

171455

CIVATA BAĞLANTILARINDA VE SIZDIRMAZLIĞIN ÖNEMLİ
OLDUĞU SİSTEMLERDE ÖN GERİLMENİN DİNAMİK YÜKLEME
AÇISINDAN İNCELENMESİ

Ali Osman KURBAN



Erciyes Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü'ne
Makina Anabilim Dalında Yüksek Lisans
tezi olarak sunulmuştur.

Haziran - 1985

Erciyes Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğüne,

Bu çalışma, Jürimiz tarafından
anabilim dalında tezi olarak
kabul edilmiştir.

/ /1985

Başkan :

Üye :

Üye :

ONAY :

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim
üyelerine ait olduğunu onaylıyorum.

/ /1985

Enstitü Müdürü

Ö Z G E Ç M İ Ő

İlk öğretimini Kayseri ve orta okulu askeri okulda, lise tahsilinide Kayseri'de tamamladı. Akşam lisesinde okuduğu yıllarda Kayseri Anatamir fabrikasında çalışıp, daha sonra Ankara Akademisinden mezun olan Ali Osman KURBAN halen Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.

T E Ő E K K Ü R

Bu alışma sırasında, gerek konu seçiminde gerekse çalışmanın bütün safhalarında, bilgi ve yardımlarından sürekli faydalandığım ve bazı günler zamanının büyük çoğunluğunu ayıran hocam Yrd.Doç.Dr.Bedri TU'a teőekkürü bir borç bilirim.

Çalışmalarım sırasında ilgilerini esirgemeyen Makina Bölümü Öğretim Üyelerine ve Araştırma Görevlisi arkadaşlarıma ayrıca tezin yazımında yardımlarını esirgemeyen Suat SARIKAYA'ya da teőekkür etmek isterim.

Ali Osman KURBAN

Ö Z E T

Cıvata bağlantılarının emniyetini belirleyen en önemli faktörlerden birisi olan ön yükleme, bağlantı üzerine tesir eden ek senel kuvvet olarak bilinir. Bir cıvatanın ana görevi, cıvata bağlantılarındaki bağlanan parçalar arasında kuvvet iletmektir. Birçok durumlarda cıvatalı bağlantılar çalışma ömürlerinde, üzerlerine etkiyebilecek dış yüklerin büyüklüğü gereği kadar dikkate alınmadan dizayn edilirler. Daima dış yükler ön gerilmeyi değiştirdiğinden yükün değişme miktarını bilmek cıvata bağlantılarının dizaynında önemlidir. Cıvatanın akma sınırına yaklaşan ön yükleme dış veya işletme yükleri için çok küçük bir miktar bırakır. Diğer taraftan cıvata bağlantıları değişken yüklerin etkisinde olduklarından, çok küçük ön yükleme ve dinamik gerilmeler cıvatanın yorulmasına veya bağlanan parçaların ayrılmalarına neden olur.

Bir cıvata ve somunu sıkarken verilen bir ön yüklemeyi tesis etmek için genel metod, somuna bir moment uygulanması gerekir.

Bu çalışmada somun ile cıvata arasındaki sürtünme ve somun ile bağlantı parçaları arasındaki sürtünme kuvvetleri göz önüne alınarak, somundaki tork ile cıvataadaki ön gerilme arasında analitik bir bağıntı geliştirilmiştir. Aynı zamanda sıkıştırma kuvvetinin kontrolü ile ilgili birçok metotta verilmiştir.

Cıvata üstündeki toplam yük için bir ifade tesis ederken sistem, biri cıvatanın çekme durumunu ve diğeri cıvata bağıntısı ve somun arasındaki sıkışma durumunda, silindirik bölgeyi temsil eden paralel iki yay şeklinde düşünülmüştür.

Basıncılı kapların sızdırmazlığı için önemli olan elemanların özellikleri incelenmiş ve bazı sonuçlar çıkarılmıştır.

Ön yüklemeli cıvata bağlantısında iyi bir sızdırmazlık sağlamak için plakalar (flanşlar) üstünde büyük ön yüklemelere ihtiyaç vardır. Bununla beraber cıvatanın yorulma ömrünü arttırmak için değişken gerilmelerin genlikleri minimumda tutulmalıdır. Diğer taraftan verilen bir işletme yükü için ön gerilmelerin ve değişken gerilmelerin büyüklükleri, cıvatanın ve plakanın yaylanma rijitliğine bağlıdır.

Yukarıda bahsedilen nedenlerden dolayı yaylanma rijitliğinin ön yüklemeye etkileride incelenmiştir.

S U M M A R Y

The preload being one of the most important factors in determining the safety of the bolted joints is known as an axial force exerted on the connection. The main function of a bolt is to transmit the force between machine members that are fastened by it. In most cases, the bolted joints are designed without giving enough consideration to the size of the external loads that may be imposed upon them during their working life. Since external loads always change the preload, it is important to know the extend of the load changes for designing the bolted joints. Excessive preload leaves too little margin for the external or working loads. On the other hand a small preload causes the fatigue or seperation of the connected members when the bolted joint is subjected to cycling loadings.

A common method for establishing a given preload when tightening a bolt and nut is to specify the torque to be applied to the nut.

In this study the relationship between the torque on the nut and the tensile preload in the bolt is established by analytical methods, the measurement of thread friction force and the so-called "collar" friction forces between the nut and adjacent member several methods of controlling the tightening force (preload) are given.

In establishing an expression for the total load on the bolt, the assembly is considered as a pair of springs in parallel with the bolt in tension and compression in the annular volumes of the plates between the head and nut.

The properties of the elements which are important for the sealing of pressure vessels are investigated and a number of conclusions are drawn.

In order to obtain a better sealing in the pre-stressed bolt joints, it is desirable to have large preloads on the compression plates under the loading conditions. However, to increase the fatigue life of the bolt, the amplitudes of the cyclic stresses must be held at a minimum. On the other hand, the magnitudues of the prestresses and the cyclic stresses for a given working load depend on the spring constants of the bolt and the plates.

For the above mentioned reasons the effects of the spring constants on the preloads are also investigated.

KULLANILAN SEMBOLLER

A	Conta iç ölçülerinin sınırladığı alan
A_a, A_b	Elastik elemanın kesiti
A_c	Cıvatanın kesiti
A_p, A_2	Sıkılan parçaların elastik deformasyona katılan kesiti.
A_1	Cıvatanın elastik deformasyona katılan kesiti.
A'	Elastik enerjideki cıvata kesit alanı
A''	Cıvatanın şaft kısmının kesiti
A_{co}	Contanın kesiti
b	Sızdırmazlık elemanının genişliği
c	Cıvatalı bağlantı için sabit değer
D	Parçaların elastik deformasyonun etkisindeki çapı
d	Vida düş üstü (anma) çapı
d_i	Sızdırmazlık elemanı iç çapı
d_m	Somun oturma yüzeyinin ortalama çapı
d_r	Birim kalınlık
d_x	Birim genişlik
d_1	Vida dış dibi çapı
d_2	Ortalama vida çapı
E_a, E_b	Elastik elemanda elastiklik modülü
E_e	Elastik enerji
e_e	Elastik elemanda meydana gelen deformasyon
E_1	Cıvatanın elastiklik modülü
E_2	Sıkılan parçaların elastiklik modülü
e_1	Cıvata boyundaki uzama miktarı
e_2	Sıkılan parçaların kısalma miktarı
e_1'	Cıvatada meydana gelen toplam uzama miktarı
e_2'	Parçaların boyundaki toplam kısalma miktarı
E_{co}	Contanın elastiklik modülü
F_b	Parça ön gerilmesindeki azalma miktarı
F_h	Flanşları ayırmaya çalışan hidrostatik kuvvet
F_N	Normal kuvvet
F_r	Conta radyal kuvveti
F_s	Conta sürtünme kuvveti
F_u	Çevresel kuvvet
F_z	Cıvatayı zorlayan ek kuvvet
F_g	Dinamik yükün genliği

VIII

$F_{i\dot{s}}$	İşletme kuvveti
$F_{\dot{O}N}$	Ön gerilme kuvveti
F_{top}	Toplam civata kuvveti
$F'_{\dot{O}N}$	Parçada kalan ön gerilme kuvveti
k_c	Cıvatanın toplam yaylanma rijitliği
k_o	Malzemeye bağlı katsayı
k_p	Sıkılan parçaların yaylanma rijitliği
k_t	Parçaların toplam yaylanma rijitliği
k_{co}	Contanın yaylanma rijitliği
l_a	Elastik elemanın uzunluğu
l_p	Sıkılan parçaların toplam kalınlığı
l_1	Cıvatanın elastik deformasyona katılan uzunluğu
l_2	Sıkılan parçaların elastik deformasyona katılan uzunluğu
l''	Cıvata şaft kısmı uzunluğu
l_{co}	Contanın kalınlığı
M	Moment
m	Conta katsayısı (faktör)
M_s	Somun altı veya civata başı sürtünme momenti
M_T	Toplam moment
M_v	Cıvata ile somun dişleri arasındaki sürtünme momenti
$M_{s\ddot{o}}$	Cıvatalı bağlantıyı sökme momenti
N	Yük tekrarı
P	Cıvata ile somun arasındaki yüzey basıncı
P_i	Silindir iç basıncı
R_t	Yüzey pürüzlülüğü
r	Cıvata ve bağlanan parçaların rijitlik oranı
r_m	Somun oturma yüzeyinin ortalama yarıçapı
S	Emniyet katsayısı
T	Etkiyen yükün periyodu
t	Conta adımı
t_c	Sızdırmazlık elemanı kalınlığı
t_1	Vida dış yüksekliği
t'_c	Sızdırmazlık elemanının minimum kalınlığı
α	Vida helis açısı
β	Vida profil açısı
γ	Ön gerilme kuvvetinde sıkıştırma faktörü
Δl	Cıvatanın toplam uzaması
ϵ	Birim uzama

η	Vida verimi
θ	Somun veya civata döndürme açısı
ϵ	Ön gerilme orantı faktörü
μ	Civata veya somun dişleri arasındaki sürtünme katsayısı
μ_s	Somun veya civata ile parça arasındaki sürtünme katsayısı
ρ	Sürtünme açısı
σ	Vidadaki gerilme
σ_d	Dinamik zorlanmada minimum gerilme değeri
σ_g	Değişken gerilme genliği
σ_k	Conta üzerindeki kalıcı gerilim
σ_m	Ortalama gerilme
$\sigma_{\dot{u}}$	Dinamik zorlanmada maksimum gerilme
σ_v	Birleşik gerilme
σ_y	Contanın minimum yüzey gerilimi
σ'_g	Parçaları etkileyen dinamik kuvvet genliği
σ_{AK}	Akma gerilmesi
$\sigma_{\dot{O}N}$	Ön gerilme değeri
σ_{max}	Maksimum gerilme
σ_{min}	Sızdırmazlık elemanının minimum yüzey gerilmesi
τ	Kayma gerilmesi
W_o	Polar mukavemet momenti

İ Ç İ N D E K İ L E R

BÖLÜM - I

	<u>Sayfa</u>
1.1- CIVATA BAĞLANTILARI	1
1.2- VIDANIN ÖZELLİKLERİ VE TEMEL BOYUTLARI	3
1.3- VIDA PROFİLLERİ	4
1.3.1- Whitworth Vidalar	5
1.3.2- Metrik Vidalar	6
1.4- CIVATA VE SOMUN BAĞLANTILARI	7
1.5- CIVATA BAĞLANTILARINDA KUVVET VE MOMENT	9
1.5.1- Civata ve Somun Dişleri Arasındaki Sürtünme Momenti	10
1.5.2- Somun veya Civata Başı İle Bağlanan Parçalar Arasındaki Sürtünme Momenti	12
1.5.3- Civata ve Somun Bağlantısına Uygulanan Toplam Moment	15
1.6- CIVATA VE SOMUN BAĞLANTISINA UYGULANAN MOMENTE ETKİ EDEN FAKTÖRLER	17
1.6.1- Civata Çapının Sıkma Momentine Etkisi	18
1.6.2- Vida Helis Açısının Sıkma Momentine Etkisi	20
1.6.3- Profil Tepe Açısının Sıkma Momentine Etkisi	21
1.6.4- Vida Yüzeylerindeki Sürtünmenin Sıkma Momentine Etkisi	22
1.6.5- Somun Altı Sürtünmesinin Sıkma Momentine Etkisi	24
1.7- OTOBLOKAJ (KİLİTLEME)	25
1.8- VERİM (RANDIMAN)	27
1.9- CIVATA VE SOMUN BAĞLANTILARININ EMNİYETİ	29

