

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TERSANELERDE KULLANILAN
PORTAL KREYNLERİN TASARIM KRİTERLERİNİN İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Serdar METE**

Anabilim Dalı : Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği

Programı : Gemi İnşaatı Mühendisliği

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Yalçın ÜNSAN

OCAK 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TERSANELERDE KULLANILAN
PORTAL KREYNLERİN TASARIM KRİTERLERİNİN İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Serdar METE
(508071014)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 25 Aralık 2009
Tezin Savunulduğu Tarih : 28 Ocak 2010**

**Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Yalçın ÜNSAN (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Ömer BELİK (İTÜ)
Yrd. Doç. Dr. Ertekin
BAYRAKTARKATAL (İTÜ)**

OCAK 2010

Anneme ve aileme,

ÖNSÖZ

Lisans ve Yüksek Lisans öğrenim hayatım boyunca bilgilerini ve her türlü desteklerini esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. Yalçın ÜNSAN, Prof. Dr. Mustafa İNSEL ve Yrd. Doç. Dr. Şebnem HELVACIOĞLU'na teşekkür ederim. Ayrıca sorularımı yanıtsız bırakmayan üzerimde emekleri olan tüm Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi öğretim üyelerine ve Müh. Hatice MERMER'e; maddi ve manevi desteklerini hiç esirgemeyen aileme ve arkadaşlarıma; İngilizce çevirmelerde yardımlarını esirgemeyen Türk Loydu mensupları, Müh. Alper ERALP, Müh. Erdal GÜNAY, Müh. Mert YILMAZ, Müh. Haluk ÇOBAN, Müh. Ali BAYRAKTAR, Yük. Müh. Zeynep AYDINOĞLU, Yük. Müh. Ufuk BAK, Müh. Gönenç ÖZKUL, Müh. Aslı YALDIZ, Yük. Müh. Şerafettin ÜNAL'a ve tüm Türk Loydu'ndaki çalışma arkadaşlarıma; ve yüksek lisans ve lisans dönemi boyunca dostluğunu ve yardımlarını unutmadığım Müh. Burak CAN ve Yük. Müh. Fuzuli A. Akçay'a teşekkürü bir borç bilirim.

Yüksek Lisans öğrenimim boyunca desteğini esirgemeyen, Türkiye'nin en seçkin kurumlarından biri olan TÜRK LOYDU Vakfına şükranlarımı sunarım...

Ocak 2010

Serdar METE
(Gemi İnşaatı Yük. Müh.)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	v
İÇİNDEKİLER	vii
SEMBOL LİSTESİ	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ŞEKİL LİSTESİ	xiii
ÖZET	xv
SUMMARY	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	1
1.2 Literatür Özeti	1
2. KREYN’NİN TANIMI VE AMACA YÖNELİK TASARIMIN ÖNEMİ	3
2.1 Kreyn Çeşitleri	4
2.1.1 Köprülü kreynler	4
2.1.2 Oklu-döner kreynler	4
2.1.3 Kablolu kreynler	4
2.1.4 Tırmanır(kule) kreynler	4
2.1.5 Derik kreynler	5
2.1.6 Portal kreynler	5
3. (F.E.M)’E GİRİŞ	7
3.1 Kitapçık 1 (Amaç ve Kapsam)	7
3.2 Kitapçık 2 (Yapı ve Mekanizma Üzerindeki Yükleme ve Sınıflandırma)	8
3.3 Kitapçık 3 (Yapıdaki Gerilmelerin Hesaplanması)	59
3.4 Kitapçık 4 (Yorulma Kontrolü ve Mekanizma Parçalarının Seçimi)	110
3.5 Kitapçık 6 (Kreyn Yapısı Üzerindeki Rüzgâr Yüklü Hesapları)	140
3.6 Kitapçık 8 (Test Yüklü ve Toleranslar)	157
4. PROBLEMİN TANIMI	158
4.1 Kreyn’nin Çalıştığı Coğrafi Bölge	160
4.2 Kreyn’nin Operasyon Döngüsü	160
4.3 Kreyn’nin Grubu	160
4.4 Kreyn’nin Yük Hesapları	161
4.4.1 DURUM I : Araç rüzgârsız ortamda çalışıyorsa	161
4.4.2 DURUM II : Araç rüzgârlı ortamda çalışıyorsa	161
4.4.3 DURUM III : Araç istisnai yüklerde çalışıyorsa	162
4.4.4 Uygulamalar	163
5. PROBLEMİN ÇÖZÜMÜ	165
5.1 (Kafes Kiriş Sistemi) 100 ton için Yükleme	166
5.2 (Kafes Kiriş Sistemi) 80 ton için Yükleme	168
5.3 (Kafes Kiriş Sistemi) 10 ton için Yükleme	170
5.4 (Kafes Kiriş Sistemi) Yönetmelik Gereği Yükleme	172

5.5 (Kutu Kiriş Sistemi) 100 ton için Yükleme.....	174
5.6 (Kutu Kiriş Sistemi) 80 ton için Yükleme.....	176
5.7 (Kutu Kiriş Sistemi) 10 ton için Yükleme.....	177
5.8 (Kutu Kiriş Sistemi) Yönetmelik Gereği Yükleme	179
5.9 Yorulma Hesabı.....	180
5.9.1 Kafes sistem için yorulma hesabı (Türk Loydu Kısım 1 Bölüm 20)	183
5.9.2 Kutu sistem için yorulma hesabı (Türk Loydu Kısım 1 Bölüm 20).....	185
5.9.3 Kafes sistem için yorulma hesabı (Eurocode 3: Part 1.9)	186
5.9.4 Kutu sistem için yorulma hesabı (Eurocode 3: Part 1.9).....	188
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	191
KAYNAKLAR.....	195
ÖZGEÇMİŞ.....	197

KISALTMALAR

A (m²)	: Rüzgar üstündeki alan
A (-)	: Artık çekme gerilmesi ile ölü ağırlığın gerilmesinin birleşik etkisi
A1-A8 (-)	: Kreyn grupları
Ae (m²)	: Kafes sisteminin yüzey alanı
a (mm)	: Kreynin tekerlek açıklığı (2-20), Rüzgar yükü hesabında kafes sisteminin boyutları (2-27), Burkulma hesabında plaka diliminin boyu (3-39), Çentik durumunda köşe kaynağının boyutu 2.33 (3-62) SWAT : Soil and Water Assessment Tool
B (-)	: Yapısal elemanın kalınlığının etkisi
B (mm)	: Rüzgar yükü altında kafes sisteminin genişliği
B0-B10	: Yapısal elemanların kullanım sınıfları
b (mm)	: Dikdörtgen çelik kesitin en büyük boyutu Burkulma hesabında plakanın boyu Tekerlek hesabında kullanılabilir ray genişliği
C (-)	: Cıvata sıkıştırma torku hesabında kullanılan katsayı
C_f (-)	: Rüzgar yükü hesabındaki şekil katsayısı
c c' (-)	: Wöhler eğrilerinin eğimini etkileyen katsayılar
c₁, c₁ max (-)	: Tekerlek hesabındaki dönme hızı katsayıları
c₂, c₂ max (-)	: Tekerlek hesabındaki grup katsayısı
D (-)	: Plaka kontrolünde laminasyon kusurları için kullanılan sembol
D_t (mm)	: Cıvata boşluk çapı
d (mm)	: Rüzgar yükü hesabında rügar yönüne paralel kesitin derinliği Cıvatanın nominal çapı Halatın nominal çapı
dmin (mm)	: Minimum halat çapı
d_t (mm)	: Nominal cıvata çapı
E (N/mm²)	: Çeliğin elastik modülü
E1-E8	: Parçaların grupları
e (mm)	: Burkulma hesabında plaka diliminin kalınlığı Kaynaklı birleştirmelerde plaka kalınlığı
e₁, e₂ (mm)	: Kaynaklı birleştirmelerde plaka kalınlıkları
F (N)	: Rüzgar kuvveti İvmelenme sırasındaki yatay kuvvet Cıvatalardaki çekme yükü Buruşma hesabında elemana etkiyen basınç kuvveti
F₀ (N)	: Halatın minimum kopma yükü
F₁ (N)	: Cıvataların izin verilebilir çalışma yükü
F_c (N)	: Hareket esnasında halata gelen yükün x eksenindeki bileşeni
F_{cm} (N)	: Hareket esnasında yükten dolayı oluşan atalet kuvveti
F_c max (N)	: F _c 'nin maksimum değeri
f (-)	: Halatın doluluk oranı
g (m/s²)	: Yerçekiminden dolayı oluşan ivmelenme (ISO'ya göre g = 9.81m/s ²)

I_1, I_2 (mm⁴)	: Stifnerlerin atalet momenti
I_Z (mm⁴)	: Stifnerlerin atalet momenti
I_i (kgm²)	: Dönme halindeki bir parçanın kütesinin atalet momenti
I_m (kgm²)	: Dönme halindeki tüm parçaların kütesinin atalet momenti
j (-)	: E1-E8 bileşen gruplarındaki grup numarası
J_0 (m/s²)	: Yatay hareketlerdeki ivmelenme
j_m (m/s²)	: Yatay hareketlerdeki ortalama ivmelenme
N_M (N)	: Cıvatalı birleştirmelerde dış momentten oluşan çekme kuvveti
n (-)	: Kaldırma sayısı Gerilme sayısı
n_{max} (-)	: Kullanım ömrü boyunca toplam kaldırma sayısı
P (N)	: Tekerlek üzerindeki yük
$P1-P4$	: Bileşenler için spektrum sınıfları
$P10, P100$	: Kaynak testlerini belirten semboller
P_L (N/mm²)	: Tekerlek hesabındaki sınırlandırıcı basınç
$P_{mean I,II}$ (N)	: I ve II yükleme durumlarında tekerlek üzerindeki ortalama yük
$P_{mean III}$ (N)	: III yükleme durumunda tekerlek üzerindeki ortalama yük
$P_{min I,II,III}$ (N)	: I, II ve III yükleme durumlarında tekerlek üzerindeki minimum yük
$P_{max I,II,III}$ (N)	: I, II ve III yükleme durumlarında tekerlek üzerindeki maksimum yük

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

*3. Bölümdeki tablolar (F.E.M) standardına ait olup, orjinal halde kullanılmıştır.

Çizelge 6.1 : Ömür Değerlerinin Karşılaştırılması 193

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

*3. Bölümdeki şekiller (F.E.M) standardına ait olup, orjinal halde kullanılmıştır.

Şekil 4.1 : Kiriş kesit boyutları	158
Şekil 4.2 : Kafes kiriş	159
Şekil 5.1 : Kafes kiriş sistemi	165
Şekil 5.2 : Kutu kiriş sistemi	166
Şekil 5.1.1 : Kafes kiriş sistemi 100 ton'luk yükleme	167
Şekil 5.1.2 : Kafes kiriş sistemi 100 ton'luk yükleme	167
Şekil 5.1.3 : Kafes kiriş sistemi 100 ton için deformasyon	168
Şekil 5.2.1 : Kafes kiriş sistemi 80 ton'luk yükleme	169
Şekil 5.2.2 : Kafes kiriş sistemi 80 ton'luk yükleme	169
Şekil 5.2.3 : Kafes kiriş sistemi 80 ton için deformasyon	170
Şekil 5.3.1 : Kafes kiriş sistemi 10 ton'luk yükleme	171
Şekil 5.3.2 : Kafes kiriş sistemi 10 ton'luk yükleme	171
Şekil 5.3.3 : Kafes kiriş sistemi 10 ton için deformasyon	172
Şekil 5.4.1 : Kafes kiriş sistemi 160 ton'luk yükleme	173
Şekil 5.4.2 : Kafes kiriş sistemi 160 ton'luk yükleme	173
Şekil 5.4.3 : Kafes kiriş sistemi 160 ton için deformasyon	174
Şekil 5.5.1 : Kutu kiriş sistemi 100 ton'luk yükleme	175
Şekil 5.5.2 : Kutu kiriş sistemi 100 ton için deformasyon	175
Şekil 5.6.1 : Kutu kiriş sistemi 80 ton'luk yükleme	176
Şekil 5.6.2 : Kutu kiriş sistemi 80 ton için deformasyon	177
Şekil 5.7.1 : Kutu kiriş sistemi 10 ton'luk yükleme	178
Şekil 5.7.2 : Kutu kiriş sistemi 10 ton için deformasyon	178
Şekil 5.8.1 : Kutu kiriş sistemi 160 ton'luk yükleme	179
Şekil 5.8.2 : Kutu kiriş sistemi 160 ton için deformasyon	180
Şekil 5.9.1 : Kafes kiriş sistem (160 ton yükleme için) tekillik	181
Şekil 5.9.2 : Kafes kiriş sistem (100 ton yükleme için) tekillik	182
Şekil 5.9.3 : Kutu kiriş sistem (160 ton yükleme için) tekillik	182
Şekil 5.9.4 : Kutu kiriş sistem (100 ton yükleme için) tekillik	183
Şekil 5.9.3.1 : S-N eğrileri	187

TERSANELERDE KULLANILAN PORTAL KREYNLERİN TASARIM KRİTERLERİ

ÖZET

Bu araştırmanın ilk bölümünde, kaldırma aracı tasarımı için F.E.M standardı incelenmiş ve yapısal mukavemet ile ilgili bölümleri açıklanmıştır. Bu bölümlerde, kreyn'nin yapım amacı ve kapsamından başlayarak, yapı ve mekanizma üzerindeki yükleme ve sınıflandırması, yapı gerilmelerinin hesaplanması, yorulma kontrolü ve mekanizma parçalarının seçimi, kreyn yapısı üzerindeki rüzgâr yükü hesapları ve son olarak test yükleri ile ilgili uyulması gereken kurallar anlatılmıştır.

İkinci bölümde F.E.M standardın da açıklanan kurallara göre bir kafes kiriş sistemi tasarlanmış ve çeşitli yükleme senaryoları yapılmıştır. Yükleme senaryosu olarak da 100 ton, 80 ton ve 10 ton'luk kaldırma operasyonu koşulları düşünülmüş ve bunlara ek olarak, en fazla kaldırma kapasitesinin %150'si (yönetmelik gereği) test yükü olarak belirlenmiştir. Tasarım bu koşullara göre yapıldıktan sonra, sonlu elemanlar yöntemi ile kiriş üzerindeki gerilmeler, her bir yükleme senaryosu için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Kafes kiriş sistemi gerilme hesapları yapıldıktan sonra aynı boyutta ve yaklaşık aynı ağırlıktaki kutu kiriş sistemi haline getirilmiştir. Aynı yükleme senaryolarında, kutu kiriş üzerindeki gerilmeler, kafes kirişteki gibi sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplanarak gerilme değerleri iki sistem için karşılaştırılmıştır.

Son bölümde ise kafes kiriş ve kutu kiriş sistemi için, Türk Loydu Kısım 1 Bölüm 20'ye ve Eurocode 3: Part 1.9'a göre yorulma analizleri ayrı ayrı yapılmıştır. Analizlerde kutu kiriş sistemi ve kafes kiriş sistemi için yukarıda bahsedilen yükleme koşullarındaki gerilme değerleri kullanılarak her iki sistem için yorulma analizi tablosu oluşturulmuştur. Analizler sonucunda oluşturulan tabloda; normal çalışma esnasındaki yükleme durumu ve yönetmelik gereği test yüklemelerinin iki sistemin çalışma ömrünü ne kadar azalttığı incelenmiş ve bu azalan ömrün kaldırma aracı tasarımını nasıl etkilediği açıklanmıştır.

DESIGN PRINCIPLES OF GANTRY CRANES IN SHIPYARDS

SUMMARY

In the first section of this research, F.E.M standard is examined for design of lifting appliances and structural strength booklets of the standard are described. In this section, the regulations of the standard are explained which are starting with, object and scope, and then continue, classification and loading on structures and mechanisms, calculating the stress in structures, checking for fatigue and choice of mechanism components, recommendation for the calculation of wind loads on crane structures and the last one test loads and tolerances.

In the second section, lattice beam system is designed and several loading cases are considered according to the F.E.M standard. 100 tonne, 80 tonne, 10 tonne are considered as a normal operation condition and the additional condition is the test load, which is the directive of the country. (Test load is: % 150 of SWL). Structure design is done according to the operational condition and then the stresses on the beam are calculated by the finite element method for all loading cases. After these calculations about lattice beam system, the form of the lattice is converted to the box beam system which is the same dimension and approximately the same weight. Moreover, all calculations for whole loading cases are done for this system with finite element method again. Then stresses, which are the results of the calculations, are compared with the results of the lattice system.

In the last section, for lattice and box beam system, fatigue analysis is separately carried out according to the Türk Loydu Section 1 Chapter 20 and Eurocode 3 Part 1.9 rules. Fatigue analysis table is done by the stress value of two systems. These values are obtained by the loading cases. Fatigue analysis has been carried out for both of the systems under normal operation conditions and under additional loading conditions required by the directive to evaluate the reduction in the lifetime of the system and to evaluate the effects of this reduction in the lifetime on design of the lifting appliance.

1. GİRİŞ

Bu ödevde kaldırma araçlarının nasıl tasarımının yapıldığı, bu tasarımda genel olarak hangi standarta göre kontrol edildiği açıklanmıştır. Kreyn tasarımında çalışmasını doğrudan doğruya yapısal ve ekonomik isteklerin belirlediğinin önemi vurgulanmıştır. Tasarımda standartların yanında ülkelerin koyduğu kanunlara uygun tasarım ve testlere yer verilmiştir. Örnek olarak da çalışır durumda olan bir portal kreyn'nin kirişi ele alınarak, bu krişte F.E.M standardına ve Ulaştırma Bakanlığı (Denizcilik Müsteşarlığı)'ndan *Tersane, Tekne İmal ve Çekek Yerlerine İşletme İzni Verilmesine İlişkin Usul ve Esaslar Hakkında Yönetmelik*, 10 Ağustos 2008 'e göre yüklemeler yapılarak sonuçları incelenmiştir. Kiriş iki açıdan incelenmiştir: Birinci olarak kirişin asıl şekli (kafes sistem) olarak yüklemeler yapılmıştır. İkinci olarak da bu kiriş kutu kiriş halinde olsa ve aynı tür yüklemeler etkise sonuçların nasıl olacağı araştırılmıştır.

1.1 Tezin Amacı

Kirişin iki durumu incelenerek hem standarta hem de yönetmeliğe göre üzerine gelecek yüklerden doğacak gerilmelerin yapıyı nasıl etkilediği araştırılmıştır. Çünkü yapı kendi amaçlarına uygun tasarım koşullarının yanı sıra aynı zamanda yönetmelik gereği ekstra yüklere maruz kalmaktadır. Bu yüklemelerden ötürü kiriş yapısal olarak ciddi yüklere maruz kalmıştır ve buna göre ömrünün ne kadar azaldığı incelenmiştir.

1.2 Literatür Özeti

Literatürde genel olarak kiriş boyutlandırması kirişe gelecek yükler ve kaldırma mekanizmalarının boyutlandırması, tasarımı ve yükleme hesaplarına dair çalışmalar bulunmaktadır. Bu çalışmalar sonucunda da oluşturulmuş F.E.M ve DIN 15018 gibi Standartlar bulunmaktadır ve bu standartlara uygun tasarımlar yapılmaktadır.

2. KREYN TANIMI VE AMACA YÖNELİK TASARIMIN ÖNEMİ

DIN 15001'e göre kreynler bir taşıma elemanına asılı olan (genellikle halata) yükü kaldıran ve çeşitli yönlerde hareket ettiren kaldırma ve taşıma makineleridir. Kreyn çeşitleri arasında köprülü kreynler, portal kreynler, oklu-döner kreynler, kablolu kreynler, tırmanır (kule) kreynler ve derik kreynler olarak sayılabilirler.

Bir kreynin çalışmasını doğrudan doğruya yapısal ve ekonomik istekler belirler. Çünkü sonunda ulaşılabacak yapı amaca uygun hizmet etmesi gerekmektedir. Bu bakımdan işletme emniyeti, yeterli ömür, kolay bakım ve aşınan parçaların kolaylıkla değiştirebilmesi, vb. gibi her bir kreynde bulunması gereken azami yapısal istekler belirlenir. İşletme zorlaştıkça bu şartlar daha da büyük önem kazanır. Diğer bölümde de kreyn işletmesinde ekonomik durumlar önem kazanır. Bunlar:

İş kapasitesinin yüksekliği, az enerji ve yağ sarfıyatı, bakım ve tamir düşük masrafları, personel ve satın alma düşük masrafları, vb. gibi. Bunlara ek olarak mümkün olduğu kadar ekonomik imal etme sorununu da düşünmek gerekir. Az malzeme ve işçilik durumu, atölye ve şantiyede montaj kolaylığı, ambalaj ve nakliye imkânları da bu sorunlar arasındadır. Tüm bunlar tasarım kriterlerini belirlemektedir.

Kaldırma makineleri imalatının da ekonomik şekilde planlamasında en etkin çare standartlaştırmaktan geçmekte olduğu yukarıda anlatılan etmenlerin getireceği tasarım sıkıntısından ötürü açıkça görülmektedir. Standartlaştırmanın yapısal imalatı kolaylaştırdığı unutulmamalıdır. Tek parçalardan başlayarak bütün yapı elemanı gruplarına kadar standartlaştırmayı genişletmek mümkündür. Böylece gerektiği hallerde bu grupları kendi aralarında birleştirip kreyn montajı yapılabilir ve bunun sonucunda kolay montaj ve ekonomik kazanç elde edilmesi sağlanabilir.

Son olarak kreyn tasarımında kreynin görevi ve amacı tespit edildikten sonra bu taslaklar yardımıyla en iyi çözüm yolu bulunur ve çeşitli çözümlerin karşılaştırılmalarından ve ortaya konulan isteklere uyuşmasından dolayı ortaya bir yapı çıkar. Bunun üzerine projelendirme yapılır ve hesaplara kontrol edilir. Yapının güvenli olduğu tarafsız bir kuruluşca incelenip, onaylanır; sonra yapı imal edilir.

2.1 Kreyn Çeşitleri

Değişik kreynleri aşağıdaki gibi tasnif edebiliriz:

2.1.1 Köprülü kreynler

Köprülü kreynler, yükseğe yerleştirilmiş iki kreyn yolu arasında bir köprü yapısından ibarettir. Yarı ağır ve ağır endüstriyle ilgili bütün fabrika, mağaza ve makine park salonlarında kullanılırlar.

2.1.2 Oklu-döner kreynler

Oklu kreynler, liman ve şantiyelerde önemli görev üstlenen ve çok kullanılan kaldırma makineleri arasındadır. Genellikle ok adı verilen kiriş, uçlarından birisi aracılığı ile düşey bir eksen etrafında dönme hareketi yapar. Kanca bloğu, okun serbest olan öteki ucu tarafından taşınır. Oklu kreynleri üç sınıfa ayırabiliriz.

- a) *Sabit aplik kreynler*: Bu kreynler, atölye içinde, bir duvara veya bir kolona tespit edilir. Okun serbest ucu, yarıçapı ok açıklığına eşit olan bir yarım daire çizebilir.
- b) *Müstakil sabit kreynler*: Bu kreynler, bir duvar veya bir kolona tespit edilmeden kullanılır. Okun serbest ucu tam bir daire yayı çizebilir.
- c) *Hareketli veya mobil kreynler*: Bu tip kreynler raylar veya yollar üzerinde ya da herhangi bir arazide hareket edebilen kaldırma araçlarıdır.

2.1.3 Kablolu kreynler

Kablolu kreynler, üzerinde arabanın hareket ettiği bir veya daha fazla tel halatlı (taşıma halatlı) kreynlerdir. Şantiyelerde ve büyük depolarda çokça kullanılır. Açıklık 1000 m'ye kadar yükselebilir. Halatlar iki devrilebilir (sabit, hareketli veya dönebilir) kule arasına gerilmiştir.

2.1.4 Tırmanır(kule) kreynler

Kule kreynler genelde inşaat sektöründe kullanılırlar. Bina yüksekliğinde hiçbir sınırlama olmadan çalışabilmektedirler. Kreynin montajı için bina dışında bir alana ihtiyaç yoktur, etrafı yol veya binalarla çevrili binalarda dahi çalışabilirler. Karşı ağırlıksız imal edilmiş tipleri vardır.

2.1.5 Derik kreynler

Temel kısmından mafsallı tek bir direktten meydana gelen bir kaldırma aracıdır. Genellikle dört halat tarafından bir motor yardımıyla kontrol edilir; böylece dört yönde hareket kabiliyeti kazanmış olup, halatlar tarafından kontrol edilir ve tepesinde bir kanca bulunmaktadır. Yapı alanında kullanılan bu kreynler; liman inşaatlarında beton blokların, tetrapodların imalâtında, taşınmasında ve yerleştirilmesinde, iskele inşaatlarında beton ve çelik kazıkların ön imalâtı ve taşınmasında; duba veya iskele üzerindeki kazık çakma düzeneklerine kazık kaldırma, tersanelerde ve sanayi tesislerinde çelik konstrüksiyon imâlâtı, taşınması ve monte edilmesinde, maden alanında mermer blokların taşınması; hizmet alanlarında kullanılmaktadır.

2.1.6 Portal kreynler

Portal kreynler çoğu kez “liman kreynleri” veya “sehpalı kreynler” olarak da anılır. Limanlarda, tersanelerde ve depolarda geniş çapta kullanma alanları bulurlar. Kafes kiriş sistemi veya levhalı kiriş sistemi kullanılması mümkündür. Genellikle raylar üzerinde hareket ettirilmelerine rağmen, küçük ve orta ağırlıkta yükler için lastik yürüme elemanlarında kullanılabilir. Taşıma kuvveti 800 tona kadar, açıklık ise 120 m’ye kadar yükselebilir.

Portal kreynler, genellikle açık havada çalıştıklarından fırtınaya karşı emniyetinin sağlanması gerekir. Bu amaçla rüzgâr basıncı belli bir değeri geçtiğinde kreyn durur ve rayı kısıkaçlarıyla kavrar. Tahrik kaynağı olarak elektrik motorları veya çok az da olsa içten yanmalı kuvvet makineleri (benzin ve dizel motorları) kullanılır.

Portal kreynler gemi inşaa sanayisinde çok kullanılan kreyn tipidir. Genellikle kızak üstüne ve kuru havuz üstüne yerleştirilirler. Gemi bloklarının atölyeden çıkarılmasından kızağa veya havuza getirilmesi işleminde, kızağa veya havuza getirilen blokların çevrilip kızaktaki veya havuzdaki yerlerine konulmasına kadarki gemi inşaatındaki en ağır iş yükünün olduğu kısımda hizmet vermektedir.

3. FEDERATION EUROPEENNE DE LA MANUTENTION (F.E.M)'E GİRİŞ

Kaldırma araçlarının tasarımı için olan kurallar F.E.M Teknik Komitesi tarafından Kısım 1 olarak oluşturulmuş; ve üç baskı olarak biri 1962 de diğeri de 1970 de yayımlanmıştır. En son baskı 1998 yılında yayımlanmıştır. Değişiklikleri kolay bir şekilde yenilemek için kitapçıklar halinde sunulmuştur. Bunlar:

Kitapçık 1 Amaç ve Kapsam

Kitapçık 2 Yapı ve Mekanizma Üzerindeki Yükleme ve Sınıflandırma

Kitapçık 3 Yapıdaki Gerilmelerin Hesaplanması

Kitapçık 4 Yorulma Kontrolü ve Mekanizma Parçalarının Seçimi

Kitapçık 5 Elektrik Donanımları

Kitapçık 6 Kreyn Yapısı Üzerindeki Rüzgar Yüğü Hesapları

Kitapçık 7 Güvenlik Kuralları

Kitapçık 8 Test Yükleri ve Toleranslar

Kitapçık 9 Kitapçık 1'den 8'e kadar İlaveler ve Açıklamalar

3.1 Kitapçık 1 (Amaç ve Kapsam)

Bu bölümdeki tüm numaralandırmalar F.E.M'e aittir.

1.2 Giriş

Üretici, müşteri ve denetleme kuruluşlarının bu kuralları kullanma kolaylığı açısından iki önemli sorunun cevabına dikkat etmesi gerekmektedir. Birinci olarak; Pratikte bu kurallar hangi şekilde farklı tipteki ve yapıdaki kaldırma araçlarına uygulanır mı? İkinci olarak; Müşteri bu kurallar dahilinde istediği nitelikteki aracın gereklerini nasıl tarif eder ve üreticiye nasıl bir teklif sunar mı? Birinci sorunun cevabı ilk olarak Kitapçık 2 de, kullanım sınıflarına göre kaldırma araçları gruplanarak başlıyor ve o gruplara yönelik mukavemet, yorulma ve yük hesapları Kitapçık 3, 4 ve 6 da devam ediyor.

İkinci sorunun kritik cevabı ise; kaldırma aracının görev tanımının belirlenmesi gerektiği önemle vurgulanmasıdır. Bunun için kaldırma araçlarının hizmet performansı dikkate alındığında iki faktöre müşterinin dikkat etmesi gerekmektedir.

- Kullanım sınıfı; 2.1.2.2 de açıklanmıştır.
- Yük spektrumu; 2.1.2.3 de açıklanmıştır.

Yukarıdaki bilgi ve istekleri müşteri belirlendikten sonra müşterinin de öngöründe bulunduramayacağı durumlar vardır. Bunlar aşağıda belirtilmiştir.

- Yükünün rüzgâra maruz kalacağı alanı; 2.2.4.1.2 de açıklanmıştır.
- Kaldırma aracını servis dışı bırakacak rüzgâr etkisi; 2.2.4.1.2 de açıklanmıştır.

1.3 Kuralların Amacı

Bu kuralların amacı, kaldırma araçlarının maruz kalacağı yük ve yük kombinasyonlarını açıklamak; mukavemet ve statik olarak bu yük ve yük kombinasyonlarında kaldırma araçlarının dayanımını belirlemektir.

1.4 Kapsam

Kaldırma araçları veya donanımlarının tasarımında Kısım 1 Kreyn ve Ağır Kaldırma Araçları kuralları uygulanır. Kısım 5 ve Kısım 9'daki kurallar kapsam dışı bırakılmıştır.

3.2 Kitapçık 2 (Yapı ve Mekanizma Üzerindeki Yükleme ve Sınıflandırma)

Bu bölümdeki tüm numaralandırmalar F.E.M'e aittir.

2.1 Kaldırma Aracının ve Bileşenlerinin Grup Sınıflandırması

2.1.1 Sınıflandırma Genel Planı

Kaldırma araçları ve parçaları kullanım zamanları düşünülerek görev tanımının yapılması gerekmektedir. Bunun için grup sınıflandırması üç temelde işlevlik kazanmaktadır.

- Bir bütün olarak kaldırma aracı
- Bir bütün olarak mekanizması
- Yapısal ve mekanik elemanları

Sınıflandırma temel olarak iki kriterden mevcuttur.

- Düşünülen sistemin toplam kullanım süresi
- Kanca yükü, yükleme ve gerilme spektrumu

2.1.2 Bir Bütün Olarak Kaldırma Araçlarının Sınıflandırılması

2.1.2.1 Sınıflandırma Sistemi

Kaldırma araçları sekiz grup olarak sınıflandırılmıştır. A1, A2, A3,, A8

2.1.2.2 Kullanım Sınıfları

Kullanım Süresi: Kaldırma döngüsünün toplam zamanı

Toplam Kullanım Süresi: Kaldırma aracının servis dışı kalmasına kadar geçen zaman

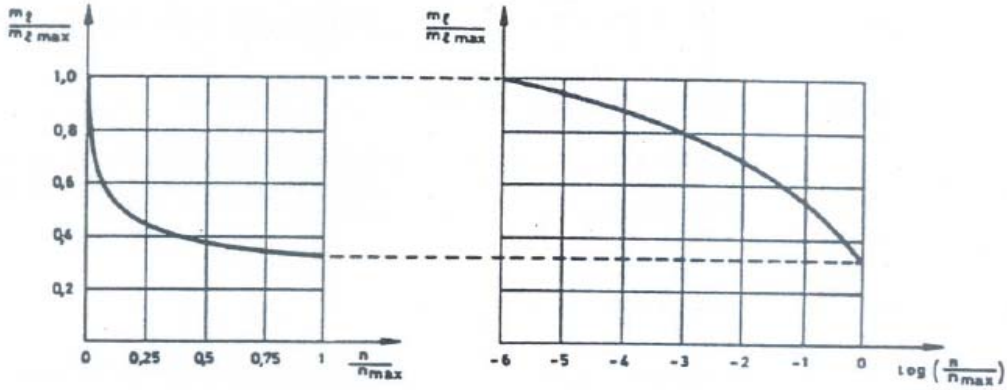
Kullanım sınıfları on grupta toplanmıştır. U1, U2, U3,, U9. *Tablo T.2.1.2.2* de açıklanmıştır.

Tablo T.2.1.2.2 : Kullanım sınıfları

Sembol	Toplam Kullanım Süresi
U0	$n_{\max} \leq 16\ 000$
U1	$16\ 000 < n_{\max} \leq 32\ 000$
U2	$32\ 000 < n_{\max} \leq 63\ 000$
U3	$63\ 000 < n_{\max} \leq 125\ 000$
U4	$125\ 000 < n_{\max} \leq 250\ 000$
U5	$250\ 000 < n_{\max} \leq 500\ 000$
U6	$500\ 000 < n_{\max} \leq 1000\ 000$
U7	$1000\ 000 < n_{\max} \leq 2000\ 000$
U8	$2000\ 000 < n_{\max} \leq 4000\ 000$
U9	$4000\ 000 < n_{\max}$

2.1.2.3 Yük Spektrumu

Yük spektrumu; toplam kullanım süresi içindeki kaldırılabacak olan yükleri temsil eder. Şekil 2.1.2.3.1.a ve Şekil 2.1.2.3.1.b de yk spektrumu rneği gösterilmiştir.



Şekil 2.1.2.3.1.a : Yük spektrumu

Şekil 2.1.2.3.1.b : Yük spektrumu

m_l = yük

m_{lmax} = SWL

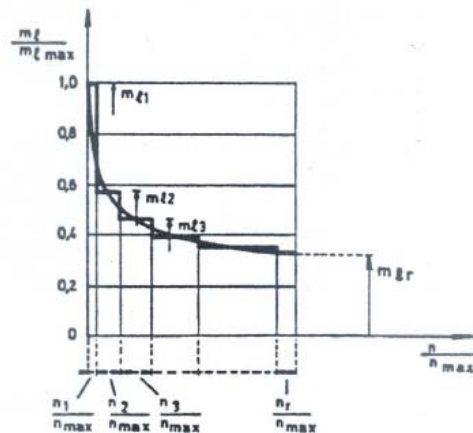
n = kaldırma operasyonu döngü sayısı

n_{max} = toplam kaldırma operasyonu döngü sayısı

Her spektrum bir k_p faktörüyle anılır.

k_p yaklaşık olarak aşağıda belirtildiği şekilde hesaplanır.

$k_p = \sum_{i=1}^r \left(\frac{m_{li}}{m_{max}} \right)^3 \left(\frac{n_i}{n_{max}} \right)$ Şekil 2.1.2.3.2 de ifade grafiksel olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.1.2.3.2 : k_p faktörü

Yük spektrumuna göre kaldırma aracı dört sınıfa ayrılıp *Tablo T.2.1.2.3* de gösterilmiştir.

Tablo T.2.1.2.3 : Spektrum Sınıfı

Sembol	Spektrum faktörü k_p
Q1	$k_p \leq 0.125$
Q2	$0.125 < k_p \leq 0.250$
Q3	$0.250 < k_p \leq 0.500$
Q4	$0.500 < k_p \leq 1.000$

2.1.2.4 Kaldırma Araçlarının Grup Sınıflandırması

Kaldırma araçları grup sınıflandırması *Tablo T.2.1.2.4* de açıklanmıştır.

Tablo T.2.1.2.4 : Kaldırma araçları grupları

Yük Spektrum Sınıfı	Kullanım Sınıfı									
	U0	U1	U2	U3	U4	U5	U6	U7	U8	U9
Q1	A1	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2	A1	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8
Q3	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8
Q4	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	A8	A8

2.1.2.5 Kaldırma Araçlarının Grup Sınıflandırması İçin Rehber

Kaldırma araçlarının grup sınıflandırması *Tablo T.2.1.2.5* de açıklanmıştır.

Tablo T.2.1.2.5 : Kaldırma araçları grup sınıflandırması

Referans	Araçların Tipleri	Kullanım şekli	Araç Grupları (bak 2.1.2.4)
1	Elle çalıştırılan araçlar		A1-A2
2	Saha kreynleri		A1-A2
3	Güç İstasyonları için montaj ve söküm için kreynler, makine atölyeleri, vb.		A2-A4
4	İstifleme taşıyıcıları	Kanca ile	A5
5	İstifleme taşıyıcıları	Tırnak veya mıknaş ile	A6-A8
6	Atölye kreynleri		A3-A5

7	Tavan kreynerleri, hurdalık kreynerleri,		A6-A8
8	Dökümhane kreynerleri		A6-A8
9	İngot kreynerleri		A8
10	Maden kuyusu kreynerleri		A6-A8
11	Yüksek fırın kreynerleri		
12.a	Boşaltma için köprü kreynerleri, konteyner için köprü kreynerleri	Kanca veya spreader ile	A5-A6
12.b	Diğer köprü kreynerleri (makasla ve/veya döner jib kreynerle)	Kanca ile	A4
13	Boşaltma için köprü kreyneri, köprü kreynerleri(makasla ve/veya döner jib kreynerle)	Tırnaklı veya mıknaş ile	A6-A8
14	Kuru havuz kreynerleri, tersane hortum kreynerleri, söküm için hortum kreynerleri	Kanca ile	A3-A5
15	Rıhtım kreynerleri (döndürme, kızak üstü), yüzer kreynerler ve ponton derikler	Kanca ile	A5-A6
16	Rıhtım kreynerleri (döndürme, kızak üstü), yüzer kreynerler ve duba derik kreynerler	Tırnak veya mıknaş ile	A6-A8
17	Çok ağır yükler için yüzer kreynerler ve duba derik kreynerler (genelde 100 ton üzeri yükler)		A2-A3
18	Güverte kreynerleri	Kanca ile	A3-A4
19	Güverte kreynerleri	Tırnaklı veya mıknaş ile	A4-A5
20	İnşaat için kule vinçler		A3-A4
21	Derik kreynerler		A2-A3
22	Demiryolu kreynerleri		A4

2.1.3 Bir Bütün Olarak Bünye Mekanizmasının Sınıflandırılması

2.1.3.1 Sınıflandırma Sistemi

Bünye mekanizmaları sekiz grup olarak sınıflandırılmıştır. M1, M2,, M8

2.1.3.2 Kullanım Sınıfları

Kullanım Süresi: Mekanizmanın hareket halinde çalışır durumda geçen zamandır.

Toplam Kullanım Süresi: Mekanizmanın değiştirilmesine kadar geçen zamandır.

Kullanım sınıfları on grupta toplanmıştır. T0, T1, T2,, T9. *Tablo T.2.1.3.2* de açıklanmıştır.

Tablo T.2.1.3.2 : Kullanım sınıfları

Sembol	Toplam Kullanım Süresi T (h)
T0	$T \leq 200$
T1	$200 < T \leq 400$
T2	$400 < T \leq 800$
T3	$800 < T \leq 1\ 600$
T4	$1\ 600 < T \leq 3\ 200$
T5	$3\ 200 < T \leq 6\ 300$
T6	$6\ 300 < T \leq 12\ 500$
T7	$12\ 500 < T \leq 25\ 000$
T8	$25\ 000 < T \leq 50\ 000$
T9	$50\ 000 < T$

2.1.3.3 Yük Spektrumu

Yük spektrumu, toplam kullanım süresi içindeki mekanizma üzerine uygulanacak yükleri temsil eder.

t_i = mekanizmada yükün durma süresi

T = mekanizmanın toplam yük kaldırma döngüsü zamanı

S_i = anlık sabit yük

$S_{\max}$ = taşıyacağı en büyük yük

Her spektrum bir k_m faktörüyle anılır.

k_m yaklaşık olarak aşağıda belirtildiği şekilde hesaplanır.

$$k_m = \sum_{i=1}^r \left(\frac{S_i}{S_{\max}} \right)^3 \left(\frac{t_i}{T} \right)$$

Yük spektrumuna göre mekanizma dört sınıfa ayrılıp *Tablo T.2.1.3.3* de gösterilmiştir.

Tablo T.2.1.3.3 : Spektrum sınıfı

Sembol	Spektrum faktörü k_m
L1	$k_m \leq 0.125$
L2	$0.125 < k_m \leq 0.250$
L3	$0.250 < k_m \leq 0.500$
L4	$0.500 < k_m \leq 1.000$

2.1.3.4 Bir Bütün Olarak Bünye Mekanizmalarının Grup Sınıflandırması

Bünye mekanizmasının grup sınıflandırması Tablo T.2.1.3.4 de açıklanmıştır.

Tablo T.2.1.3.4 : Mekanizma grupları

Yük Spektrum Sınıfı	Kullanım Sınıfı									
	T0	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
L1	M1	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
L3	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8
L4	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8	M8

2.1.3.5 Bünye mekanizmalarının grup sınıflandırması için rehber

Bünye mekanizmalarının grup sınıflandırması Tablo T. 2.1.3.5 de açıklanmıştır.

Tablo T.2.1.3.5 : Bünye mekanizmalarının grup sınıflandırması

Referans	Araçların Tipleri	Kullanım şekli	Mekanizma Tipleri				
			Kaldırma (motor gücü)	Döndürme	Kaldırma	Travers	İlerleme
1	Elle çalıştırılan araçlar		M1	-	-	M1	M1
2	Saha kreynleri		M2-M3	M2-M3	M1-M2	M1-M2	M2-M3
3	Güç İstasyonları için montaj ve söküm için kreynler, makine atölyeleri, vb.		M2	-	-	M2	M2
4	İstifleme taşıyıcıları	Kanca ile	M5-M6	M4	-	M4-M5	M5-M6
5	İstifleme taşıyıcıları	Tırnakveya mıknaş	M7-M8	M6	-	M6-M7	M7-M8

6	Atölye kreynerleri		M6	M4	-	M4	M5
7	Tavan kreynerleri, hurdalık kreynerleri,		M8	M6	-	M6-M7	M7-M8
8	Dökümhane kreynerleri		M7-M8	-	-	M4-M5	M6-M7
9	İngot kreynerleri		M8	M6	-	M7	M8
10	Maden kuyusu kreynerleri		M8	M6	-	M7	M8
11	Yüksek fırın kreynerleri		M8	-	-	M5	M6
12.a	Boşaltma için köprü kreynerleri, konteyner için köprü kreynerleri	Kanca veya spreader ile	M6-M7	M5-M6	M3-M4	M6-M7	M4-M5
12.b	Diğer köprü kreynerleri (makasla ve/veya döner jib kreynerle)	Kanca ile	M4-M5	M4-M5	-	M4-M5	M4-M5
13	Boşaltma için köprü kreyneri, köprü kreynerleri(makasla ve/veya döner jib kreynerle)	Tırnakla veya mıknatıs ile	M8	M5-M6	M3-M4	M7-M8	M4-M5
14	Kuru havuz kreynerleri, tersane hortum kreynerleri, söküm için hortum kreynerleri	Kanca ile	M5-M6	M4-M5	M4-M5	M4-M5	M5-M6
15	Rıhtım kreynerleri (döndürme, kızak üstü), yüzer kreynerler ve ponton derikler	Kanca ile	M6-M7	M5-M6	M5-M6	-	M3-M4
16	Rıhtım kreynerleri (döndürme, kızak üstü), yüzer kreynerler ve duba derik kreynerler	Tırnak veya mıknatıs ile	M7-M8	M6-M7	M6-M7	-	M4-M5
17	Çok ağır yükler için yüzer kreynerler ve duba derik kreynerler (genelde 100 ton üzeri yükler)		M3-M4	M3-M4	M3-M4	-	-
18	Güverte kreynerleri	Kanca ile	M4	M3-M4	M3-M4	M2	M3
19	Güverte kreynerleri	Tırnaklı veya mıknatıs ile	M5-M6	M3-M4	M3-M4	M4-M5	M3-M4
20	İnşaat için kule vinçler		M4	M5	M4	M3	M3
21	Derik kreynerler		M2-M3	M1-M2	M1-M2	-	-
22	Demiryolu kreynerleri		M3-M4	M2-M3	M2-M3	-	-

2.1.4 Bileşenlerin Sınıflandırılması

2.1.4.1 Sınıflandırma Sistemi

Yapısal ve mekanik elemanlar sekiz grup olarak sınıflandırılmıştır. E1, E2,, E8.

2.1.4.2 Kullanım Sınıfları

Kullanım Süresi: Bileşenlerin maruz kalacağı gerilme döngülerinin sayısıdır.

Toplam Kullanım Süresi: Bileşenlerin değiştirilmesine kadar geçen zamandır.

Bileşen sınıfları on bir grupta toplanmıştır. B0, B1, B2,, B9. *Tablo T.2.1.4.2* de gösterilmiştir.

Tablo T.2.1.4.2 : Kullanım sınıfları

Sembol	Toplam Kullanım Süresi
B0	$n \leq 16\ 000$
B1	$16\ 000 < n \leq 32\ 000$
B2	$32\ 000 < n \leq 63\ 000$
B3	$63\ 000 < n \leq 125\ 000$
B4	$125\ 000 < n \leq 250\ 000$
B5	$250\ 000 < n \leq 500\ 000$
B6	$500\ 000 < n \leq 1000\ 000$
B7	$1000\ 000 < n \leq 2000\ 000$
B8	$2000\ 000 < n \leq 4000\ 000$
B9	$4000\ 000 < n \leq 8000\ 000$
B10	$8000\ 000 < n$

2.1.4.3 Gerilme Spektrumu

Gerilme spektrumu, toplam kullanım süresi içindeki bileşenlerin üzerine uygulanacak yükleri temsil eder.

σ_i = n_i döngüsünde oluşan gerilme değeri

$\sigma_{\max}$ = en büyük σ_i

n_i = gerilme döngüsü sayısı

n = gerilme döngüleri toplamı

c = malzeme özellikleri ile ilgili katsayı (şekil ve boyut, pürüzlülük ve korozyon) (bakınız Kitapçık 4.)

Her spektrum bir k_{sp} faktörüyle anılır.

k_{sp} yaklaşık olarak aşağıda belirtildiği şekilde hesaplanır.

$$n = \sum_{i=1}^r n_i$$

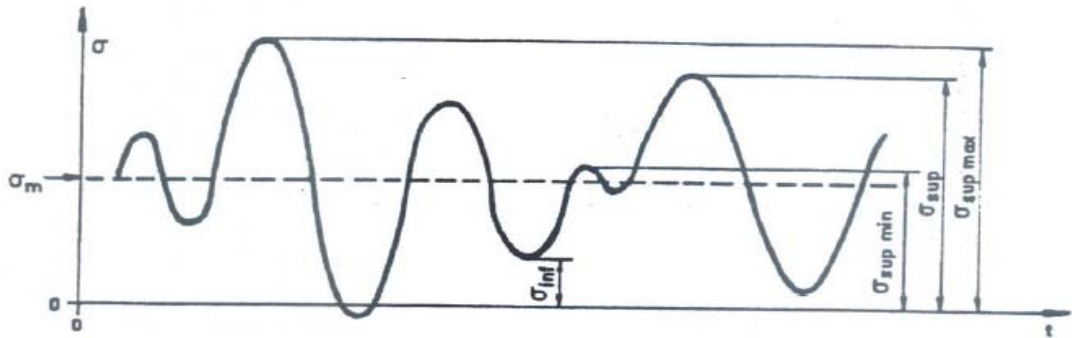
$$k_{sp} = \sum_{i=1}^r \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{max}} \right)^c \left(\frac{n_i}{n} \right)$$

Gerilme spektrumuna göre bileşenler dört sınıfa ayrılıp *Tablo T.2.1.4.3* de gösterilmiştir. Tablo hem yapısal hem de mekanik bileşenler için geçerlidir.

Tablo T.2.1.4.3 : Spektrum sınıfı

Sembol	Spektrum faktörü k_{sp}
P1	$k_{sp} \leq 0.125$
P2	$0.125 < k_{sp} \leq 0.250$
P3	$0.250 < k_{sp} \leq 0.500$
P4	$0.500 < k_{sp} \leq 1.000$

Yapısal bileşenlerde gerilme spektrumunun anlaşılması için beş gerilme döngüsü içindeki gerilmeler *Şekil 2.1.4.3* de gösterilmiştir.



Şekil 2.1.4.3 : Gerilme döngüsü

σ_{sup} = en yüksek gerilme

$\sigma_{sup\ max}$ = maksimum üst gerilme

$\sigma_{sup\ min}$ = minimum üst gerilme

σ_{inf} = en düşük gerilme

σ_m = toplam kullanım süresi içindeki σ_{sup} ve σ_{inf} 'nin aritmetik ortalaması

2.1.4.4 Bileşenlerin Grup Sınıflandırması

Bileşenlerin grup sınıflandırması Tablo T.2.1.4.4 de açıklanmıştır.

Tablo T.2.1.4.4 Bileşen grupları

Gerilme Spektrum Sınıfı	Kullanım Sınıfı										
	B0	B1	B2	B3	B4	B5	B6	B7	B8	B9	B10
P1	E1	E1	E1	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8
P2	E1	E1	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8
P3	E1	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7	E8	E8	E8
P4	E1	E2	E2	E4	E5	E6	E7	E8	E8	E8	E8

2.2 Yapısal Tasarım Yükleri

Yapısal hesaplar, yapının üzerine gelecek olan gerilmeleri açıklamak için dört yük grubunu temel almıştır.

- Yapının statik yükü
- Dikey hareketlerden oluşan yükler
- Yatay hareketinden oluşan yükler
- Hava koşullarından oluşacak yükler

Çalışma Yüğü: Kaldırılacak olan yük ve kaldırma aracının aksesuarlarının ağırlıklarının toplamı

Ölü Yüğü: Bileşenlerin ağırlıkları

2.1.2 Temel Yükler

S_G = bileşenlerin ağırlıklarından oluşan yükler

S_L = çalışma yükünden oluşan yükler

2.2.2 Dikey Hareketlerden Oluşan Yükler

Bu yükler kaldırma aracının yükü aşağı veya yukarı hareket ettirdiğinde, ivmelenme esnasında oluşmaktadır.

2.2.2.1 Çalışma Yükünün Kaldırma Sırasında Oluşturduğu Yük

Çalışma yükünün oluşturacağı salınım, ekstra yükler yapıya yükleyebilir bu nedenle çalışma yükü bir dinamik katsayıyla (ψ) çarpılır.

2.2.2.1.1 Dinamik Katsayı (ψ)

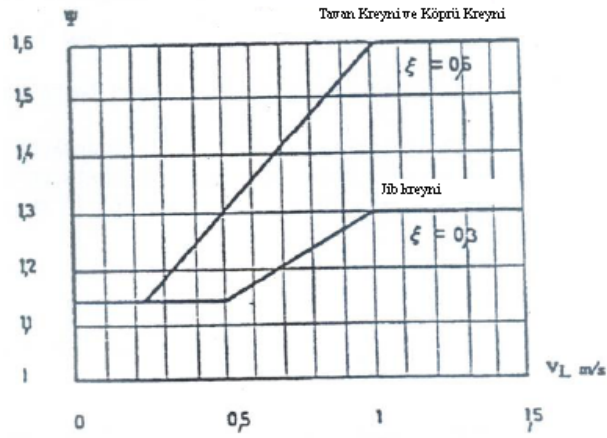
Dinamik katsayı aşağıdaki formülle elde edilir.

$$\Psi = 1 + \xi V_L$$

V_L = kaldırma hızı m/s.

ξ = deneysel olarak bulunan katsayı

Katsayının (ψ) tayini için Şekil 2.2.2.1.1 deki grafik kullanılmaktadır.



Şekil 2.2.2.1.1 : Dinamik katsayı

Not: Yukarıdaki katsayı (ξ) “Tavan Kreyni, Köprü Kreyni ve Jib Kreynler” için aynı değildir.

2.2.2.2 Kaldırma Hareketinde İvmelenmeden Oluşan ve İlerleme Hareketi Yaparken Oluşan Dikeydeki Şok Yüklerin Meydana Getireceği Yüklemeler

Kaldırma sırasında ivmelenmeden ve arabanın gezinmesi sırasında dikey yönde oluşacak şok yükler rayların düzgün olduğu varsayılarak ihmal edilebilir. Çünkü bu yükler rayların iyi olmadığı koşullarda ekstra yükler yapı üzerine gelebilir.

2.2.2.3 Özel Durum

Kaldırma araçlarında bazı durumlarda ölü yüklerle, çalışma yükleri farklı doğrultularda oluşur. Aracın yük altındaki durumu ile yükleme olmaksızındaki durumunu gösteren salınım grafiği aşağıda anlatılmaktadır:

$\bar{S}_G$ = Ölü yükten oluşan yüklemelerin cebirsel değeri

$\bar{S}_L$ =Çalışma yükünden oluşan yüklemelerin cebirsel değeri

$$\text{Artırılmış toplam yük} = \bar{S}_G - \bar{S}_L \left(\frac{\Psi - 1}{2} \right)$$

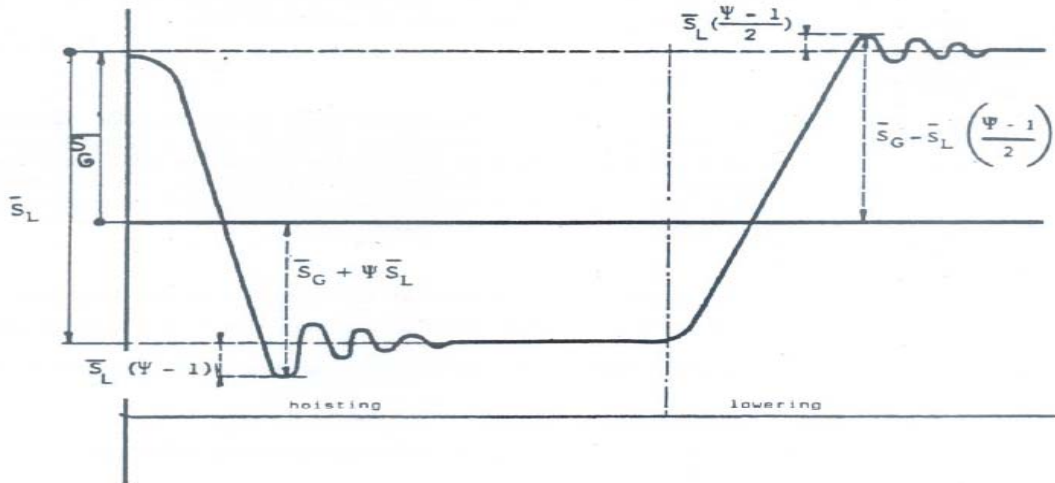
$$\text{Yük altındaki durum} = \bar{S}_G + \Psi \bar{S}_L$$

Artırılmış toplam yük, yük altındaki durumla karşılaştırılır. En kötü durumadaki değer tasarım için kullanılır.

Not: Aşağıdaki formül yükün kaldırılma anındaki en yüksek salınım değerini vermektedir.

$$\bar{S}_L (\Psi - 1)$$

Kaldırma indirme eğrisi $\bar{S}_L$ ve $\bar{S}_G$ ters işaretli olarak aşağıdaki grafikte gösterilmiştir.



2.2.3 Yatay Hareketlerden Oluşan Yükler S_H

- İvmelenmeden oluşan yükler (ileri geri ve sağa sola hareket, döndürme, kaldırma ve indirme)
- Merkezkaç kuvvetinden oluşan yükler
- Yuvarlanmadan oluşan enine yatay reaksiyon
- Tampon vuruntuları

2.2.3.1 İvmelenmeden Oluşan Yatay Etkiler

İvmelenmeden oluşan yükler hareketli parçalara frenleme veya kaldırma esnasında uygulanır. Bu yükler yapısal birçok eleman için hesaplanır.

2.2.3.1.1 Travers ve İlerleme Hareketleri

Tekerleklerin ray üstündeki hareketinden oluşan yatay kuvvetler travers ve ilerleme hareketlerin hesabı için dikkate alınır. Yükler ivmesel olarak çalışma durumu ve ulaşılmak istenen hız göz önünde bulundurularak hesaplanır.

Not: Eğer hız veya ivme değerleri kullanıcı tarafından tayin edilemiyorsa aşağıdaki üç çalışma durumu seçim için kolaylık sağlayabilmektedir.

- Uzun bir ilerleme mesafesinde düşük veya orta dercedeki hızlara sahip bir araç
- Orta ve yüksek hızlı normal uygulamalar için araç
- Yüksek ivmeli yüksek hızlı araç

Tablo T.2.2.3.1.1 ivme süresi ve ivme değerleri bu üç durum için gösterilmiştir.

Tablo T.2.2.3.1.1 : İvme süresi ve ivme değeri

Hız m/s	(a) düşük ve orta hızda uzun mesafe		(b) orta ve yüksek hızda (normal uygulama)		(c) yüksek hız yüksek ivmeyle birlikte	
	İvme süresi s	İvme m/s ²	İvme süresi s	İvme m/s ²	İvme süresi s	İvme m/s ²
4.00			8.000	0.500	6.000	0.670
3.15			7.100	0.440	5.400	0.580
2.50			6.300	0.390	4.800	0.520
2.00	9.100	0.220	5.600	0.350	4.200	0.470
1.60	8.300	0.190	5.000	0.320	3.700	0.430
1.00	6.600	0.150	4.000	0.250	3.000	0.330
0.63	5.200	0.120	3.200	0.190		
0.40	4.100	0.098	2.500	0.160		
0.25	3.200	0.078				
0.16	2.500	0.064				

Yürütme veya frenleme durumlarında oluşan yatay kuvvetler, kaldırma yükün 1/30'undan düşük 1/4'ünden yüksek, alınmamalıdır.

2.2.3.1.2 Döndürme ve Kaldırma Hareketleri

Mekanizmanın motor şaftına kaldırma indirme esnasında uygulanan tork, döndürme ve kaldırma hareketleri hesaplarının temelini oluşturur. İvme oranları araca bağlıdır; Normal kreynerler için değer 0.1 m/s^2 ile 0.6 m/s^2 arasındadır. Hıza ve çapa bağlı olarak ivme süresi jib kreynerler için 5 ila 10 saniye arasındadır.

Not: Yatay hareketlerin ivmesinden doğan etkiler için hesap metodları Ek 4.2.2.3'dır.

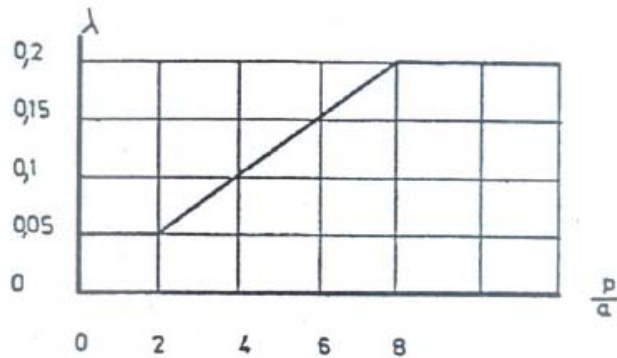
2.2.3.2 Merkezkaç Kuvvetinin Etkileri

Jib kreynerlerde döndürmenin etkisinden dolayı merkezkaç kuvvetleri dikkate alınır. Yükü eğimli bir şekilde taşımasının ve genelde kreynerin diğer elemanlarının merkezkaç etkisi ihmal edilmesinin sonucu olarak pratikte jib kafasına uygulanan yatay kuvvetleri tahmin etmek yeterlidir.

2.2.3.3 Sallanmadan Ötürü Oluşan Enine Reaksiyonlar

İki vinç tekerleği (veya iki dengeleme tekerlekleri) ray üzerinde hareket ediyorsa, ray doğrultusuna dik ve yatay olarak meydana gelen bir kuvvet çiftinin momenti hesaplara katılmalıdır. Bu momenti meydana getiren kuvvetler, tekerleklerin (veya dengeleme tekerleklerinin) yüklenmelerinin dingil aralığı (p)'nin, tekerlek aralığı (a)'ya oranına bağlı bir (λ) katsayısı ile çarpılması suretiyle elde edilir. (Tekerlek aralığı, en dıştaki tekerleklerin eksenlerinin aralığı veya dengeleme tekerlekli olanlarında, iki dengeleme tekerleğinin veya iki dengeleme tekerlek grubunun mafsallık eksenlerinin aralığı olarak alınmalıdır. Şayet yatay sevk makaraları da varsa, tekerlekler aralığı, iki sevk makarasının ray ile değme noktalarının aralığı olarak alınır.)

Bu katsayı, $\left(\frac{p}{a}\right)$ oranının 2 ile 8 değerleri için aşağıdaki grafikte de gösterildiği gibi 0.05 ve 0.2 arasında değişmektedir.



2.2.3.4 Tampon Vuruntuları S_T

Karşılıklı çarpışmanın taşıyıcı sistem üzerinde ve asılı yük üzerine darbe etkisi hali olmak üzere iki şekilde incelenecektir.

2.2.3.4.1 Taşıyıcı Sistem Üzerindeki Tampon Vuruntuları

- 1) Asılı yükün sallanması durumunda
- 2) Rijit yatakların sallanmayı engellediği durumda

İlk durumda aşağıdaki kurallar uygulanır:

Yatay hızlar 0.7 m/sn'nin altında ise tampon etkisi göz önüne alınmaz.

Yatay hızlar 0.7 m/sn'i geçiyorsa tamponlarla çarpışmadan oluşan yapıdaki reaksiyonlar dikkate alınmalıdır.

Tamponların, taşıyıcı sistem üzerindeki (çalışma yükü hariç) kinetik enerjiyi nominal hızın (V_t) bir yüzdesi kadar absorbe ettiği kabul edilir. Bu oran 0.7 V_t olarak tespit edilmiştir.

Tampondan taşıyıcı sistem üzerine kuvvetlerin etkisi, ataletin bir fonksiyonu olarak hesaplanacaktır.

Fakat, yüksek hızlarda (1 m/sn'den büyük) tampon vuruntularını azaltmak için bazı araçlara ihtiyaç vardır. Yavaşlatma araçları araba tamponlara yaklaşıncaya otomatik olarak devreye girer ve arabanın tampona düşük bir hızla çarpmasını sağlar.

