8 \leq \epsilon \leq \% 12$	3.00

Asansörlerde kullanılan T-profilli kılavuz raylar için hesaplanan maksimum eğilme değeri, kılavuz raylarda paraşüt sistemi kullanılıp, kullanılmaması durumuna göre değişmektedir.

Paraşüt sistemi kullanılanlar için $\delta_{max} = 5 \text{ mm}$

Paraşüt sistemi kullanılmayanlar için $\delta_{max} = 10 \text{ mm}$

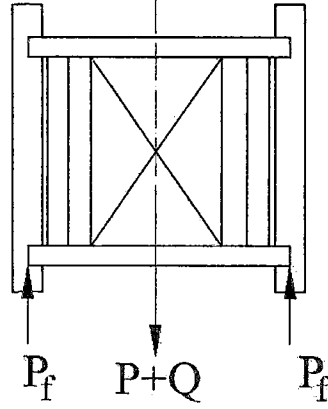
Paraşüt düzeninin devreye girmesi durumunda TS EN 81-1'e göre farklı kabin türleri için ray hesap formülleri tablolar halinde EK C'de verilmektedir.

4.2 BS5655 Standardına Göre Gerilme Hesapları

Paraşüt sisteminin çalışması ile kılavuz raylar üzerinde, normal kullanım sırasında meydana gelmeyen iki prensip kuvvet etkir. Kılavuz raylar bu kuvvetlerden dolayı gerilmeye maruz kalırlar.

Bu kuvvetler;

a) Düşey doğrultuda paraşüt freninin çenelerinin meydana getirdiği kuvvet kılavuz rayları burkulmaya zorlamaktadır. Bu Şekil 4.6'da görülmektedir.



Şekil 4.6 Paraşüt fren kuvvetleri

b) Eğilme momenti, eğilme gerilmesine sebebiyet verir ve bu momenti oluşturan etki ise çenelerin meydana getirdiği kuvvetin kılavuz ray düşey ekseninden kaçıklığının mesafesidir. Burada temel olan ne eğilme momenti ve düşey yöndeki yüklerin kombinasyonundan oluşan gerilmenin belirlenmiş izin verilen değeri aşması ne de oluşacak sehmin aşırı fazla olması.

Raylar üzerine uygulanan paraşüt fren kuvveti ve ray malzemesine bağlı olarak izin verilen gerilme değeri arasındaki ilişki aşağıdaki formül ile verilmektedir.

$$\sigma_k = \left(\frac{F_k}{S} \times 10^{-2} \right) + \left(F_k \times \frac{10^{-3}}{2} \times \frac{e}{W_x} \right) \times \left[\arccos \left(\frac{l_k}{2} \times 10^{-2} \times \sqrt{\frac{F_k}{EI_x}} \right) + 1 \right] \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad (4.14)$$

Bu ifade BS 5655 İngiliz Standartları'nda grafiksel olarak daha basit olarak eğriler halinde verilmiştir. Buna ek olarak l_k nın maksimum değerinde temel olan, patenle ray arasındaki kılavuzlanmış mesafenin değişimini önlemek maksadı ile sehim miktarını sınırlandırmaktır. Bu sehim miktarı ray yanak genişliğinin 0.25 katı ile sınırlandırılmıştır(0.25n). Bu aşağıdaki formül ile verilmiştir.

$$F_k = \frac{4EI_x}{l_k^2} \left[\arccos \left(\frac{e}{2\delta + e} \right) \right]^2 \text{ [N]} \quad (4.15)$$

(4.13) ve (4.14) formüllerinde yer alan e mesafesi kılavuz ray yüzeyinden paraşüt fren çenelerinin uyguladığı kuvvet etki noktasına kadar olan mesafe olarak aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$e = (h - n/2 - y) \text{ [mm]} \quad (4.16)$$

Elastiklik modülü $E = 2.1 \times 10^5 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ olarak alınır ve σ_k değeri Tablo 4.6'de verilmektedir.

Tablo 4.6 Kılavuz raylarda izin verilen maksimum gerilme değerleri

Çekme gerilmesi, $\sigma_{\text{ç}}$ (R_m) [N/mm^2]	İzin verilen maksimum gerilme değeri, σ_k [N/mm^2]
370	140
430	170
520	210

F_k , (P+Q) yük değeri ve paraşüt fren türüne göre kısaca (4.16) formülü ile hesaplanabilir.

$$2F_k - g_n (P + Q) = a (P + Q)$$

$$F_k = \frac{(P + Q)}{2} (a + g_n) \quad (4.17)$$

Burada $g_n = 10 \text{ m/s}^2$ olarak ve

$F_k = 10(P+Q)$, gelişmiş tip paraşüt freni için ($a = 10 \text{ m/s}^2$);

$F_k = 15(P+Q)$, silindir tipi paraşüt freni için ($a = 20 \text{ m/s}^2$);

$F_k = 25(P+Q)$, ani tip paraşüt freni için ($a = 40 \text{ m/s}^2$);

alınmaktadır.

5. SONLU ELEMANLAR METODU

Karmaşık bir problemin yerine eşdeğer ancak daha basit bir problem konularak çözüme gidilmesi sonlu elemanlar metodunun (SEM) temelindeki fikirdir. Gerçek problemin yerine başka bir problem yerleştirildiği için alınacak sonuç genellikle tam doğru sonuç değil, yaklaşık bir sonuçtur. Mevcut matematiksel yöntemler ve bilgisayar programları yardımıyla sonlu elemanlar metodu ile hemen her problemde tatmin edici yaklaşıklıkta sonuçlar elde etmek mümkündür.

Sonlu elemanlar metodunda, çözüm bölgesinin çok sayıda küçük ve birbirine bağlı alt bölgeden oluştuğu kabul edilir. Bu alt bölgelere sonlu eleman ismi verilmektedir. Çözüm aşamasında ise tüm bu küçük sonlu elemanlar için yaklaşık sonuçlar bulunur ve sınır koşulları ve denge denklemleri kullanılarak tüm yapı için sonuca gidilir.

5.1 Sonlu Elemanlar Metodunun Tarihi

Bu metoda “Sonlu Elemanlar Metodu” ismi yeni verilmiş olmasına rağmen, arkasındaki temel fikir yüzyıllar öncesine dayanmaktadır. Örneğin, eski matematikçiler, bir çemberin çevre uzunluğunun bulunması problemini etrafına poligon çizerek çözmüşlerdir. Poligonun köşe sayısı ne kadar artırılsa sonuca o kadar yaklaşılmaktadır. Burada poligonun kenarları sonlu elemanlar olarak kabul edilebilir. Bu işlemin karakteristikleri, günümüzdekiler de dahil tüm sonlu elemanlar metodu problemleri için geçerlidir [19].

Yakın zamanlarda, sonlu elemanlar metoduna benzer bir yöntem Courant tarafından 1943’te ilk kez ortaya atılmıştır. Bu yöntemde, üçgensel bölgeler üzerinde parçasal sürekli fonksiyonlar tanımlanmaktadır.

Bugün bilinen anlamıyla sonlu elemanlar metodu ise, 1956 yılında Turner, Clough, Martin ve Topp tarafından sunulmuştur. Bu çalışmada, perçin bağlantılı profil ve üçgensel iç gerilmeli tabaka şeklindeki sonlu elemanların bir uçağın analizinde kullanımı ele alınmıştır. Bu çalışmanın, sonlu elemanlar metodunun gelişmesine en önemli katkılardan birini gerçekleştirdiği kabul edilmektedir.

Bilgisayar teknolojisinin gelişmesi, bu yöntemle çok büyük katkı sağlamış ve kısa zamanda çok fazla sayıda hesap yapılmasını olanaklı kılmıştır. Aslında bu gelişmenin bu yöntemi olanaklı kıldığı da söylenebilir. Basit bir analizde bile gerçekleştirilmesi gereken işlem adedi bu yöntemin elle uygulanmasını hemen hemen imkansız hale getirmektedir.

Bilgisayarların gelişmesiyle birlikte sonlu elemanlar metodunun yayılması da büyük bir hız kazanmıştır. İlk olarak Przemieniecki'nin kitabında sonlu elemanlar metodunun gerilme analizi problemlerine uygulanması gösterilmiştir [20]. Zienkiewicz ve Cheung ise bu yöntemin geniş olarak uygulanmasını göstermiş ve tüm alan problemlerine uygulanabilirliğini ortaya koymuştur [21,22].

Sonlu elemanlar yönteminde Galerkin metodu yada en küçük kareler metodu gibi ağırlıklı artıklar yöntemlerinin kullanılabilirliğinin gösterilmesi uygulamalı matematikçilerin büyük ilgisine yol açmıştır. Bunun sonucunda yöntem, lineer ve non-lineer denklem çözümlerinde kullanılabilir hale gelmiştir.

Tüm bu gelişmelerden sonra, günümüzde sonlu elemanlar metodu mühendisler ve matematikçiler tarafından temelleri en kuvvetli ve en uygulanabilir yöntemlerden biri olarak görülür hale gelmiştir.

5.2 Sonlu Elemanlar Metodunun Uygulama Alanları

Sonlu elemanlar metodu, özellikle son otuz yılda olgunlaşmıştır ve uygulama alanları bugün hala genişletilmektedir. Sonlu elemanlar metodunun uygulama alanlarını genel olarak aşağıdaki gibi üç grupta toplamak mümkündür:[23]

a) Özdeğer Problemleri

Özdeğer problemleri, denge problemlerinin bir uzantısıdır. Gerçekte denge ve özdeğer problemleri sınır değer problemleridir. Denge problemlerinde farklı olarak özdeğer problemlerinde bazı özel ve kritik değerler de tayin edilmelidir. Bu gruba giren problemler arasında yapıların stabilitesi ve öz titreşimleri, lineer viskoelastik sönümleme, burkulma, göl ve limanlarda dalgaların serbest titreşimleri, katı ve esnek kaplarda akışkanların çalkalanması gibi problemler sayılabilir.

b) Denge Problemleri

Denge problemleri, problemler "sabit (kararlı) hal problemleri" olarak da anılmaktadır. Bu tür problemlere örnek olarak makina ve inşaat yapılarının gerilme analizleri, katılarda ve sıvılarda kararlı sıcaklık dağılımları, sürekli akış problemleri gibi problemler gösterilebilir.

c) Yayılma Problemleri

Yayılma problemleri, zamana bağlı olan problemlerdir; sistemin ardışık durumları başlangıç şartlarına bağlı olarak belirlenir. Bunlara "başlangıç değer problemleri" de denir. Bu gruba giren problemler arasında yapılarda gerilme dalgaları, yapıların darbelere karşı davranışı, viskoelastik problemler, zeminlerden suyun geçişi, katılarda ve sıvılarda ısı geçişi, kararlı olmayan akışlar sayılabilir.

Sonlu elemanlar metodunun yapı, zemin, ısı, hidrodinamik gibi çok çeşitli mühendislik alanlarında uygulanabilmesi ve bilgisayarlar için sistematik genelleştirilmesi, yöntemin konstrüktörler ve araştırma mühendisleri tarafından geniş ölçüde benimsenmesine yol açmıştır. Sonlu elemanlar metodunun ilk ve en geniş uygulama alanı "gerilme analizi"dir. Sonlu Elemanlar Metodu'nun gerilme analizi problemlerine uygulanmasında üç yaklaşım vardır:

(a) Yer değişim yöntemi

(b) Kuvvet yöntemi

(c) Karma yöntem.

Bunlardan birincisinde yer değişimleri, denmeler ve deformasyonlar; ikincisinde kuvvetler ve gerilmeler; üçüncüsünde bazı yer değişimleri ve bazı kuvvetler bilinmeyenler veya serbest değişkenler olarak ele alınmaktadır.

5.3 Sonlu Elemanlar Metodunun Avantajları ve Sınırları

Sonlu farklar yöntemi, ağırlıklı artıklar yöntemleri gibi sayısal yöntemlerin çoğu, bilgisayar çağı başlamadan önce gelişmiştir ve sonradan bilgisayarlara uyarlanmıştır. Bunun aksine, sonlu elemanlar metodu bilgisayar çağının bir ürünüdür. Bu nedenle SEM'nun diğer sayısal yöntemlere göre yüksek hızlı bilgisayarlara daha uygun gelen özellikleri vardır.

Bu özelliklerin başlıcaları aşağıda belirtilmiştir:[23]

- Bu yöntem ile karmaşık geometriye sahip şekiller kolayca incelenebilmektedir. Çözüm bölgesinin alt bölgelere ayrılması ve değişik sonlu elemanların birlikte kullanılabilmesi mümkündür. Bazı bölgelerde hassasiyeti özellikle artırarak hesaplama yapılabilir. Bu yönleriyle SEM, mühendislik problemlerinde diğer sayısal yöntemlerden daha esnek ve kullanışlıdır.
- SEM, değişik ve karmaşık malzeme özellikleri olan sistemlere kolaylıkla uygulanabilir. Noktadan noktaya değişen, anizotropik, non-lineer, histerezis, zamana bağlı, sıcaklığa bağlı malzeme özellikleri dikkate alınabilir.
- SEM 'da sürekli, süreksiz veya değişken yükler kolaylıkla ele alınabilir.
- Sistemin temel denklemleri kurulduktan sonra sınır şartları basitçe denklemlere dahil edilebilmektedir. Bu, SEM'nun en önemli özelliklerinden biridir. Sınır şartları ile değişken fonksiyonlarını değiştirme gereği ortadan kalkmaktadır.
- SEM, matematik altyapı bakımından geliştirilebilir ve çok sayıda farklı türde problemin çözümünde kullanılabilir. Bunun için genel amaçlı ve özel amaçlı bilgisayar programları geliştirilmiştir.

Sonlu elemanlar metodunun yukarıda açıklanan avantajlarının yanında aşağıdaki sınırları da belirtilmelidir.

- Bugünkü haliyle yöntemin bazı karmaşık olaylara uygulanmasında, diğerlerine göre daha büyük zorluklarla karşılaşmakta ve her zaman istenen sonuçlar alınamayabilmektedir. Örneğin çatlama, kırılma davranışı, temas problemleri, yumuşayan non-lineer malzeme davranışı gibi.
- Genellikle büyük bilgisayar hafızasına ve uzun hesaplama zamanına ihtiyaç duyulmaktadır. Ancak bilgisayarların her geçen yıl güçlendiği göz önüne alınırsa bu problem zamanla ortadan kalkmaktadır.
- Ancak malzeme parametreleri ve katsayıları son derece doğru tanımlanmışsa ve sürekli ortamın sonlu elemanlara bölümü doğru biçimde yapılmışsa gerçeğe yakın sonuçlar alınabilmektedir. Buralarda yapılacak hatalar sonucun gerçekten çok büyük miktarlarda sapmasına sebep olmaktadır.
- Diğer yaklaşık sayısal yöntemlerde de olduğu gibi SEM'dan alınan sonuçlar dikkatlice değerlendirilmelidir. Formülasyonda kullanılan varsayımlar ve

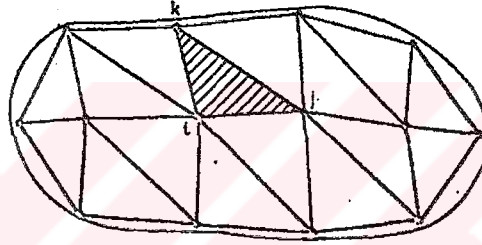
yaklaşıklıklar sonuçların değerlendirilmesinde dikkate alınmalıdır. Gerekğinde Sonuçlar deneylerle kontrol edilmelidir.

5.4 Sistemlere SEM'nun Uygulanması

Sonlu elemanlar metodunun elastik ve sürekli ortamlara uygulanmasında aşağıdaki adımlar uygulanır:[19]

(a) Yapının parçalara ayrılması

Sonlu elemanlar metodunda ilk adım yapının veya çözüm bölgesinin altbölümlere veya elemanlara ayrılmasıdır. Yapının kaç adet, hangi türde ve hangi boyutlarda elemanlara ayrılacağına karar verilmelidir. Örneğin Şekil 5.1'de çözüm bölgesi üçgen elemanlara ayrılmıştır,



Şekil 5.1 Çözüm bölgesinin üçgen elemanlara bölünmesi

(b) Uygun bir interpolasyon veya yer değişimi modelinin seçimi

Karmaşık bir yapının herhangi belli bir yük altında yer değişimi çözümü tamamen doğru tahmin edilemeyeceği için eleman içinde uygun bir çözümün bilinmeyen çözüme yakın olduğu kabul edilmektedir. Kabul edilen çözüm hesap açısından basit olmalı, fakat belli uyumluluk ve sınır şartlarını sağlamalıdır. Genel olarak, çözüm veya interpolasyon modeli bir polinom olarak alınmaktadır.

(c) Eleman katılık matrislerinin ve yük vektörlerinin elde edilmesi

Kabule edilen yer değişimi modelinden, katılık matrisi $[K^{(e)}]$ ve yük vektörü $[P^{(e)}]$, denge koşulları veya uygun bir varyasyonel yöntem kullanılarak elde edilir.

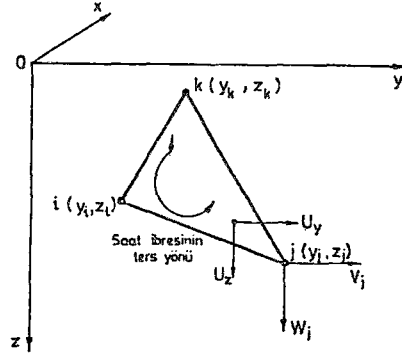
(d) Eleman denklemlerinin birleştirilmesiyle toplam denge denklemlerini elde edilmesi

Yapı çok sayıda sonlu elemandan oluştuğu için, tek tek eleman katılık matrisleri ve yük vektörleri uygun bir biçimde birleştirilir ve toplam denge denklemleri,

$$[K] \vec{\phi} = \vec{P} \quad (5.1)$$

ile ifade edilir.