BÖLÜM - II

2.1- DİNAMİK EKSENEL YÜK VE ÖN GERİLME	32
2.1.1- Dinamik Eksenel Yük	32
2.1.2- Ön Gerilme	37
2.2- BASINÇLI KAPLARDA SIZDIRMAZLIK VE ÖN GERİLME	38
2.2.1- Basıncılı Kaplarda Sızdırmazlık	38
2.2.2- Sızdırmazlık Temini ve Ön Gerilme	41
2.3- ÖN GERİLME VE SOMUN VEYA CIVATAYA UYGULANACAK SIKMA MOMENTİ	43
2.4- ÖN GERİLME TEORİSİ	47

2.4.1-	Ön Gerilme Üçgeni	50
2.4.2-	Civata ve Sıkılan Parçaların Yaylanma Rijitlik- lerinin Hesabı	57
2.5-	ÖN GERİLME İLE BAĞLANAN CIVATALARIN HESABI	61
2.6-	ÖN GERİLME İÇİN KONTROL METODLARI	63

BÖLÜM - III

3.1-	SIZDIRMAZLIK VE ÖNEMİ	66
3.1.1-	Contalar	67
3.1.2-	O - Halkaları	69
3.2-	CONTALARIN TASARIMI	70
3.2.1-	Sızdırmazlığın Sürekliliği İçin Dikkate Alınması Gerekten Faktörler	74
3.2.2-	Sızdırmazlık Elemanlarının Boyutları	76
3.3-	DEĞİŞİK MALZEMELERDEN YAPILMIŞ SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI VE ÖZELLİKLERİ	77
3.3.1-	Kağıt Sızdırmazlık Elemanları	78
3.3.2-	Mantar Sızdırmazlık Elemanları	78
3.3.3-	Sıkıştırılmış Amyant Lifli Sızdırmazlık Elemanları	79
3.3.4-	Dokuna Amyant Sızdırmazlık Elemanları	80
3.3.5-	Klingereks Sızdırmazlık Elemanları	80
3.3.6-	Plastik Sızdırmazlık Elemanları	80
3.3.7-	Grafit Levha Sızdırmazlık Elemanları	81
3.3.8-	Sıkıştırılmış Sentetik Elyaf Sızdırmazlık Elemanları	81
3.3.9-	Yarı Metalik Sızdırmazlık Elemanları	81
3.3.10-	Metal Zırhlı Sızdırmazlık Elemanları	82
3.3.11-	Spiral Sargılı Sızdırmazlık Elemanları	82
3.3.12-	Katı Metal Sızdırmazlık Elemanları	83
3.4-	CIVATA BAĞLANTILARINDA KULLANILAN PULLAR	83

BÖLÜM - IV

4.1-	CIVATA BAĞLANTILARI VE ÖN GERİLME	86
4.2-	İŞLETME KUVVETİNİN ÖN GERİLMEDEKİ ETKİLERİ	88
4.2.1-	Ön Gerilmeli Bağlantıda İşletme Kuvveti Sıfır	88
4.2.2-	Ön Gerilmeli Bağlantı ve Küçük İşletme Kuvveti	89

4.2.3-	Ön Gerilmeli Bağlantı ve Büyük İşletme Kuvveti	90
4.3-	YAYLANMA RİJİTLİKLERİNİN ÖN GERİLMEDEKİ ETKİLERİ	91
4.3.1-	Ön Gerilme Kuvvetinin İşletme Kuvvetine Göre Tesbiti	95
4.3.2-	Ön Gerilme Kuvvetinin, Kalan Ön Gerilme Kuvvetine Göre Tesbiti	103
4.4-	ÖN GERİLME VE ELASTİK CIVATA	106
4.5-	ÖN GERİLMELİ CIVATA BAĞLANTISINDA ELASTİK ELEMAN KULLANILARAK RİJİTLİĞİN DEĞİŞTİRİLMESİ	109
4.6-	ÖN GERİLMELİ BAĞLANTILARDA ÖN GERİLMEYE ETKİ EDEN DİĞER FAKTÖRLER	112
4.6.1-	Cıvatanın Elastik Sınırlaması	112
4.6.2-	Gömülme Kayıpları	113
4.6.3-	Bağlanan Parçaların Elastik Sınırlaması	114
4.6.4-	Cıvata ve Bağlanan Parçaların Elastik Sınırlaması	115
4.6.5-	Ön Gerilmeli Bağlantıda Sıcaklığın Etkisi	115
4.7-	İŞLETME KUVVETİNİN UYGULAMA NOKTASININ ÖN GERİLMEDEKİ ETKİSİ	117
4.7.1-	Kuvvetin Bağlanan Parçaların Dışından Etkimesi	117
4.7.2-	Kuvvetin Bağlanan Parçaların Yarısından Etkimesi	118
4.7.3-	Kuvvetin Bağlanan Parçaların İç Yüzünden Etkimesi	119
BÖLÜM - V		
SONUÇ		120

B Ö L Ü M - I

1.1- CIVATA BAĞLANTILARI

Genellikle pekçok makina parçası sökülüp tekrar bağlanmaya imkan verecek şekilde dizayn edilir. Bu makina parçalarının veya bağlantıda kullanılan bağlama elemanlarının, sökme ve bağlama durumunda hasara uğramaması gerekir. Bu nedenle istenilen şartları sağlayan değişik şekil ve özelliklere sahip çok sayıda bağlama elemanı geliştirilmiştir. Bu elemanlara çözülebilir bağlama elemanı denir. Çözülebilir bağlama elemanlarının bazıları kullanım için özel aletleri gerektirir. Bir kısmı ise, özel kilitleme tertibatlarına sahiptir. Ayrıca sadece sürtünme etkisiyle bağlama görevi yapan elemanlarda vardır. Bütün bu elemanların ortak yanları; sadece bağlama elemanı olarak, bazı durumlarda hareket sınırlamaları için kullanılmalarıdır. Bağlanan parçalarda veya kendilerinde hasar meydana gelmeden istenildiği kadar sökülme ve bağlama kolaylıklarının olmasıdır [1].

Çözülebilir bağlama elemanlarından biri ve makina inşaatında en çok kullanılanı, esas itibariyle silindir bir parça ve silindir üzerine çekilmiş bir vida olmak üzere iki ana elemandan oluşan civatadır. Civatalarda bağlamanın esasını vida oluşturur. Bu nedenle makina parçalarının büyük kısmında vidalı bağlantı görmek mümkündür. Günümüz makina parçalarının % 60 kadarlık kısmında vida vardır [2] .

Verilen oran içinde makina parçaları üzerindeki vidalı ki-

sımlarla birlikte cıvatalar ve somunlarda dahildir.

Cıvata bağlantılarından istenilen sonucu almak için, bağlantının kendi kendine gevşemesini önlemek ve cıvataya verilen ilk sıkma kuvvetini uygun şekilde kontrol etmek gerekir.

Cıvata bağlantıları makina inşaatında aşağıda belirtilen hususlar nedeniyle çok yaygın olarak kullanılırlar :

- Vida dişlerinin kama etkisi ve sıkma anahtarı kullanarak sağlanan büyük döndürme momenti sonucu oluşturulan büyük eksenel kuvvetler,
- Cıvata-somun bağlantısının kendi kendine kilitlenmesi nedeniyle vidalı sıklmaların istenilen pozisyonda yapılabilmesi,
- Cıvata ve somunların uygun şekil ve boyutlarda olması,
- Yüksek hassasiyette ve kolay imal edilebilmeleridir.

Cıvatalar bağlama elemanı olarak kullanılmalarının yanı sıra, somunun sabit tutularak cıvatanın döndürülmesi veya cıvatanın eksenel hareketi önlenerek döndürülmesi suretiyle cıvatanın veya somunun eksenel doğrultuda hareket etmesi sağlanır. Bu gaye için kullanılan cıvatalar, hareket cıvataları adını alır. Bu cıvataların hareketi sırasında duruma göre kuvvetler cıvata dan somuna veya somundan cıvataya iletilmektedir. Farklı görevleri yerine getirmek için, kullanılacak vida profilleride farklı özellikte olur.

Cıvatalar makinaların montajında, dişli kutularında, yatakların ve makinaların temele tesbitinde boru flanşlarının ve sızdırmazlığın çok önemli olduğu silindir kapaklarının bağlantısında, çelik konstrüksiyonlarda ve benzeri bir çok yerlerde bağlama elemanı olarak kullanılırlar. Cıvataların kullanıldığı başlıca yerleri aşağıda belirtildiği şekilde özetlemek mümkündür.

- Ön gerilme meydana getirmek için, gerilme cıvatası,
- Deliklerin kapatılması için, kapama cıvatası,
- Boşluk ve aşınmanın ayarı için ayar cıvatası,
- Mikrometre gibi ölçü aletlerinde çok küçük uzunlukların ölçülmesi için ölçü cıvatası,
- Vidalı pres, mengene ve kriko gibi mekanizmalarda küçük

çevre kuvvetleri vasıtasıyla büyük aksenel kuvvetler elde etmek için kuvvet dönüştürücü ve
 - Farklı eğimdeki kaba vida ile en küçük uzunluktaki sıkıştırma yolunun elde edilmesi için sıkıştırma civatası olarak kullanılır.

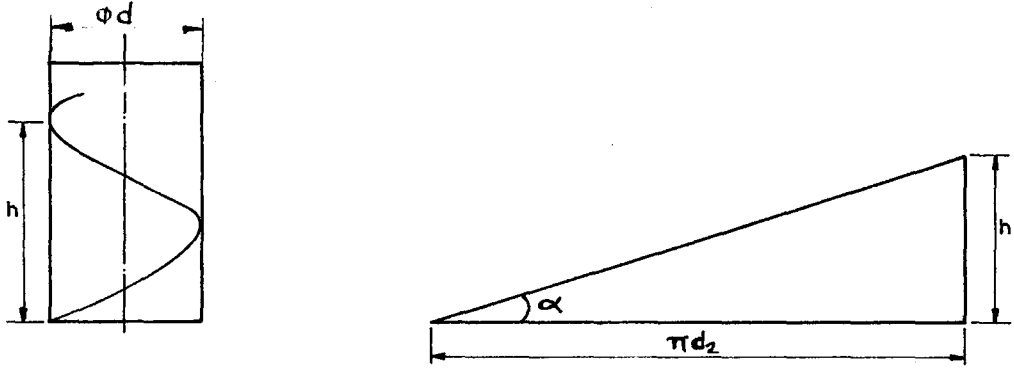
Bu çalışmada esas olarak civata bağlantıları ile basınçlı kaplarda sızdırmazlığın temini; civata, pul veya rondela, sızdırmazlık elemanı ve flanş ölçüleri gibi bağlantıda etkinliği olan elemanlar açısından optimum dizaynın belirlenmesi araştırılacaktır. Bu nedenle bağlama elemanları olarak kullanılan civataların özellikleri, en çok kullanılan vida profilleri, bağlantıda kuvvet ve ön gerilme durumlarının incelenmesinde yarar vardır.