Tampon veya atalet tertibatı kendi kendine görev yapmalı ve araç bütün şartlar altında yukarıda belirtildiği gibi, yürütme hızlarını azaltılmış hızlara çevirebilmek için etkin bir şekilde atalet verebilmelidir. Bu halde, tampon hesaplarında (V_t) değeri olarak, hızın yavaşlatılmasından sonra elde edilen, azaltılmış hız alınır. (Etkili ve emniyetli bir tertibatın kullanılmasını önemle belirtmek gerekir. Tahrik motorunun akımını kesen basit bir sınırlama şalterin kullanılması azaltılmış hıza göre hesaplama yapılmasını gerektirmez. "Yapılması yeterli değildir.")

Uygun yavaşlatma aracı seçimi önemlidir. Hareket sınırlandırılmasında sadece güç kesici limit anahtar tek başına yeterli değildir.

İkinci durumda ise, yük sallanmazsa tampon etkisi hesabı için yukarıda anlatılanlar uygulanır fakat hesaplarda çalışma yükü kullanılır.

2.2.3.4.2 Askıdaki Yük Üzerindeki Tampon Vuruntuları

Yükün engellere gelmesiyle meydana gelen vuruntular, yalnız yükün vinç ile rijit olarak iletiminin mümkün olması halinde, çarpışma gibi düşünülür. Böyle bir çarpışmada meydana geldiği düşünülen gerilmeler alınır.

Bu gerilmeler, yük ile dik durumda ve arabanın iki tekerleğinin konumundan etki yapan yatay kuvvet olarak, alınmak suretiyle tespit edilir.

2.2.4 İklimsel Şartlardan Oluşan Yükler

İklimsel şartlardan oluşan yükler rüzgâr, kar ve ısı değişikliklerinden meydana gelir.

2.2.4.1 Rüzgâr Etkisi

Bu madde de kreyn yapısına uygulanan rüzgâr yükü anlatılmıştır. Hesap için basit olarak, rüzgârın yatay olarak her yönden sabit bir hızda estiği ve bu etkiye karşı olan reaksiyonun statik olduğu kabul edilir.

2.2.4.1.1 Rüzgâr Basıncı

Dinamik rüzgâr basıncı aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$q = 0.613 V_s^2$$

$$q = \text{dinamik basınç } \text{N/m}^2$$

$$V_s = \text{rüzgâr hızı m/s}$$

2.2.4.1.2 Rüzgâr Kondisyonunun Tasarımı

Rüzgâr yüklerini hesaplamak için aşağıdaki iki rüzgâr durumuna dikkat etmek gerekmektedir.

2.2.4.1.2.1 Servisteyken Rüzgâr Etkisi

Çalışma esnasında kreyn üzerine gelebilecek maks. rüzgardır. Uygun çalışma durumu yüklerinde uygun doğrultu kombinasyonlarında rüzgâr yüklerinin geldiği kabul edilir. Çalışma durumundaki rüzgâr basınçları ve ilgili hızları *Tablo T.2.2.4.1.2.1* de gösterilmiştir. Araç boyunca basıncın sabit olduğu kabul edilir. (Normal şartlarda aracın maksimum yüksekliğine rüzgâr hızını ölçmek için bir araç monta edilir. Çünkü farklı derecelerdeki rüzgar hızları aracın güvenliği için önemlidir. Üretici aletin nereye yerleştirileceğini belirtmelidir.) Rüzgârın zaman zaman maksimum hıza geldiğinin tespit edilmesi durumunda rüzgârın en üst sınırı alınmalı fakat vincin emniyetini sağlayacak, denenmiş değerler alınmalıdır.

Tablo T.2.2.4.1.2.1 : Servisteyken rüzgâr basınçları

Aracın tipi	Servisteyken Rüzgâr basıncı N/m ²	Servisteyken Rüzgâr hızı m/s
Kaldırma aracı rüzgâr etkisine karşı korunaklı veya düşük hızlarda rüzgâr etkisine maruz kalıyorsa; Saha operasyonları.	125	14
Rüzgâr etkisi altında olan tüm kreynler	250	20
*Kuvvetli rüzgârlarda çalışacak araçlar	500	28

*Örnek olarak araç tipi 12a Tablo T.2.1.2.5

Rüzgârın yük üstündeki etkisi:

Kreyn için kanca yükündeki rüzgâr yükü herhangi bir yük için aşağıda verilen formülle hesaplanır.

$$F = 2.5 \times A \times q$$

F = yük üstüne rüzgâr tarafından uygulanan kuvvet (N)

q = servisteyki rüzgâr basıncı *Tablo T.2.2.4.1.2.1* (N/m²)

A = kanca yükünün katı parçaları maksimum alanı (m²). (İstisnai olarak çok geniş yüzeyli yükleri kaldırmak gerekirse *Tablo T.2.2.4.1.2.1* de verilen rüzgare değerlerinden az olduğu takdirde kabul edilebilir.) Eğer alan bilinmiyorsa SWL'nin her tonu başına 0.5 m² alınır.). Kreyn spesifik boyut ve şekillerdeki yükleri kaldıracak ise rüzgâr yükleri uygun konfigürasyonlar için ayrıca hesaplanmalıdır.

2.2.4.1.2.2 Servis Dışındayken Rüzgâr Etkisi

Bu etki kaldırma aracının fırtınada dengede kalabilmesi için üretici tarafından belirlenen değerdir. Çalışma durumu için gereken değerler *Tablo T.2.2.4.1.2.2* de belirtilmiştir.

Tablo T.2.2.4.1.2.2 : Servis dışındayken rüzgâr basınçları

Yerden Olan Yükseklik m	Servis dışındayken Rüzgâr basıncı N/mm ²	Yaklaşık değer olarak Servis dışındayken Rüzgâr hızı m/s
0-20	800	36
20-100	1 100	42
100 den büyük	1 300	46

Rüzgâr yüklerini hesaplarken yukarıdaki tablodaki dikey yükseklikler boyunca rüzgâr basıncı sabit kabul edilir. Alternatif olarak, rüzgâr tasarım basıncı kreynin en üst noktasında tam boyunun üstündede sabit olduğu kabul edilir.

Kreyn, zor hava koşullarında görev yapacak ise yukarıdaki bilgilerden farklı olarak üretici ve müşteri arasındaki ortak karar ile yöresel meteorolojik etkiler ışığında tasarım yapılabilir.

Jib gibi, çabuk katlanabilen teçhizatla donatılmış tip kreynler, (kendi yapısında kolay sökülen donatımlı, kule kreyn gibi). Her çalışma günü sonunda alçalmayı sağlayan araçlarla donatılmış olduğu için servis dışı rüzgâr etkisini hesaba katmaya gerek yoktur.

2.2.4.1.3 Rüzgâr Yükü Hesapları

Kreyn yapısında kullanılan tüm elemanlara gelecek olan rüzgâr yükü aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$F = A \cdot q \cdot C_f$$

F = rüzgâr yükü (N)

q = uygun tasarım koşullarındaki rüzgâr basıncı (N/m²)

A = parçanın efektif yüzey alanı (m²).

C_f = rüzgâr yönündeki şekil katsayısı

Toplam rüzgar yükü, yapının tüm parçalarının üzerine gelen rüzgâr yükünün toplanmasından elde edilir.

Aracın mukavemet ve denge gerekleri için toplam rüzgâr yükünün hesaplanması gerekmektedir.

Rüzgâr yükünün değeri mekanizmanın tasarımına yol göstermektedir. Mekanizma için motor ve fren gereklerinin sağlanması rüzgarda aracın güvenliği için gereklidir; ve mekanizma tasarımı bölümünde açıklanmıştır.

2.2.4.1.4 Şekil Katsayıları

2.2.4.1.4.1 Bünye Elemanları, Kirişler, vs...

Bünye elemanları, tekil kafes postaları ve makine evleri için şekil katsayıları *Tablo T.2.2.4.1.4.1*'de gösterilmiştir. Bünye eleman değerleri için aerodinamik narinlik'e göre çeşitlilik göstermektedir.

Şekil 2.2.4.1.4.1 de aerodinamik narinlik ve kesit oranı tanımlanmıştır.

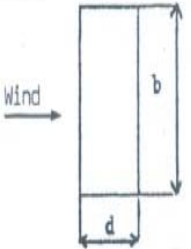
Kafes kirişlerde rüzgâr yükü *Tablo T.2.2.4.1.4.1* de verilen kuvvet katsayıları ile hesaplanır. Her eleman aerodinamik narinlik göz önüne alınarak hesaplanır. Düz kenarlı (kare, dikdörtgen) veya dairesel kesitli kutu kirişlerdeki katsayılar tablonun ortasında verilmiştir.

Düz veya dairesel kesitli kafes kirişlerde iki akış düzeni için ($D V_s < 6 \text{ m}^2/\text{s}$) alın (cephe) alanlarına uygun şekil katsayıları tatbik edilir.

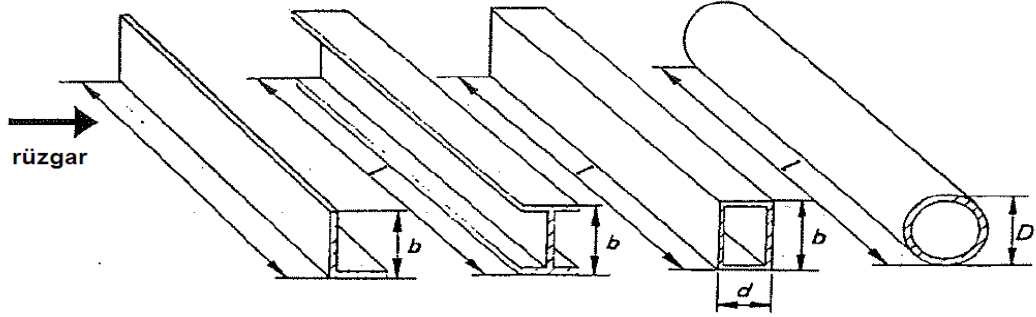
Normal boyutta köşebent levhaların kullanıldığı, gerekli levhaların sunduğu ilave alanların oluştuğu kaynaklı kafes kiriş yapılarda herbir elemanın düğüm (merkez) noktaları arasındaki uzaklıklar dikkate alınır.

Rüzgâr tüneline tam ölçek de testleri yapıp şekil katsayıları elde edilebilir.

Tablo T.2.2.4.1.4.1 : Kuvvet katsayıları.

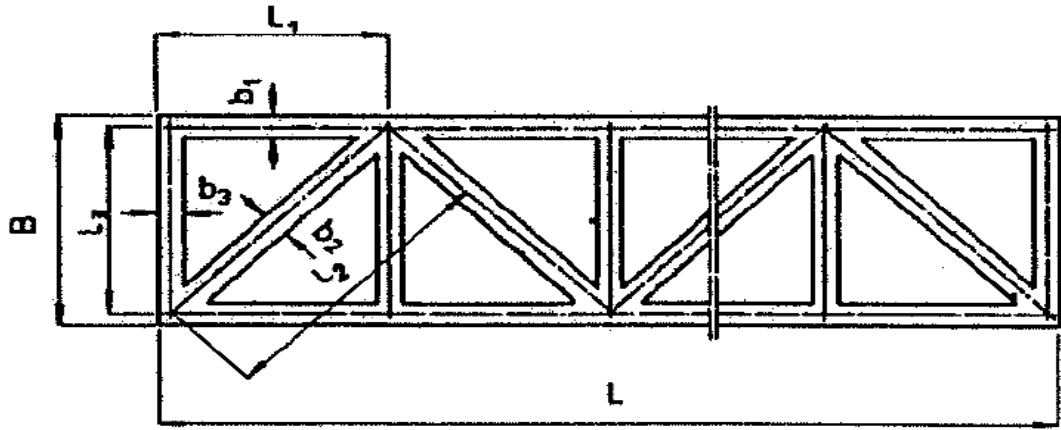
Tipi	Açıklama	Aerodinamik narınlık l/b veya l/D (bakınız Şekil 2.2.4.1.4.1)						
		≤ 5	10	20	30	40	50	> 50
Ana elemanlar	Eğri kesitler	1.15	1.15	1.3	1.4	1.45	1.5	1.6
	Dikdörtgensel kesitliler 356 mm kareye kadar olanlar	1.4	1.45	1.5	1.55	1.55	1.55	1.6
	ve 254x457 mm dikdörtgensel	1.05	1.05	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6
	Diğer kesitler	1.3	1.35	1.60	1.65	1.70	1.80	1.80
	Dairesel kesitler:							
	D.V _s < 6 m ² /s	0.60	0.70	0.80	0.85	0.90	0.90	0.90
	D.V _s ≥ 6 m ² /s	0.60	0.65	0.70	0.70	0.75	0.80	0.80
	Dikdörtgensel kesitliler	b/d						
	2	1.55	1.75	1.95	2.10	2.20		
	1	1.40	1.55	1.75	1.85	1.90		
Tek kafes giriş	356mm kare kesitten büyük	0.5	1.00	1.20	1.30	1.35	1.40	
	ve 254x457 mm dikdörtgen	0.25	0.80	0.90	0.90	1.00	1.00	
								
Makine evleri vb...	Düz yüzeyli kesitler	1.70						
	Dairesel kesitler:							
	D.V _s < 6 m ² /s	1.10						
	D.V _s ≥ 6 m ² /s	0.80						
	Dikdörtgensel yapı, yer veya sert zemin üstünde	1.10						

$$(I) \text{ Aerodinamik narinlik} = \frac{\text{parça uzunluğu}}{\text{rüzgar karşısındaki kesitin genişliği}} = \frac{l^*}{b} \text{ veya } \frac{l^*}{D}$$

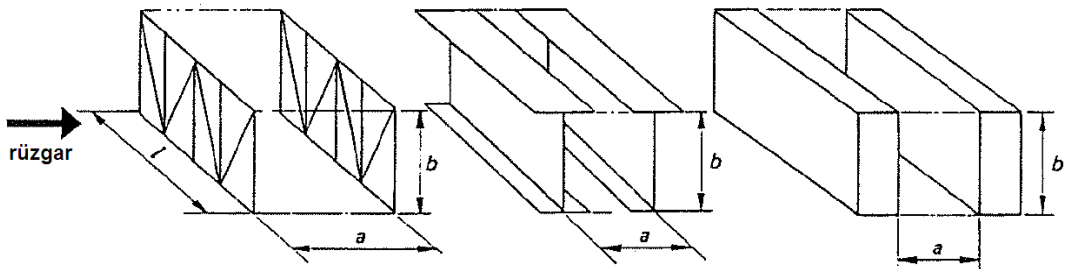


*Kafes yapılar da bünyesel parçaların uzunluğu komşu düğüm noktaları arasındaki uzunluk olarak alınır.

$$(II) \text{ Katılık oranı} = \frac{\text{katı parçaların alanı}}{\text{kapalı alan}} = \frac{A}{A_e} = \sum_{i=1}^n \frac{L \times b_i}{L \times B}$$



$$(III) \text{ Aralık oranı} = \frac{\text{yüz yüze bakan kenarlar arasındaki mesafe}}{\text{rüzgar karşısındaki parçanın genişliği}} = \frac{a}{b} \text{ veya } \frac{a}{B}$$



“a” değerini geometrideki mümkün en küçük yüzey ölçüsünden alınır.

$$(IV) \text{ Kesit oranı} = \frac{\text{rüzgar karşısındaki kesitin genişliği}}{\text{rüzgara paralel kesitin derinliği}} = \frac{b}{d}$$

Şekil 2.2.4.1.4.1 : Şekil katsayıları

2.2.4.1.4.2 Çoklu Kiriş Elemanları: Koruma faktörleri

Bir kiriş veya bir kirişin bir kısmı, diğer bir kiriş tarafından rüzgar etkisinden korunuyorsa kirişin bu bölümü Şekil 2.2.4.1.4.1 de verilene göre rüzgar basıncı Tablo T.2.2.4.1.4.1.2 de verilen η azaltma katsayısı değerinin çarpılmasıyla bulunur.

Tablo T.2.2.4.1.4.2 : Koruma katsayıları

Açıklık Oranı a/b	Katılık Oranı A/A _e					
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
0.5	0.75	0.40	0.32	0.21	0.15	0.10
1.0	0.92	0.75	0.59	0.43	0.25	0.10
2.0	0.95	0.80	0.63	0.50	0.33	0.20
4.0	1.00	0.88	0.76	0.66	0.55	0.45
5.0	1.00	0.95	0.88	0.81	0.75	0.68
6.0	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

Birbiri arkasında duran çok sayıdaki taşıyıcı sistem elemanlarının rüzgar yükleri aşağıda gösterildiği gibi hesaplanır.

$$1. \text{ kiriş} \quad F_1 = A q C_f \quad (N)$$

$$2. \text{ kiriş} \quad F_2 = \eta A q C_f \quad (N)$$

$$n. \text{ kiriş} \quad F_n = \eta^{(n-1)} A q C_f \quad (N)$$

$$9. \text{ kiriş ve sonraki kirişler} \quad F_2 = \eta^8 A q C_f \quad (N)$$

Toplam rüzgar yükü;

$$9 \text{ kirişe kadar} \quad F_{\text{total}} = [1 + \eta + \eta^2 + \eta^3 + \dots + \eta^{n-1}] A q C_f \quad (N)$$

$$= A q C_f \left(\frac{1-\eta^n}{1-\eta} \right) \quad (N)$$

$$9 \text{ kirişte} \quad F_{\text{total}} = [1 + \eta + \eta^2 + \eta^3 + \dots + \eta^8 + (n-9)\eta^8] A q C_f \quad (N)$$

$$= A q C_f \left[\frac{1-\eta^9}{1-\eta} + (n-9)\eta^8 \right] \quad (N)$$

Not: Yukarıdaki formüllerde kullanılan (η^x) en alt limit olan 0.10 kabul edilir.

(η^x) < 0.10 ise değer 0.10 alınır.

2.2.4.1.4.3 Kafes Kiriş Kuleler

Dörtgensel kulelerde “yüzeye-dik” rüzgâr yükü için hesap detayları yoksa, katı alanın rüzgâr üstündeki alanı bütün kuvvet katsayısıyla çarpılarak elde edilir.

Kuleler için, (düz kesitli elemanlar için) 1.7 (1+ η)

Kuleler için, (yuvarlak kesitli elemanlar için)

$D V_s < 6 \text{ m}^2/\text{s}$ 1.1 (1+ η)

$D V_s \geq 6 \text{ m}^2/\text{s}$ 1.4

η değeri *Tablo T.2.2.4.1.4.2* de $a/b = 1$ için rüzgâr üstündeki sağlamlık oranına göre alınır.

Dörtgensel kulelerde maksimum rüzgâr yükü rüzgârın köşelere çarpmasıyla oluşur. Detay hesaplar yoksa “yüzeye-dik” rüzgar yükü tek taraftaki rüzgâr etkisinin 1.2 katı kadar alınır.

2.2.4.1.4.4 Rüzgâr Yönünde Açılı Duran Kısımlar

Bünye elemanları, kirişler, vs...

Elemanların boyuna eksenine doğru veya kirişe, rüzgâr açılı şekilde çarpıyorsa rüzgar yönündeki rüzgar yükü aşağıdaki şekildedir.

$$F = A q C_f \sin^2 \Theta \quad (\text{N})$$

F, A, q ve C_f 2.2.4.1.3 de açıklanmıştır.

Θ = Rüzgâr açısı ($\Theta < 90^\circ$) boyuna eksen veya yüzey’e doğru

Kafes sistem ve kuleler

Rüzgâr kafes sistemine veya kuleye açılı bir şekilde çarpıyorsa rüzgâr yönündeki rüzgâr yükü aşağıdaki şekildedir.

$$F = A q C_f K_2 \quad (\text{N})$$

F, A, q ve C_f 2.2.4.1.3 de açıklanmıştır.

$$K_2 = \frac{\Theta}{50 (1.7 - \frac{s_p}{s})} \quad 0.35 \text{ den az, } 1 \text{ den büyük olamaz.}$$

Θ = Rüzgâr açısı ($\Theta < 90^\circ$) kafes sisteminin veya kulelerin boyuna eksen boyunca

$S_p = m^2$ olarak kafes sisteminin destek elemanlarının veya kulenin rüzgâr üstündeki alanı

$S = m^2$ olarak kafes sisteminin tüm destek ve ana elemanlarının veya tüm kulenin rüzgâr üstündeki alanı

2.2.4.2 Kar Yüğü

Kar yüğü tavan, köprü ve jib kreynler için ihmal edilmiştir.

2.2.4.3 Sıcaklık Değişimi

Eğer elemanlar uzamaya karşı serbest değilse sıcaklık değişiminden ötürü oluşacak gerilmeler hesaba katılmalıdır. Sıcaklık değişim aralığı -20 ile +45 arasında alınır.

2.2.5 Çeşitli Yüğüler

2.2.5.1 Platformlar Tarafından Taşınan Yüğüler

Yürüyüş yolları, operatör kabini ve platformlar aşağıdaki münferit yüğülere göre tasarlanmalıdır.

Her nerede olursa olsun bakım tutum yolları ve platformlar için 3000 N

Sadece personel için olan yürüş yolları ve platformlar için 1500 N

Köprü korkulukları ve pevrızlar için uygulanan yatay kuvvet olarak 300 N

Bu yüğüler girişler için kullanılmaz.

2.3 Yüğüleme Durumları

Üç farklı yüğüleme durumu, hesplar için düşünölmüştür.

- Rüzgârsız ortamda çalışma durumu
- Sınırlı derecedeki rüzgârla çalışma durumu
- İstisnai yüğüler için çalışma durumu

Tüm bu yüğüler (γ_C) katsayı artırımıyla birlikte hesaplanır. (γ_C) katsayısı 2.3.4 de anlatılmıştır.

2.3.1 DURUM I: Araç Rüzgârsız Ortamda Çalışıyorsa

S_G = ölü ağırlıktan oluşın statik yüğüler.

S_L = çalışma yükünden oluşın yüğüler.

Ψ = dinamik katsayı.

S_H = 2.2.3 de açıklanan en uygunsuz iki yatay etki, (tampon vurutuları hariç).

$$\text{DURUM I} = \gamma_C (S_G + \Psi S_L + S_H)$$

Eğer ilerleme hareketi, yükü bir yerden bir yere götürmek için yapılmıyorsa, sadece yükü almak için pozisyon almaya yarıyorsa; yük hareketinden doğan yükler diğer yatay hareketlerden doğan yüklerle birleşik olarak değerlendirilmez. Bu duruma örnek olarak liman kreynleri gösterilebilir.

2.3.2 DURUM II: Araç Rüzgârlı Ortamda Çalışıyorsa

S_W = rüzgâr etkisinde sınırlı çalışma yükleri. *Tablo T.2.2.4.1.2.1* de açıklanmıştır.

$$\text{DURUM II} = \gamma_C (S_G + \Psi S_L + S_H) + S_W$$

Uygun yerlerde sıcaklık değişimi yükleri dikkate alınmalıdır.

Not: İvmelenmeden ve yavaşlatmadan oluşan dinamik etkiler DURUM II de, DURUM I deki değerlerle aynı değildir.

2.3.3 DURUM III: Araç İstisnai Yüklerde Çalışıyorsa

İstisna yükler aşağıdaki durumlarda oluşurlar.

- Maksimum rüzgârda araç servis dışında ise,
- Araç, tampon vurutularının etkisinde çalışıyor ise,
- Araç, Kitapçık 8 deki test yükleri altında ise,

Aşağıdaki yüksek değerli kombinasyonlarda dikkate alınmalıdır.

a) $S_G + S_{W_{\max}}$ (2.2.4.1.2.2 de açıklanmıştır.(bağlama ekipmanlarının reaksiyonlarını içermektedir.))

b) $S_G + S_L + S_T$ (en büyük tampon kuvveti değeri 2.2.3.4 de açıklanmıştır.) Çalışma yükünden oluşan yüklerdir. Çalışma yükünün sonucu olarak oluşan yükler hesaba katılmalıdır. Fakat şokların sonucu meydana gelen sallantıdan oluşan yüklerin etkisi ihmal edilir. Çünkü sadece yük sallanır; yapı bu etkileri absorbe eder. Bu değerlendirme sallanmayan rijit bağlı yüklerde uygulanmaz.

c) $S_G + \Psi \rho_1 S_L$ veya $S_G + \rho_2 S_L$ den hangisi büyükse.

ρ_1 = SWL'nin dinamik test için çarpıldığı katsayı

ρ_2 = SWL'nin statik test için çarpıldığı katsayı 8.1.1 ve 8.1.2 de açıklanmışlardır.

Not1: Burada şu belirtilmelidir ki (c) de yapılan kontrol, yalnız işletme yükünün tek başına etki yaptığı zaman meydana gelen gerilmelerle, kendi ağırlığından meydana gelen gerilmelerin birbirine zıt olması ve kabule göre uygulanan statik deney yükünün nominal yükün 1,5 katından daha büyük olmaması halinde geçerlidir.

Not2: Bölüm 2.2.3.4.1'in şart koştuğu önerilerin kullanılması halinde tampon çarpmasından az önce hız azaltılacak ise bu takdirde S_T için ya bahsedilen tertibatta ataletten dolayı meydana gelen veya tampon kuvveti olarak meydana gelen en büyük yükleme alınmalıdır.

2.3.4 Güvenlik Katsayısının Seçimi (γ_C)

Güvenlik katsayısı, araçların grup sınıflandırmasına bağlıdır. Tablo T.2.3.4 de gösterilmiştir.

Tablo T.2.3.4 : Güvenlik katsayısı (γ_C)

Araç Grupları	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
γ_C	1.00	1.02	1.05	1.08	1.11	1.14	1.17	1.20

2.4 Sismik Etkiler

Genel olarak Avrupada oluşan sismik etkiler, kaldırma araçlarının yapısal hesaplarında kullanılmak zorunda değildir. Fakat yönetmelikler ve özel şartlar deprem bölgelerinde kurulacak olan araçlar için uygulanır. Bu madde tavsiye niteliğinde verilmiştir.

2.5 Yüklerin Mekanizma Tasarımındaki Etkisi

Mekanizmalara iki tip yük etki etmektedir.

a) Motor veya frenlemeden dolayı mekanizma üzerinde direkt uygulanan torkun yarattığı yükür. S_M olarak gösterilir.

- b) Motor veya fren yükünden bağımsız fakat mekanik parçaların ve torkun şafta dengesiz bir şekilde iletilmesinden oluşan reaksiyonların oluşturduğu yüklerdir. S_R olarak gösterilir. Örnek olarak ilerleme hareketinde, tekerleklerin dikey reaksiyonlarından ve enine yüklerden oluşan yüklerin tekerlek aksına iletilmesiyle oluşurlar fakat bu yükü yürüme mekanizmasının parçalarına iletmeyen yüklerdir.

2.5.1 S_M Yükleri

Yükler aşağıdaki gibidir.

- a) Aracın hareketli parçalarının ağırlık merkezinin dikey yerdeğiştirmesinden ötürü çalışma yükünden farklı olarak oluşan yüklerdir. S_{MG} ile gösterilir.
- b) Yapı için madde 2.2 de açıklanan çalışma yükünün yerdeğiştirmesinden ötürü oluşan yüklerdir. S_{ML} ile gösterilir.
- c) Mekanizmanın verimlilik hesabında kullanılmasına izin verilmeyen sürtünme kuvvetlerinden oluşan yüklerdir. (bakınız Kitapçık 4, 4.2.6.1.1) S_{MF} ile gösterilir.
- d) Hareketin meydana getirdiği ivmelenmeden (veya frenlemeden) oluşan yüklerdir. S_{MA} ile gösterilir.
- e) Aracın çalışmasının düşünüldüğü rüzgarın etkisinin oluşturduğu yüklerdir. S_{MW} ile gösterilir.

2.5.2 S_R Yükleri

Yükler aşağıdaki gibidir.

- a) Tüm bileşenlerin ağırlığından oluşan yüklerdir. S_{RG} ile gösterilir.
- b) Yapı için madde 2.2 de açıklanan çalışma yükünden oluşan yüklerdir. S_{RL} ile gösterilir.
- c) Aracın veya parçalarının aşağı yukarı hareketinden oluşan, yapı için 2.2.3.1 de hesaplanan yüklerdir. Yükler, S_{RG} ve S_{RL} yükleriyle karşılaştırıldığında ihmal edilemeyecek değerdedir. S_{RA} ile gösterilir.
- d) S_W veya $S_{W_{max}}$ (bakınız 2.2.4.1.1) yüklerinin oluşturduğu yüklerdir. S_{RW} ile gösterilir.

2.6 Yükleme Durumları

Durum I: Rüzgârsız ortamda normal servis

Durum II: Rüzgârlı ortamda normal servis

Durum III: İstisnai yükler

Her durum için en yüksek yükleme hesaplar için düşünülmelidir.

Not: Eğer araç rüzgara maruz kalmıyorsa Durum I ve Durum II değerleri aynıdır.

Madde 2.5 de açıklanan yüklemeler üzerine çeşitli durumda düşünülemeyecek gerilmeler oluşabilir. Bu gerilmeleri hesaba katmak için güvenlik katsayısıyla bu yüklemeler çarpılır. Güvenlik katsayısı (γ_m), mekanizmaların grup sınıflandırmasına bağlıdır. *Tablo T.2.6* da gösterilmiştir.

Tablo T.2.6 : Güvenlik katsayısı (γ_m)

Mekanizma Grupları	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
γ_m	1.00	1.04	1.08	1.12	1.16	1.20	1.25	1.30

2.6.1 DURUM I: Rüzgarsız Ortamda Normal Servis

2.6.1.1 S_M Yükleri

Maksimum yük S_{MmaxI} ; S_M (bölüm 2.5) ve S_{MG} , S_{ML} , S_{MF} , S_{MA} (bölüm 2.5.1) de gösterilen yükler tarafından oluşmaktadır.

$$S_{Mmax I} = (\bar{S}_{MG} + \bar{S}_{ML} + \bar{S}_{MF} + \bar{S}_{MA}) \gamma_m$$

Not: Yukarıda verilen terimler maksimum değer kombinasyonları değildir, fakat değerler pratikte en istenmeyen durumları temsil etmektedir.

2.6.1.2 S_R Yükleri

Maksimum yük S_{RmaxI} ; S_R (bölüm 2.5) ve S_{RG} , S_{RL} , S_{RA} (bölüm 2.5.2) de gösterilen yükler tarafından oluşmaktadır.

$$S_{Rmax I} = (\bar{S}_{RG} + \bar{S}_{RL} + \bar{S}_{RA}) \gamma_m$$

2.6.1.1 deki not buradada geçerlidir.

2.6.2 DURUM II: Rüzgârlı Ortamda Normal Servis

Maksimum yük S_{MmaxII} ; S_M (bölüm 2.5) ve S_{MG} , S_{ML} , S_{MF} , S_{MA} (bölüm 2.5.1) de gösterilen yükler tarafından oluşmaktadır.

a) S_{MA} ve S_{MW8} 80 N/m²'lik rüzgâr değerini temsil eder.

b) S_{MW25} 250 N/m²'lik rüzgâr değerini temsil eder.

İki yüksek değer aşağıda belirtilmiştir.

$$S_{MmaxII} = (\bar{S}_{MG} + \bar{S}_{ML} + \bar{S}_{MF} + \bar{S}_{MA} + \bar{S}_{MW8}) \gamma_m$$

$$S_{MmaxII} = (\bar{S}_{MG} + \bar{S}_{ML} + \bar{S}_{MF} + \bar{S}_{MW25}) \gamma_m$$

2.6.1.1 deki not buradada geçerlidir.

2.6.2.2 S_R Yükleri

Maksimum yük S_{MmaxII} ; S_R (bölüm 2.5) ve S_{RG} , S_{RL} , S_{RA} , S_{RW25} (250 N/m²) (bölüm 2.5.2) de gösterilen yükler tarafından oluşmaktadır.

$$S_{RmaxII} = (\bar{S}_{RG} + \bar{S}_{RL} + \bar{S}_{RA} + \bar{S}_{RW25}) \gamma_m$$

2.6.1.1 deki not buradada geçerlidir.

2.6.3 DURUM III: İstisnai Yükler

2.6.3.1 S_M Yükleri

Maksimum yük $S_{MmaxIII}$ motor tarafından mekanizmaya iletilir. Bölüm 2.6.4 de açıklanmıştır.

2.6.3.2 S_R Yükleri

Tahrik mekanizması için aşırı yüklenme, taşıyıcı sistemlerdekinden daha az önemlidir. Alışılmışın dışındaki yükleme (aşırı yükleme), bölüm 2.3.3'deki "Taşıyıcı Sistemler konusundaki" paragraf a) 'da verilmiştir. Buna göre:

$$S_{RmaxIII} = \bar{S}_{RG} + \bar{S}_{RWmax}$$

Duruş emniyeti veya rüzgârda sürüklenme nedeni ile (işletme dışında iken maks. rüzgar yükünde) ilave demirleme veya sıkıştırma gerekli ise, bu tertibatın tahrik sistemi üzerindeki etkileri göz önünde bulundurulmalıdır.

2.6.4 Yukarıda Belirtilen S_M için Uygulamalar

- Sadece dikey olarak hareketli parçaların ağırlık merkezinin yerdeğiştirmesi (örnek olarak: kaldırma hareketi)

- Sadece yatay olarak hareketli parçaların ağırlık merkezinin yerdeğiştirmesi (örnek olarak: travers, ilerleme, döndürme veya karşı dengeli kaldırma hareketlerinde)
- Kombine yukarıdaki hareketlerin beraber yapılması (örnek olarak: karşı ağırlıksız kaldırma)

2.6.4.1 Kaldırma Hareketleri

S_M yükleri için formül aşağıdaki şekilde indirgenmiştir.

$$\text{Durum I ve Durum II } S_{M\max I} = (\bar{S}_{ML} + \bar{S}_{MF}) \gamma_m$$

Kaldırmadan oluşan ivmelenmeden doğan yükler S_{ML} ile karşılaştırıldığında ihmal edilir.

$$\text{Durum III } S_{M\max III} = 1,6 (\bar{S}_{ML} + \bar{S}_{MF})$$

Bölüm 2.6.3.1 deki genel bilgiler göz önünde bulundurularak, kaldırma sisteminde meydana gelmesi mümkün olan en büyük yüklemelerin, pratikte $S_{M\max I}$ yüklemesinin 1,6 katı olarak sınırlandırıldığı kabul edilir. (Normal kullanmada kaldırma mekanizması üzerinde yükün kaldırılması sırasında meydana gelenden daha büyük bir yüklemenin meydana gelmesi imkansızdır. Burada ivme etkileri ihmal edilebilir. Büyük bir yükleme sadece yanlış bir kullanım sonucu meydana gelebilir. (Yük ağırlığının yanlış tahmin edilmesi; vs.) Farklı vinçlerdeki uzun yılların tecrübeleri göstermiştir ki, 1,6 değeri yeterli emniyeti sağlamaktadır. Daha büyük motorun kullanılması gerekmez.)

2.6.4.2 Yatay Hareketler

Durum I formül aşağıdaki değere indirgenmiştir.

$$S_{M\max I} = (\bar{S}_{MF} + \bar{S}_{MA}) \gamma_m$$

Durum II aşağıdaki en yüksek değeri alınmalıdır.

$$S_{M\max II} = (\bar{S}_{MF} + \bar{S}_{MA} + \bar{S}_{MW8}) \gamma_m$$

$$S_{M\max II} = (\bar{S}_{MF} + \bar{S}_{MW25}) \gamma_m$$

Durum III – $S_{MmaxIII}$ için, işletme şartlarında taşınması gereken hakiki momentin sınırlanmadığı kabul edilerek, motorun (veya frenin) en büyük momentine karşılık gelen yükleme olarak seçilir. Bu, ya tekerleğin ray üzerinde kayması ile meydana gelir veya uygun bir kontrol sistemi ile temin edilir. (hidrolik kaplin, moment sınırlandırıcı vs.). Bu halde hakiki taşınabilecek değer seçilmelidir. (Kaldırma sırasında tahrik sisteminden itilen kuvvetler, normal şartlarda kaldırılan yük ile sınırlıdır, yatay hareketlerde mekanik bir sınırlayıcı yok ise maks. motor momenti her zaman tahrik sistemi üzerine iletilecektir. Bu nedenle, bir taraftan kaldırma hareketi için, diğer taraftan, diğer hareketler için farklı metotlarla $S_{MmaxIII}$ değerlerinin tesbiti düşünülmelidir.

2.6.4.3 Kombine Hareketler

Durum I ve Durum II:

I. ve II. haller için S_{MmaxII} (veya rüzgardan etkilenmeyen vinçler için S_{MmaxI}) yükü veya rüzgarsız ortamdaki araçlardaki S_{MmaxI} yükü uygulanır. 2.6.1.1 ve 2.6.2.1 de anlatılan formüller geçerlidir.

Durum III:

Maks. motor torkundan S_{MCmax} oluşan yüklerde maks değer olan $S_{MmaxIII}$ alınmalıdır. Güvenliği artırmak için bu değer yüksek tutulmuştur.

Eğer güç, hareketli kütlelerin dikey ağırlık merkezinin yerdeğişimini kapsıyorsa , ivmelenmenin veya rüzgar etkisinin yanında ihmal edilebilir ölçüde güç ihtiyacı doğuyorsa yukarıdaki değer kullanılmalıdır.

Diğer taraftan, ivmelenmenin veya rüzgarın etkisi, hareketli kütlelerin dikey ağırlık merkezinin yerdeğişimi yanında ihmal edilebilir durumda ise bu değer çok yükselir ve aşağıdaki gibi alınır.

$$S_{MmaxIII} = 1,6 S_{MmaxII}$$

Her bir hal için bu iki sınır değerinin neresinde bulunduğu kontrol edilmelidir. Bu bir taraftan seçilen motora ve bunun ilk hareket karakteristiğine ve atalet kuvvetinden meydana gelen yüklemenin ve rüzgarın büyüklüğü ile diğer taraftan kaldırılan ağırlık merkezinin büyüklüğüne bağlıdır.

Tahrik sisteminin hakiki iletilebilen momentinin sınırlı olduğu ve tahrik edilen değerlerden daha küçük olduğu işletme şartlarının bütün hallerinde (bölüm 2.6.4.2 'ye bakınız.), bu sınır momenti değeri olarak S_{MCmax} alınmalıdır.

EK A-2.1.1 Araçlar ve Mekanizmalar İçin Kullanım Sınıfı Uyumluluğu

Bu bölümde mekanizmanın kullanım sınıfının her türlü araç için nasıl yapılacağını göstermektedir. Başlangıç noktası olarak da ortalama bir kaldırma döngüsünün (madde 2.1.2.2 de açıklanmıştır.) saniye bazında (t_{mc}) ifade edilmesi ile oluşmaktadır. Aracın toplam kullanım süresi (T) saat olarak gösterilmiştir. (N) ise kaldırma döngüsünün sayısını ifade etmektedir.

$$T = \frac{N t_{mc}}{3600}$$

Tablo T.A.2.1.1.1 de (T) değeri aracın kullanım sınıfına uygun olarak 30 - 480 s arasındaki döngüye bağlı olarak gösterilmiştir. Diğer adım ise her mekanizmanın α_i oranını elde etmekten geçmektedir. Bu oran kaldırma döngüsü ve ortalama döngü zamanı (t_{mc}) arasındadır. *Tablo T.A.2.1.1.2* de mekanizmanın toplam kullanım süresi (T_i) aracın toplam kullanım süresine bağlı olarak, α_i değişim oranına göre gösterilmiştir.

Nomogram *T.A.2.1.1.3* mekanizmanın kullanım sınıfının  parametresi doğrudan bulunabilmektedir.

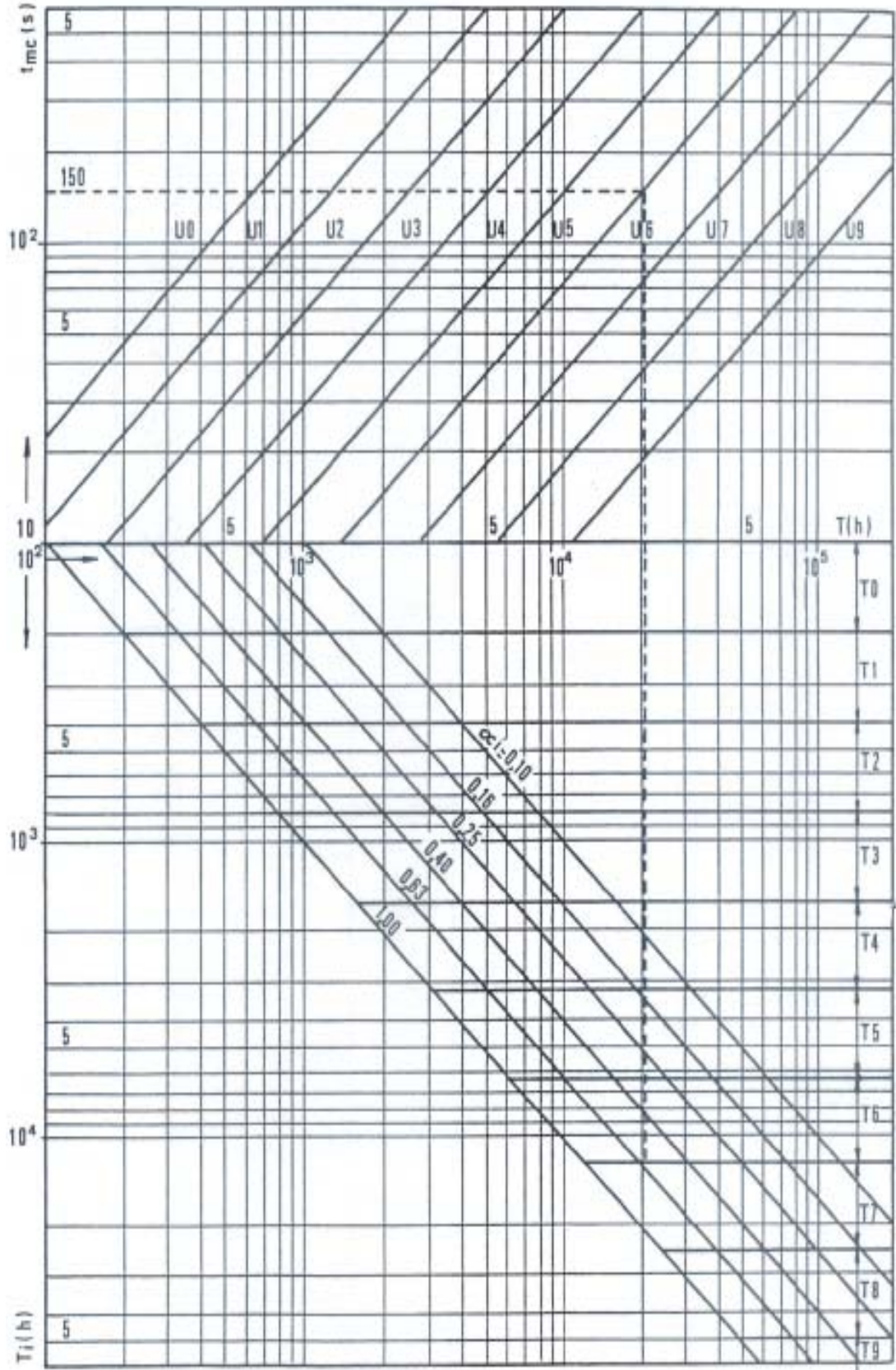
Tablo T.A.2.1.1.1 : Kaldırma aracının saat olarak toplam kullanım süresi (T)

Ortalama Kaldırma döngüsü sayısı ($t_{mc}(s)$)	Araç kullanım sınıfı									
	U0	U1	U2	U3	U4	U5	U6	U7	U8	U9
30	130	260	520	1040	2085	4165	8335	16665	33335	33335
45	195	390	780	1565	3125	6250	12500	25000	50000	50000
60	260	520	1040	2085	4165	8335	16665	33335	66665	66665
75	325	650	1300	2605	5210	10415	20835	41665	83335	83335
90	390	780	1565	3125	6250	12500	25000	50000	100000	100000
120	520	1040	2085	4165	8335	16665	33335	66665	133335	133335
150	650	1300	2605	5210	10415	20835	41665	83335	166665	166665
180	780	1565	3125	6250	12500	25000	50000	100000	200000	> 200000
240	1040	2085	4165	8335	16665	33335	66665	133335	> 200000	
300	1300	1605	5210	10415	20835	41665	83335	166665	> 200000	
360	1565	3125	6250	12500	25000	50000	100000	200000	> 200000	
420	1825	3645	7290	14585	29165	58335	116665	> 200000		
480	2085	4165	8335	16665	33335	66665	133335	> 200000		

Tablo T.A.2.1.1.2 : Mekanizmanın (T ve α_i) terimlerine göre toplam kullanım süresi

T (h)	Values of α_i						Class of utilization for mechanism
	1,00	0,63	0,40	0,25	0,16	0,10	
130	130	82	52	33	21	13	T0
195	195	123	78	49	31	20	
260	260	164	104	65	42	26	
325	325	205	130	81	52	33	
390	390	246	156	98	62	39	
520	520	328	208	130	83	52	
650	650	410	260	163	104	65	
780	780	491	312	195	125	78	
1 040	1 040	655	416	260	166	104	
1 300	1 300	819	520	325	208	130	
1 565	1 565	986	626	391	250	157	T1
1 825	1 825	1 150	730	456	292	183	
2 085	2 085	1 314	834	521	334	209	
2 605	2 605	1 641	1 042	651	417	261	
3 125	3 125	1 969	1 250	781	500	313	
3 645	3 645	2 296	1 458	911	583	365	T2
4 165	4 165	2 624	1 666	1 041	666	417	
5 210	5 210	3 282	2 084	1 303	834	521	
6 250	6 250	3 938	2 500	1 563	1 000	625	
7 290	7 290	4 593	2 916	1 823	1 166	729	
8 335	8 335	5 251	3 334	2 084	1 334	834	T3
10 415	10 415	6 561	4 166	2 604	1 666	1 042	
12 500	12 500	7 875	5 000	3 125	2 000	1 250	
14 585	14 585	9 189	5 834	3 646	2 334	1 459	
16 665	16 665	10 499	6 666	4 166	2 666	1 667	
20 835	20 835	13 126	8 334	5 209	3 334	2 084	T4
25 000	25 000	15 750	10 000	6 250	4 000	2 500	
29 165	29 165	18 374	11 666	7 291	4 666	2 917	
33 335	33 335	21 001	13 334	8 334	5 334	3 334	
41 665	41 665	26 249	16 666	10 416	6 666	4 167	
50 000	50 000	31 500	20 000	12 500	8 000	5 000	T5
58 335	58 335	36 751	23 334	14 584	9 334	5 834	
66 665	66 665	41 999	26 666	16 666	10 666	6 667	
83 335	83 335	52 501	33 334	20 834	13 334	8 334	
100 000	100 000	63 000	40 000	25 000	16 000	10 000	
116 665	116 665	73 499	46 666	29 166	18 666	11 667	T6
133 335	133 335	84 001	53 334	33 334	21 334	13 334	
166 665	166 665	104 999	66 666	41 666	26 666	16 667	
200 000	200 000	126 000	80 000	50 000	32 000	20 000	
> 200 000	> 200 000	> 126 000	> 80 000	> 50 000	> 32 000	> 20 000	
							T8
							T9

Tablo T.A.2.1.1.3 : Araç ve mekanizma için kullanım sınıfı



EK A-2.2.3 Yatay Hareketlerin İvmelerinden Oluşan Yüklerin Hesaplanması

BÖLÜM 1 – METOD

1. TEMEL BİLGİLER

v : Yükün asıldığı noktanın, bir ivmelenme anında, ivmelenme zamanının sonunda frenleme başladığındaki yatay yürütme hızıdır.

F : Yükün asıldığı noktaya (v) ile aynı doğrultuda uygulandığı zaman meydana gelen harekette, motorun veya frenin kullanıldığı ivmelenme momenti veya frenleme momenti ile aynı etkiyi yapan hayali bir kuvvettir.

2. PROSEDÜR

Denk kütle (m) : Yük hariç ,hareket eden kısımların o andaki hareket için ataleti, aşağıdaki bağıntı ile bulunan ve yükün asıldığı noktada alınan bir tek denk kütle (m) ile değiştirilir.

$$m = m_0 + \sum_i \frac{w_i^2 I_i}{v^2}$$

m_0 = Yük hariç, yükün asıldığı nokta ile aynı hareketi yapan diğer bütün elemanların kütlesi

I_i = Anlık hareketi dönme hareketi olan bir elemanın dönme eksenine göre alınmış atalet momentidir.

w_i = Elemanın dönme eksenine göre açısal hızıdır. Bu hız, yükün asıldığı noktadaki yürütme hızıyla aynıdır.

Σ = Hareket esnasında dönen tüm parçaların (Taşıyıcı sistem, Tahrik sistemleri, motorlar) toplamını ifade eder. Doğrudan doğruya motor milinden kuvvet bağlantısı olmayan tahrik sistemi elemanlarının ataleti ihmal edilebilir.

Ortalama İvme veya Frenleme (J_m) :

$$J_m = \frac{F}{m + m_1}$$

m_1 = Yükün kütlesidir.

Ortalama İvmelenme veya Frenleme Zamanı (T_m) :

$$T_m = \frac{v}{J_m}$$

Ortalama Atalet Kuvvetleri:

Asılı yükün etkidiği noktaya hareket halindeki parçaların tüm bileşenleri için ortalama ivme (J_m) hesaplanır.

$$F_{cm} = m_l J_m$$

Salınım Periyodu T_1 :

$$T_1 = 2 \pi \sqrt{\frac{l}{g}}$$

l = Erişilebilen en yüksek konumda yükün asılma uzunluğu (l değeri 2 metreden küçükse hesaba katılmasına gerek yoktur.)

g = yerçekimi ivmesi

μ Değeri:

$$\mu = \frac{m_l}{m}$$

Şayet şalter (kontrol) aracı, hareketi, ivmeyi ve frenlemeyi kontrol ediyor ve sabit bir değerde bulunduruyor ise, m ve m_l kütlelerinin bütün değerleri için $\eta = 0$ alınır.

β Değeri:

$$\beta = \frac{T_m}{T_1}$$

ψ_h Değeri:

μ ve β değerleri elde edildikten sonra Şekil A.2.2.1 de ψ_h değerinin bulunması gösterilmiştir.

Yapı tasarımındaki atalet kuvvetleri

Dinamik etkilerde ve yapısal hesaplarda düşünülen atalet kuvvetleri aşağıdaki gibidir.

$$\text{Yükten oluşan atalet kuvveti} = \psi_h F_{cm}$$

$$\text{Yükten farklı olarak hareketli parçaların atalet kuvvetleri} = 2 m_l J_m$$

3. YÖNTEMİN KURALLARA BAĞLANMASI

Yukarıda açıklanan yöntem hakkındaki kurallar bu Ek'in ikinci bölümünde bulunmaktadır.

BÖLÜM 2 – METODUN AÇIKLANMASI

1. Problemin Açıklaması

Kaldırma aracı aslında, aşağıdaki elemanlardan meydana gelen fiziksel bir sistemdir:

- yoğun kütleler (kanca yükü, karşı ağırlıklar,....) ve dağılmış kütleler (kirişler, halatlar,)
- kütleler arasındaki elastik bağlantılar (kirişler, halatlar,)

Böyle bir sistem değişken zorlanmaların etkisinde iken denge durumu bozulursa, yeni gerilme değişken olmasa bile, diğer bir denge durumuna adım adım geçemez. Bu yeni denge durumu için çoğu zaman az veya çok karışık bir titreşim hareketi meydana gelir. Bu hareket sırasında, sistem bu yeni dengenin etkisi altında statik denge durumunu bulduktan sonra mevcut olması gereken değişik iç zorlanmaları ve gerilmeleri çoğu zaman önemli ölçüde aşabilir.

Böyle bir durum, bir kaldırma aracının yatay hareketinin ivmelenmesi veya frenlemesi sırasında meydana gelir. Hatta bir kaldırma aracı veya kaldırma aracının bir elemanı, duruş halinden bir yürüme veya dönme hareketi yapıyorsa, bu sistem değişik elemanları ivme etkisi altında bulunacak ve bundan dolayı atalet kuvvetlerine maruz kalacaktır. Yürütme hızına erişilirken ivmenin ve ataletin yok olması, dış zorlanmalarda yeni değişimlere sebep olur.

Bir döner sistemde (örneğin bir kule vincin dönen kısmı) atalet kuvvetlerinin meydana geliş sırasında söz konusu edilen açı çoğu zaman yok sayılabilecek kadar küçüktür. Bu nedenle büyük bir hata olmaksızın bu sistemin her noktasının bu süre zarfında doğru bir yörünge yaptığı kabul edilebilir. Diğer taraftan bir yürütme hareketi ile dönme hareketi esnasında temelde değişiklik bulunmadığı, yürütme hareketinin incelenmesi sırasında (paragraf 2) görülecektir. Yalnız dönen hareketlerin işlemi için kısa bir not paragraf 3 de verilmiştir.

2. Doğrusal Harekette Yüklerin Hesaplanması

2.1 Genel Bilgi

Tavan kreyninde yük asılı durumdayken ilerleme hareketi sırasında frenleme durumu özel olarak incelenmek için önerilmiştir. Diğer durumlarda pratikte karşılaşılan olaylar aynı çerçevede incelenebilir. *Şekil A.2.1* de gösterilmiştir.

m_1 = asılı yükün kütlesi

m = tavan kreyinin toplam kütlesi araba ile birlikte (bakınız, Motorun ve yürümeyi sağlayan makinanın ataleti ile ilgili notlar)

x = kreyinin ray boyunca pozisyonunu açıklayan kordinatı (tam olarak; hareket yönüne paralel olarak kaldırma halatının asıldığı noktanın kordinatını temsil eder.)

x_1 = asılı yükün ağırlık merkezinin hareket doğrultusundaki kordinatı

$z = x_1 - x$ = kreyne göre yükün rölatif olarak yerdeğişimi kordinatını verir.

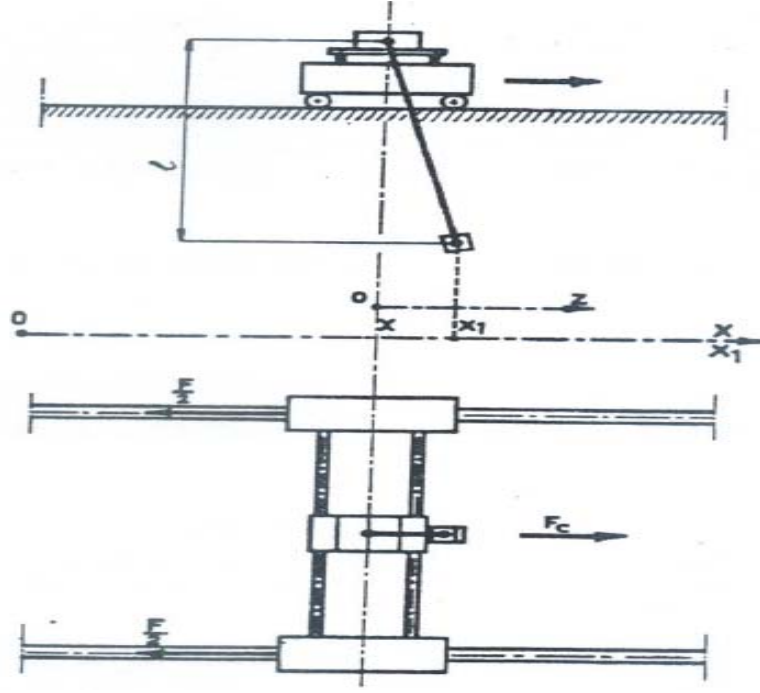
Farzedelim ki $t = 0$ anında köprü vinci x eksenini doğrultusunda bir (v) hızı ile hareket etmekte ve yük köprü vincine göre rölatif olarak hareketsiz durumda olsun,

$$(z = z' = 0, z' = \frac{dz}{dt})$$

Eğer $t = 0$ anında hareket mekanizmasına fren uygulanırsa bu durumda, x eksenine paralel fakat hareketin yönünde ve ait olduğu ray ile tekerlek arasında her bir sürtünme noktasında, yatay bir fren kuvveti meydana gelir. Konuyu basitleştirmek için, arabanın köprü vinci ana kirişin ortasında bulunduğu, simetri nedeniyle toplam kuvvetin iki rayın her biri üzerinde eşit olarak etki yaptığı kabul edilir. Bunların x eksenini üzerindeki izdüşümlerini ($F > 0$ için) ($F/2$) olarak alınır. Bu durumda harekette bulunan sistemin (yüküde dahil olmak üzere) kullanacağı toplam fren kuvveti mutlak değer olarak (F) olacaktır.

Eğer sistem birbirine rijit olarak bağlanmış kütlelerden oluşuyorsa, mutlak (j_m) değeri ile meydana gelen frenleme aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$j_m = \frac{F}{m + m_1} \quad (2.1.1)$$



Şekil A.2.1 : Tavan kreyini

Unutulmamalıdır ki, (F)'nin meydana gelmesine sebep, taşıyıcı sistemin kullanacağı fren momentidir. Bu moment yalnız, vincin ve yükün yürütme hareketini değil momentini de frenlemek zorundadır. Çoğu zaman doğrudan doğruya motor milinden tahrik edilmeyen bütün dönen elemanların ataletleri ihmal edilebilir. Bununla beraber bu son söylenen ataletin birçok hallerde dikkate alınması zorunludur. Bu takdirde (m) yerine aşağıdaki bağıntı ile verilecek olan denk bir kütle (m_e) konulmazsa (2.1.1) bağıntısı geçerli değildir.

$$m_e v^2 = I_m \omega_m^2 \quad (2.1.2)$$

I_m = motor şaftını oluşturan tüm parçaların atalet momenti (tabiki; motorun kendisi de dahil)

ω_m = kreyinin yürütme hızına (v) uyan, motorun açısal hızı

Yavaşlamanın etkisi ile (j_m) halat, dikey pozisyonunu sürdüremeyecektir. Yeni pozisyonundaki denge (α_m) açısı ile olacaktır.

$$\alpha_m = \arctg \frac{j_m}{g} \quad (2.1.3)$$

g = yerçekimi ivmesi

Bu durumda halat kreyn üzerine yatay kuvvet (F_{cm})'i x eksenı üstünde uygulayacaktır. Aşağıdaki biçimde gösterilmektedir.

$$F_{cm} = m_1 j_m \quad (2.1.4)$$

Aslında sistem rijit değildir. Frenleme değişkendir. Bu nedenle (2.1.2) formülü ile elde edilemez. Halat ve yük bir salınım hareketi yapar. Bu sırada halattan vinç üzerine geçen değerleri (2.1.4) formülü ile verilen çok değişik değerlerde yatay kuvvetler meydana gelir.

Benzer şekilde, sistemin frenlenmesiyle vincin her bir yapı elemanı üzerinde ve arabada etkili olan atalet kuvvetlerini meydana getirdiği gerilme değişikliklerinin bu sistemin kirişlerindeki esnekliklerinden ötürü bir titreşim meydana getirebileceği tahmin edilebilir.

Aşağıdaki iki konuda atalet kuvvetlerinin yük üzerine ve taşıyıcı yapı üzerine etkileri anlatılacaktır.

2.2 Atalet Kuvvetlerinin Yük Üstündeki Etkileri

Frenlemenin uygulanmasıyla yükteki hareketin bulunmasında, kirişin yatay düzlemde eğilmesinin sebep olduğu, yükün asılı bulunduğu noktadaki hareketi ihmal edilecektir. Bu hareketin şiddeti yükün sallantısından oluşacak şiddete göre çok küçüktür. Hesaplar, kreyn deformasyona tabi olmayan bir sistem kabul edilerek yapılır.

Kreyn üstüne halat tarafından uygulanan F kuvvetinin x eksenindeki iz düşümü olan F_c aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$F_c = m_1 g \frac{x_1 - x}{\ell} = m_1 g \frac{z}{\ell} \quad (2.2.1)$$

ℓ = yükün asılma uzunluğu

Şuna dikkat edilmelidir ki, yükün denge durumundan ayrılma miktarı (z), F_c ile orantılıdır. Bu nedenle bir yay kuvveti gibi işlem görmelidir.

Hareketin denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$m_1 x''_1 = m_1 g \frac{x_1 - x}{\ell} \quad (2.2.2)$$

$$m x'' = m_1 g \frac{x_1 - x}{\ell} - F \quad (2.2.3)$$

başlangıç durumunda $x = 0$, $t = 0$ ise:

$$t = 0 \text{ için, } x_1 = x = 0 \quad (2.2.4)$$

$$x'_1 = x' = v \quad (2.2.5)$$

$$z = x_1 - x = 0 \quad (2.2.6)$$

$$z' = x'_1 - x' = 0 \quad (2.2.7)$$

aşağıdakileri dikkate alalım:

$$\frac{g}{\ell} = \omega_1^2 \quad (2.2.8)$$

$$\frac{m_1}{m} \frac{g}{\ell} = \omega_2^2 \quad (2.2.9)$$

$$\omega_1^2 + \omega_2^2 = \omega_r^2 \quad (2.2.10)$$

$$\frac{F}{m} = j_0 \quad (2.2.11)$$

denklem (2.2.2) ve (2.2.3)'ü biraraya getirdiğimizde,

$$x'' + z'' + \omega_1^2 z = 0 \quad (2.2.12)$$

$$x'' - \omega_2^2 z = -j_0 \quad (2.2.13)$$

bu sebepten,

$$z'' + \omega_r^2 z = j_0 \quad (2.2.14)$$

başlangıç koşullarıyla birlikte denklem aşağıdaki hali alır.

$$z = \frac{j_0}{\omega_r^2} (1 - \cos \omega_r t) \quad (2.2.15)$$

$$x' = v - \frac{\omega_1^2}{\omega_r^2} j_0 t - \frac{\omega_2^2}{\omega_r^2} \frac{j_0}{\omega_r} \sin \omega_r t \quad (2.2.16)$$

x için olan tüm ifade bizi doğrudan ilgilendirmemektedir.

aşağıdaki denklemi dikkate alalım:

$$\frac{j_0}{\omega_r^2} = z_m \quad (2.2.17)$$

Kolaylıkla görülüyor ki z_m denge durumudur. Kreynin sabit hızla yavaşlaması sırasında (j_m) (2.1.1 de açıklanan) yükünün etkidiği düşünülür.