Burada, $[K]$ birleştirilmiş katılık matrisi, $\vec{\phi}$ nodal yer değişimleri vektörü, $\vec{P}$ ise tüm yapı için nodal kuvvetler vektörüdür. Örnek olarak bir üçgen elemanda nodların nasıl yer aldığı Şekil 5.2’de görülmektedir.



Şekil 5.2 Bir üçgen eleman ve düğüm noktaları (nodlar)

(e) Bilinmeyen nodal yer değişimleri için çözüm

Sınır değerleri hesaba katılarak toplam denge denklemleri değiştirilmelidir. Sınır durumlarının da hesaba katılmasıyla genel denklem,

$$[K] \vec{\phi} = \vec{P} \quad (5.2)$$

haline gelmektedir.

Lineer problemlerde, $\vec{\phi}$ vektörü kolayca çözülebilir. Ancak non-lineer denklemlerde, çözüme ancak her aşamada katılık matrisi $[K]$ ve /veya yük vektörü $\vec{P}$ ’nin değiştirilmesiyle gidilebilmektedir.

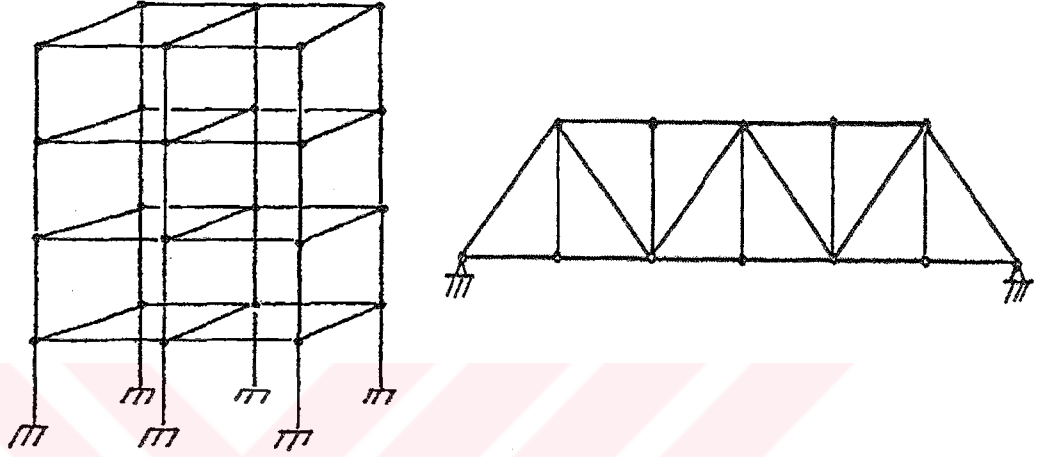
f) Sonuçların bulunması

Bilinen nodal yer değişimlerinden, ilgili matrislerin çözülmesiyle gerilmeler ve şekil değişiklikleri elde edilir.

Yöntemin değişik disiplinlerde uygulanması ile yukarıdaki adımlarda ufak değişiklikler görülse de tüm sonlu elemanlar hesapları genel olarak bu sırayı takip etmektedir.

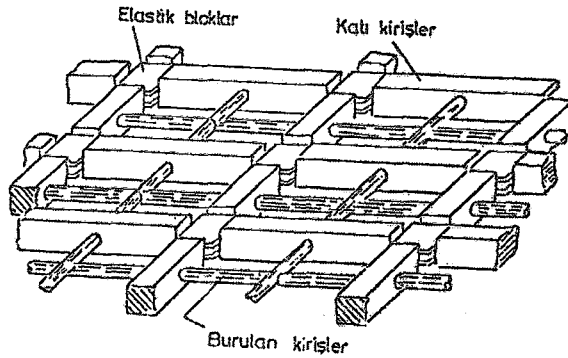
5.5 Sonlu Elemanlarla İlgili Özellikler

Sonlu elemanlar metodunun temelinde parçadan bütüne gitme prensibine bulunmaktadır. Bu prensip ilk önce Şekil 5.3'te görülen kiriş-kafes yapıları üzerinde uygulanmıştır. Daha sonra iki ve üç boyutlu sürekli ortamlar Şekil 5.4'te görüldüğü gibi, değişik boyutlarda kiriş elemanlarından meydana gelmiş olarak düşünülmüş ve bu yaklaşıma "parçalı eleman yöntemi" (discrete element method) adı verilmiştir.



Şekil 5.3 Kiriş-kafes yapı sistemleri

Sonlu eleman kavramı, fiziksel bakımdan kiriş-kafes yaklaşımından farklıdır. Sonlu eleman, iki veya üç boyutlu sürekli ortamın iki veya üç boyutlu bir parçası yada bir bölgesidir [19]. Fiziksel sistemin davranışı sonlu elemanların geometrileri ve malzeme özellikleri ile belirlenir. Bu sebeple öncelikle sonlu elemanın özellikleri bilinmelidir.



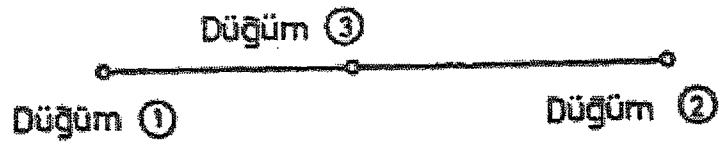
Şekil 5.4 İki boyutlu sürekli ortamın kiriş kafes sistemi gibi incelenmesi

5.5.1 SEM Eleman Çeşitleri

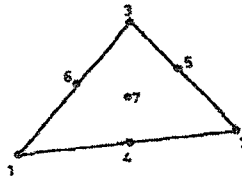
Doğru sonuç elde edilmesi için ortamın iyi bir biçimde sonlu elemanlara bölünmesi gerekir. Bu da problemi çözen mühendise bağlıdır. Öncelikle, sürekli ortamın boyutuna, yapının veya cismin geometrisine uygun olarak sonlu elemanın şekli seçilmelidir. Sonlu eleman bir, iki yada üç boyutlu olabilir. Sonlu elemanın sınırları genellikle doğru olarak seçilmekle birlikte bazı problemlerde eğri sınırlı sonlu elemanlar da kullanılabilir, hatta kullanılması gerekebilir[24].

Sürekli ortamın geometrisi, malzeme özellikleri, yükleri ve yer değişimleri bir bağımsız uzay koordinatı cinsinden ifade edilebiliyorsa bir boyutlu sonlu elemanlar tercih edilir. Söz konusu koordinat elemanın eksenini boyunca ölçülür. Şekil 5.5'te bir boyutlu bir sonlu eleman gösterilmiştir. Bu sonlu elemanı komşu sonlu elemanlara bağlayan (1 ve 2) noktalarına "dış düğüm noktaları", (3) noktasına "iç nokta" denir.

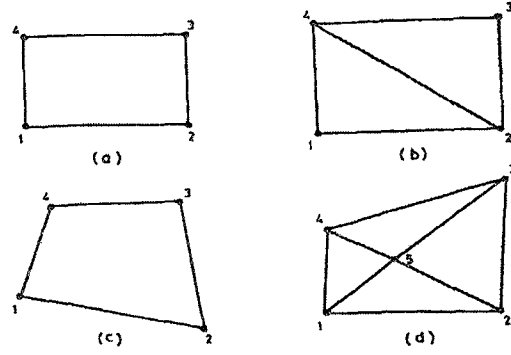
Katı mekaniğinde birçok problem, yaklaşık olarak, "iki boyutlu sonlu elemanlarla" çözülebilir. Bunların en basiti üçgen elemandır. Şekil 5.6'da gösterilen üçgen elemanda (1,2,3) noktaları, bu üçgen elemanı komşu sonlu elemanlara bağlayan, "dış düğüm noktaları", (4,5,6) "kenar noktaları", (7) "iç nokta" olarak bilinir. Şekil 5.7 diğer iki boyutlu sonlu elemanları; (a) dikdörtgen elemanı; (b) iki üçgenli dik dörtgen elemanı; (c) dörtgen elemanı; (d) dört üçgenli dörtgen elemanı göstermektedir [23].



Şekil 5.5 Bir boyutlu bir sonlu eleman



Şekil 5.6 Bir üçgen sonlu eleman



Şekil 5.7 İki boyutlu (a) dikdörtgen, (b) iki üçgenli dikdörtgen, (c) dörtgen, (d) dört üçgenli dörtgen sonlu elemanlar

Eksenel simetrik cisimlerde kesici üçgen veya dörtgen olabilen halka sonlu elemanlar kullanılır. Bunlarda silindirik koordinatlar (r, z, θ) geçerlidir. Halka sonlu elemanda özelliklerin ve değişkenlerin hiçbiri θ 'ya bağlı olmadığı için bu elemanlar iki boyutlu gibi incelenebilir.

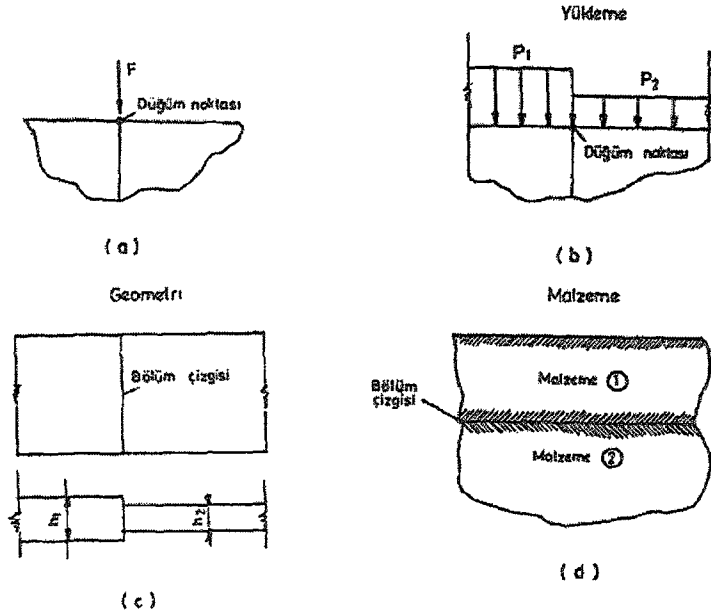
5.6 Sistemle İlgili Özellikler

Sistemin sonlu elemanlara bölünmesi, analizin doğruluğuna en fazla etki eden faktörlerden biridir. Bu konuda yerleşmiş bazı temel kurallar olmasına rağmen bu işlem büyük ölçüde mühendisin tecrübesi ve önsezilerine bağlıdır. Teorik olarak, sistem sonsuz sayıda ve sonsuz küçüklükte sonlu elemana bölündüğünde gerçek sonuca ulaşılır. Gerçekte bu mümkün olmadığı için amaç minimum sayıda sonlu elemanla kabul edilebilir hata payına sahip bir sonuç elde etmektir. Gereğinden fazla eleman kullanmak daha büyük bilgisayar gücü gerektirecek ve hesap zamanını uzatacaktır.

Sistem, süreksizlik noktalarından; yani geometrinin, yüklemenin, malzeme özelliklerinin keskin değiştiği yerlerden bölünmelidir. Bu yöntem "doğal bölme" adı verilir. Şekil 5.8'de iki boyutlu problemlerde doğal bölmeye örnekler gösterilmiştir. Burada (a,b) yüklemenin (c) geometrinin (d) malzeme özelliklerinin değiştiği doğal sınırları göstermektedir.

Çözüm bölgesi tamamıyla düzgün bir ağ ile bölünebilir veya gerilmelerin daha hızlı değişmesi beklenen bölgelerde daha küçük sonlu elemanlar kullanılabilir. Eğri sınırlar, kenarları doğru olan sonlu elemanlar ile yaklaşık gösterilebilir. Eğri kenarlı

eş parametrelili sonlu elemanlar ile çözüm bölgelerini daha kesin tanımlamak mümkündür.

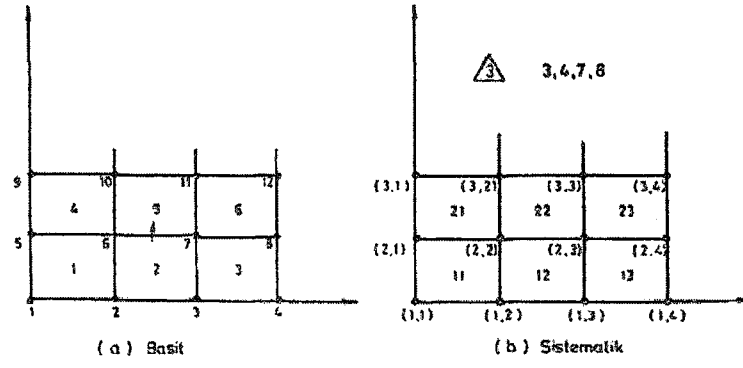


Şekil 5.8 Doğal bölmeye örnekler

5.6.1 Elemanların Numaralandırılması

Sonlu elemanlar metodu her zaman bilgisayarla uygulandığı için veriler bilgisayara girilebilecek formatta olmalıdır. Bu sebeple tüm elemanlar ve düğüm noktalarında numara verilmelidir. Bunun için iki yol vardır. Şekil 5.9a'da basit numaralandırma sistemi gösterilmiştir. Bu sistemde hem düğüm noktalarına, hem de sonlu elemanlara sağdan sola sırayla numara verilmiş ve numaralamaya aşağıdan yukarıya doğru sıralar ile devam edilmiştir. Çözüme geçebilmek için her sonlu elemana ait düğüm noktalarının numaraları belirlenmelidir.

Şekil 5.9b'de ise sistematik numaralandırma sistemi gösterilmiştir. Bu sistemde her düğüm noktası ve her sonlu eleman iki sayı ile belirtilir. Birinci sayı sıraları, ikinci sayı sütunları gösterir.



Şekil 5.9 Sonlu elemanların ve düğüm noktalarının numaralandırılması

Bilgisayar programında her sonlu elemanın numarası ve bu elemana ait düğüm noktalarının numaraları giriş bilgileri içerisinde ayrı ayrı verilir veya bir alt program çözüm bölgesini otomatik olarak böler ve sonlu elemanları, düğüm noktalarını numaralar.

Sistemin katılık matrisinin şerit (bant) genişliği, sonlu elemanların numaralandırılması ile yakından ilgilidir. Nitekim bant genişliği

$$B = (F+1) S \quad (5.3)$$

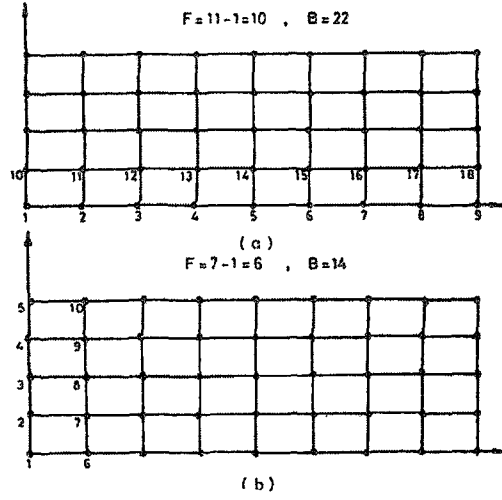
ile ifade edilir. Burada,

B: şerit (bant) genişliği

F: sistemdeki bütün elemanlar dikkate alınarak tespit edilmiş, herhangi bir elemandaki düğüm numaraları arasındaki en büyük fark

S: her düğüm noktasındaki serbestlik derecesidir.

Uygun numaralandırma ile bant genişliğinin nasıl azalacağı, Şekil 5.10'da görülmektedir. Aynı yapı sisteminde bant genişliği birinci halde 22, ikinci halde 14 olacaktır.[23]



Şekil 5.10 Uygun numaralama ile şerit genişliğinin azaltılması

Dikkat edilmesi gereken durumlardan biri de sistem katılık matrisinde en büyük değerler köşegen veya köşegen civarında ise, denklem sisteminin çözümünün nispeten daha kolay olmasıdır. Bu durumun sağlanması bazı problemlerde en uygun numaralandırma sistemine ters düşebilir.

Bilgisayarda sistem katılık matrisinin bant şeklinde saklanması halinde yer ihtiyacı $N^2/2$ yerine sadece $N \times B$ olur. Ayrıca şerit katılık matrisi ile denklem sisteminin çözüm zamanı yaklaşık $N \times B^2 / 2$ ile orantılıdır; halbuki tam dolu bir katılık matrisi ile çözüm zamanı yaklaşık $N^3 / 6$ ile orantılı olur [23].

Yüksek dereceli yer değişimi fonksiyonlarının kullanılmasının gerektiği durumlarda, çok sayıda kenar noktası kullanılmamalıdır. Bunun için köşe noktalarında yer değişimi türevleri ilave serbestlik derecesi olarak seçilmelidir.

5.7 ANSYS Sonlu Elemanlar Paket Programı

Sonlu elemanlar analizi büyük ölçüde karmaşık matematik işlemlere dayandığı için, elle hesaplayarak uygulamak mümkün olsa da, her zaman bilgisayar programları yardımıyla uygulanır. Zaten beşinci bölümde de belirtildiği gibi, sonlu elemanlar metodu baştan itibaren bilgisayarlarla kullanılacağı düşünülerek geliştirmiştir.

Bu sebeple son yirmi yılda sonlu elemanlar metodu için yüzlerce bilgisayar programı yazılmıştır. Bu programlar başlangıçta sadece belli özel problemleri çözecek şekilde tasarlansa da, bilgisayar sistemlerinin gelişmesiyle birlikte yazılan programların da yetenekleri genişlemiştir [25].

Son yıllarda ise, sistemin üç boyutlu tasarımı ile birlikte gerekebilecek tüm sonlu eleman analizlerinin yapılmasına olanak sağlayan paket programlar ortaya çıkmıştır. Bunlar arasında Catia, Pro/Engineer, Solidworks, I-DEAS ve ANSYS gibi programlar sayılabilir.