1.2- VIDANIN ÖZELLİKLERİ VE TEMEL BOYUTLAR

Civata bağlantılarında; dolu bir silindir üzerine bir profilin helisel bir hareketle sarılmasından meydana gelmiş olan civata ile içi boş bir silindirin iç çevre yüzeyine, aynı profilin aynı helisel hareketle sarılmasından meydana gelmiş olan somun olmak üzere iki eleman söz konusudur. Bu iki parça eş çalışacağı için her ikisinde de açılmış olan girinti ve çıkıntıların, yani kısaca vida dişlerinin aynı şekil ve büyüklükte yapılması, aksenel yöndeki ilerlemenin de dönme ile orantılı olması gerekir. Bu ise yukarıda belirtildiği gibi vida profili adı verilen diş şeklinin bir silindir üzerine, bir helis eğrisi boyunca sarılması ile sağlanabilir. Vida profilini meydana getiren çıkıntılar silindir üzerine sarılma yönüne göre sağ helis veya sol helis olabilir. Civata elemanı somuna tesbit edilirken saat ibresinin dönme yönünde döndürülüyorsa sağ helis, tersine döndürülüyorsa sol helis denir.

Civataların sağ veya sol helis olmaları bağlama elemanı olarak kullanılmalarında aranan fonksiyonu etkilemez. Özel bir nedenle sol helise ihtiyaç olmadığı takdirde daima sağ helis olan civatalar kullanılır [3] .

Silindir üzerine bir helis eğrisi boyunca sarılmış olan vida profilinin açınımlı çizilecek olursa Şekil-1.1'de görülen



Şekil-1.1 : Helis eğrisi ve helisin açınımlı.

dik üçgen elde edilir. Dik üçgenin h yüksekliğine helis adımı (vida hatvesi) denir. Üçgenin tabanı, silindirin çevre uzunluğu πd_2 ye eşit olup α helis açısı veya eğimi

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{\pi d_2} \quad (1.1)$$

ifadesi ile bulunur. Helisel eğrilerde olduğu gibi vidayı adım, silindir çapı ve helis açısı olmak üzere üç ana faktör karakterize eder. Vida profilinin her noktası eğim açısı aynı olan helislerle çizilmektedir.

1.3- VIDA PROFİLLERİ

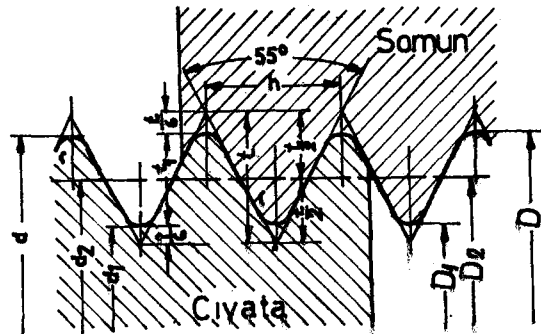
Cıvata bağlantıları çok değişik yerlerde kullanıldığı için, maksada uygun çeşitli vida profilleri geliştirilmiştir. Bununla beraber, seçilen profilin şekline ve büyüklüğüne, helisin adımına ve profilin sarıldığı silindir çapına bağlı olarak değişik ölçülerde sonsuz sayıda vida elde edilebilir. Bunun sonucu olarak farklı ölçülerde yapılan vidalar birbirlerine uymaz ve aralarında değiştirilebilme özelliği sağlanamaz. Bu sebepten vidalar uluslararası düzeyde standartlaştırılan ilk makina elemanlarıdır [4]. Makina parçalarının birbirlerine bağlanmasında kullanılan vidaların tamamında vida profili üçgendir. Bu vidalar Whitworth ve Metrik olmak

üzere iki standart grubuna ayrılmış olup, yapısı ve özellikleri daha detaylı incelenecektir. Standart vidalarda kullanılan bazı ana büyüklük ve ifadeler ortak olup, bunlar aşağıda verilmiştir.

- Diş başı çapı (d) : Vidanın en büyük çapı olup, dişlerin üstünden ölçülen uzunluktur.
- Diş dibi çapı (d_1) : Vidanın en küçük çapı olup, dişlerin dibinden ölçülen uzunluktur.
- Ortalama çap (d_2) : Diş başı çapı ile, diş dibi çapının ortalamasıdır ve $d_2 = \frac{d + d_1}{2}$ ifadesi ile belirlenir.
- Adım (h) : Silindir ekseninden geçen düzlemin meydana getirdiği aynı diş profilinde, birbirini izleyen en yakın iki diş yanı arasında bulunan ve silindir eksenine paralel olarak ölçülen uzaklıktır.
- Diş yüksekliği (t_1) : Diş profilinin diş dibi ile, diş üstü arasındaki, silindir eksenine dik doğrultuda ölçülen uzaklıktır.

1.3.1- Whitworth Vidalar

İlk defa 1841 yıllarında İngiltere'de Whitworth, üçgen vida profilleri arasında, belirli bir profili esas alarak, vida çapları ve 1 inch uzunluğa isabet eden diş sayısını tesbit etmiş ve kendi adı ile anılan vidayı standart hale getirmiştir. Şekil-1.2'de gösterilen Whitworth vida profili tepe açısı 55° olan ikizkenar bir üçgendir.

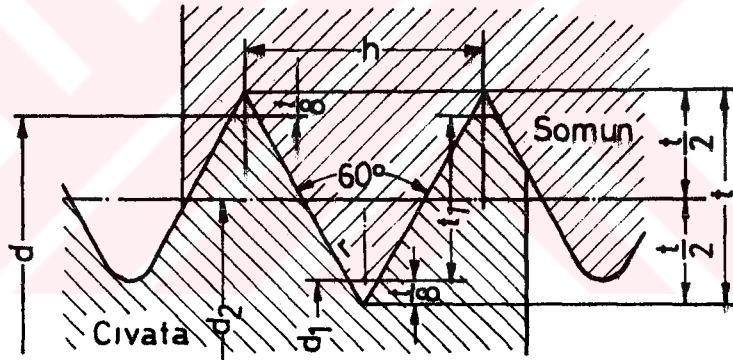


Şekil-1.2 : Whitworth vida profili

Dişlerin baş ve dipleri üçgen yüksekliğinin $1/6$ 'sına eşit uzunlukta kırılarak yuvarlatılmıştır. Vida çapları ve adım inch ölçü sistemine göre ölçülendirilmiştir. Adım ayrıca vida eksenine doğrultusunda inch'teki diş sayısına göre de belirtilir. Whitworth vidalar Tablo Ek-1 ve 2'de verildiği gibi normal ve küçük adımlı imal edilirler, buna göre bu vidalar normal ve ince vida adını alır.

1.3.2- Metrik Vidalar

Metrik vida profili eşkenar bir üçgen olup, tepe açısı 60° dir. Şekil-1.3'de gösterildiği gibi, dişlerin uçları, üçgen yüksekliğinin $1/8$ 'ine eşit uzunlukta kırılmıştır.



Şekil-1.3 : Metrik vida profili

Cıvataya açılan dişlerin dipleri çentik etkisini azaltmak ve imalatı kolaylaştırmak için, yuvarlatılmıştır. Vida çapları, adım ve diğer ölçüler metrik ölçü sistemine göre ölçülendirilmiştir. Metrik vidalar aynı vida çapında başlıca 4 adım kademesinde imal edilirler. Birinci kademe normal vidalardır, diğer kademeler daha küçük adımlı olup ince metrik vida adını alır. Bu vidalara ait ölçüler Tablo Ek-3 ve 4'de verilmiştir. Metrik vida profili zamanla geliştirilmiş olup somun dibi yuvarlatmaları daha büyük, vida temas yüze-

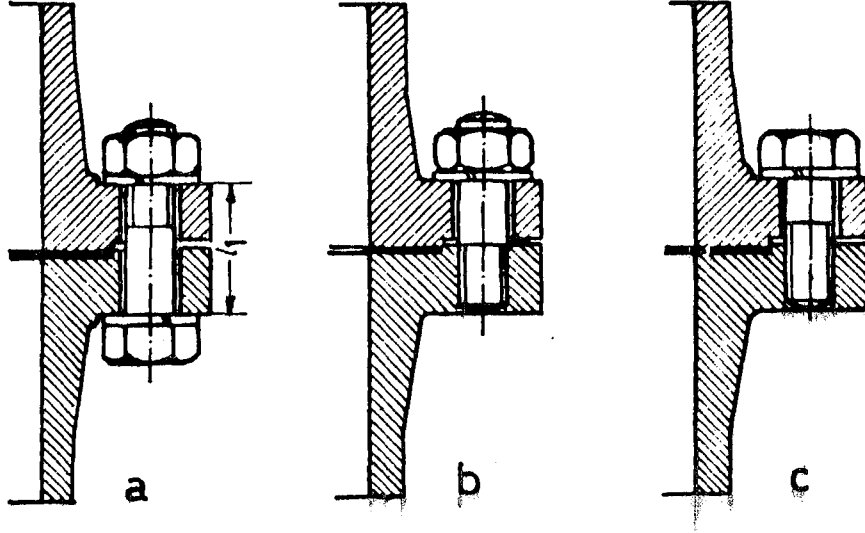
yi daha azdır ve Metrik ISO vida adı ile bilinir.

1.4- CIVATA VE SOMUN BAĞLANTILARI

Bir vida bağlantısı civata ve somun olmak üzere iki elemandan oluşur. Bir çok bağlantılarda bağlanan parçalardan biri üzerine vida açılmak suretiyle civata veya somun elemanlarından birinin yerine kullanılır. Bazı durumlarda ise bağlanan parçaların her ikisinde bağlama elemanı gibi görev yapabilir.

Bağlama tipinin seçimi, bağlantının yapılacağı bölge veya yer oldukça önemlidir. Bağlantı yerleri öyle seçilmelidir ki bağlama elemanları sadece çekmeye zorlansın. Zorunlu hallerde ise kesmeye de zorlansın fakat eğilmeye zorlanması minimum olsun. Bağlantı yerinin yanlış seçilmesi, sıkma kuvvetlerinin hatalı olması ve bağlantıya etkiyen dış kuvvetler genellikle bağlantının işe yaramaz duruma gelmesinin başlıca nedenleridir. Bağlama elemanlarında eğilme gerilmesini minimuma indirmek için civata başı ve somun oturma yüzeyleri düzgün olmalı, silindirik veya özel oturma pulları kullanılmalı veya değişik tedbirler alınmalıdır.

Civatalar bağlama elemanı olarak somunlu, somunsuz ve saplama olmak üzere, üç ayrı şekilde yaygın olarak kullanılır. Bu bağlantılara ait örnekler Şekil-1.4'de verilmiştir.



Şekil-1.4 : Flanş bağlantıları

Somunlu civatalar Şekil-1.4 a'da görüldüğü gibi, boydan boya delinmiş flanşların veya bazı makina parçalarının bağlantısında kullanılır. Flanşlar üzerinde açılan deliklerin çapları normal ve ince vida seçilecek (Bak Tablo Ek-1 den 4'e kadar) civataların çaplarına uygun olmalıdır. Kullanılan civataların başları ve somunlar genellikle altı köşelidir. Somunlu civatalar sadece çekmeye zorlanır ve sökölüp takılmaları kolaydır.

Somunsuz başlı civata bağlantılarında, civata bağlantısı yapılacak flanş üzerine açılan vidalı deliğe Şekil-1.4 c'deki gibi vidalanır. Çok sık sökölmesi gereken parçaların bu şekilde bağlanması uygun değildir. Bağlantının çok sık sökölüp takılması sonucu civatanın takıldığı vidalı kısım aşınarak boşluk meydana gelir. Bu durumda bağlanan parçanın komple değiştirilmesi veya yuva büyütülerek içerisine bilezik geçirilmesi gerekir.