Bu yük yavaşlama hareketi esnasında frenleme kuvveti F 'in toplam kütleye (kreyn+yük) uygulanması ile elde edilir. Bu toplam kütle rijit sistem olarak kabul edilir. $z = z_m$ değeri, yatay kuvvet F_{cm} ile ilgili olan yük deplasmanını açıklamıştır. (F_{cm} 2.1.4 de açıklanmıştır; ve halat tarafından kreyn'e uygulanmıştır.) (2.2.1), (2.2.15) ve (2.2.17) arasındaki karşılaştırma aşağıdaki bağıntıyı göstermiştir.

$$F_c = F_{cm} (1 - \cos \omega_r t) \quad (2.2.18)$$

eğer kreynin yavaşlama periyodu t_d zamanına bağlıysa:

$$\omega_r t_d \geq \pi \quad (2.2.19)$$

anlık olarak F_{cm} iki katına çıktığı görülür. Böylece F_{cm} 'nin maks. değeri aşağıdaki bağıntıda verilmiştir.

$$F_{cmax} = 2 F_{cm} \quad (2.2.20)$$

Eğer (2.2.19) durumu sağlanmazsa bunun anlamı, yük maks. deplasman olan $z = 2z_m$ değerine ulaşmadan önce kreyn durmuş demektir. Fakat kreyn durdurtan sonra yük salınım yapmaya devam eder. Böylece halat kreyn'e çeşitli yatay kuvvet uygulamaya devam eder; ulaşacağı maks. değerin araştırılması gerekmektedir.

Kreynin durduğu anda yükün hareketi aşağıda açıklanmıştır:

$$z = z_d \cos \omega_1 (t - t_d) + \frac{z'_d}{\omega_1} \sin \omega_1 (t - t_d) \quad (2.2.21)$$

$$z_d = z_m (1 - \cos \omega_r t_d) \quad (2.2.22)$$

$$z'_d = \omega_r z_m \sin \omega_r t_d \quad (2.2.23)$$

Burada (t_d), (2.2.16) formülünde x 'i sıfır yapan (t)'nin en küçük pozitif değeridir. F_c (F_c) en büyük değeri (F_{cmax}) aşağıdaki bağıntıdan elde edilir.

$$F_{cmax} = F_{cm} \sqrt{(1 - \cos \omega_r t_d)^2 + \frac{\omega_r^2}{\omega_1^2} \sin^2 \omega_r t_d} \quad (2.2.24)$$

Genel olarak:

$$\frac{F_{cmax}}{F_{cm}} = \psi_h \quad (2.2.25)$$

(ψ_h)'in hesaplanması aşağıdaki açıklamalarda özetlenmiştir.

$T_m = \frac{v}{j_m}$ Ataletlenmenin sabit ve sistemin şekil değiştirmedığı durumda vincin frenleme fazının süresidir.

$T_1 = \frac{2\pi}{\omega_1}$ Asılı yükten meydana gelen (vincin durdurulması ile) sallanan sistemin titreşim periyodudur.

$$T_1 = 2\pi \sqrt{\frac{\ell}{g}}$$

(ψ_h), sadece boyutsuz parametre olan (μ) ve (β)' ya bağlıdır.

$$\mu = \frac{m_1}{m} \quad (2.2.26)$$

$$\beta = \frac{T_m}{T_1} \quad (2.2.27)$$

hangisi elde ediliyorsa. (2.2.16) aşağıdaki şekle getirilirse:

$$x' = v \left[1 - \frac{(\omega_r t) + \mu \sin(\omega_r t)}{2\pi\beta\sqrt{1+\mu}} \right] \quad (2.2.28)$$

ve böylece:

$$\frac{(\omega_r t_d) + \mu \sin(\omega_r t_d)}{2\pi\beta\sqrt{1+\mu}} = 1 \quad (2.2.29)$$

Bu denklem (2.2.24) de açıklanan $\omega_r t_d$ değerini elde etmekte kolaylık sağlamaktadır.

(ψ_h) - β grafiği μ değişiminde *Şekil A.2.2.1* de gösterilmiştir. ($\mu = 0$ eğrisi bölüm 5 de açıklanmıştır.)

Eğer $\mu < 1$ (bu durum örnekte de gösterildiği gibi genelde vinçlerin yürütme hareketinin dahil bulunduğu haldir.) ise problemin analizi göstermiştir ki (ψ_h) 2 yi geçecek bi durum yoktur. Bu değere kreynin yavaşlama zamanı içinde (2.2.19) durumu sağlanırsa veya aynı şekilde eğer (β) kritik değere ulaşır yada geçerse ulaşılmaktadır. (β_{crit}) değeri μ 'ye bağlıdır. β_{crit} değeri aşılsa (ψ_h) değeri ya sabittir ya da 2' ye eşittir.

Eğer $\mu > 1$ (bu durum, enine harekette (m) sadece arabanın kütlesi iken veya döndürme hareketinde kullanılır.) aynı analizler göstermiştir ki (μ)'ye bağlı (β),

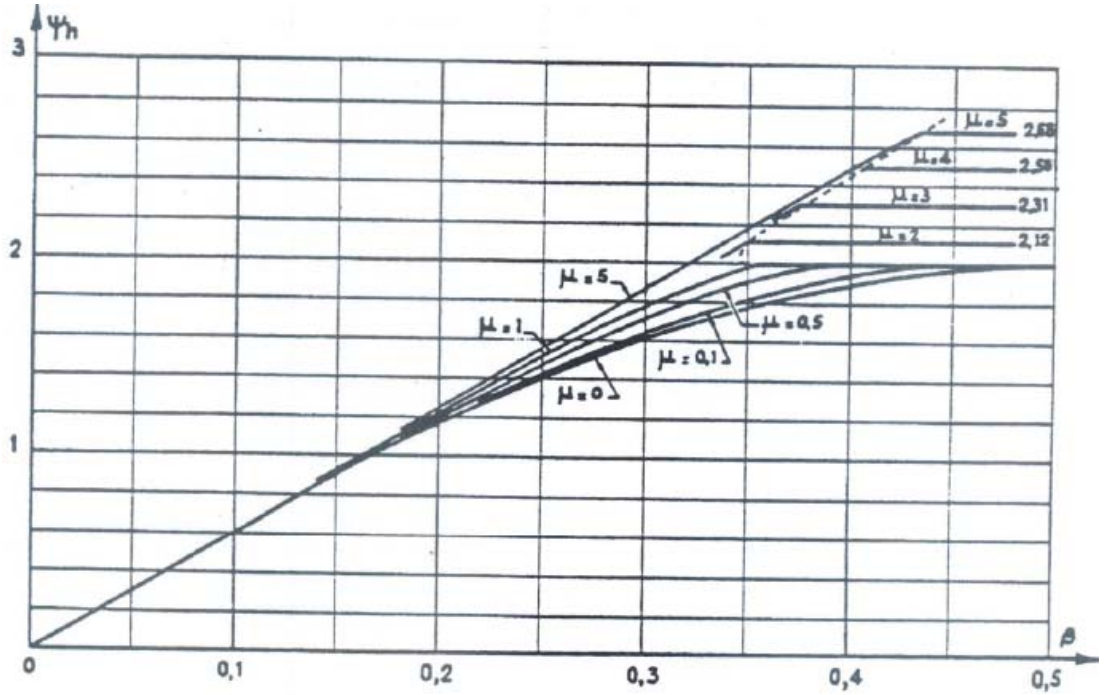
(β_{crit}) değerine yaklaşırsa yada geçerse (ψ_h) 2'yi geçer ve maks. aşağıda gösterildiği şekilde ulaşır.

$$\psi_h = \sqrt{2 + \mu + \frac{1}{\mu}} \quad (2.2.30)$$

Bu maksimum değere yükün sallanması durumunda askı noktasında elde edilir.

Öyleki (β_{crit}) kritik değeri, vincin (2.2.19) durumu sağlanmadan durdurulması halinde veya (F_c), ($2 F_{cm}$) değerine erişmeden durdurulması halinde meydana gelecektir. (β_{crit}) değeri üzerindeki her (β) değeri için (2.2.19) şartının yerine gelmesi halinde bunun tabii sonucu olarak (F_c) den $2 F$ değerine ulaşacak ve ($\psi_h > 2$) olacaktır. Bundan başka bir başka dikkat edilecek husus da ($\beta > \beta_{crit}$) olarak hesaplanması halinde, (v) hızı için, hareketin maksimum hızı korunmalı, frenleme için başlangıç hızı ($\frac{\beta_{crit}}{\beta} \cdot v$) alınmalıdır.

Bunun sonucu olarak (2.2.30) formülünden (ψ_h) için maksimum değer alınmalıdır. Bu neden sonuç ilgisi Şekil A.2.2.1 de gösterilmiştir. (β)'nin (β_{crit})'den büyük olduğu her değerde (ψ_h) değerleri sabit bulunmaktadır.



Şekil A.2.2.1 : $\Psi_h - \beta$ eğrisi

T_1 'in seçimi dikkate alındığında ψ_h 'ın yüksek değerlere ulaşması tehlikelidir. Bu değer asılı yükün ℓ boyunun kısalmasıyla büyür. Çünkü β çok hızlı bir şekilde kritik değere ulaşır. Hesaplar asılı yükün en üst noktada etki ettiği varsayılarak yapılır. Pratikte ℓ genelde 2 ile 8 m arasında alınır. Aşağıdaki tabloda T_1 az miktarda olan ℓ değerlerine göre verilmiştir.

ℓ (m)	T_1 (s)
2	2,84
3	3,47
4	4,01
5	4,49
6	4,91
7	5,31
8	5,67

Yatay kuvvet (F_{cmax})'ın etkilerinin incelenmesinde, yükleme durumlarının yapı tarafından taşınması bize önemle vurgulanmaktadır.

Bu kuvvet yapıdaki her parçaya (örnek olarak; tırnak) doğrudan iletilecektir. Bundan dolayı tüm parçalar bu kuvvete dayanacak şekilde tasarımı yapılmalıdır.

İlk durum olarak (F_{cmax})'ın kreyn durma noktasına gelmeden önce meydana geldiğini düşünelim. Fakat kirişin her iki ucundan mesnetlenmiş ve (F_{cmax}) kuvveti kirişin tam orta noktasından etki ettiğini doğru olmasa da varsayalım. Diğer taraftan da unutulmamalıdır ki iki destek noktasının iletmediği reaksiyon kuvveti $\frac{F}{2}$ 'dir. Şekil A.2.2.2 deki diyagram da problemin nasıl düşünülmesi gerektiği açıkça anlatılmaktadır. Diyagram “a” ideal denge durumunu göstermektedir. Sistem bir bütün olarak yavaşlama (j_m) (veya hızlanmada $x'' = -j_m$) ve halatta da (F_{cm}) kuvvetini meydana getirmektedir. Her bir sistem elemanı (d_m), bu nedenle ($j_m d_m$) atalet kuvvetine maruz kalmaktadır. Diyagram “a”, “b” ve “c”nin süperpozisyonudur. Diyagram “b” atalet kuvvetinden doğan (paragraf 2.3 de gösterilmiştir.), diyagram “c” de halattaki yükün etkisinden kreyn üstünde oluşan yükleri göstermektedir. Gerçekte asıl kuvvet halatın oluşturduğu (F_{cm}) kuvveti değildir. Kuvvet aşağıdaki gibidir:

$$F_{cmax} = \psi_h F_{cm} \quad (2.2.31)$$

Destek noktaları (fren pabuçları) reaksiyonları artıracak nitelikte değildir. Aşırı kuvvet ($(\psi_h - 1) F_{cm}$ tamamlayıcı ivmenin sonucu olarak aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$x'' = (\psi_h - 1) \frac{F_{cm}}{m} \quad (2.2.32)$$

Bu yük ($-x'' d_m$) olarak kreynin tüm elemanlarına yayılı yük olarak dağıtılır. Sonuç olarak diyagram “d” de görderlerin tasarımı için yükleme konfigürasyonu gösterilmektedir.

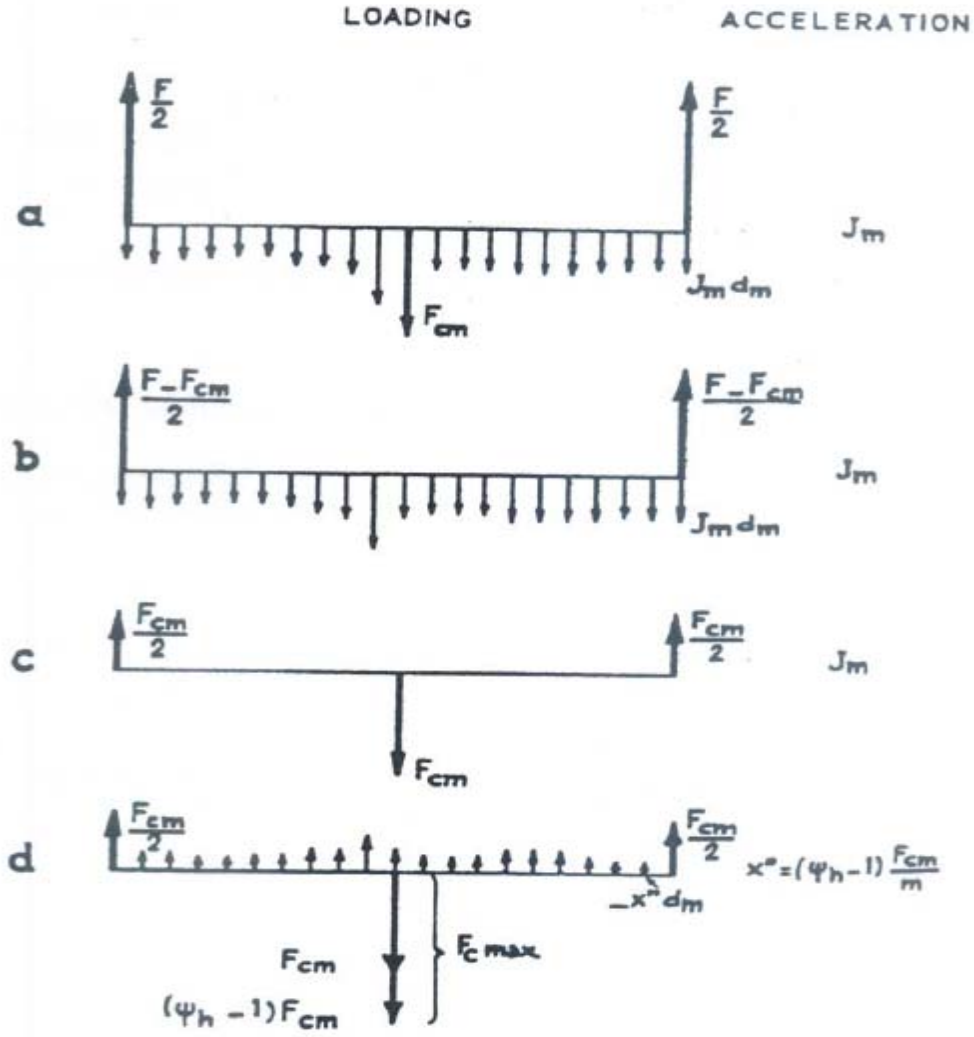
Vincin durması halinde (F_{cmax})’ın meydana geldiği hali inceleyelim. Frenlenen tekerlekler normal olarak tesbit edilmiş gibi düşünüldüğünde vinç, kullanılan atalet kuvvetlerini karşılamaya yeterlidir. Kiriş iki ucundan mesnetlendirilmiş ve ortasından (F_{cmax}) kuvvetinin uygulanmış olması haline göre hesaplanmalıdır.

Bu son söylenilen halde pratik olarak bir hususa dikkat edilmelidir. Vincin durağan halde (F_c) bile, maksimum değeri $2 (F_{cm})$ ’e dahi erişebilir. Bu kuvvet duruştan sonra salınım hareketi sırasında meydana gelir.

Yukarıda ele alınan bütün durumlar, frenleme yerine vincin ilk hareketi ele alındığı zamanda, örneğin değişmeyen bir tahrik momenti yardımı ile duruş halinden belirli bir yürütme hızına gelinmesinde de geçerlidir.

2.3 Atalet Kuvvetlerinin Taşıyıcı Sistem Üzerine Etkisi

Bir önceki bölümde yapı tam anlamıyla rijit olarak kabul edilmiştir. Aslında yapı bir elastisite derecesine sahiptir ve bu nedenle salınım hareketi (frenleme ve sonrasında serbest kalma durumu) yaptığı düşünülür. Çünkü yapı dağılmış kütlelerden oluşmuştur konsantre bir kütleden farklıdır. Genellikle hareketi teorik olarak ortaya koymak zordur. Bazı hesaplarda bu ortaya çıkmakta; özellikle büyük araçların parçalarının atalet kuvvetleri etkili şekilde rol almaktadır.



Şekil A.2.2.2 : Sistem hesabı

Birçok durumda yapıyı, basit salınım yapan sistem olarak düşünmek ve kuvvetleri orantılı şekilde referans sistemin ivmesine ilave olarak yeniden yükleme yapmak yeterli gelir. (2.2.1) denklemini göz önünde tutarak paragraf 2.2’de anlatılanlar geliştirilmiş olarak burada sunulmaktadır. Fakat salınımın doğal periyodu (2.2 deki T_1 doğal periyodu ile karşılaştırılabilir.) genellikle hissedilir şekilde asılı yükünkinnden azdır. Birçok durumda da saniyede 10 salınımı geçmemelidir. Bunların bir sonucu olarak (β) genelde (β_{crit}) değerini geçmektedir. Bu yüzden (ψ_h) 2 ‘ye eşit olmaktadır. Bu da katsayıyı, atalet yükü hesabında ortalama yavaşlama (j_m)’de uygulanabilir kılmaktadır. Bu kuraldan, çok kısa fren zamanları için, örneğin; düşük hızlardaki bir yürütme hareketinin frenlemesinde ve tekerleğin ray üzerinde kayması halinde vazgeçilir.

Burada taşıyıcı sistemin doğal frekansı büyük bir frekans ise, sebep olduğu zorlanmalar bazen yükün sebep olduğu zorlanmalar ile birleştirilir.

3. Döndürme Hareketi Sırasında Yüklerin Hesaplanması

Döndürme sırasında bölüm 2 deki benzer durumlar geliştirilmiştir. Yükleme durumunda atalet kuvvetlerinin etkisini hesaplamak sadece aşağıdaki formülde (m)'yi tahmin etmek yeterlidir.

$$m v^2 = I \omega^2 \quad (3.1)$$

v = Yükün askı noktasındaki yatay doğrusal hızı

I = Hareket için şaftın etkisine bağlı olan tüm parçaların atalet momenti (yapı, mekanizma, motor)

ω = v 'ye bağlı olarak şaftın açısal hızı

4. Doğrultma Hareketi Sırasında Yüklerin Hesaplanması

Bir doğrultma sırasında bölüm 2 deki benzer durumlar geliştirilmiştir. Aşağıdaki formülde (m)'yi tahmin etmek yeterlidir.

$$m v^2 = 2 T$$

v = Yükün askı noktasındaki yatay doğrusal hızı

T = Yükün askı noktasındaki yatay doğrusal hız iken kütlelere bağlı kinetik enerjisi

5. Ayarlanabilen İvmeli Sistemler

Ward-Leonard veya hidrolik olarak harekete geçirilen tipteki bazı kontrol sistemlerinde, ivmelenmenin büyüklüğü sistemin karakteristiğine göre belirlenir; ve dış şartlardan bağımsız olarak sabit kalır. Bu nedenden ötürü, yükün dönmesi hareket halindeki aracın veya aracın parçalarının ivmelenmesine etki etmez.

Bölüm 2.2 de ele alındığı gibi, (x'') sabit olarak kabul edilmiştir. Denklem (2.2.12)'yi ve türevini kullanarak aşağıdaki denklem türetilmiştir.

$$\psi_h = 2 \sin \beta \pi \quad \beta < 0,5 \text{ için} \quad (5.1)$$

$$= 2 \quad \beta > 0,5 \text{ için} \quad (5.1)$$

Eğer (m_1), (m) ile karşılaştırıldığında çok çok küçük seçilirse hareketi etkileyecek bir durumu kalmayacaktır. Böylece (5.1), (μ) sıfıra götürülerek limitli bir eğri elde

edilmiş; ve diyagram 2.2.1 de gösterilmiştir.

Paragraf 2.3 de açıklananların modifiye yolu yoktur.

6. Genel Sonuçlar

Torku, yavaşlama veya hızlanma kuvvetini bilirsek, ilk adım ortalama yavaşlama veya hızlanma olan (j_m)'yi hesaplamaktır. (j_m)'yi hesaplariken yapının değişik parçalarının tamamen rijit ve yükün durduğu varsayılmıştır. Bu ivmeyi kullanarak, yüke ve yapının çeşitli parçalarına etkiyen atalet kuvvetleri bulunabilir. Bu kuvvetler çeşitli bağlantıların elastisitesi göz önüne alınarak belli bir (ψ_h) katsayısı ile çarpılır.

Atalet kuvvetleri (ψ_h) için genelde 2'ye eşittir. Paragraf 2.3'ün sonndan bir önceki paragrafında açıklanan özel durumda azaltmanın yapılabileceği fakat kanıtlanmasının gerektiği vurgulanmıştır. Eğer kanıtlanırsa, 2'den daha küçük değerlerin kullanılabileceği açıklanmıştır.

Atalet kuvvetlerinin yüke uygulandığı durumda kütle (m) hesaplanır (kütle, motorun ataleti ve mekanizmaya eşdeğer ise), ve ortalama yavaşlama veya hızlanma zamanı (T_m), hareketin maks hızına göre belirlenir. T_1 değeri askıdaki yükün en üst noktasına olan uzaklığına bağlıdır. Bu sebepten μ ve β parametrelerinin bulunması (ayarlanabilen ivmeli bir sistem için $\mu = 0$ alınır.) ve Şekil A.2.2.1 (ψ_h) değerinin bulunmasında yardımcı olur. Neredeyse tüm durumlarda, maks. kuvvet meydana gelir ve frenleme veya hareket esnasında ortaya çıkar. Sıradan statik kanunları uygulanarak, bunların yapı üstündeki etkileri sıranabilir.

Hesaplar yükün rölatif olarak olarak serbest ($z = z' = 0$) ve zaman $t = 0$ kabul edilerek bölüm 2 de geliştirilmiştir. Eğer bu koşullar kabul edilirse sistemin hareketi etkilenir ve (ψ_h)'ın değerleri sabitlemiş olduğumuz değerlerin çok üstüne çıkar.

Böyle bir durum, örneğin bir hareketin tekrarlanmasıyla ve fren tertibatının kesintili frenlemesiyle veya oldukça kısa mesafelerde birbirini takip eden hareketlerde meydana gelir.

Yukarıda verilen hesaplama yöntemi bu durumda uygulanamaz ve bunların hesaplanmasında çok dikkatle uygulanan özel haller vardır.

3.3 Kitapçık 3 (Yapıdaki Gerilmelerin Hesaplanması)

Bu bölümdeki tüm numaralandırmalar F.E.M'e aittir.

Yapısal elemanlarda oluşan gerilmeler 2.3 bölümünde anlatıldığı gibi üç yükleme hali için sistem elamanlarındaki gerilmeler hesaplanarak kritik gerilmeye karşı, yeterli bir (ν) emniyet katsayısının mevcut olduğu araştırılır. Burada üç temel yasak göz önünde bulunurulmalıdır.

- Akma sınırının aşılması
- Kritik flambaj(buckling) veya buruşma(crippling) yüklemesinin aşılması
- İşletme mukavemetinin aşılması

Çeliğin kalitesinin, fiziksel özelliklerinin, kimyasal bileşenlerinin ve kaynak kalitesinin imalatçı tarafından garanti edilmesi gereklidir.

Malzemelerin izin verilen gerilmeleri, kritik gerilmeler baz alınarak 3.2, 3.3, 3.4 ve 3.6 bölümlerinde anlatıldığı gibi belirlenir.

Bu kritik gerilmeler, ya akma sınırı, (kritik uzama sınırına denk olan bir gerilme olarak) ya buruşma (crippling), ya da flambaj (buckling) için kritik gerilmeye göre veya işletme mukavemetine göre tesbit edilen ve uzun ömür deneyinden çıkarılan gerilmelerin %90'ına denk gerilmelere karşılık gelir.

Yapısal elemanlara gelen gerilmeler malzemelerin geleneksel dayanımlarını hesaplama yöntemiyle farklı yükleme şartlarına (2.3 de belirtilmiştir.) göre belirlenirler.

Basınca zoelanan bütün elemanlarda göz önünde bulundurulacak kesitler, brüt kesitler (yani delikler çıkarılmadan), (Delikler, bir perçinle veya uygun bir cıvata ile bağlandığı zaman, kesitten sayılabilirler.) ve çekmeye zorlanan bütün elemanlarda net kesitler (yani delikler çıkartılmış) hesaplara katılacaktır.

Eğilmeye zorlanan elemanlarda, çekmeye zorlanan kısmında net kesitler, basmaya zorlanan kısımlarda brüt kesitler olmak üzere, genellikle yarı net kesitler kullanılmalıdır. Hesapları basitleştirmek için, ya net kesitlerin veya yarı net kesitlerin mukavemet değerleri hesaplara dahil edilmelidir. Kesitin ağırlık eksenini olarak brüt kesitin ki alınmalıdır.

3.1 Çelik Kalitelerinin Seçimi

Yapının güvenliği için; akma, dengesizlik ve yorulma hasarlarına göre tasarımda gevrek kırılmaya karşı garanti verilmemektedir.

Yapılarda yeterli emniyeti elde edebilmek için gevrek kırılma hesaba katılarak çelik kalitesi seçilmelidir;

A. Boyuna çekme gerilmelerinin ölü ağırlık gerilmeleriyle birleşik etkisi,

B. Malzeme kalınlığı,

C. Soğuk etkisi (Çelik kalitesi bu üç faktörün etkisiyle belirlenir.)

3.1.1 Gevrek Kırılmayı Etkileyen Faktörlerin Derğerlendirilmesi

Aşağıda A, B ve C etkileri tanımlanmıştır.

3.1.1.1 Etki A: Boyuna Çekme Gerilmelerinin Ölü Ağırlık Gerilmeleriyle Birleşik Etkisi

	Şekil 3.1.1.1 deki doğru I, II,III'ün
σ_a = Elastik limite göre izin verilen çekme gerilmesi, yükleme durumu I	denklemleri
	<u>Doğru I</u> : kaynak yok ve enine kaynak var.
σ_G = Sürekli yükten oluşan çekme gerilmesi, örnek ölü ağırlık	$Z_A = \frac{\sigma_G}{0,5\sigma_a} - 1$
	Sadece $\sigma_G \geq 0,5 \sigma_a$ için geçerlidir.
	<u>Doğru II</u> : boylamasına kaynak
Z_A = Etki A katsayısı	$Z_A = \frac{\sigma_G}{0,5\sigma_a}$
	<u>Doğru III</u> : kaynak birleşimi
	$Z_A = \frac{\sigma_G}{0,5\sigma_a} + 1$

Yüksek gerilme yoğunluklarında gevrek kırılma riski artar, 3 eksenli gerilme halleri ve kaynak birleşim bölgeleri bu bölgelere örnektir.

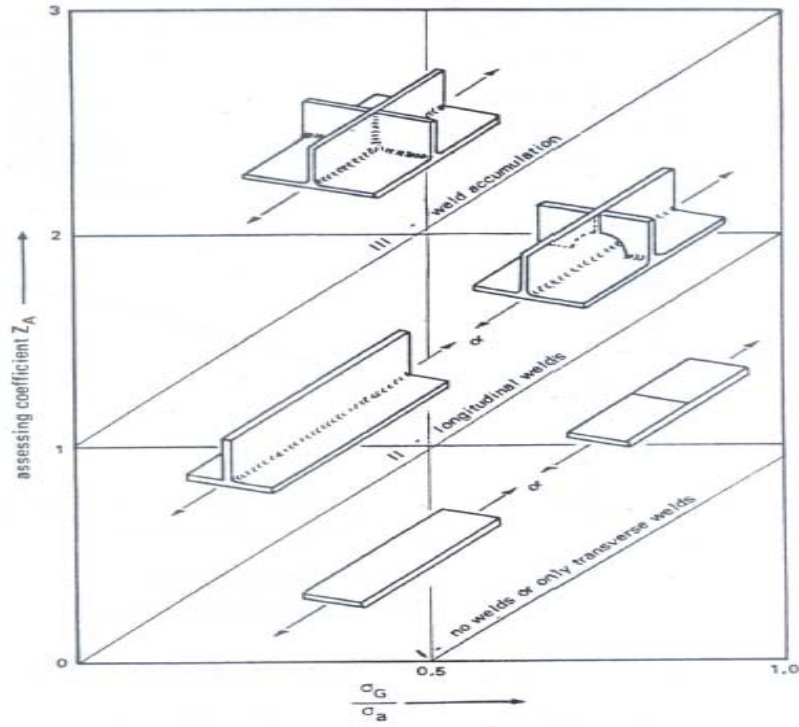
Düşük gerilmelere sahip elemanlarda kaynak sonrası gerilme giderme yapılırsa (yaklaşık 600-650°C) doğru I tüm kaynak tipleri için uygulanabilir.

Aşağıdaki bilgiler Şekil 3.1.1.1 için tanımlanmıştır.

I: Kaynak yok veya enine kaynak

II: Boylamasına kaynak

III: Kaynak birleşim bölgesi



Şekil 3.1.1.1 : Etki A katsayısı - $\frac{\sigma_G}{\sigma_a}$ diyagramı

3.1.1.2 Etki B: Malzeme Kalınlığı t

t = Parçanın mm cinsinden kalınlığı

Z_B = Etki B için indirgeme katsayısı

$t = 5$ ile $t = 20$ mm arası

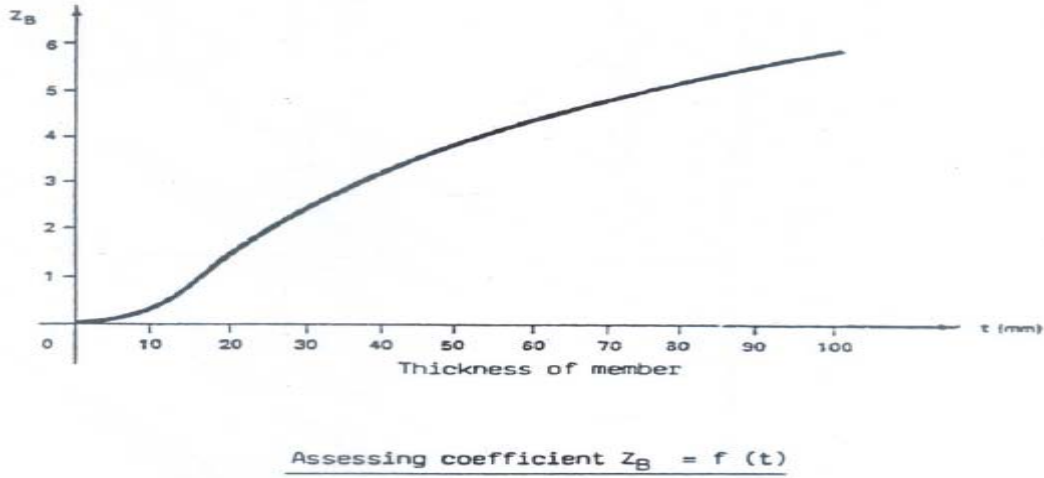
$$Z_B = \frac{9}{2500} t^2$$

$t = 20$ ile $t = 100$ mm arası

$$Z_B = 0,65 \sqrt{t - 14,81} - 0,05$$

t mm	Z_B	t mm	Z_B	t mm	Z_B
		16	0,90	60	4,30
5	0,10	20	1,45	65	4,55
6	0,15	25	2,0	70	4,80
7	0,20	30	2,50	75	5,00
8	0,25	35	2,90	80	5,20
9	0,30	40	3,20	85	5,40
10	0,40	45	3,50	90	5,60
12	0,50	50	3,80	95	5,80
15	0,80	55	4,00	100	6,00

Z_B - t ilişkisi Şekil 3.1.1.2 de gösterilmiştir.



Şekil 3.1.1.2 : $Z_B - t$ eğrisi

Haddelenmiş kesitler için ideal t^* kalınlığı kullanılabilir:

Dairesel kesitler için
$$t^* = \frac{d}{1,8}$$

Kare kesitler için
$$t^* = \frac{t}{1,8}$$

Dikdörtgen kesitler için
$$t^* = \frac{b}{1,8}$$

b dikdörtgenin uzun kenarını ifade eder; ve oran $\frac{b}{t} \leq 1,8$ dir. $\frac{b}{t} > 1,8$ için $t^* = t$.

3.1.1.3 Etki C Soğuk Etkisi

Kreynin montajı sırasında bulunduğu yerdeki en düşük sıcaklık bu sınıflandırmayı belirler. Bu sıcaklık genellikle çalışma sıcaklığından düşüktür.

T = Krenin montajı sırasında bulunduğu ortamın sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

Z_C = Etki C için indirgeme katsayısı

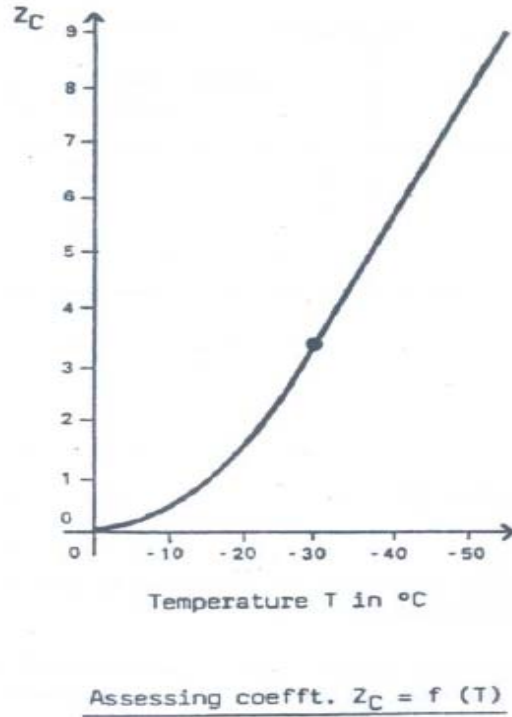
$T = 0^{\circ}\text{C}$ ile $T = -30^{\circ}\text{C}$ arası

$T = -30^{\circ}\text{C}$ ile $T = -55^{\circ}\text{C}$ arası

$$Z_C = \frac{-2,25\bar{T} - 33,75}{10}$$

T $^{\circ}\text{C}$	Z_C	T $^{\circ}\text{C}$	Z_C
0	0,0	- 30	3,4
- 5	0,1	- 35	4,5
- 10	0,4	- 40	5,6
- 15	0,8	- 45	6,7
- 20	1,5	- 50	7,9
- 25	2,3	- 55	9,0

Şekil 3.1.1.3 te $Z_C - T$ ilişkisi açıklanmıştır.



Şekil 3.1.1.3 : $Z_C - T$ eğrisi

3.1.2 Gerekli Çelik Kalitesinin Belirlenmesi

Paragraf 3.1.1 de belirtilen çeliklerde gerekli minimum kalitenin belirlenmesinde kullanılan indirgenme katsayılarının toplamıdır.

Tablo T.3.1.2’de kalite gruplarının sınıflandırılması gösterilmiştir.

Eğer indirgenmiş katsayıların toplamı 16’dan yüksekse veya gereken çelik kalitesi elde edilememişse gevrek kırılmaya karşı emniyetin belirlenmesinde özel metotların kullanılması gereklidir.

Tablo T.3.1.2 : İndirgenmiş katsayıların toplamına göre kalite gruplarının sınıflandırılması

Paragraf 3.1.1 de belirtilen indirgenme katsayıların toplamı $\Sigma Z = Z_A + Z_B + Z_C$	Tablo 3.1.3’e karşılık gelen kalite grupları
≤ 2	1
≤ 4	2
≤ 8	3
≤ 16	4

3.1.3 Çeliklerin Kalitesi

Bu tasarım kuralları çerçevesinde çeliğin kalitesi, belirlenen sıcaklıkta çeliğin sünek davranış gösterebilmesidir.

Çelikler, belirlenen test ve sıcaklıktaki çentik sünekliğine göre dört kalite gurubuna ayrılırlar. *Tablo 3.1.3*, dört grup için çentik süneklik ve test sıcaklığı değerleri gösterilmiştir.

Belirtilen çentik süneklik değerleri minimum değerlerdir ve üç testin ortalaması alınarak bulunmuşlardır. Hiçbir değer 20 N/cm^2 'in altında olmamalıdır.

Çentik süneklik değerleri ISO R 148 ve Euronorm 45-63'de belirlenen V- çentik darbe testine göre belirlenmiştir.

Farklı kalite guruplarına ait çelikler kaynatılabilir.

$T_c = V$ - çentik darbe test sıcaklığı

$T =$ kreynin montajının yapıldığı ortam sıcaklığı

T_c ve T değerleri doğrudan V - çentik darbe testiyle kıyaslanabilir değildir. Kreynin servis veya servis dışındaki yüklemelerinden daha uygunsuz bir durum yaratırlar.

Tablo T.3.1.3 : Kalite grupları

Kalite Grubu	ISO R 148 de ölçülen çentik süneklik değeri N _m /cm ²	Test sıcaklığı T _c	Kalite grubuna karşılık gelen çelikler Çelik tasarımı	Standart
1	-	-	Fe 360 - A	Euronorm 25
			Fe 430 - A	
			St 37 - 2	DIN 17100
			St 44 - 2	
			E 24 - 1	NF A 35-501
2	35	+ 20°	43 A 50 B *	BS 4360 1972
			Fe 360 - B	Euronorm 25
			Fe 430 - B	
			Fe 510 - B	
			R St 37-2	DIN 17100
3	35	± 0°	St 44-2	
			E 24 (A37) - 2	
			E 26 (A42) - 2	NF A 35-501
			E 36 (A52) - 2	
			40 B 43 B *	BS 4360 1972
4	35	- 20°	Fe 360 - C	Euronorm 25
			Fe 430 - C	
			Fe 510 - C	
			St 37 - 3U	DIN 17100
			St 44 - 3U	
5	35	- 20°	St 52 - 3U	
			E 24 (A37) - 3	
			E 26 (A42) - 3	NF A 35-501
			E 36 (A52) - 3	
			40 C 43 C *	BS 4360 1972
6	35	- 20°	50 C 55 C	
			Fe 360 - D	Euronorm 25
			Fe 410 - D	
			Fe 510 - D	
			St 37 - 3N	DIN 17100
7	35	- 20°	St 44 - 3N	
			St 52 - 3N	
			E 24 (A37) - 4	
			E 26 (A42) - 4	NF A 35-501
			E 36 (A52) - 4	
8	35	- 20°	40 D 43 D *	BS 4360 1972
			50 D 55 E	

* The test requirements of steels to BS.4360 do not in all cases agree with the Euronorm and other national standards, and the guaranteed impact test properties for steels to BS.4360 may be different to other steels in the same quality group. Impact test properties are stated in BS.4360 and where the requirements are different from those guaranteed in BS.4360, agreement must be obtained from the steel suppliers.

3.1.4 Özel Kurallar

Çelik kalitesi seçimi için yukarıdaki bilgilere ek olarak aşağıdaki kurallara dikkat edilmelidir.

- 1- Öldürülmemiş çelikler olan grup 1, yük taşıyan yapılarda sadece haddelemiş kesitlerin ve boru kalınlıklarının 6mm'yi geçmediği durumlarda kullanılmalıdır.

- 2- Üreticinin kalın malzemelerin kaynağı konusunda deneyim sahibi olması dışında, kalınlığı 50 mm den fazla olan ve yük taşıyan parçalarda kaynaklı tasarım kullanılmamalıdır. Çelik kalitesi ve testi uzmanlar tarafından belirlenmelidir.
- 3- Eğer parçalar yarıçap/tabaka kalınlık oranı 10'dan küçük olan soğuk eğme ile yapılmış ise çelik kalitesi katlama veya soğuk flanşlama için uygun olmalıdır.

3.2 Elastik Limite Uygunluğun Kontrol Edilmesi

Kontrol için, yapı elemanları ile perçinli, vidalı ve kaynaklı elemanlar arasında bir ayırım yapmak gerekir.

3.2.1 Bağlantılardan Farklı Olan Yapı Elemanları

3.2.1.1 Sabit Basma ve Gerilmeye Etki Eden Faktörler

- 1) Elastik limiti (σ_E) ve nihai çekme gerilmesi (σ_R) arasındaki oranın 0.7' den küçük olduğu durumlar;

Müsade edilebilir maksimum gerilme (σ_a)'yı hesaplanan gerilme σ geçmemelidir. (σ_a), elastik limit gerilmenin (σ_E) bölüm 2.3'de belirtilen ve yüklemeye bağlı olarak değişen (v_E) katsayısı ile bölünmesi ile hesaplanır.

(v_E) değerleri ve müsade edilebilir gerilme değerleri aşağıdaki gibidir.

(v_E) Değeri	Durum I 1,5	Durum II 1,33	Durum III 1,1
Müsade edilebilir gerilme (σ_a)	$\frac{\sigma_E}{1,5}$	$\frac{\sigma_E}{1,33}$	$\frac{\sigma_E}{1,1}$

Şu anda üretilen karbon çelikleri için A.37 – A.42 – A.52 (E.24 – E.26 – E.36 olarak da adlandırılır) kritik gerilme σ_E , genellikle %0,2 uzamaya denk gelecek şekilde alınır. *Tablo T.3.2.1.1* (σ_E) ve (σ_a) değerleri çelik kalitelerine göre verilmiştir.

Tablo T.3.2.1.1 : (σ_E) ve (σ_a) değerleri A.37 – A.42 – A.52 çelik kalitelerine göre verilmiştir

Çelikler	Akma Sınırı σ_E N/mm ²	Müsade Edilebilir Gerilme: σ_a		
		Durum I	Durum II	Durum III
		N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²
E.24 (A.37, Fe 360)	240	160	180	215
E.26 (A.42)	260	175	195	240
E.24 (A.52, Fe 510)	360	240	270	325

2) Elastik limiti (σ_E) ve nihai çekme gerilmesi (σ_R) arasındaki oranın 0.7' den büyük olduğu durumlar ($\sigma_E/\sigma_R > 0,7$)

σ_E/σ_R oranının 0,7'den büyük olduğu yüksek elastik limitli çeliklerde v_E katsayısı güvenlik için yeterli bir sınır sağlamaz. Bu durumda (σ_a) için aşağıdaki formül aşılmamalıdır.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_E + \sigma_R}{\sigma_{E.52} + \sigma_{R.52}} \cdot \sigma_{a52}$$

σ_E ve σ_R = Elastik limit ve hesaba katılan çelik kalitesinin çekme gerilmesi

$\sigma_{E.52}$ ve $\sigma_{R.52}$ = A.52 çeliği için eş gerilmeler (örnek: 360 N/mm² ve 510 N/mm²)

σ_a = Yükleme durumu düşünüldüğünde çelik A.52 için müsaade edilebilir gerilme

3.2.1.2 Kaymaya Etki Eden Faktörler

İzin verilebilir maksimum kayma gerilmesi aşağıdaki gibidir:

$$\tau_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{3}}$$

σ_a = Müsaade edilen çekme gerilmesi

3.2.1.3 Birleşik Yüklere – Eşit Gerilmelere Etki Eden Faktörler

σ_x , σ_y ve τ_{xy} sırasıyla verilen bir noktadaki iki normal gerilme ve bir kayma gerilmesidir.

1- σ_x ve σ_y gerilmelerin her biri σ_a 'dan; τ_{xy} de ve τ_a 'dan küçük

2- Eşit gerilme σ_{cp} , σ_a 'dan küçük

$$\sigma_{cp} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3 \tau_{xy}^2} \leq \sigma_a$$

Bu formülü kullanırken en kolay yol, σ_x , σ_y ve τ_{xy} 'nin en büyük değerlerini almaktır. Ama gerçekte böyle bir hesaplama çok büyük bir eş gerilmeye neden olur ki, üç gerilmenin de aynı anda maksimum değerde etki etmesi imkansızdır.

Bu basit hesaplama yöntemi, yalın ve her zaman kabul edilebilirdir.

Eğer daha hassas bir şekilde hesaplanmak istenirse, gerçekleştirilecek en elverişsiz pratik kombinasyonu belirlemek gereklidir. Daha sonra ise yapılacak üç hesaplama kombinasyonu ile eş gerilme elde edilebilir.

σ_{xmax} ve buna karşılık gelen σ_y ve τ_{xy}

$\sigma_{y\max}$ ve buna karşılık gelen σ_x ve τ_{xy}

$\tau_{xy\max}$ ve buna karşılık gelen σ_y ve σ_x

Not: Unutulmamalıdırki, üç gerilmeden ikisi aynı değerdeyse ve bu ikisi müsaade edilebilir gerilmenin yarısından fazla ise, en elverişsiz kombinasyon, her birinin maksimumuna denk gelen farklı yükleme durumlarında görülebilir.

Özel durum:

Gerilme (yada basma) kayma ile kombine çalışıyorsa, aşağıdaki formülle kontrol edilmelidir.

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_a$$

3.2.2 Bağlantılı Durumlar

3.2.2.1 Perçinli Bağlantılar

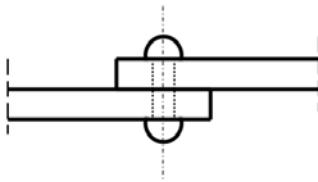
1- Perçindeki Kayma Gerilmesi

Parça içine doğru olan sıkıştırma kuvveti etkisini göz önüne alınca, hesaplanan kayma gerilmesi (τ) aşağıdaki değerleri aşmamalıdır.

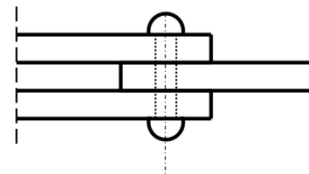
$\tau = 0.6 \sigma_a$ tek kayma durumunda

$\tau = 0.8 \sigma_a$ çift veya çoklu kayma durumunda

σ_a = Perçin malzemesi için müsaade edilebilir çekme gerilmesi



Tek kayma



Çift veya çoklu kayma

2- Perçindeki Çekme Gerilmesi

Hesaplanan çekme gerilmesi σ aşağıdaki değeri geçmemelidir.

$$\sigma = 0.2 \sigma_a$$

3- Perçin, Çekme ve Kayma Gerilmelerinin Etkisindeyken

Aşağıdaki durumlar kontrol edilmelidir:

$\sigma \leq 0.2 \sigma_a$ ve $\tau \leq 0,6 \sigma_a$ tek kaymadurumunda

$\sigma \leq 0.2 \sigma_a$ ve $\tau \leq 0,8 \sigma_a$ çift kayma durumunda

4- Yatak Basıncı Sınırı

Deliklerdeki yatak basıncı limiti aşağıdaki değeri geçmemelidir.

$\sigma_n \leq 1.5 \sigma_a$ tek kayma durumunda

$\sigma_n \leq 2 \sigma_a$ çift kayma durumunda

5- Perçin Bağlantıları İçin Notlar

a) Çekmeye maruz kalan perçinler, özellikle ana parçalar, sakınılmalıdır.

b) Bütün bağlantılar kuvvet doğrultusunda sıralanmış en az iki adet perçin içermelidir.

3.2.2.2 Cıvatalı Bağlantılar

3.2.2.2.0 Genel

Cıvatalı bağlantılar üç kuvvet tipinin altında gerilmeye maruz kalırlar. Bunlar:

Bağlantıya dik yönde etkiyen,

Bağlantı yüzeylerine paralel etkiyen,

Aynı anda bağlantı yüzeyine paralel ve dik yönde etkiyen kuvvetler dir.

3.2.2.2.1 Kontrollü Sıkılmış Gergi Cıvatasıyla Yapılmış Bağlantılar

1- Genel

Bu tür bağlantılarda asıl gerilme cıvata, vida, saplama eksenine doğrultusundadır. Bu tip birleştirme yöntemleri, yorulmaya maruz kalan bütün bağlantılar için önerilen ve hiçbir yük etkisi olmamasına rağmen bağlantı üzerinde gerilim oluşturan bir yapıdadır.

Buradaki önemli husus cıvatanın kaymaya maruz kalmamasıdır. Bu cıvatalar H.S kategorisindeki cıvatalara girmezler fakat 3.2.2.2.3 durumunu tamamen sağlarlarsa kullanılabilirler.

Başka bir önemli konu ise cıvatanın doğru olarak sıkılması ve bu sıkma işleminin kalıcı olmasıdır. (tolerance +/- 10 %) $\Omega = 1.1$ faktörü, toleransı hesaba katmak için kullanılır.

İlk sıkma işlemi yapılırken; gerilmeden ve burulmadan dolayı, bileşik bir etki altında yapı hiçbir zaman elastik limitin % 80'ini geçmemelidir.

2- Bağlantılarda Müsade Edilebilir Yükün Hesaplanması

A- Uygulanacak ilk sıkma kuvvetinin hesaplanması

a) Döndürerek sıkma

$$\sigma_b = \sqrt{\sigma_p^2 + 3 \tau_b^2} \leq 0.8 \sigma_E$$

$$\tau_b = \frac{2d_2\sigma_p}{d_t} \left(\frac{p_a}{\pi d_2} + 1.155 \mu \right)$$

σ_p = Sıkma etkisi altında teorik çekme dayanımı

τ_b = Sıkma etkisi altında oluşan burulma

d_2 = Diş dibi çapı

d_t = Nominal çap

p_a = Vida adımı

μ = Sürtünme katsayısı

σ_E = Civata malzemesinin elastik limiti

b) Döndürmeden Sıkma $\sigma_b \leq 0.8 \sigma_E$

B- Bağlantı Üzerinde İzin Verilen F_1 Yükü

İki kontrol yapılmalıdır.

a) Maksimum yük altında, güvenlik katsayısı κ ve κ' olmak üzere civatanın elastik limiti aşılmamalıdır.

Hesapla: $\sigma'_1 = \sqrt{\sigma_E^2 - 3\tau_b^2}$

Kontrol: $\frac{F_1}{S_b} \leq \frac{\sigma'_1 - \sigma_p}{\kappa \kappa' \delta_b}$

S_b = Diş dibi kesiti < orta yerinin kesiti

$$\delta_b = \frac{\Delta \ell_1}{\Delta \ell_1 + \Delta \ell_2}$$

$\Delta \ell_1$ = Sıkma kuvveti altındaki parçaların kısalma miktarı

$\Delta \ell_2$ = Sıkma kuvveti altındaki civatanın uzama miktarı

Monte edilmiş çelik parçalar için $\Delta \ell_1$ için hesaba katılan kesit:

$$S_{eq} = \frac{\pi}{4} \left[\left(S_1 + \frac{\ell_k}{10} \right)^2 - D_t^2 \right]$$

Burada:

S_1 = Başın altındaki yatak çapı

ℓ_k = Sıkılmış parçaların uzunluğu

D_t = Civata deliği çapı

Boyun çapı, vida yivinin kök çapından oldukça farklı olan ve parça içerisinde gerilmeye maruz kalan oldukça uzun dişli kısmı olan civatalar için $\Delta \ell_2$ hesabı yapılmalıdır.

b) Maksimum yük altında Ω , κ' ve κ'' katsayıların uygulanmasıyla parçaların ayrılması durumu oluşmaz.

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{S_b} \leq \frac{\sigma_p}{\kappa' \kappa'' (1 - \delta_b) \Omega}$$

Güvenlik katsayıları κ , κ' , κ''

κ = Sıkılan parçaların yüzey durumuna göre değişir. (işlenmiş yüzeylerde $\kappa = 1$)

κ' = Tablo T.3.2.2.2 de verilen elastik limit ve güvenlik arasındaki ilişkiye göre alınır.

κ'' = Parçaların ayrılması durumundaki güvenliğe karşılık gelir.

Tablo T.3.2.2.2 : (κ) katsayıları

	Durum I	Durum II	Durum III
κ'	1.50	1.33	1.10
κ''	1.30	1.00	1.00

Not: κ' ve κ'' katsayıları en kötü şartlar göz önüne alınarak kullanılmalıdır.

C- Yorulma için Kontrol

Yorulma kontrolu yalnızca Durum I yüklemeleri için yapılır. F_1 servis yükü etkisi altında, gerçek çekme gerilmesi aşağıda gösterilen aralıkta değişir:

$$\sigma_p \text{ ve } \sigma_p + \frac{F_1 \delta_b}{S_b}$$

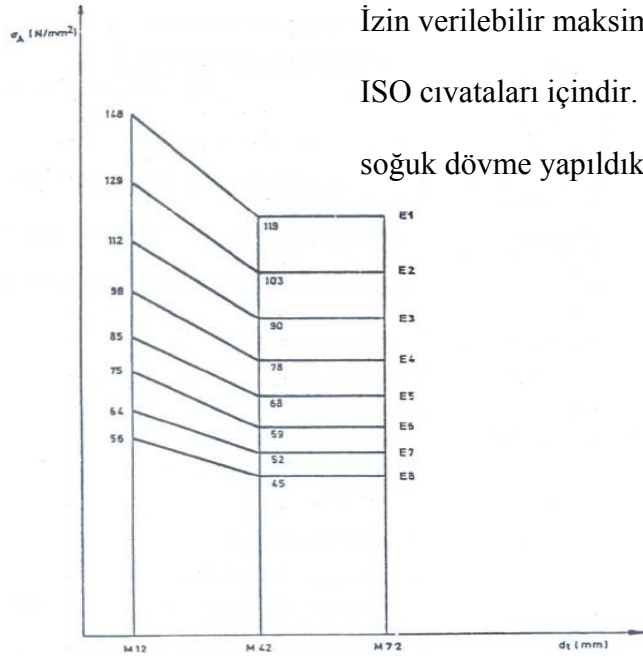
Aşağıdaki denklem kanıtlanmalıdır:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{S_b} \leq \frac{2\sigma_A}{\delta_b}$$

Yorulma için uygulanabilir maksimum gerilme (σ_A) değeri aşağıdaki grafikte verilmiştir.

Diğer bütün cıvata çeşitleri veya dizayn metodları için σ_A değeri, yorulmaya karşı güvenli bir seviye sağlamalıdır.

Herhangi bir uygunluk testi ISO 3800/1 ile birlikte $\sigma_m = 0,8 R_E$, ($R_E = \sigma_E$)'ye göre yapılabilir.



İzin verilebilir maksimum yorulma gerilmesi grafiğidir.

ISO cıvataları içindir. (standart dış, sınıf 8.8, 10.9, 12.9

soğuk dövme yapıldıktan sonra ısı işlem uygulanmıştır.)

3.2.2.2.2 Bağlantı Düzlemine Paralel Etkiyen Kuvvet Altındaki Cıvata Bağlantıları

1- Kesmeye Zorlanan Cıvatalar (Cıvatalı bağlantı)

Ön yüklemeli veya önyüklemesiz halde dengeli olan gerilme hali tercih edilir. Aşağıdaki kontroller cıvata ile bağlama işleminin koşullardan etkilendiği varsayılmaktadır. Örneğin ISO toleransları dahilinde bağlanmış cıvatalar (tornalanmış yada soğuk dövülmüş) kullanılmalıdır; ve delikler de ISO toleransları dahilinde delinmeli ve genişletilmelidir.

Kaba cıvataların sadece ağır yük taşımayan ikincil bağlantılarda kullanılmasına izin verilir. Yorulmaya zorlanan bağlantılarda kullanılması yasaktır.

Vida boynundaki hesaplanan gerilme (τ) bölüm 3.2.2.1.1 de perçinler için verilen değeri geçmemelidir.

Yatak basıncı da bölüm 3.2.2.1.4 de belirtilen değeri geçmemelidir.

2- Çekmeye ve Kesmeye Zorlanan Cıvatalar

Aşağıdaki kontroller yapılmalıdır:

$$\sigma \leq 0.65 \sigma_a$$

ve $\tau \leq 0.6 \sigma_a$ bir taraftan kesmeye çalışan bağlantılarda

veya $\tau \leq 0.8 \sigma_a$ iki taraftan kesmeye çalışan bağlantılarda

$$\text{ve son olarak } \sqrt{\sigma^2 + 3 \tau^2} \leq \sigma_a$$

Civatadaki izin verilebilir gerilme aşağıdakilerle sınırlandırılmıştır:

$$\sigma_a = 0.7 \sigma_{E(0.2)} \text{ normal şartlarda}$$

$$\sigma_a = 0.8 \sigma_{E(0.2)} \text{ dişleri sıyırmayı engelleyecek konstrüksiyonlarda}$$

Burada $\sigma_{E(0.2)}$ civatayı oluşturan metalin % 0.2 deki uzamasına denk akma sınırıdır.

3- Kontrollü Sıkılmış Yüksek Mukavemetli Cıvata Bağlantıları (H.S)

Asıl yüklemeleri bağlantı yüzeyine paralel olan ve yorulmaya maruz kalan montajlarda bu tür bağlantıların kullanılması önerilir. Yüksek dayanımlı cıvatalar ile yapılan bağlantı tipleri aşağıdaki kuvvetlerin etkilerine maruz kalır:

A- Bağlantı Yüzeylerine Paralel Kuvvetler (Sembol T)

Yük, parçaların birbiri üzerinde kaymasına neden olur ve kuvvet sürtünme ile iletilir. Her bir cıvataya iletilen müsaade edilebilir maksimum yükü (T_a sürtünme ile iletilir.) bulmak için, sıkma sebebiyle cıvata oluşmuş (F) kuvveti hesaba katılmalıdır. Bu sürtünen yüzeyler için mevcut olan sürtünme katsayısı (μ) ve bölüm 3.2.1.1'de geçen güvenlik katsayısı (v_T) çarpılarak bu sınırlayan kuvvete uygulanır. Örnek olarak;

$$v_T = 1.5 \text{ Durum I yüklemeinde}$$

$$= 1.33 \text{ Durum II yüklemeinde}$$

$$= 1.1 \text{ Durum III yüklemeinde}$$

Bu durum, $(T_a = \frac{\mu F}{v_T} \cdot m)$ şeklinde de açıklanabilir.

m = Sürtünme düzlemlerinin sayısı

Bir cıvataadaki (F) çekme kuvvetinin değeri, somunu çevirmek için uygulanan momente, elemanları meydana getiren metal için (μ) değerine, sürtünen yüzeylerin durumuna ve işleme kalitesine bağlıdır. *Ek A 3.2.2.2.2.3'* de bu konuda bilgi bulunmaktadır.

B- Bağlantı Düzlemine Dik Etkiyen Kuvvetler (Sembol N)

Montaj yüzeyine dik kuvvetlerin hesap kontrolü bölüm 3.2.2.2.1 ile uyum içerisinde yapılmalıdır.

Eğer cıvatalı bağlantı dışarıdan bir momentten meydana gelen kuvvetler (M) etkisinde ise, maksimum yüklemeye maruz kalan cıvata gerilme yüklenmesi belirlenmelidir. Sonra da çekme gerilmesi N'ye eklenmelidir.

C- T, N ve M Tipindeki Yüklerin Birleştirilmesi

İki kontrol yapılmalıdır bu bölümde:

- a) En çok gerilmeye maruz kalan cıvata için, N ve M kuvvetlerinin oluşturduğu çekme gerilmelerinin toplamı, bölüm 3.2.2.2.2 de açıklanan müsaade edilebilir gerilmeden daha az olmalıdır.
- b) Sürtünme ile iletilen ortalama yük aşağıdaki değerden az olmalıdır.

$$T = \frac{\mu (F-N)}{v_T} \cdot m$$

D- Bağlanan Elemanlardaki Gerilmenin Tayini

Basınç altındaki elemanlardaki gerilme, brüt kesitte (delikler çıkarılmadan) hesaplanır. Çekmeye maruz kalan parçalar için iki durum söz konusudur.

1. Durum: Cıvatalar kuvvet doğrultusuna dik, yalnız bir sıra olarak düzenlenmiş ise, aşağıdaki durumlar kontrol edilmelidir.

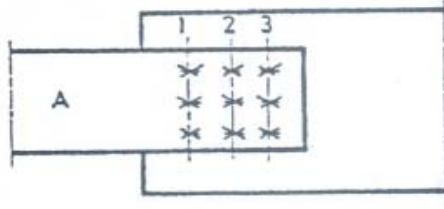
- a) Brüt kesit üzerindeki tam kuvvet
- b) net kesit üzerindeki (delikler açıldıktan sonra) toplam kuvvetlerin % 60'ı

2. Durum: Cıvatalar kuvvet doğrultusuna dik olarak birkaç sıra halinde düzenlenmiş ise:

En çok yük binen kesit (A parçası için bu kesit 1. sıradır.) analiz edilmeli ve aşağıdaki durumlar kontrol edilmelidir.

- a) Brüt kesitteki toplam kuvvet

b) Net kesit üzerinde, sıra 2 ve 3 de taşınan toplam kuvvete (yani şekildeki durum için, eklemedeki toplam kuvvetin 2/3'ü) ilaveten 1. Sıra için alınan kuvvetin % 60'ı



Burada, kuvvetin bütün cıvatalar üzerinde eşit dağıldığı öngörülür. Ayrıca, bu hesaplardaki cıvata sayısı azdır. Cıvata sayısı arttığında son sıradaki bağlantılar çok az yük taşır. İki den fazla sıra tavsiye edilmez. İstisnai olarak üç cıvata sırası kullanılabilir.

E- Yüksek Mukavemetli Cıvatalı Bağlantının Uygulaması

Yukarıdaki hesaplarda, yüksek mukavemetli cıvataların bağlantısının uygunluğunun kontrolü, pratikte cıvataların sıkıştırılmasının ve kontak yüzeylerin uygun bir sürtünme katsayısının elde edilmesi gerekliliği vurgulanmıştır.(Ek A-3.2.2.2.2.3)

3.2.2.3 Kaynaklı Bağlantılar

Kaynaklı bağlantılarda; kaynatılan metalin, ana metal kadar iyi özelliklere sahip olduğu kabulü yapılır.

Uzama yönündeki çekme ve basma durumlarında oluşan gerilmelerin, bölüm 3.2.1.1 de verilen müsaade edilebilir gerilme değerlerini aşmadığı doğrulanmalıdır.

Kaynaklardaki kayma için kabul edilebilir gerilme değeri aşağıda verilmiştir:

$$\tau_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{2}}$$

Fakat bazı özel yükleme durumları için, (kaynaklardaki enine gerilmeler gibi) maksimum müsaade edilebilir eş gerilme değeri azalır.

Tablo T.3.2.2.3 de yükleme durumuna göre, belirli çelikler için, aşılması gereken değerler özetlenmektedir.

Tablo T.3.2.2.3 : Maksimum müsade edilebilir eŖ gerilmeler (N/mm²) elikler A.37 (Fe360)-a.42-a.52 (Fe510)

Yükleme Tipleri	A.37			A.42			A.52		
	Durum I	Durum II	Durum III	Durum I	Durum II	Durum III	Durum I	Durum II	Durum III
Her türlü kaynak tipi için boyuna gerilmeler	160	180	215	175	195	240	240	270	325
Enine ekme gerilmeleri									
1)Alın kaynakları ve özel kalite “K” kaynakları	160	180	215	175	195	240	240	270	325
2)Normal kalite “K” kaynakları	140	158	185	153	170	210	210	236	285
3)KŖe kaynakları	113	127	152	124	138	170	170	191	230
Enine Basma Gerilmeleri									
1)Alın kaynakları ve özel kalite “K” kaynakları	160	180	215	175	195	240	240	270	325
2)KŖe kaynakları	130	146	175	142	158	195	195	220	265
Kesme gerilmeleri Her türlü kaynak için	113	127	152	124	138	170	170	191	230

Ek A-3.2.2.3 de kaynaklı birleŖtirmelerle ilgili ek bilgiler verilmiŖtir.