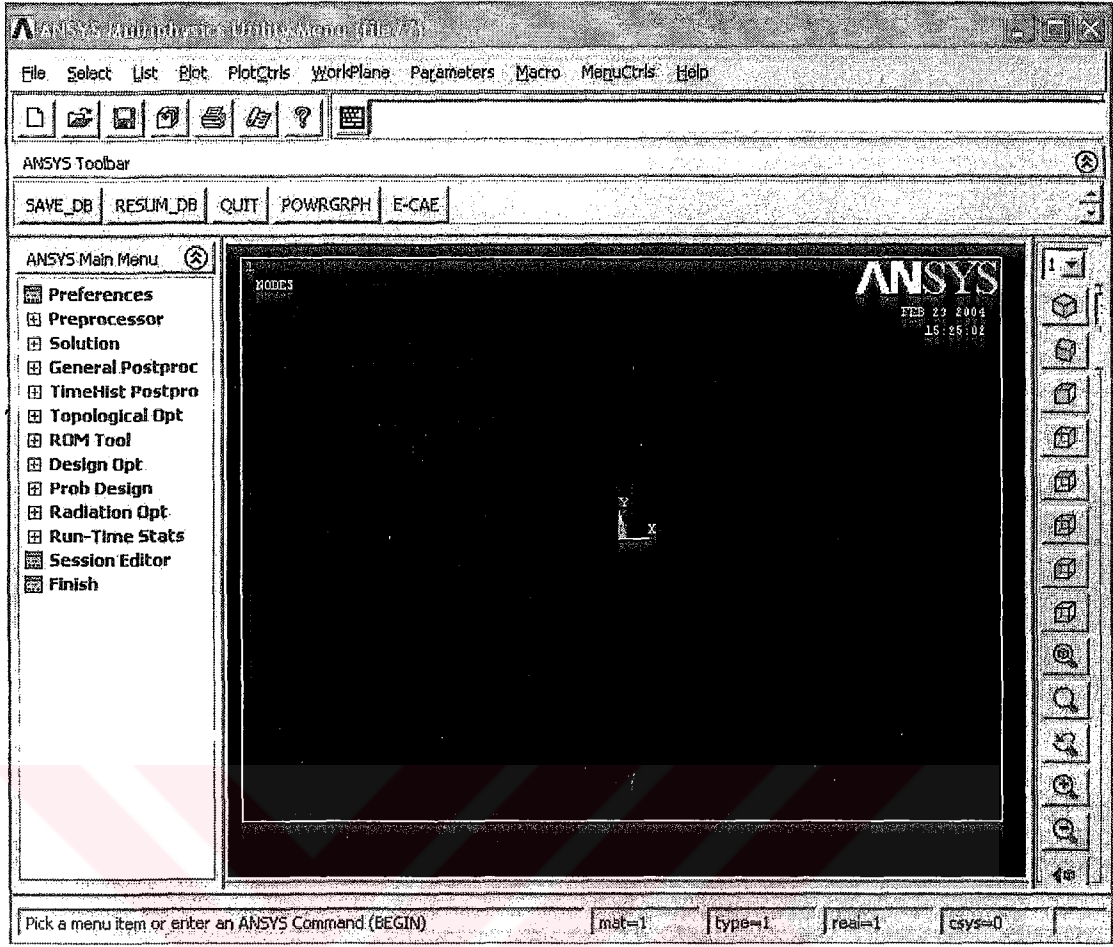
Bu tez için en uygun program olarak ANSYS seçilmiştir. Bunun sebebi ANSYS 'in tasarım kısmının zayıf olmasına karşın sonlu eleman analizinde mühendisler tarafından en doğru sonuçları en kısa zamanda veren program paketi olarak kabul edilmesidir. Tasarım bölümündeki zayıflık diğer programlarla tasarlanan parçaların aktarılabilmesi sebebiyle önemli bir sorun teşkil etmemektedir. Buna karşılık ANSYS'in sunduğu analiz olanakları rakip programların hiçbirisiyle kıyaslanamayacak kadar geniştir [26].

Günümüzde de pek çok büyük firma mühendislik hizmetlerinde ANSYS 'ten faydalanmaktadır. Bunlara örnek olarak General Motors, Pratt and Whitney, NASA, GLENCO Engineering, Inc., Boeing Corp., DePuy, Inc., Mitroflow International, Ensign-Bickford Company, Advanced NMR Systems, Inc., Rubbermaid, Boston Acoustics, Wilson Sporting Goods, 3M, Motorola, AB Volvo, Siemens, B.F. Goodrich, John Deere, Honeywell, Caterpillar, Inc., IMAX Corp., Hawkes Ocean Technologies, DuPont gibi uluslararası büyük firmalar gösterilebilir.

Aşağıda bu programın kısa bir tanıtımı yer almaktadır. Programın bu tezde kullanılan tüm özellikleri tanıtılmıştır.

5.7.1 Programın Bölümleri

ANSYS başlatıldığında Şekil 5.11'de görülen ana pencere ekrana gelir.



Şekil 5.11 ANSYS ana penceresi

Bu pencere, kendi altında dört ayrı pencereden oluşmaktadır. En üstte solda kullanıcının yazılı komutlar verebileceği ve programın kullancıdan istediklerini bildirdiği “ANSYS Input” penceresi, üst sağda kullanıcının sık kullandığı komutlar için kısayollar yerleştirebileceği “ANSYS Toolbar” penceresi, sol tarafta programın menülerinin bulunduğu “ANSYS Main Menu” penceresi ve bunun sağında parçanın resminin ve analiz sonuçlarının gösterildiği “ANSYS Graphics” penceresi bulunmaktadır.

Programa komutlar genellikle mouse aracılığıyla verilse de, ANSYS’in tüm komutları Input penceresinde yazılı olarak verilebilir. Mouse ile verilemeyen pek çok komut sadece Input penceresinde verilebilmektedir. Ayrıca ANSYS kullanıcıdan bir giriş yapmasını (bir boyut yada sayı gibi) istediğinde bu pencere aracılığıyla mesaj vermektedir.

Bunlardan başka, ana pencerenin en üstünde, sık kullanılan komutları içeren bir yatay menü çubuğu da mevcuttur.

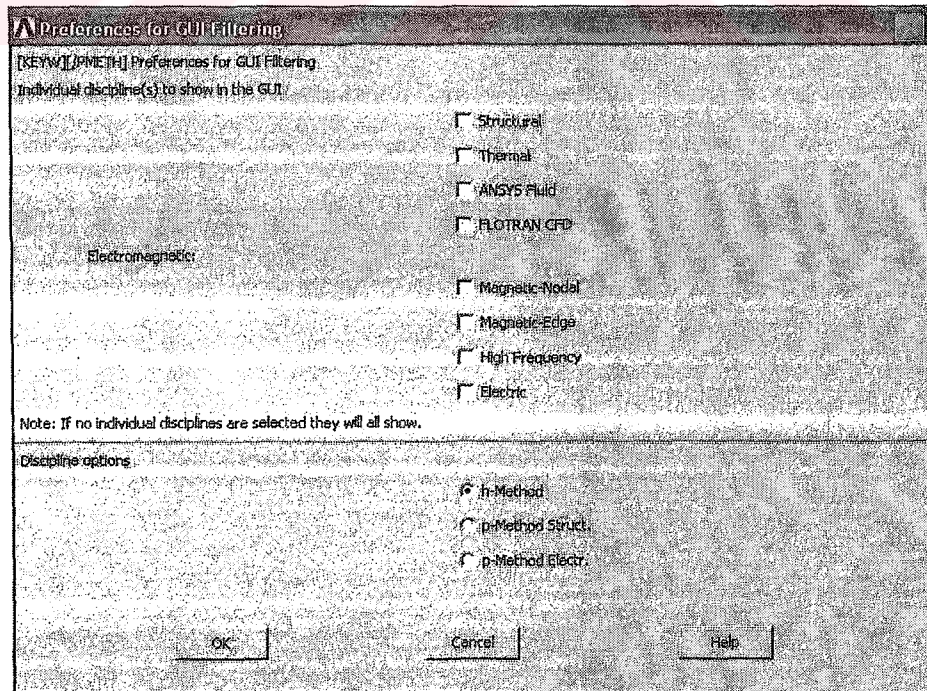
ANSYS Menu penceresinde ise ANSYS'in bölümleri alt alta sıralanmıştır. Burada yanında “...” bulunan öğelere basıldığında kullanıcıya seçenekler sunan yeni bir pencere açılmaktadır. Yanında “>” bulunan öğelere basıldığında ise menünün ilgili konusunun altmenüleri kullanılabilir hale gelmektedir. Aşağıda bu menüler kısaca tanıtılmıştır.

5.7.1.1 Preferences Menüü

Bu menü her projenin başlangıcında ilk kez seçilmesi gereken menüdür. Açılan pencerede (Şekil 5.12) projenin hangi mühendislik disiplininde gerçekleştirildiği seçilmelidir. ANSYS programı burada yapılan seçime dayanarak projenin devamında kullanıcıya göstereceği seçenekleri ayarlamaktadır. Pencerenin alt kısmında ise sonlu eleman analizinde hangi metodun kullanılacağı seçilmelidir. Burada h-method veya p-method arasında seçim yapılabilir.

h-metodunda elemanlar küçük boyutlu alınmakta ve fonksiyonlar linner olmaktadır. p-metodunda ise elemanlar büyük alınmakta fakat fonksiyonlar yüksek dereceli seçilmektedir. Hangisinin projeye daha uygun olduğu kararı mühendise bağlıdır ancak çoğu zaman sonuçlarda çok büyük değişiklikler olmamaktadır.

Genellikle h-metodu tercih edilir ve ANSYS de varsayılan olarak h-metodunu seçmektedir.

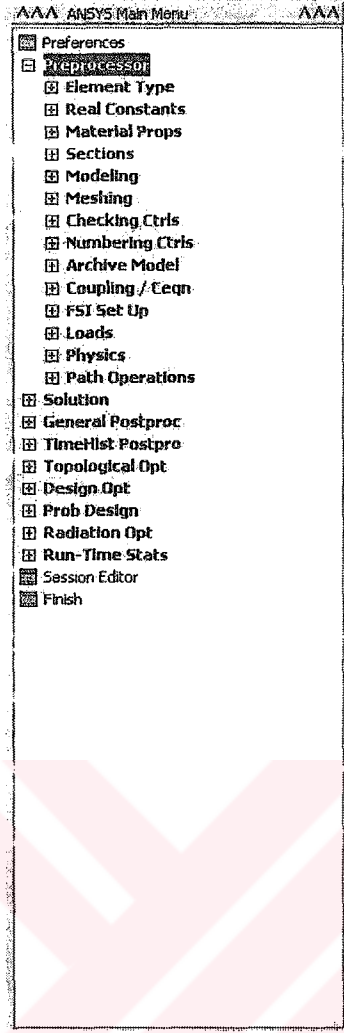


Şekil 5.12 Preferences penceresi

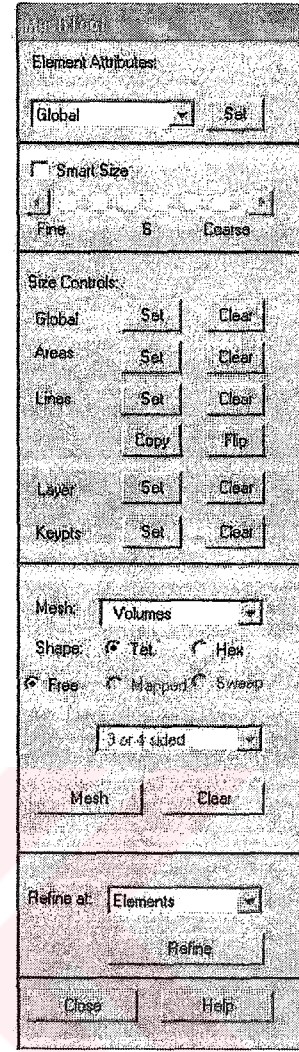
5.7.1.2 Preprocessor Menüsü

Şekil 5.13’de görülen Preprocessor menüsünde analiz için kritik önem taşıyan eleman tipi seçimi (Element Type), kullanılacak sabit değerlerin belirlenmesi (Real Constants), kullanılacak materyalin özelliklerinin belirlenmesi (Material Props), profil çubuklar için kesit tanımlanması (Sections), model üzerinde değişiklik yapma (Modeling), modeli sonlu elemanlara ayırma (Meshing), yükleme (Loading) gibi fonksiyonların gerçekleştirilmesi mümkündür. Bu özellikleri itibariyle analizin doğruluğu için en büyük öneme sahip olan menüdür.

Şekil 5.14’te görülen MeshTool bölümü ANSYS programının en önemli özelliklerinden biridir. Bu pencere yardımıyla katının sonlu elemanlara bölünmesi işlemi kolayca gerçekleştirilebilmektedir. Element Attributes kısmında elemanların tipi, Size Controls kısmında eleman boyutları seçilebilmektedir. Smart Size özelliği kullanılarak otomatik boyut seçimi kullanılabilir. Refine kısmında ise ağların inceltirilerek daha kaliteli hale getirilmesi mümkündür.



Şekil 5.13 Preprocessor menüsü



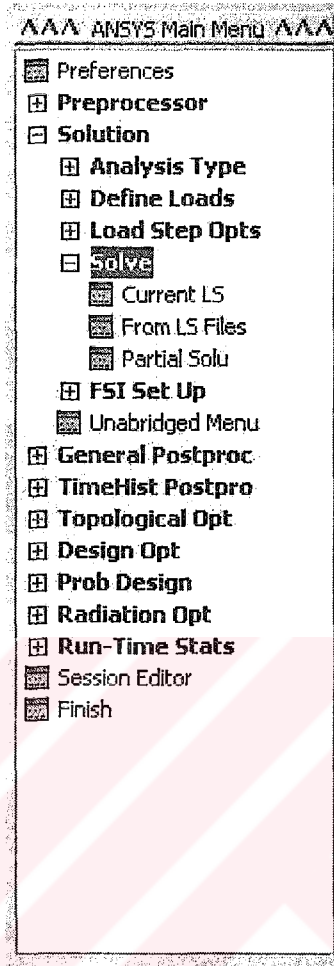
Şekil 5.14 MeshTool penceresi

5.7.1.3 Solution Menüsü

Şekil 5.15'te görülen Solution menüsü, Preprocessor menüsündeki tüm ayarlar gerçekleştirildikten sonra açılmalıdır. Bu menüde sonucun elde edilmesi için gereken son işlemler yapılır. Analysis Type'tan analiz tipi (Statik, Modal, Harmonik, Transient, Spektrum vb.) seçilir. Solution Control menüsünde çözümde kullanılacak matematik modeller seçilebilir. Preprocessor menüsünde yükleme işlemi yapılmadıysa veya değiştirilmek isteniyorsa, Soliton menüsündeki Loads altmenüsünden bu işlem gerçekleştirilebilir. Aynı parçaya birden fazla değişik yükleme uygulanacaksa Load Step Opts kısmında bu ayarlar yapılabilir.

Tüm ayarlar yapıldığında Solve Current LS seçilerek çözüm gerçekleştirilmelidir. Bu aşama, modelin karmaşıklığına, bilgisayarın hızına ve bellek kapasitesine göre birkaç

dakikadan birkaç güne kadar sürebilir. Ayarlarda hata varsa, bu aşamada ekrana hata mesajları gelecektir.

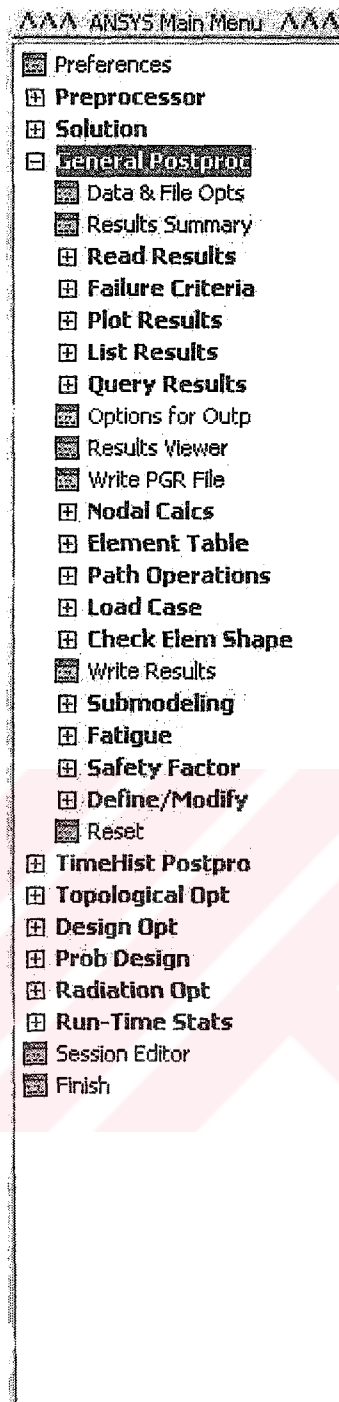


Şekil 5.15 Solution menüsü

5.7.1.4 General Postprocessor Menüsü

Çözüm aşamasının başarıyla tamamlanmasıyla birlikte General Postproc menüsü açılarak (Şekil 5.16) postprocessing aşamasına geçilmelidir. Çözüm aşamasında bilgisayarların tüm yaptığı elindeki matrisleri çözmektir ve bunun sonucunda elde ettiği ham değerler ilk bakışta mühendis için anlam taşımamaktadır. Postprocessing aşamasında çözümde elde edilen değerler ekrana grafik olarak yansıtılmakta, karşılaştırmalar yapılmakta ve çıktı alınmaktadır.