Bağlanacak olan iki parçanın boydan boya delinmesinin mümkün olmaması halinde saplama kullanılır. Şekil-1.4 b

saplamanın her iki ucuda vidalıdır. Uçlardan biri bağlanacak elemanlardan biri üzerine açılan vidalı deliğe tesbit edilir, diğer ucuna somun takılmak suretiyle istenen bağlantı yapılır. Saplamaların kendileri pahalıdır fakat boyutların büyümesini önlemesi bakımından, flanşlı bağlantılarda çok kullanılır.

Şekil-1.4'de verilen flanşlı bağlantılarda sızdırmazlığın söz konusu olması halinde iki parça arasına sızdırmazlık elemanı konmalıdır. Bağlantılarda civatalar, aksenal olarak çekmeye zorlandığına göre, hesap metodu ileriki bölümlerde verilecek olan ön gerilme kuvveti bağlantıda sağlanarak, sızdırmazlık temin edilmelidir.

1.5- CIVATA BAĞLANTILARINDA KUVVET VE MOMENT

Civata ile makina parçalarının veya Şekil-1.4 - 2.8 da verilen flenşli bağlantıların istenilen şartları sağlayacak şekilde yapılabilmesi için civatayı aksenal doğrultuda çekmeye zorlayan bir ön gerilme kuvveti F_{ON} meydana getirmek gerekir. Bu ön gerilme kuvveti dinamik yükleme ve sızdırmazlığın söz konusu olduğu bağlantılarda büyük değerler alır ve çok daha önemli olur. Civata bağlantılarında, istenen ön gerilme kuvvetini sağlamak için çok değişik metodlar uygulanmakla birlikte en yaygın ve pratik yol olarak somun veya civata bir moment anahtarı yardımıyla sıkılır.

Civata bağlantısında istenilen ön gerilme kuvvetinin sağlanabilmesi için civata üzerinde meydana gelen kuvvetler ile civata başına veya somuna moment anahtarı yardımıyla uygulanan döndürme momenti arasında bir bağıntının bulunması gerekir. Bağlantıda kullanılan civata üzerinde istenen ön gerilme kuvvetini elde etmek için gerekli sıkma momenti M_T , iki direnç momentin toplamına eşittir ve

$$M_T = M_V + M_S$$

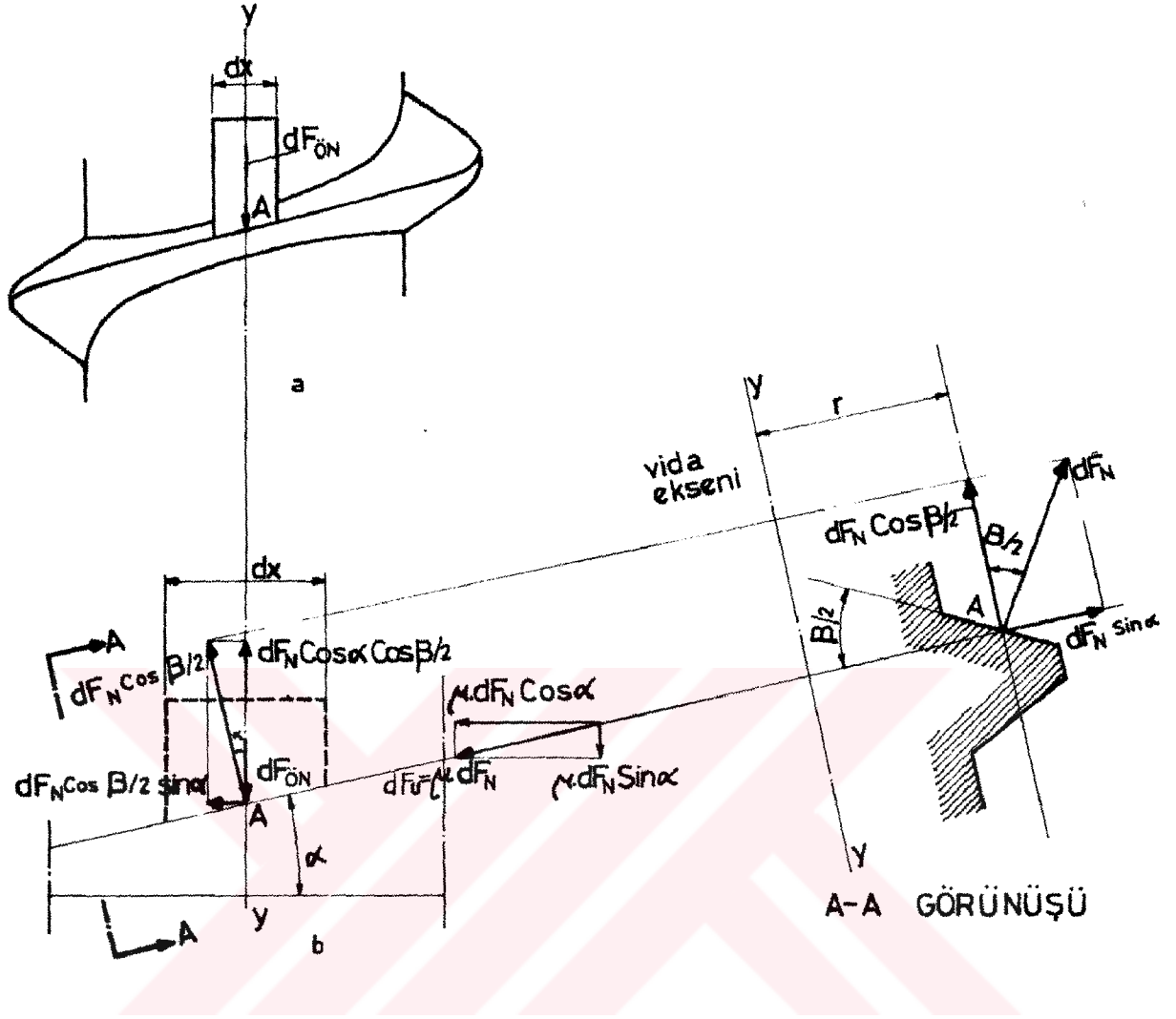
şeklinde ifade edilir. Burada

- M_v : Cıvata ve somun dişleri arasındaki sürtünme momenti.
- M_s : Somun altı sürtünmesi denilen; somun veya cıvata başı ile bağlanacak parçalar arasındaki sürtünme momenti.

1.5.1- Cıvata ve Somun Dişleri Arasındaki Sürtünme Momenti

Bu çalışmada esas olarak sızdırmazlık temin eden ön gerilmeli cıvata bağlantıları incelendiğinden sadece bağlama cıvataları için moment ifadesi elde edilecektir. O halde bağlama cıvatalarında vida dişlerini meydana getiren yüzeyler Bölüm - 1.3'de belirtildiği üzere cıvata eksenine dik olmadığı için bu durumda dikkate alınması gerekir.

Şekil-1.4'de verilen flenşli bağlantılarda somun veya cıvata başına uygulanan sıkma momenti vida dişleri üzerinden cıvataya veya Şekil-1.4 deki bağlantı için flanşa iletilmek suretiyle cıvata üzerinde ön gerilme kuvveti F_{ON} sağlanır. Hesaplarda somun üzerinden vida profilinin eğik düzlemi üzerine gelen kuvvetin uniform dağıldığı kabul edilir. Buna göre somundan kesildiği kabul edilen dx genişliğinde bir parça yüzeyi üzerinde yapılacak incelemelerin sonucu bütün somuna uygulanabilir. Şekil-1.5'de somuna uygulanan döndürme momenti ile vida üzerinde sağlanan ön gerilme kuvveti arasındaki bağıntıyı verecek kuvvetler sistemi gösterilmiştir. Şekil-1.5 a tepe açısı β olan bir üçgen profilli (Metrik veya Whitworth) vida ile somun bağlantısında dikkate alınan somun parçası dx , Şekil-1.5 b ise, aynı somun parçası ile vida dişleri arasında meydana gelen kuvvetlerin durumunu göstermektedir. Burada dF_N somuna uygulanan moment nedeniyle dx genişliğindeki somun yüzeyine karşı vida eğik düzleminin tepkisi olup vida profiline diktir. dF_u ise, dF_N normal kuvvetlerinden dolayı yüzeyler arasında meydana gelen sürtünme kuvvetidir. Bu kuvvetlerin cıvatanın ortalama çapı d_2 üzerinde etkidiği kabul edilir. Somun veya cıvata başına uygulanan momentin, sürtünme kuvvetlerini yenecek büyüklükte olması gerekir.



Şekil-1.5 : a) Üçgen profilli vida somununda dx parçası.

b) Aynı parçanın büyük ölçekli görünüşü üzerindeki kuvvetler.

Cıvata-somun bağlantısı yapıldığında denge söz konusu olduğuna göre Şekil-1.5 b'de verilen kuvvetler sistemine denge şartları uygulanabilir. Toplam momentin sıfır ($\sum M = 0$) olması şartından,

$$M_v = \frac{d_2}{2} \left[\mu \sum dF_N \cos \alpha + \sum dF_N \cos(\beta/2) \sin \alpha \right] \quad (1.2)$$

ve düşey kuvvetlerin toplamının sıfır ($\sum Y = 0$) olması şartından,

$$F_{\text{ÖN}} = \sum dF_N \cos \beta/2 \cos \alpha - \mu \sum dF_N \sin \alpha \quad (1.3)$$

ifadeleri elde edilir. Burada μ cıvata ile somun dişleri arasındaki sürtünme katsayısıdır. 1.2 ve 1.3 eşitlikleri taraf tarafa bölünür ve dF_N yok edilerek elde edilen ifade döndürme momenti M_v ye göre düzenlenirse

$$M_v = F_{\text{ÖN}} \frac{d_2}{2} \left[\frac{\cos \beta/2 \sin \alpha + \mu \cos \alpha}{\cos \beta/2 \cos \alpha - \mu \sin \alpha} \right] \quad (1.4)$$

ifadesi elde edilir. Bu ifadede her terim $\cos \alpha$ ile bölünürse

$$M_v = F_{\text{ÖN}} \frac{d_2}{2} \left[\frac{\cos \beta/2 \operatorname{tg} \alpha + \mu}{\cos \beta/2 - \mu \operatorname{tg} \alpha} \right] \quad (1.5)$$

cıvata ve somun dişleri arasında ön gerilme kuvveti $F_{\text{ÖN}}$ nedeniyle meydana gelen sürtünme momentini veren denklem elde edilir.

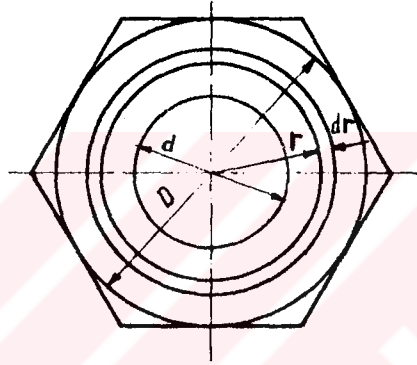
1.5.2- Somun Veya Cıvata Başı İle Bağlanan Parçalar Arasındaki Sürtünme Momenti

Somun veya cıvata başının bağlanan parçalar ile temas eden yüzeyi bir daire halkası olarak alınır. Bu alanın dış çapı somunun veya cıvata başının parçalar ile temasta olan düz yüzeyinin D çapına, alanın iç çapı ise cıvata dış üstü çapı veya cıvatanın takılacağı deliğin çapı d 'ye eşit alınır.