3.3 BruŖmaya (Crippling) Maruz Kalan Elemanların Kontrolü

Temel prensip: zayıflamaya maruz kalan elemanların elastik limitle aynı emniyet katsayısında olacak Ŗekilde tasarlanmasıdır. BaŖka bir deyiŖle, müsade edilebilir kırılma gerilmesi, maksimum gerilmenin bölüm 3.2.1.1 de belirtildiği gibi 1.5, 1.33 veya 1.1 emniyet katsayıları ile çarpılmasıyla hesaplanmasıdır.

Hesaplamanın pratik yöntem seçimi, yöntemin temeline sadık kalmak Ŗartıyla imalatçıya bırakılmıŖtır.

Eğer seçilen metod, hesaplanan gerilmenin bir zayıflama katsayısı (ω) ile çarpılmasını içeriyorsa ve narinlik katsayısına bağlı olarak bu ykseltilmiŖ gerilme, kesin bir kabul edilebilir gerilme değerinden az ise, bu gerilme değeri 3.2.1.1 de belirtildiği gibi olabilir.

Not: *Ek A-3.3*, yukarıdaki gereksinimlere uygun çeşitli klasik hesaplama yöntemlerinin nasıl uygulanacağını göstermektedir.

3.4 Burkulmaya Maruz Kalan Elemanların Kontrolü

Yeni burkulma emniyeti sabitlerinin belirlenmesi aşağıda gösterilmiştir. Plaka genişliği boyunca eşit yayılmış basma gerilmeleri altındaki düz plakların; plaka genişliği boyunca basmadan çekmeye değişen yüke maruz kalan plaklara oranla, daha büyük burkulma tehlikesi gösterdiği kabul edilmiştir.

Sonuç olarak; burkulmaya karşı emniyet: plaka kenarlarındaki gerilmelerin oranı

(ψ) 'ye bağlı olarak yapılır. (*Ek A-3.4*)

Ek olarak; teknik literatürdeki çok farklı verilerden kaynaklanan, verimli emniyet değerlerindeki ayrılıklardan kurtulmak amacıyla, dairesel silindirlerin burkulmaları ve enine stifnerlerin boşluk ve atalet momenti hesaplarının yapılması da gerekmektedir.

Hesaplanan gerilmenin; aşağıdaki gibi (v_v) katsayılarına bölünen kritik burkulma gerilmesinden yüksek olmadığı doğrulanmalıdır:

	Durum	Burkulma emniyeti v_v
Düz elemanların burkulması	I	$1.70 + 0.175 (\psi - 1)$
	II	$1.50 + 0.125 (\psi - 1)$
	III	$1.35 + 0.075 (\psi - 1)$
Eğilmiş elemanların burkulması; dairesel silindir (örnek: tüpler)	I	1.70
	II	1.50
	III	1.35

Kenar gerilmeleri oran (ψ) +1 ile -1 arasında değişir.

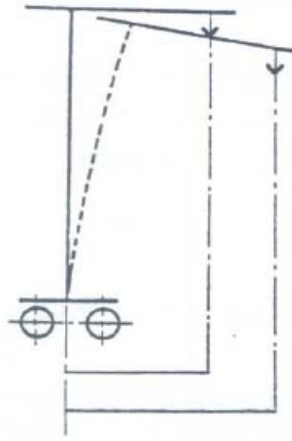
Ek A-3.4 kritik burkulma gerilmesinin hesaplanması ile ilgili bilgileri içermektedir.

3.5 Önemli Bir Deformasyona Maruz Kalan Yapıların Durumu

Bu durumda, elemanlardaki deformasyon sebebiyle oluşan gerilmeler, deformasyona sebep olan kuvvetlerle orantılı olmayabilir.

Örnek olarak, (şekilde gösterildiği gibi) bir vincin direği incelenirse, açık şekilde görülmektedir ki, direktteki moment dağılımı, deformasyonlar sonucu kuvvet kolunun da uzaması sebebiyle, kuvvetle orantılı biçimde değildir.

Bu durumda hesaplama aşağıdaki şekilde yapılır:



1- 3.2 – 3.3 – 3.4 ‘deki kontroller farklı durumlardaki yük durumları için yapılmalı ve kritik gerilmelere (elastik limit, zayıflama, burkulma) göre yeterli güvenilirlikte olup olmadığı kontrol edilmelir. Gerilme hesapları yapılırken yapı üzerindeki deformasyonlar da dikkate alınmalıdır.

2- Bir sonraki kontrol ise, yüklemenin (ν) sabiti ile çarpılmasıyla elde edilen gerilmelerin, deformasyonların da hesaba katılmasıyla yeniden belirlenmesidir. Bu artırılmış yüklemelerle yeni belirlenen gerilmeler hala daha kritik gerilme (elastik limit, zayıflama, burkulma) sınırlarının altında olmalıdır.

Buna rağmen, değişken yüklerini (S_V)(kaldırma yükünün rüzgar etkisiyle (ψ) katsayısı ile çarpılmasından ve yatay hareketlerden oluşan yükler) hesaba katmak, ölü yüklerden oluşacak (S_G) yükleri hesaba katmaktan daha tehlikelidir. Uygulamada, aşağıdaki iki durum incelenerek bir kontrol yapılabilir.

1- Eger ölü yük ve değişken yük farklı yönlerde deformasyona sebep oluyorsa:

Sabit yükten (S_G , artırım yapılmaksızın) dolayı oluşan (σ_G) ve değişken yükten ($\nu.S_V$) dolayı oluşan (σ_V), hesap edilir. (bölüm 3.2 elastik limit, 3.3 zayıflama, 3.4 burkulma).

Elde edilen değerlerin kritik değerin altında olup olmadığı kontrol edilmelidir. Örnek olarak:

$$(S_G + \nu.S_V)'den \text{ hesaplanan } \sigma \leq \sigma_{cr}$$

2- Eger ölü yük ve değişken yük aynı yönde deformasyona sebep oluyorsa: değişken yükün (ν) katsayısı ile çarpımı ve ölü yükün de aşağıdaki katsayı ile çarpılması sonucunda oluşan gerilme bulunur.

$$\nu' = 1 + (\nu - 1) r$$

$r = \frac{\sigma_G}{\sigma_G + \sigma_V}$ deformasyonların ilk aşaması için hesaplanır.

ve sonra: $(v' \cdot S_G + v \cdot S_V)$ 'den hesaplanan $\sigma \leq \sigma_{cr}$

3.6 Yorulmaya Maruz Kalan Elemanların Kontrolü

Değişken ve tekrarlanan yükler altındaki elemanlar için yorulma tehlikesi meydana gelir. Yorulma dayanımı aşağıdaki parametreler gözönünde bulundurularak hesaplanır:

- 1- Elemanın maruz kaldığı konvansiyonel çevrim sayısı ve gerilme spektrumu
- 2- Ele alınan konum için kullanılan malzeme ve çentik etkisi
- 3- Elemanda oluşabilecek maksimum gerilme σ_{max}
- 4- Aşırı gerilmeler arasındaki (κ) oranı

3.6.1 Konvansiyonel Çevrim Sayısı ve Gerilme Spektrumu

Yüklemedeki değişimlerin çevrim sayısı ve gerilme spektrumları bölüm 2.1.2.2 ve 2.1.2.3'te açıklanmıştır.

Eleman sadece 2.1.4 bölümdeki gibi sınıflandırıldığı zaman, bu iki parametre hesaba katılmalıdır.

3.6.2 Kullanılan Malzeme ve Çentik Etkisi

Elemanların yorulma dayanımları, malzemenin kalitesine, bağlantının şekline ve bağlantının yapılış yöntemine göre değişir. Birbirine bağlanan parçaların şekli ve bağlamanın yapılış şeklinin, gerilme birikmelerini (veya çentik etkisi) oluşturan bir etkisi vardır ve bu etki malzemenin yorulma mukavemetini azaltır. *Ek A-3.6* da gerilme birikimi (veya çentik etkisi) derecelerine göre sınıflandırılmış çeşitli bağlanatılar bulunmaktadır.

3.6.3 Maksimum Gerilme σ_{max} 'ın Bulunması

σ_{max} mutlak değer olarak en yüksek gerilme değeridir.(çekme veya basma olabilir.) Bölüm 2.3.1de açıklanan yükleme Durumu I deki elemanın yükseltici katsayı (γ_c) uygulanmaksızın maruz kaldığı gerilmedir.

Basma altındaki elemanların yorulma kontrolleri sırasında, bölüm 3.3 de verilen zayıflam katsayısı (ω) uygulanmamalıdır.

3.6.4 Aşırı Gerilmeler Arasındaki (κ) Oranı

Durum I yüklemesine maruz kalan parçalarda oluşan aşırı gerilmelerin hesaplanması ile bu oran elde edilir.

(κ) Oranı uygulanan çevrimlere göre değişim gösterebilir. Fakat Durum I deki yükleme altında ortaya çıkabilecek iki aşırı gerilme değerlerini bularak (κ)' yı hesaplamak, daha güvenlidir.

Eğer $C_{\max}$ ve $C_{\min}$ bu gerilmelerin cebirsel değerleriyse, $C_{\max}$ daha yüksek mutlak değere sahip aşırı gerilme olmak üzere, (κ) aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\kappa = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \text{ veya kayma durumu için } \kappa = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}}$$

+1 ile -1 arasında değişen bu oran; aşırı gerilmeler aynı doğrultular (yükklü değişken gerilmeler) ise pozitif, farklı doğrultular (değişken gerilmeler) ise negatif değer alır.

3.6.5 Yorulmaya Maruz Kalan Elemanların Kontrolü

Bölüm 3.6.1 ve 3.6.4 teki parametreleri kullanarak, yapısal elemanların ve bağlantıların yorulma yeterlilikleri $\sigma_{\max}$ değerinin, 3.6.3 de açıklandığı gibi müsadde edilebilir gerilme değerinden daha yüksek olmadığı kontrol edilir.

Bu müsadde edilebilir gerilme değeri, kritik gerilme değerinden türetilebilir. Bu durum %90 olasılıkla işler durumda kalma ve 4/3 oranında güvenlik uygulanarak sağlanır:

$$\text{yorulma için } \sigma_a = 0.75 \sigma \text{ \%90 işler durumda kalma}$$

Bu izin verilebilir gerilmelerin tüm bu hususlar çerçevesinde tespit edilmesi karmaşık bir problemidir. Genellikle tavsiye edilen, konuyla ilgili detaylı bilgi içeren kitaplara başvurulmalıdır.

Bu alanda yapılan araştırmalar temel alınarak oluşturulan Ek A-3.6 da A.37-A.42 ve A.52 eliklerinin müsade edilebilir gerilmelerinin bulunmasını amaçlayan, değişik grupların bileşen sınıfladırılması ve ana bağlantılar için çentik etkilerinin dikkate alınması doğrultusunda oluşturulmuştur.

Ek A-3.2.2.2.2.3 Kontrollü Sıkmalı Yüksek Mukavemetli Cıvataların Kullanıldığı Bağlantıların Tasarımı

Bölüm 3.2.2.2.2.3 de yüksek mukavemetli cıvata bağlantı uygulamalarında, karşılaşılan genel gereksinimler ele alınmıştır.

Bu ek, bağlanacak yüzeylerin hazırlanması, elde edilen sürtünme katsayıları ve sıkma metodları ile ilgili bazı yollar göstermektedir.

Sürtünme katsayıları (μ)

Sürtünme ile iletilen kuvvetin hesaplanmasında kullanılan sürtünme katsayıları, bağlanan malzemeye ve bağlanan yüzeylerin hazırlanmasına bağlıdır.

Bağlantı yapılmadan önceki hazırlık: bir metal fırça ile hızlı biçimde fırçalanarak yüzeyde bulunan toz, ve pas artıklarının temizlenmesini içerir. Yağ ve boya lekeleri alev temizlemesiyle veya uygun bir kimyasal ürün(karbon tetraklorid vb.) kullanılarak çıkarılmalıdır.

Daha dikkatli bir temizleme sürtünme katsayısının artmasını sağlayacaktır. Kum raspalama, grit raspalama veya oksii-asetilen alevi gibi işlemlerle daha iyi sonuç verebilir. Sıkma işlemi yapılmadan en fazla beş saat önce bu işlemler yapılmalıdır. Fırçalama ise tek başına ve bağlama yapılmadan hemen önce yapılmalıdır.

Sürtünme katsayıları aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo T.A.3.2.2.2.2.3 : (μ) değerleri

Bağlanan Malzeme	Normal hazırlanmış yüzey(yağdan arındırılmış ve fırşalanmış)	zel hazırlanmış yüzeyler (alevle temizlenmiş, grit ve kum raspası)
E-24 (A.37) Fe 360	0.30	0.50
E-26 (A.42)	0.30	0.50
E-36 (A.52) Fe 510	0.30	0.55

Biri cıvata başının altında ve diğeri somunun altında olmak üzere iki tane rondela yerleştirilmelidir. En az i çerçevede olmak üzere, rondelaların 45 ° açılı olması ve

açıların cıvata başı veya somuna doğru dönmüş olması gerekmektedir.

Mukavemetlerinin en az cıvatayı oluşturan metal kadar olması için ısıtılma işlemine tabi tutulmuş olması gerekmektedir.

Cıvata sıkma işlemi

Cıvatada oluşan gerilme değeri, hesaplarla bulunan değere ulaşmalıdır. Sıkma sonucu oluşan bu gerilme, cıvata başına uygulanacak aşağıda verilen tork değerinin hesaplanmasıyla ölçülebilir:

$$M_a = 1.10 C d F$$

M_a = uygulanacak tork (Nm)

d = nominal cıvata çapı (mm)

F = cıvatada oluşacak nominal çekme kuvveti (kN)

C = yiv formuna bağlı katsayı, somun, rondela ve yivler arasındaki sürtünme katsayısı

Metrik yivli cıvatalar ve rondelalar için bu değer (yağ, toz ve pas olmadan)

$$C = 0.18$$

Cıvatadaki çekme gerilmesi 3.2.2.2.2 bölümünde belirtilen değeri aşmamalıdır.

Cıvatalarda çekme gerilmesi alanının değeri

Cıvatlardaki gerilme hesabını yaparken; ana çapın ve efektif yiv çapının aritmetik ortalamasının alınmasıyla çekme gerilmesi alanı hesaplanır. Bu değerler aşağıdaki tabloda verilmiştir:

Nominal çap (mm)	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30
Çekme gerilmesi alanı (mm ²)	36.6	58	84.3	115	157	192	245	303	353	459	561

Cıvataların Kalitesi

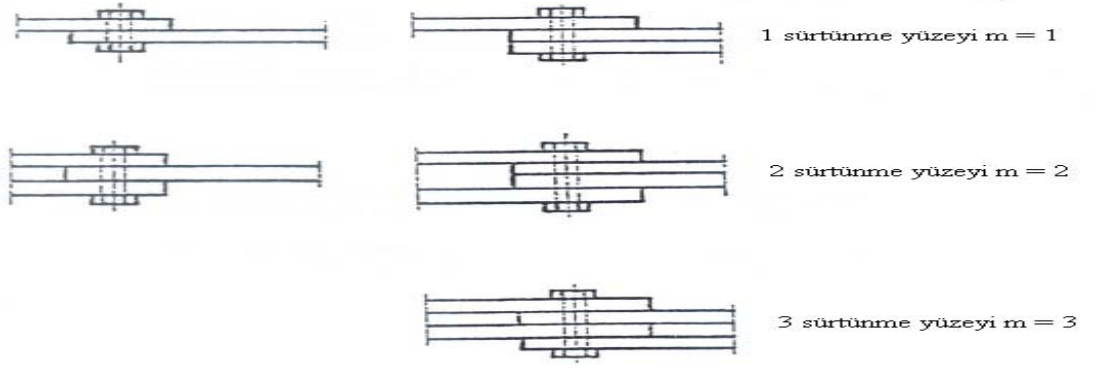
Bu tip bağlantı için kullanılan cıvataların elastik limitleri yüksek değere sahip olmalıdır. Çekme gerilmesinin en yüksek değerinin (σ_R) aşağıdaki değerlerden büyük olması gereklidir:

$\sigma_{E 0.2}$ N/mm ²	σ_R N/mm ²
< 700	> 1.15 σ_E
700'den 850'ye	> 1.12 σ_E
> 850	> 1.10 σ_E

Delik çapı, civata çapının 2 mm fazlasını geçemez.

1000-1200 N/mm²'lik, elastik limiti $\sigma_E = 900$ N/mm² olan cıvataların, bağlantı düzlemine paralel olan aktarılabılır kuvvet değerleri, çeşitli sürtünme katsayılarına göre, A.37, A.42 ve A.52 çelik değerleri için aşağıdaki *Tablo T.A.3.2.2.2.3.22*'de her bir cıvata ve sürtünme yüzeyi için verilmiştir.

Bu şekilleri uygulamak için , efektif sürtünmeli yüzeylerin sayısı şekilde ki gibi uygulanmalıdır:



Tablo T.A.3.2.2.2.3.2 : Cıvata ve sürtünmeli yüzey için bağlama yüzeyindeki aktarılabılır kuvvetler 1000/1200 N/mm²cıvatalar için: $\sigma_E = 900$ N/mm², yiv yüzölmesini önlemek için $\sigma_a = 0.8 \sigma_E$

Cıvata Yarıçapı (mm)	Çekme Gerilmesi Alanı (mm ²)	Clamping Kuvveti (kN)	Tok Uygulanan (Nm)	Normal hazırlanmış yüzeyler			Özel Hazırlanmış Yüzeyler					
				Çelikler A-37,A-42, A-52 $\mu = 0.30$			Çelikler A-37,A-42 $\mu = 0.50$			Çelik A-52 $\mu = 0.55$		
				I kN	II kN	III kN	I kN	II kN	III kN	I kN	II kN	III kN
10	58	41.7	82.7	8.3	9.4	11.4	13.9	15.7	18.9	15.2	17.2	20.8
12	84.3	60.6	144	12.1	13.6	16.5	20.2	22.8	27.5	22.2	25.0	30.3
14	115	82.7	229	16.5	18.6	22.5	27.5	31.0	37.6	30.2	34.2	41.4
16	157	113	358	22.6	25.5	30.8	37.7	42.5	51.4	41.5	46.8	56.5
18	192	138	492	27.6	31	37.6	46.0	51.8	62.7	50.6	57.0	69.0
20	245	176	697	35.2	39.7	48	58.5	66.1	80.0	64.5	72.7	88.0
22	303	218	950	43.6	49.3	59.7	72.5	82.0	99.0	80.0	90.2	109.0
24	353	254	1200	50.8	57.1	69.4	84.5	95.5	115.5	93.1	105.0	127.0
27	459	330	1760	66	74.2	90	110.0	124.0	150.0	121.0	136.0	165.0

Elastik limiti σ_E olan cıvatalar için, yukarıdaki tabloda verilen kuvvet ve moment değerleri $\sigma_E / 900$ oranıyla çarpılmalıdırlar.

Vidaların sıyrılmasına karşı tedbir alınmamış cıvataların kullanılmasından doğan ($\sigma_a = 0.7 \sigma_E$) etkiden korunmak için herhangi bir özel ölçüm yoktur. Bu değerler 1.14'e bölünerek bulunurlar.

Ek A-3.2.2.3 Kaynaklı Birleştirmelerdeki Gerilme

İlk etapta kaynaktaki gerilmeyi tahmin etmek çok karmaşık bir problemdir. Çünkü kaynaklı bağlantılarda çok fazla sayıda konfigürasyon karşımıza çıkmaktadır.

Tekniğin bugünkü durumunda, kaldırma araçlarının tam olarak hesaplanması için, kuralların yeterli olduğunu kabul etmek imkansızdır. Bundan başka kaynak dikişlerine ait kuralların çevresi ve durumu itibariyle, mevcut hesaplama kurallarının genel çerçevesi içine sokulması zordur. Bununla beraber, birkaç genel bilgi üzerinde sınırlama yapılarak aşağıdaki hususlar verilebilir.

1- Tüm hesap metodları için ideal ve düzgün bağlantı yapıldığı kabul edilmiştir. Örnek olarak: kaynağın düzgün şekilde düzgün nüfuz ettiği ve böylece bileşenlerin bağlanmasında kaynağın süreksizliği veya eleman geçişlerinde kaynakta oluşacak yanma oluklarının neden olduğu çentik ve krater etkilerinden bağımsız olduğu varsayılmaktadır.

Kaynak tasarımı aktarılan kuvvetler için uygun hale getirilmeli ve bu konuyla ilgili olarak literatür taraması yapılarak tartışılmalıdır.

Kaynak yapıldıktan sonra yüzeyinin düzgün bir şekilde taşlanması, kaynak mukavemetini artırdığı unutulmamalıdır.

2- Bağlantı tasarımından veya artık gerilmelerden dolayı oluşan gerilme konsantrasyonlarını hesaba katmaya gerek yoktur.

3- Kaynaktaki müade edilebilir gerilme bölüm 3.2.2.3 de açıklanmıştır ve kombine gerilmelerinden doğan eş gerilme (σ_{cp}), (σ) ve kayma gerilmesi(τ)'nin bağıntısı olarak aşağıdaki formülde verilmiştir:

$$\sigma_{cp} = \sqrt{\sigma^2 + 2 \tau^2}$$

İkili gerilmeler (σ_x), (σ_y) ve kayma gerilmesi (τ_{xy})'yi içerdiğinde aşağıdaki formül uygulanır:

$$\sigma_{cp} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 2 \tau_{xy}^2}$$

4- Köşe kaynağında kesitin genişliği olarak, dipten itibaren kaynak dikişinin yüksekliği alınır. Bunun uzunluğu, dikişin uç krater nedeni ile azalmış hakiki uzunluğudur.

Eğer bağlantılar birbirine yakınsa veya krater etkisini sınırlamak için özel önlemler alınırsa boyun azaltılmasına gerek yoktur.

Bu konuya güvenli bir şekilde bakmak için bir konuya daha dikkat etmek gerekir. Kaynağın kendinde yorulmadan ötürü oluşacak kusurlar çok nadiren görülür; fakat genelde bu durum hemen yanındaki ana metalde oluşur.

Kaynak dikişinin yanında, esas malzemede meydana gelen σ_{max} ve σ_{min} gerilmeleri, her zaman alışılmış hesaplama usulleri ile tesbit edilir ve bunula işletme mukavemetine göre bir hesaplama yapılır.

Kaynağın kendi içindeki yorulma mukavemetini doğrulamak için, yanındaki ana metal ile birlikte yükü aynı şekilde aktarabildiğinin teyit edilmesi yeterlidir.

İletilen kuvvetlere göre parçalar yeterli boyutlarda iseler bu kural bir zorunluluk değildir. Tüm kuvvetlere göre bu durumda kaynak boyutunun yeterli olduğu *Ek A-3.6'*ya uygun olarak yorulma kontrolünün yapılması şartıyla sağlanır.

Bütün durumlar için, kaynak dikişi yüksekliğinin, her zaman kaynak yapılacak parçaların kalınlığı ile uygun oranda seçilmesine dikkat edilmelidir.

Özel durumlar

Bazı kaynaklı birleştirmelerde, özellikle enine yükleme durumu varken (örnek olarak: kaynak dikişine dik), müsaade edilebilir gerilme azaltılabilir. (bak bölüm 3.2.2.3)

Ek A-3.3 Yapısal (Taşıyıcı Sistem) Elemanların Flambaja Göre Hesaplanması

Bu problem için herhangi bir bakış açısını benimsemeden önce, FEM basit durumlarda pratik metodlar önermiştir. Bu metodlar, bölüm 2.3.1, 2.3.2 ve 2.3.3 de açıklanan çeşitli yükleme durumlarında hesaplanan çubuğun narinlik değerine bağlı flambaj (ω) katsayısı ile çoğaltılmış bir gerilmenin, *Tablo T.3.2.1.1* de verilmiş olan gerilmelerden her durum için daha küçük olduğunu, kontrol edecek pratik bir metodun kullanılması F.E.M tarafından tavsiye edilir.

(ω) değerleri narinlik katsayısı (λ)'nın bir fonksiyonu olarak aşağıdaki durumları içerir tablo olarak verilmiştir.

Tablo T.A.3.3.1: Eğrisel kesitler St 37 çelik kalitesinde (Fe 360)

Tablo T.A.3.3.2: Eğrisel kesitler St 52 çelik kalitesinde (Fe 510)

Tablo T.A.3.3.3: Tüp kesitler St 37 çelik kalitesinde (Fe 360)

Tablo T.A.3.3.4: Tüp kesitler St 52 çelik kalitesinde (Fe 510)

(λ) Narinlik katsayısını hesaplamak için tayin edilen efektif boylar

1- Sıradan çubuklarda iki ucundan mafsallı eksenel yükleme durumunda efektif uzunluk mafsallar arasındaki mesafe kadar alınmalıdır.

2- Eksenel yüklenmiş bir çubuk, bir ucu ankastre diğer ucu serbest bırakılmışsa efektif boy çubuğun iki katı alınmalıdır.

3- Çubukların iki ucunun sıkıştırılmasıyla sabitlenmesi durumunda bazı belirsizlikler meydana gelmektedir ve bu yüzden çubuğun sabitlenmesinden kaynaklanacak etki yok sayılarak çubuğun iki ucundan mafsallandığı düşünülmüştür. Efektif boy bu durumda eksenlerin kesişme noktası arasındaki mesafe olarak alınmalıdır.

Eğilmeye ve basmaya maruz kalan çubukların durumu

Çubukların ekzantirik olarak yüklenmesi veya eksenel yüklemenin çubukta eğilme momenti yaratması durumunda:

- İki formül bağımsız olarak kontrol edilmelidir.

$$\frac{F}{S} + \frac{M_f v}{I} \leq \sigma_a$$

$$\text{ve } \frac{\omega F}{S} + 0.9 \frac{M_f v}{I} \leq \sigma_a$$

F = Çubuğa uygulanan basma yükü

S = Çubuğun kesit alanı

M_f = Kesitin eğilme momenti

v = Kesitin ağırlık merkezinin en dış kenarlardan uzaklığı

I = Atalet momenti

- veya, çubukta aynı zamanda eğilme ve basma uygulamasının etkilerinden meydana gelen şekil değiştirmesi dikkate alınarak, tam bir hesaplama yapılmalıdır. Bu hesaplama integral yoluyla veya yaklaşık yöntemlerle yapılmalıdır.

Tablo T.A.3.3.1 : (λ)Narinlik katsayısının bir terimi olarak (ω) katsayı değerleri eğik yüzeyler için St 37 çelik (Fe 360)

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 T.A.3.3.2 : (λ) Narinlik katsayısının bir terimi olarak (ω) katsayı değerleri eğik yüzeyler için St 52 çelik (Fe 510)

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	1.33	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	14.34	14.47
240	14.59	14.71	14.83	14.96	15.08	15.20	15.35	15.45	15.58	15.71
250	15.83									

Tablo T.A.3.3.3 : (λ) Narinlik katsayısının bir terimi olarak (ω) katsayı değerleri eğik yüzeyler için St 37 çelik (Fe 360)

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
20	1.00	1.00	1.00	1.00	1.01	1.01	1.01	1.02	1.02	1.02
30	1.03	1.03	1.04	1.04	1.04	1.05	1.05	1.05	1.06	1.06
40	1.07	1.07	1.08	1.08	1.09	1.09	1.10	1.10	1.11	1.11
50	1.12	1.13	1.13	1.14	1.15	1.15	1.16	1.17	1.17	1.18
60	1.19	1.20	1.20	1.21	1.22	1.23	1.24	1.25	1.26	1.27
70	1.28	1.29	1.30	1.31	1.32	1.33	1.34	1.35	1.36	1.37
80	1.39	1.40	1.41	1.42	1.44	1.46	1.47	1.48	1.50	1.51
90	1.53	1.54	1.56	1.58	1.59	1.61	1.63	1.64	1.66	1.68
100	1.70	1.73	1.76	1.79	1.83	1.87	1.90	1.94	1.97	2.01
110	2.05	2.08	2.12	2.16	2.20	2.23				
$\lambda > 115$ için, ω değerleri Tablo T.A.3.3.1'den alınmalıdır.										

Tablo T.A.3.3.4 : (λ) Narinlik katsayısının bir terimi olarak (ω) katsayı değerleri eğik yüzeyler için St 52 çelik (Fe 510)

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
20	1.02	1.02	1.02	1.03	1.03	1.03	1.04	1.04	1.05	1.05
30	1.05	1.06	1.06	1.07	1.07	1.08	1.08	1.09	1.10	1.10
40	1.11	1.11	1.12	1.13	1.13	1.14	1.15	1.16	1.16	1.17
50	1.18	1.19	1.20	1.21	1.22	1.23	1.24	1.25	1.26	1.27
60	1.28	1.30	1.31	1.32	1.33	1.35	1.36	1.38	1.39	1.41
70	1.42	1.44	1.46	1.47	1.49	1.51	1.53	1.55	1.57	1.59
80	1.62	1.66	1.71	1.75	1.79	1.83	1.88	1.92	1.97	2.01
90	2.05									
$\lambda > 90$ için, ω değerleri Tablo T.A.3.3.2'den alınmalıdır.										

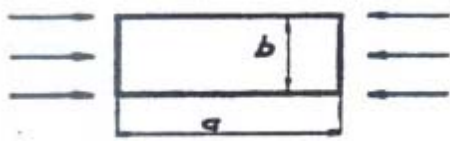
Not: Tablo T.A.3.3.3 ve T.A.3.3.4 deki (ω) değerleri tek tübü içeren eksenel yüklenmiş çubuk hesaplarında geçerlidir. Çubuğun çapı kalınlığının en az altı katıdır.

Ek A-3.4 Burkulmaya Maruz Kalan Yapı Elemanlarının Kontrolü

Teorik açıdan bakılırsa, kritik burkulma gerilmesi σ_{cr}^v EULER gerilmesinin bir katı olarak kabul edilip aşağıdaki formülde gösterilmiştir.

$$\sigma_R^E = \frac{\pi^2 E}{12 (1 - \eta^2)} \cdot \left(\frac{e}{b}\right)^2$$

Kritik burkulma gerilmesini kalınlığı (e), genişliği de (b) olan bir şerit düşünürsek basma kuvvetine dik yönde ölçülmüş plaka boyutlarının oluştuğu görülmektedir.



Bu formülde (E) Elastisite modülünü , (η) Poisson oranını göstermektedir.

Normal çelikler için $E = 210\,000\text{ N/mm}^2$ ve $\eta = 0.3$ 'tür. Böylece EULER gerilme değeri aşağıdaki hali almıştır:

$$\sigma_R^E = 189\,800 \left(\frac{e}{b}\right)^2$$

Kritik burkulma değeri σ_{cr}^v bu değerin bir katı olmalıdır. Basmada;

$$\sigma_{cr}^v = K_\sigma \sigma_R^E$$

Kaymada kritik gerilme:

$$\tau_{cr}^v = K_\tau \sigma_R^E$$

K_σ ve K_τ katsayıları burkulma katsayıları olarak bilinmektedir ve aşağıdaki değerlere bağlıdır.

- $\alpha = \frac{a}{b}$ oranı plakanın iki kenarı
- köşeleri boyunca mesnetlenmiş plakanın davranışı
- kendi düzlemindeki plaka tarafından maruz kalan yükleme tipi
- plaka üzerine herhangi bir stifner ile güçlendirilmesi

K_σ ve K_τ katsayı değerleri

Problemin ayrıntılarına girmeksizin, özel işlerin ve standartların bir unsuru olarak

K_σ ve K_τ değerleri az miktardaki basit durumlarda *Tablo T.A.3.4.1* de gösterilmiştir.

Daha komplike durumlarda özel literatür bilgisi gerekmektedir.

Kombine Basma ve Kayma

Basma ve Kayma gerilmeleri olarak hesaplanmış σ ve τ değerleri, kritik karşılaştırma gerilmesini ($\sigma_{cr,c}^v$) aşağıdaki gibi vermektedir.

$$\sigma_{cr,c}^v = \frac{\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}}{\frac{1+\Psi}{4} \frac{\sigma}{\sigma_{cr}^v} + \sqrt{\left(\frac{3-\Psi}{4} \cdot \frac{\sigma}{\sigma_{cr}^v}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_{cr}^v}\right)^2}}$$

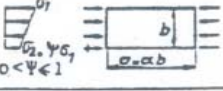
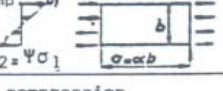
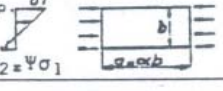
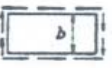
Ψ *Tablo T.A.3.4.1* de açıklanmıştır.

Önemli Not: Yukarıda formülleri verilmiş kritik gerilmeler σ_{cr}^v ve $\sigma_{cr,c}^v$ sadece aşağıdaki orantı sınırlarının altında olduğunda geçerlidir. (örnek: A.37 çelik için 190 N/mm^2 , A.52 çelik için 290 N/mm^2)

Benzer şekilde, (τ_{cr}^v) formülü uygulanması için $\sqrt{3}(\tau_{cr}^v)$ değeri orantı sınırlarının altında olması gerekir.

Şayet bu formüllerden elde edilen değerler sınırın üst kısmında bulunuyorsa, hesaplanan kritik gerilmenin *Tablo T.A.3.4.2* de verilen (ρ) katsayısı ile çarpılmış, kritik sınır gerilmesi dikkate alınmalıdır. Bundan başka hesaplanan değişik σ_{cr}^v ve τ_{cr}^v değerlerine uyan azaltılmış gerilmeler verilir.

Tablo T.A.3.4.1 : Dört köşesinden bağlı plakaların K_σ ve K_τ burkulma katsayısı değerleri

No.	CASE	$\alpha = \frac{a}{b}$	K_σ or K_τ
1	Simple uniform compression 	$\alpha \geq 1$ $\alpha \leq 1$	$K_\sigma = 4$ $K_\sigma = (\alpha + \frac{1}{\alpha})^2$
2	Non-uniform compression 	$\alpha \geq 1$ $\alpha \leq 1$	$K_\sigma = \frac{8,4}{\Psi + 1,1}$ $K_\sigma = (\alpha + \frac{1}{\alpha})^2 \cdot \frac{2,1}{\Psi + 1,1}$
3	Pure bending $\Psi = -1$ or bending with tension preponderant Comp $\Psi < -1$ Tens. 	$\alpha \geq \frac{2}{3}$ $\alpha \leq \frac{2}{3}$	$K_\sigma = 23,9$ $K_\sigma = 15,87 + \frac{1,87}{\alpha^2} + 8,6 \alpha^2$
4	Bending with compression preponderant - $1 < \Psi < 0$ 		$K_\sigma = (1 + \Psi) K' - \Psi K'' + 10 \Psi (1 + \Psi)$ where : $K' =$ value of K_σ for $\Psi = 0$ in case no. 2 $K'' =$ value of K_σ for pure bending (case no. 3)
5	Pure shear 	$\alpha \geq 1$ $\alpha \leq 1$	$K_\tau = 5,34 + \frac{4}{\alpha^2}$ $K_\tau = 4 + \frac{5,34}{\alpha^2}$

Tablo T.A.3.4.2 (ρ) Değerleri ve azaltılmış kritik gerilmeleri (σ_{cr}^v) ($\sigma_{cr,c}^v$) ve (τ_{cr}^v)

σ_{cr}^v veya $\sigma_{cr,c}^v$ hesaplanmış	τ_{cr}^v hesaplanmış	ρ	σ_{cr}^v veya $\sigma_{cr,c}^v$ azaltılmış	τ_{cr}^v azaltılmış	σ_{cr}^v veya $\sigma_{cr,c}^v$ hesaplanmış	τ_{cr}^v hesaplanmış	ρ	σ_{cr}^v veya $\sigma_{cr,c}^v$ azaltılmış	τ_{cr}^v azaltılmış
Çelik St 37 [Fe 360]					Çelik St 52 [Fe 510]				
190	110	1.00	190	110	290	168	1.00	290	168
200	116	0.97	194	113	300	173	0.98	294	169
210	121	0.94	197	114	310	179	0.96	297	172
220	127	0.91	200	116	320	185	0.94	300	174
230	133	0.88	202	117	330	191	0.92	303	175
240	139	0.85	204	118	340	196	0.90	306	176
250	145	0.82	206	119	350	202	0.88	308	177
260	150	0.80	208	120	360	208	0.86	309	178
280	162	0.76	212	122	380	220	0.82	312	180
300	173	0.72	215	124	400	231	0.79	316	182
340	197	0.65	221	128	440	254	0.73	322	185

Müsade Edilebilir Burkulma Gerilmesi

Kritik burkulma gerilmesi yukarıda değerlendirilmiştir. Kritik burkulma; kritik gerilmenin, ν_v katsayısına bölünmesiyle bulunur. Bölüm 3.4 açıklanmıştır.

Hesaplar aşağıdaki gibi uygulanmıştır.

Gerilmeler her yükleme durumu için bölüm 3.4'e göre yapılmıştır. Sonra hesaplanan bu değerin yukarıda anlatılan müsade edilebilir gerilmeyi geçmediğinden emin olunmalıdır.

Not: Kombine basma ve kayma durumunda, kritik karşılaştırma gerilmesi $\sigma_{cr.c}^v$ bölüm 3.2.1.3 de hesaplanan formül karşılaştırma gerilmesiyle karşılaştırılmalıdır.

$$\sigma_{cp} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \tau^2}$$

Ek A-3.6 Yorulmaya Maruz Kalan Yapı Elemanlarının Kontrolü

Unutulmamalıdır ki yorulma, kırılmanın önemli bir nedenidir ve bölüm 3.6 da bahsedilmiştir. Bu yüzden yorulmanın yanında, zayıflama ve burkulma mücade edilebilir elastik limitleri de kontrol edilmelidir.

İşletme mukavemetine göre bulunan emniyetli gerilme diğer hesaplar için bulunanlardan daha fazla ise, bu takdirde boyutlandırmada işletme mukavemetinin etkili olmayacağı söylenir.

Bölüm 3.6 da yapısal bileşenlerin yorulma kontrolündeki parametreler belirtilmiştir.

Bu ekteki bölüm 3.6.2 de anlatılan amaç, ilk seferde çeşitli bağlantıların çentik etkisine bağlı olarak sınıflandırılmasıdır. Sonrada bu çeşitli çentik etkilerini ve 2.1.4 bölümünde açıklanan her bir bileşenin grup sınıflandırması için mücade edilebilir yorulma gerilmesi (κ)'nın fonksiyonu olarak bölüm 3.6.4 de açıklanmıştır.

Mücade edilebilir yorulma gerilmeleri F.E.M'in uygulayacağı testlerin sonucunda karar verilmelidir. Test parçalarından farklı çentik etki değerleri alınmalıdır ve çeşitli yük durumları için sunulmalıdır. Bu gerilme değerleri 4/3 güvenlik faktörü içinde %90 kurtulabilmelidir.

Pratikte yapı elemanları ya kaynaklı ya cıvatalı yada perçinli olarak birleştirilmişlerdir. Tecrübeler de göstermiştir ki elemanların davranışları bir noktadan diğer bir noktaya göre farklılık göstermektedir. Birbirine çok yakın bağlantılar bağlantı metodlarına göre bir zayıflık ve zedelenme meydana getirirler.

Yapı elemanları üzerindeki yorulma etkisi tüm bağlantılarda ve birbirine çok yakın birleştirilmeler ilk bölümlerde incelenmiştir.

İkinci olarakta yorulma direncinde bağlantıların kendileri incelenmiştir. Örnek olarak: kaynak dikişleri, cıvatalar ve perçinler.

1- Yapı Elemanlarının Doğrulaması

Başlangıç noktası olarak, ana metalin herhangi bir bağlantı noktasında ve genel olarak gerilme konsantrasyonunun olduğu yerlerde yorulma mukavemetinin azaldığı görülmüştür.

Bağlantı deliklerinden veya kaynağın kesit değiştirmesinden ötürü bağlantı noktalarının civarında mukavemet azalmasına mücadele etmek için , bağlantı civarında çentik etkisi ve metaldeki süreksizlik yüzünden oluşan gerilme konsantrasyonu incelenmelidir.

Çentik etkisi mücadele edilebilir gerilmeyi azaltmaktadır. Azalma karşılaşılan süreksizlik tipine bağlı olarak değişmektedir. Örnek olarak: kullanılan birleştirme yöntemi.

Çentik etkisini sınıflandırmak önemlidir. Çeşitli formdaki yapı bağlantıları aşağıdaki gibi kategorilere ayrılmıştır.

Kaynaklanmamış kısımlar

Bu kısımlar için üç çentik hali ele alınmıştır.

Durum W_0 : Çentik etkisi olmaksızın malzeme

Durum W_1 ve W_2 : Delikli elemanlar (bakınız *Tablo T.A.3.6.(1)*)

Kaynaklı kısımlar

Yapısal elemanların kaynak dikişine yakın bölümlerde çentik etkisinin K_0 'dan K_4 'e kadar artmasından dolayı bağlantıların düzenlenmesi önemlidir.

Tablo T.A.3.6 kaynağın kalitesini, kaynak sınıflandırmasını ve kaldırma ekipmanları inşaatında sık kullanılan çeşitli bağlantı şekillerini göstermektedir.

Mücadele edilebilir gerilmenin yorulma için bulunması

Çekme ve basma yükleri

Çekme ve basma da mücadele edilebilir gerilmeyi bulmak için kullanılacak temel değerler, değişken gerilme ile $\pm \sigma_w$ ($\kappa = -1$) yapılan deneylerde %90 bir muhtemel ömür veren değerlerdir. Burada 4/3 gibi bir emniyet katsayısı hesaplara katılacaktır.

Gerilme tekrarı sayısı ve gerilme spektrumunu hesaba katarak (σ_w) değerleri elemanların her bir grup sınıflandırması için belirlenecektir.

Böylece bu iki etki büyüklüğü dikkate alınmış olacaktır. Kaynaksız parçalarda, (σ_w) değerleri, St 37 ve St 44 çelikleri için bezerdir. St 52 çeliğini değerlerinden de büyüktürler. Kaynaklı parçalarda, (σ_w) değerleri, her üç çelik kalitesi için benzerdir.

Tablo T.A.3.6.1 : İnşaa durumuna ve bileşen grubuna bağlı olarak (σ_w) değerleri (N/mm^2)

Component group	Unwelded components Construction cases						Welded components Construction cases (Steels St 37 to St 52, Fe 360 to Fe 510)				
	w_0		w_1		w_2		K_0	K_1	K_2	K_3	K_4
	Fe 360 St 37 St 44	St 52 Fe 510	Fe 360 St 37 St 44	St 52 Fe 510	Fe 360 St 37 St 44	St 52 Fe 510					
E1	249,1	298,0	211,7	253,3	174,4	208,6	(361,9)	(323,1)	(271,4)	193,9	116,3
E2	224,4	261,7	190,7	222,4	157,1	183,2	(293,8)	262,3	220,3	157,4	94,4
E3	202,2	229,8	171,8	195,3	141,5	160,8	238,4	212,9	178,8	127,7	76,6
E4	182,1	201,8	154,8	171,5	127,5	141,2	193,5	172,8	145,1	103,7	62,2
E5	164,1	177,2	139,5	150,6	114,9	124,0	157,1	140,3	117,8	84,2	50,5
E6	147,8	155,6	125,7	132,3	103,5	108,9	127,5	113,8	95,6	68,3	41,0
E7	133,2	136,6	113,2	116,2	93,2	95,7	103,5	92,4	77,6	55,4	33,3
E8	120,0	120,0	102,0	102,0	84,0	84,0	84,0	75,0	63,0	45,0	27,0

Parantez içindeki değerler 0.75 kat kırılma gerilmesinden büyüktür ve sadece teorik değerlerdir. (bu bölümün sonundaki not 2'ye bakınız)

Aşağıda müsaade edilebilir yorulma gerilmesi formülleri tüm (κ) değerleri için verilmiştir.

a) ($\kappa \leq 0$)

$$\text{Çekme için: } \sigma_t = \sigma_w \frac{5}{3-2\kappa} \quad (1)$$

$$\text{Basma için: } \sigma_c = \sigma_w \frac{25}{1-\kappa} \quad (2)$$

b) ($\kappa > 0$)

$$\text{Çekme için: } \sigma_t = \frac{\sigma_0}{1 - \left(1 - \frac{\sigma_0}{\sigma_{+1}}\right)\kappa} \quad (3)$$

$$\text{Basma için: } \sigma_c = 1.2 \sigma_t \quad (4)$$

$\sigma_0 = (\kappa = 0)$ için formül (1) de verilen çekme gerilmesidir.

$$\sigma_0 = 1.66 \sigma_w$$

$\sigma_{+1} = (\kappa = +1)$ için çekme gerilmesidir. Nihai mukavemeti (σ_R)'nin güvelik katsayısı 4/3'e bölünmesiyle elde edilir.

$$\sigma_{+1} = 0.75 \sigma_R$$

$\sigma_t = 0.75 \sigma_R$ 'nin her durumunda sınırlıdır.

Şekil A.3.6.1 de müsaade edilebilir gerilme (κ)'nın fonksiyonu olarak aşağıdaki durumlar için verilmiştir.

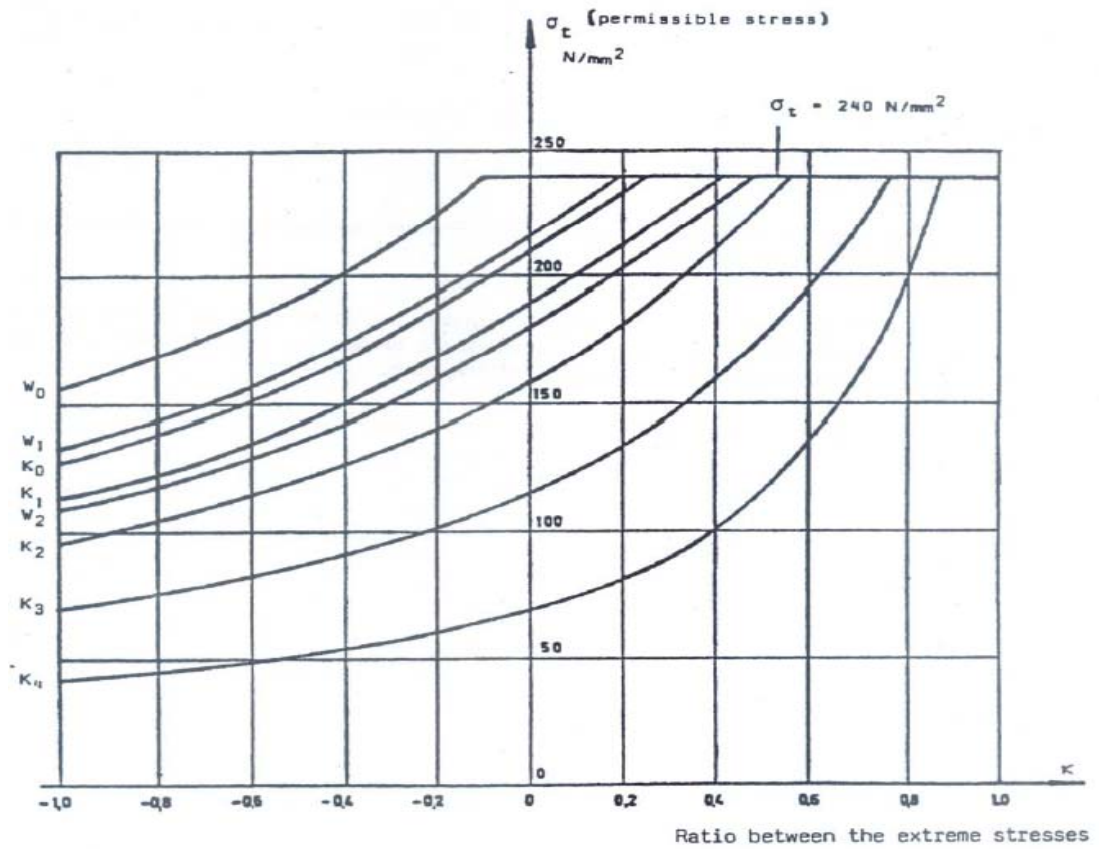
- Çelik A.52

- En baskın çekme gerilmesi

- Grup E6

- İnşaa durumu W_0, W_1, W_2 kaynaklı bileşenler ve K_0 'dan K_4 'e kadar olan bağlantılar için inşaa durumları

Müsaade edilebilir gerilmeler 240 N/mm^2 ile sınırlandırılmıştır; Örnek olarak: müsaade edilen gerilme çekme mukavemetine göre kontrol edilir.



Şekil A.3.6.1 : (A52; çekme; grup E6)

Yapı Elemanlarının Malzemesindeki Kayma Gerilmeleri

E1'den E8'e kadar olan gruplar için, çekmede, durum W_0 'da müsadde edilebilir yorulma gerilmesinin $\sqrt{3}$ 'e bölünmesiyle elde edilir.

$$\tau_a = \frac{\sigma_t \text{ durum } W_0}{\sqrt{3}}$$

Çekmede (veya basmada) ve Kaymada Kombine Yükler

Yorulma için müsadde edilebilir gerilmeler, herbir normal yük için çekme (veya basma) σ_{xa} , σ_{ya} ve kayma τ_{xya} değerleri hesaplanır. Bu hesaplama yapılırken tüm etkilerin ayrı ayrı, aşağıdaki (κ) değerlerine uygun olarak, bölüm 3.6.4'e göre yapıldığı varsayılmıştır.

$$\kappa_x = \frac{\sigma_{x \min}}{\sigma_{x \max}} ; \kappa_y = \frac{\sigma_{y \min}}{\sigma_{y \max}} \text{ ve } \kappa_{xy} = \frac{\tau_{xy \min}}{\tau_{xy \max}}$$

Sonra aşağıdaki üç durum kontrol edilmelidir.

$$\sigma_{x \max} < \sigma_{xa} ; \sigma_{y \max} < \sigma_{ya} \text{ ve } \tau_{xy \max} < \tau_{xya}$$

Hesaplanmış hiçbir kayma gerilmesi, yükleme Durumu I (bak *Tablo T.3.2.1.1*)'de verilen (σ_a) değerini geçmemelidir.

a) Herhangi bir yükleme durumundaki gerilmelerden biri diğer iki gerilmeden büyükse elemandaki yorulmayı kontrol etmek için bu büyük değer yeterlidir. Diğer ikisini kontrol etmeye gerek yoktur.

b) Başka durumlarda, herbir yüklemenin yalnız başına etkidiği varsayılarak kontrol yapılır. Aşağıdaki bağıntının kontrol edilmesi önerilmektedir.

$$\left(\frac{\sigma_{x \max}}{\sigma_{xa}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{y \max}}{\sigma_{ya}} \right)^2 - \frac{\sigma_{x \max} \sigma_{y \max}}{|\sigma_{xa}| |\sigma_{ya}|} + \left(\frac{\tau_{xy \max}}{\tau_{xya}} \right)^2 \leq 1 \quad (5)$$

Bu eşitsizlik çeşitli gerklilikler meydana getirir. Değerler bir den çok az yüksekse kabul edilir. Fakat bu durumda aşağıdaki bağıntıyı kontrol etmek gerekir.

$$\sqrt{\left(\frac{\sigma_{x \max}}{\sigma_{xa}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{y \max}}{\sigma_{ya}} \right)^2 - \frac{\sigma_{x \max} \sigma_{y \max}}{|\sigma_{xa}| |\sigma_{ya}|} + \left(\frac{\tau_{xy \max}}{\tau_{xya}} \right)^2} \leq 1.05$$

$\sigma_{x \max}$ ve $\sigma_{y \max}$ kendi cebirsel değerleri ile hesaplara katılırsa, $|\sigma_{xa}|$ ve $|\sigma_{ya}|$ değerleri mutlak değerleriyle hesaplara katılacaktır.

σ_{xa} , σ_{ya} ve τ_{xya} gerilme değerleri, formül (1), (2), (3) ve (4) formülünden hesaplanacak ve $0.75 \sigma_R$ ile sınırlanacaktır.

Bu formülün kullanılması için bölüm 3.2.1.3 de verilenlerin dikkate alınması tavsiye edilecektir. Buna göre,

- kontrolü yapabilmek için ya, $\sigma_{x \max}$, $\sigma_{y \max}$ ve $\tau_{xy \max}$ maksimum değerleri, (κ)’nın en kötü durumları için hesaplanmış σ_{xa} , σ_{ya} ve τ_{xya} değerleriyle karşılaştırılmalıdır.

- yada, aşağıdaki değerlerin kontrolü yapılarak; olabilecek en kötü durum kombinasyonlarının araştırılması sağlanmalıdır:

a) $\sigma_{x \max}$ ve $\kappa_{x \min}$ ile buna karşılık gelen σ_y , τ_{xy} , κ_y ve κ_{xy}

b) $\sigma_{y \max}$ ve $\kappa_{y \min}$ ile buna karşılık gelen σ_x , τ_{xy} , κ_x ve κ_{xy}

c) $\tau_{xy \max}$ ve $\kappa_{xy \min}$ ile buna karşılık gelen σ_x , τ_{xy} , κ_x ve κ_y

Bu bağlamda, bölüm 3.2.1.3 deki nota bakılmalıdır.

Hesapları kolaylaştırma açısından *Tablo T.A.3.6.2* deki müade edilebilir değerler olan $\frac{\tau_{xy \max}}{\tau_{xya}}$, $\frac{\sigma_{x \max}}{\sigma_{xa}}$ ve $\frac{\sigma_{y \max}}{\sigma_{ya}}$ ‘nin fonksiyonu olarak verilmiştir.

Bu tabloda $\frac{\sigma_{x \max}}{\sigma_{xa}}$ sol taraftaki sütunda verilmiştir. Oran, $\sigma_{x \max}$ ve $\sigma_{y \max}$ aynı şartlı ise pozitif değilse negatif olarak düşünölmelidir.

Tablo T.A.3.6.2 : $\frac{\tau_{xy \max}}{\tau_{xya}}$ değerleri; $\frac{\sigma_{x \max}}{\sigma_{xa}}$ ve $\frac{\sigma_{y \max}}{\sigma_{ya}}$ terimleri olarak verilmiştir

$\frac{\sigma_{x \max}}{\sigma_{xa}}$	$\frac{\sigma_{y \max}}{\sigma_{ya}}$										
	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0
+ 1,0	0	0,300	0,400	0,458	0,490	0,500	0,490	0,458	0,400	0,300	0
+ 0,9	0,300	0,436	0,520	0,575	0,608	0,625	0,625	0,608	0,575	0,520	0,436
+ 0,8	0,400	0,520	0,600	0,656	0,693	0,714	0,721	0,714	0,693	0,656	0,600
+ 0,7	0,458	0,575	0,656	0,714	0,755	0,781	0,794	0,781	0,781	0,755	0,714
+ 0,6	0,490	0,608	0,693	0,755	0,800	0,831	0,849	0,854	0,849	0,831	0,800
+ 0,5	0,500	0,625	0,714	0,781	0,831	0,866	0,889	0,900	0,900	0,889	0,866
+ 0,4	0,490	0,625	0,721	0,794	0,849	0,889	0,917	0,933	0,938	0,933	0,917
+ 0,3	0,458	0,608	0,714	0,794	0,854	0,900	0,933	0,954	0,964	0,964	0,954
+ 0,2	0,400	0,575	0,693	0,781	0,849	0,900	0,938	0,964	0,980	0,985	0,980
+ 0,1	0,300	0,520	0,656	0,755	0,831	0,889	0,933	0,964	0,985	0,995	0,995
0	0	0,436	0,600	0,714	0,800	0,866	0,916	0,954	0,980	0,995	1,000
- 0,1		0,300	0,520	0,656	0,755	0,831	0,889	0,933	0,964	0,985	0,995
- 0,2			0,400	0,575	0,693	0,781	0,849	0,900	0,938	0,964	0,980
- 0,3			0,173	0,458	0,608	0,714	0,794	0,854	0,900	0,933	0,954
- 0,4				0,265	0,490	0,625	0,721	0,781	0,849	0,889	0,917
- 0,5					0,300	0,500	0,625	0,714	0,781	0,831	0,866
- 0,6						0,300	0,490	0,608	0,693	0,755	0,800
- 0,7							0,265	0,458	0,575	0,656	0,714
- 0,8								0,173	0,400	0,520	0,600
- 0,9										0,300	0,436
- 1,0											0

Genel notlar

Not 1 – Yukarıda anlatılanları uygularken, yapı elemanlarında meydana gelebilecek, birleştirmede yan gerilmelerin (sekonder gerilmelerin) dikkate alınması önemlidir.

Not 2 – σ_w için verilen cetvelin incelenmesinde E1 ve E2 grupta verilen gerilmeler genel olarak taşıyıcı sistemler için müsaade edilenden önemli ölçüde büyük olduğu tesbit edilir. Aslında bu değerler sadece teorik değerlerdir; ve yüksek grupların (E3'den E8'e kadar), orta seviye çentik etkileri (K₂, K₃ ve K₄) ile birlikte yapılan testlerin ekstrapolasyonu sonucu elde edilmişlerdir.

Bu yüzden parantez içindeki değerlerde malzeme yönünden herhangi birşey eklemeye gerek yoktur. K_0 ve K_1 bağlantı tiplerinde yorulmaya karşı kaynaklı metal (durum W_0)’den daha dirençli olduğu sonuçlara yol göstermek açısından düşünülmelidir. Normal durum dışında olan bu örneklerden de anlaşıldığı üzere alt gruptaki hafif ve orta sınıf çentik etkileri için yorulma kontrolü yapmaya gerek yoktur.

Hesaplara bağlı kalarak şu unutulmamalıdır ki teorik σ_w değerleri sadece müsaade edilebilir yorulma gerilmelerinin σ_{xa} , σ_{ya} ve τ_{xya} (kombine yükleri kapsayan (5) nolu formülde kullanmak için) değerlerini bulmak için kullanılırlar. (Hesap örnekleri bu ekin sonunda verilmiştir.)

2- Bağlantıların Doğrulaması (kaynak, cıvata, perçin)

a) Kaynakta çekme ve basma yükleri:

Çekme basma yükleri altında yorulmaya maruz kalan kaynaklar metal bağlantılarındaki müsaade edilebilir gerilmeler kullanılarak kontrol edilmelidir.

Not: Bu limitler bölüm 3.2.2.3 de açıklanmıştır. Kaynak dikişlerinde, özel enine basma ve çekme durumları dikkate alınmalıdır.

Kaynaklardaki gerilmelerin bulunması *Ek A-3.2.2.3* de verilmiştir.

b) Kaynaktaki kayma yükleri:

Kaynaklardaki müsaade edilebilir kayma yorulma gerilmesi, durum K_0 için müsaade edilebilir çekme gerilmelerinin $\sqrt{2}$ ye bölünmesiyle bulunur.

c) Kombine yükler:

Çeşitli kombine yüklere maruz kalan kaynakların, yapısal elemanlar için yorulma etkisi yukarıdaki yöntemlerde belirtilmiştir.

Cıvata ve Perçinler

a) Gerilme Yükleri:

Cıvata ve perçinlerdeki çeşitli gerilme yüklerinde oluşacak yorulmayı dikkate almaya gerek yoktur. Bu bağlantılarda, cıvata ve çekmeye karşı çalışan perçinlerden kaçınılmalıdır.

b) Kayma yükleri ve rulman basıncı:

Tekli ve çoklu kayma yükleri bölüm 3.2.2.1.1 de ayırt edilmiştir. Cıvata ve perçinlerdeki yorulma için müsaade edilebilir kayma gerilmeleri sabitlenmiştir. Bunlar durum W_2 için çekmedeki müsaade edilebilir gerilmeyle aşağıdaki değerlerin çarpılmasıyla elde edilir.

0.6 tekli kayma için

0.8 çoklu kayma için

Müsaade edilebilir yatak basınç değerleri, cıvata ve perçinler için müsaade edilebilir kayma değerlerinin 2.5 ile çarpılmasıyla bulunur.

Tablo T.A.3.6.(1) Yapısal bağlantı durumları sınıflandırması

Bağlantılar perçinli, cıvatalı veya kaynaklı olabilir. Alın kaynağı kaldırma araçlarında sıklıkla kullanılan kaynaktır. Çift taralı alın kaynağı (K kaynak) ve köşe kaynağı standart kaliteli (O.Q) veya özel kalite (S.Q) olarak aşağıda belirtilmiştir.

Kaynak testleri bağlantı tipine göre yapılacaktır.

Tablo T.A.3.6.(1) : Yapısal bağlantı durumları sınıflandırması A- kaynak kaliteleri

Type of weld	Weld quality	Execution of weld	Symbol ^[1]	Weld testing	Symbol
Full depth butt weld	Special quality (S.Q.)	Root of weld scraped (or trimmed) before making sealing run. No end craters. Weld ground flush with plate parallel to direction of forces		Check (e.g. with X-rays) over 100 % of seam length	P 100
	Ordinary quality (O.Q.)	Root of weld scraped (or trimmed) before making sealing run. No end craters		If the calculated stress > 80 % times the permissible stress	P 100
				Otherwise random check over at least 10 % of seam length	P 10
K-weld in angle formed by two parts with bevel on one of the parts to be joined at location of seam	Special quality (S.Q.)	Root of weld scraped (or trimmed) before making weld on other side. Weld edges without under-cutting and ground if necessary. Full penetration welds		Check that for tensile loads the plate perpendicular to the direction of the forces is free from lamination.	D
	Ordinary quality (O.Q.)	Width clear of weld penetration between the two welds < 3 mm 			
Fillet welds in the angle formed by two parts	Special quality (S.Q.)	Welded edges without undercutting and ground if necessary		Check that for tensile loads the plate perpendicular to the direction of the forces is free from lamination	D
	Ordinary quality (O.Q.)				

[1] See page 3-59

[1] Sembollerin ISO 2553'e göre Tasarım Kurallarının birsonraki baskısında adapte edileceği düşünülmekte ve bu standardın eklenmesi kesinlikle öngörülmektedir.

Tablo T.a.3.6.(1) B- Yapı bağlantılarının durumları

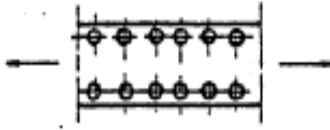
Aşağıdaki tablolarda çeşitli durumlardaki birleştirmeler, bağlantılardaki çentik etkisine göre sınıflandırılmışlardır.