General Postproc menüsünde eğer birden fazla yükleme adımı seçildi ise Read Results bölümünde ilgili adım açılmalıdır. Daha sonra Plot Results ile sonuçlar grafik olarak ekrana basılabilir. List Results ile de sonuçlar sayısal değerler olarak listelenebilir. Query Results ile de sonuçlar arasında arama yapmak mümkündür.



Şekil 5.16 General Postprocessor menüsü

6. YAPILAN ÇALIŞMALAR

Bu çalışmada ele alınan asansör kılavuz raylarının gerilme analizleri ve sehim hesapları iki farklı profil için ele alınmıştır. İlk hesaplama EN81-1 standardında belirtilen hesap esaslarına uygun olarak yapılmıştır. Daha sonra ANSYS sonlu elemanlar paket programı kullanılarak aynı profillerin iki boyutlu modellenerek analizleri yapılmıştır.

6.1 Paraşüt Sisteminin Devreye Girmesi Durumunda EN 81-1 Standart'ına Göre T89/B Profilli Kılavuz Rayın Gerilme ve Sehim Hesapları

16 katlı bir binada tesis edilecek 13 yolcu kapasiteli bir asansör tesisi için kullanılacak kılavuz raylarda meydana gelecek gerilmeler ve raylarda meydana gelecek sapmalar hesaplanacaktır.

Normal kullanım ve paraşüt sisteminin çalışması durumlarında, yük kabin alanının dörtte üçüne dağılmış olarak kabul edilir. Paraşüt sistemi olarak kaymalı frenlemeli paraşüt sistemi kullanılmaktadır. Kılavuz raylara tespit edilmiş yardımcı cihaz bulunmamaktadır. Tablo 4.2 yardımıyla $k_f = 2$ alınır.

6.1.1 Verilen ve Kabul Edilen Değerler

Kabin anma yükü	$Q = 75 \times 13 \cong 1000 \text{ kg}$
Kabin ağırlığı	$P = 1500 \text{ kg}$
Karşı ağırlık	$G = 2000 \text{ kg}$
Seyir mesafesi	$H = 53 \text{ m}$
Kabin boyutları	$D_x = 1400 \text{ mm} \quad D_y = 1600 \text{ mm}$

6.1.2 Kılavuz Ray Bilgileri

Kabin kılavuz rayı olarak $89 \times 62 \times 15.88$ ebatlarında T 89/B profile sahip Fe 37 (St37) malzemesinden kılavuz ray seçilmiştir. Kabin kılavuzlama patenleri arasındaki düşey mesafe $h = 3625 \text{ mm}$ dir.

Ray Ölçüleri

$$b = 89 \text{ mm}$$

$$h = 62 \text{ mm}$$

$$k = 15.88 \text{ mm}$$

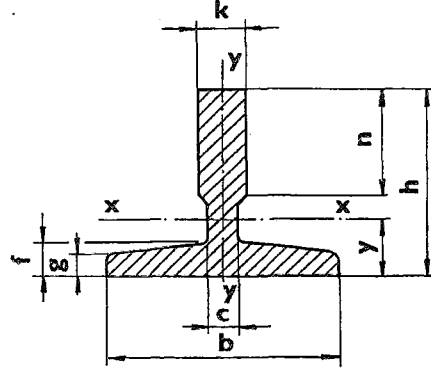
$$n = 33.4 \text{ mm}$$

$$c = 9.5 \text{ mm}$$

$$g = 7.9 \text{ mm}$$

$$f = 11.1 \text{ mm}$$

$$y = 20.7 \text{ mm}$$



Profile ait Fiziksel Özellikler

Kesit alanı

$$A = 1570 \text{ mm}^2$$

x- eksenindeki atalet momenti

$$I_x = 59.6 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

y- eksenindeki atalet momenti

$$I_y = 52.5 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

x- eksenindeki mukavemet momenti

$$W_x = 14.5 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

y- eksenindeki mukavemet momenti

$$W_y = 11.8 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

x - eksenindeki jirasyon yarıçapı

$$i_x = 19.5 \text{ mm}$$

y - eksenindeki jirasyon yarıçapı

$$i_y = 18.3 \text{ mm}$$

Kesme kuvvetinin kaçıklığı

$$e \approx 25.5 \text{ mm}$$

6.1.3 Kılavuz Ray Konsolları Arasındaki Mesafenin $l=1000$ mm Olması Durumu

6.1.3.1 Eğilme Gerilmesi Hesabı

Frenleme kuvveti

$$F_x = \frac{k_1 \cdot g(Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n \cdot h} = \frac{2 \cdot 9.81 \cdot (1000 \cdot (1400/8) + 1500 \cdot (1400/8))}{2 \cdot 3625} = 1184 \text{ N}$$

$$F_y = \frac{2 \cdot k_1 \cdot g(Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{n \cdot h} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 9.81 \cdot (1000 \cdot (0) + 1500 \cdot (1600/8))}{2 \cdot 3625} = 1623.7 \text{ N}$$

Eğilme momenti

$$M_{ex} = \frac{3 \cdot F_y \cdot l}{16} = \frac{3 \cdot 1623.7 \cdot 1000}{16} = 304443.75 \text{ Nmm}$$

$$M_{ey} = \frac{3 \cdot F_x \cdot l}{16} = \frac{3 \cdot 1184 \cdot 1000}{16} = 222000 \text{ Nmm}$$

Eğilme gerilmesi

$$\sigma_m = \sigma_x + \sigma_y = \frac{M_{ex}}{W_x} + \frac{M_{ey}}{W_y} = \frac{304443.75}{14.5 \times 10^3} + \frac{222000}{11.8 \times 10^3} = 39.81 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_m = 39.81 < (\sigma_{em} = 205) \text{ N/mm}^2$$

Ray boynundaki eğilme gerilmesi

$$\sigma_F = \frac{1.85 \cdot F_x}{c^2} = \frac{1.85 \cdot 1184}{9.5^2} = 24.27 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 205 \text{ N/mm}^2$$

Kılavuz ray sehimleri

$$\delta_x = 0.7 \cdot \frac{F_y \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_y} = 0.7 \cdot \frac{1623.7 \cdot 1000^3}{48 \cdot 2.1 \times 10^5 \cdot 52.5 \times 10^4} = 0.16 \text{ mm}$$

$$\delta_y = 0.7 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_x} = 0.7 \cdot \frac{1184 \cdot 1000^3}{48 \cdot 2.1 \times 10^5 \cdot 59.6 \times 10^4} = 0.22 \text{ mm}$$

Paraşüt sistemi kullanılması halinde $\delta_{\max} = 5$ mm alındığından kılavuz ray sehimleri uygundur.

6.1.3.2 Burkulma Gerilmesi Hesabı

Burkulma kuvveti

$$F_k = \frac{k_1 \cdot (Q + P) \cdot g}{n} = \frac{2 \cdot (1000 + 1500) \cdot 9.81}{2} = 24525 \text{ N}$$

Narinlik derecesi

$$\lambda = \frac{l}{i_y} = \frac{1000}{18.3} = 54.64$$

Ek A1 yardımıyla $\sigma = 370 \text{ N/mm}^2$ için $\lambda = 50$ için $\omega = 1.21$ ve $\lambda = 60$ için

$\omega = 1.30$ değerleri yardımıyla burkulma katsayısı bulunur.

Burkulma katsayısı

$$\omega = 1.25 \quad (\lambda = 54.64 \text{ ve } 370 \text{ N/mm}^2 \text{ için})$$

Burkulma gerilmesi

$$\sigma_k = \frac{F_k \cdot \omega}{A} = \frac{24525 \cdot 1.25}{1570} = 19.53 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 140 \text{ N/mm}^2$$

6.1.3.3 Gerilmeler

Bileşik zorlanma

$$\sigma = \sigma_m + \frac{F_k + k_3 \cdot M}{A} = 39.81 + \frac{24525 + 0}{1570} = 55.43 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 205 \text{ N/mm}^2$$

Toplam gerilme

$$\sigma_c = \sigma_k + 0.9 \cdot \sigma_m = 19.53 + 0.9 \cdot 39.81 = 55.359 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 205 \text{ N/mm}^2$$

6.1.4 Kılavuz Ray Konsolları Arasındaki Mesafenin $l=2000 \text{ mm}$ Olması Durumu

6.1.4.1 Eğilme Gerilmesi Hesabı

Frenleme kuvveti

$$F_x = \frac{k_1 \cdot g(Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n \cdot h} = \frac{2 \cdot 9.81 \cdot (1000 \cdot (1400/8) + 1500 \cdot (1400/8))}{2 \cdot 3625} = 1184 \text{ N}$$

$$F_y = \frac{2 \cdot k_1 \cdot g(Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{n \cdot h} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 9.81 \cdot (1000 \cdot (0) + 1500 \cdot (1600/8))}{2 \cdot 3625} = 1623.7 \text{ N}$$

Eğilme momenti

$$M_{ex} = \frac{3 \cdot F_y \cdot l}{16} = \frac{3 \cdot 1623.7 \cdot 2000}{16} = 608887.5 \text{ Nmm}$$

$$M_{ey} = \frac{3 \cdot F_x \cdot l}{16} = \frac{3 \cdot 1184 \cdot 2000}{16} = 444000 \text{ Nmm}$$

Eğilme gerilmesi

$$\sigma_m = \sigma_x + \sigma_y = \frac{M_{ex}}{W_x} + \frac{M_{ey}}{W_y} = \frac{608887.5}{14.5 \times 10^3} + \frac{444000}{11.8 \times 10^3} = 79.62 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_m = 79.62 < (\sigma_{em} = 205) \text{ N/mm}^2$$

Ray boynundaki eğilme gerilmesi

$$\sigma_F = \frac{1.85 \cdot F_x}{c^2} = \frac{1.85 \cdot 1184}{9.5^2} = 24.27 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 205 \text{ N/mm}^2$$

Kılavuz ray sehimleri

$$\delta_x = 0.7 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_y} = 0.7 \cdot \frac{1184 \cdot 2000^3}{48 \cdot 2.1 \times 10^5 \cdot 52.5 \times 10^4} = 1.25 \text{ mm}$$

$$\delta_y = 0.7 \cdot \frac{F_y \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_x} = 0.7 \cdot \frac{1623.7 \cdot 2000^3}{48 \cdot 2.1 \times 10^5 \cdot 59.6 \times 10^4} = 1.51 \text{ mm}$$

Paraşüt sistemi kullanılması halinde $\delta_{\max} = 5 \text{ mm}$ alındığından kılavuz ray sehimleri uygundur.

6.1.4.2 Burkulma Gerilmesi Hesabı

Burkulma kuvveti

$$F_k = \frac{k_1 \cdot (Q + P) \cdot g}{n} = \frac{2 \cdot (1000 + 1500) \cdot 9.81}{2} = 24525 \text{ N}$$

Narinlik derecesi

$$\lambda = \frac{l}{i_y} = \frac{2000}{18.3} = 109.3$$

Ek A1 yardımıyla $\sigma = 370 \text{ N/mm}^2$ için $\lambda = 100$ için $\omega = 1.90$ ve $\lambda = 110$ için

$\omega = 2.11$ değerleri yardımıyla burkulma katsayısı bulunur.

Burkulma katsayısı

$$\omega = 2.1 \quad (\lambda = 109.3 \text{ ve } 370 \text{ N/mm}^2 \text{ için})$$

Burkulma gerilmesi

$$\sigma_k = \frac{F_k \cdot \omega}{A} = \frac{24525 \cdot 2.1}{1570} = 32.8 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 140 \text{ N/mm}^2$$

6.1.4.3 Gerilmeler

Bileşik zorlanma

$$\sigma = \sigma_m + \frac{F_k + k_3 \cdot M}{A} = 79.62 + \frac{24525 + 0}{1570} = 95.24 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 205 \text{ N/mm}^2$$

Toplam gerilme

$$\sigma_c = \sigma_k + 0.9 \cdot \sigma_m = 32.8 + 0.9 \cdot 79.62 = 104.46 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 205 \text{ N/mm}^2$$

6.1.5 Kılavuz Ray Konsolları Arasındaki Mesafenin $l=2500 \text{ mm}$ Olması Durumu

6.1.5.1 Eğilme Gerilmesi Hesabı

Frenleme kuvveti

$$F_x = \frac{k_1 \cdot g(Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n \cdot h} = \frac{2 \cdot 9.81 \cdot (1000 \cdot (1400/8) + 1500 \cdot (1400/8))}{2 \cdot 3625} = 1184 \text{ N}$$

$$F_y = \frac{2 \cdot k_1 \cdot g(Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{n \cdot h} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 9.81 \cdot (1000 \cdot (0) + 1500 \cdot (1600/8))}{2 \cdot 3625} = 1623.7 \text{ N}$$

Eğilme momenti

$$M_{ex} = \frac{3 \cdot F_y \cdot l}{16} = \frac{3 \cdot 1623.7 \cdot 2500}{16} = 761109.38 \text{ Nmm}$$

$$M_{ey} = \frac{3 \cdot F_y \cdot l}{16} = \frac{3 \cdot 1184 \cdot 2500}{16} = 555000 \text{ Nmm}$$

Eğilme gerilmesi

$$\sigma_m = \sigma_x + \sigma_y = \frac{M_{ex}}{W_x} + \frac{M_{ey}}{W_y} = \frac{761109.38}{14.5 \times 10^3} + \frac{555000}{11.8 \times 10^3} = 99.52 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_m = 99.52 < (\sigma_{em} = 205) \text{ N/mm}^2$$

Ray boynundaki eğilme gerilmesi

$$\sigma_F = \frac{1.85 \cdot F_x}{c^2} = \frac{1.85 \cdot 1184}{9.5^2} = 24.27 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 205 \text{ N/mm}^2$$

Kılavuz ray sehimleri

$$\delta_x = 0.7 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_y} = 0.7 \cdot \frac{1184 \cdot 2500^3}{48 \cdot 2.1 \times 10^5 \cdot 52.5 \times 10^4} = 3.50 \text{ mm}$$

$$\delta_y = 0.7 \cdot \frac{F_y \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_x} = 0.7 \cdot \frac{1623.7 \cdot 2500^3}{48 \cdot 2.1 \times 10^5 \cdot 59.6 \times 10^4} = 4.22 \text{ mm}$$

Paraşüt sistemi kullanılması halinde $\delta_{\max} = 5 \text{ mm}$ alındığından kılavuz ray sehimleri uygundur.

6.1.5.2 Burkulma Gerilmesi Hesabı

Burkulma kuvveti

$$F_k = \frac{k_1 \cdot (Q + P) \cdot g}{n} = \frac{2 \cdot (1000 + 1500) \cdot 9.81}{2} = 24525 \text{ N}$$

Narinlik derecesi

$$\lambda = \frac{l}{i_y} = \frac{2500}{18.3} = 136.61$$

Ek A1 yardımıyla $\sigma = 370 \text{ N/mm}^2$ için $\lambda = 130$ için $\omega = 2.85$ ve $\lambda = 140$ için

$\omega = 3.31$ değerleri yardımıyla burkulma katsayısı bulunur.

Burkulma katsayısı

$$\omega = 3.14 \text{ (} \lambda = 136.61 \text{ ve } 370 \text{ N/mm}^2 \text{ için)}$$

Burkulma gerilmesi

$$\sigma_k = \frac{F_k \cdot \omega}{A} = \frac{24525 \cdot 3.14}{1570} = 70.92 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 140 \text{ N/mm}^2$$

6.1.5.3 Gerilmeler

Bileşik zorlanma

$$\sigma = \sigma_m + \frac{F_k + k_3 \cdot M}{A} = 99.52 + \frac{24525 + 0}{1570} = 115.14 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 205 \text{ N/mm}^2$$

Toplam gerilme

$$\sigma_c = \sigma_k + 0.9 \cdot \sigma_m = 70.92 + 0.9 \cdot 99.52 = 160.49 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 205 \text{ N/mm}^2$$

Tablo 6.1 T89/B profil için konsollar arası mesafeye göre gerilme ve sehım değerleri

Konsollar Arası Mesafe l [mm]	σ_x [N/mm ²]	σ_y [N/mm ²]	σ_k [N/mm ²]	σ [N/mm ²]	δ_x [mm]	δ_y [mm]
1000	21	18.81	19.53	55.43	0.16	0.22
2000	42	37.62	32.8	95.25	1.25	1.51
2500	52.49	47.03	70.92	115.49	3.50	4.22

6.2 Paraşüt Sisteminin Devreye Girmesi Durumunda EN 81-1 Standart'ına Göre T90/B Profilli Kılavuz Rayın Gerilme ve Sehım Hesapları

16 katlı bir binada tesis edilecek 13 yolcu kapasiteli bir asansör tesisi için kullanılacak kılavuz raylarda meydana gelecek gerilmeler ve raylarda meydana gelecek sapmalar hesaplanacaktır.

Normal kullanım ve paraşüt sisteminin çalışması durumlarında, yük kabin alanının dörtte üçüne dağılmış olarak kabul edilir. Paraşüt sistemi olarak kaymalı frenlemeli paraşüt sistemi kullanılmaktadır. Kılavuz raylara tespit edilmiş yardımcı cihaz bulunmamaktadır. Tablo 4.2 yardımıyla $k_f = 2$ alınır.

6.2.1 Verilen ve Kabul Edilen Değerler

$$\text{Kabin anma yükü} \quad Q = 75 \times 13 \cong 1000 \text{ kg}$$

Kabin ağırlığı	$P = 1500 \text{ kg}$
Karşı ağırlık	$G = 2000 \text{ kg}$
Seyir mesafesi	$H = 53 \text{ m}$
Kabin boyutları	$D_x = 1400 \text{ mm} \quad D_y = 1600 \text{ mm}$

6.2.2 Kılavuz Ray Bilgileri

Kabin kılavuz rayı olarak $90 \times 75 \times 16$ ebatlarında T 90/B profile sahip Fe 37 (St37) malzemesinden kılavuz ray seçilmiştir. Kabin kılavuzlama patenleri arasındaki düşey mesafe $h = 2950 \text{ mm}$ dir.