Şekil-1.6, uygulanan döndürme momenti sonucu ön gerilme kuvveti $F_{ÖN}$ sağlandığı zaman somun veya civata başı oturma yüzeyi ile parçalar arasında düzgün dağılımlı olduğu kabul edilen baskı kuvvetleri yani yüzey basıncı meydana gelir. Temas eden yüzeylerdeki bu basıncın değeri

$$p = \frac{4 F_{ÖN}}{\pi (D^2 - d^2)} \quad (1.6)$$

dir. Bu yüzey basıncından dolayı yüzeyler arasında meydana gelen sürtünme momentini bulmak için Şekil-1.6'da gösterildiği gibi vida ekseninden r uzaklıkta, dr kalınlığında



Şekil-1.6 : Elemanter daire halkası

elemanter daire halkası alınır ve bu elemanter alana etkileyen ön gerilme kuvveti,

$$d F_{ÖN} = (2 \pi r \cdot dr) P \quad (1.7)$$

ise Bu kuvvetten dolayı meydana gelen sürtünme momenti
ise

$$d M_s = (d F_{ÖN}) (M_s r) \quad (1.8)$$

olur. Burada M_s somun veya civata başı ile parçalar arasındaki sürtünme katsayısıdır. 1.8 numaralı ifadede $d F_{ÖN}$ kuvvetinin değeri konur ve ifadenin iki tarafının $R = D/2$,

$r \approx d/2$ sınırları arasında integrali alınırsa toplam somun altı sürtünme momenti

$$M_s = \frac{1}{12} \pi P M (D^3 - d^3) \quad (1.9)$$

olarak bulunur. Bu ifadede yüzey basıncı P yerine 1.6 numaralı denklemde verilen değeri konacak olursa sürtünme momenti ifadesi

$$M_s = \frac{1}{3} F_{ÖN} M \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \quad (1.10)$$

şeklini alır.

Somun altı sürtünme momenti ile ilgili hesaplarda; somun veya civata başı ile parçalar arasında meydana gelen kuvvetin somun oturma yüzeyinin ortalama çapı d_m üzerinde etkidiği kabul edilir ve

$$r_m = \frac{d_m}{2} = \frac{D + d}{4} \quad (1.11)$$

alınır. Buna göre sürtünme momentini veren 1.10 numaralı ifade

$$M_s = F_{ÖN} M_s \frac{d_m}{2} = F_{ÖN} M_s r_m \quad (1.12)$$

şeklinde yazılır.

1.5.3- Cıvata ve Somun Bağlantısına Uygulanan Toplam Moment

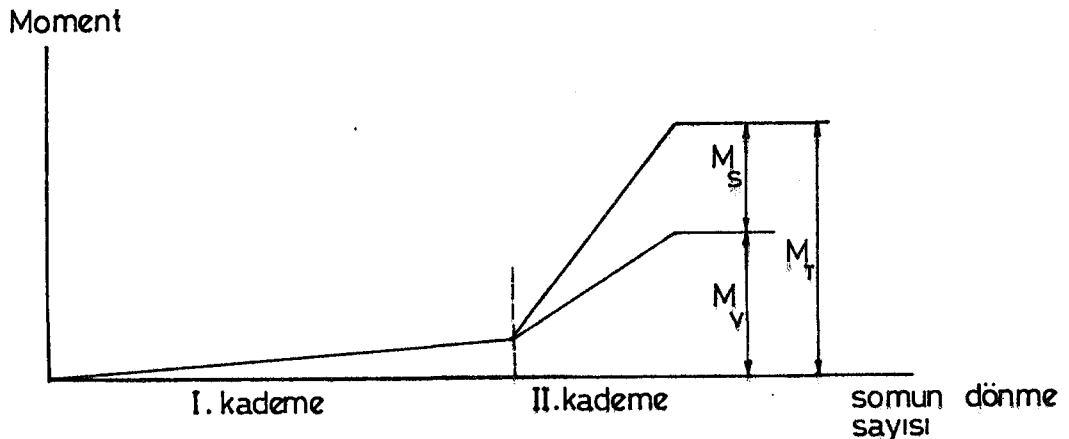
Cıvata ve somun bağlantısının sıkma ve sökülmesi sonucu somundaki deformasyon, aşınma ve sıkma durumları dikkate alındığı zaman, cıvata ekseninden uzaklaştıkça yüzey basıncında azalma olur. Bundan dolayı somun altı sürtünme momentinin cıvata ve somun dişleri arasındaki sürtünme momentinden daha hassas bir şekilde dikkate alınması gerekir.

Somun veya cıvata başı ile parçalar arasında meydana gelen sürtünme momenti, toplam somun veya cıvata sıkma momentinin % 50 si kadardır [2] .

Cıvata ile bir bağlantının yapılmasında uygulanan sıkma momenti açısından iki ayrı durum söz konusudur.

- 1- Somun veya cıvata başının bağlanacak parçaların yüzeyine temas etmeden önceki durum.
- 2- Somun veya cıvata başının bağlanacak parçaların yüzeyine temas ettikten sonraki durum.

Şekil-1.7'de birinci kademe olarak gösterilen bölgede somun veya cıvataya uygulanan sıkma momentinin değeri çok küçüktür. Cıvata üzerinde bir ön gerilme kuvveti olmadığından bu bölgede sadece cıvata ile somun dişleri arasındaki sürtünme kuvvetleri yenilmektedir ve bu kuvvetlerin değeri çok küçüktür. Şekil-1.7'de ikinci kademe olarak gösterilen bölgede



Şekil-1.7 : Momentlerin gösterilişi.

ise somun veya civatayı sıkmak için gereken momentin değeri ani olarak artar. Bu bölgede civata üzerinde bir ön gerilme kuvveti vardır ve somun veya civata başı ile parçalar arasında yüzey basıncı meydana gelir. Bu nedenle somun veya civataya uygulanan momentin, somun veya civata dişlerindeki sürtünme momenti ve somun altı sürtünme momentinin toplamından ($M_T = M_V + M_S$) büyük olması gerekir. O halde civataya verilen ön gerilme kuvveti açısından Şekil-1.7'de verilen ikinci kademe önemlidir. İkinci kademede ise M_V ve M_S momentlerinin toplamını dikkate almak gerektiğine göre 1.5 ve 1.12 numaralı denklemleri ayrı ayrı kullanmak yerine bunların toplamı olan

$$M_T = F_{\text{ÖN}} \left[\frac{d_2}{2} \frac{\cos \beta/2 \operatorname{tg} \alpha + \mu}{\cos \beta/2 - \mu \operatorname{tg} \alpha} + M_s r_m \right] \quad (1.13)$$

denklemini kullanmak daha uygundur. Bu denklemde köşeli parantez içindeki değerler belirli bir civata ve somun bağlantısı için sabit olup bağlantıda sağlanan ön gerilme kuvveti, uygulanan sıkma momenti ile orantılı olarak değişir.

Herhangi bir bağlantıda ön gerilme kuvveti $F_{\text{ÖN}}$ 'de sıkılmış olan civatanın, sökülme istenmesi halinde gerekli toplam sökme momentini veren ifadeyi bulmak için 1.13 numaralı denklemin elde edilmesinde benzer bir yol izlenir. Bu durumda Şekil-1.5'de verilen sürtünme kuvvetleri yön değiştirir. Civata veya somunu sökme durumunda somun altı sürtünme momenti daima pozitif alınır. Bunun nedeni somun altı sürtünme momentinin civata veya somunu sıkma ve sökmede uygulanan momentin tersine bir etki yapmasıdır. Eğer bu durumlar dikkate alınacak olursa, bağlantıyı sökmek için gerekli momentini veren ifade

$$M_{SÖ} = F_{\text{ÖN}} \left[\frac{d_2}{2} \frac{\cos \beta/2 \operatorname{tg} \alpha - \mu}{\cos \beta/2 + \mu \operatorname{tg} \alpha} - M_s r_m \right] \quad (1.14)$$

şeklinde bulunur. Civata veya somunun sökülmesi halinde Şekil-1.7'de ikinci kademe olarak gösterilen bölgede uygula-

nan sökme, momentinin değeri ani olarak azalır. Birinci kademede olarak gösterilen bölgede ise dönme momentinin değeri çok küçüktür ve direkt olarak el ile uygulanabilir.

1.13 ve 1.14 numaralı denklemler aynı zamanda vida adımına bağlı olarakta yazılabilir. Bunun için $tg \alpha$ yerine 1.1 numaralı ifadede verilen değeri yazılır ve gerekli işlemler yapılırsa; civata bağlantısını sıkıkmak veya sökmek için gereken momenti civata üzerindeki ön gerilme kuvvetine bağlı olarak veren ifadeler

$$M_T = F_{ÖN} \left[\frac{d_2}{2} \frac{h \cdot \cos \beta/2 + \pi M d_2}{\pi d_2 \cos \beta/2 - \mu h} + (M_s r_m) \right] \quad (1.15)$$

$$M_{SÖ} = F_{ÖN} \left[\frac{d_2}{2} \frac{h \cdot \cos \beta/2 - \pi M d_2}{\pi d_2 \cos \beta/2 + \mu h} - (M_s r_m) \right] \quad (1.16)$$

şeklinde yazılır.

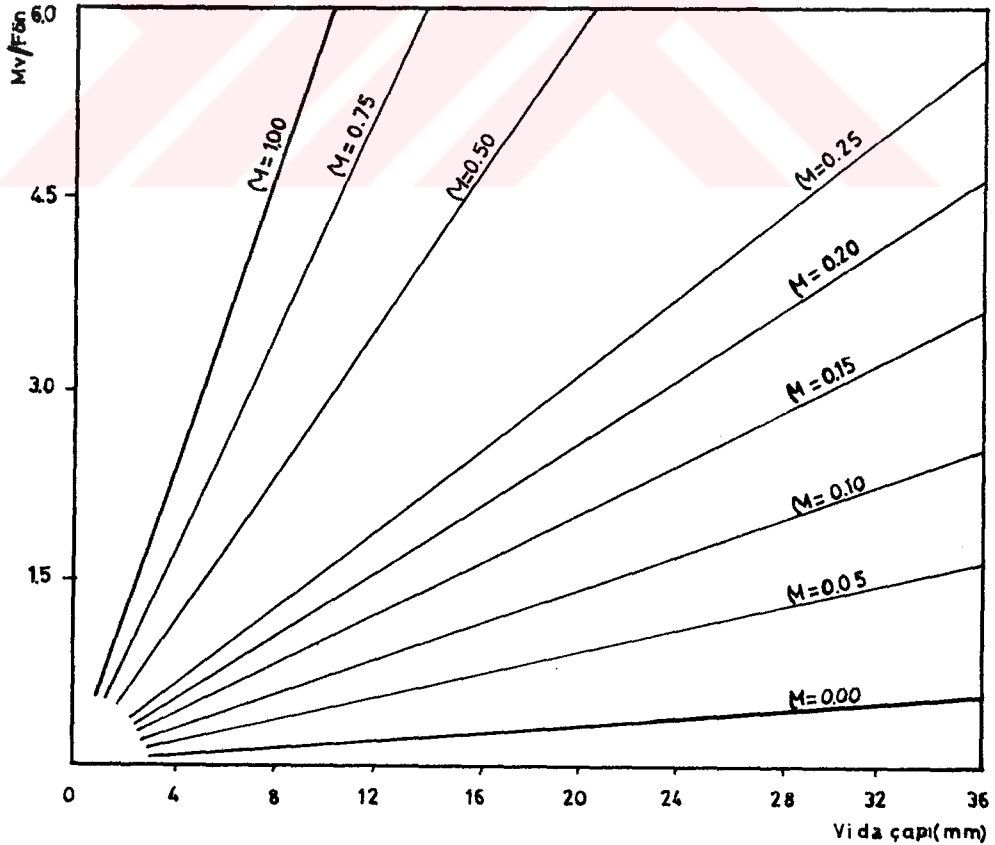
1.13 veya 1.15 numaralı denklemlerden görüleceği gibi bir civata-somun bağlantısında somunun sıkılması sırasında dönmemesi için civata başı altındaki $F_{ÖN} (M_s r_m)$ sürtünme direnç momentinin, vida dişleri arasındaki M_v momentinden büyük olması gerekir.