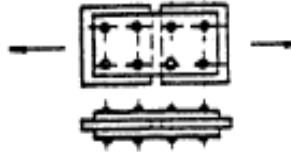
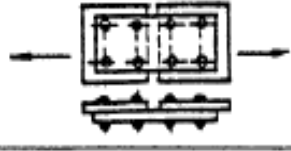
Bağlantının maruz kaldığı yüke göre çentik etkisinin farklılık gösterdiğine dikkat edilmelidir.

Örnek olarak köşe kaynağı K_0 durumu için ele alındığında; boyuna çekme ve basma yüklerinde (0.31) veya boyuna kaymada (0.51) değerini alır. K_3 , K_4 durumlarındaysa enine çekme ve basma yüklerinde (3.2 veya 4.4) değerini alır.

Tablo T.A.3.6.(1) : B- yapı bağlantılarının durumları 1- kaynaklı parçalar

Case W_0			
Reference	Description	Figure	Symbol
W_0	Parent metal, homogeneous surface. Part without joints or breaks in continuity (solid bars) and without notch effects unless the latter can be calculated.		

Case W_1			
Reference	Description	Figure	Symbol
W_1	Parts drilled. Parts drilled for riveting or bolting with rivets and bolts loaded up to 20 % of permissible values. Parts drilled for joints using high strength bolts (Cl 3.2.2.2.2.3.) loaded up to 100 % of permissible values (Cl 3.2.2.2.2.2.)		

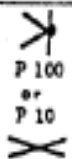
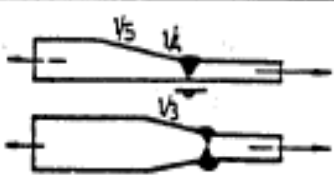
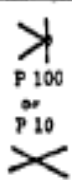
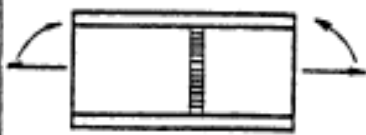
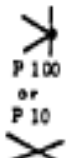
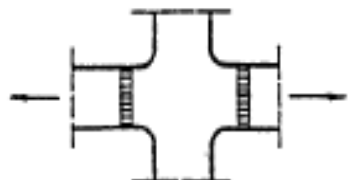
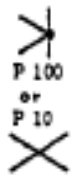
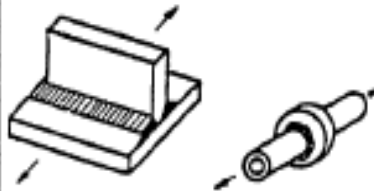
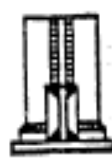
Case W_2			
Reference	Description	Figure	Symbol
$W_{2.1}$	Parts drilled for riveting or bolting in which the rivets or bolts are loaded in multiple shear		
$W_{2.2}$	Parts drilled for riveting or bolting, in which the rivets or bolts are loaded in single shear (allowing for eccentric loads), the parts being unsupported		
$W_{2.3}$	Parts drilled for assembling by means of rivets or bolts loaded in single shear, the parts being supported or guided		

Tablo T.A.3.6.(1) : B- yapı bağlantılarının durumları 2- kaynaklı parçalar

Case K₀ - Slight stress concentration

Reference	Description	Figure	Symbol (1)
0,1	Parts butt-welded (S.Q.) at right angles to direction of forces		
0,11	Parts of different thickness butt-welded (S.Q.) at right angles to direction of forces. Asymmetrical slope : 1/4 to 1/5; Symmetrical slope : 1/3		
0,12	Butt weld (S.Q.) in transverse joint of web plate		
0,13	Gusset secured by butt-welding (S.Q.) at right angles to the direction of the forces		
0,3	Parts joined by butt-welding (O.Q.) parallel to the direction of the forces		
0,31	Parts joined by fillet welds (O.Q.) parallel to the direction of the forces (longitudinal to the joined parts)		
0,32	Butt weld (O.Q.) between section forming flange and web of a beam		
0,33	K- or fillet weld (O.Q.) between flange and web of a beam calculated for the equivalent stress for combined forces (Cl 3.2.1.3.)		
0,5	Butt weld (O.Q.) in the case of longitudinal shear		
0,51	K-weld (O.Q.) or fillet weld (O.Q.) in the case of longitudinal shear		

Case K₁ - Moderate stress concentration

Reference	Description	Figure	Symbol ^[1]
1,1	Parts joined by butt welding (O.Q.) at right angles to the direction of the forces		
1,11	Parts of different thickness butt welded (O.Q.) at right angles to the direction of the forces. Asymmetrical slope : 1 in 4 to 1 in 5 (or symmetrical slopes : 1 in 3)		
1,12	Butt weld (O.Q.) executed for transverse joint of web plate		
1,13	Gusset joined by butt welding (O.Q.) at right angles to the direction of the forces		
1,2	Continuous main member to which are joined by continuous K-welds (S.Q.) parts at right angles to the direction of forces		
1,21	Web plate to which stiffeners are joined at right angles to the direction of the forces by means of fillet welds (S.Q.) which extend round the corners of the web stiffeners		
1,3	Parts joined by butt welding parallel to the direction of the forces (without checking the welding)		
1,31	K-weld (S.Q.) between curved flange and web		

Case K₂ - Medium stress concentration

Reference	Description	Figure	Symbol (1)
2,1	Parts of different thickness butt welded (O.Q.) at right angles to the direction of the forces. Asymmetrical slope : 1 in 3 (or symmetrical slopes : 1 in 2)		
2,11	Sections joined by butt welds (S.Q.) at right angles to the direction of the forces		
2,12	Section joined to a gusset by a butt weld (S.Q.) at right angles to the direction of the forces		
2,13	Butt weld (S.Q.) at right angles to the direction of the forces, made at intersection of flats, which welded auxiliary gussets. The ends of the welds are ground, avoiding notches		
2,2	Continuous main member to which transverse diaphragms, web stiffeners, rings or hubs are fillet welded (S.Q.) at right angles to the direction of the forces		
2,21	Web in which fillet welds (S.Q.) are used to secure transverse web stiffeners with cut corners, the welds not extending round the corners		
2,22	Transverse diaphragm secured by fillet welds (S.Q.) with cut corners, in which the welds do not extend round the corners		
2,3	Continuous main member to the edges of which are butt welded (S.Q.) parts parallel to the direction of the forces. These parts terminate in bevels or radii. The ends of the welds are ground avoiding notches		
2,31	Continuous main member to which are welded parts parallel to the direction of the forces. These parts terminate in bevels or radii. Valid where the ends of the welds are K-welds (S.Q.) over a length equal to ten times the thickness provided that the ends of the welds are ground avoiding notches		
2,33	Continuous member to which a flat (1 in 3 bevel) is joined by a fillet weld (S.Q.), the fillet weld being executed in the X area, with a = 0,5 a		
2,34	K-weld (O.Q.) made between curved flange and web		
2,4	Cruciform joint made with K-welds (S.Q.) perpendicular to the direction of the forces		
2,41	K-weld (S.Q.) between flange and web in the case of load concentrated in the plane of the web at right angles to the weld		
2,5	K-weld (S.Q.) joining parts stressed in bending or shear		

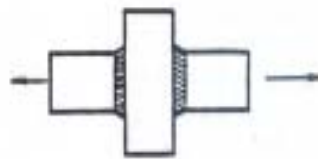
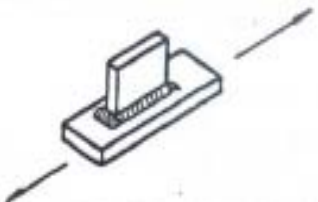
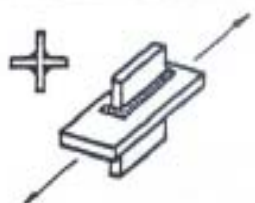
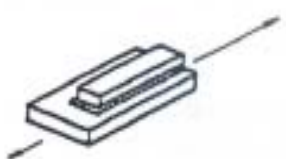
Case K₃ - Severe stress concentration

Reference	Description	Figure	Symbol ⁽¹⁾
3,1	Parts of different thickness connected by butt welds (O.Q.) at right angles to the direction of the forces. 1 in 2 asymmetrical slope, or symmetrical position without blend slope		 P 100 P 10
3,11	Butt weld with backing strip and no backing run. Backing strip secured by intermittent tack welds		
3,12	Tubes joined by butt welds whose root is supported by a backing piece and not covered by a backing run		
3,13	Butt weld (O.Q.) at right angles to the direction of the forces at the intersection of flats with welded auxiliary gussets. The ends of the welds are ground, avoiding notches		
3,2	Continuous main member to which parts are fillet welded (O.Q.) at right angles to the direction of the forces. These parts take only a small portion of the loads transmitted by the main member		
3,21	Web and stiffener or transverse diaphragm secured by uninterrupted fillet weld (O.Q.)		
3,3	Continuous member to the edges of which are butt welded (O.Q.) parts parallel to the direction of the forces. These parts terminate in bevels and ends of the welds are ground avoiding notches		
3,31	Continuous member to which are welded parts parallel to the direction of the forces. These parts terminate in bevels or radii. Valid where the ends of the welds are fillet welds (S.Q.) over a length equal to 10 times the thickness, provided that the ends of the welds are ground, avoiding notches		
3,32	Continuous member through which extends a plate, terminating in bevels or radii parallel to the direction of the forces, secured by K-weld (O.Q.) over a length equal to 10 times the thickness		
3,33	Continuous member to which is welded a flat parallel to the direction of the forces, by means of fillet weld (S.Q.) in the indicated area when $e_1 < 1,5 e_2$		

Case K₃ - Severe stress concentration (continued)

Reference	Description	Figure	Symbol ^[1]
3,34	Members at the extremity of which connecting gussets are secured by a fillet weld (S.Q.) when $e_1 \leq e_2$ In case of unilateral gusset allow for eccentric load		
3,35	Continuous member to which stiffeners parallel to the direction of the forces are welded. The ends of the welds are fillet welds (S.Q.) over a length equal to ten times the thickness and are ground avoiding notches		
3,36	Continuous member to which stiffeners parallel to the direction of the forces are secured by fillet welds (O.Q.) which are intermittent or made between indentations		
3,4	Cruciform joint made with K-weld (O.Q.) at right angles to the direction of the forces		
3,41	K-weld (O.Q.) between flange and web in case of concentrated load in the plane of the web at right angles to the weld		
3,5	K-weld (O.Q.) joining parts stressed in bending and shear		
3,7	Continuous member to which sections or tubes are fillet welded (S.Q.)		

Case K₄ - Very severe stress concentration

Reference	Description	Figure	Symbol ⁽¹⁾
4,1	Parts of different thickness butt welded (O.Q.) at right angles to the direction of the forces. Asymmetrical position without blend slope		
4,11	Butt welds (O.Q.) at right angles to the direction of the forces, at the intersection of flats (no auxiliary gussets)		
4,12	Single bevel weld at right angles to the direction of the forces, between intersecting parts (cruciform joint)		
4,3	Continuous member to the sides of which are welded parts ending at right angles, parallel to the direction of the forces		
4,31	Continuous member to which parts, ending at right angles, parallel to the direction of the forces, and receiving a large proportion of the loads transmitted by the main member, are secured by fillet weld (O.Q.)		
4,32	Continuous member through which extends a plate ending at right angles and secured by fillet welding (O.Q.)		
4,33	Continuous member on which a flat is secured by means of a fillet weld (O.Q.) parallel to the direction of the forces		

Case K₄ - Very severe stress concentration (continued)

Reference	Description	Figure	Symbol (1)
4,34	Joint plate secured by (O.Q.) fillet welds ($e_1 = e_2$). In case of unilateral joint plate allow for eccentric loads		
4,35	Parts welded one on the other secured by fillet welds (O.Q.) in a slot or in holes		
4,36	Continuous members between which connecting gussets are secured by fillet welds (O.Q.) or butt welds (O.Q.)		
4,4	Cruciform joint made with fillet weld (O.Q.) at right angles to the direction of the forces		
4,41	Fillet weld (O.Q.) between flange and web in the case of concentrated load in the plane of the web at right angles to the weld		
4,5	Fillet welds (O.Q.) joining parts stressed in bending and shear		
4,7	Continuous member to which sections or tubes are connected by fillet welds (O.Q.)		

3.4 Kitapçık 4 (Yorulma Kontrolü ve Mekanizma Parçalarının Seçimi)

4.1 Hesap Prosedürü

Mekanizmanın bileşenleri çatlak, zayıflama ve yorulma yada aşırı aşınma gibi bozulmalara karşı yeterli güvenlik önlemlerinin alındığı kontrol edilerek tasarım yapılır.

Diğer faktörler de elbette ki dikkate alınmalı ve mekanizmanın düzgün çalışmasına zarar veren aşırı ısınma veya çökmeden özellikle kaçınılmalıdır.

4.1.1 Nihai Mukavemet Değerini Bulma

Mekanizmanın bileşenleri en büyük mukavemet değerinin kontrolü; hesaplanan gerilmenin, kullanılan malzemenin kırılma mukavemetine bağlı olan mücade edilebilir gerilmeyi aşmadığı doğrulanarak yapılır.

Elastik sınırı yeniden kontrol etmek mantıklı bir durumdur. Yapı kitapçığında anlatıldığı gibi prensip olarak kullanılan malzemede sınırın geçilmemesi gerekir. Çelikler yapı için normal kullanımda akma ve nihai mukavemette geniş aralıklar vardır; ve bu aralık ani kırılmayı önlemektedir; ve akma sınırı aşıldığında önemli bir rol oynamaktadır.

Bir başka deyişle, yüksek dayanımlı çeliklerin kullanıldığı mekanizmalarda elastik sınır kopma dayanımı ile mukayese edilirse, temel alınan elastik sınırdaki mücade edilen sınır gerilme gevrek kırılmalara neden olabilir ve kazara bu limit geçilirse ani hatalara yol açabilir. Bu durum, niçin nihai mukavemet değerinin (kopma dayanımının) doğrulanması için kriter olarak seçildiğini açıklar.

4.1.1.1 Mücade Edilebilir Gerilmenin Değeri

Mücade edilebilir gerilmenin değeri aşağıdaki formülde verilmiştir.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_R}{v_R}$$

σ_R = Malzemenin nihai mukavemeti

v_R = Her yükleme koşuluna göre değişen güvenlik katsayısıdır. (bölüm 2.3)

4.1.1.2 v_R Katsayısının Değerleri

v_R için kabul edilen değerler Tablo T.4.1.1.2'de verilmiştir.

Tablo T.4.1.1.2 : (v_R) değerleri

Yükleme Durumu	I ve II	III
v_R değerleri	2.2	1.8

Gri dökme demir olması durumunda, v_R değerleri % 25 artırılmalıdır.

4.1.1.3 Hesaplanan Gerilme ile Müsade Edilebilir Gerilme Arasındaki Bağıntılar

Yükleme tipine göre aşağıdaki bağıntılar sağlanmalıdır. Bu bağıntılarda:

σ_t = Hesaplanan çekme gerilmesi

σ_c = Hesaplanan basma gerilmesi

σ_f = Hesaplanan eğilme gerilmesi

τ = Hesaplanan kayma gerilmesi

1) Sadece çekme durumunda:

$$1.25 \sigma_t \leq \sigma_a$$

2) Sadece basma durumunda:

$$\sigma_c \leq \sigma_a$$

3) Sadece eğilme durumunda:

$$\sigma_f \leq \sigma_a$$

4) Eğilme ve çekme durumunda:

$$1.25 \sigma_t + \sigma_f \leq \sigma_a$$

5) Eğilme ve basma durumunda:

$$\sigma_c + \sigma_f \leq \sigma_a$$

6) Sadece kayma durumunda:

$$\sqrt{3} \tau \leq \sigma_a$$

7) Çekme, eğilme ve kayma durumunda:

$$\sqrt{(1.25 \sigma_t + \sigma_f)^2 + 3 \tau^2} \leq \sigma_a$$

8) Basma, eğilme ve kayma durumunda:

$$\sqrt{(\sigma_c + \sigma_f)^2 + 3 \tau^2} \leq \sigma_a$$

4.1.2 Zayıflama Kontrolü

Zayıflamaya maruz kalan parçalar kitapçık 3 bölüm 3.3'e uygun tasarımı yapılmalıdır. Hesaplana gerilmenin limit gerilmeyi geçmemelidir. Limit gerilme kritik gerilmenin bir fonksiyonudur. Kritik gerilme aşılsa zayıflama riski artar.

Bu kontroller için katsayı (γ_m) hesaba katılmalıdır. Katsayı değeri mekanizma sınıflandırılmasına bağlıdır. (bakınız *Tablo T.2.6*)

Parçaların zayıflama kontrolü için ilgili genel bilgiler *Ek A-3.3* de verilmiştir.

4.1.3 Yorulma Kontrolü

4.1.3.1 Genel Yöntem

Bir parçanın mukavemeti aşağıdakiler göz önünde bulundurularak hesaplanır:

- Parçanın hangi malzemeden imal edildiği;
- Şekil, yüzey kondisyonu, korozyon durumu, ölçüler (ölçek) ve gerilme konsantrasyonunu oluşturan diğer faktörler;
- Gerilme çevrimleri sırasında minimum ve maksimum gerilmelere bağlı olan (κ) oranı;
- Gerilme spektrumu;
- Gerilme çevrimlerinin sayısı;

Mekanik bir bileşenin yorulma mukavemeti nadiren bilinebilir. Genel olarak malzemenin yorulma mukavemeti malzemenin veya bileşenin karakteristiklerine ve davranışlarına bağlı olarak kabul edilen kurallardan elde edilebilir.

Başlangıç olarak, parlak numunenin ($\kappa = -1$) yorulma yükünde alterne gerilme altında dayanıklılık limitleri sağlanmalıdır. Yorulma mukavemetindeki azalma parçanın geometrik şeklinin, yüzey kondisyonunun, korozyon durumunun ve boyutlarının bir sonucudur.

Dayanıklılık limitlerinden alterne yükleme altında olanlar, aşırı gerilmeler arasındaki diğer (κ) oranlarına bağlı olarak SMITH diyagramı sayesinde elde edilir. Kesin kabul, dayanım eğrisinden yapılır.

Dayanıklılık limitleri ana bileşenler için aşırı gerilmeler arasındaki (κ) oranlarına bağlı olarak WÖHLER eğrisinin çıkarılmasında temel olarak alınırlar.

İlgili kesin kabuller yapılır. (Wöhler eğrisinden)

WÖHLER eğrisinde (gerilme döngüsünün etkisi altında yorulma mukavemeti , aşırı yükler arasındaki (κ) oranlarının alınması) PALMGREN-MINER hipotezi yorulma hasarları birikiminde bileşen sınıflarına bağlı olarak bileşenlerin yorulma mukavemetinin elde edilmesi için kullanılır.

Yorulma mukavemetinin hesaplanmasında bileşenler için malzemenin yapıdaki tüm kesitlerde homojen olduğu düşünülerek bölüm 4.1.3 de yöntem anlatılmıştır.

Yüzey uygulamalarına maruz kalan bileşenlerde uygulanmaz. (örnek olarak: sertleştirme, nitridleme, pekleştirme). Aynı malzemedan yapılmış, karşılaştırılabilir şekil ve boyutlara sahip ve aynı yüzey uygulamalarına maruz kalmış, bileşenler WÖHLER eğrisinden türetilerek bazı durumlarda yorulma mukavemetleri hesaplanabilir.

Sadece yükleme durumu I için yorulma mukavemetini kontrole ihtiyaç vardır.

Gerilme döngü sayısı 8000'den az ise bu kontrolleri yapmaya gerek yoktur.

4.1.3.2 Parlatılmış Numunelerin Alterne Yükleme Altındaki Dayanıklılık Limitleri

Uzmanlık gerektiren işlerde (bakınız *Ek A-4.1.3*) mekanizmaların yapımında düzenli olarak kullanılan malzemeler olan parlatılmış numuneler alterne bükme eğilme altında dayanıklılık limitlerini (σ_{bw}) sağlamalıdır.

Bazı yaklaşımlarla, (σ_{bw})'nin aynı değerleri alterne bükme eğilme altında dayanıklılık limiti olarak kabul edilebilir.

Alterne eksenel çekme ve basma yükü altında dayanıklılık limitleri, (σ_{bw}) değerlerinin %20 azaltılma zorunluluğu vardır.

Malzeme unsuru, birbirine komşu parçalar aynı gerilmeye maruz kaldığında, eğilme durumunda, düşük bir gerilmeye maruz kalıyorsa kendinden sonraki desteği çok az etkiler. Gerilim gradyanı olarak:

$$\frac{\text{Birbirine komşu iki elemanter parçanın arasındaki gerilme farkı}}{\text{Bu iki elemanter parça arasındaki mesafe}}$$

hangisi büyükse, mukavim etki yaratır.

Alterne kayma yükü altında kesme (net kayma ya da burulma) dayanım kuvveti (τ_w), (σ_{bw})’den aşağıdaki ilişki ile türetilmiştir.

$$\tau_w = \frac{\sigma_{bw}}{\sqrt{3}}$$

(σ_{bw}) olarak verilen değer genellikle istatistiki olarak % 90 tek parça halinde kalma olasılığına karşılık gelmektedir. Karbon çeliğin mekanizmada yaygın olarak kullanılması durumunda; aşağıdaki şekilde düzenlemeye izin verilebilir.

$$\sigma_{bw} = 0,5 \sigma_R$$

(σ_R) minimum olarak en büyük kuvvet olur.

4.1.3.3 Şeklin, Boyutların, Yüzey Kondisyonunun ve Korozyonun Etkisi

İdeal örnek parlatılmış numune, duruma göre farklılık gösteren şekil, boyut ve yüzey kondüsyonu (talaşlı imalat) ve korozyon durumu; alterne yüklemde dayanım limitinin azalmasında dikkate alınması gereken etmenlerdendir.

Bu etki sırayla k_s , k_d , k_u ve k_c tanııtım faktörleri ile izin verilmiştir. Talimatlar *Ek A-4.1.3*’da bulunabilir.

Alterne yükleme altında dayanım limiti (σ_{wk}) ya da (τ_w) verilen bir kesme, basma, eğilme ve burulma durumunda aşağıdaki ilişki ile dikkate alınması gereken etmenlerdendir.

$$\sigma_{wk} = \frac{\sigma_{bw}}{k_s k_d k_u k_c}$$

yada,

$$\tau_{wk} = \frac{\tau_w}{k_s k_d k_u k_c}$$

Net kayma durumunda aşağıdaki gibi alırız.

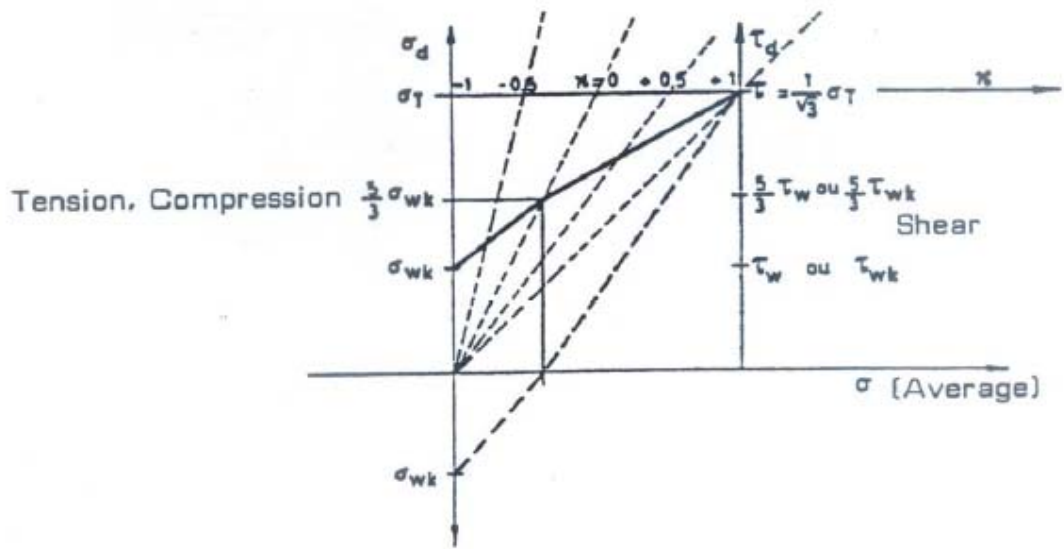
$$\tau_w = \tau_{wk}$$

4.1.3.4 κ , σ_R ve σ_{wk} (yada τ_{wk})’nın Fonksiyonu Olarak Dayanıklılık Limiti

Şekil 4.1.3.4 de, SMITH diyagram formunda, hipotez aşağıdaki ilişkileri içermektedir. Dayanıklılık limiti (σ_d) (yada τ_d) ile aşırı gerilmeler arası (κ) oranı arasında, çekme gerilimi σ_R ve alterne yüklemde dayanıklılık limiti σ_{wk} (ya da τ_{wk}) arasında olan, değerler anlatılmaktadır.

Bu aşağıdaki ilişkileri verir:

Normal gerilim	$-1 \leq \kappa < 0$	$\sigma_d = \frac{5}{3-2\kappa} \sigma_{wk}$	Alterne gerilim
	$0 \leq \kappa \leq 1$	$\sigma_d = \frac{\frac{5}{3} \sigma_{wk}}{1 - \left(1 - \frac{\frac{5}{3} \sigma_{wk}}{\sigma_R}\right)}$	Titreşimli gerilim
Kayma gerilimleri	$-1 \leq \kappa < 0$	$\tau_d = \frac{5}{3-2\kappa} \tau_{wk}$	Alterne gerilim
	$0 \leq \kappa \leq 1$	$\tau_d = \frac{\frac{5}{3} \tau_{wk}}{1 - \left(1 - \frac{\frac{5}{3} \tau_{wk}}{\sigma_R}\right)}$	Titreşimli gerilim



Şekil 4.1.3.4 : Gerilme ortalama gerilme eğrisi

4.1.3.5 WOHLER Eğrisi

Bu kapsamda “WÖHLER Eğrisi” yorulma kırılmasından önce gerilim döngülerinin sayısı (n)’yi gösteren maksimum gerilmenin σ (τ) bir fonksiyonu olan dayanıklılık eğrisi okarak adlandırılır. Ancak tüm gerilme döngüleri aynı genlik ve aynı aşırı değerler arası (κ) oran içinde ise geçerlidir.

WOHLER eğrisine bağlı olarak, aşağıdaki hipotez ortaya sürülebilir:

- $n = 8.10^3$ için

$$\sigma = \sigma_R$$

yada

$$\tau = \frac{\sigma_R}{\sqrt{3}}$$

- $8.10^3 \leq n \leq 2.10^6$ için; limitli dayanım alanı, fonksiyon referans sistemde iki logaritmik skala eksenini kapsayan düz bir TD hattı ile, temsil edilir (*Şekil 4.1.3.5*) de açıklanmıştır.

WOHLER eğrisinin eğimi, belirtilen aralık boyunca, aşağıda nitelendirilen faktörler tarafından karakterize edilir:

$$c = \tan \varphi = \frac{\log 2.10^6 - \log 8.10^3}{\log \sigma_R - \log \sigma_d}$$

ya da

$$c = \tan \varphi = \frac{\log 2.10^6 - \log 8.10^3}{\log \frac{\sigma_R}{\sqrt{3}} - \log \tau_d}$$

- $n = 2.10^6$ için;

$$\sigma = \sigma_d$$

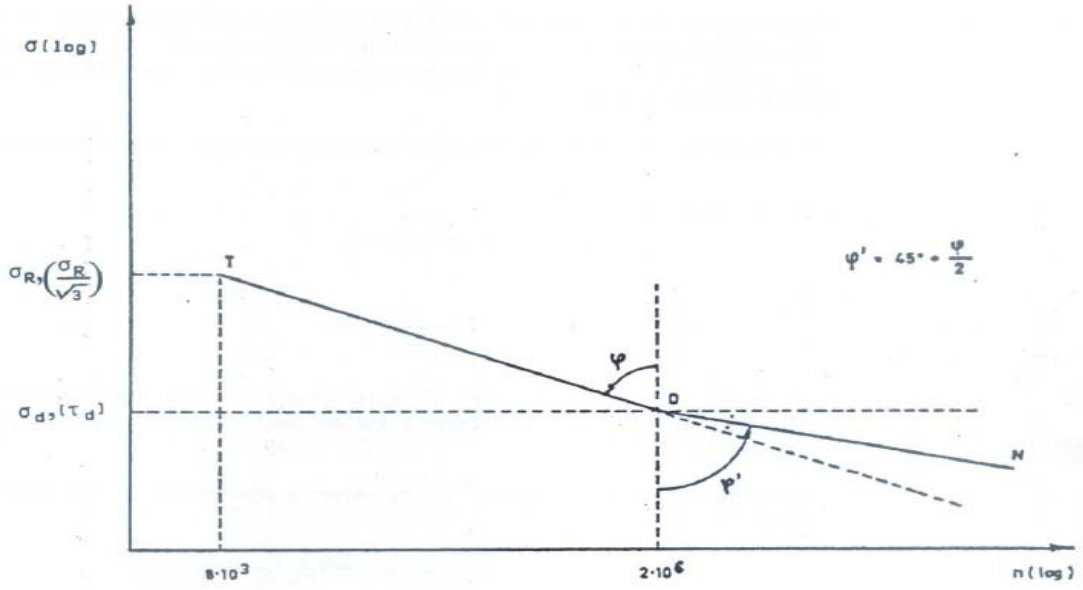
ya da

$$\tau = \tau_d$$

- $n > 2.10^6$ için; dayanım limiti alanı olarak tanımlanan, fonksiyon DN doğrusal hattı (TD'nin uzantısı tarafından ve D'den geçen (n) değerlerinin eksenine paralel hat arasında oluşan açının açıortayı) ile yukarıdaki referans sistemine göre temsil edilir

$n > 2.10^6$ için WOHLER eğrisinin eğimi aşağıdaki faktör ile nitelendirilir.

$$c' = \tan \varphi' = c + \sqrt{c^2 + 1}$$



Şekil 4.1.3.5 : WOHLER eğrisi

Bileşenin spektrum faktörü (k_{sp}) yukarıda belirtilen (c) değeri ile belirlenmiştir. Grup E8'deki (bakınız 4.1.3.6) bazı bileşenler durumunu incelerken, hesaplama tamamı ile aynı şekilde yapılmalıdır. Fakat (c), (c') ile yer değiştirmelidir. İki spektrum faktörü ayırt edilmelidir; böylece ikinci olarak da (k'_{sp}) belirlenmiştir.

2.5 'ten düşük (c) değeri bileşenlerin yanlış tasarımının belirtisidir. Bu bileşen servise konulmamalıdır.

4.1.3.6 Mekanik Parçaların Yorulma Mukavemeti

Verilen bir parçanın yorulma dayanımı (σ_k) ya da (τ_k) aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\sigma_k = \left(2^{\frac{8-j}{c}} \right) \cdot \sigma_d$$

yada

$$\tau_k = \left(2^{\frac{8-j}{c}} \right) \cdot \tau_d$$

Burada (j) bileşenin grup numarasıdır.

Grup E8 bileşenleri (n)'in toplam kullanım süresi ve k'_{sp} (bakınız 4.1.3.5) aşağıdaki eşitsizliği sağlar:

$$n k'_{sp} > 2 \cdot 10^6$$

σ_k veya τ_k ancak aşağıdaki ifadeler tarafından belirlenmelidir.

$$\sigma_k = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{n} \cdot \frac{1}{k_{sp}} \right)^{\frac{1}{c'}} \sigma_d$$

yada

$$\tau_k = \left(\frac{2 \cdot 10^6}{n} \cdot \frac{1}{k_{sp}} \right)^{\frac{1}{c'}} \tau_d$$

(n) ve (n)'nin spektrum faktörü (k_{sp})'nin toplam süreyi temel alan, bileşenlerinin grup sınıflandırması ve her grupla ilişkili olan kritik yorulma dayanımı *Şekil 4.1.3.6* da gösterilmiştir. *Şekil 4.1.3.6* da (σ_{jk}); E_j grubuna karşılık gelen gerilmeliyi ifade etmektedir. Kritik kayma gerilmeleri bulunurken (σ)'nın yerine (τ) kullanılmalıdır.

4.1.3.7 Müsade Edilebilir Gerilmeler ve Hesaplamaları

σ_k ve τ_k 'nin, *Şekil 4.1.3.6* da tanımlanan (v_k) güvenlik faktörüne bölünmesiyle, σ_{af} ve τ_{af} müsade edilebilir gerilmeleri elde edilir.

İlki:

$$v_k = 3 \cdot 2^{\frac{1}{c}}$$

veya

$$v_k = 3 \cdot 2^{\frac{1}{c'}}$$

E8 grup bileşenleri *Şekil 4.1.3.6* da sondan bir önceki paragraftaki eşitsizliği sağlamalıdır.

σ_{af} ve τ_{af} aşağıdaki formüllerle elde edilir:

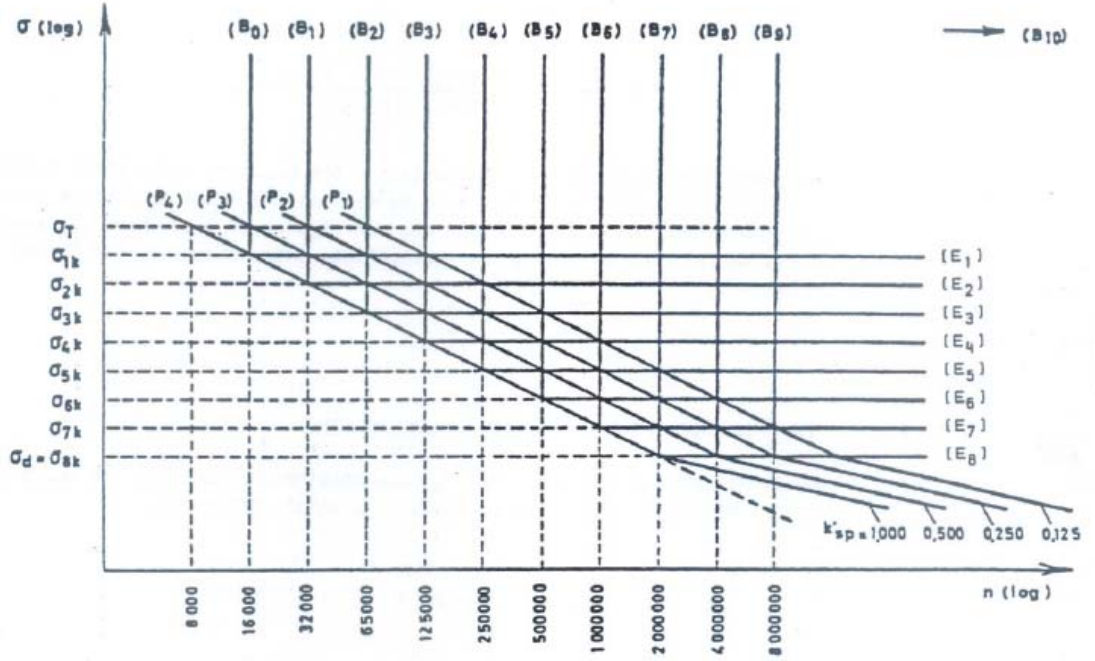
$$\sigma_{af} = \frac{\sigma_k}{v_k}$$

$$\tau_{af} = \frac{\tau_k}{v_k}$$

ve aşağıdakiler doğrulanmalıdır:

$\sigma \leq \sigma_{af}$, σ = maksimum normal gerilme

$\tau \leq \tau_{af}$, τ = maksimum kayma gerilmesi



Şekil 4.1.3.6 : σ - n eğrisi

Bileşenler eş zamanlı uygulanan normal gerilme ve aşırı gerilmeler arası farklı (κ) oranlarıyla birlikte kayma gerilmeleri için aşağıdaki durumlar sağlanmalıdır.

$$\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_{kx}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{ky}}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_x \sigma_y}{\sigma_{kx} \sigma_{ky}}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_k}\right)^2 \leq \frac{1.1}{v_k^2}$$

σ_x, σ_y = sırasıyla x ve y yönündeki maksimum normal gerilmeler

τ = maksimum kayma gerilmesi

σ_{kx}, σ_{ky} = sırasıyla x ve y yönündeki normal gerilme için yorulma mukavemeti

τ_k = kayma yorulma mukavemeti

Yukarıdaki ilişkide σ_x, σ_y ve τ gerilmelerinden kaynaklanan en olumsuz durumları belirlemek mümkün değilse, hesaplamalar $\sigma_{x \max}, \sigma_{y \max}$ ve $\tau_{\max}$ en kritik gerilmelere karşılık gelen yükler için ayrı ayrı yapılmalıdır.

Yukarıda belirtilen kontroller gevrek kırılmaya karşı emniyeti garanti etmez. Böyle bir emniyet yalnızca uygun malzeme kalitesi seçimi ile yapılabilir.

4.1.4 Yıpranmaya Karşı Kontrol

Yıpranmaya maruz kalan parçaların olduğu durumlarda, buna sebep olan yüzey basıncı veya çevresel hız faktörleri gibi bu durumu etkileyen spesifik fiziksel niceliklerinin belirlenmesi gerekir. Mevcut deneyim temeline göre, bu etmenlerin aşırı yıpranmaya yol açmayacak şekilde olması gerekmektedir.

4.2 Belirli Bileşenlerin Tasarım Hesabı

4.2.1 Sürtünmesiz Rulmanların Seçilmesi

Sürtünmesiz rulmanların seçiminde, ilk olarak söz konusu rulmanların aşağıdaki durumlara dayanımının kontrol edilmesi gerekmektedir:

- Yükleme durumu I,II,III esnasında maruz kalınabilecek en kötü statik yükleme
- Yükleme durumu I ve II esnasında maruz kalınabilecek en kötü dinamik yükleme

4.2.2.1 Teorik Ömür

Ek olarak, sürtünmesiz rulmanlar bölüm 4.2.1.2 ve bölüm 4.2.1.3 de belirlenen ortalama sabit yükler altındaki mekanizmaların operasyon sınıflarının bir fonksiyonu olarak saat cinsinden belirlenmiş (bakınız Tablo T.2.1.3.2), kabul edilebilir bir teorik ömür sağlayacak şekilde seçilmelidir.

4.2.1.2 S_M Tipi Yüklere Maruz Kalan Rulmanların Ortalama Yüklenmesi

Operasyon döngüleri esnasında S_M tipi yüklerde değişkenliğe müsaade edilebilmesi için, bölüm 4.2.1.1 de belirtildiği şekilde belirlenen teorik ömür boyunca sabit olarak uygulanacağı öngörülen bir $S_{M \text{ mean}}$ belirlenir.

$S_{M \text{ mean}}$ bölüm 2.6.4.1 ve bölüm 2.6.4.2 de tanımlanan $S_{M \text{ Max II}}$ ile bölüm 2.1.3.3 de belirlenen spektrum faktörü k_m 'nin küp kökünün çarpılmasıyla elde edilir.

$$S_{M \text{ mean}} = K_m S_{M \text{ max II}}$$

veya rüzgara maruz kalmayan bileşenlerde $S_{M \text{ max I}}$

4.2.1.2.1 Kombine Hareketler için Seçilen Sürtünmesiz Rulmanlarda $S_{M \text{ mean}}$ 'nin Belirlenmesi

Hareketli kütlenin ağırlık merkezinin yükseltilmesi ile yatay yer değiştirme (örnek: düzensiz orsa) hareketlerinin kombine olarak yer aldığı durumlarda $S_{M \text{ mean}}$ aşağıdaki fonksiyonların birleşmesiyle belirlenir:

- bölüm 4.2.1.2 uygulanarak belirlenen ve ivmelenme ile rüzgar etkisinden doğan ortalama yük ile,
- Aşağıdaki ifadeye göre belirlenen hareketli kütlelerin dikey yer değiştirmesinden oluşan ortalama yük:

$$S_{M \text{ mean}} = \frac{2 S_{M \text{ max}} + S_{M \text{ min}}}{3}$$

$S_{M \text{ max}}$ ve $S_{M \text{ min}}$ ilgili yüklerin maksimum ve minimum değerleridir.

4.2.1.3 S_R Tipi Yüklere Maruz Kalan Rulmanların Ortalama Yüklenmesi

Rüzgara maruz kalmayan araçlar için yükleme durumu I de ve rüzgara maruz kalan araç için yükleme durumu II de ortaya çıkan $S_{R \text{ max}}$ ve $S_{R \text{ min}}$ uçdeğer yükleri hesaba katılır ve rulmanlar aşağıda verilen ifadedeki şekilde sabit bir ortalama yük için tasarımı yapılır:

$$S_{R \text{ mean}} = \frac{2 S_{R \text{ max}} + S_{R \text{ min}}}{3}$$

ve teorik ömür bölüm 4.2.2.1'e göre uygulanır.

4.2.1.4 Eş Zamanlı Olarak S_M ve S_R Yüklerine Maruz Kalan Rulmanların Ortalama Yüklenmesi

Yukarıda belirtilen temele dayanarak, eşlenik ortalama yükler ayrı ayrı davrandıkları düşünülerek S_M ve S_R yüklerinin her biri için hesaplanır, ve rulman S_M ve S_R yüklerinin bir kombinasyonu için eşlenik bir ortalama yüklemeye göre seçilir.

4.2.2.2 Halatların Seçimi

Aşağıdaki kuralların amacı, bu Tasarım Kurallarınca kapsanan kaldırma araçlarında kullanılacak olan halatların kabul edilebilir asgari gereksinimlerini belirlemek için kullanılır.

Bu, kuralların tüm problemleri çözeceği ve halat üreticisi ile kaldırma donanımı üreticisi arasındaki tüm gerekli diyalogu ortadan kaldıracığı anlamına gelmez.

Bu kurallar ISO Tavsiye 2408: Genel amaçlı Çelik Halatlar – Karakteristiklere uygun olarak tercih edilmiş halatlarda uygulanır.

Ancak ISO Tavsiye 2308'e dahil olmayan halatlar da hariç tutulmaz.

Bu tarz halatlar için, halat üreticisine düşen görev parametrelerin asgari değerlerini kullanıcı için ISO Tavsiye 2408'e göre doğrulamaktır.

Halat parametrelerinin terminolojisi ISO Tavsiye 2408'de kullanılanlara uygundur.

Buradan itibaren belirtilecek metodlar halatın uygun olarak yağlandığını, makaraların ve tamburların sarım çaplarının bölüm 4.2.3'e uygun olarak seçildiğini ve hizmet sırasında halatların bakımlarının uygun olarak yerine getirildiği, incelendiği ve ISO Tavsiye 2408'e uygun olarak periyodik şekilde yenilendiklerini varsayar.

Halat çapının seçimi (ve 4.2.3 deki sarım çapları) kaldırma mekanizması grubunu temel alır. Ancak, halatların daha sık aralıklarla değiştirilmesi gerektiği sürekli olarak monte-demonte edilmesi gereken techizatlar için (örnek: inşaatlarda kullanılan kule vinçler) kaldırma mekanizmasının hemen bir altındaki gruptan halat seçimi yapılabilir ancak bu seçim M3 grubunun altında olamaz.

Kaldırma araçları tehlikeli indirme-kaldırma ve biryere bırakma operasyonlarında kullanıldığında (örnek: erimiş metal, yüksek oranda radyoaktif veya korozif ürünlerin indirme-kaldırma ve biryere bırakma operasyonlarında) halatların ve makaraların seçimi normal kaldırma donanımı sınıflandırmasına göre seçim yapılan grubun bir üst grubundan olmalıdır.

M5 grubu tehlikeli operasyonlarda kullanılacak halat ve makaraların çaplarının seçilebileceği en düşük gruptur.

4.2.2.1 Halat Çapının Seçimi

Üreticinin seçilmesinde iki farklı metod kullanılabilir:

- Statik ve hareketli halatlar (örnek: germe halatı, payanda halatı) için geçerli olan asgari pratik emniyet faktörü Z_p (bakınız bölüm 4.2.2.1.2) kullanılan metoddur.
- Sadece hareketli halatlar için geçerli olan C faktörü metodudur.

4.2.2.1.1 Her İki Metod için Ortak Esaslar

4.2.2.1.1.1 Kaldırma Halatları (Sutura halatı hariç) için Azami Gerilme Kuvveti (S)'nin Tanımı:

Aşağıdaki faktörler hesaba katılarak elde edilir:

- Aracın azami güvenli kaldırma yükü (Maksimum SWL),
- Makara bloğunun ağırlığı ve kaldırma aksesuarları, halat gerilimini artırmak için yük etkisine eklenen ölü ağırlıklar,
- Halat donanım sisteminden kaynaklanan mekanik basitleştirme,

- Halat donanım sisteminin verimliliği,
- İvmelenme dolayısıyla oluşan yükler eğer dikey yüklerin %10'unu aşarlarsa kaldırma eksenini ile halatın açısının 22.5^0 'yi aştığı durumlarda üst aşırı pozisyonda halat eğimi,

4.2.2.1.1.2 Kaldırma Halatları Dışındaki Halatlar için Azami Gerilme Kuvveti (S) 'nin tanımı:

Özel olarak dikey kaldırmada kullanılmayan halatlarda azami gerilme kuvveti (S) 'nin belirlenmesi yükleme durumu I ve II deki yüklerin normal kullanım esnasında tekrarlı olarak oluşabilecek en elverişsiz durum düşünülecek şekilde olmalıdır.

Yükün yatay hareketler yaptığı halatlarda, kısmen normal yüklemenin tesiri altında kabul edilen hareket halindeki askıdaki yük, maksimum meyilde, sürtünme ve yuvarlanma sonucu oluşan yükleme olarak, gözönüne alınmalıdır.

4.2.2.1.1.3 Çok Halatlı Kepçe (Tutma ve kapatma) Halatlarında Azami Gerilme Kuvveti (S) 'nin Belirlenmesi:

Tüm döngü esnasında yükün ağırlığının tutma ve kapatma halatlarında eşit dağılmadığından kepçeli teçhizatlar, uygulanacak olan (S) kuvveti aşağıdaki şekilde belirlenmelidir:

1) Eğer kullanılan sistem, kaldırılan yükü, kaldırma ve kapatma halatları arasında eşit olarak dağılımını otomatik olarak sağlıyorsa veya halatlarca taşınan yük farkı kapatma işlemi sonunda veya açılma işlemi başlangıcında kısa bir süreyle sınırlıysa (S) şu şekilde belirlenmelidir:

a) Kapatma halatları: $S =$ yüklü kepçenin ağırlığının % 66'sının kapatma halatı sayısına bölümüdür.

b) Kaldırma halatları: aynı yüzde oranı

2) Eğer kullanılan sistem, kaldırma ve kapatma halatları arasında eşit olarak dağılımını otomatik olarak kaldırma hareketi esnasında sağlamıyorsa, pratik olarak tüm yük kapatma halatlarına yüklenir ve (S) aşağıdaki şekilde tanımlanır.

a) Kapatma halatları: $S =$ yüklü kepçenin toplam ağırlığının kapatma halatlarının sayısına bölümü

b) Kaldırma halatları: S= yüklü kepçenin toplam ağırlığının %66' sının kaldırma halatların sayısına bölümü

4.2.2.1.2 Minimum Güvenlik Faktörü Z_p 'nin Pratik Olarak Kullanılma Yöntemi

Tanımlar

Minimum güvenlik faktörü Z_p , aşağıda belirtilenler arasındaki orandır:

- F_0 Halatın minimum kopma yükü (Halatın kopma testinde ulaşılan minimum yükleme değeri)
- Halattaki maksimum gerilme (S) değeri

$$Z_p = \frac{F_0}{S}$$

4.2.2.1.2.1 Halat Seçimi

Seçilen halatın minimum güvenlik faktörü en az Z_p 'ye eşit olmalıdır. Mekanizma grupların aşağıdaki olarak değerler Tablo T.4.2.2.1.2 'de verilmiştir.

Tablo T.4.2.2.1.2 : Güvenlik faktörü Z_p

Mekanizma grupları	Minimum Z_p değeri	
	Hareketli halatlar	Statik halatlar
M 1	3.15	2.50
M 2	3.35	2.50
M 3	3.55	3.00
M 4	4.00	3.50
M 5	4.50	4.00
M 6	5.60	4.50
M 7	7.10	5.00
M 8	9.00	5.00

4.2.2.1.3 Yöntem C-Faktörü

Tanımlar :

C = Halat seçim faktörü

S = Kullanım sırasında uygulanacak maksimum gerilme kuvveti

d = Halatın anma çapı (halat boyutu)

f = Halatın dolgu katsayısı

k = Halatın yapısından gelen dönüş karakteristiği kaybı

R_0 = Halatı oluşturan telin minimum kopma mukavemeti

K' = Aynı yapıdaki halatın kopma yükü için verilen ampirik katsayı

$$K' = \frac{\pi}{4} \cdot f \cdot k$$

4.2.2.1.3.1 Halat Seçimi

Minimum çelik mukavemeti ve mekanizma grubu verilmiş, yapıda kullanılacak halat için aşağıdaki formülle tanımlanan bir (C) faktörü mevcuttur.

$$C = \sqrt{\frac{Z_p}{K f \frac{\pi}{4} R_0}} = \sqrt{\frac{Z_p}{K' R_0}}$$

Z_p , Tablo T.4.2.2.1.2 de belirlenen mekanik grupta hareketli halat seçimi için bulunan minimum değerdir.

Nominal çap aşağıdaki gibi olmalıdır.

$$d \geq C \sqrt{S}$$

4.2.2.1.3.2 C-Faktörünün Hesaplanması

(C) değeri aşağıdakilerle hesaplanır:

- Z_p katsayısı, mekanik gruba bağlı olarak,
- halatın tellerindeki çeliğin çekme altındaki kopma mukavemeti,
- K' faktörü (veya k ve f faktörü) aşağıdakilerden hangisi uygunsa:

ISO 2048 standardında önerilen normal halatların değerlerinden alınabilir,

veya özel bir üretimse üretici garanti verebilir. Bu durumda, üreticinin vereceği sertifika K' değerlerini de garantilemelidir.

4.2.3 Makara, Tambur ve Halat Aksesuarlarının Seçimi (Means)

4.2.3.1 Minimum Sarma Çapı

Halat için minimum sarma çapı aşağıdaki ifadenin kontrolü ile yapılmalıdır.

$$D \geq H \cdot d$$

D = Makara, tambur veya dengeleme makarası üstünde, halat eksenince ölçülen sarım çapı

H = mekanizma grubuna bağlı katsayı

d = halatın nominal anma çapı

Not: 4.2.2 de bahsedilen mekanizma grubu için halat sınıflandırılmalıdır.

4.2.3.1.1 *H Değerleri*

Mekanizma sınıflandırmasında gruba bağlı olarak makaralar, tamburlar ve dengeleme makaraları için (H) katsayısının minimum değerleri Tablo T.4.2.3.1.1 de verilmiştir.

Tamburlar, makaralar ve dengeleme makaraları; bilinen, kullanılan ve daha önce denenmiş halatlarla uyusmalıdır.

Özellikle değişken esneklik özelliklerine sahip yeni halatların kullanımında halat üreticisi ve kaldırma aracı üreticisi arasında mutabakat sağlanmalıdır.

Tablo T.4.2.3.1.1 : H değerleri

Mekanizma grubu	Tamburlar	Makaralar	Dengeleme(compensating) Makaraları
M 1	11.20	12.50	11.20
M 2	12.50	14.00	12.50
M 3	14.00	16.00	12.50
M 4	16.00	18.00	14.00
M 5	18.00	20.00	14.00
M 6	20.00	22.40	16.00
M 7	22.40	25.00	16.00
M 8	25.00	28.00	18.00

4.2.3.1.2 *Not*

Bölüm 4.2.2.1 de verilen formülde tamburlar ve makaralar için sarılacak minimum çaplardan minimum halat çapı elde edilmektedir. Halat çapı, hesaplanan minimum çaptan büyükse, kullanılacak halatın çapının hesaplanan en az halat çapının % 25'ini aşmamalıdır. Halattaki çekme değeri, minimum çap değerinin hesaplanması için kullanılan (S) değerini aşmamalıdır.

4.2.3.2 *Sapan Yuvasının Dip Yarıçapı*

Halat ömrü sadece makara ve tamburun çapına bağlı değildir. Halatın sapan yuvasına uyguladığı basıncada bağlıdır.

Yukarıda verilen sarım oranı sapan yuvasının yarıçapı (r)'nin bulunmasında önemlidir. (d = halat anma çapıdır.)

$$r = 0.53 d$$

4.2.3.3 Halat Aksesuarları(Means)

Halat aksesuarlarının gerilme kuvveti maksimum gerilme kuvveti (S)'nin 2.5 katına herhengi bir deformasyon olmadan dayanacak şekilde tasarlanmalıdır.

Tamburdaki halata bağlanan aksesuarlar da dönüşlerden meydana gelecek sürtünmeler hesaba katılmalıdır. Toplam sürtünme ve sabitleme kuvvetlerinin maksimum gerilme kuvveti (S) 'nin 2.5 katına dayanması gerekmektedir.

Halat ve tambur arasındaki sürtünme katsayısı $\mu = 0.1$ olarak alınmalıdır.

Halat tambura, çözülmemek üzere bağlanacağı zaman; en az iki tur daha halatı sardıktan sonra halat sonu tambura bağlanmalıdır.

4.2.4 Ray Tekerleklerinin Seçilmesi

Tekerlek seçiminde, tekerlek çapı aşağıdaki verilere bağlıdır.

- tekerlekteki yük
- tekerleğin yapıldığı malzemenin kalitesi
- tekerleğin çalıştığı rayın tipi
- tekerleğin dönüş hızı
- mekanizmanın grup sınıflandırması

4.2.4.1 Ray Tekerleği Boyutları

Tekerlek boyutlarının bulmak için aşağıdaki kontrollerin yapılması gerekmektedir.

- tekerleğin maruz kalacağı maksimum yüke dayanmalıdır, ve
- anormal aşınmalarda dahi kaldırma aracının normal görevini yapabilmelidir.

Bu iki gereklilik aşağıdaki formüllerle kontrol edilmelidir.

$$\frac{P_{\text{mean III}}}{b \cdot D} \leq P_L \cdot c_{1 \text{ max}} \cdot c_{2 \text{ max}} < 1.38 P_L \approx 1.4 P_L$$

$c_{1 \text{ max}} = 1.2$ ve $c_{2 \text{ max}} = 1.15$ alınır.

$$\text{ve } \frac{P_{\text{mean I, II}}}{b \cdot D} \leq P_L \cdot c_1 \cdot c_2$$

D = tekerlek çapı (mm)

b = rayın kullanılabilir genişliği (mm)

P_L = tekerlek için kullanılan metale bağlı limit basınç (N/mm^2)

c_1 = tekerlek dönüş hızına bağlı katsayı

c_2 = mekanizma grubuna bağlı olan katsayı

$P_{mean\ III}$ = bölüm 4.2.4.1.1 de ki formülle hesaplanan yükleme durumu III için tekerleğin dayanacağı ortalama yük (N)

$P_{mean\ I, II}$ = yükleme durumu I veya II deki ortalama yük (N)

4.2.4.1.1 Ortalama Yükün Hesaplanması

Ortalama yükü hesaplamak için yükleme durumlarındaki tekerleğin ulaşacağı maksimum ve minimum yükler bulunmalıdır. Örnek olarak araç $P_{mean\ I, II}$ için kullanılacak ve $P_{mean\ III}$ için kullanılmayacak ise, aracın normal çalışma durumunda fakat dinamik katsayı (ψ) eklenmeksizin hesap yapılır. P_{mean} değerleri yükleme durumları I, II, III için aşağıdaki gibidir.

$$P_{mean\ I,II,III} = \frac{P_{min\ I,II,III} + 2 P_{max\ I,II,III}}{3}$$

4.2.4.1.2 Kullanılabilir Ray Genişliği'nin (b) Bulunması

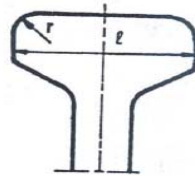
Düz yatak yüzeyli raylar için toplam genişlik (ℓ) yuvarlatılmış köşeler (r) yarıçap değerlerine göre genişlik aşağıdaki gibidir.

$$b = \ell - 2 r$$

konveks yatak yüzeyli raylar için:

$$b = \ell - \frac{4}{3} r$$

Aynı genişlikteki ray başlıkları için bu formül düz yatak yüzeyliye göre daha fazla kullanışlıdır. Konveks raylar, tekerleğin yuvarlanma hareketinde daha iyi adaptasyon sağlamaya izin verirler.



4.2.4.1.3 Limit Basıç P_L 'nin Hesaplanması

Tekerleğin yapıldığı metalin, nihai mukavemetinin fonksiyonu olarak, *Tablo T.4.2.4.1.3* de P_L değeri verilmiştir.

Tablo T.4.2.4.1.3 : P_L değerleri

Ray tekerleği için kullanılacak metalin nihai mukavemeti	P_L
	N/mm ²
$\sigma_R > 500 \text{ N/mm}^2$	5.0
$\sigma_R > 600 \text{ N/mm}^2$	5.6
$\sigma_R > 700 \text{ N/mm}^2$	6.5
$\sigma_R > 800 \text{ N/mm}^2$	7.2

Metalin kalitesi; dökme metal, dövme veya haddelenmiş çelik ve küresel grafit dökme demir olarak adlandırılır.

Lastikli ray tekeri söz konusu olduğunda, lastiğin kalitesi önemlidir. Lastik kendi kendine çıkmayacak şekilde kalın olmalıdır.

Yüksek çekme dayanımlı çelikten yapılmış, çok büyük yüzey sertliklerine dayanacak tekerlekler söz konusu olduğunda, yüzey davranışı öncesi tekeri oluşturan çeliğin kalitesi Tablo T.4.2.4.1.3'e göre P_L değeri sınırlıdır. Bunun nedeni ise yüksek değerlerin, rayların erken yıpranmasına neden olma olasılığıdır.

Bununla beraber, verilen bir yük için, bu tip tekerleklerin, daha düşük yüzey sertliği olan tekerleklere göre daha fazla ömrü vardır. Bu da, hassas olmayan işleri yapan teçhizatların kullanımını yaygınlaştırır.

Alternatif olarak, iyi bir yüzey sertliğine sahip olan sıradan dökme demir, (özellikle de soğutulmuş dökme demiri) kullanmak uygundur.

Bu tür tekerleklerin kırılma eğilimi olduğu ve yüksek hızlı hareketler veya ani yüklemelerde kullanılmaması gerektiği unutulmamalıdır.

Bunlar kullanıldığı zaman, çaplar; $P_L = 5 \text{ N/mm}^2$ alınarak belirlenir.

4.2.4.1.4 (c_1) Katsayısının Belirlenmesi

C_1 değerleri, tekerleğin dönme hızına bağlıdır; ve Tablo T.4.2.4.1.4.a'da verilmiştir.

Aynı değerler, tekerlek çapı ve m/dak. cinsinden hızın fonksiyonu olacak şekilde, Tablo T.4.2.4.1.4.b'de de verilmiştir.

Tablo T.4.2.4.1.4.a : (c_1) değerleri

Tekerlek dönme hızı rpm	c_1	Tekerlek dönme hızı rpm	c_1	Tekerlek dönme hızı rpm	c_1
200	0.66	50	0.94	16	1.09
160	0.72	45	0.96	14	1.10
125	0.77	40	0.97	12,5	1.11
112	0.79	35,5	0.99	11,2	1.12
100	0.82	31,5	1.00	10	1.13
90	0.84	28	1.02	8	1.14
80	0.87	25	1.03	6,3	1.15
71	0.89	22,4	1.04	5,6	1.16
63	0.91	20	1.06	5	1.17
56	0.92	18	1.07		

Tablo T.4.2.4.1.4.b : Harekat hızı ve tekerlek çapı fonksiyonu olarak (c_1) değerleri

Tekerlek çapı mm	Hareket hızına bağlı C_1 değerleri m/dak														
	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
200	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	-	-	-
250	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	-	-
315	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	-
400	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66
500	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72
630	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77
710	-	1,16	1,14	1,13	1,12	1,1	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89	0,84	0,79
800	-	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82
900	-	-	1,16	1,14	1,13	1,12	1,1	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89	0,84
1 000	-	-	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87
1 120	-	-	-	1,16	1,14	1,13	1,12	1,1	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89
1 250	-	-	-	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91

4.2.4.1.5(c_2) Katsayısının Belirlenmesi

(c_2) katsayısı, mekanizmanın grup sınıflandırmasına bağlıdır; ve Tablo T.4.2.4.1.5 de verilmiştir.

Tablo T.4.2.4.1.5 : (c_2) değerleri

Mekanizmanın grup sınıflandırması	c_2
M 1 den M 4'e	1.12
M 5	1.00
M 6	0.90
M 7'den M 8'e	0.80

4.2.4.2 Notlar

Not 1

Formül sadece çapları 1.25 m'yi geçmeyen tekerleklere uygulanır. Daha büyük çaplar söz konusu olduğunda, deneyimler şunu göstermektedir ki ray ile tekerlek arasındaki müsaade edilebilir basınç azaltılmalıdır. Daha büyük çaplı tekerlerin kullanılması tavsiye edilmez.

Not 2

Sınırlayıcı basınç P_L ; tekerlek ile ray arasındaki bağlantının, genişliği daha önce yararlı genişlik olarak tanımlanmış (*Bölüm 4.2.4.1.2*) uzunluğu ise tekerleğin çapına eşit olan bir yüzeyde meydana geldiği varsayılan göreceli bir basınçtır. Yukarıda belirtilenleri hesaplama metodu, HERTZ formülünün bir uygulamasından çıkarılmıştır ve aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\sigma_{cg}^2}{0.35 E} = \frac{P}{b \cdot D}$$

σ_{cg} = tekerlek ve raydaki basma gerilmeleri (N/mm²)

E = metalin elastisite modülü (N/mm²)

P = tekerlek yükü (N)

b ve D, yukarıda (mm) cinsinden belirtilmiştir. (*Bölüm 4.2.4.1*)

K_L , N/mm² cinsinden tanımlandığından $\frac{\sigma_{cg}^2}{0.35 E}$ değerinin yerine aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$K_L = \frac{P}{b \cdot D}$$

ve raydaki tekerlek basıncı da böyle tanımlanır. *Bölüm 4.2.4.1*deki formül aşağıdaki değerler koyularak elde edilir:

$$K_L = P_L \cdot c_1 \cdot c_2$$

4.2.5 Dişlilerin Tasarımı

Dişliler için dizayn hesaplamalarındaki metodun seçimi üreticiye bırakılır. Üretici, kullanılan metodun kökenini (*bölüm 2.6* da verilen talimatlarla birlikte belirlenen yükleri) belirtmek durumundadır.