Ray Ölçüleri

$$b = 90 \text{ mm}$$

$$h = 75 \text{ mm}$$

$$k = 16 \text{ mm}$$

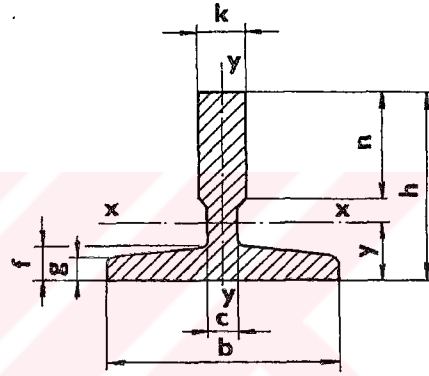
$$n = 42 \text{ mm}$$

$$c = 10 \text{ mm}$$

$$g = 8 \text{ mm}$$

$$f = 10 \text{ mm}$$

$$y = 26.5 \text{ mm}$$



Profile ait Fiziksel Özellikler

Kesit alanı	$A = 1720 \text{ mm}^2$
x- eksenindeki atalet momenti	$I_x = 102.2 \times 10^4 \text{ mm}^4$
y- eksenindeki atalet momenti	$I_y = 52.0 \times 10^4 \text{ mm}^4$
x- eksenindeki mukavemet momenti	$W_x = 20.9 \times 10^3 \text{ mm}^3$
y- eksenindeki mukavemet momenti	$W_y = 11.9 \times 10^3 \text{ mm}^3$
x - eksenindeki jirasyon yarıçapı	$i_x = 25.0 \text{ mm}$
y - eksenindeki jirasyon yarıçapı	$i_y = 17.6 \text{ mm}$

Kesme kuvvetinin kaçıklığı

$$e \approx 27.5 \text{ mm}$$

6.2.3 Kılavuz Ray Konsolları Arasındaki Mesafenin $l=1000 \text{ mm}$ Olması Durumu

6.2.3.1 Eğilme Gerilmesi Hesabı

Frenleme kuvveti

$$F_x = \frac{k_1 \cdot g(Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n \cdot h} = \frac{2 \cdot 9.81 \cdot (1000 \cdot (1400/8) + 1500 \cdot (1400/8))}{2 \cdot 2950} = 1455 \text{ N}$$

$$F_y = \frac{2 \cdot k_1 \cdot g(Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{n \cdot h} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 9.81 \cdot (1000 \cdot (0) + 1500 \cdot (1600/8))}{2 \cdot 2950} = 1995 \text{ N}$$

Eğilme momenti

$$M_{ex} = \frac{3 \cdot F_y \cdot l}{16} = \frac{3 \cdot 1995 \cdot 1000}{16} = 374062.5 \text{ Nmm}$$

$$M_{ey} = \frac{3 \cdot F_x \cdot l}{16} = \frac{3 \cdot 1455 \cdot 1000}{16} = 272812.5 \text{ Nmm}$$

Eğilme gerilmesi

$$\sigma_m = \sigma_x + \sigma_y = \frac{M_{ex}}{W_x} + \frac{M_{ey}}{W_y} = \frac{374062.5}{20.9 \times 10^3} + \frac{272812.5}{11.9 \times 10^3} = 40.82 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_m = 40.82 < (\sigma_{em} = 205) \text{ N/mm}^2$$

Ray boynundaki eğilme gerilmesi

$$\sigma_F = \frac{1.85 \cdot F_x}{c^2} = \frac{1.85 \cdot 1455}{10^2} = 26.91 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 205 \text{ N/mm}^2$$

Kılavuz ray sehimleri

$$\delta_x = 0.7 \cdot \frac{F_y \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_y} = 0.7 \cdot \frac{1995 \cdot 1000^3}{48 \cdot 2.1 \times 10^5 \cdot 52 \times 10^4} = 0.19 \text{ mm}$$

$$\delta_y = 0.7 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_x} = 0.7 \cdot \frac{1455 \cdot 1000^3}{48 \cdot 2.1 \times 10^5 \cdot 102.2 \times 10^4} = 0.14 \text{ mm}$$

Paraşüt sistemi kullanılması halinde $\delta_{\max} = 5 \text{ mm}$ alındığından kılavuz ray sehimleri uygundur.

6.2.3.2 Burkulma Gerilmesi Hesabı

Burkulma kuvveti

$$F_k = \frac{k_1 \cdot (Q + P) \cdot g}{n} = \frac{2 \cdot (1000 + 1500) \cdot 9.81}{2} = 24525 \text{ N}$$

Narinlik derecesi

$$\lambda = \frac{l}{i_y} = \frac{1000}{17.6} = 56.82$$

Ek A1 yardımıyla $\sigma = 370 \text{ N/mm}^2$ için $\lambda = 50$ için $\omega = 1.21$ ve $\lambda = 60$ için $\omega = 1.30$ değerleri yardımıyla burkulma katsayısı bulunur.

Burkulma katsayısı

$$\omega = 1.24 \quad (\lambda = 56.82 \text{ ve } 370 \text{ N/mm}^2 \text{ için})$$

Burkulma gerilmesi

$$\sigma_k = \frac{F_k \cdot \omega}{A} = \frac{24525 \cdot 1.24}{1720} = 17.68 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 140 \text{ N/mm}^2$$

6.2.3.3 Gerilmeler

Bileşik zorlanma

$$\sigma = \sigma_m + \frac{F_k + k_3 \cdot M}{A} = 40.82 + \frac{24525 + 0}{1720} = 55 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 205 \text{ N/mm}^2$$

Toplam gerilme

$$\sigma_c = \sigma_k + 0.9 \cdot \sigma_m = 17.68 + 0.9 \cdot 40.82 = 54.42 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 205 \text{ N/mm}^2$$

6.2.4 Kılavuz Ray Konsolları Arasındaki Mesafenin $l=2000 \text{ mm}$ Olması Durumu

6.2.4.1 Eğilme Gerilmesi Hesabı

Frenleme kuvveti

$$F_x = \frac{k_1 \cdot g(Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n \cdot h} = \frac{2 \cdot 9.81 \cdot (1000 \cdot (1400/8) + 1500 \cdot (1400/8))}{2 \cdot 2950} = 1455 \text{ N}$$

$$F_y = \frac{2 \cdot k_1 \cdot g(Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{n \cdot h} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 9.81 \cdot (1000 \cdot (0) + 1500 \cdot (1600/8))}{2 \cdot 2950} = 1995 \text{ N}$$

Eğilme momenti

$$M_{ex} = \frac{3 \cdot F_y \cdot l}{16} = \frac{3 \cdot 1995 \cdot 2000}{16} = 748125 \text{ Nmm}$$

$$M_{ey} = \frac{3 \cdot F_x \cdot l}{16} = \frac{3 \cdot 1455 \cdot 2000}{16} = 545625 \text{ Nmm}$$

Eğilme gerilmesi

$$\sigma_m = \sigma_x + \sigma_y = \frac{M_{ex}}{W_x} + \frac{M_{ey}}{W_y} = \frac{748125}{20.9 \times 10^3} + \frac{545625}{11.9 \times 10^3} = 81.64 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_m = 81.64 < (\sigma_{em} = 205) \text{ N/mm}^2$$

Ray boynundaki eğilme gerilmesi

$$\sigma_F = \frac{1.85 \cdot F_x}{c^2} = \frac{1.85 \cdot 1455}{10^2} = 26.91 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 205 \text{ N/mm}^2$$

Kılavuz ray sehimleri

$$\delta_x = 0.7 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_y} = 0.7 \cdot \frac{1455 \cdot 2000^3}{48 \cdot 2.1 \times 10^5 \cdot 52 \times 10^4} = 1.55 \text{ mm}$$

$$\delta_y = 0.7 \cdot \frac{F_y \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_x} = 0.7 \cdot \frac{1995 \cdot 2000^3}{48 \cdot 2.1 \times 10^5 \cdot 102.2 \times 10^4} = 1.08 \text{ mm}$$

Paraşüt sistemi kullanılması halinde $\delta_{\max} = 5 \text{ mm}$ alındığından kılavuz ray sehimleri uygundur.

6.2.4.2 Burkulma Gerilmesi Hesabı

Burkulma kuvveti

$$F_k = \frac{k_1 \cdot (Q + P) \cdot g}{n} = \frac{2 \cdot (1000 + 1500) \cdot 9.81}{2} = 24525 \text{ N}$$

Narinlik derecesi

$$\lambda = \frac{l}{i_y} = \frac{2000}{17.6} = 113.62$$

Ek A1 yardımıyla $\sigma = 370 \text{ N/mm}^2$ için $\lambda = 110$ için $\omega = 2.11$ ve $\lambda = 120$ için

$\omega = 2.43$ değerleri yardımıyla burkulma katsayısı bulunur.

Burkulma katsayısı

$$\omega = 2.23 \quad (\lambda = 113.62 \text{ ve } 370 \text{ N/mm}^2 \text{ için})$$

Burkulma gerilmesi

$$\sigma_k = \frac{F_k \cdot \omega}{A} = \frac{24525 \cdot 2.23}{1720} = 31.74 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 140 \text{ N/mm}^2$$

6.2.4.3 Gerilmeler

Bileşik zorlanma

$$\sigma = \sigma_m + \frac{F_k + k_3 \cdot M}{A} = 81.64 + \frac{24525 + 0}{1720} = 95.9 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 205 \text{ N/mm}^2$$

Toplam gerilme

$$\sigma_c = \sigma_k + 0.9 \cdot \sigma_m = 31.74 + 0.9 \cdot 95.9 = 105.2 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 205 \text{ N/mm}^2$$

6.2.5 Kılavuz Ray Konsolları Arasındaki Mesafenin $l=2500 \text{ mm}$ Olması Durumu

6.2.5.1 Eğilme Gerilmesi Hesabı

Frenleme kuvveti

$$F_x = \frac{k_1 \cdot g(Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n \cdot h} = \frac{2 \cdot 9.81 \cdot (1000 \cdot (1400/8) + 1500 \cdot (1400/8))}{2 \cdot 2950} = 1455 \text{ N}$$

$$F_y = \frac{2 \cdot k_1 \cdot g(Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{n \cdot h} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 9.81 \cdot (1000 \cdot (0) + 1500 \cdot (1600/8))}{2 \cdot 2950} = 1995 \text{ N}$$

Eğilme momenti

$$M_{ex} = \frac{3 \cdot F_y \cdot l}{16} = \frac{3 \cdot 1995 \cdot 2500}{16} = 935156.3 \text{ Nmm}$$

$$M_{ey} = \frac{3 \cdot F_y \cdot l}{16} = \frac{3 \cdot 1455 \cdot 1000}{16} = 682031.3 \text{ Nmm}$$

Eğilme gerilmesi

$$\sigma_m = \sigma_x + \sigma_y = \frac{M_{ex}}{W_x} + \frac{M_{ey}}{W_y} = \frac{935156.3}{20.9 \times 10^3} + \frac{682031.3}{11.9 \times 10^3} = 102 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_m = 102 < (\sigma_{em} = 205) \text{ N/mm}^2$$

Ray boynundaki eğilme gerilmesi

$$\sigma_F = \frac{1.85 \cdot F_x}{c^2} = \frac{1.85 \cdot 1455}{10^2} = 26.91 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 205 \text{ N/mm}^2$$

Kılavuz ray sehimleri

$$\delta_x = 0.7 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_y} = 0.7 \cdot \frac{1455 \cdot 2500^3}{48 \cdot 2.1 \times 10^5 \cdot 52 \times 10^4} = 3.04 \text{ mm}$$

$$\delta_y = 0.7 \cdot \frac{F_y \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_x} = 0.7 \cdot \frac{1995 \cdot 2500^3}{48 \cdot 2.1 \times 10^5 \cdot 102.2 \times 10^4} = 2.12 \text{ mm}$$

Paraşüt sistemi kullanılması halinde $\delta_{\max} = 5 \text{ mm}$ alındığından kılavuz ray sehimleri uygundur.

6.2.5.2 Burkulma Gerilmesi Hesabı

Burkulma kuvveti

$$F_k = \frac{k_1 \cdot (Q + P) \cdot g}{n} = \frac{2 \cdot (1000 + 1500) \cdot 9.81}{2} = 24525 \text{ N}$$

Narinlik derecesi

$$\lambda = \frac{l}{i_y} = \frac{2500}{17.6} = 142$$

Ek A1 yardımıyla $\sigma = 370 \text{ N/mm}^2$ için $\lambda = 140$ için $\omega = 3.31$ ve $\lambda = 150$ için

$\omega = 3.80$ değerleri yardımıyla burkulma katsayısı bulunur.

Burkulma katsayısı

$$\omega = 3.4 \text{ (} \lambda = 142 \text{ ve } 370 \text{ N/mm}^2 \text{ için)}$$

Burkulma gerilmesi

$$\sigma_k = \frac{F_k \cdot \omega}{A} = \frac{24525 \cdot 3.4}{1720} = 48.48 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 140 \text{ N/mm}^2$$

6.2.5.3 Gerilmeler

Bileşik zorlanma

$$\sigma = \sigma_m + \frac{F_k + k_3 \cdot M}{A} = 102 + \frac{24525 + 0}{1720} = 116.3 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 205 \text{ N/mm}^2$$

Toplam gerilme

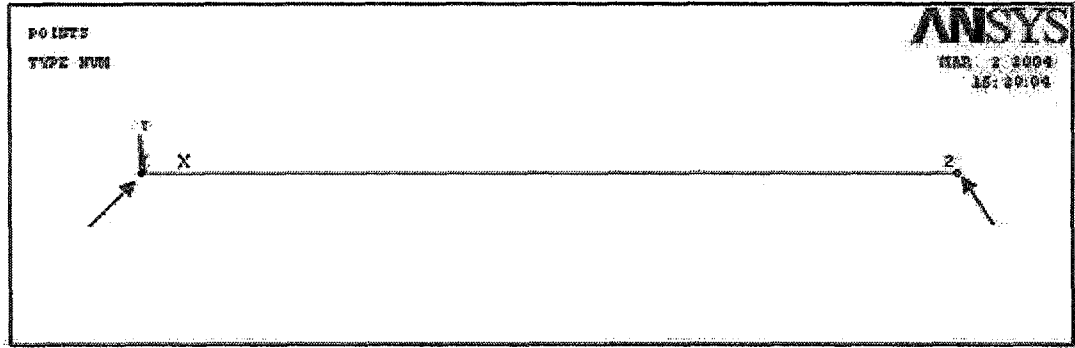
$$\sigma_c = \sigma_k + 0.9 \cdot \sigma_m = 48.48 + 0.9 \cdot 102 = 140.3 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{em} = 205 \text{ N/mm}^2$$

Tablo 6.2 T90/B profil için konsollar arası mesafeye göre gerilme ve sehim değerleri

Konsollar Arası Mesafe l [mm]	σ_x [N/mm ²]	σ_y [N/mm ²]	σ_k [N/mm ²]	σ [N/mm ²]	δ_x [mm]	δ_y [mm]
1000	17.90	22.92	17.68	55	0.19	0.14
2000	35.80	45.85	31.74	95.9	1.55	1.08
2500	44.74	57.30	48.48	116.3	3.04	2.12

6.3 Ray CAD Modelinin ve Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

Sonlu Elemanlar Metodu kullanılarak analizi yapılacak olan kılavuz rayının kesiti 5000 mm uzunluğundaki standart bir ray boyunca aynı olduğundan dolayı bir kiriş eleman olarak düşünülür. CAD modeli iki adet anahtar nokta (keypoint) yardımı ile oluşturulur. Ansys programında xy düzleminde x eksenini boyunca bu noktalar yerleştirilir. Bu anahtar noktalar kullanılarak çizilen çizgiden kiriş eleman elde edilir. Böylelikle kılavuz ray modellenmiş olur. Şekil 6.1.'de anahtar noktalar ve anahtar noktalar arasına çizilen çizgi ile oluşturulan CAD modeli görülmektedir.



Şekil 6.1 Kılavuz ray CAD modeli

Elde edilen kirişin sonlu elemanlar modeli ise kirişin Beam4 elemanı kullanılarak ağlara bölünmesi ile oluşturulur. Beam4 elemanı lineer statik analiz için çok uygun olan ve x, y, z eksenlerinde yer değiştirme ve dönme olmak üzere altı serbestlik derecesine sahip bir elemandır. Beam4 elemanı hakkındaki temel bilgiler EK D’de verilmiştir. Ağlara bölme işlemi, belirlenen noktalar arasına çizilen çizginin aynı malzeme olarak tanımlanmasından sonra 5000 mm ray uzunluğu boyunca her bir elemanın boyu 0.5 mm olacak şekilde alınmasıyla gerçekleştirilmiştir. Böylelikle sistem 10000 noddan oluşmuştur. Eleman boyunun belirlenmesinde 0.25 mm ila 25 mm arası eleman boyları denenmiştir. Tablo 6.3’de T90/B profil, ray konsolları arası mesafe 2000 mm ve kuvvet uygulama noktası 1750 mm de olan analizin sonuçları görülmektedir. Çözüm zamanı ve çözüm hassasiyeti açısından yapılan analizler sonucunda optimum eleman boyu olarak 0.5 mm seçilmiştir.