1.6- CIVATA VE SOMUN BAĞLANTISINA UYGULANAN MOMENTE ETKİ EDEN FAKTÖRLER

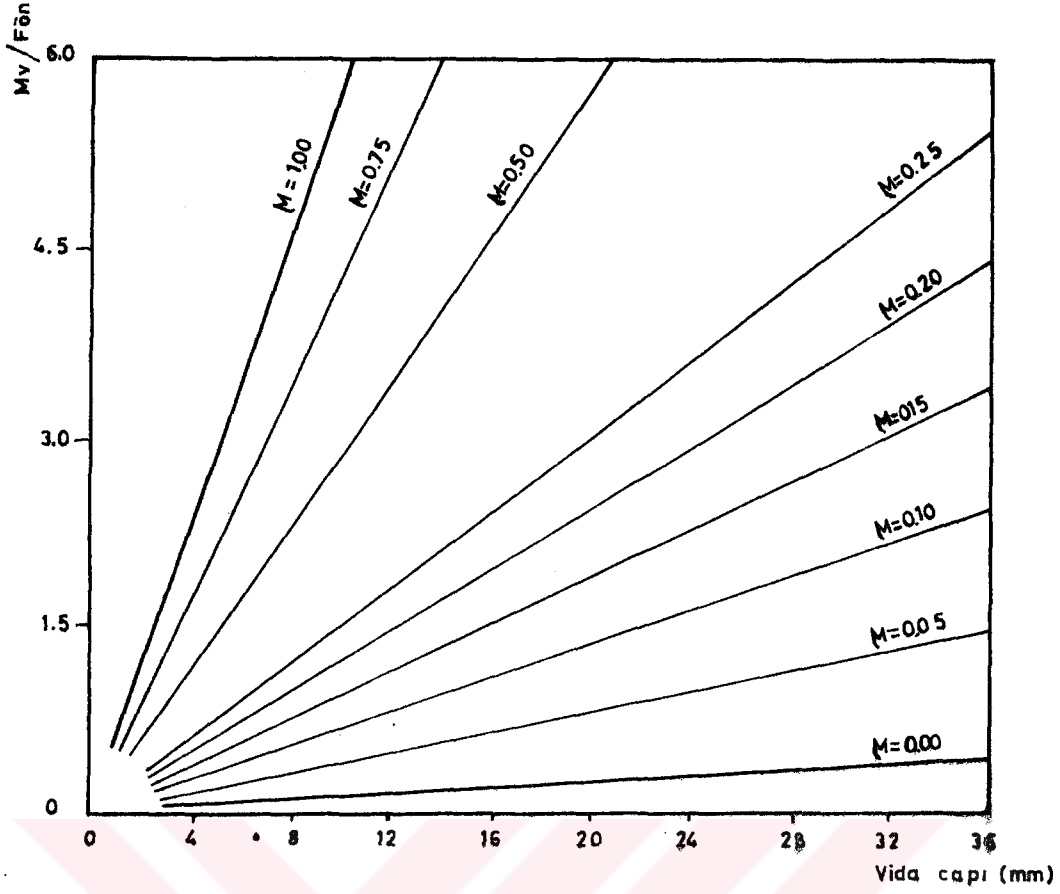
Hareket halinde olan bir makinada kullanılan civata ve somun bağlantısının çözülmesi; sadece darbelerden, sarsıntılardan ve çeşitli hareketler nedeniyle oluşan atalet kuvvetlerinin etkisinden dolayı meydana gelebilir. Bu kuvvetlerin etkisiyle 1.13 ve 1.14 numaralı denklemlerdeki bazı terimler değişebileceği gibi, geçici olarak yeterli bir moment de meydana gelebilir. Bu nedenle moment ifadelerindeki terimleri ve etkilerini incelemekte yarar vardır. Bu incelemede her bir terimin etkilerini açık bir şekilde görebilmek için, civata ve somun dişleri arasındaki sürtünme momenti ile somun altı sürtünme momenti ayrıca dikkate alınmıştır.

1.6.1- Cıvata Çapının Sıkma Momentine Etkisi

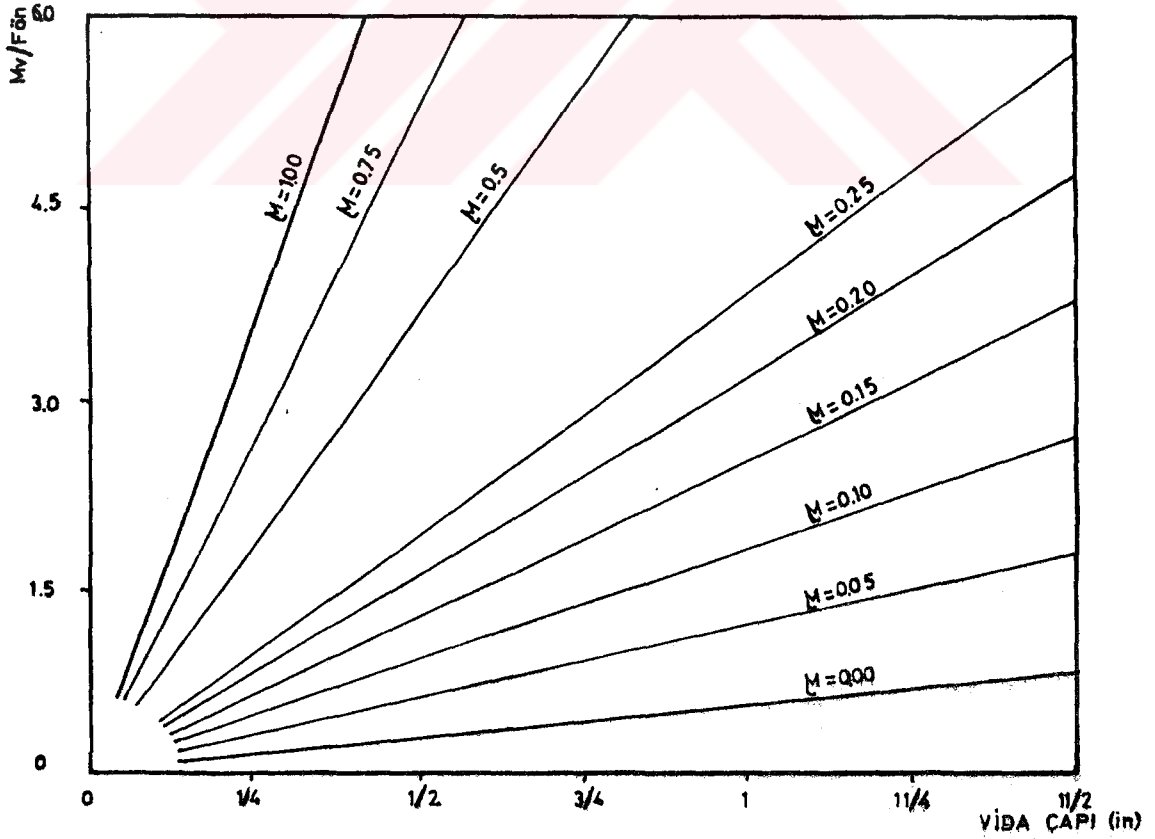
Önceki bölümlerde belirtildiği üzere cıvata ve somun bağlantılarında istenen ön gerilme kuvveti $F_{\text{ÖN}}$ ile uygulanan sıkma momenti arasında doğrudan bir ilişki vardır. Bağlantıda kullanılan cıvata çapı ile sıkma momenti arasında da benzer bir ilişki söz konusudur. Şekil-1.8'den 1.11 e kadar verilen grafiklerde, 1.5 numaralı denklem kullanılarak hesaplanan $M_v/F_{\text{ÖN}}$ değerinin, cıvata çapına bağlı olarak değişimi gösterilmiştir. Hesaplarda kullanılan cıvata ölçüleri standart Metrik ve Whitworth vidalara aittir (Bak Tablo Ek-1 den 4'e kadar). Vida dişleri arasındaki sürtünme katsayısı değişik değerler alabileceğinden bu katsayının sıfır ile bir arasında değişen değerleri için hesaplar yapılmıştır. Şekillerden kolayca görüleceği gibi sürtünme katsayısının alacağı herhangi bir değerinde, büyük cıvata çapları için büyük sıkma momentleri uygulanmalıdır.



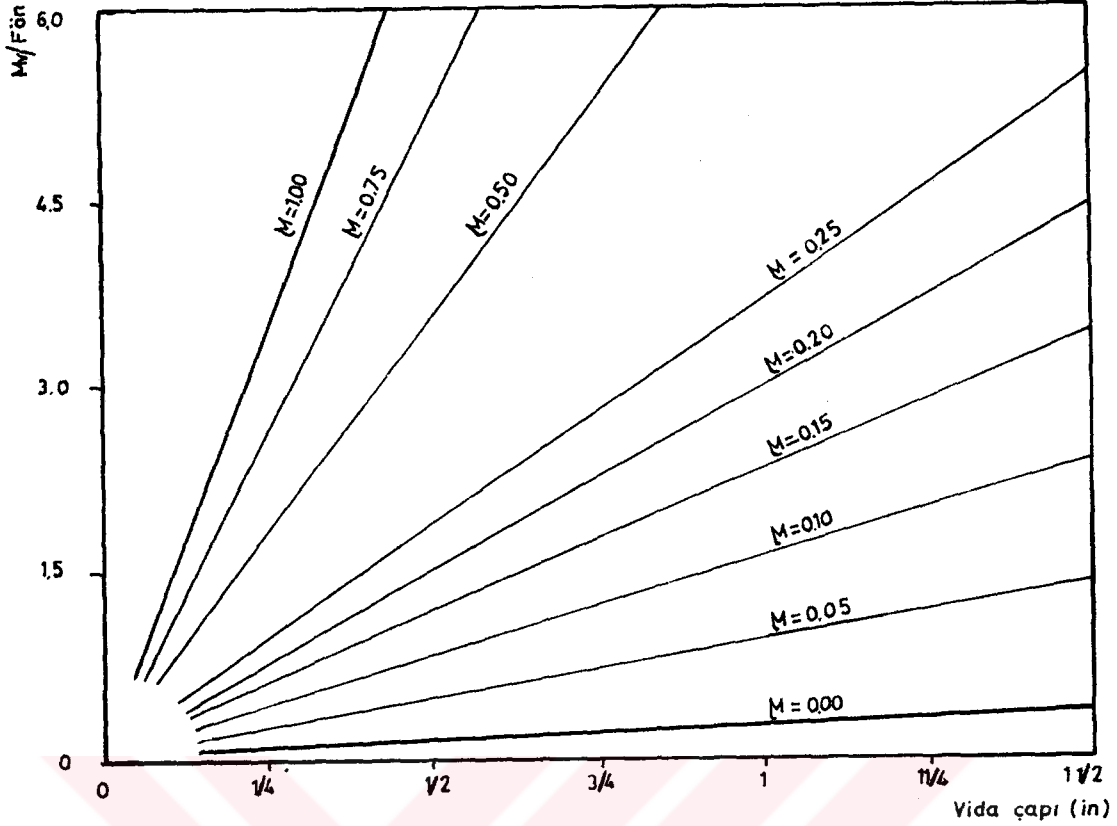
Şekil-1.8 : Metrik vidada çapın, sıkma momentine etkisi



Şekil-1.9 : Metrik ince dişte çapın, sıkma momentine etkisi.



Şekil-1.10 : Normal Whitworth vidada vida çapının sıkma momentine etkisi.



Şekil-1.11 : Whitworth ince dişte, vida çapının sıkma momentine etkisi.

1.6.2- Vida Helis Açısının Sıkma Momentine Etkisi

Helis açısını veren 1.1 numaralı ifade incelenecek olursa helis açısının iki ayrı yoldan değiştirilebileceği görülür.