Operasyon zamanının hesaplanması durumunda, *bölüm 2.1.3.2* de belirtilen klasik saatler kullanılmalıdır.

Ek A-4.1.3 Yorulmaya Maruz Kalan Mekanizma Bileşenlerinin Müsade Edilebilir Gerilimlerinin Hesaplanması

Parlatılmış numunenin dayanıklılık limiti bir labaratuvar değeridir. Günlük kullanımda pratik olarak hiç ulaşılmayacak bir değerdir. Şekil, boyut, yüzey kondüsyonu (mekanik kalite) ve korozyon-süreksizlikten doğan “çentik etkisi” gibi birçok faktör, malzeme mukavemetini belirlemek için sıradan elemanter yöntemlerle hesaplanan gerilmelerde müsade edilebilir gerilmenin azaldığı görülür. Bu faktörler hesaba k_s , k_d , k_u , k_c olarak adlandırılan katsayılar ile hesaba katılmalıdır. Gerilme yükseltme katsayısı tesbit edilir. Bu katsayıların belirlenmesi ile ilgili yönergeler aşağıda verilmiştir:

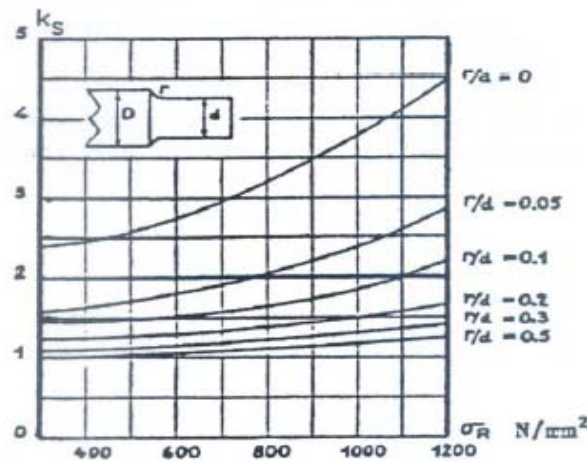
a. (k_s) 'nin belirlenmesi

Kesit (çapa bağlı olarak), halka şekilli çentik, enine delikler ve göbeklerin bağlama güvenliği yöntemi değişikliklerinden ötürü meydana gelen gerilme konsantrasyonlarını belirleyen katsayıdır.

Şekil katsayısı (k_s) değerleri Şekil A.4.1.3.1.a ve Şekil A.4.1.3.1.b de metalin nihai mukavemetinin fonksiyonu olarak verilmiştir. Çap $D = 10$ mm için geçerlidir.

Diğer D/d değerleri için düzeltme tablosu *T.A.4.1.3.1* ile birlikte $D/d = 2$ değerlerinin değişimi için (k_s) katsayıları Şekil A.4.1.3.1.a da verilmiştir.

Çapları 10 mm yi aşanlar, boyut katsayısı (k_d) tarafından tanımlanmıştır.

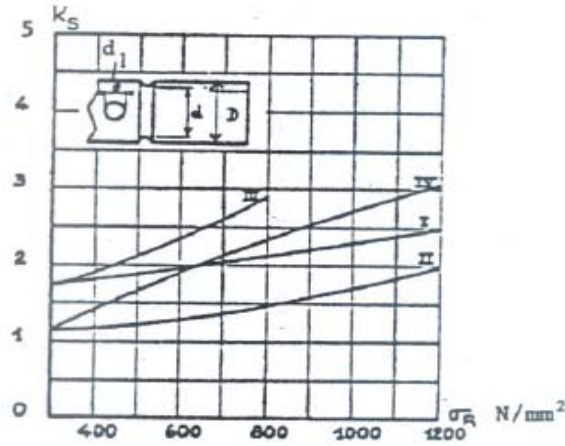


Şekil A.4.1.3.1.a Şekil katsayısı (k_s) (çap $D = 10$ mm) kesit değişimi $D/d = 2$

D/d'nin diğer değerleri için (k_s), (r/d)+q eğrisinden okunur. (q) değerleri aşağıdaki gibi alınır:

Tablo T.A.4.1.3.1 : D/d için düzeltme faktörü (q)

D/d	1.05	1.1	1.2	1.3	1.4	1.6	2
q	0.13	0.10	0.07	0.052	0.04	0.022	0



Şekil A.4.1.3.1.b : Şekil katsayısı (k_s) (çap $D = 10$ mm) oyuk, halkasal şekilli çentik, kama yuvası

Eğri I = Enine oyuk $d_1 = 0.175 d$

II = Halkasal oyuk : derinlik 1 mm

III = Kamalı göbek

IV = Preslenmiş göbek

b. Boyut katsayısı (k_d)'nin belirlenmesi

10 mm'den büyük çaplar söz konusu olduğunda gerilim konsantrasyonu etkisi artar ve bu artış, boyut katsayısı(k_d)'yi oluşturur.

10mm'den 400mm'ye kadar değişen (d) değerleri için, (k_d)katsayısı değerleri Tablo T.A.4.1.3.2'de verilmiştir.

Tablo T.A.4.1.3.2 : (k_d) değerleri

d mm	10	20	30	50	100	200	400
k_d	1	1.1	1.25	1.45	1.65	1.75	1.8

c. Yüzey kondisyonu (method of machining) katsayısı (k_u)'nun belirlenmesi

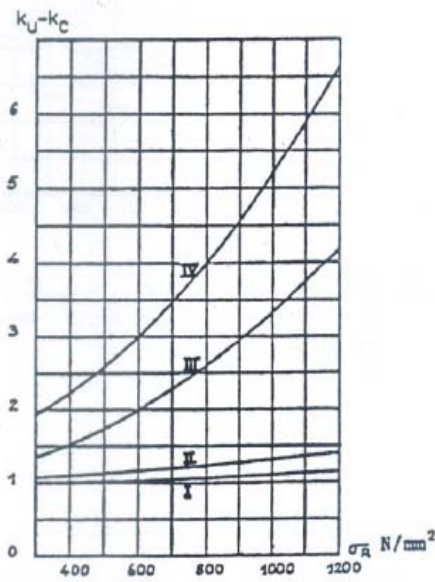
Tecrübeler gösteriyorki; pürüzlü ve düzgün olmayan şekilde üretilen parçalar, düzgün ve pürüzsüz parçalar oranla daha az dayanıma sahiptir.

Şekil A.4.1.3.2 de pürüzlü ve pürüzsüz yüzeyler için (k_u) grafiği verilmiştir.

d. Korozyon katsayısı (k_c)'nin belirlenmesi

Korozyonun, çeliklerin dayanım limitleri üzerinde önemli bir etkisi vardır. Bu etkiyi görebilmek için (k_c) katsayısı kullanılır.

Şekil A.4.1.3.2 de tatlı su ve deniz suyundan dolayı meydana gelen korozyon için (k_c) katsayısı grafik olarak verilmiştir.



Şekil A.4.1.3.2 : İşleme katsayısı (k_u), korozyon katsayısı (k_c) değerleri

(k_u) Değerleri

Eğri I – Yüzey zemini veya son işlem olarak parlatılma

II – Kaba işlenmiş yüzey

(k_c) Değerleri

Eğri III – Tatlı suyla korozyona uğramış yüzey

IV – Deniz suyuyla korozyona uğramış yüzey

Ek A-4.2.2 Halat Seçimi ve Güvenlik Faktörü ile İlgili Probleme ait Yorumlar

Bir kaldırma halatının kullanılabilir ömrü halatın doğası gereği halat yapısı (halatın kendi yapısı), kaldırma aracının karakteristiği ve halatın geçtiği makaralara (dış etkenler) bağlıdır.

Temel dış etkenler (çekme) gerilme yükü, makara çapı ve çalışma (çevrim) süreleridir. Faktörler temel olarak halatın sarım çapını belirleyecektir.

Şekil F.A.4.2.2 de çekme gerilmesi, makara çapı ve öngörülen halat için (çap 16 mm) bir kullanılabilir ömür (hataya neden olan ters dönmelerin sayısı) verilmektedir.

Bu şekle göre makara çapı büyüdükçe ve çekme gerilmesi küçüldükçe halatın kullanılabilir ömrü artmaktadır.

Halat değişiminden önce makul bir kullanılabilir halat ömrünü sağlayabilmek için sarım çapları belirlenmelidir.

Eski hesap yönteminde kaldırma araçlarındaki uygulamalardaki örneklerde olduğu gibi sabitlenmiş minimum güvenlik faktörleri ve minimum sarım çapları (halat çapının fonksiyonu) tanımlanmıştı.

Hala kullanılan ve hatta birçok ülkede yasaların ön gördüğü bu yöntem makul bir kullanılabilir ömrü sağlayacak şartları hesaplamaya imkân vermemektedir. Kaldırma aracı mekanizmalarında yükün ve kullanımın türü donanımına göre değişmektedir. Böylece minimum değerler bazı durumlarda çok büyürken (örneğin güç istasyonu tepede olan hareketli bir vinç için), başka durumlarda çok küçülebilmektedir. (örneğin kazı yapan bir eskavatör için).

Bu mekanizma grupları için emniyet faktörleri seçimi yapılsa bile bu emniyet faktörleri esas alınarak hesaplanan sarım çapları aşağıdaki nedenlerden dolayı iyi bir tasarımıyla sonuçlanamaz:

Üretici makara ve tamburu mümkün olan en küçük çapta seçmek istediği için halatın en küçük çaplı olanı kullanmak ister. Belirli bir emniyet faktörü için bunu mümkün mertebe yüksek çekme kuvveti ve mümkün mertebe en büyük dolum oranı seçerek ulaşır.

Şimdiye kadar bu yolla çapı hesaplanan halatın kullanılabilir ömrü her zaman optimum seviyede değildir.

Eş çaplarda ancak daha düşük mukavemet değerlere sahip (örneğin 2200 N/mm² yerine 1600 N/mm²) ve daha düşük bir dolum faktörüne sahip (örneğin altı yerine sekiz kollu bir halat) bir halatın kullanılabilir ömrü daha düşük emniyet faktörüne sahip olandan çok daha uzun olabilir.

Bir diğer zorluk, kopma yükü tanımının ülkeden ülkeye değişiklik göstermesinden ve emniyet faktörlerinin farklı kopma yükleri esas alınarak oluşturulmasından kaynaklanıyor.

Halatların kopma yükleri dört farklı şekilde tanımlanmaktadır:

- Hesaplanan kopma yükü: bu yöntemde halatın kesit alanı halatın yapıldığı malzemenin mukavemeti ile çarpılır
- Teorik kopma mukavemeti: bu yöntem halat kolların her birinin kopma mukavemetlerinin toplamından oluşur
- Güncel hayatta kopma mukavemeti: bu yöntemde halatın kopma mukavemeti testinden elde edilen veri kullanılır.
- Nominal kopma mukavemeti: bu yöntemde halat üreticisinin garanti ettiği minimum kopma yükü mukavemeti kullanılır.

Güncel hayatta kopma mukavemeti ya da nominal kopma mukavemeti temeline dayalı bir emniyet faktörü kullanılarak elde edilmiş bir çap belirlenmiş ise üretici küçük çaplı bir halat elde edebilmek için mümkün olduğunca halat (sarım) kayıplarını (teorik kopma mukavemeti ile asli kopma mukavemeti arasındaki fark) küçük tutma eğilimindedir. Ancak halat (sarım kayıpları) tekrar eden eğilmelerde halatın direnci ile alakalı değildir. Bu nedenle bu hesap yönteminde kullanılabilir halat ömrü tatmin edici şekilde hesap edilemez.

Bu, tekrar eden eğilme yüklerine maruz kalan bir halatta emniyet faktörlerine dayalı bir sarım çapı belirlenmesinin halatın kullanılabilir ömrünün hesaplanması için uygun olmadığını gösterir; gerçekten de bu yöntem çok zaman elde edilen optimum çözüme ulaşılmasını engeller.

Üretici için bu farklı faktörlerin etkilerine izin vermek zor olacağı için, halat çapı ($d_{\min}$)'in, çekme yükü (S)'nin bir fonksiyonu olarak aşağıdaki formüldeki gibi vermek tercih edilebilir:

$$d_{\min} = C \sqrt{S}$$

Burada (C) yalnızca mekanizma grubuna bağlı bir katsayıdır.

Dairesel harekete maruz kalmayan halatlarda (örneğin yükün tek noktadan bağlı olduğu kule vinçler) ve tehlikeli operasyonlar için (örneğin eriyik malzemeler), (C) katsayısı daha büyük risk ve halat üretimindeki hataları telafi etmesi için normal değerlerinde üzerine seçilir.

(C)'nin değeri, teorik kopma yükü ve halatın dolum faktörü (f)'ye (halatın metal kesit alanının onu çevreleyen halatın kesit alanına oranı) bağlı emniyet faktörü (Zp) aşağıdaki bağıntıdan çıkarılmaktadır:

$$C = \sqrt{\frac{Z_p}{k \cdot f \cdot \frac{\pi}{4} R_0}}$$

Burada R_0 katsayısı kullanılan halatın kopma mukavemetidir (N/mm^2).

(C) katsayısı kopma mukavemetleri 1600, 1800, 2000 ya da 2200 N/mm^2 olan halatlara uygulanır.

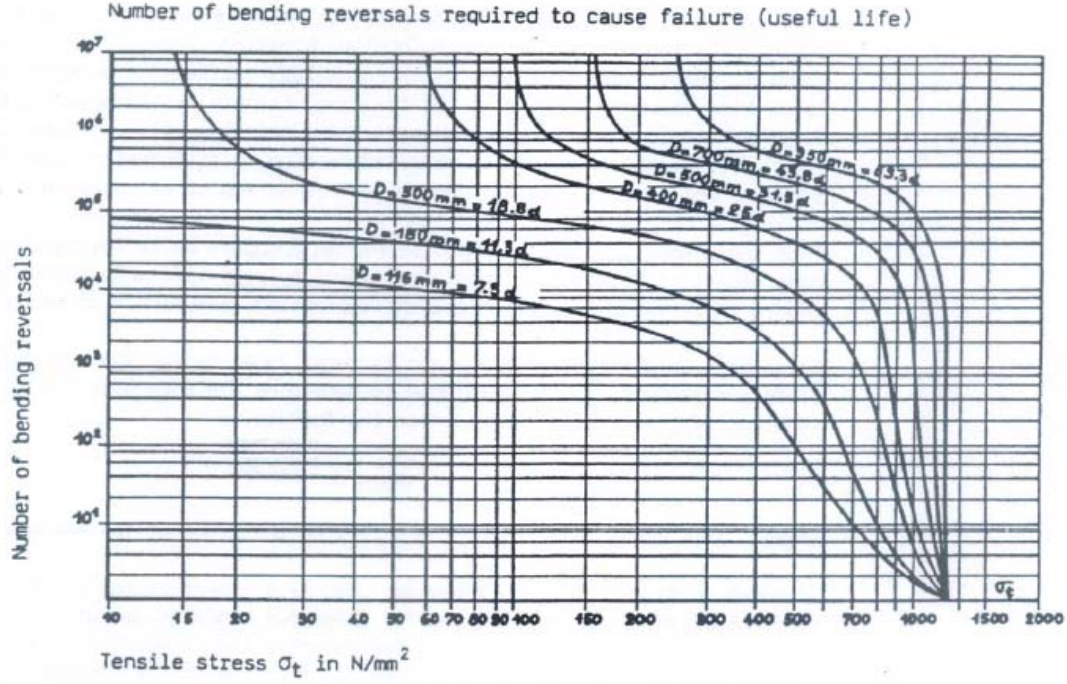
İstisnai olarak kopma mukavemeti 1400 N/mm^2 olan bir halat kullanıldığında halat çapları uygun şekilde arttırılmalıdır.

Halat ya da vinç üreticisi halatın kesit alanının bileşimini hesap edilen minimum çap (d) ve her bir halatın makaralardan geçiş şartlarını en son bilgiler doğrultusunda gözden geçirmelidir.

Makara Çapı D ile Çekme Mukavemeti σ_t 'nin Halatın Kullanılabilir Ömrüne Etkisi:

Eski halat, çap 16 mm, 6 kol, her biri on dokuz adet 1 mm çaplı telden oluşma, $R_0 = 1400 N/mm^2$

Dökme demir makara, üzerinde makinede $r = 8,5 mm$ 'lik yivler açılmış.



Şekil A.4.2.2 : Ters büküm- çekme gerilmesi eğrisi

EK A-4.2.3 Halatlar İçin Minimum Sarmal Çapının Belirlenmesinde Dikkate Alınacaklar

Halatın operasyona kesinlikle devam edemeyeceği minimum makara ve silindir çapları bulunmamaktadır. Değişik halat tiplerine göre gerekli minimum çapa da gerek yoktur.

Eğer diğer durumlar değişmiyorsa, halatın verimli ömrü kademeli olarak makara ve silindir çapları ile birlikte azalır.

Şekil A.4.2.3 belli bir halatın davranış karakteristiği örnek olarak gösterilmektedir.

Yeterli verimde halat ömrünün belirlenmesi için, minimum sarmal çapı (D)'nin mekanizmanın sınıflandırma gruplarını içeren bir fonksiyonu olarak aşağıdaki formülden belirlenmelidir:

$$\frac{D}{d} \geq H$$

(d) nominal halat çapıdır. (H) içinde bulunduğu belirlenmiş mekanizmaya göre seçilmiş ve görev daha da zorlandıkça büyüyen bir katsayıdır.

Katsayı (H) makaralar için olan, tamburlar için olandan daha büyüktür, çünkü çevirme operasyonlarında tamburda olduğu gibi (halat dayanımı, halat bükülmesi) halat geri çevrilerek makaraya (halat dayanımı, halat bükülmesi, halat dayanımı) iki kere dolanmaktadır.

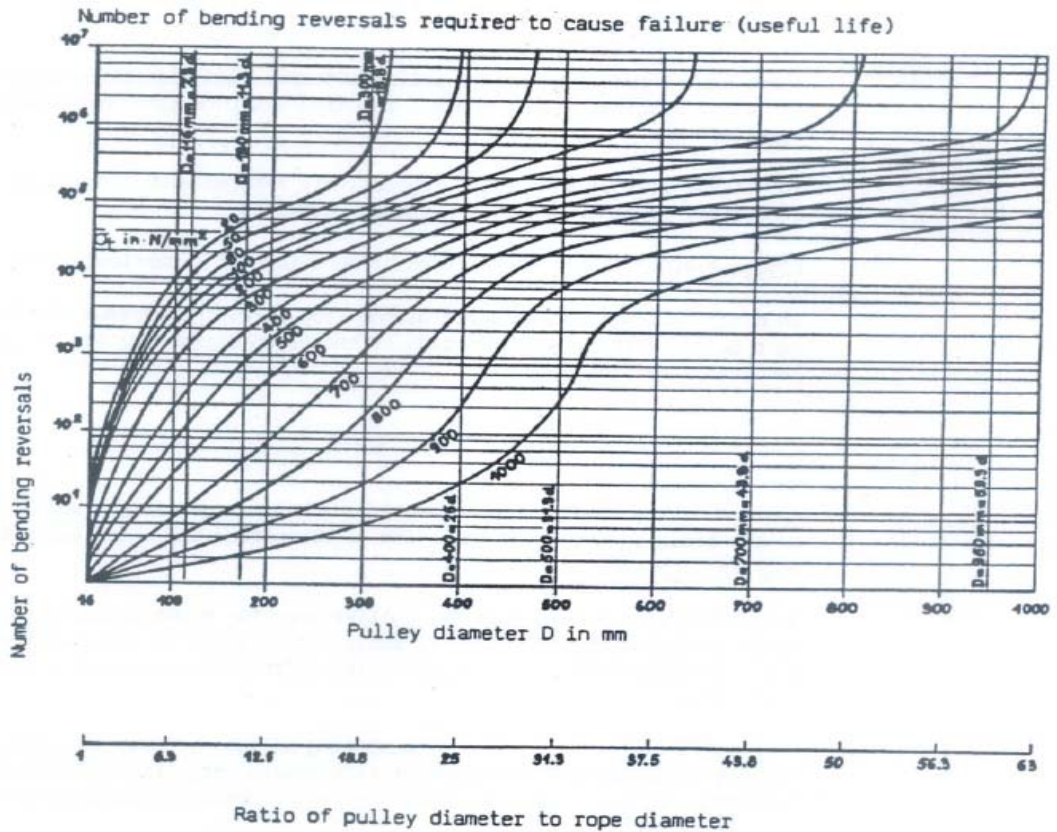
Katsayı (H) makaraları eşitlemek için azalır çünkü halat daha az geri çevrime maruz kalır ve hareket sınırlanır. Bazı makaralar yine de geri çevrimlerin sayısı referans alınarak boyutlandırılır.

Uygun olmayan sarmal durumlar, (örnek olarak: bazı makaraların halatları delikten geçirilerek dolanması, geri çevrimler ya da dönmeyen halatların kullanımı v.b. gibi), halatın kullanım ömrünün mekanizmanın grup sınıflandırmasıyla dengeli şekilde devam edebilmesi için ayarlanmalıdır.

Makara çapı (d) ve çekme gerilmesi σ_t 'nin kullanım süresine etkisi:

Lang's lay halatı, çapı 16 mm, 6 telden oluşmuş 1mm çaplı, 19 tane demet içeren halat, $\sigma_R = 1400 \text{ N/mm}^2$

Dökme demir makaralar, makina tahrikli yiv çapı $r = 8.5 \text{ mm}$



Şekil A.4.2.3 : Ters bükme- makara çapı eğrisi

3.5 Kitapçık 6 (Kreyn Yapısı Üzerindeki Rüzgâr Yükü Hesapları)

Bu bölümdeki tüm numaralandırmalar F.E.M'e aittir.

1. Genel

Bu doküman vinç yapıları üzerindeki rüzgâr yükleri ile ilgilidir ve tavsiye niteliğindedir.

Rüzgârın her yönde yatay olarak sabit bir hızla estiği kabul eder; ve basitleştirilmiş hesaplama yöntemi içerir.

2. Rüzgâr Basıncı–Reynolds Sayısı

Dinamik rüzgâr basıncı (veya rüzgâr basıncı) aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$q = \frac{1}{2} \times \rho \times V^2$$

q = dinamik rüzgâr basıncı N/m²

ρ = havanın yoğunluğu kg/m³ (özel spesifikasyonlar hariç ρ = 1.25 kg/m³)

V = rüzgârın hızı m/s

Akış koşulları Reynolds Sayısı ile karakterize edilmektedir.

Reynolds sayısı Ek-1 de tanımlanmıştır.

3. Rüzgâr Durumları Tasarımı

Vinç yapıları üzerindeki rüzgâr yükü hesaplanırken iki çeşit rüzgâr durumu tasarımı göz önüne alınır.

3.1 Çalışma Durumundaki Rüzgâr Etkisi

Kreynin maruz kalacağı maksimum rüzgârdır. Rüzgâr yüklerinin uygun çalışma yükleri ile birleşim halinde en uygun olmayan yönde etki ettiği varsayılmaktadır.

Çalışma anındaki tasarım rüzgar basınçları ve uygun hızlar *Tablo T.1* de verilmiştir. Aracın yüksekliği boyunca üzerindeki hızın sabit olduğu kabul edilmiştir.

Rüzgâr hızı ölçer bir araca bağlandığı zaman, normalde o aracın en yüksek noktasına monte edilmesi gerekmektedir. Rüzgâr hızının farklı bir yükseklikte daha önemli olduğu durumlarda, üretici hız ölçer cihazı kendi istediği yüksekliğe yerleştirebilir.

NOT: Çalışma hızlarının ve nominal ivmelenmelerin şiddetli rüzgâr koşullarına ulaşmadığı kabul edilmiştir.

Tablo T.1 : Çalışma durumundaki rüzgâr tasarım basıncı

Araç tipi	Çalışma durumundaki rüzgar tasarım basıncı q N/m^2	Çalışma durumundaki rüzgâr hızı $v(3)$ m/s	Çalışma durumundaki rüzgâr basıncı $q(3)$ N/m^2
Rüzgârdan korunmuş veya çok hafif rüzgâra maruz kalacak şekilde tasarlanmış kaldırma aracı; Montaj işlerinde kullanılanlar.	125	12,86	103
Açık alana kurulmuş bütün kreyn türleri	250	18,18	207
*Şiddetli rüzgâr altında çalışma durumunda olan araçlar	500	25,71	413
*Örneğin tablo T.2.1.2.5 (F.E.M 1.001 kitapçık 2) 12a türündeki araçlar			

(q) çalışma anındaki dizayn rüzgar basıncıdır. Aşağıdaki bağıntı ile tanımlanmıştır:

$$q = \phi_8^2 \times q(3)$$

$$\phi_8^2 = \text{ani rüzgar tepki faktörü} \quad \phi_8 = 1.1$$

$$q(3) = v(3) \text{ deki rüzgâr basıncı} \quad q(3) = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v(3)^2$$

$v(3)$ = 3 saniyelik periyotlarla ortalaması alınmış ani rüzgar hızı

Rüzgârın Yük Üzerindeki Etkisi:

Çeşitli yükler taşıyan vinç kancası üzerindeki rüzgâr etkileri aşağıdaki bağıntı ile tanımlanır:

$$F = c \cdot A \cdot q$$

F = kanca yüküne rüzgâr tarafından uygulana kuvvet (N)

q = Tablo T.1 den çalışma anındaki rüzgar basıncı N/m^2

A = kreyn yükünün katı kısımlarının maksimum alanı (m^2), (İstisnai olarak, bir kreyn büyük yüzey alanlı yükleri taşımak gereksiniminde kaldığı durumlarda, üreticinin yukarıdaki Tablo T.1 deki yüklerin taşınamayacağından dolayı daha düşük bir hız tanımlanması kabul edilebilir.), bu alanın bilinmediği durumlarda, güvenli çalışma yük değeri olan minimum ($0.5 m^2$ ton) değeri kullanılabilir.

c = rüzgâr hızı yönündeki brüt yükün aerodinamik katsayısı, detaylı bilgi yoksa

($c = 2.5$) değeri alınabilir.

Kreyn'nin sadece özel şekil ve boyutlardaki yükleri kaldırdığı durumlarda, rüzgâr yükü uygun boyutlar ve konfigürasyonlar için hesaplanmalıdır.

3.2 Çalışmadığı Durumlardaki Rüzgâr Etkisi

Çalışma olmadığı durumlarda kaldırma aracının sabit bir şekilde durabilmesi için, tasarımı sırasında üretici tarafından göz önüne alınan maksimum rüzgârdır.

Kaldırma aracının yerden yüksekliğine, coğrafik konumuna ve rüzgârlara maruz kalma derecesine göre, hız farklılık gösterir.

Ek-2 Şekil F.A.2 de Avrupa'nın rüzgâr haritası verilmiştir. Burada hangi bölgelerde hangi rüzgâr hızının uygulanabileceği kabaca gösterilmiştir.

Çalışma olmadığı durumda rüzgâr yükü hesaplanırken, eğer araç A, B, C alanlarında bulunuyor ise, hız ve basınç aşağıdaki gibi alınabilir:

- Tablo T.3.2 den sabit alınabilir veya,
- *Ek-2*'ye göre hesaplanabilir.

Tablo T.3.2 : Çalışmadığı durumlardaki rüzgâr hızı ve basıncı

Yerden yükseklik m	Çalışmadığı durumlardaki yaklaşık rüzgâr hızı m/s	Çalışmadığı durumlardaki yaklaşık rüzgâr basıncı N/m^2
0 ile 20 arası	36	800
20 ile 100 arası	42	1100
100'den büyük	46	1300

Eğer kaldırma makinası D, E, F, G alanlarında bulunmuyor ise, çalışmadığı durumlardaki rüzgâr basıncı *Ek-2* ye göre hesaplanmalıdır.

İlk yaklaşımda, makine üzerindeki maksimum rüzgâr hızı tüm yapı üzerinde sabit olarak kabul edilmişti.

Rüzgâr koşullarının sert olduğu alanlarda kalıcı olarak kurulmuş olan veya uzun süreli kullanılacak olan kreynler için yukarıdaki değerler meteorolojik bilgiler dahilinde üretici ve kullanıcı arasındaki anlaşmaya göre değiştirilebilir. Davenport kanunu kullanılabilir.

Kreyn kolu kolaylıkla aşağı ineabilen araçlar (örneğin; bazı kule vinçler), çalışma sonunda aşağı indirildiği için çalışma olmadığı andaki rüzgâr etkisi dikkate alınmaz.

4. Rüzgâr Yüğü Hesapları

Kreyn yapılarında kullanılan bütün ve parçalı yapılarda ve bünye elemanlarında rüzgâr yüğü aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$F = A \cdot q \cdot C_f$$

$$F = \text{rüzgâr yüğü (N)}$$

$$A = \text{incelenen yapının efektif yüzey alanı (m}^2\text{)}$$

$$q = \text{uygun tasarım koşullarındaki rüzgâr basıncı (N/m}^2\text{)}$$

$$C_f = \text{incelenen parçanın rüzgar yönündeki şekil katsayısı}$$

Yapı üzerindeki toplam rüzgâr yüğü parçalar üzerindeki yüklerin toplamı şeklinde ifade edilir.

Aracın mukavemet ve denge gereksinimleri tanımlanırken toplam rüzgâr yüğü dikkate alınmalıdır.

Mekanizma tasarımının izin verdiği rüzgâr yüğü büyüklüğü, mekanizmanın motor ve fren gereksinimlerinin tanımlanması ve rüzgârda aracın güvenliğinin sağlanması konuları mekanizmaların tasarımı bölümünde ele alınmıştır.

5. Şekil Katsayıları

Verilen bir Reynolds sayısı (veya verilen DxV) için, şekil katsayısı aşağıdaki değerlere bağlı olarak farklılık gösterir.

- Şekil F.5.1.b de tanımlanan aerodinamik narınlık (λ)

- Rüzgâr türbülansı

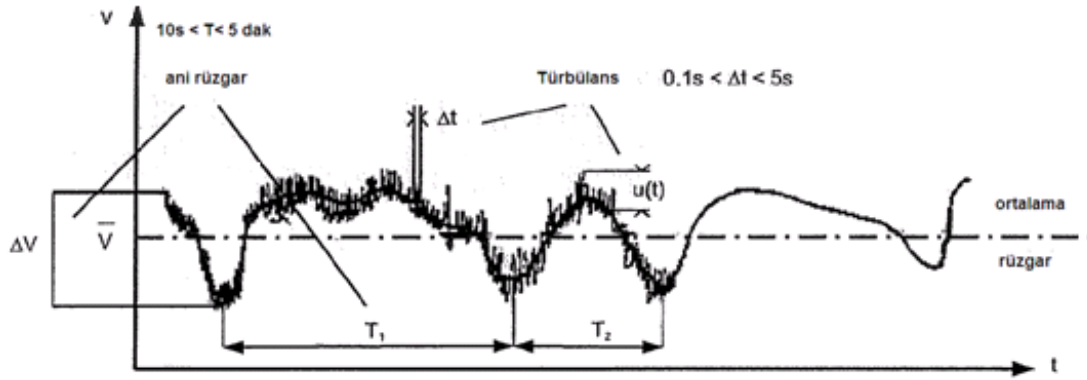
$$I = \frac{|u|}{V}$$

I = türbülans yoğunluğu

$u = (V)$ hızına bağlı olarak hızdaki değişim miktarı. Bu değer atmosferik türbülansı karakterize eder,

$$u = \frac{1}{T} \sqrt{\int_0^T u_{(t)}^2 dt}$$

V = 10 dakikalık periyottaki ortalama rüzgar hızıdır.



Şekil F.5 : Türbülans tanımı

Şekil katsayısı aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$C_f = K_\lambda \cdot K_1 \cdot K_r \cdot C_{f0}$$

K_λ = narinliğin etkisi

K_1 = türbülansın etkisi

K_r = köşe yarıçapının etkisi

C_{f0} = referans şekil katsayısı

5.1 Bünye Elemanları, Kirişler, vb

a) $Re \leq 3 \cdot 10^5$ (veya $D \times V \leq 4.5 \text{ m}^2/\text{s}$) için

Bünyesel elemanlar, tek kafesli kirişler ve makine evleri için ($\lambda = 20$)narinliğindeki

C_{f0} referans şekil katsayıları *Tablo T.5.1.a* da verilmiştir.

Tek kafesli kirişler üzerindeki rüzgar yükü *Tablo T.5.1.a* da verilen bünyesel elemanların katsayıları kullanılarak hesaplanabilir. Bu durumda, her bir parçanın aerodinamik narinliği hesaba katılmış olur.

Rüzgâr tüneline veya tam ölçekli testlerden elde edilen şekil katsayıları da kullanılabilir.

Narinliğin etkisi katsayı olarak hesaba katılabilir:

$$K_{\lambda} = \left(\frac{\lambda}{20}\right)^{\frac{1}{6}}$$

$0.08 \leq I \leq 0.25$ için türbülansın etkisi katsayı olarak hesaba katılabilir:

$$K_I = 1 + 1.25 \times I$$

Detaylı bilginin yoksa, $I = 0.25$ olarak kabul edilir.

Kare ve dikdörtgen kesitli parçaların köşe yarıçap etkileri aşağıdaki şekilde hesaba katılabilir:

$0.06 \leq r/D \leq 0.25$ katsayı yardımıyla

$$K_r = \frac{1}{3} \left(\frac{r}{D}\right)^{-\frac{2}{5}}$$

$r/D < 0.06$ için

$$K_r = 1$$

C_{fo} referans şekil katsayıları ve hesaplama için katsayıların etkileri aşağıdaki *Tablo T.5.1.a* özetlenmiştir.

Tablo T.5.1.a : Özet tablo

Bünye Elemanları			Haddelenmiş Parçalar			Köşeli Parçalar	Silindirik Parçalar	Kare Parçalar	Dikdörtgen Parçalar		Açık Parçalar	Diger Parçalar
			$\rightarrow [$	$\rightarrow]$	$\rightarrow \perp$	$\rightarrow \perp L$	$\rightarrow \bigcirc$	$\rightarrow \square$	$\rightarrow \square$	$\rightarrow \square$	$\downarrow \wedge$	
$D_x V \leq 4,5 \text{ m/s}$ $Re \leq 3 \cdot 10^5$	Referans Şekil Katsayısı	$C_{fo} = 20$	1,4	1,35	1,3	1,25	0,8	1,4	1,1	1,2	0,9	1,6
	Narinlik Etkisi	$K_{\lambda} = \left(\frac{\lambda}{20}\right)^{\frac{1}{6}}$	*	*	*	*	*			*	*	*
	Pah Etkisi	$r/D < 0,06$ $K_r = 1$						*	*	*		
		$0,06 \leq r/D \leq 0,25$ $K_r = \frac{1}{3} \left(\frac{r}{D}\right)^{-\frac{2}{5}}$										
	Türbülans Etkisi	$I < 0,08$ $K_I = 1$	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
		$0,08 \leq I \leq 0,25$ $K_I = 1 + 1,25 \times I$										

b) $Re > 3.10^5$ (veya $DxV \leq 4.5 \text{ m}^2/\text{s}$) için

Kritik bir rejimde, silindirik kısımlarda aşağıdaki değerler kabul edilebilir:

$$K_\lambda = 1$$

$$K_l = 1$$

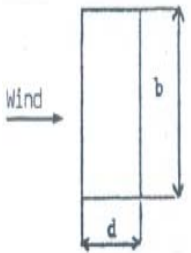
$$K_r = 1$$

$$C_{fo} = 0.4$$

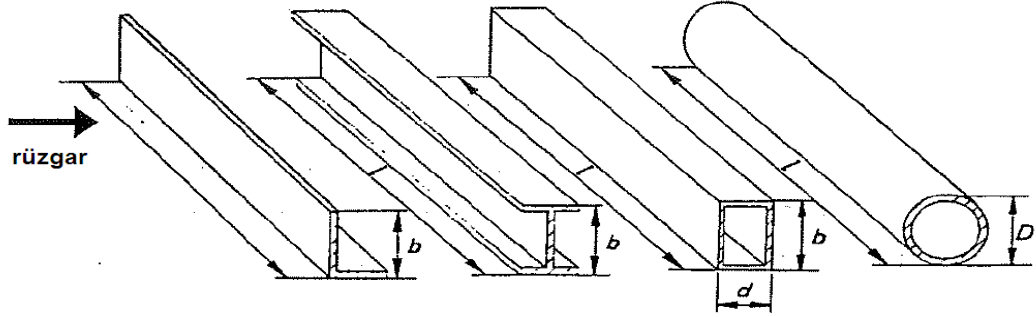
Düz ve dairesel parçalardan yapılmış bir kafes kirişte veya dairesel parçaların oluşturduğu kritik bir sistemde ($DxV > 4.5 \text{ m}^2/\text{s}$) uygun şekil katsayıları ön cephe alanlarına uygulanır.

Diğer bütün kısımlarda, yeterli bilgi yoksa, *Tablo T.5.1.b* deki değerler dikkate alınabilir:

Tablo 5.1.b : Şekil katsayıları

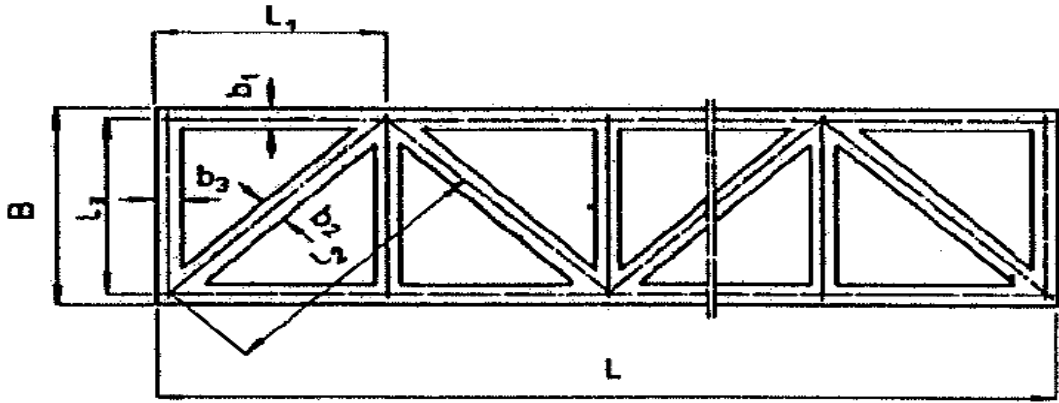
Tipi	Açıklama		Aerodinamik narınlık l/b veya l/D						
			≤ 5	10	20	30	40	50	>50
Ana elemanlar	Kesitler ve dairesel kesit: $D \times V > 4.5 \text{ m}^2/\text{s}$		0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
	Dikdörtgensel kesitliler 356mm kare kesitten büyük ve 254x457 mm dikdörtgen 	b/d							
		2	1.55	1.75	1.95	2.10	2.20		
		1	1.40	1.55	1.75	1.85	1.90		
		0.5	1.00	1.20	1.30	1.35	1.40		
		0.25	0.80	0.90	0.90	1.00	1.00		
Tek kafes kiriş	Düz yüzeyli kesitler		1.70						
	Dairesel kesitler: $D \times V > 4.5 \text{ m}^2/\text{s}$		0.40						
Makine evleri vb...	Dikdörtgensel yapı, yer veya sert zemin üstünde		1.10						

$$(I) \text{ Aerodinamik narinlik} = \frac{\text{parça uzunluğu}}{\text{rüzgar karşısındaki kesitin genişliği}} = \frac{l^*}{b} \text{ veya } \frac{l^*}{D}$$

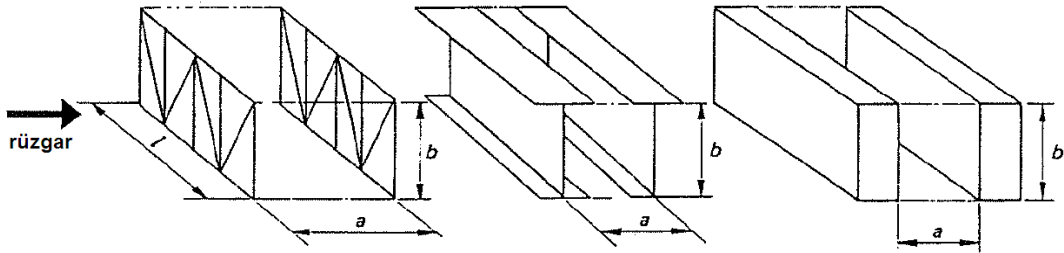


*Kafes yapılar da bünyeselsel parçaların uzunluğu komşu düğüm noktaları arasındaki uzunluk olarak alınır.

$$(II) \text{ Katılık oranı} = \frac{\text{katı parçaların alanı}}{\text{kapalı alan}} = \frac{A}{A_e} = \sum_{i=1}^n \frac{L \times b_i}{L \times B} = \phi$$



$$(III) \text{ Aralık oranı} = \frac{\text{yüz yüze bakan kenarlar arasındaki mesafe}}{\text{rüzgar karşısındaki parçanın genişliği}} = \frac{a}{b} \text{ veya } \frac{a}{B}$$



“a” değerini geometrideki mümkün en küçük yüzey ölçüsünden alınır.

$$(IV) \text{ Kesit oranı} = \frac{\text{rüzgar karşısındaki kesitin genişliği}}{\text{rüzgara paralel kesitin derinliği}} = \frac{b}{d}$$

Şekil F.5.1.b : Tanımlar: aerodinamik narinlik, katılık oranı, aralık oranı ve kesit oranı

5.2 Çoklu Kirişler ve Elemanlar

Koruma amacıyla paralel çerçeve veya elemanların konulduğu yerlerde; koruyucu çerçevenin ve bunun arkasında kalan korunmayan kısımlara gelen rüzgâr yükü, uygun şekil faktörleriyle çarpılarak bulunabilir. Korunan kısımlara gelen rüzgâr yükleri, (η) olarak tanımlanan koruma faktörünün çarpılmasıyla hesaplanır. Bu faktöre ait veriler *Tablo T.5.2* de verilmiştir. Genel olarak (η) faktörü değerleri; katılık ve aralık oranına göre değişebilir. *Şekil F.5.2.b* de açıklanmıştır.

Tablo T.5.2 : Koruma katsayıları

Aralık oranı a/b	Katılık Oranı A/A _e					
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	≥ 0.6
0.5	0.75	0.40	0.32	0.21	0.15	0.10
1.0	0.92	0.75	0.59	0.43	0.25	0.10
2.0	0.95	0.80	0.63	0.50	0.33	0.20
4.0	1.00	0.88	0.76	0.66	0.55	0.45
5.0	1.00	0.95	0.88	0.81	0.75	0.68
6.0	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

Birbirine özdeş çerçeveler veya elemalar eşit aralıklarla arka arkaya dizilirse koruma faktörü dokuzuncu çerçeveye kadar artar ancak daha sonrakilerde ise sabit kalır.

Rüzgâr yükleri aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$1. \text{ kiriş} \quad F_1 = A \, q \, C_f \quad (N)$$

$$2. \text{ kiriş} \quad F_2 = \eta \, A \, q \, C_f \quad (N)$$

$$n. \text{ kiriş} \quad F_n = \eta^{(n-1)} \, A \, q \, C_f \quad (N)$$

$$9. \text{ kiriş ve sonraki kirişler} \quad F_2 = \eta^8 \, A \, q \, C_f \quad (N)$$

Toplam rüzgar yükü;

$$9 \text{ kirişe kadar} \quad F_{\text{total}} = [1 + \eta + \eta^2 + \eta^3 + \dots + \eta^{n-1}] \, A \, q \, C_f \quad (N)$$

$$= A \, q \, C_f \left(\frac{1-\eta^n}{1-\eta} \right) \quad (N)$$

$$9 \text{ kirişte} \quad F_{\text{total}} = [1 + \eta + \eta^2 + \eta^3 + \dots + \eta^8 + (n-9)\eta^8] \, A \, q \, C_f \quad (N)$$

$$= A \, q \, C_f \left[\frac{1-\eta^9}{1-\eta} + (n-9)\eta^8 \right] \quad (N)$$

Bu formüller eğer aşağıdaki şartlar sağlanırsa da kullanılabilir.

- koruyucu yüzey elemanına dik olarak rüzgâr akımının ($\theta = 5^\circ$) kadar sapmayla geliyor,sa,
- koruyucu elemanların özdeş olmaması durumunda ve ($A_{1,max}$) en büyük alanı temsil ediyorsa ve
- elemanlar arası uzaklığın eşit olmaması durumunda ve (a_{max}) en büyük mesafeyi temsil ediyorsa uygulanır

Not1 – η^x katsayısı; $\eta^x \geq 0.1$ sağlanmalıdır. ($\eta^x < 0.1$ olması durumunda $\eta^x = 0.10$ alınır.)

Not2 – $\theta > 5^\circ$ olması halinde hesaplamalar *Ek 4* te belirtilmiştir.

5.3 Kafes Kuleler, Düz Kafesler

Şekil faktörleri *Ek 3 Tablo T.A.3* de açıklanmıştır.

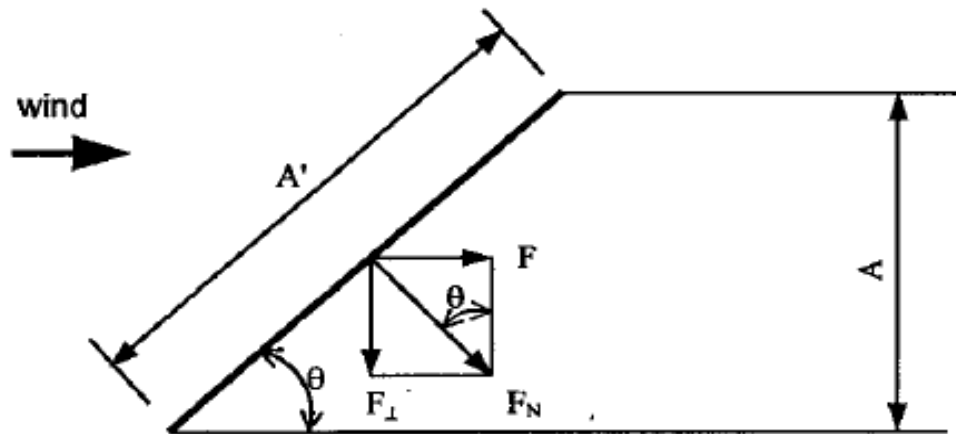
5.4 Rüzgâr ile Yönünü Değiştirebilen Parçalar

Bünye elemanları, kirişler, vb...

Rüzgar, belli bir açıyla yapı elemanının boy yönündeki eksenine veya kirişin yüzeyine geldiğinde, rüzgar yönündeki kuvvet aşağıdaki formülle elde edilir.

$$F = A \cdot q \cdot C_f \cdot \sin^2 \theta$$

F, A, q ve C_f *Bölüm3.1* de tanımlanmıştır, (θ) ise rüzgârın yapı elemanının boy yönündeki eksenine veya kirişin yüzeyine geldiğindeki açıdır. ($\theta < 90^\circ$)



Şekil F.5.4 : Eğimli yüzey

EK 1 Reynolds Sayısı

Reynold sayısı aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$Re = \frac{D \times V}{\nu}$$

V = ortalama hız m/s

D = metre cinsinden yapı elemanının rüzgara dik yöndeki boyutu

ν = Havanın m²/s cinsinden kinematik viskozitesi (standart koşullarda = 15x10⁶ m²/s)

Ayrıca hesaplarda (boyut x hız) (DxV) da kullanılabilir.

Reynold sayısı 3.10⁵ değerinden büyük olduğunda (veya DxV > 4.5 m²/s) akış rejimi kritiktir.

Reynold sayısı 3.10⁵ değerinden küçük veya eşit olduğunda (veya DxV ≤ 4.5 m²/s) akış rejimi kritik altıdır.

EK 2 Çalışmadığı Durumda Rüzgâr Etkisi

Kreynlerde işletme şartları dışında etkiyen güçlü rüzgârlar için (fırtına vb...); rüzgârın yatay olarak, yer seviyesinden yükseklik arttıkça, her yönden esen rüzgâr hızının da arttığı kabulü yapılır.

Ortalama fırtına rüzgârı hızı (v_{ref}) şöyle tanımlanır: 50 sene arayla tekrarlanma şartı ile engebesiz bir yerleşim biriminde 10 metre yükseklikte 10 dakika süreyle etkiyen rüzgardır. Rüzgâr seviyesini ortaya koyan (v_{ref}) standart olarak Avrupada coğrafik bölgelere göre 20 ile 36 m/s arasında ve 36 m/s den büyük olacak şekilde tanımlanmıştır.

Şekil F.A.2 de Avrupa rüzgâr haritası ve sınıfları gösterilmiştir. Hesaplamalarda bu değerlerden faydalanılabilir.

Daha detaylı rüzgâr haritaları değişik coğrafik bölgeler için meteroloji datalarından yola çıkılarak ikinci paragraftaki kısıtlamalar dahilinde hesaplara katılırlar.

Not: Ulusal rüzgâr haritaları ENV 1991.2.4 standardı Ek A da bulunabilir. Kreyn tasarımında aşağıdaki değerler genel kabul olarak kullanılabilir:

Bölge	A-B	C	D	E
v_{ref} (m/s)	24	28	32	36

Güvenli bölgede kalmak için A ve B bölgeleri için (v_{ref}) ortak kabul edilir.

$v_{ref} \geq 36$ m/s olduğu durumlarda G ve F bölgeleri için tasarımcı özel tasarım çözümleri üretmelidir.

Kreynler farklı bölgelerde çalışabilirler. Bu farklı bölgeler için uygunlukları kanıtlanmalıdır.

Eşdeğer statik fırtına rüzgâr hızı $v(z)$, (z (metre)) yükseklik ilişkisi aşağıdaki formülle tanımlanmıştır.

$$v(z) = F_{rec} \cdot \left[\frac{v_m(z)}{v_{ref}} + \phi_8 \frac{v_g}{v_{ref}} \right]$$

$\frac{v_m(z)}{v_{ref}} = \beta \times \left(\frac{z}{10} \right)^\alpha$, yandaki formülde pürüzlülük katsayısı gösterilmiştir. Bu ilişki 10 dakikalık ortalama fırtına rüzgârı $v(m)$, (z) yüksekliğinde (v_{ref}) fırtına rüzgârı referansına göre verilmiştir.

α ve β sayıları boyutsuz olup aşağıdaki bölge parametrelerini tanımlar:

$\alpha = 0.14$ $\beta = 1$ Düz, engebesiz alanlarda

$\alpha = 0.25$ $\beta = 0.65$ Ormanlık ve banliyö alanlarında

$\alpha = 0.36$ $\beta = 0.41$ Yoğun yapıların bulunduğu şehir içi yerleşim alanlarında

Yukarıda gösterilen α ve β değerleri yerine deneysel veya teorik değerlerin kullanılması bölge koşulları dikkate alındığında hesap açısından kritik olan durumlarda önem kazanmaktadır. Bu durum $\alpha \leq 0.14$ olduğunda göz önüne alınır.

$v_g = 2 \times \sqrt{6 \cdot K} \times v_{ref}$ formülü: 10 dakikalık fırtına rüzgârı içindeki yükseklikten bağımsız olarak üç saniyede fazla genliğe sahip ani rüzgâr etkisini gösterir.

$K = 0.0055$

$\phi_8 = 1.10$ elastik kreyn sisteminin ani rüzgârdaki tepkisi olarak hesaba katılır.

F_{rec} = tekrarlanma aralığı (R)'ye bağlıdır. (v_{ref}) referans fırtına rüzgârı 50 seneden farklı olan tekrarlanma aralıklarında hesaba katılan bir faktördür.

Kreyn hesaplarında tasarımcı, tekrarlanma aralığı (R)'yi 5 ile 25 yıl arasından seçmelidir. ($R = 5$ ile $R = 25$). (R)'ye bağlı olarak tanımlanmış değerleri *Eurocode for Actions on Structures, Chapter 8: Wind Loads-A.2*'ye göre aşağıdaki gibidir.

$F_{rec} = 0.8155$ $R = 5$, $F_{rec} = 0.8733$ $R = 10$, $F_{rec} = 0.9463$ $R = 25$

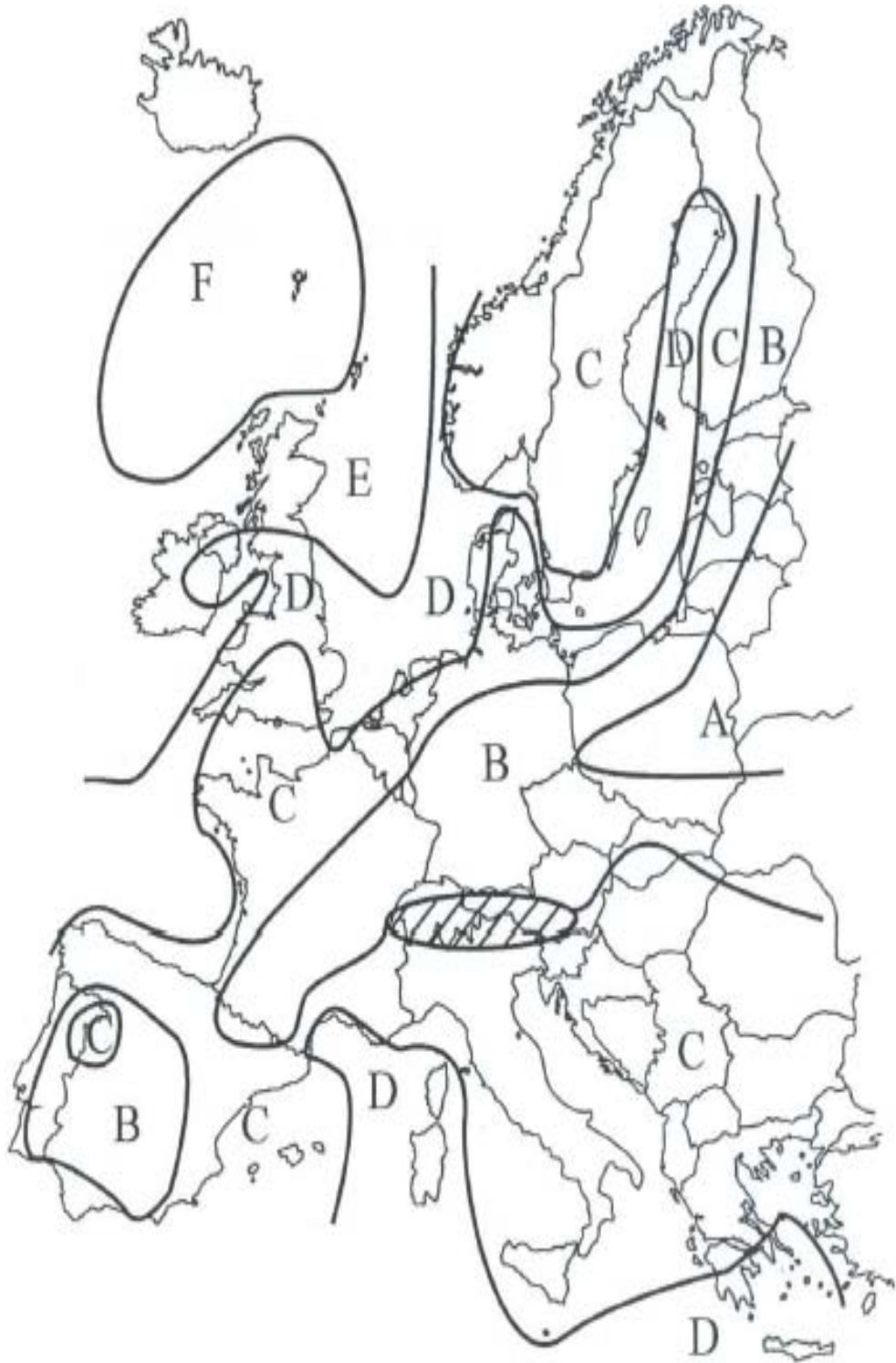
Eşdeğer statik fırtına rüzgârı basıncı ($q(z)$), eşdeğer fırtına rüzgârı hızı ($v(z)$)'ye bağlı olarak aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$q(z) = 0.625 \times v^2(z)$$

Tablo T.A.2 de $q(z)$, $R = 10$ 'a göre yüksekliğe bağlı olarak ve Avrupa (E) bölgesine göre verilmiştir.

Tablo T.A.2 : Bölgeler

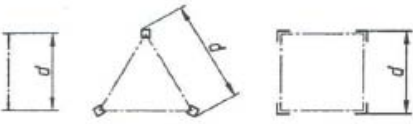
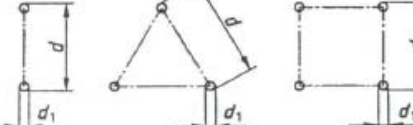
Bölge E			
R = 10 yıl			
Yükseklik (m)	Düz Alan	Banliyö	Kentsel Alan
10	1211	681	405
20	1393	850	530
30	1515	974	629
40	1610	1075	714
50	1687	1163	791
60	1754	1241	862
70	1813	1312	929
80	1866	1377	991
90	1914	1438	1051
100	1958	1495	1108
110	1999	1549	1163
120	2037	1601	1216
130	2073	1650	1267
140	2107	1697	1317
150	2139	1742	1366

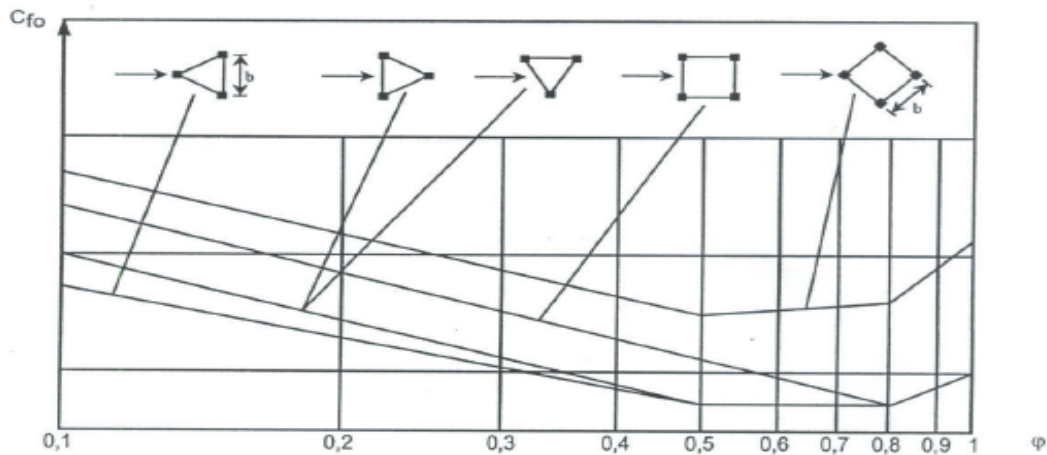


Şekil F.A.2 : Avrupa kıtası için referans fırtına hızları bölgeleri

Tablo T.A.3 : Kafes sistem

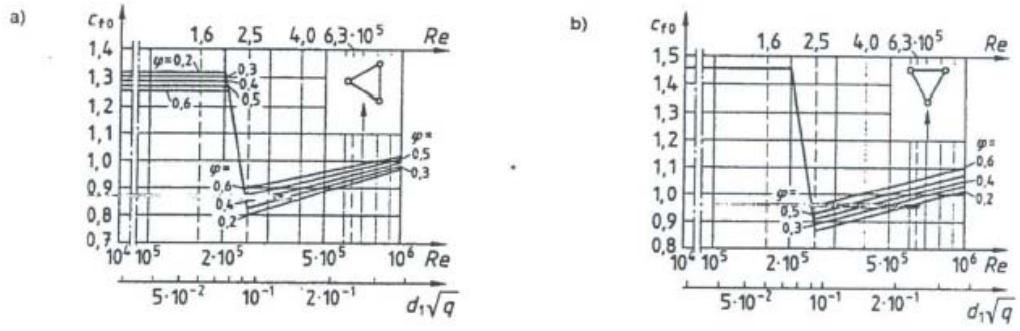
T.A. 3.