Tablo 6.3 Eleman boyu seçimi tablosu

Eleman Boyu [mm]	Toplam Gerilme [N/mm ²]	x Eksenindeki Şehim [mm]	y Eksenindeki Şehim [mm]
50	54.209	0.282	0.482
25	54.322	0.285	0.485
5	54.782	0.290	0.499
2.5	54.850	0.292	0.501
1	54.890	0.293	0.502
0.5	54.902	0.293	0.503
0.25	54.901	0.292	0.502

6.4 Malzeme ve Kesitin Tanımlanması

Kılavuz ray malzemeleri, T89/B ve T90/B rayları için St37 dir. Bu raylar için programa girilen değerler;

Lineer isotropic

Elastiklik modülü : 2.1×10^5 [N/mm²]

Poission oranı : 0.3

Yoğunluk : 7850 [kg/m³]

Ansys programında hesaplarda kullanılan kesit yatay eksenini x yerine z eksenini kullanılmıştır. Düşey kesit eksenini y aynı kalmıştır. Ayrıca programa analizlerde kesitleri tanımlamak amacıyla profil özellikleri olarak Tablo 6.4'deki değerler girilmiştir.

Tablo 6.4 Profil özellikleri

Profil	A [mm ²]	I _{zz} [mm ⁴]	I _{yy} [mm ⁴]	TKZ [mm]	TKY [mm]
T89/B	1570	59.5x10 ⁴	52.5x10 ⁴	89	62
T90/B	1720	102 x10 ⁴	52.6 x10 ⁴	90	75

6.5 Sınır Koşullarının Uygulanması

Kirişin sınır koşulları olarak öncelikle programa mesnetler tanımlanmıştır. Montajda kılavuz rayların asansör kuyusunun dibine oturtulup mesnetlendiği kabul edilip programda 1 numaralı anahtar nokta yani en alt nokta ankastre olarak mesnetlenmiştir. Bu noktada rayın x, y, ve z eksenlerinde yer değiştirme ve dönmesine izin verilmemiştir. Diğer mesnetlerin belirlenmesinde ise ray konsolları arasındaki mesafeler 1000, 2000, 2500 olarak alınmıştır. Kullanılan ray bağlantı pabuçlarının özelliklerinden dolayı, ray boyunca diğer mesnetlerin programda kesitin eksenleri olan y ve z eksenlerinde yer değiştirmelerine izin verilmemiştir. Programda ray boyunca olan x ekseninde ise yer değiştirmeleri serbest bırakılmıştır.

Programda kuvvet uygulama noktaları ray boyunca 250 mm artışla değiştirilerek seçilmiştir ve seçilen bu noktalara kuvvet ve moment değerleri uygulanmıştır. Bunların her biri de farklı birer analiz olarak düşünülmüştür.

6.5.1 Uygulanacak Kuvvet ve Moment Değerlerinin Belirlenmesi

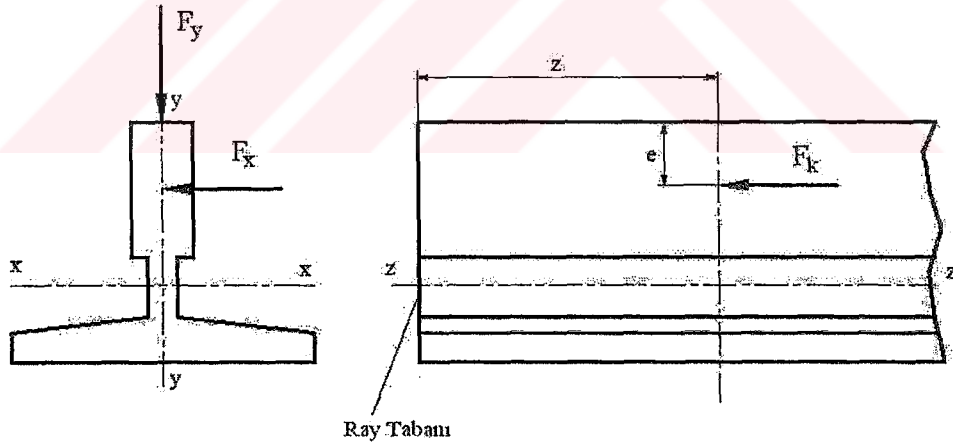
6.5.1.1 Hesaplarda Kullanılan Eksen Takımına Göre

Hesaplardaki F_k ve F_x kuvvetleri ray ağırlık merkezi eksenlerine e mesafesi kadar bir açıklıktan etki etmektedir (Şekil 6.2). Bu e mesafesi kullanılan veya kabul edilen paraşüt freni çenelerinin rayı kavrama noktalarına göre dolayısıyla paraşüt freninin türüne göre değişmektedir. Ansys programında sistemin çözümü için giriş elemana kuvvet değerlerini tanımlamak maksadıyla F_x , F_y ve F_k kuvvetleri ağırlık merkezi eksenlerine taşınmıştır. F_x ve F_k kuvvetlerinin herbiri bir kuvvet ve bir moment çiftine dönüşmüştür. F_y değeri ise zaten eksenden etki ettiği için herhangi bir ek moment oluşturmamıştır. Kuvvetlerin taşıma işleminden sonraki yönleri değişmemiştir ve momentlerin etkime yönleri ise sağ el kuralına göre belirlenmiştir (Şekil 6.3).

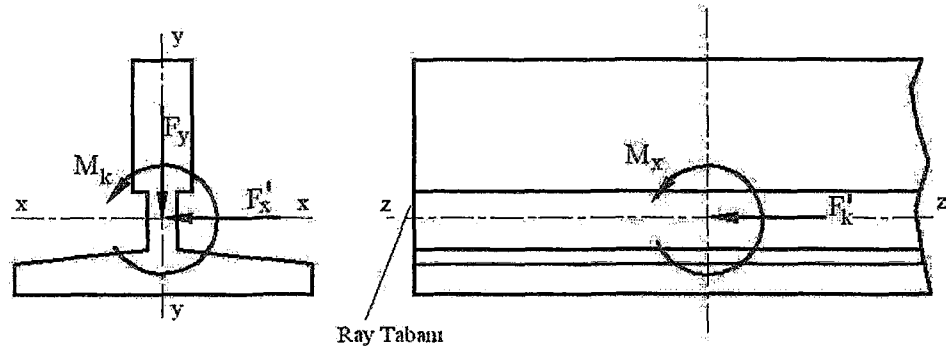
F_x kuvveti ; F_x' , $M_x \rightarrow F_x' = F_x$ dir ve $M_x = F_x x e$ şeklinde hesaplanır.

F_k kuvveti ; F_k' , $M_k \rightarrow F_k' = F_k$ dir ve $M_k = F_k x e$ şeklinde hesaplanır.

F_y kuvveti ; $F_y' \rightarrow F_y' = F_y$ dir.



Şekil 6.2 Paraşüt düzeninin devreye girmesi durumunda kılavuz raya etkiyen kuvvetlerin yönleri ve konumları



Şekil 6.3 Eksene taşımadan dolayı oluşan kuvvet moment çiftlerinin yön ve konumları

Tablo 6.5 Hesaplanan kuvvet ve moment değerleri

Profil	F_x [N]	F_y [N]	F_k [N]	M_x [Nmm]	M_k [Nmm]
T89/B	1184	1623.7	24525	30192	625387.5
T90/B	1455	1995	24525	40012.5	674437.5

6.5.1.2 Ansys Programında Kullanılan Eksen Takımına Göre

Analizleri yapılacak olan T89/B ve T90/B profilli kılavuz raylar için hesaplanan kuvvet ve moment değerleri Ansys programında kullanılan eksen takımlarına göre Tablo 6.6'da verilmiştir. Kullanılan negatif işreti, kuvvetin veya momentin programın eksen takımına göre eksenin negatif yönünde etki ettiğini ifade etmektedir.

Tablo 6.6 Analizlerde kullanılacak kuvvet ve moment değerleri

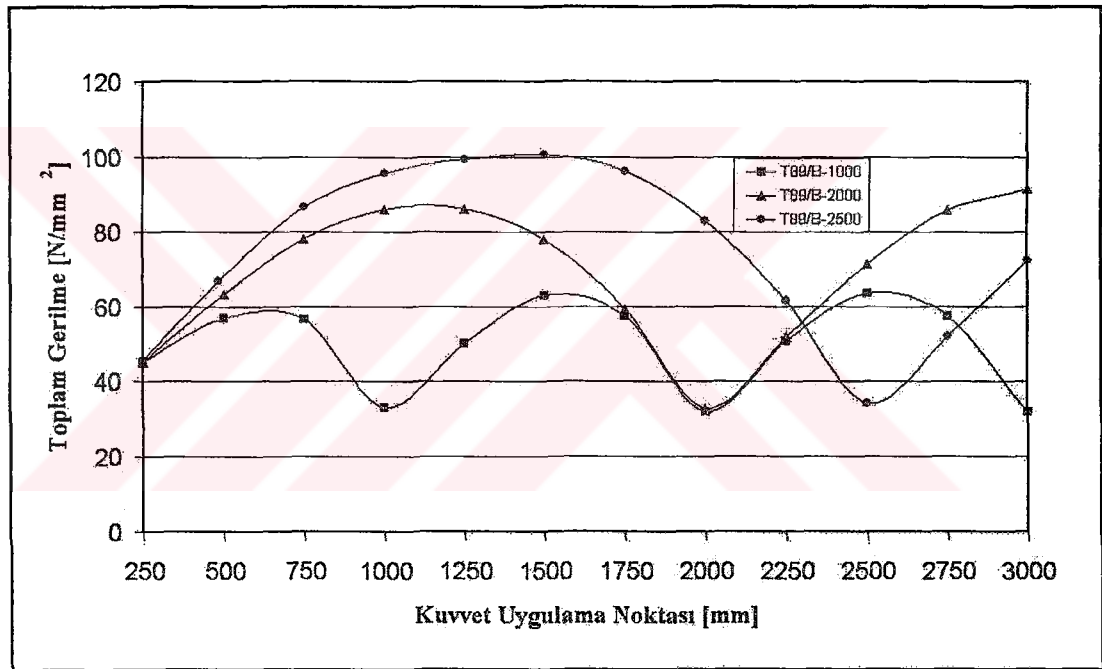
Profil	F_x [N]	F_y [N]	F_z [N]	M_x [Nmm]	M_z [Nmm]
T89/B	-24525	-1623.7	-1184	-30192	625387.5
T90/B	-24525	-1995	-1455	-40012.5	674437.5

6.6 Analiz Sonuçları

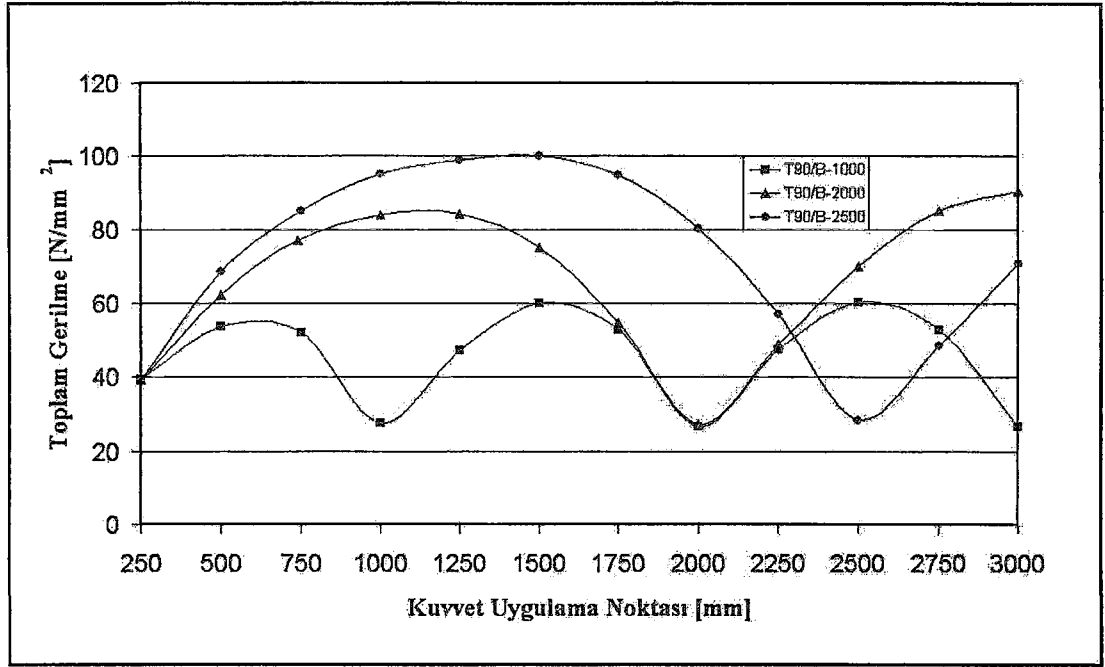
Bu çalışmada ANSYS yazılımı ile Beam4 (kiriş eleman) olarak modellenen kılavuz rayların gerilme analizi ile standartta tarif edilen hesap yöntemi karşılaştırılmaktadır. Bu karşılaştırma için mesnet aralığı 1000 mm olan T/89B kılavuz rayı örnek

alındığında, sayısal hesaplamada 55.43 N/mm^2 , ANSYS ile yapılan gerilme analizinde ise 56.917 N/mm^2 elde edilmiştir. Benzer şekilde sehim değerleri sayısal hesaplamada 0.22 mm ve ANSYS ile yapılan analizde 0.229 mm değerleri elde edilmiştir. Böylece ANSYS sonlu elemanlar analiz programı ile yapılan analizler sonucu bulunan gerilme ve sehim değerleri standartlarda belirtilen hesaplama yöntemleri ile yapılan işlemler sonucu bulunan değerler ile uyumlu olduğu anlaşılmaktadır.

Bu çalışmada ele alınan T89/B ve T90/B profillerindeki kılavuz rayların kiriş eleman olarak modellenmiş geometrilerine çeşitli fren kuvveti uygulama noktalarında etkiyen yükleme durumuna göre elde edilen gerilme değerleri grafik olarak Şekil 6.4'de görülmektedir.



a) T89/B profilli kılavuz ray

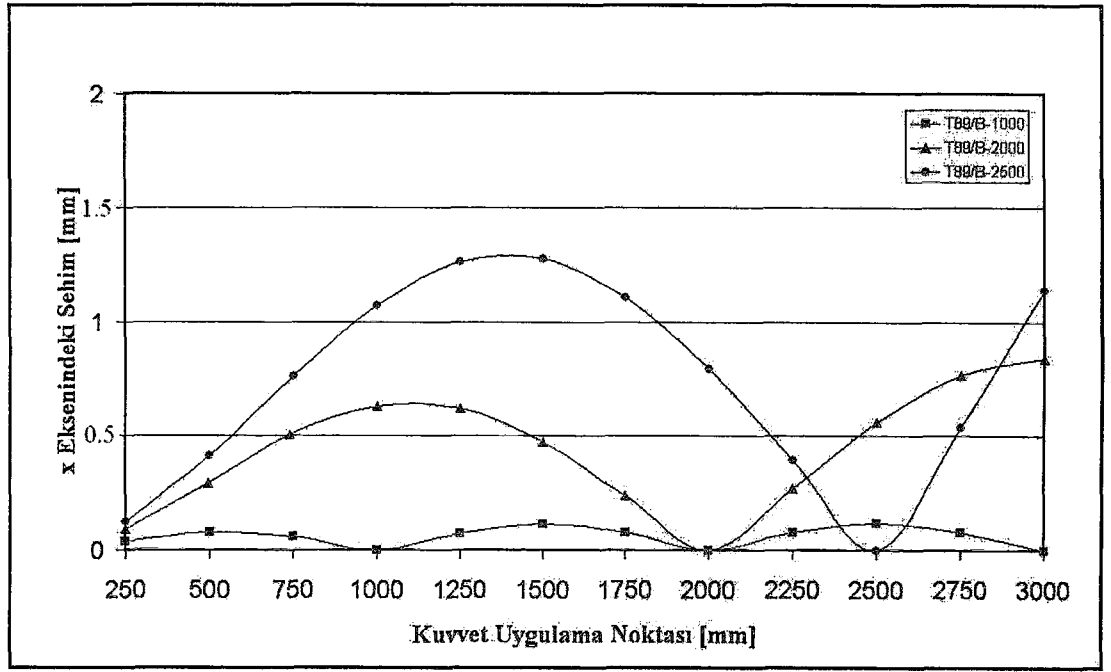


b) T90/B profilli kılavuz ray

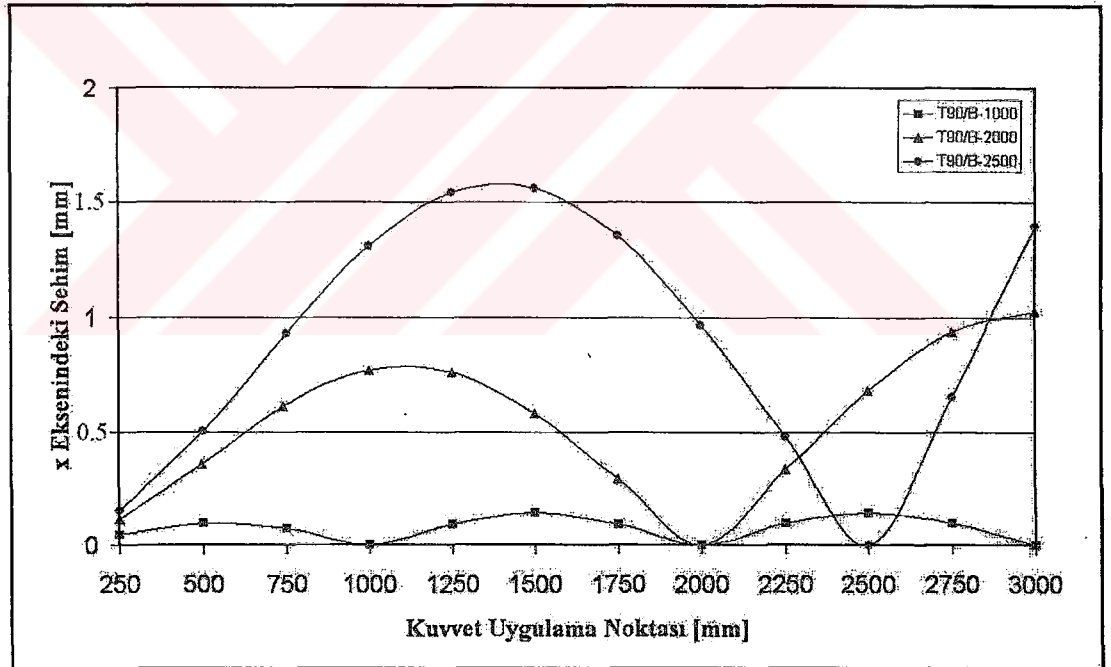
Şekil 6.4 Toplam gerilme grafiği

Mesnet aralığının azalması veya artması maksimum gerilme değerini etkilemektedir. Ancak mesnet aralığına bağlı olarak maksimum gerilmeyi veren kuvvet uygulama noktası, değişmesine rağmen yaklaşık olarak orta nokta alınabilir.