1. Vida adımı sabit tutulup çap değiştirilir.
2. Vida çapı sabit tutulup adım değiştirilir.

Bunlardan birincisi pratik bir yol değildir. Bunun nedeni, civataya verilen ön gerilme kuvveti ve çalışma durumunda civataya gelen yüklere göre çapın belirli değerlerde olması zorunluluğudur. Buna göre istenen yükleri emniyetle taşıyacak (yani civata çapı sabit kalmak şartıyla) bir civatada helis açısını değiştirmek için adım değiştirilir.

Şekil-1.8 ve 1.10'da normal Metrik ve Whitworth vidalar için hesaplanan M_V/F_{ON} değerleri, Şekil-1.9 ve 1.11 de ise ince diş, yani küçük hatveli, dolayısıyla helis açısı normal vidalara göre küçük olan Metrik ve Whitworth vidalar

için hesaplanan $M_v/\sqrt{F_{\text{ÖN}}}$ değerleri verilmiştir. Bu şekiller incelendiği takdirde helis açısının büyümesi ile civata bağlantısına uygulanacak sıkma momentinin büyümesi gerektiği görülür.

Şekil-1.1'de bir helis olan vida eğrisinin açınının bir eğik düzlem olduğu gösterilmiştir. Bu nedenle, sıkma sırasında somunun $F_{\text{ÖN}}$ kuvveti altında, civata dişleri üzerindeki hareketi, $F_{\text{ÖN}}$ kuvvetine eşit bir yükün vidanın meydana getirdiği eğik düzlem üzerindeki hareketine eşdeğer olarak düşünülebilir. Bu yükün eğik düzlemdeki hareketi için gereken kuvvetin değeri ise eğim açısına yani helis açısına bağlı olarak değişir. Bilindiği üzere bir eğik düzlemde yükün eğik yüzey üzerinde yukarı doğru hareketi için uygulanacak kuvvetin değeri helis açısı büyüdükçe artar. O halde yukarıda belirlenen sonuç eğik düzlemdeki durum ile aynıdır.

1.6.3- Profil Tepe Açısının Sıkma Momentine Etkisi

Bölüm 1.3'de belirtildiği gibi bağlama elemanı olarak kullanılan standart civatalarda profil tepe açıları metrik vidalarda 60° , Whitworth vidalarında ise 55° olarak belirlenmiştir. Buna göre Şekil-1.8 ile 1.9'da verilen değerler Şekil-1.10 ve 1.11'de verilen değerler ile karşılaştırılabilir. Karşılaştırma yapılacak olursa; bir metrik vidaya verilen $F_{\text{ÖN}}$ ön gerilme kuvvetine eşit bir kuvveti aynı çaptaki Whitworth vidada elde etmek için daha küçük bir sıkma momentinin uygulanması gerektiği görülür. Profil açısı $\beta = 0$ olduğu takdirde 1.5 numaralı denklem

$$M_v = F_{\text{ÖN}} \frac{d_2}{2} \frac{\text{tg } \alpha + \mu}{1 - \mu \text{ tg } \alpha} \quad (1.17)$$

şeklini alır. Bu denklem ise kare profilli vidalarda döndürme momenti ile vidada sağlanan aksenal kuvvet arasındaki ilişkiyi verir. Bu denklemden görüldüğü gibi belirli çaptaki bir vidada, döndürme momentinin değeri sadece vida dişlerindeki sürtünme katsayısına ve helis açısına bağlıdır.

1.6.4- Vida Yüzeylerindeki Sürtünmenin Sıkma Momentine Etkisi

Sürtünme katsayısının büyüklüğü civata ve somun malzeme çiftine, yüzeylerin kalitesine (pürüz yüksekliği), yüzey işleme ve daha da önemlisi yağlama durumuna bağlı olarak değişir. Tablo-1.1'de değişik malzeme çiftleri için sürtünme katsayıları [5] ve Tablo-1.2'de yüzey işleme ve yağlama durumuna göre değişen, vida dişleri için deneylerden elde edilmiş sürtünme katsayısının değerleri verilmiştir [4]. Her iki tablodan görüleceği gibi, sürtünme katsayısı çok de-

Tablo-1.1 : Vida yüzeyleri için sürtünme katsayıları

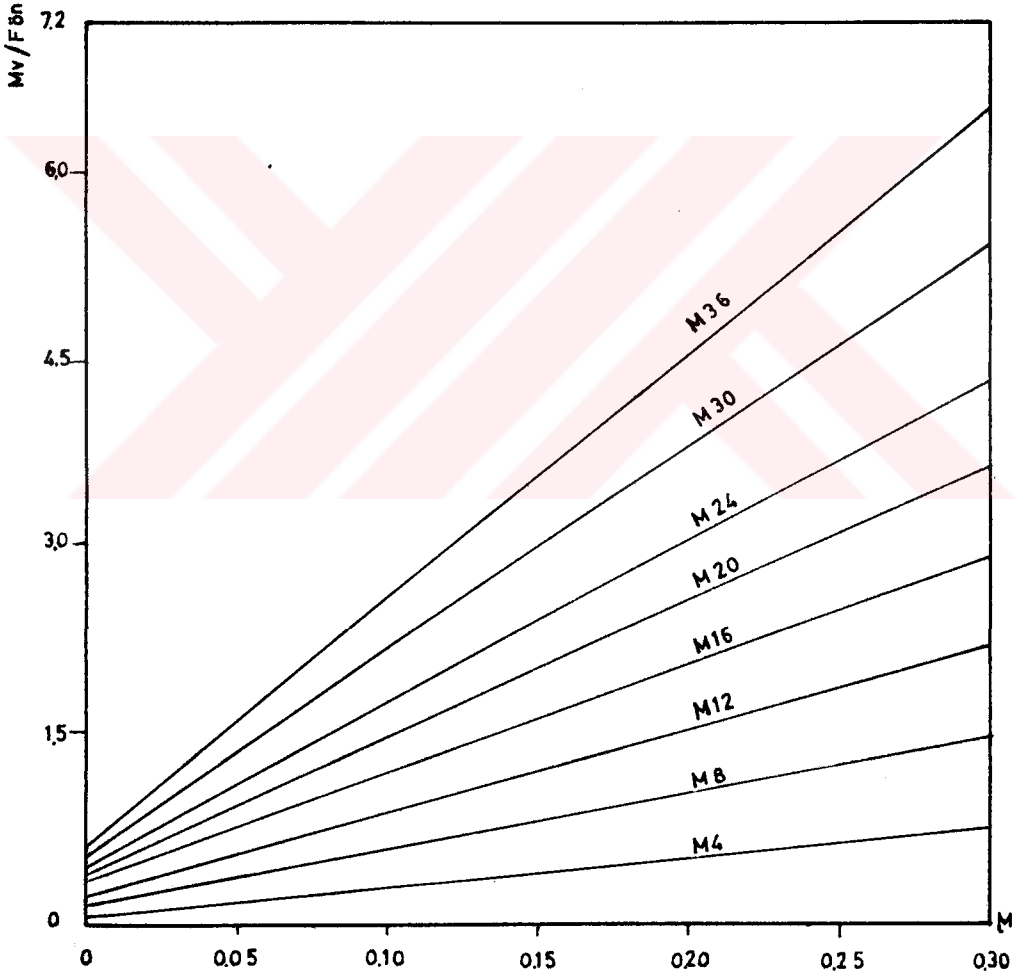
Vida malzemesi	çelik	pirinç	bronz	Dökme demir
Çelik (kuru)	0.15 – 0.25	0.15 – 0.23	0.15 – 0.19	0.15 – 0.25
Çelik (yağlanmış)	0.11 – 0.17	0.10 – 0.16	0.10 – 0.15	0.11 – 0.17
Bronz	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

Tablo-1.2 : Vida yüzeyleri için sürtünme katsayıları

Yüzey durumu	yağlanmamış	Sıvı yağ ile yağlanmış	Mo S ₂ ile yağlanmış
kaplanmamış	0.20 – 0.35	0.16 – 0.23	0.13 – 0.19
fosfatlanmış	0.28 – 0.40	0.16 – 0.33	0.13 – 0.19
fosfatlanmış ve siyahlatılmış	0.26 – 0.37	0.24 – 0.27	0.14 – 0.21
elektrikli galvaniz kaplanmış	0.14 – 0.20	0.14 – 0.19	0.10 – 0.17
elektrikli kadmiyum kaplanmış	0.10 – 0.19	0.10 – 0.17	0.13 – 0.17

gişik değerler almaktadır. Bundan dolayı sıkma momentini ölçmek için yapılan deneyler, çok dağınık sonuçlar vermektedir. N. Theophanopoulos'un [6] deneylerine göre, vida çapı büyüdükçe sürtünme katsayısının değeri düşmekte ve vida çeşidine bağlı olmamaktadır. Sürtünme katsayısının çok değişik değerlerde olması nedeniyle sıkma momentine nasıl etkidiğini incelemekte yarar vardır.

Şekil-1.12'de değişik vida çaplarında sürtünme katsayısının sıkma momentine etkisi gösterilmiştir. Burada vida çapına bağlı olarak sürtünme katsayısının değişmediği kabul edilmiştir. Şekilden açıkça görüleceği üzere sıkma momenti ile



Şekil-1.12 : Vida yüzeylerindeki sürtünmenin sıkma momentine etkisi.

sürtünme katsayısı arasında doğrusal bir ilişki vardır. Büyük vida çaplarında sürtünmenin etkisi daha fazladır. Eğer 1.5 numaralı denklemde μ değeri yerine 0 yani

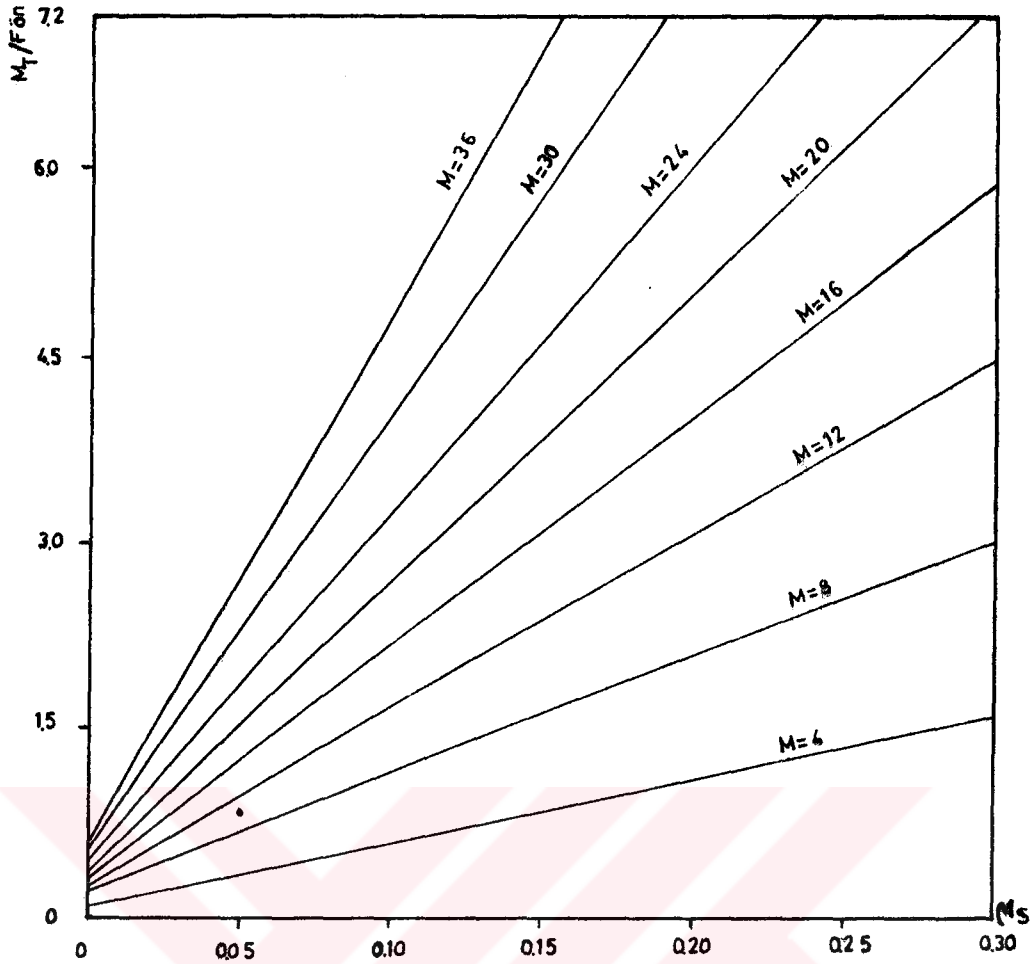
$\mu=0$ yazılırsa, yani sürtünmenin etkisi sıfır kabul edilirse,

$$M_v = F_{\text{ÖN}} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \alpha \quad (1.18)$$

olur. Bu durumda teorik olarak momentin değeri sadece vida çapına ve helis açısına bağlı olup, bağlama vidaları için değeri çok küçüktür.