N°	Shape and position of the member	Characteristic area A	C _{f0}
1	Individual members : non-circular 	$\sum_j A_{ij}$ sum of the projected area of all individual members and gusset plates of one wall (d) on to its plane. $A = \sum_j A_{ij}$; $\varphi = A/(d \times l)$	Spatial member : Figure F.A.3.1 Plane member : Figure F.A.3.4
2	Individual members : circular and non-circular 	$\sum_j A_{ij}$ sum of areas as in n°3 for individual circular members. $\sum_k A_{2k}$ Sum of areas as in n°1 for individual non-circular members $A = \sum_j A_{ij} + 0.75 \sum_k A_{2k}$ $\varphi = A/(d \times l)$	Spatial member : Figure F.A.3.1 Plane member : Figure F.A.3.4
3	Individual members : circular (without gusset pl.) 	$\sum_j A_{ij}$ sum of the projected areas of all individual members of one wall (d) on to its plane $A = \sum_j A_{ij}$; $\varphi = A/(d \times l)$ $Re = 0,67 \cdot 10^5 \times v \times d_1$ $v[m/s]$, $d_1[m]$	Spatial member:  Figure F.A.3.2 Spatial member:  Figure F.A.3.3 Plane member : Figure F.A.3.5



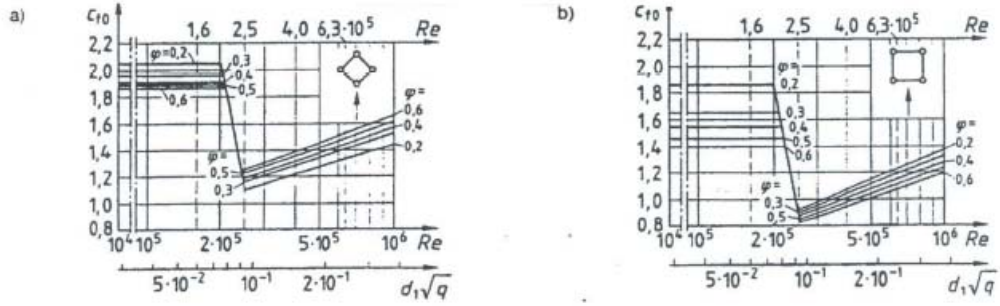
Şekil F.A.3.1 : Katılık oranı

Şekil F.A.3.1 Katılık oranı (φ)'ye bağlı olarak üç boyutlu kafes sistemde, yuvarlak ve köşeli elemanlar için aerodinamik katsayı C_{f0}



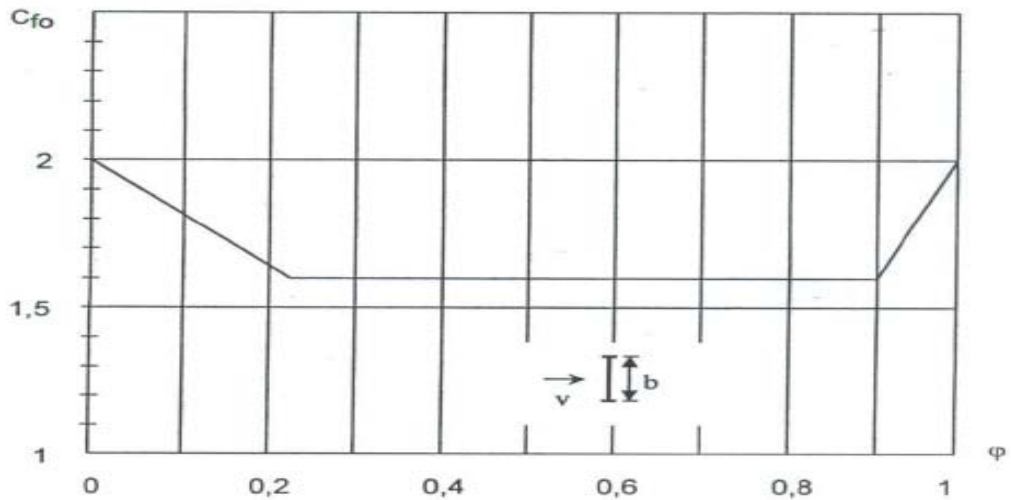
Şekil F.A.3.2 : Katılık oranı

Şekil F.A.3.2 Katılık oranı (ϕ) ve (Re)'ye bağlı olarak üç boyutlu kafes sistemde, üçgen kesit alanlı yuvarlak elemanlar için aerodinamik katsayı C_{fo}



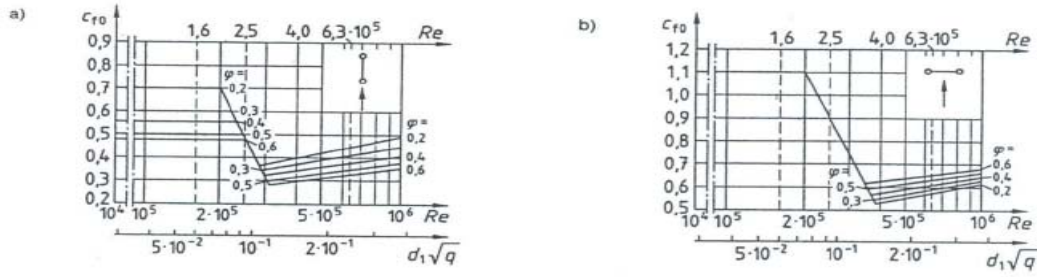
Şekil F.A.3.3 : Katılık oranı

Şekil F.A.3.3 Katılık oranı (ϕ) ve (Re)'ye bağlı olarak üç boyutlu kafes sistemde, kare kesit alanlı yuvarlak elemanlar için aerodinamik katsayı C_{fo}



Şekil F.A.3.4 : Katılık oranı

Şekil F.A.3.4 Katılık oranı (ϕ)'ye bağlı olarak iki boyutlu kafes sistemde, yuvarlak ve köşeli elemanlar için aerodinamik katsayı C_{f0}



Şekil F.A.3.5 : Katılık oranı

Şekil F.A.3.5 Katılık oranı (ϕ)'ye ve Re 'ye bağlı olarak iki boyutlu kafes sistemde, yuvarlak elemanlar için aerodinamik katsayı C_{f0}

EK 4

Örnek: Kule Kreyne

Rüzgar, kaldırma kolunun uzunluğu boyunca döner elemana (Θ) gibi bir açıyla gelebilir.

Kule kreynde (Θ) $> 5^\circ$ olması durumunda, $C_R \geq F \times d \times K_s$ formülü uygulanır.

Başka bir durumda, daha uygun bir izdüşüm alanı (A) hesabı için, döner elemanın gerçek giriş uzunluğu dikkate alınmalıdır.

B = döner elemanın rüzgar basıncı merkezi

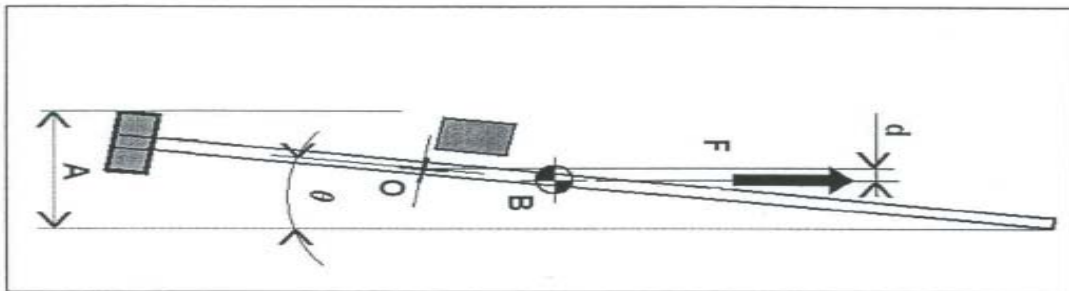
F = Θ 'ya bağlı olarak etkiyen son kuvvet

d = kreyne'nin dönme merkezi ile basınç merkezi arasındaki yatay uzaklık

C_R = döner elemanın sürtünme momenti

K_s = güvenlik katsayısı, genellikle $K_s = 2$ alınır.

Hesaplamalar, Tablo T.1 deki işletme şartlarındaki limit rüzgar hızlarında yapılır.



3.6 Kitapçık 8 (Test Yükleri ve Toleranslar)

Bu bölümde sadece bazı Avrupa ülkelerine ait test yüklerine yer verilmiştir.

Country	Dynamic tests	Static tests	Comments
AUSTRIA	125 % up to 25 t 110 % over 25 t		
BELGIUM	Up to 20 t 125 % From 20 to 50 t .. + 5 t Over 50 t 110 %	25 t 140 % 25 to 50 t 10 t 50 t 120 %	
SUITZERLAND			According to DIN 15030
GERMANY	$P_k = 1,25 P$ } (H1 and H2) $P_g = 1,33 P$ $P_k = 1,25 P$ $P_k = 1,25 P_1 + 0,25 P_0$	$P_g = 1,50 P$ (H3 and H4) $P_g = 1,33 P - 1,4 P$	DIN 15018 part 1 DIN 15019 part 1 DIN 15030
FRANCE	120 % (excluding builder's tower cranes and some dismount- table appliances : 110 %)	150 % (excluding builder's tower cranes and some dismount- table appliances : 133 %)	
GREAT BRITAIN	125 % of the SWL		
ITALY	128 % self propelled cranes 120 % tower cranes 110 % other lifting appliances		During 15 min.
NETHERLANDS	Up to 20 t 125 % From 20 to 50 t .. + 5 t	Not compulsory	
NORWAY	Up to 20 t 125 % From 20 to 50 t .. + 5 t Over 50 t 110 % or FEM	FEM	
SWEDEN	Up to 5 t 125 % From 5 to 20 t ... 120 % From 20 to 50 t .. 115 % Over 50 t 110 %		

4. PROBLEMİN TANIMI

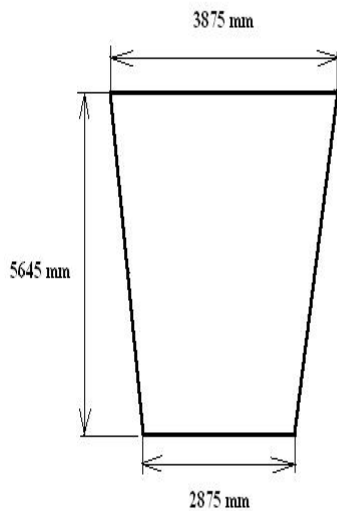
Amaç:

Bu bölümde bir kreyn'nin tasarımının yapılabilmesi için tasarım gerekliliklerinin belirlenmesi esas alınmıştır. Kreyn tasarımı çok kapsamlı bir süreçtir; ve bu sürecin hangi aşamalardan geçtiği yukarıdaki bölümde anlatılmıştır. Bu bölümde ise sadece kreyn kirişinin nasıl tasarlanacağını yol haritası çizilmek istenmiş; ve aşağıda maddeler halinde açıklanmıştır.

- 1) Kreyn'nin hangi coğrafi bölgede çalışacağı ve bu bölgeye ait çevre koşullarının belirlenmesi,
- 2) Kreyn'nin hangi operasyonları yapacağını belirlenmesi,
- 3) Kreyn'nin bu operasyonlar sürecinde hangi yüklerle hangi sıklıkla çalışacağını belirlenmesi,
- 4) Kreyn'nin bu çalışma koşulları altında üzerine gelecek olan yüklerin belirlenmesi,
- 5) Hesapların değerlendirilmesi

Hesaplar bir kesit ve örnek kafes sistem olarak toplam iki sistem için yapılmıştır.

Kirişlerin kesit boyutları Şekil 4.1 de verilmiştir.



a) Kafes Kiriş

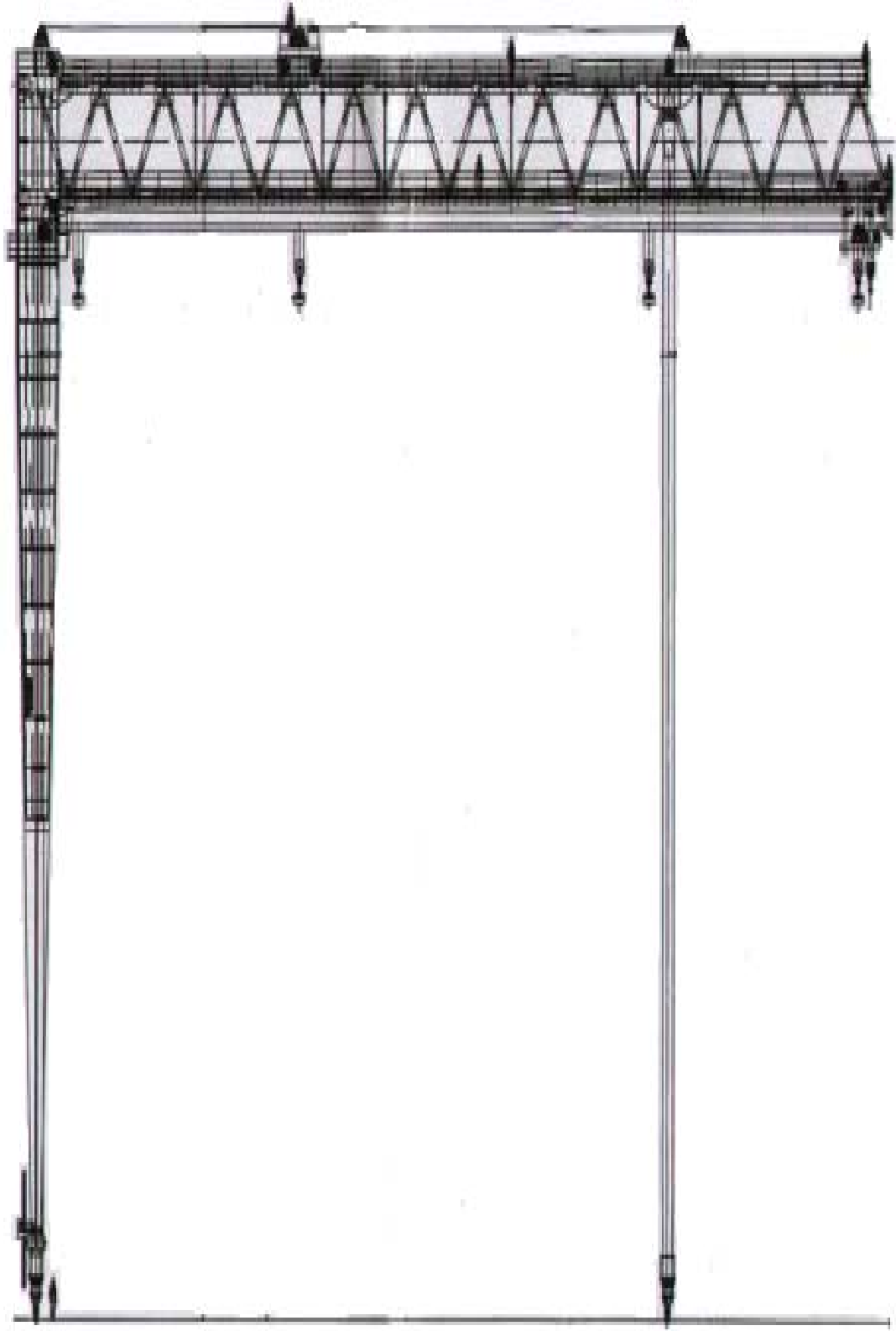


b) Kutu Kiriş



Kreyn kirişinin boyu 69840 mm'dir ve açıklık'ı ise 51715 mm'dir. Şekil 4.2 de gösterilmiştir.

Şekil 4.1 : Kiriş kesit boyutları



Şekil 4.2 : Kafes kiriş

Hesabı yapılacak kreyn kirişleri için bu iki kesiti açıklayan kabuller aşağıdaki şekildedir.

4.1 Kreyn'nin Çalıştığı Coğrafi Bölge

Kreynin çalışacağı bölgede hakim rüzgârların 20 m/s'de estiği ve buna karşılık gelen rüzgar basıncının da 250 N/m² olduğu belirlenmiştir. Ortakuşak iklim bölgesi seçildiğinden ötürü kar yükü hesaplara katılmamıştır. Sıcaklık değişimleri ise, aşırı ısı değişimlerinin oluşmadığı ortakuşaktaki iklim bölgesi seçildiğinde ihmal edilmiştir.

4.2 Kreyn'nin Operasyon Döngüsü

Yükü kaldırma (vira);

Yükü bir yerden bir yere götürme;

Döndürme;

Yükü indirme (mayna);

Yükü bırakma;

Bu döngüyü toplamda $t_{mc} = 400$ s 'de yaptığı kabul edilmiştir.

4.3 Kreyn'nin Grubu

Kreyn'nin maksimum taşıma kapasitesi SWL 100 ton olarak belirlenmiştir. Kreyn, 100 ve 80 tonluk yükleri 130 000 seferlik operasyonda, 10 tonluk yükü 140 000 seferlik operasyonda kaldırmak üzere tasarlanmıştır.

Kaldırma operasyonunun toplam sayısı 400 000'dir. Buna göre bu kreyn U5 kullanım sınıfında yer almaktadır. Operasyon sayısına göre yük spektrumu aşağıdaki şekilde belirlenir.

$$k_p = \left(\frac{100}{100}\right)^3 \cdot \frac{130000}{400000} + \left(\frac{80}{100}\right)^3 \cdot \frac{130000}{400000} + \left(\frac{10}{100}\right)^3 \cdot \frac{140000}{400000}$$

$$k_p = 0.325 + 0.1664 + 0.00035 = 0.49175$$

Yukarıda hesaplanan k_p değeri Q3 sembolüyle gösterilmektedir. U5 ve Q3 sembollerini *Tablo T.2.1.2.4* de kesiştirdiğimizde araç grubu olarak A6 belirlenmiştir. Yük spektrumu belirlendikten sonra kreyn yapısı üzerine gelecek olan yüklerin hesaplanmasında *Tablo T.2.3.4* de açıklanan güvenlik katsayısı (γ_C) araç

grubuna göre belirlenir. (A6 için $\gamma_C = 1.14$). Dinamik katsayı $\Psi = 1.15$ olarak seçilmiştir. Kaldırma aracının saat bazında toplam kullanım süresi $T = \frac{N \cdot t_{mc}}{3600} = \frac{400000 \times 400}{3600} = 44444$ (h) günde 4 saat çalıştığı düşünülürse toplam da 30 yıl hizmet vereceği hesaplanmıştır.

4.4 Kreyn'nin Yük Hesapları

Hesaplar yükleme durumları I, II, III için ayrı ayrı aşağıdaki şekilde yapılmıştır.

4.4.1 DURUM I: Araç rüzgârsız ortamda çalışıyorsa

Bu değerler taşınacak en yüksek kapasite olan 100 ton için verilmiştir.

$$S_G = 180.1(\text{ton}) \times 9.81(\text{m/s}^2) = 1766.781 \text{ kN}$$

$$S_L = 100(\text{ton}) \times 9.81(\text{m/s}^2) = 981 \text{ kN}$$

$$\Psi = 1.15$$

$$S_H = \frac{100(S_L) + 10(\text{arabanın ağırlığı}(\text{ton}))}{4} \times 9.81(\text{m/s}^2) = 269.775 \text{ kN}$$

$$\gamma_C = 1.14$$

$$\text{DURUM I} = \gamma_C (S_G + \Psi S_L + S_H)$$

$$\text{DURUM I} = 3607.765 \text{ kN}$$

Bu hesap sadece kontrol amaçlıdır. ANSYS hesaplamalarında rüzgarlı ortam değerleri kullanılmıştır.

4.4.2 DURUM II: Araç rüzgârlı ortamda çalışıyorsa

Bu değerler taşınacak en yüksek kapasite olan 100 ton için verilmiştir.

$$a) S_G = 180.1(\text{ton}) \times 9.81(\text{m/s}^2) = 1766.781 \text{ kN}$$

$$S_L = 100(\text{ton}) \times 9.81(\text{m/s}^2) = 981 \text{ kN}$$

$$\Psi = 1.15$$

$$S_H = \frac{100(S_L) + 10(\text{arabanın ağırlığı}(\text{ton}))}{4} \times 9.81(\text{m/s}^2) = 269.775 \text{ kN}$$

$$\gamma_C = 1.14$$

$$A = 157.261 \text{ m}^2$$

$$q = 250 \text{ N/m}^2$$

$$C_f = 1.7, K_2 = 1$$

$$F = 66835 \text{ N (} F = A q C_f K_2 \text{)}$$

$$S_w = 66.835 \text{ kN}$$

$$\text{DURUM II} = \gamma_C (S_G + \Psi S_L + S_H) + S_w$$

$$\textbf{(Kafes Sistemi) DURUM II = 3674.601 kN}$$

Bu değerler taşınacak en yüksek kapasite olan 100 ton için verilmiştir.

$$b) S_G = 186(\text{ton}) \times 9.81(\text{m/s}^2) = 1824.660 \text{ kN}$$

$$S_L = 100(\text{ton}) \times 9.81(\text{m/s}^2) = 981 \text{ kN}$$

$$\Psi = 1.15$$

$$S_H = \frac{100(S_L) + 10(\text{arabanın ağırlığı(ton)})}{4} \times 9.81(\text{m/s}^2) = 269.775 \text{ kN}$$

$$\gamma_C = 1.14$$

$$A = 395.79 \text{ m}^2$$

$$q = 250 \text{ N/m}^2$$

$$C_f = 1.55, \sin^2\theta = 0.96$$

$$F = 147233 \text{ N (} F = A q C_f \sin^2\theta \text{)}$$

$$S_w = 147.233 \text{ kN}$$

$$\text{DURUM II} = \gamma_C (S_G + \Psi S_L + S_H) + S_w$$

$$\textbf{(Dikdörtgen Kesitli Kiriş) DURUM II = 3754.999 kN}$$

4.4.3 DURUM III: Araç istisnai yüklerde çalışıyorsa

Yönetmelik Gereği Yükleme

Son bir yükleme değeride; Türkiye de yürürlüğe giren yönetmelik'in (*Tersane, Tekne İmal ve Çekrek Yerlerine İşletme İzni Verilmesine İlişkin Usul ve Esaslar Hakkında Yönetmelik, 10 Ağustos 2008*) yılda dört kez SWL'nin %150'sinin statik olarak kreyne yüklenerek güvenlik testlerinin yapılmasını istemesidir.

Madde 376-Kaldırma makineleri, kabul edilen en ağır yükün en az 1,5 katını, etkili ve güvenli bir şekilde kaldıracak ve askıda tutabilecek güçte olacak ve bunların bu yüke dayanıklı ve yeterli yük frenleri bulunacaktır.

Böylelikle kreyn'nin tam ortasından statik olarak 150 ton'luk (1471.5 kN) yükün asıldığı varsıyalarak hesaplara katılmıştır.

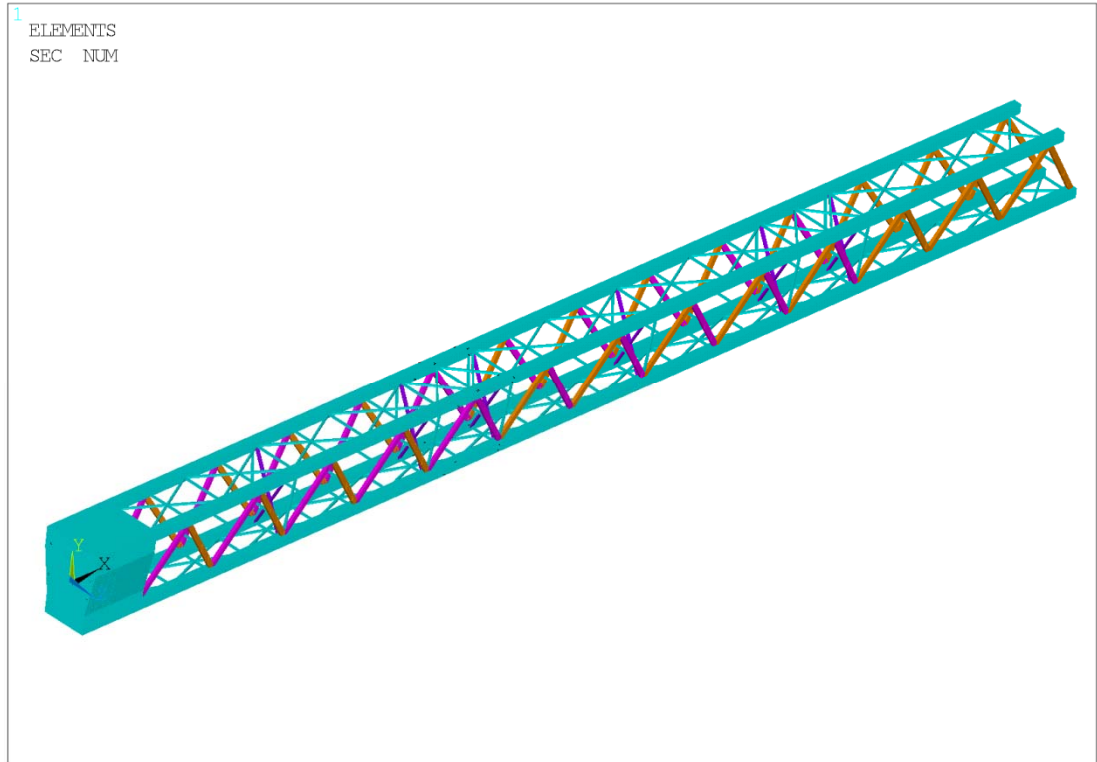
4.4.4 Uygulamalar

Uygulamalarda ise yukarıda anlatılan kirişin tam ortasına 150 tonluk yük asılarak tek arabalı olarak yük testi yapılmaktadır. Eğer bu örnek'in çift arabalı olduğu varsayılırsa ve kiriş SWL 2 x 100 ton'luk bir kaldırma kapasitesine sahip ise bu yükleme şekli 300 ton olarak, kiriş ayaklarına yakın bölgede 150 ton bir ayağa 150 ton diğer ayağa gelecek şekilde yüklenerek yük testleri yapılmaktadır. Aslında SWL 200 tonluk bu kirişe yukarıda olduğu gibi 300 tonluk yük tam ortadan asılarak yapılmalıdır. Fakat böyle bir durumda arabanın ve kirişin nasıl davranacağı bilinmediğinden ötürü klaslar tarafından yapılan testlerde yükleme, SWL'nin % 150'sinin bir yarısı bir ayağa diğer yarısı diğer ayağa gelecek şekilde yapılmaktadır.

5. PROBLEMİN ÇÖZÜMÜ

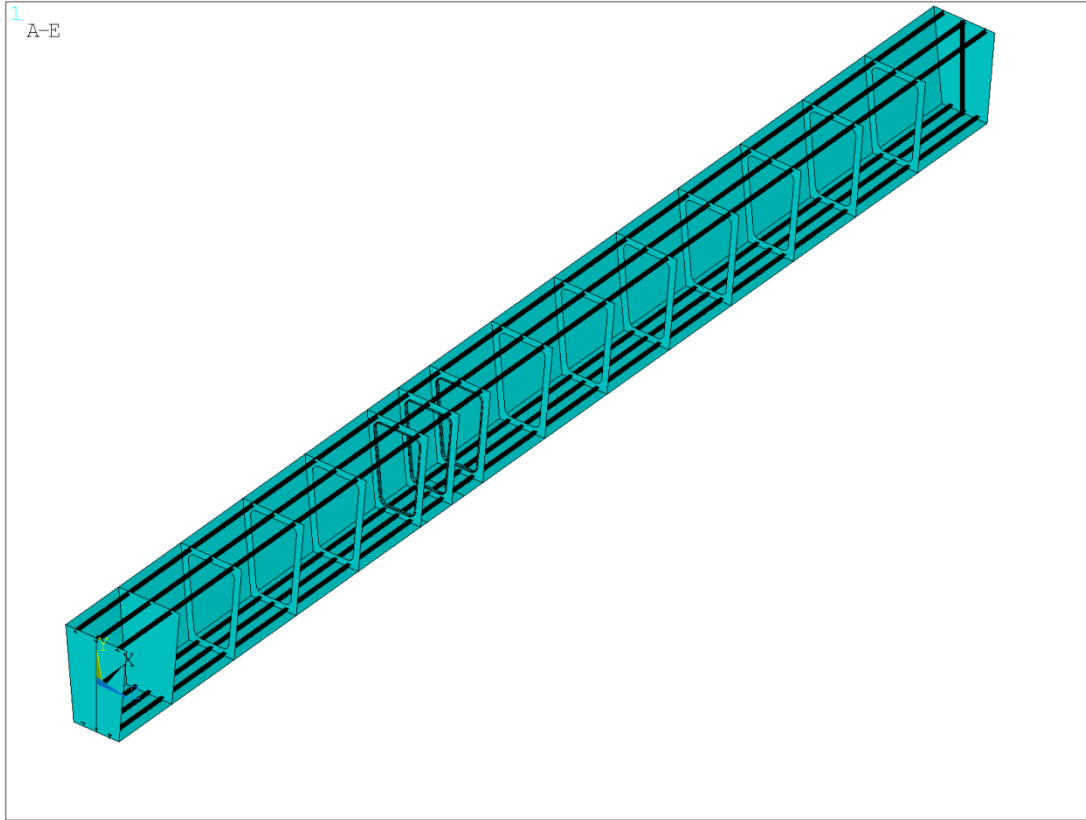
Yukarıda anlatılan max. yüklemeler ve kirişin taşıyacağı diğer çalışma yüklemeleri 80 ve 10 ton, bu bölümde kiriş üzerine yüklenerek, kirişin davranışı incelenmiştir. Bu kiriş için yapılan hesaplarda sonlu elemanlar yöntemiyle (FEA) ANSYS v.11 programında modellenmiştir. Bu modeller iki kiriş içinde ayrı ayrı yapılarak incelenmiştir.

Kafes Kiriş modelinde, shell 181 (4 düğüm noktalı ve 6 serbestlik derecesine sahip (toplam 24 serbestlik derecesi) yüzey eleman) ve beam 188 (2 düğüm noktalı ve 6 serbestlik derecesine (toplam 12 serbestlik derecesi) sahip kiriş eleman) hesap elemanları kullanılmıştır. Toplam node (düğüm noktası) sayısı: 100250, toplam eleman sayısı: 106485'dir. Yerçekimi ivmesi: 9810 mm/s^2 olarak alınmıştır. Ağırlığı 180.1 tondur. Şekil 5.1 (Kafes Kiriş Sistemi) de gösterilmiştir.



Şekil 5.1 : Kafes kiriş sistemi

Aynı boyuttaki Kutu Kriş modelinde, shell 181 (4 düğüm noktalı ve 6 serbestlik derecesine sahip (toplam 24 serbestlik derecesi) yüzey eleman) ve beam 188 (2 düğüm noktalı ve 6 serbestlik derecesine (toplam 12 serbestlik derecesi) sahip kriş eleman) hesap elemanları kullanılmıştır. Toplam node (düğüm noktası) sayısı: 38965, toplam eleman sayısı: 39294'dir. Yerçekimi ivmesi: 9810 mm/s^2 olarak alınmıştır. Ağırlığı 187 tondur. Şekil 5.2 (Kutu Kriş Sistemi) de gösterilmiştir.



Şekil 5.2 : Kutu kriş sistemi

İki sistem yukarıdaki gibi tanımlandıktan sonra yüklemeler aşağıdaki gibi gösterilmiştir.

5.1 (Kafes Kriş Sistemi) 100 ton için Yükleme

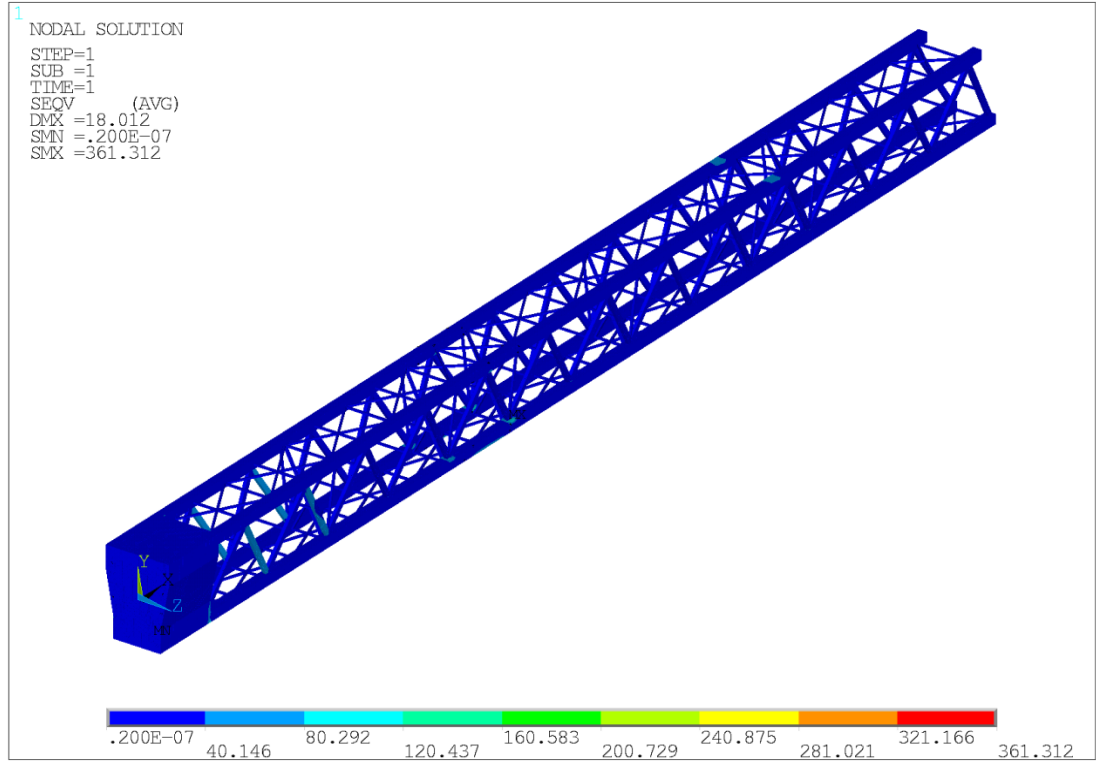
$$S_G = 180.1(\text{ton}) \times 9.81(\text{m/s}^2) = 1766.781 \times 1.14 = 2014130 \text{ N}$$

$$S_L = 100(\text{ton}) \times 9.81(\text{m/s}^2) = 981 \times 1.15 \times 1.14 = 1286091 \text{ N}$$

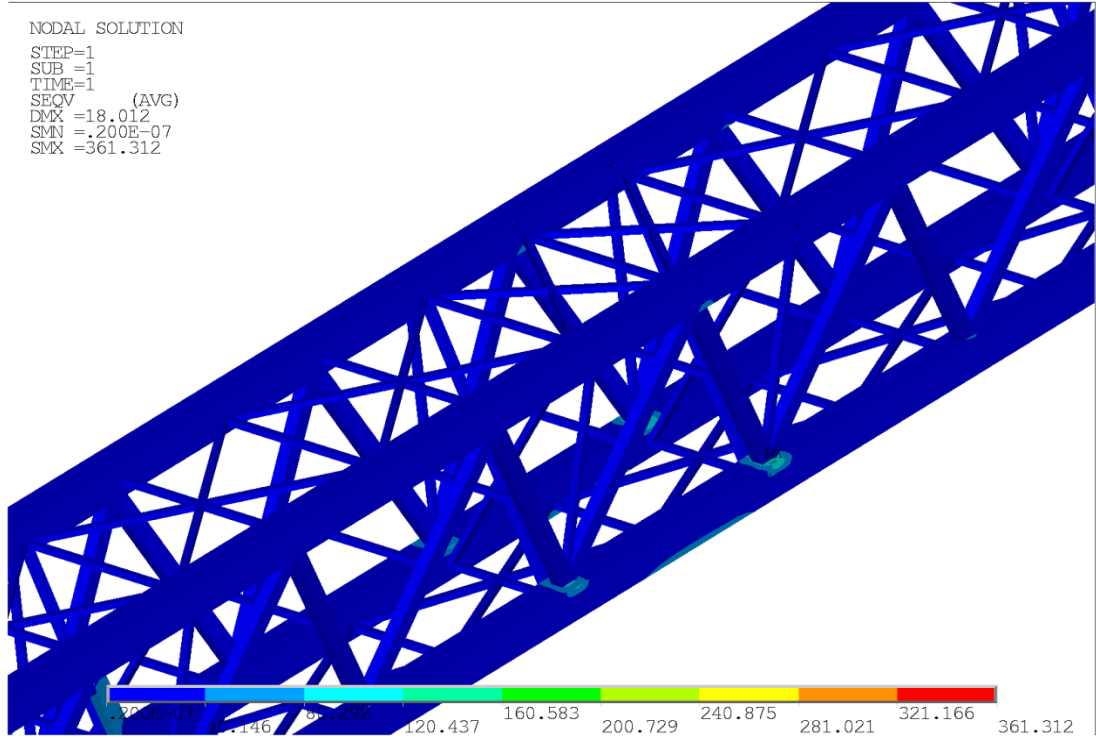
$$S_H = \frac{100(S_L) + 10(\text{arabanın ağırlığı(ton)})}{4} \times 9.81(\text{m/s}^2) = 269.775 \times 1.14 = 307543 \text{ N}$$

$$S_W = 66835 \text{ N}$$

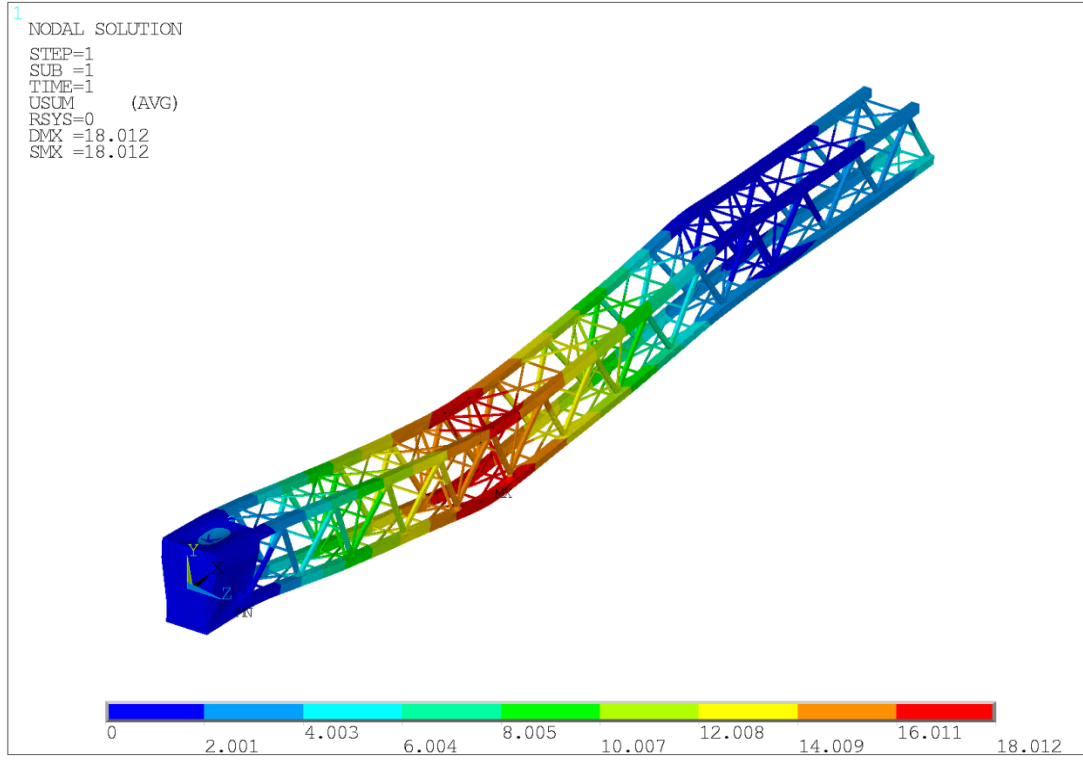
S_L , S_H ve S_W kiriş yayılı yük olarak yüklenerek hesaplar yapılmıştır. Şekil 5.1.1 ve 5.1.2 de 100 ton'luk yüklemede gerilmeler (N/mm^2) olarak gösterilmiştir. Şekil 5.1.3 de yerdeğiştirmeler (mm) olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.1.1 : Kafes kiriş sistemi 100 ton'luk yükleme



Şekil 5.1.2 : Kafes kiriş sistemi 100 ton'luk yükleme



Şekil 5.1.3 : Kafes kiriş sistemi 100 ton için deformasyon

5.2 (Kafes Kiriş Sistemi) 80 ton için Yükleme

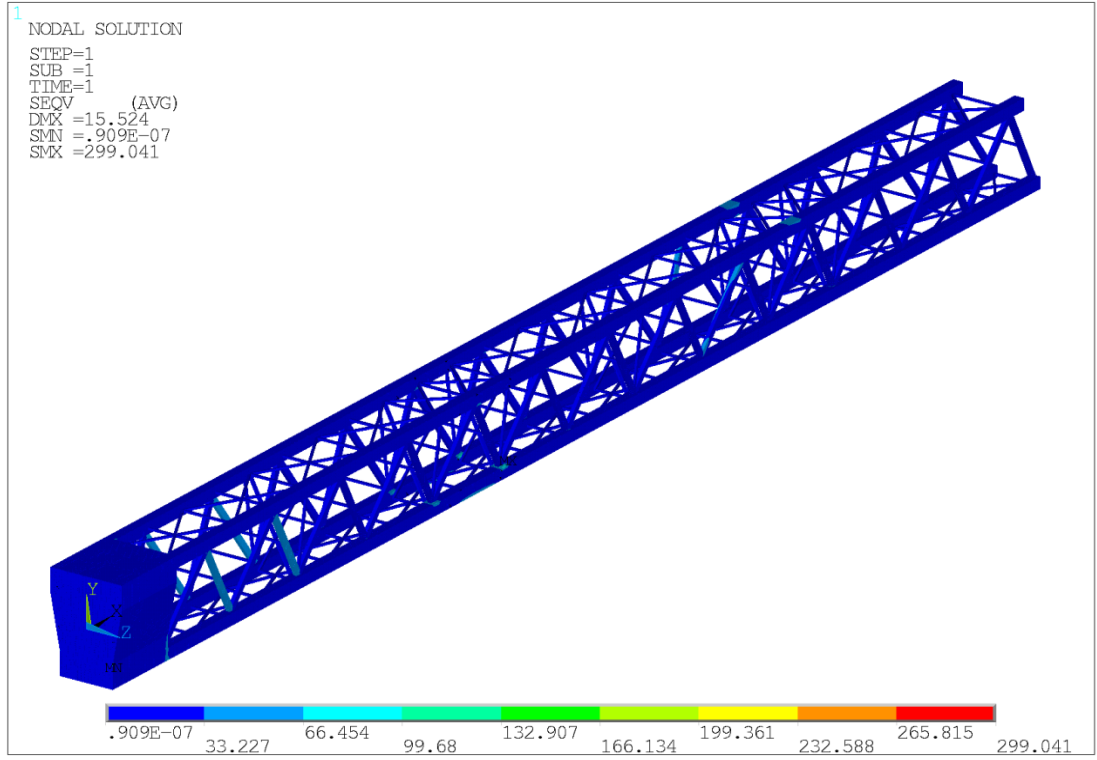
$$S_G = 180.1(\text{ton}) \times 9.81(\text{m/s}^2) = 1766.781 \times 1.14 = 2014130 \text{ N}$$

$$S_L = 80(\text{ton}) \times 9.81(\text{m/s}^2) = 784.8 \times 1.15 \times 1.14 = 1028873 \text{ N}$$

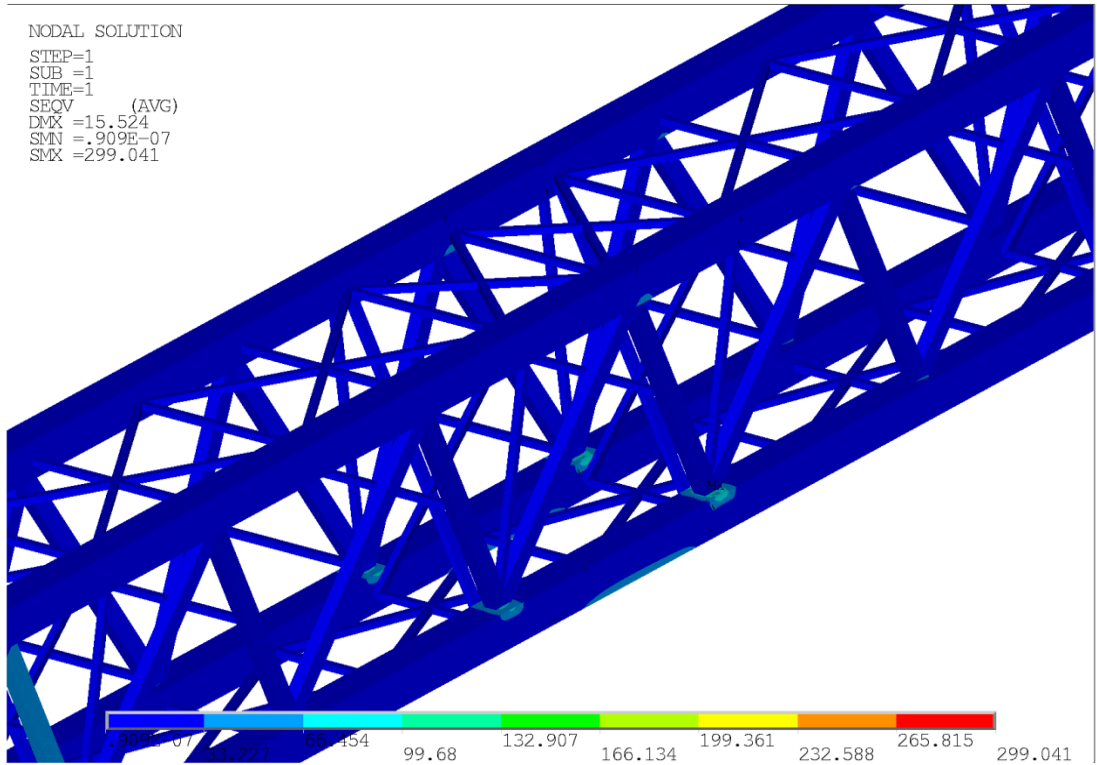
$$S_H = \frac{80(S_L) + 10(\text{arabanın ağırlığı}(\text{ton}))}{4} \times 9.81(\text{m/s}^2) = 269.775 \times 1.14 = 251626 \text{ N}$$

$$S_W = 66835 \text{ N}$$

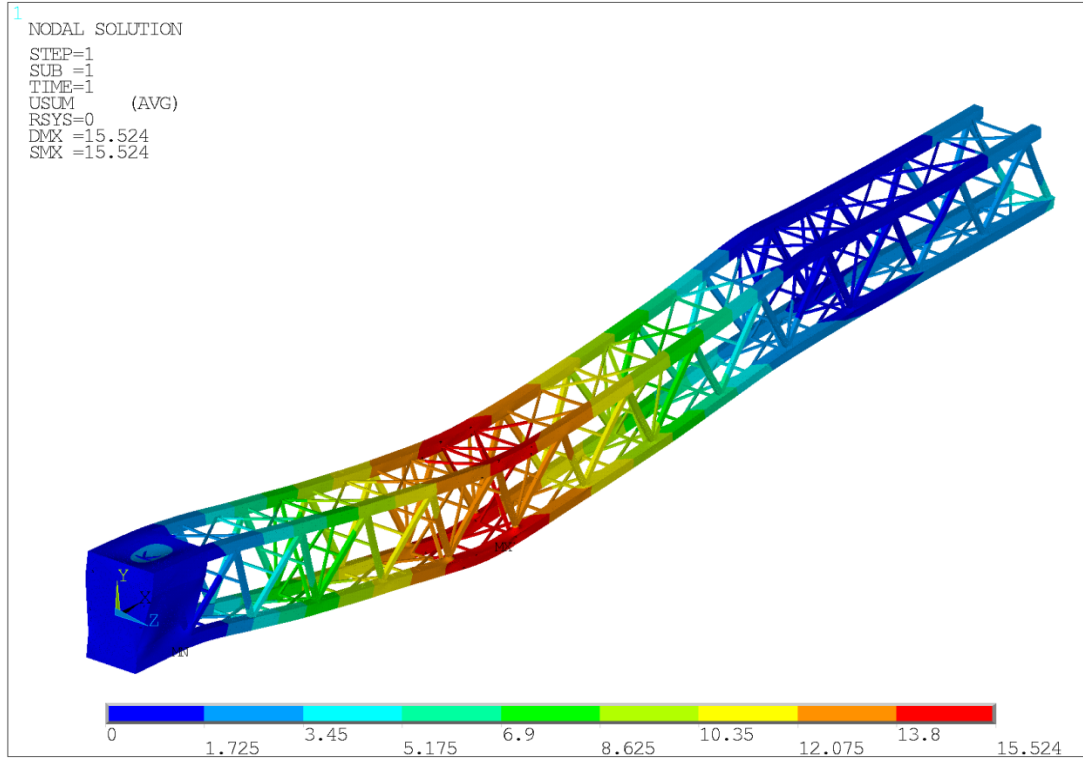
S_L , S_H ve S_W kirişe yayılı yük olarak yüklenerek hesaplar yapılmıştır. Şekil 5.2.1 ve 5.2.2 de 80 ton'luk yüklemde gerilmeler (N/mm^2) olarak gösterilmiştir. Şekil 5.2.3 de yerdeğiştirmeler (mm) olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.2.1 : Kafes kiriş sistemi 80 ton'luk yükleme



Şekil 5.2.2 : Kafes kiriş sistemi 80 ton'luk yükleme



Şekil 5.2.3 : Kafes kiriş sistemi 80 ton için deformasyon

5.3 (Kafes Kiriş Sistemi) 10 ton için Yükleme

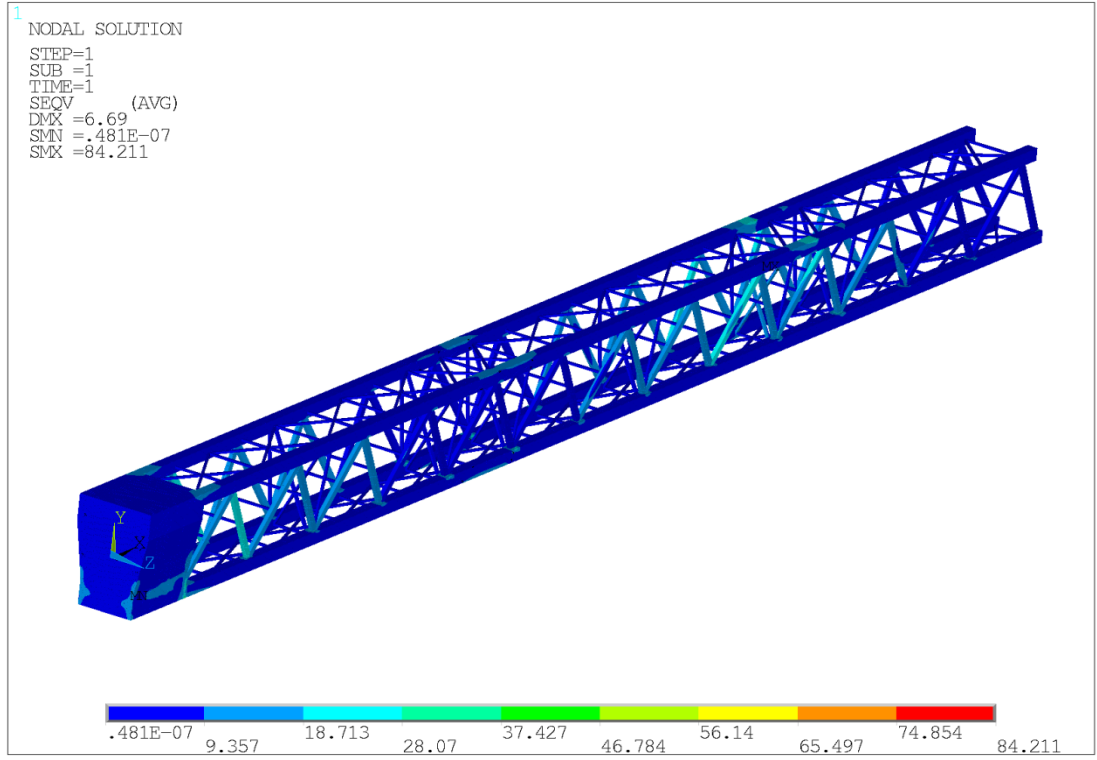
$$S_G = 180.1(\text{ton}) \times 9.81(\text{m/s}^2) = 1766.781 \times 1.14 = 2014130 \text{ N}$$

$$S_L = 10(\text{ton}) \times 9.81(\text{m/s}^2) = 98.1 \times 1.15 \times 1.14 = 128609 \text{ N}$$

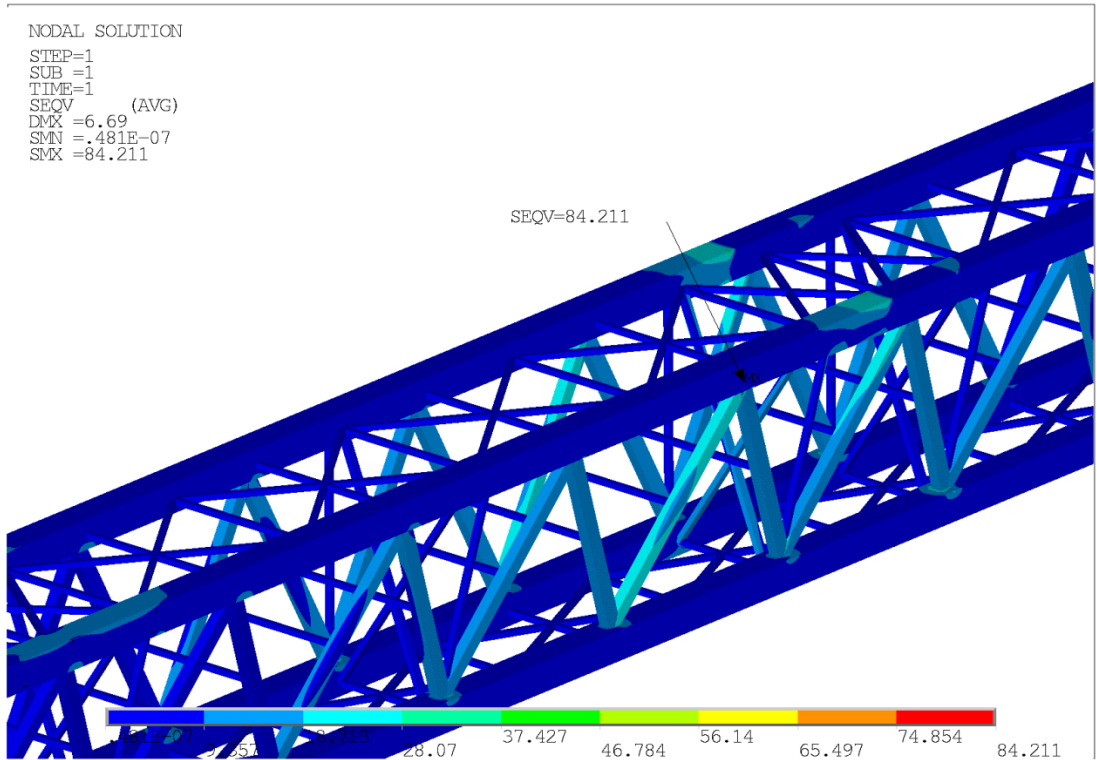
$$S_H = \frac{10(S_L) + 10(\text{arabanın ağırlığı}(\text{ton}))}{4} \times 9.81(\text{m/s}^2) = 49.05 \times 1.14 = 55917 \text{ N}$$

$$S_W = 66835 \text{ N}$$

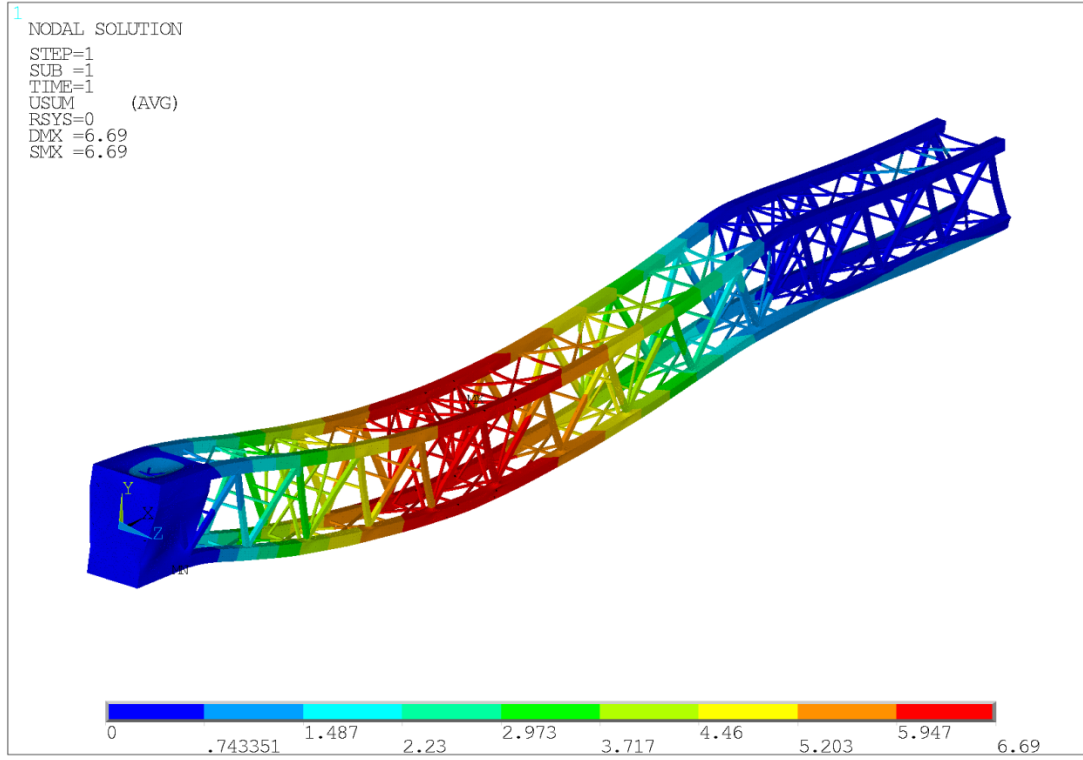
S_L , S_H ve S_W kirişe yayılı yük olarak yüklenerek hesaplar yapılmıştır. Şekil 5.3.1 ve 5.3.2 de 10 ton'luk yüklemede gerilmeler (N/mm^2) olarak gösterilmiştir. Şekil 5.3.3 de yerdeğiştirmeler (mm) olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.3.1 : Kafes kiriş sistemi 10 ton'luk yükleme



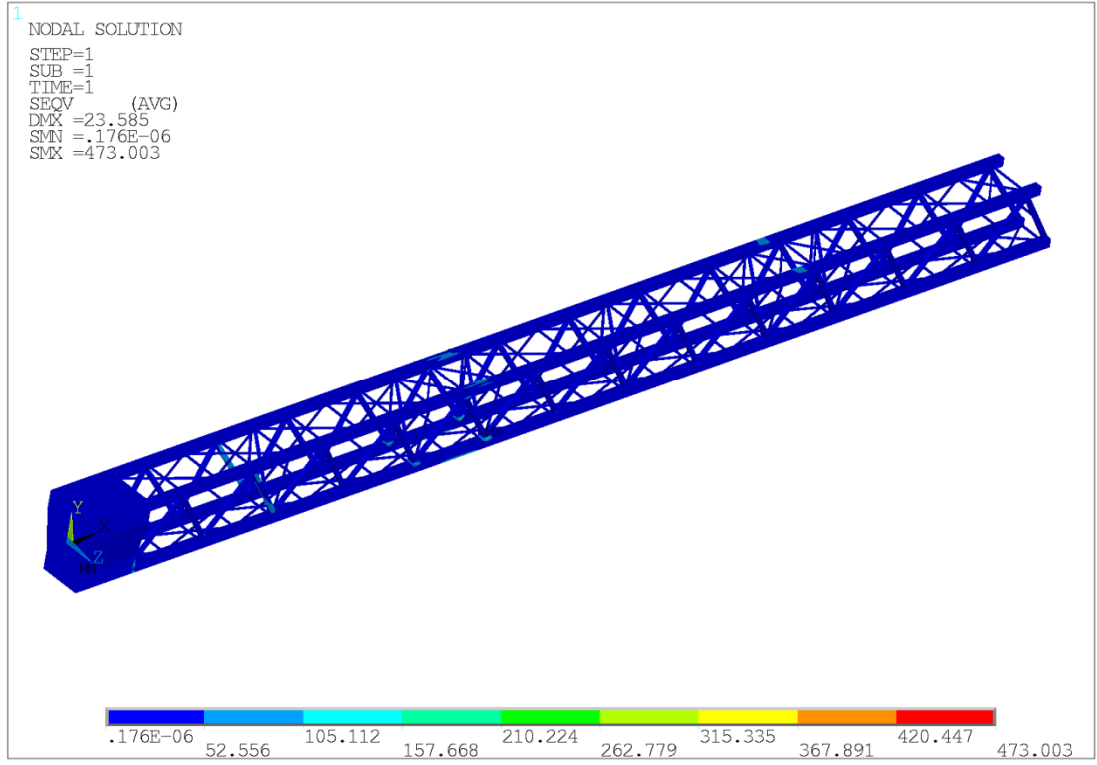
Şekil 5.3.2 : Kafes kiriş sistemi 10 ton'luk yükleme



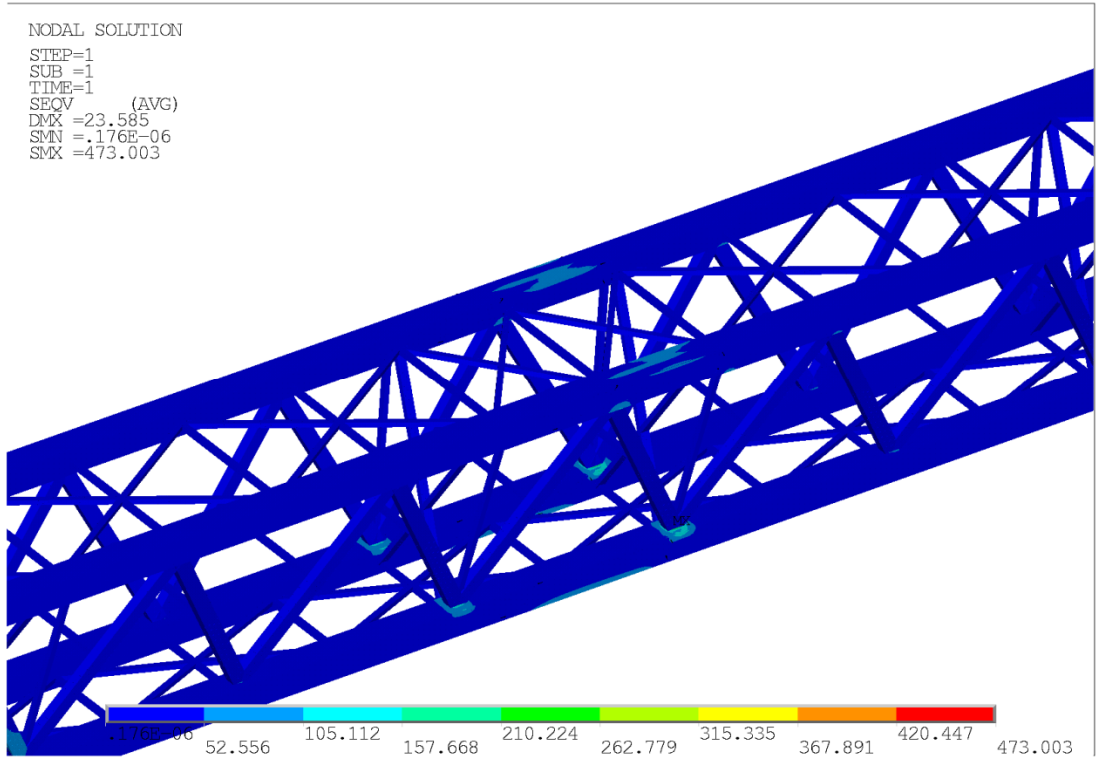
Şekil 5.3.3 : Kafes kiriş sistemi 10 ton için deformasyon