Bu çalışmada modellenen T89/B ve T90/B profillerindeki kılavuz rayların çeşitli fren kuvveti uygulama noktalarında etkiyen yükleme durumuna göre elde edilen x eksenindeki sehim değerleri grafik olarak Şekil 6.5’de görülmektedir.



a) T89/B profilli kılavuz ray

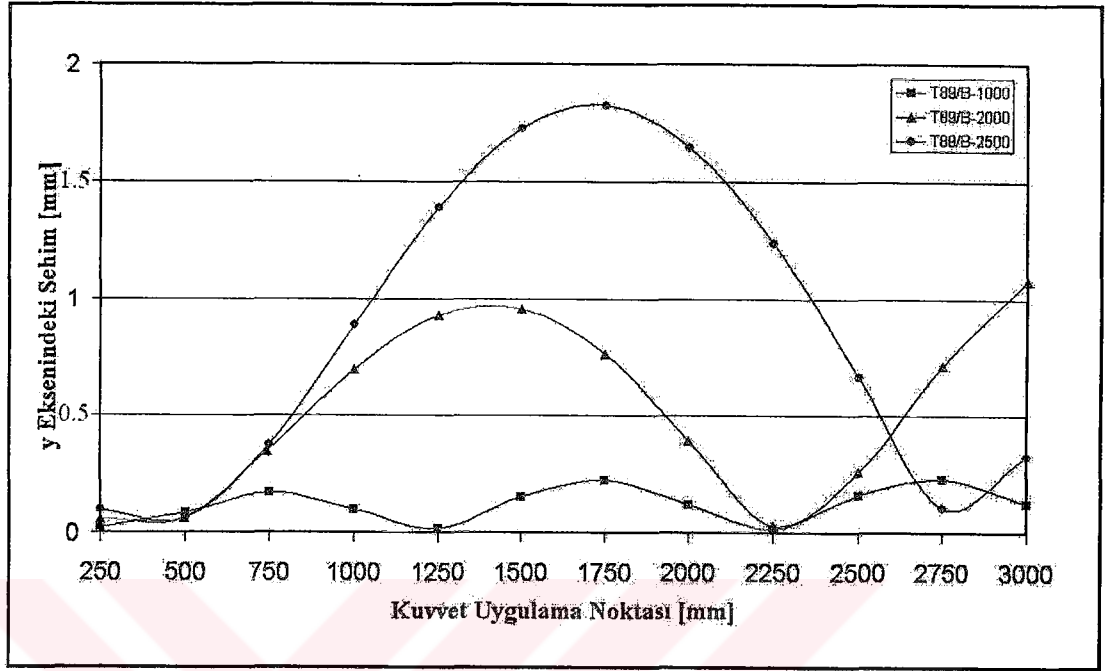


b) T90/B profilli kılavuz ray

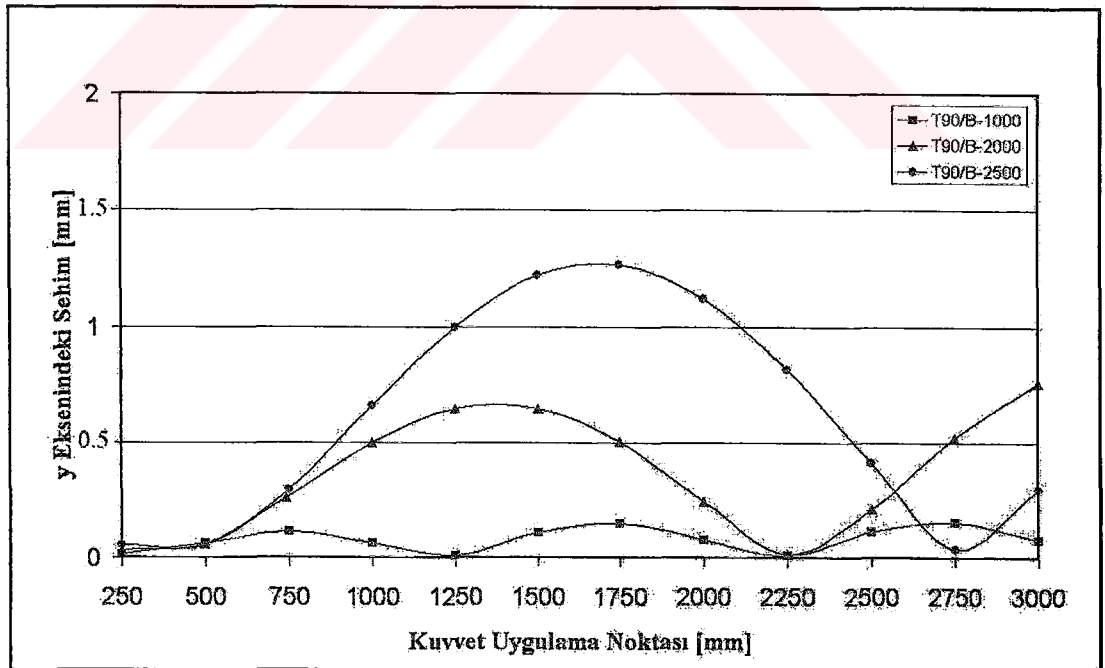
Şekil 6.5 x eksenindeki sehim grafiği

x ekseninde meydana gelen sehim değerleri incelendiğinde en dar mesnetleme mesafesinde elde edilen değer ile en geniş mesnetleme mesafesi arasında yaklaşık on kat fark olduğu görülmüştür.

Bu çalışmada modellenen T89/B ve T90/B profillerindeki kılavuz rayların çeşitli fren kuvveti uygulama noktalarında etkiyen yükleme durumuna göre elde edilen y eksenindeki sehim değerleri grafik olarak Şekil 6.6'da görülmektedir.



a) T89/B profil kılavuz ray



b) T90/B profil kılavuz ray

Şekil 6.6 y eksenindeki sehim grafiği

y ekseninde meydana gelen sehim değerleri incelendiğinde en dar mesnetleme mesafesinde elde edilen değer ile en geniş mesnetleme mesafesi arasında yaklaşık on kat fark olduğu görölmüştür.



7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada düşey doğrultuda mesnetlenmiş kılavuz rayların gerilme ve sehim analizleri hem analitik yöntemle hem de sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmiştir. Ele alınan problemde kuvvet uygulama noktaları gerçek sistemde paraşüt freninin ray boyunca çeşitli noktalardan etkiyebileceği dikkate alınarak seçilmiştir.

İncelenen T89/B ve T90/B profilli kılavuz raylar asansör tesislerinde kabin kılavuzlanmasında en sık kullanılan ray profilleri olduğundan örnek olarak seçilmiştir.

ANSYS sonlu elemanlar paket programı kullanılarak elde edilen gerilme değerleri ile analitik hesap sonuçları arasında % 3 ila % 9 mertebesinde bir fark görülmüştür. Bu fark öncelikle analitik hesapta yapılan kabullerden ve daha sonra sonlu elemanlar yöntemindeki sayısal yaklaşımdan kaynaklanmaktadır. Bu tür farkları azaltmak için bu çalışmada ele alınan kılavuz rayın boyu kesitine göre oldukça büyük olduğundan giriş eleman tercih edilmiştir.

Mesnetleme mesafesinin ve paraşüt kuvvetinin uygulama noktasının gerilme ve sehim değerlerine etki ettiği görülmüştür. Meydana gelen gerilmeleri en aza indirecek mesnet aralığı olarak mesnetler arası mesafenin 1000 mm olduğu analiz neticelerinden anlaşılmakla birlikte, pratik montaj tecrübesi ve bina inşaa tekniği açısından uygulaması tercih edilmez, mesnetleme mesafesine esas etki eden bina katlar arası mesafesidir.

Farklı profillere aynı yükleme durumlarında inceleme yapıldığında, profil boyutlarının sehime etkisinin önemli mertebede olduğu görülmüştür.

Analiz neticesinde elde edilen gerilme ve sehim değerlerinin mertebeleri dikkate alındığında, kılavuz rayların sonlu eleman modellemesinde kullanılan eleman tipinin ve sınır şartlarının tatminkar hassasiyette sonuçlar verdiği görülmüştür.

Bu çalışmada incelenen kılavuz rayların sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen gerilme ve sehim değerlerinin ayrıca deneysel çalışmayla doğrulanması ve seçilen

eleman tipinin geçerliliği mümkün olacaktır. Bu bakımdan, inşaasına başlanmış olan asansör test kulesinin yakın gelecekte tamamlanmasıyla, incelenen profillerin gerçek modelleriyle uygun yükleme koşulları yaratılarak, deneysel gerilme analizlerinin yapılması faydalı olacaktır.



KAYNAKLAR

- [1] **İmrak, C. E., Gerdemeli, İ.**, 2000. Asansörler ve Yürüyen Merdivenler, Birsan Yayınevi, İstanbul.
- [2] **95/16/AT**, 2004. Asansör yönetmeliği, *TMMOB Makina Mühendisleri Odası*, Ankara.
- [3] **İmrak, C. E., Targıt, S.**, 2002. Asansör Kılavuz Raylarına Ait Hesaplamalar, Seminer Notu, İstanbul.
- [4] **TS 4789**, 2002. Asansör klavuz rayları ve bağlama pabuçları, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara.
- [5] **TS EN 81-1**, 2001. Asansörler - Yapım ve Montaj için Güvenlik Kuralları - Bölüm 1: Elektrikli Asansörler, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara.
- [6] **Janovsky, L.**, 1999. Elevator Mechanical Design, Elevator World Inc., Third Edition, U.S.
- [7] **<http://www.asray.com>**
Soğuk çekme ve işlenmiş asansör ray özellikleri.
- [8] **Stawinoga, R.**, 2001. Guide rail calculation in accordance with Annex G og DIN EN 81-1 and -2: 1999-02, Lift Report.
- [9] **ISO 468**, 1982.
- [10] **ASRAY**, 2002. Elevator Guide Rails Installation and Alignment, *Elevator World*.
- [11] **CIBSE Guide D.**, 2000. "Lift Components and Installation". Transportation Systems in Buildings.
- [12] **Phillips, R. S.**, 1973. "A Manual on The Cuurent Practice In The Design, Installation, Working And Maintenance Of Lifts". Electric Lifts, Sixth Edition.
- [13] **BS 5655**, 1985. Lifts and service lifts, Part 9. Specification for guide rails, *British Standart*, London.
- [14] **Barney G. C., Cooper, D. A., English, J.**, 1998. Elevator and Escalator Micropedia. Editor: C.G. Barney.
- [15] **Janovsky, L.**, 1993. Safety Gear. Elevator Mechanical Design, Second Edition, U.S.
- [16] **Izienicki, G. L.**, 1986. Overspeed Control Governors And Safety Gear. Elevator World Educational Package and Reference Library, 1990 Edition, Volume 3.
- [17] **Inglis J.**, 1998. Evolution of Safety Gear. Elevator Technology 9, Proceeding of Elevcon '98, Editor: G. C. Barney.
- [18] **James**, 1990)
- [19] **Rao, S. S.**, 1988. The Finite Element Method in Engineering *Second Edition*, Pergamon Press, Oxford
- [20] **Przemieniecki, J. S.**, 1968. Theory of matrix structural analysis, McGraw-Hill.
- [21] **Zienkiewicz, O. C., Morgan, K.**, 1983. Finite Elements and Approximation, Wiley.

- [22] **Cheung, Y. K., Leung, A. Y. T.**, 1991. Finite element methods in dynamics, Science.
- [23] **Kurtay, T. ,** 1980. Sonlu Elemanlar Yöntemine Giriş Ders Notu, İ.T.Ü. Makina Fakültesi Ofset Atölyesi, İstanbul
- [24] **Fetvacı, M. C.**, 1999. Sonlu Elemanlar Metodu ile Modellemede Temel Prensipler, *Mühendis ve Makina*, Sayı: 470, Mart 1999.
- [25] **Kesikçi, M. K.**, Zincirlerin Sınır Elemanlar ve Sonlu Elemanlar Yöntemleriyle Gerilme Analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [26] **www.ansys.com**



EK A

Tablo A.1 $\sigma=370 \text{ N/mm}^2$ için narinlik derecesine λ göre, omega ω değerleri

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
20	1.04	1.04	1.04	1.05	1.05	1.06	1.06	1.07	1.07	1.08
30	1.08	1.09	1.09	1.10	1.10	1.11	1.11	1.12	1.13	1.13
40	1.14	1.14	1.15	1.16	1.16	1.17	1.18	1.19	1.19	1.20
50	1.21	1.22	1.23	1.23	1.24	1.25	1.26	1.27	1.28	1.29
60	1.30	1.31	1.32	1.33	1.34	1.35	1.36	1.37	1.39	1.40
70	1.41	1.42	1.44	1.45	1.46	1.48	1.49	1.50	1.52	1.53
80	1.55	1.56	1.58	1.59	1.61	1.62	1.64	1.66	1.68	1.69
90	1.71	1.73	1.74	1.76	1.78	1.80	1.82	1.84	1.86	1.88
100	1.90	1.92	1.94	1.96	1.98	2.00	2.02	2.05	2.07	2.09
110	2.11	2.14	2.16	2.18	2.21	2.23	2.27	2.31	2.35	2.39
120	2.43	2.47	2.51	2.55	2.60	2.64	2.68	2.72	2.77	2.81
130	2.85	2.90	2.94	2.99	3.03	3.08	3.12	3.17	3.22	3.26
140	3.31	3.36	3.41	3.45	3.50	3.55	3.60	3.65	3.70	3.75
150	3.80	3.85	3.90	3.95	4.00	4.06	4.11	4.16	4.22	4.27
160	4.32	4.38	4.43	4.49	4.54	4.60	4.65	4.71	4.77	4.82
170	4.88	4.94	5.00	5.05	5.11	5.17	5.23	5.29	5.35	5.41
180	5.47	5.53	5.59	5.66	5.72	5.78	5.84	5.91	5.97	6.03
190	6.10	6.16	6.23	6.29	6.36	6.42	6.49	6.55	6.62	6.69
200	6.75	6.82	6.89	6.96	7.03	7.10	7.17	7.24	7.31	7.38
210	7.45	7.52	7.59	7.66	7.73	7.81	7.88	7.95	8.03	8.10
220	8.17	8.25	8.32	8.40	8.47	8.55	8.63	8.70	8.78	8.86
230	8.93	9.01	9.09	9.17	9.25	9.33	9.41	9.49	9.57	9.65
240	9.73	9.81	9.89	9.97	10.05	10.14	10.22	10.30	10.39	10.47
250	10.55									

Tablo A.2 $\sigma=520\text{N/mm}^2$ için narinlik derecesine λ göre, omega ω değerleri

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
20	1.06	1.06	1.07	1.07	1.08	1.08	1.09	1.09	1.10	1.11
30	1.11	1.12	1.12	1.13	1.14	1.15	1.15	1.16	1.17	1.18
40	1.19	1.19	1.20	1.21	1.22	1.23	1.24	1.25	1.26	1.27
50	1.28	1.30	1.31	1.32	1.32	1.35	1.36	1.37	1.39	1.40
60	1.41	1.43	1.44	1.46	1.48	1.49	1.51	1.53	1.54	1.56
70	1.58	1.60	1.62	1.64	1.66	1.68	1.70	1.72	1.74	1.77
80	1.79	1.81	1.83	1.86	1.88	1.91	1.93	1.95	1.98	2.01
90	2.05	2.10	2.14	2.19	2.24	2.29	2.33	2.38	2.43	2.48
100	2.53	2.58	2.64	2.69	2.74	2.79	2.85	2.90	2.95	3.01
110	3.06	3.12	3.18	3.23	3.29	3.35	3.41	3.47	3.53	3.59
120	3.65	3.71	3.77	3.83	3.89	3.96	4.02	4.09	4.15	4.22
130	4.28	4.35	4.41	4.48	4.55	4.62	4.69	4.75	4.82	4.89
140	4.96	5.04	5.11	5.18	5.25	5.33	5.40	5.47	5.55	5.62
150	5.70	5.78	5.85	5.93	6.01	6.09	6.16	6.24	6.32	6.40
160	6.48	6.57	6.65	6.73	6.81	6.90	6.98	7.06	7.15	7.23
170	7.32	7.41	7.49	7.58	7.67	7.76	7.85	7.94	8.03	8.12
180	8.21	8.30	8.39	8.48	8.58	8.67	8.76	8.86	8.95	9.05
190	9.14	9.24	9.34	9.44	9.53	9.63	9.73	9.83	9.93	10.03
200	10.13	10.23	10.34	10.44	10.54	10.65	10.75	10.85	10.96	11.06
210	11.17	11.28	11.38	11.49	11.60	11.71	11.82	11.93	12.04	12.15
220	12.26	12.37	12.48	12.60	12.71	12.82	12.94	13.05	13.17	13.28
230	13.40	13.52	13.63	13.75	13.87	13.99	14.11	14.23	14.35	14.47
240	14.59	14.71	14.83	14.96	15.08	15.20	15.33	15.45	15.58	15.71
250	15.83									

EK B

Omega ω , değerleri aşağıda görülen ifadeler yardımıyla da hesaplanabilir.

$$\lambda = \frac{l_k}{i} \quad \text{ve} \quad l_k = l \quad (\text{B.1})$$

Narinlik derecesine bağlı olarak omega değerleri Tablo A1'de görülen ifadelerle göre hesaplanır.