5.4 (Kafes Kiriş Sistemi) Yönetmelik Gereği Yükleme

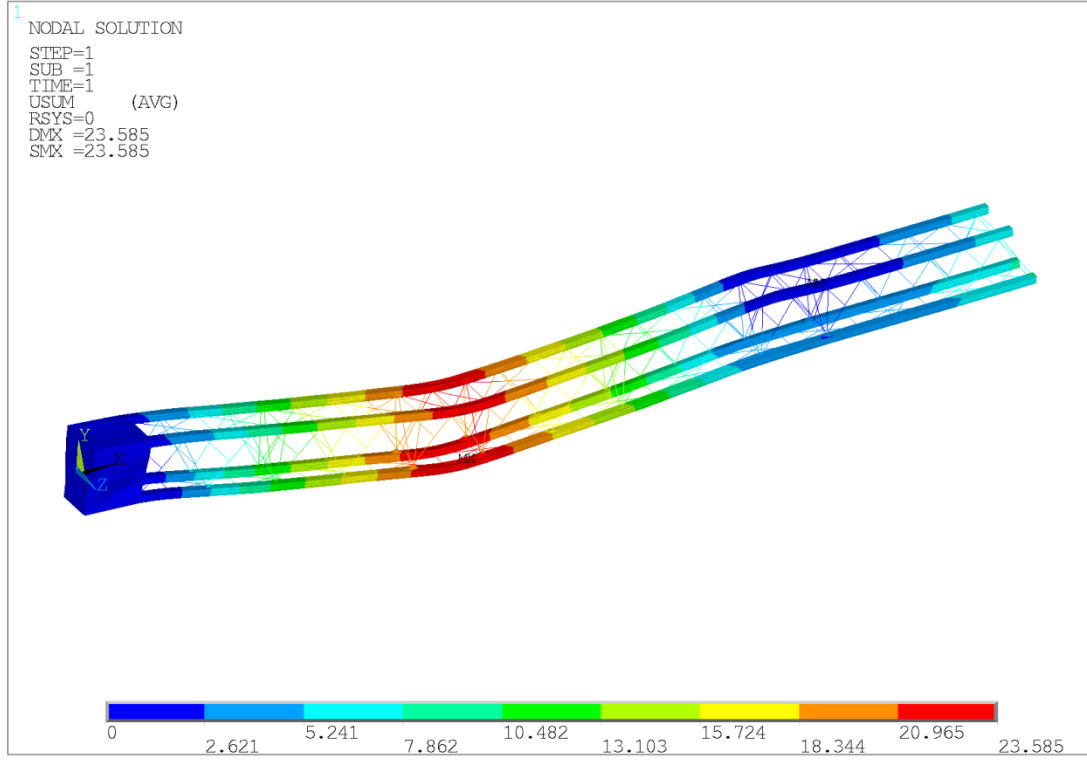
Kreyn'nin tam ortasından statik olarak 150 ton ve arabayla birlikte 160 ton'luk (1569.6 kN) yük uygulanarak hesap yapılmıştır. Şekil 5.4.1 ve 5.4.2 de 160 ton'luk yüklemede gerilmeler (N/mm^2) olarak gösterilmiştir. Şekil 5.4.3 de yerdeğiştirmeler (mm) olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.4.1 : Kafes kiriş sistemi 160 ton'luk yükleme



Şekil 5.4.2 : Kafes kiriş sistemi 160 ton'luk yükleme



Şekil 5.4.3 : Kafes kiriş sistemi 160 ton için deformasyon

5.5 (Kutu Kiriş Sistemi) 100 ton için Yükleme

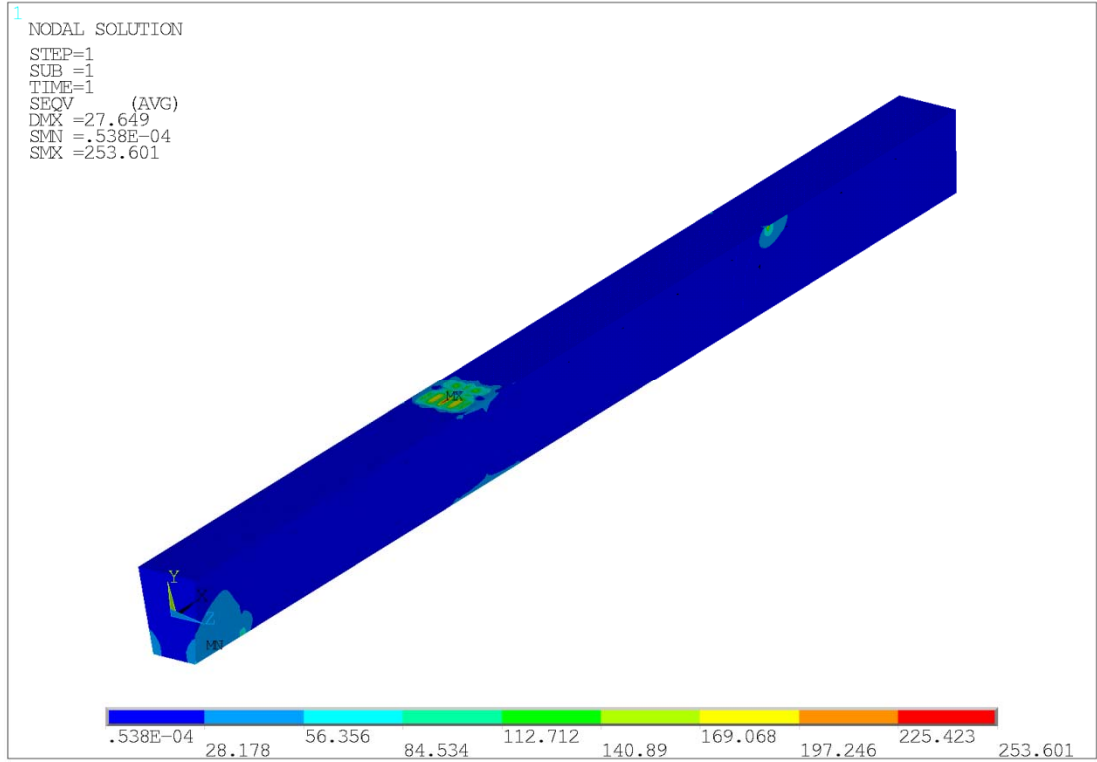
$$S_G = 186(\text{ton}) \times 9.81(\text{m/s}^2) = 1824.660 \times 1.14 = 2080112 \text{ N}$$

$$S_L = 100(\text{ton}) \times 9.81(\text{m/s}^2) = 981 \times 1.15 \times 1.14 = 1286091 \text{ N}$$

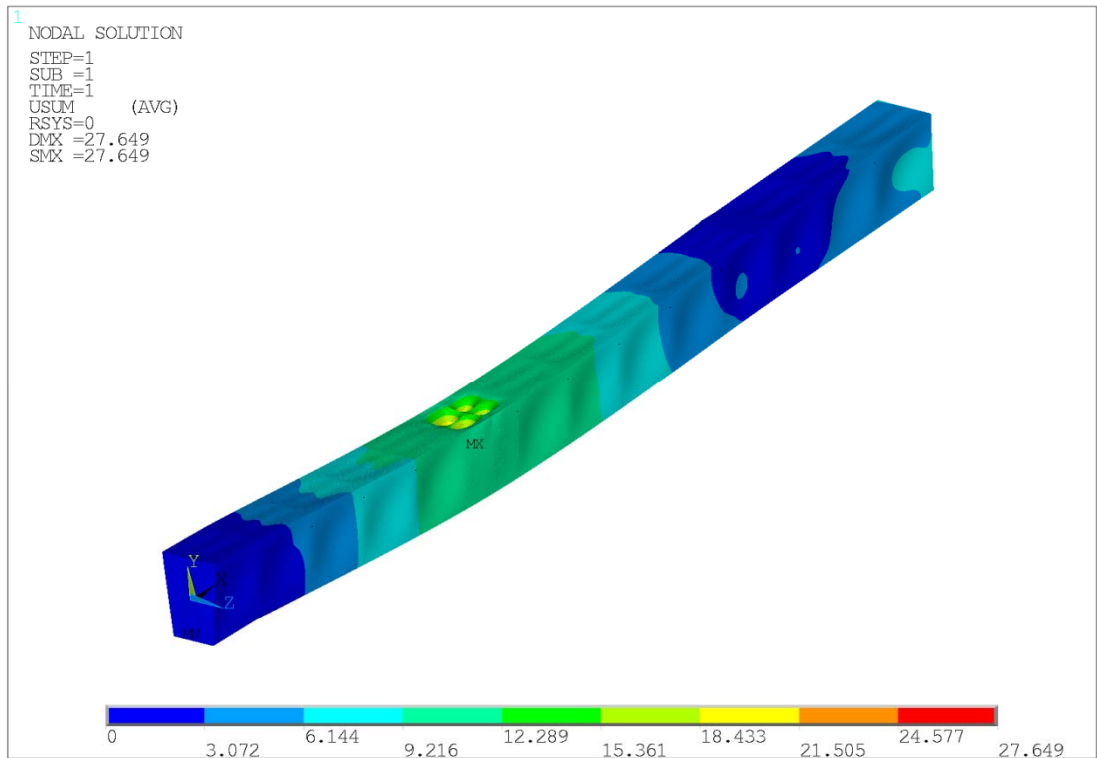
$$S_H = \frac{100(S_L) + 10(\text{arabanın ağırlığı(ton)})}{4} \times 9.81(\text{m/s}^2) = 269.775 \times 1.14 = 307543 \text{ N}$$

$$S_W = 147233 \text{ N}$$

S_L , S_H ve S_W kirişe yayılı yük olarak yüklenerek hesaplar yapılmıştır. Şekil 5.5.1 de 100 ton'luk yüklemede gerilmeler (N/mm^2) olarak gösterilmiştir. Şekil 5.5.2 de yerdeğiştirmeler (mm) olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.5.1 : Kutu kiriş sistemi 100 ton'luk yükleme



Şekil 5.5.2 : Kutu kiriş sistemi 100 ton için deformasyon

5.6 (Kutu Kiriş Sistemi) 80 ton için Yükleme

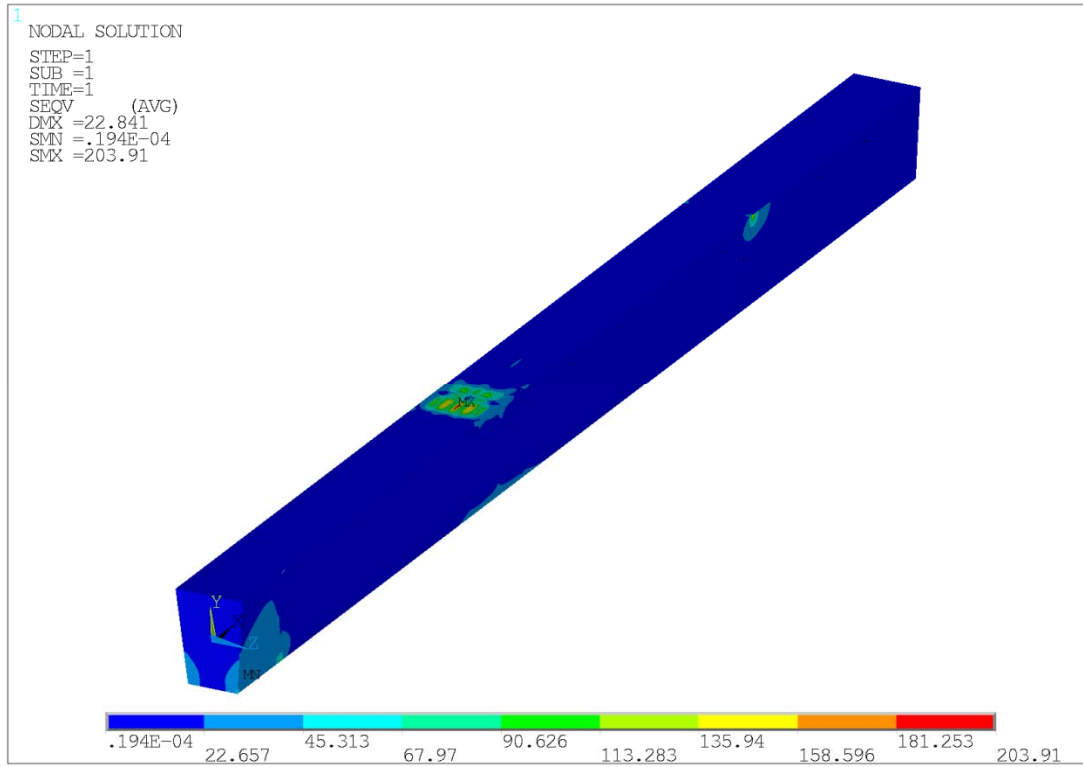
$$S_G = 186(\text{ton}) \times 9.81(\text{m/s}^2) = 1824.660 \times 1.14 = 2080112 \text{ N}$$

$$S_L = 80(\text{ton}) \times 9.81(\text{m/s}^2) = 784.8 \times 1.15 \times 1.14 = 1028873 \text{ N}$$

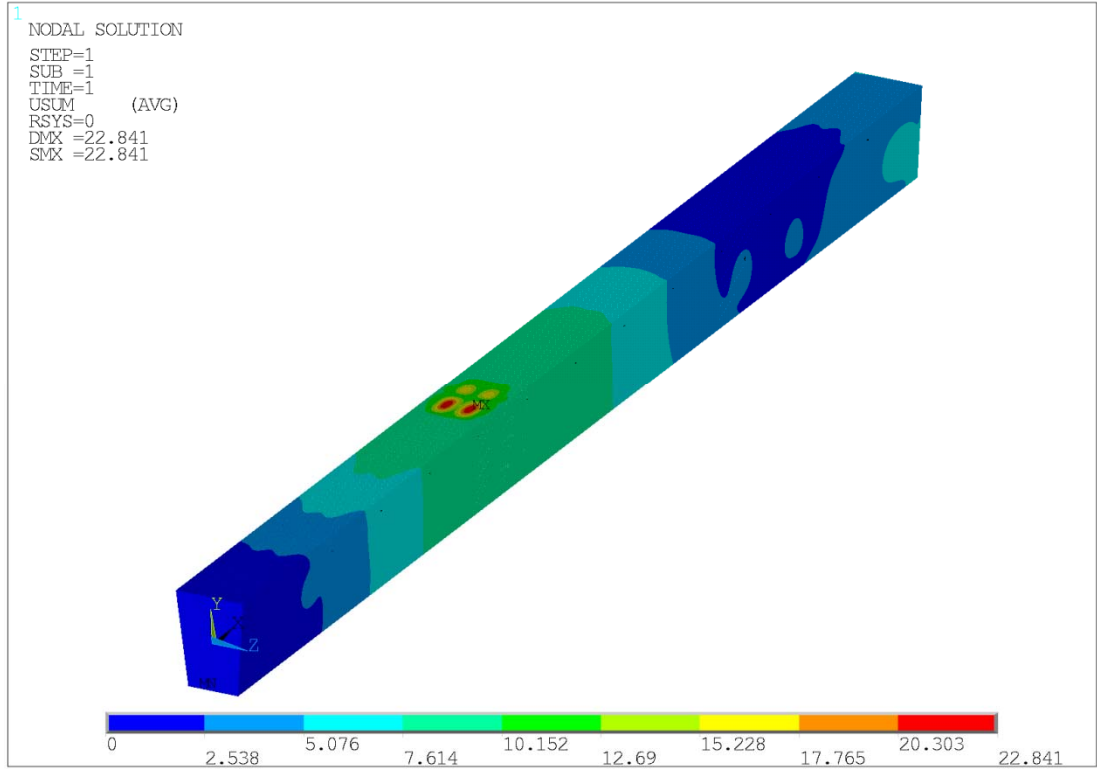
$$S_H = \frac{80(S_L) + 10(\text{arabanın ağırlığı}(\text{ton}))}{4} \times 9.81(\text{m/s}^2) = 269.775 \times 1.14 = 251626 \text{ N}$$

$$S_W = 147233 \text{ N}$$

S_L , S_H ve S_W kirişe yayılı yük olarak yüklenerek hesaplar yapılmıştır. Şekil 5.6.1 de 80 ton'luk yüklemede gerilmeler (N/mm^2) olarak gösterilmiştir. Şekil 5.6.2 de yerdeğştirmeler (mm) olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.6.1 : Kutu kiriş sistemi 80 ton'luk yükleme



Şekil 5.6.2 : Kutu kiriş sistemi 80 ton için deformasyon

5.7 (Kutu Kiriş Sistemi) 10 ton için Yükleme

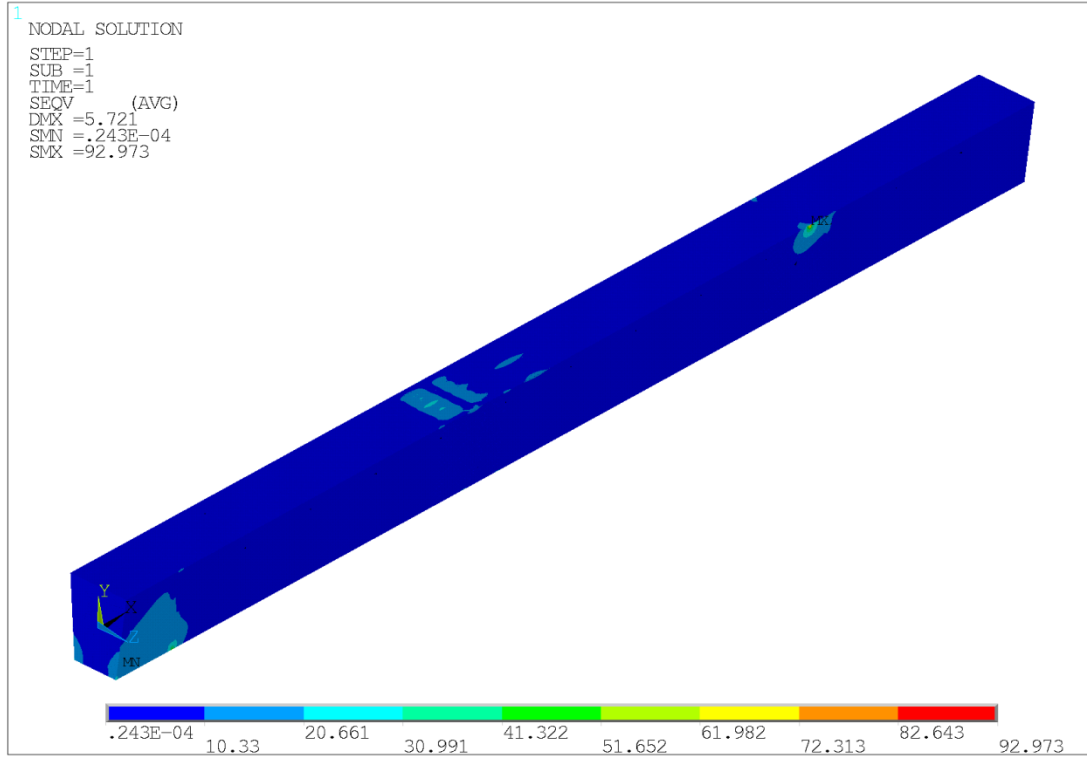
$$S_G = 186(\text{ton}) \times 9.81(\text{m/s}^2) = 1824.660 \times 1.14 = 2080112 \text{ N}$$

$$S_L = 10(\text{ton}) \times 9.81(\text{m/s}^2) = 98.1 \times 1.15 \times 1.14 = 128609 \text{ N}$$

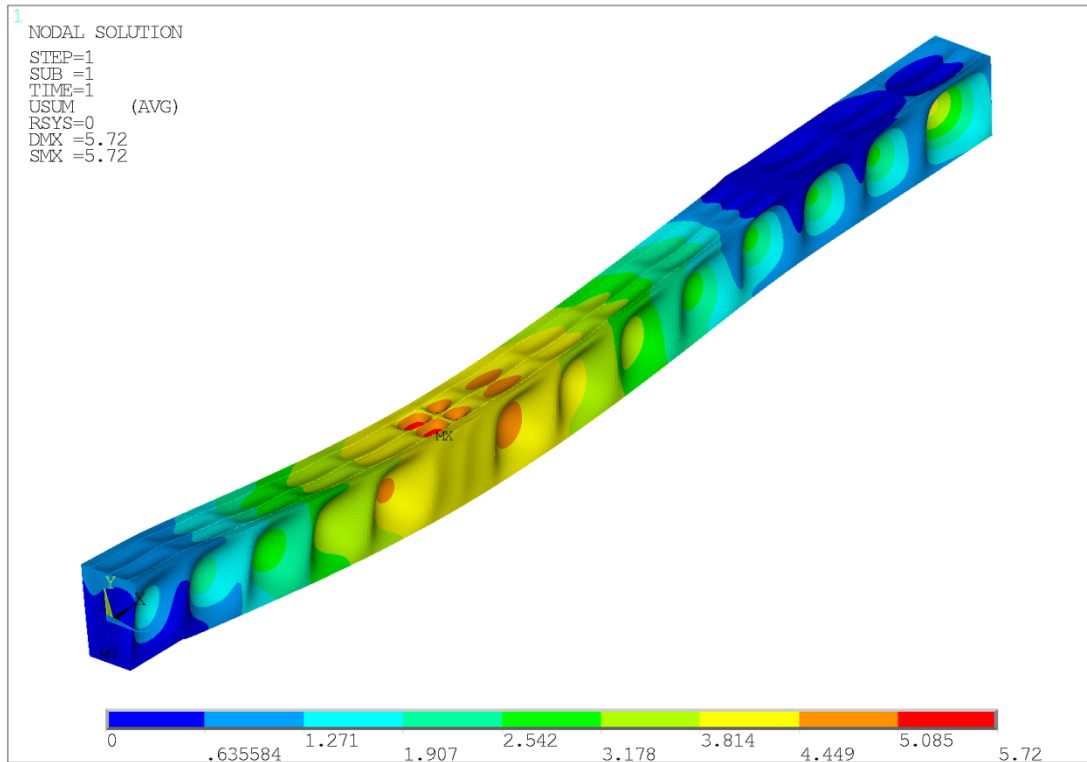
$$S_H = \frac{10(S_L) + 10(\text{arabanın ağırlığı(ton)})}{4} \times 9.81(\text{m/s}^2) = 49.05 \times 1.14 = 55917 \text{ N}$$

$$S_W = 147233 \text{ N}$$

S_L , S_H ve S_W kirişe yayılı yük olarak yüklenerek hesaplar yapılmıştır. Şekil 5.7.1 de 10 ton'luk yüklemede gerilmeler (N/mm^2) olarak gösterilmiştir. Şekil 5.7.2 de yerdeğiştirmeler (mm) olarak gösterilmiştir.



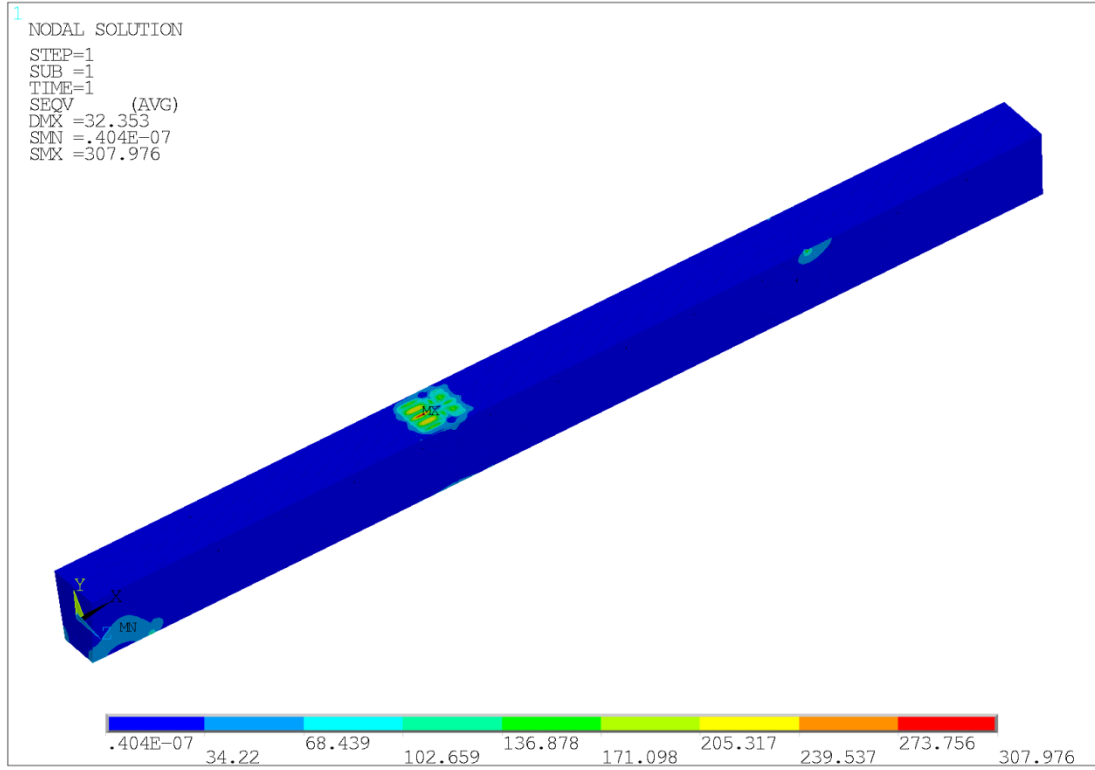
Şekil 5.7.1 : Kutu kiriş sistemi 10 ton'luk yükleme



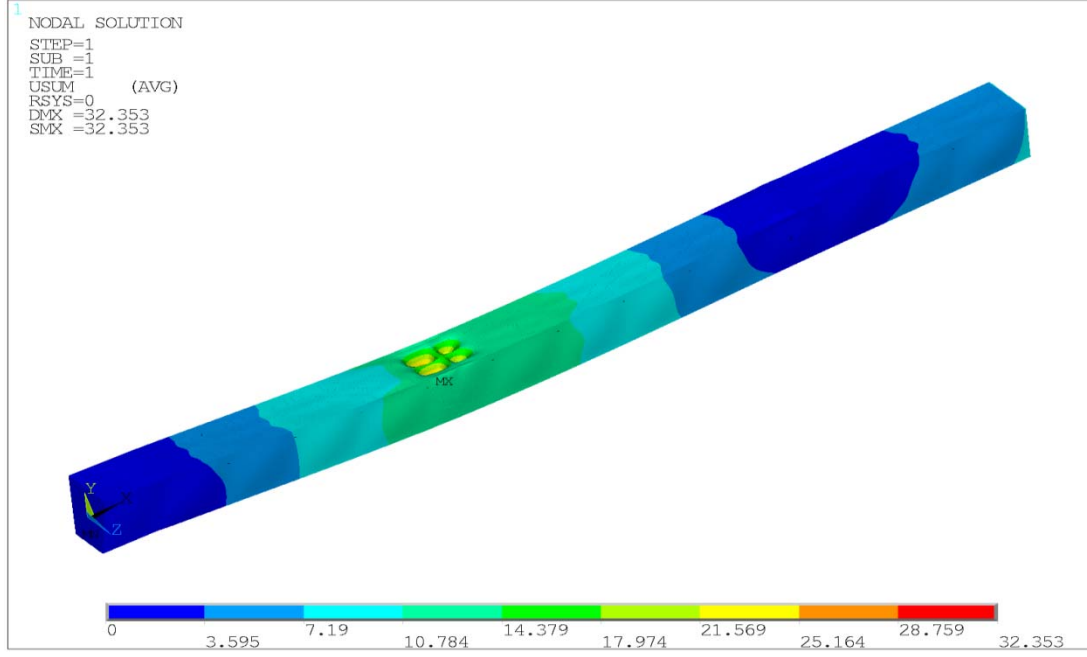
Şekil 5.7.2 : Kutu kiriş sistemi 10 ton için deformasyon

5.8 (Kutu Kiriş Sistemi) Yönetmelik Gereği Yükleme

Kreyn'nin tam ortasından statik olarak 150 ton ve arabayla birlikte 160 ton'luk (1569.6 kN) yük uygulanarak hesap yapılmıştır. Şekil 5.8.1 de 160 ton'luk yüklemede gerilmeler (N/mm²) olarak gösterilmiştir. Şekil 5.8.2 de yerdeğiştirmeler (mm) olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.8.1 : Kutu kiriş sistemi 160 ton'luk yükleme



Şekil 5.8.2 : Kutu kiriş sistemi 160 ton için deformasyon

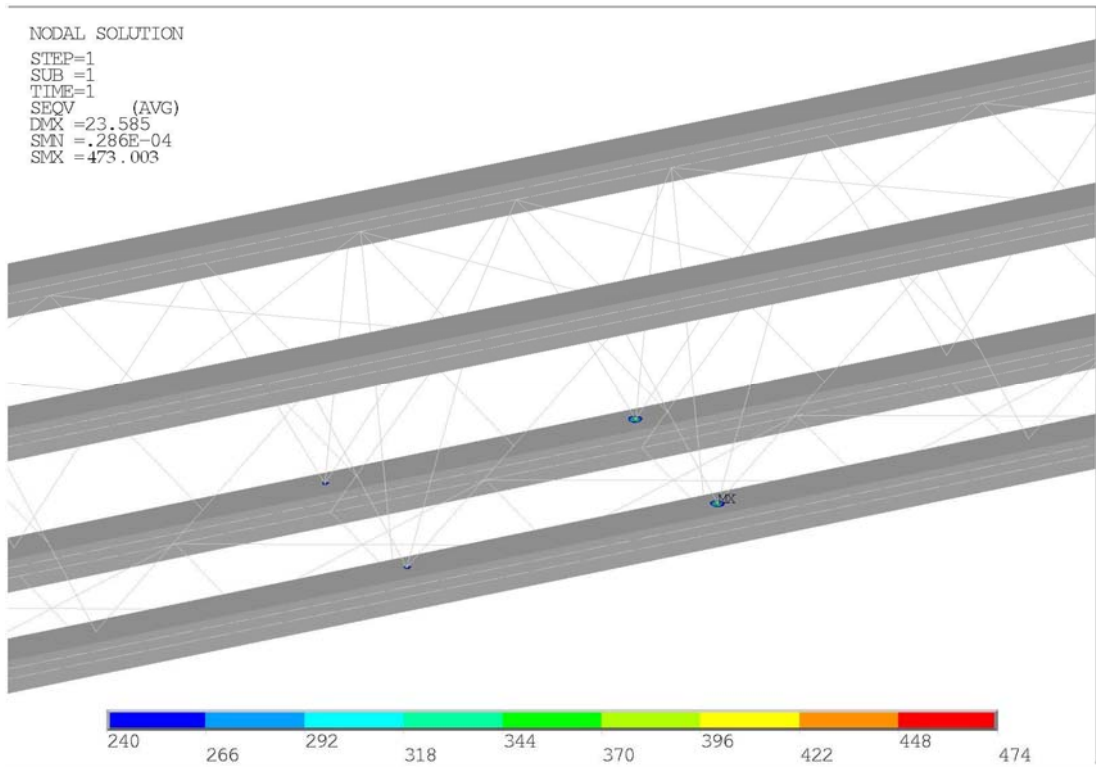
5.9 Yorulma Hesabı

Yapının St. 42 malzemeden yapılacağı düşünüldüğünde F.E.M Tablo T.3.2.1.1'e göre mücade edilebilir gerilme değerleri verilmiştir.

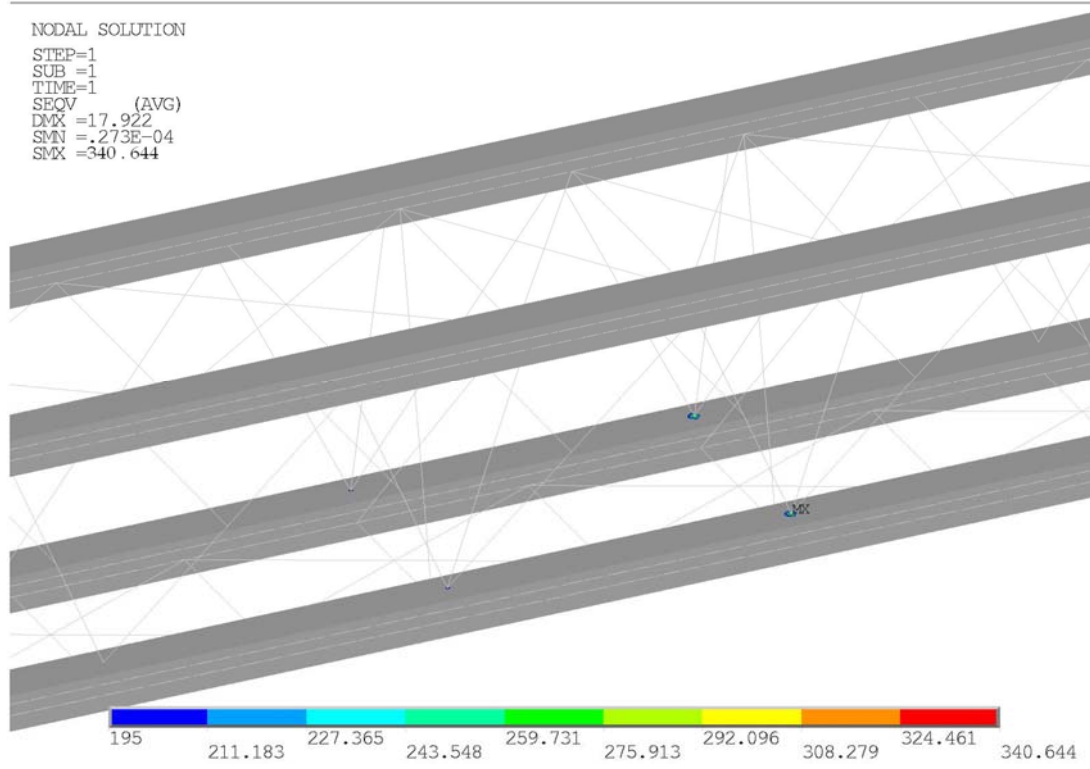
Tablo T.3.2.1.1 : (σ_E) ve (σ_a) Değerleri A.37 – A.42 – A.52 Çelik Kalitelerine Göre Verilmiştir

Çelikler	Akma Sınırı σ_E N/mm ²	Mücade Edilebilir Gerilme: σ_a		
		Durum I	Durum II	Durum III
		N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²
E.24 (A.37, Fe 360)	240	160	180	215
E.26 (A.42)	260	175	195	240
E.24 (A.52, Fe 510)	360	240	270	325

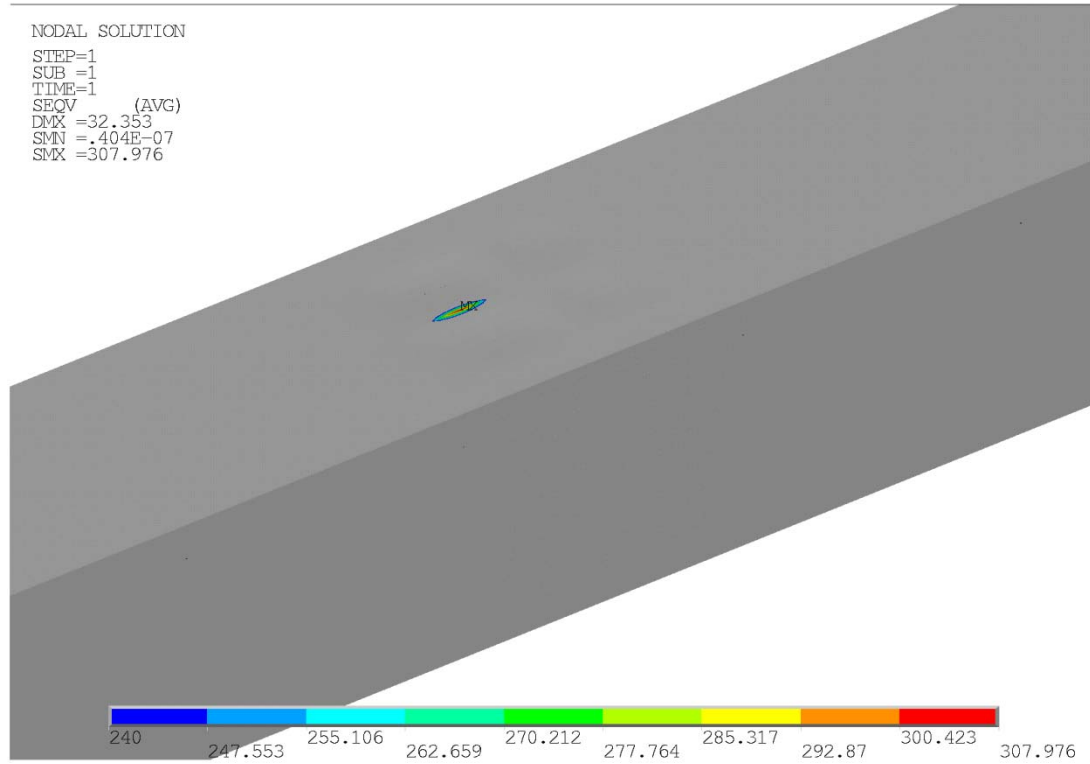
Yukarıda yapılan hesaplar Durum II ve Durum III'e karşı gelmektedir. Tablodan da anlaşılacağı gibi müsaade edilebilir gerilme madde 5.1, 5.2, 5.3 için 195 N/mm^2 'dir. Madde 5.4 için de 240 N/mm^2 'dir. Aşağıda Şekil 5.9.1, 5.9.2, 5.9.3, 5.9.4 kutu ve kafes sistem için tekillikler gösterilmiştir. Aşağıdaki şekillerde yüksek çıkan gerilmelerin çok küçük bölgelerde olduğu görülmektedir. Bu gerilmelerin yüksek çıktığı küçük kısımların, bölgesel elemanların (braketler gibi) tanımlanmadığı yerlerde olduğu görülmektedir.



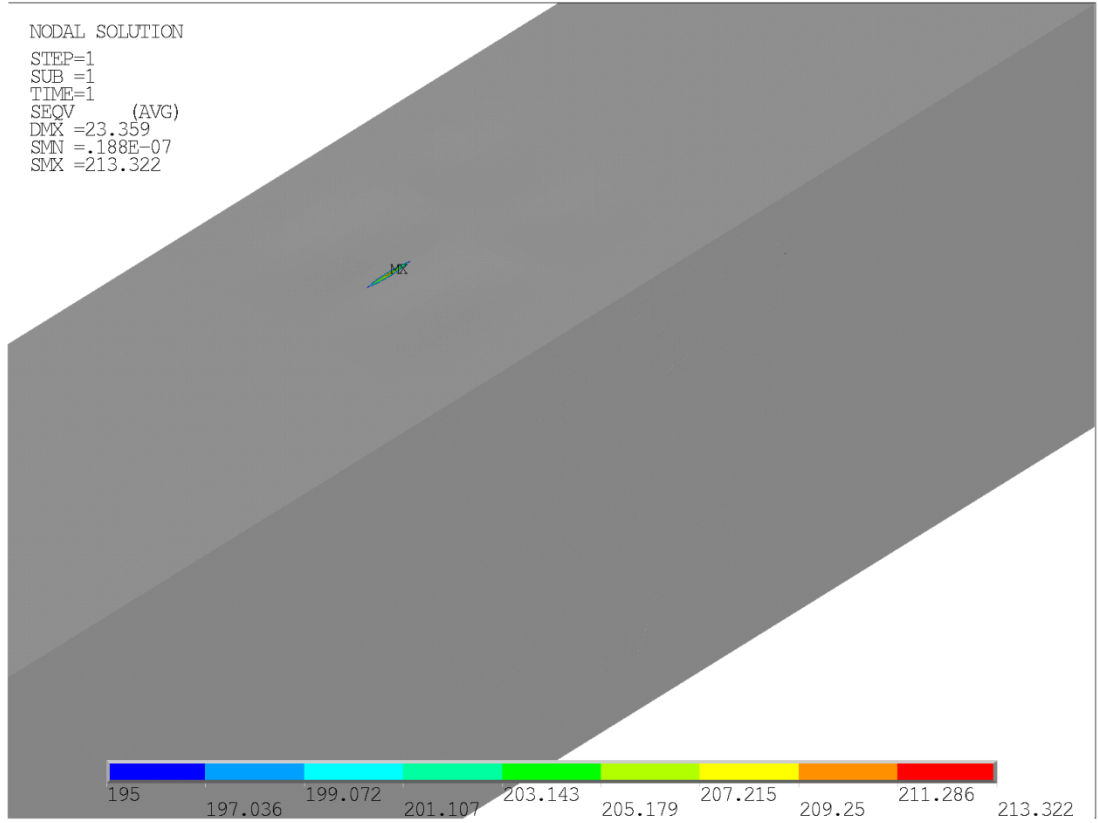
Şekil 5.9.1 : Kafes kiriş sistemi (160 ton yükleme için) tekillik



Şekil 5.9.2 : Kafes kiriş sistemi (100 ton yükleme için) tekillik



Şekil 5.9.3 : Kutu kiriş sistemi (160 ton yükleme için) tekillik



Şekil 5.9.4 : Kutu kiriş sistemi (100 ton yükleme için) tekillik

5.9.1 Kafes sistem için yorulma hesabı (Türk Loydu Kısım 1 Bölüm 20)

1) 40.146 – 160.583, 100 ton dinamik hareket için gerilme aralığı,

$$\Delta\sigma = 120.437$$

2) 33.227 – 132.907, 80 ton dinamik hareket için gerilme aralığı,

$$\Delta\sigma = 99.680$$

3) 9.357 – 37.427, 10 ton dinamik hareket için gerilme aralığı,

$$\Delta\sigma = 28.070$$

4) 52.556 – 210.224, 160 ton statik gerilme aralığı,

$$\Delta\sigma = 157.668$$

Yorulma hesabı TL Kısım 1 Tekne Yapım Kuralları Bölüm 20'ye göre yapılmıştır.

$$Q = \log (\Delta\sigma_R / \Delta\sigma) - 0.69897 / m_0$$

$$\log(N) = 7.0 + m \cdot Q$$

$$N \leq 10^7 \quad m_0 = 3, m = 3; \quad N > 10^7 \quad m = 2 \cdot m_0 - 1, m_0 = 3, m = 5$$

$$\Delta\sigma_R = 71$$

$$1) Q = \log (71 / 120.437) - 0.69897 / 3)$$

$$\log(N) = 7.0 + 3 \times (- 0.46249)$$

$$N = 10^{5.612} N = 409260$$

$$2) Q = \log (71 / 99.680) - 0.69897 / 3)$$

$$\log(N) = 7.0 + 3 \times (- 0.38033)$$

$$N = 10^{5.858} N = 721107$$

$$3) Q = \log (71 / 28.070) - 0.69897 / 3)$$

$$\log(N) = 7.0 + 5 \times (0.17002)$$

$$N = 10^{7.850} N = 70794578$$

$$4) Q = \log (71 / 157.668) - 0.69897 / 3)$$

$$\log(N) = 7.0 + 3 \times (- 0.57947)$$

$$N = 10^{5.261} N = 182389$$

n = Ömür dilimindeki gerilme çevrim adedi

N = S-N eğrisinden belirlenen gerilme çevrim adedi

D = Yorulmada birikmiş hasar oranı

I = Ömür dilimlerinin toplam adedi

Gerilme çevrim adetleri yukarıda bölüm 4.3 de açıklanmıştır. 100 ton için, (n)=130000, 80 ton için, (n)=130000, 10 ton için, (n)=140000 ve 160 ton da yönetmelik gereği yılda dört defa olacağından 30 yılda (n)=120'dir.

$$D = \sum_{i=1}^I (n_i / N_i)$$

Normal yükleme durumunda;

$$D = \frac{130000}{409260} + \frac{130000}{721107} + \frac{140000}{70794578} = 0.498977$$

Normal yükleme ve yönetmelik gereği yükleme durumunda;

$$D = \frac{130000}{409260} + \frac{130000}{721107} + \frac{140000}{70794578} + \frac{120}{182389} = 0.499635$$

Yukarıdaki durumları karşılaştırdığımızda yönetmelik gereği yüklemeyi hesaba kattığımızda % 0.13'lük bir ömür azalması görülmektedir.

5.9.2 Kutu sistem için yorulma hesabı (Türk Loydu Kısım 1 Bölüm 20)

1) 28.178 – 112.712, 100 ton dinamik hareket için gerilme aralığı,

$$\Delta\sigma = 84.534$$

2) 22.657 – 90.626, 80 ton dinamik hareket için gerilme aralığı,

$$\Delta\sigma = 67.969$$

3) 10.330 – 41.322, 10 ton dinamik hareket için gerilme aralığı,

$$\Delta\sigma = 30.992$$

4) 34.220 – 136.878, 160 ton statik gerilme aralığı,

$$\Delta\sigma = 102.658$$

Yorulma hesabı TL Kısım 1 Tekne Yapım Kuralları Bölüm 20'ye göre yapılmıştır.

$$Q = \log (\Delta\sigma_R / \Delta\sigma) - 0.69897 / m_0$$

$$\log(N) = 7.0 + m \cdot Q$$

$$N \leq 10^7 \quad m_0 = 3, m = 3; \quad N > 10^7 \quad m = 2 \cdot m_0 - 1, m_0 = 3, m = 5$$

$$\Delta\sigma_R = 71$$

$$1) \quad Q = \log (71 / 84.534) - 0.69897 / 3)$$

$$\log(N) = 7.0 + 3 \times (- 0.30876)$$

$$N = 10^{6.073} \quad N = 1183041$$

$$2) \quad Q = \log (71 / 67.969) - 0.69897 / 3)$$

$$\log(N) = 7.0 + 3 \times (- 0.21404)$$

$$N = 10^{6.357} \quad N = 2275097$$

$$3) \quad Q = \log (71 / 30.992) - 0.69897 / 3)$$

$$\log(N) = 7.0 + 5 \times (0.12702)$$

$$N = 10^{7.635} \quad N = 43151907$$

$$4) \quad Q = \log (71 / 102.658) - 0.69897 / 3)$$

$$\log(N) = 7.0 + 3 \times (-0.39312)$$

$$N = 10^{5.820} \quad N = 660693$$

n = Ömür dilimindeki gerilme çevrim adedi

N = S-N eğrisinden belirlenen gerilme çevrim adedi

D = Yorulmada birikmiş hasar oranı

I = Ömür dilimlerinin toplam adedi

Gerilme çevrim adetleri yukarıda bölüm 4.3 de açıklanmıştır. 100 ton için, $(n)=130000$, 80 ton için, $(n)=130000$, 10 ton için, $(n)=140000$ ve 160 ton da yönetmelik gereği yılda dört defa olacağından 30 yılda $(n)=120$ 'dir.

$$D = \sum_{i=1}^I (n_i / N_i)$$

Normal yükleme durumunda;

$$D = \frac{130000}{1183041} + \frac{130000}{2275097} + \frac{140000}{43151907} = 0.169244$$

Normal yükleme ve yönetmelik gereği yükleme durumunda;

$$D = \frac{130000}{1183041} + \frac{130000}{2275097} + \frac{140000}{43151907} + \frac{120}{660693} = 0.169426$$

Yukarıdaki durumları karşılaştırdığımızda yönetmelik gereği yüklemeyi hesaba kattığımızda % 0.11'lik bir ömür azalması görülmektedir.

5.9.3 Kafes sistem için yorulma hesabı (Eurocode 3: Part 1.9)

1) 40.146 – 160.583, 100 ton dinamik hareket için gerilme aralığı,

$$\Delta\sigma = 120.437$$

2) 33.227 – 132.907, 80 ton dinamik hareket için gerilme aralığı,

$$\Delta\sigma = 99.680$$

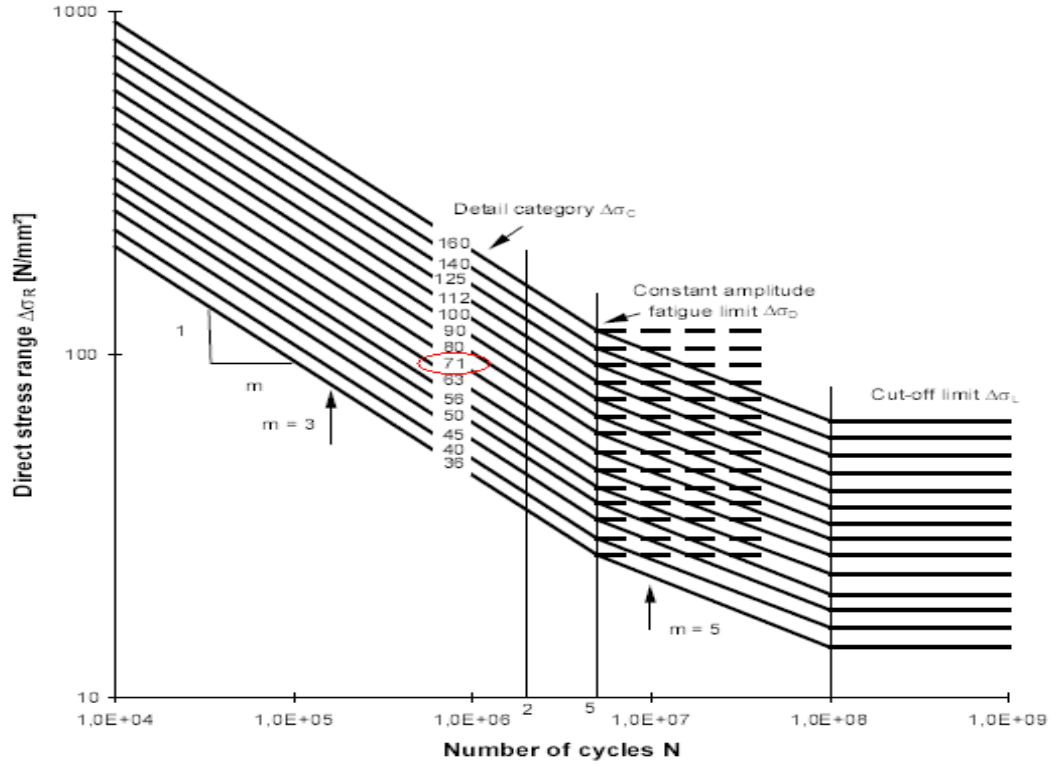
3) 9.357 – 37.427, 10 ton dinamik hareket için gerilme aralığı,

$$\Delta\sigma = 28.070$$

4) 52.556 – 210.224, 160 ton statik gerilme aralığı,

$$\Delta\sigma = 157.668$$

Yorulma hesabı Eurocode 3: Design of steel structures Part 1.9 Fatigue strength of steel structures'a göre yapılmıştır. Hesaplar Şekil 5.9.3 (S-N Eğrileri)'e göre yapılmıştır. Burada da kaynak detayı 71 olarak seçilmiştir.



Şekil 5.9.3.1 : S-N eğrileri

- 1) Tablodan, 100 ton dinamik hareket için gerilme aralığı kullanılarak,
N = 663157 olarak bulunmuştur.
- 2) Tablodan, 80 ton dinamik hareket için gerilme aralığı kullanılarak, N = 2291538
olarak bulunmuştur.
- 3) Tabloda, 10 ton dinamik hareket için gerilme aralığı kesme limitine denk
geldiğinden hesaba katılmamıştır.
- 4) Tablodan, 160 ton statik gerilme aralığı, N = 615789 olarak bulunmuştur.

$$D = \sum_{i=1}^I (n_i / N_i)$$

Normal yükleme durumunda;

$$D = \frac{130000}{663157} + \frac{130000}{2291538} = 0.252762$$

Normal yükleme ve yönetmelik gereği yükleme durumunda;

$$D = \frac{130000}{663157} + \frac{130000}{2291538} + \frac{120}{615789} = 0.252957$$

Yukarıdaki durumları karşılaştırdığımızda yönetmelik gereği yüklemeyi hesaba kattığımızda % 0.08'lik bir ömür azalması görülmektedir.

5.9.4 Kutu sistem için yorulma hesabı (Eurocode 3: Part 1.9)

1) 28.178 – 112.712, 100 ton dinamik hareket için gerilme aralığı,

$$\Delta\sigma = 84.534$$

2) 22.657 – 90.626, 80 ton dinamik hareket için gerilme aralığı,

$$\Delta\sigma = 67.969$$

3) 10.330 – 41.322, 10 ton dinamik hareket için gerilme aralığı,

$$\Delta\sigma = 30.992$$

4) 34.220 – 136.878, 160 ton statik gerilme aralığı,

$$\Delta\sigma = 102.658$$

Yorulma hesabı Eurocode 3: Design of steel structures Part 1.9 Fatigue strength of steel structures'a göre yapılmıştır. Hesaplar Şekil 5.9.3 (S-N Eğrileri)'e göre yapılmıştır. Burada da kaynak detayı 71 olarak seçilmiştir.

1) Tablodan, 100 ton dinamik hareket için gerilme aralığı kullanılarak,

$$N = 2360000 \text{ olarak bulunmuştur.}$$

2) Tablodan, 80 ton dinamik hareket için gerilme aralığı kullanılarak, $N = 10000000$ olarak bulunmuştur.

3) Tabloda, 10 ton dinamik hareket için gerilme aralığı kesme limitine denk geldiğinden hesaba katılmamıştır.

4) Tablodan, 160 ton statik gerilme aralığı, $N = 781578$ olarak bulunmuştur.

$$D = \sum_{i=1}^I (n_i / N_i)$$

Normal yükleme durumunda;

$$D = \frac{130000}{2360000} + \frac{130000}{10000000} = 0.068084$$

Normal yükleme ve yönetmelik gereği yükleme durumunda;

$$D = \frac{130000}{2360000} + \frac{130000}{10000000} + \frac{120}{781578} = 0.068238$$

Yukarıdaki durumları karşılaştırdığımızda yönetmelik gereği yüklemeyi hesaba kattığımızda % 0.22'lik bir ömür azalması görülmektedir.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bir kaldırma aracı yapılmak istendiğinde ilk olarak bu aracın hangi ortamda çalışacağı önemlidir. Çünkü çalıştığı ortama bağlı olarak; coğrafik özellikler (deprem ve kreynin inşaa edileceği toprak yapısı), sıcaklık ve rüzgar kaldırma aracının tasarımını önemli ölçüde etkilemektedir. Bizim gibi Ortakuşak bölgedeki ülkelerde sıcaklık etkisi çok büyük farklar göstermediğinden, orta ölçüde sıcaklık etkisi göz önünde bulundurulmalıdır. Örnek olarak Sibirya’da bir portal kreyn çalışacaksa sıcaklığın önemi artmaktadır. Çünkü hem çalışılan ortamdaki düşük sıcaklık hem de kaldırma aracının üzerine eklenmesi gereken kar yükü yapının mukavemeti açısından çok önemlidir. Yapının mukavemetini etkileyecek diğer önemli yük de rüzgâr yüküdür. F.E.M’in rüzgâr yükleriyle ilgili tavsiye niteliğindeki kitapçığı yukarıdaki bölümlerde açıklanmıştır ve rüzgârın çalışma koşullarını önemli ölçüde etkilediği görülmüştür.

Birinci olarak tasarım sırasında rüzgâr yükü tasarlanacak yapıyı nasıl etkilediği araştırılır ve yapı SWL de çalışırken yapının emniyetli olup olmadığı araştırılır. Bu ödevde başlamadan önce operatörlerle yaptığım konuşmaların başında rüzgâr eğer 50 km/s’lik hızı aşmış ise kreyni çalıştırmadıklarını hatta kreynin üzerine çıkmaya korktuklarını belirtmişlerdi. Bu tasarım için önemli bir kriterdir. İkinci olarak ise statik yük testlerinde yapıya uygulanan aşırı yüklemenin kreynin çok zorlayacağını ve yük testinden sonra bir gün kreyni çalıştırmadıklarını aktarmışlardı. Bu iki durum da kreyn tasarımını etkileyen unsurlardır. Çünkü bu araçları çalıştıracak olan insanların bu yapıların güvenli olduğuna inanmaları gerekmektedir. İnanmadıkları takdirde her türlü iş ve can kaybı yaşanması çok doğaldır.

Tasarımın diğer olmazsa olmaz koşulları da kaldırılacak yük veya yüklerin tam anlamıyla belirlenmesi ve işletme şartlarının belirtilmesidir. Bu amaçla tasarımı yapılacak aracın çalışma koşullarının belirlenmesi önemlidir. F.E.M bir kaldırma aracının tasarımı için gerekli temel prensipler ve bu prensiplere göre hesaplanan gerilmelerin ve yüklemelerin hangi sınırlarda kalacağı ve bu sınırların neler olacağını

açıklamıştır. Yapı üzerine gelecek olan yükler ve gerilmeler, mekanizmalar üzerine gelecek olan yükler ve gerilmeler ayrı ayrı tanımlamış ve açıklamıştır. F.E.M kaldırma araçlarını gruplayarak sınıflandırmıştır. Böylelikle hangi araçlarla nasıl bir yük kaldırılacağını açıkça anlatmıştır. Böylelikle de kaldırma araçlarının çeşitliliği ve bu çeşitlikten doğan kavram kargaşasını bir nebze olsa da toparlayabilmiştir.

Tüm bu açıklamaların yanında F.E.M hangi yüklerin hangi aralıklarda kontrol edileceğini söylese de hesapların hangi yöntemle yada hangi formüllerle yapılacağı açıklanmamıştır. Örnek olarak gemi inşaatı sektöründe ise bir tasarımda karşılaşılabilecek yükler ve bu yüklerin oluşturduğu gerilmeler ampirik formüller ile hesaplanabilmektedir. F.E.M kurallarında böyle formüller yoktur. Kesin sonuçlara göre karşılaştırma aralıkları bulunmaktadır.

Bu durum göz önünde bulundurularak yukarıdaki kiriş örnekleri seçilmiş ve bu kirişler üzerine çalışma koşullarına göre gelecek olan yükler hesaplanarak kirişler üzerindeki etkileri incelenmiştir. Kirişlerdeki yüklemeler 100 ton 80 ton ve 10 ton'luk çalışma şartlarına göre yapılmıştır. Bunların yanında yönetmelik gereği statik olarak maksimum çalışma yükünün %150'si kadar yükleme yapılmıştır. Bu yüklemeler yapılarak çalışma ve test koşullarında kirişlerin davranışları açıklanmaya çalışılmıştır.

Bölüm 5 de hesaplar yapılarak gerilmeler ve gerilmelerin yaratacağı yorulma hesaplanmıştır. Bu hesaplar sonucunda da ömür azalması tayini yapılmıştır. Yorulma hesapları iki farklı kural çerçevesinde yapılmıştır. Biri TÜRK LOYDU Kurallarına diğeri de Eurocode 3'e göre yapılmıştır. İki hesap arasında az da olsa farklar bulunmaktadır. İki hesap arasındaki fark eğriler arasındaki eğimlerin farklı olmasından dolayı olmaktadır. İki hesap arasında fark olmasına rağmen, kreyn'nin çalışma yüklerine, statik yüklemeyi eklediğimizde ömürde bir azalma meydana getirdiği gerçeği ortaktır.

Çizelge 6.1 de bir kreyn'nin ömrünün ne kadar azaldığı gösterilmiştir. Gösterilen değerlerde hem kutu kiriş sistemi hem de kafes kiriş sistemi ömürleri bazında karşılaştırılmışlardır. Kirişler aynı boyut ve yüklemeler sahiptir. Kirişler arası ağırlık farkı % 3'tür.

Çizelge 6.1 : Ömür değerlerinin karşılaştırılması

YÜKLEME DURUMU	Yorulmada birikmiş hasar oranı	Yapının ömür azalması
Normal yükleme durumunda (Kafes Kiriş Sistemi)	0.498977	% 0.13
Normal yükleme ve yönetmelik gereği yükleme durumunda (Kafes Kiriş Sistemi)	0.499635	
Normal yükleme durumunda (Kutu Kiriş Sistemi)	0.169244	% 0.11
Normal yükleme ve yönetmelik gereği yükleme durumunda (Kutu Kiriş Sistemi)	0.169426	

Yukarıdaki tabloda görüldüğü gibi kreyn üzerine normal çalışma yükleri haricinde ekstra yükler yüklendiğinde aynı ölçülere sahip yaklaşık aynı ağırlıktaki kirişlerin ömründeki azalma gösterilmiştir.

Buna göre kutu kirişler kafes kirişlere göre daha uzun ömürlüdür. Fakat statik yüklemeler ömürlerini aynı mertebede etkilemektedir. Kafes kiriş % 0.13'lük bir azalma göstermiştir. Kutu kiriş ise % 0.11'lik bir azalma göstermiştir. Yönetmelikler ve ülkelerin kendi kabullerine bir yapının güvenilirliğini test etmek için aşırı yükleme yaparak yapının güvenilirliğini test etme yoluna gitmişlerdir. Bu durumda doğal olarak yukarıda açıklandığı gibi yapılara aşırı zorlama ve ömürlerinde azalmalara neden olmaktadır. Bu durum yapının tasarımının yapılırken yükleme durumlarının belirlenmesinin ne kadar önemli olduğunu açıkça göstermektedir.

Kafes kiriş sistem ile kutu kiriş sistem arasında ömür haricinde imalat zorlukları da bulunmaktadır. Kafes kiriş sistemi imal etmek kutu kiriş sistemi imal etmekten daha zordur. Çünkü birçok elemanın birbirine göre merkezlenmesi ve bunların uygun şekilde kaynatılması gerekmektedir. Bu durum imalat süresini uzatan bir etmendir. Tasarımda imalat sürecini göz önünde bulundurmak önemlidir.

Sonuç olarak tasarım yapılırken statik ve normal koşullardaki yüklemeler dikkate alınarak tasarım yapılmalıdır. Fakat yapılara ekstra aşırı yükler yüklemek doğru değildir. Yapının güvenliği test edilmeye çalışılırken gereksiz şekilde aşırı yüklenerek yapı ömrü azaltılmaktadır. Tasarım esnasında ekstra hesap işlerinin artmasına ve yapı inşaa edilirken ekstra malzeme ve para kaybına sebep olacaktır. Bu durum işletmeciler tarafından pek de istenecek birşey değildir.

KAYNAKLAR

F.E.M-SECTION I, 3rd EDITION REVISED 1998.10.01 Heavy Lifting Appliances, *Federation Europeenne De La Manutention*, France and Germany.

Url-1 < <http://www.mkn.itu.edu.tr/~mkimrak/Notlar.htm>>, alındığı tarih 13.09.2009.

Url-2 < <http://www.transporttesisleri.com/0601/flash/anasayfa.html>>, alındığı tarih 13.09.2009.

Resmî Gazete Sayı: 26963, Tersane, Tekne İmal ve Çekek Yerlerine İşletme İzni Verilmesine İlişkin Usul ve Esaslar Hakkında Yönetmelik, 10 Ağustos 2008.

Moaveni, S., 1999. Finite Element Analysis Theory and Application with ANSYS, Minnesota State University, Mankato, USA.

TL-Kısım 1, 2007. Çelik gemileri klaslama kuralları, *Türk Loydu*, İstanbul.

EN 1993 -1-9:2002, 2002. Eurocode 3: Design of steel structures Part 1.9: Fatigue strength of steel structures.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad : Serdar METE

Doğum Yeri ve Tarihi : Ankara – 16.07.1981

Lisans Üniversitesi : İstanbul Teknik Üniversitesi

Yayın Listesi :

- **Mete, S., Ünsan, Y., 2008:** Gemi İnşaatı Sektöründe Kullanılan Kreyn Çeşitleri ve Kreyn Kullanımına Getirilen Yeni Kurallar. *Gemi İnşaatı ve Deniz Teknolojisi Teknik Kongresi Bildiriler Kitabı*, Kasım 24-25, 2008 İstanbul, Türkiye.