Tablo B.1 Narinlik derecesine göre omega değerleri

Narinlik derecesi	Omega ω değerleri	
	$\sigma = 370 \text{ N/mm}^2$ çelik için	$\sigma = 520 \text{ N/mm}^2$ çelik için
$20 \leq \lambda \leq 60$	$0.00012920 \cdot \lambda^{1.89} + 1$	$0.0008240 \cdot \lambda^{2.06} + 1.021$
$60 < \lambda \leq 85$	$0.00004627 \cdot \lambda^{2.14} + 1$	$0.00001895 \cdot \lambda^{2.41} + 1.05$
$85 < \lambda \leq 115$	$0.00001711 \cdot \lambda^{2.35} + 1.04$	$0.00002447 \cdot \lambda^{2.36} + 1.03$
$115 < \lambda \leq 250$	$0.00016887 \cdot \lambda^{2.00}$	$0.00025330 \cdot \lambda^{2.00}$

$\sigma = 370 \text{ N/mm}^2$ ile 520 N/mm^2 arasındaki çekme mukavemetli çelikleri için omega değerleri, aşağıdaki ifade ile hesaplanır.

$$\omega_R = \left[\frac{\omega_{520} - \omega_{370}}{520 - 370} \cdot (\sigma - 370) \right] + \omega_{370} \quad (\text{B.2})$$

EK C

Tablo C.1 Farklı kabin türleri için ray hesapları (Paraşüt sistemi devreye girdiğinde)

	Genel Düzen	Merkezden Kılavuzlanıp Asılmış Kabin	Merkezden Kaçık Kılavuzlanıp Asılmış Kabin
Eğilme Gerilmesi			
Durum 1 x_Q	$x_C + D_x / 8$	$D_x / 8$	$x_C + D_x / 8$
y_Q	y_C	$y_Q = 0$	$y_Q = y_P = y_C = y_S = 0$
Durum 2 x_Q	x_C	$x_Q = 0$	$x_Q = x_C$
y_Q	$y_C + D_y / 8$	$D_y / 8$	$D_y / 8$
F_x	$\frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n \cdot h}$	$\frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n \cdot h}$	$\frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n \cdot h}$
M_y	$\frac{3 \cdot F_x \cdot l}{16}$	$\frac{3 \cdot F_x \cdot l}{16}$	$\frac{3 \cdot F_x \cdot l}{16}$
F_y	$\frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{n \cdot h / 2}$	$\frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{n \cdot h / 2}$	$\frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{n \cdot h / 2}$
M_x	$\frac{3 \cdot F_y \cdot l}{16}$	$\frac{3 \cdot F_y \cdot l}{16}$	$\frac{3 \cdot F_y \cdot l}{16}$
Ray Boynundaki Eğilme Gerilmesi			
σ_F	$\frac{1.85 \cdot F_x}{c^2}$	$\frac{1.85 \cdot F_x}{c^2}$	$\frac{1.85 \cdot F_x}{c^2}$
Sehim			
δ_x	$0.7 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_y}$	$0.7 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_y}$	$0.7 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_y}$
δ_y	$0.7 \cdot \frac{F_y \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_x}$	$0.7 \cdot \frac{F_y \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_x}$	$0.7 \cdot \frac{F_y \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_x}$
Burkulma Gerilmesi			
F_k	$\frac{k_1 \cdot g \cdot (Q + P)}{n}$	$\frac{k_1 \cdot g \cdot (Q + P)}{2}$	$\frac{k_1 \cdot g \cdot (Q + P)}{2}$
σ_k	$\frac{(F_k + k_3 \cdot M)}{A} \cdot \omega$	$\frac{(F_k + k_3 \cdot M)}{A} \cdot \omega$	$\frac{(F_k + k_3 \cdot M)}{A} \cdot \omega$
Birleşik Gerilme			
σ	$\sigma_m + \frac{F_k + k_3 \cdot M}{A}$	$\sigma_m + \frac{F_k + k_3 \cdot M}{A}$	$\sigma_m + \frac{F_k + k_3 \cdot M}{A}$

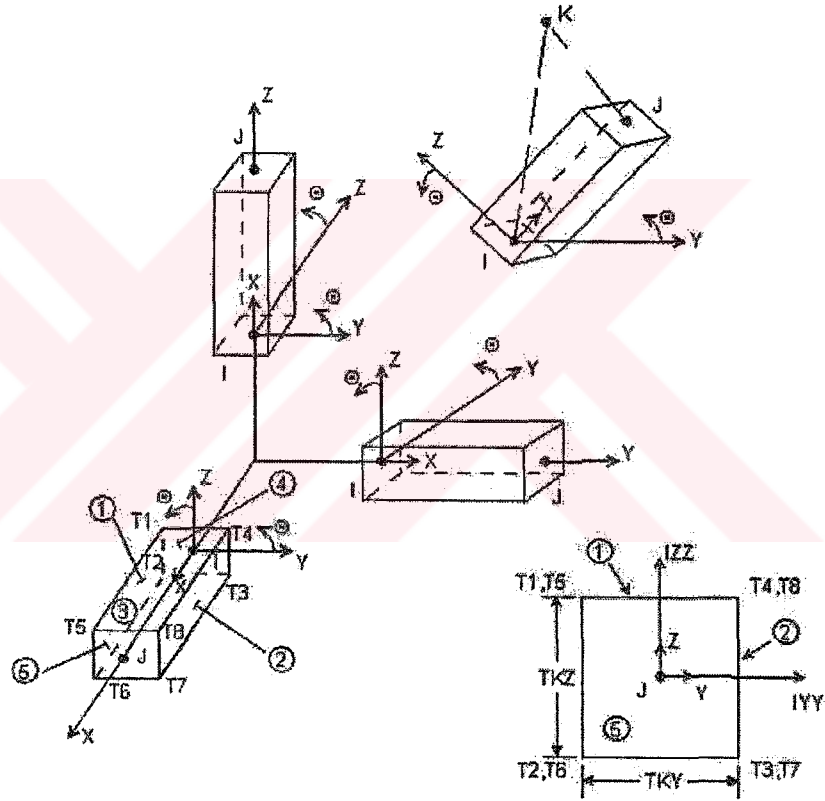
Tablo C.2 Farklı kabin türleri için ray hesapları (Paraşüt sistemi devreye girdiğinde)

	Yandan Kılavuzlanıp Asılmış Kabin	Panoramik Asansörler
Eğilme Gerilmesi		
Durum 1 x_Q	$c + 5 \cdot D_x / 8$	Kuvvet kolu x_Q kabin toplam alanının $3/4$ üne eşit olan alanın ağırlık merkezinin mesafesi
y_Q	$y_Q = 0$	$y_Q = 0$
Durum 2 x_Q	$c + D_x / 2$	Kuvvet kolu x_Q kabin toplam alanının $3/4$ üne eşit olan alanın ağırlık merkezinin mesafesi
y_Q	$D_y / 8$	Kuvvet kolu y_Q kabin toplam alanının $3/4$ üne eşit olan alanın ağırlık merkezinin mesafesi
F_x	$\frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n \cdot h}$	$\frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot x_Q + P \cdot x_P)}{n \cdot h}$
M_y	$\frac{3 \cdot F_x \cdot l}{16}$	$\frac{3 \cdot F_x \cdot l}{16}$
F_y	$\frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{n \cdot h / 2}$	$\frac{k_1 \cdot g \cdot (Q \cdot y_Q + P \cdot y_P)}{n \cdot h / 2}$
M_x	$\frac{3 \cdot F_y \cdot l}{16}$	$\frac{3 \cdot F_y \cdot l}{16}$
Ray Boynundaki Eğilme Gerilmesi		
σ_F	$\frac{1.85 \cdot F_x}{c^2}$	$\frac{1.85 \cdot F_x}{c^2}$
Sehim		
δ_x	$0.7 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_y}$	$0.7 \cdot \frac{F_x \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_y}$
δ_y	$0.7 \cdot \frac{F_y \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_x}$	$0.7 \cdot \frac{F_y \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I_x}$
Burkulma Gerilmesi		
F_k	$\frac{k_1 \cdot g \cdot (Q + P)}{n}$	$\frac{k_1 \cdot g \cdot (Q + P)}{n}$
σ_k	$\frac{(F_k + k_3 \cdot M)}{A} \cdot \omega$	$\frac{(F_k + k_3 \cdot M)}{A} \cdot \omega$
Birleşik Gerilme		
σ	$\sigma_m + \frac{F_k + k_3 \cdot M}{A}$	$\sigma_m + \frac{F_k + k_3 \cdot M}{A}$

EK D

BEAM4 Elemanı

ANSYS programında kullanılan Beam4 elemanı basma, çekme, bükülme ve eğilmeye zorlanan sistemlerde kullanılan tek eksenli bir eleman olarak tanımlanmaktadır. Beam4 elemanı her bir nodunda altı serbestlik derecesine sahip bir elemandır ve bu serbestlik dereceleri x, y ve z eksenlerinde yer değiştirme ve dönmelerdir. Beam4 elemanı lineer statik yapıların çözülmesinde kullanmak için çok uygundur. Sistemlerde büyük yer değiştirme çözümleri için de kullanılabilir.



Şekil D.1 Üç boyutlu BEAM4 elemanı

Sistem Girdi Değerleri

Beam4 elemanı için geometri, nod pozisyonları ve koordinat sistemleri şekilden görülmektedir. Eleman için iki veya üç adet nod, kesit alanı, iki adet kesit atalet momenti (IZZ and IYY), iki adet kesit maksimum uzunluğu, elemanın x eksenine etrafındaki (0) açısı ve bükülme için x ekseninde (IXX) atalet momenti ve malzeme özellikleri ile tanımlanmaktadır. oluşmaktadır.

BEAM4 Girdi Değerleri

Eleman İsmi

BEAM4

Nodlar

I, J, K (K opsiyonel)

Serbestlik Derecesi

UX, UY, UZ, ROTX, ROTY, ROTZ

Profille İlgili Değerler

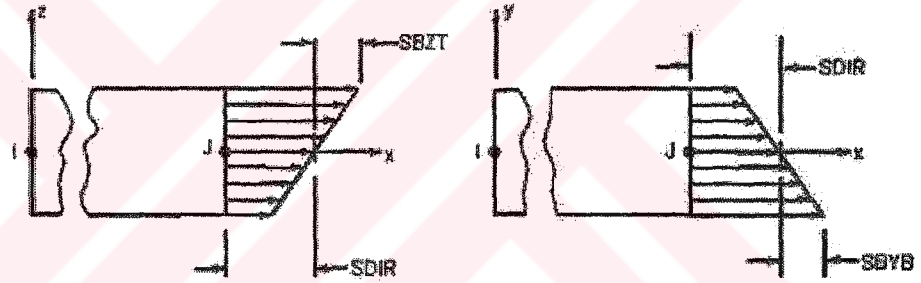
AREA, IZZ, IYY, TKZ, TKY, THETA, ISTRN, IXX, SHEARZ, SHEARY, SPIN, ADDMAS

Malzeme Özellikleri

EX, ALPX, DENS, GXY, DAMP

Çıktı Değerleri

Maksimum gerilme değeri duruma göre basma gerilmesi veya çekme gerilmesi ve eğilme gerilmesinin toplamı olarak hesap edilir. Minimum gerilme değeri ise bu iki gerilme değerinin farkı şeklinde hesaplanır.



Şekil D.2 Üç boyutlu BEAM4 elemanı gerilme çıktısı

Eleman çıktı değerleri aşağıdaki Tablo 1'den belirlenir.

Tablo D.1 3-B Beam4 Eleman Çıktı Değerleri Tablosu

İsim	Değer
EL	Eleman numarası
NODES	Eleman nod numarası
MAT	Eleman malzeme numarası
VOLU:	Eleman hacmi
SDI R	Eksenel gerilme
SBYT	Kiriş elemanın +y yönündeki eğilme gerilmesi
SBYB	Kiriş elemanın -y yönündeki eğilme gerilmesi
SBZT	Kiriş elemanın +z yönündeki eğilme gerilmesi
SBZB	Kiriş elemanın -z yönündeki eğilme gerilmesi
SMAX	Maksimum gerilme (basma gerilmesi + eğilme gerilmesi)
SMIN	Minimum gerilme (basma gerilmesi - eğilme gerilmesi)

Tablo D.2 Sonuçların görülebilmesi için gerekli ANSYS komutları

İsim	Komut	No
SDIR	LS	1
SBYT	LS	2
SBYB	LS	3
SBZT	LS	4
SBZB	LS	5
SMAX	NMISC	1
SMIN	NMISC	2

EK E

Tablo E.1 T89/B profilli kılavuz rayda konsollar arasındaki mesafenin $l=1000$ mm olması durumunda meydana gelen gerilme sehim değerleri

	Toplam Gerilme [N/mm²]	X Eksenindeki Sehim [mm]	Y Eksenindeki Sehim [mm]
250	45,205	0,037	0,022
500	56,917	0,079	0,085
750	56,644	0,060	0,169
1000	33,077	0,000	0,099
1250	50,087	0,074	0,018
1500	62,963	0,115	0,153
1750	57,284	0,076	0,224
2000	31,993	0,000	0,121
2250	50,534	0,077	0,018
2500	63,417	0,117	0,158
2750	57,392	0,077	0,229
3000	31,993	0,000	0,123

Tablo E.2 T89/B profilli kılavuz rayda konsollar arasındaki mesafenin $l=2000$ mm olması durumunda meydana gelen gerilme sehim değerleri

	Toplam Gerilme [N/mm²]	X Eksenindeki Sehim [mm]	Y Eksenindeki Sehim [mm]
250	45,102	0,093	0,057
500	63,324	0,295	0,064
750	78,062	0,502	0,345
1000	86,000	0,629	0,693
1250	86,040	0,620	0,928
1500	78,028	0,473	0,955
1750	59,308	0,239	0,760
2000	32,772	0,000	0,390
2250	51,885	0,272	0,030
2500	71,414	0,557	0,260
2750	85,849	0,766	0,713
3000	91,708	0,836	1,077

Tablo E.3 T89/B profilli kılavuz rayda konsollar arasındaki mesafenin $l=2500$ mm olması durumunda meydana gelen gerilme sehım değerleri

	Toplam Gerilme [N/mm²]	X Eksenindeki Sehım [mm]	Y Eksenindeki Sehım [mm]
250	45,560	0,123	0,096
500	66,900	0,413	0,063
750	86,533	0,762	0,376
1000	95,840	1,071	0,887
1250	99,400	1,261	1,390
1500	100,890	1,277	1,731
1750	96,437	1,108	1,824
2000	83,023	0,790	1,650
2250	61,570	0,392	1,239
2500	34,257	0,000	0,662
2750	52,059	0,535	0,106
3000	72,449	1,141	0,325

Tablo E.4 T90/B profilli kılavuz rayda konsollar arasındaki mesafenin $l=1000$ mm olması durumunda meydana gelen gerilme sehım değerleri

	Toplam Gerilme [N/mm²]	X Eksenindeki Sehım [mm]	Y Eksenindeki Sehım [mm]
250	39,535	0,045	0,012
500	53,745	0,097	0,061
750	52,168	0,073	0,112
1000	27,543	0,000	0,062
1250	47,067	0,091	0,009
1500	59,896	0,140	0,108
1750	52,770	0,093	0,149
2000	26,717	0,000	0,076
2250	47,609	0,094	0,010
2500	60,362	0,144	0,111
2750	52,874	0,095	0,152
3000	26,718	0,000	0,078

Tablo E.5 T90/B profilli kılavuz rayda konsollar arasındaki mesafenin $l=2000$ mm olması durumunda meydana gelen gerilme sehım değerleri

	Toplam Gerilme [N/mm ²]	X Eksenindeki Sehım [mm]	Y Eksenindeki Sehım [mm]
250	39,290	0,114	0,033
500	64,500	0,361	0,057
750	75,400	0,615	0,263
1000	84,000	0,770	0,499
1250	84,179	0,759	0,648
1500	75,028	0,579	0,650
1750	54,902	0,293	0,503
2000	27,306	0,000	0,245
2250	48,794	0,334	0,015
2500	69,850	0,683	0,210
2750	84,894	0,940	0,524
3000	90,525	1,026	0,763

Tablo E.6 T90/B profilli kılavuz rayda konsollar arasındaki mesafenin $l=2500$ mm olması durumunda meydana gelen gerilme sehım değerleri

	Toplam Gerilme [N/mm ²]	X Eksenindeki Sehım [mm]	Y Eksenindeki Sehım [mm]
250	39,239	0,150	0,056
500	63,863	0,505	0,053
750	84,900	0,931	0,299
1000	95,300	1,308	0,660
1250	98,996	1,541	1,002
1500	100,160	1,561	1,221
1750	94,847	1,354	1,264
2000	80,119	0,966	1,121
2250	57,133	0,479	0,820
2500	28,418	0,000	0,416
2750	48,510	0,655	0,034
3000	70,891	1,398	0,295

ÖZGEÇMİŞ

1979 yılında Karabük'te doğdu. 1996 yılında Karabük Fevzi Çakmak Lisesi'nden mezun oldu. 2000 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden Makina Mühendisi ünvanını aldı. Aynı yıl İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği ABD, Konstrüksiyon Programında Yüksek Lisans eğitime başladı. 2002 yılından bu yana İTÜ Makine Fakültesi, Konstrüksiyon ABD, Transport Tekniği ve Teknik Resim Birimi bünyesinde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır.