1.6.5- Somun Altı Sürtünmesinin Sıkma Momentine Etkisi

Belirli bir ön gerilme kuvvetinin etkisindeki bir bağlantıda somun altı sürtünme momentinin değeri, yüzeyler arasındaki sürtünme katsayısı μ_s ye ve temasta olan basınç alanının ortalama çapına bağlıdır (Bak 1.12 numaralı eşitlik). Sürtünme katsayısındaki artış veya sürtünme çapındaki artış, somun altı sürtünme momentini ve dolayısıyla toplam civata sıkma momentinin değerini Şekil-1.13'de verildiği gibi etkiler. Şekil-1.12 ve 1.13 karşılaştırılacak olursa somun altı sürtünme momentinin yaklaşık olarak toplam sıkma momentinin % 50 sine eşit olduğu görülür.



Şekil-1.13 : Somun altı sürtünme momentinin toplam sıkma momentine etkisi.

1.7- OTOBLOKAJ (KİLİTLEME)

Sıkmak suretiyle ön gerilme verilmiş bir cıvata ve somun bağlantısının kendi kendine çözülmemesi istenir. Bağlantının kendiliğinden çözülmemesi otoblokaj (kilitleme özelliğine sahip) olduğunun gösterir. Cıvata ve somun bağlantılarının bu özelliğe vida eğimi α ve sürtünme katsayısı M ye bağlıdır. Eğer cıvata üzerindeki ön gerilme kuvveti $F_{ÖN}$ bir döndürme momenti meydana getiremiyorsa bağlantıyı sökmek için sökme yönünde, değeri 1.14 numaralı denklem ile hesaplanabilen bir moment uygulanması gerekir. Eğer sökme momenti ifadesinde somun altı sürtünme momenti yani

$M_s = F_{ÖN} (M_s r_m)$ ihmal edilirse otoblokaj şartı için

$$M_v = F_{ÖN} \frac{d_2}{2} \frac{\cos \beta/2 \operatorname{tg} \alpha - M}{\cos \beta/2 + M \operatorname{tg} \alpha} \leq 0$$

olması gerekir. Burada verilen şartın sağlanması için $F_{ON} \frac{d_2}{2}$ değeri sıfır olamayacağına göre

$$\cos \beta/2 \operatorname{tg} \alpha - M \leq 0$$

veya

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \frac{M}{\cos \beta/2}$$

(1.19)

olması gerekir. Bu ifadenin sağ tarafındaki terim

$$\operatorname{tg} \rho' = \frac{M}{\cos \beta/2}$$

(1.20)

şeklinde sürtünme açısı cinsinden yazılabilir. Bu takdirde 1.19 numaralı ifadede

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \operatorname{tg} \rho'$$

(1.21)

veya küçük açılarının tanjantları yerine radyan değerleri alınabileceğinden otoblokaj şartı

$$\alpha \leq \rho'$$

(1.22)

olur. Buna göre bir vida bağlantısının otoblokajlı olması için şart; ortalama vida eğim açısının, sürtünme açısından küçük ve sınır halde ise eşit olması gerekir. Metrik vidalarda helis açısı yaklaşık olarak $2^{\circ}30'$ olduğuna göre, $\operatorname{tg} \rho' \geq 0,04$ olduğu sürece otoblokaj vardır. Tablo-1.1 ve 1.2 de verilen değerler incelendiği zaman, sürtünme katsayısının aldığı en küçük değer $0,04$ olduğu görülür. Buna göre, pratikte geçerli olan sürtünme katsayıları için standart bağlama vidaları daima otoblokajlıdır.

1.8- VERİM

Bir vidanın verimi, vida üzerinde ön gerilme kuvveti sağlamak için, sürtünmesiz bir vidaya uygulanan sıkma momentinin, sürtünme olması halinde uygulanan momente bölünmesi ile bulunur. Buna göre 1.18 numaralı denklem, 1.13 numaralı denkleme bölünerek gerekli işlemler yapılırsa verim ifadesi

$$\eta = \frac{d_2 \operatorname{tg} \alpha}{d_2 \left[\frac{\operatorname{Cos} \beta/2 \operatorname{tg} \alpha + M}{\operatorname{Cos} \beta/2 - M \operatorname{tg} \alpha} \right] + M_s r_m} \quad (1.23)$$

şeklinde bulunur. Eğer somun altı sürtünmesi ihmal edilirse

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\frac{\operatorname{Cos} \beta/2 \operatorname{tg} \alpha + M}{\operatorname{Cos} \beta/2 - M \operatorname{tg} \alpha}} \quad (1.24)$$

olur. Bu ifadenin paydasındaki değerler $\operatorname{Cos} \beta/2$ ile bölünür ve 1.20 numaralı ifadede verilen sürtünme açısı dikkate alınır

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \rho'}{1 - \operatorname{tg} \rho' \operatorname{tg} \alpha}} \quad (1.25)$$

veya açılar küçük olduğundan tanjantları da küçük olup, $\operatorname{tg} \rho' \operatorname{tg} \alpha$ değeri çok daha küçük olacağından ihmal edilir ve verim ifadesi

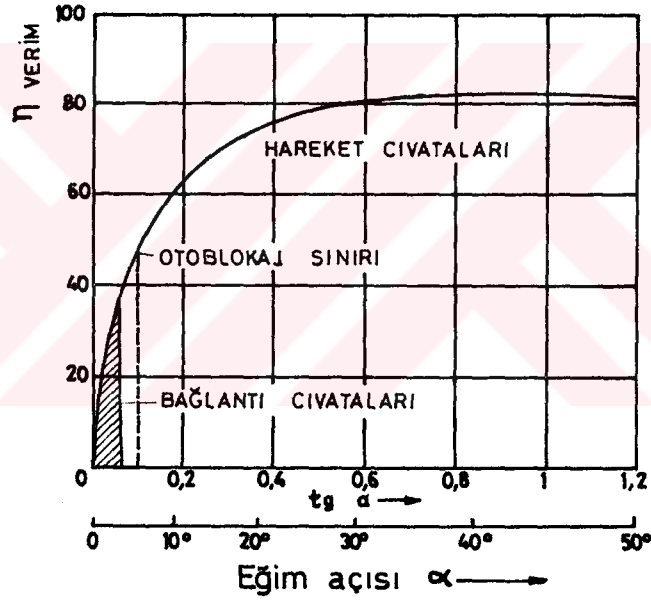
$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \rho')} \quad (1.26)$$

olur. Otoblokajlı bir vidada, sınır durumunda yani $\alpha < \rho'$ için, açılar küçük olduğundan $\operatorname{tg} (\alpha + \rho')$ yerine yaklaşık olarak $\alpha + \rho' = 2\alpha$ alınabilir. Bu takdirde verim

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \rho')} = \frac{\alpha}{2\alpha} = \frac{1}{2}$$

bulunur. Buna göre otoblokajlı vidalarda verim en fazla % 50 olabilir. Tahmini hesaplarda $\operatorname{tg} (\alpha + \rho') = 0,25$ alınabilir [7]. Bu değere göre normal tesbit civatasının ($\alpha = 2^{\circ}30'$ için) verimi % 17,5 dır. Bu değerlerden görüldüğü gibi tesbit civatalarında bulunması gereken otoblokaj özelliği, civatayı sıkarken önemli miktarda bir sürtünme işinin yapılmasını gerektirmektedir.

Şekil-1.14'de $\operatorname{tg} \rho' = 0.1$ olmak üzere, α helis açısına göre, verimin değişimi gösterilmiştir. Şekildende görüldüğü gibi verim, önce helis açısına bağlı olarak hızlı bir şekilde



Şekil-1.14 : α helis açısına göre vida verimi.

de artmakta, $\alpha = 45^{\circ}$ lik bir değer için maksimum olmaktadır. Şekilde taralı olarak gösterilen kısım, bağlantı civatalarındaki verim değerlerini göstermektedir.

1.9- CIVATA VE SOMUN BAĞLANTILARININ EMNİYETİ

Ön gerilme kuvveti verilmiş bir civata bağlantılarında birbirine zıt iki kuvvet söz konusudur [8] . Bunlar;

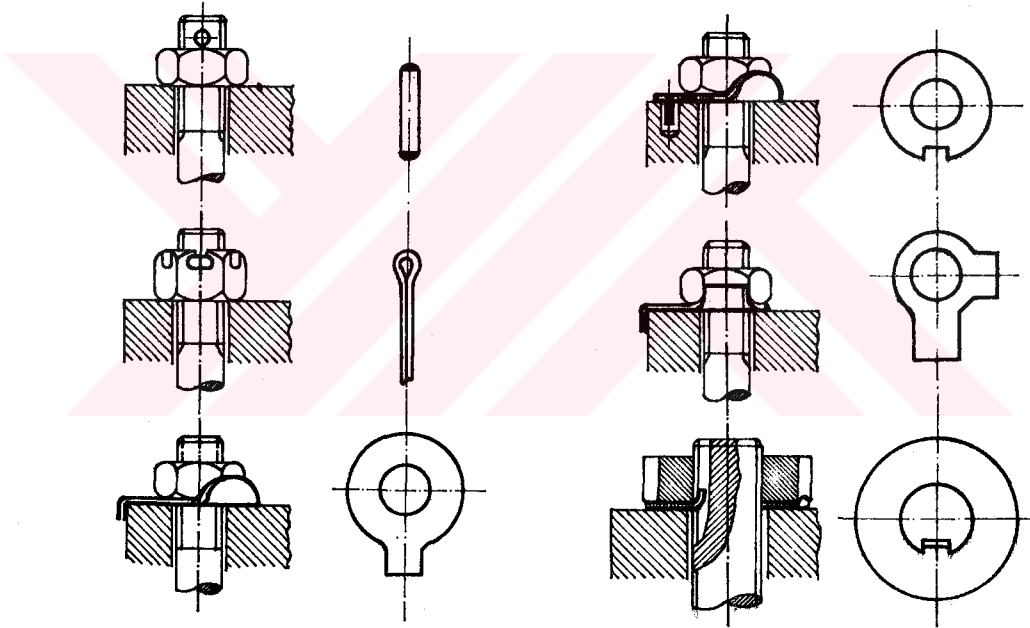
- Civataya aksenal olarak etkiyen ve bağlantıyı çözmeye çalışan sökme momentini meydana getiren kuvvet,
- Civata bağlantısının çözülmesini engellemeye çalışan, vida dişlerindeki ve civata başı veya somun altındaki sürtünme kuvvetleridir.

Teorik olarak 1.22 numaralı ifade ile verilen kilitlenme şartı yerine getirildiği takdirde, yukarıda belirtilen sökme momenti, bağlantıda oluşan sürtünme momentleri tarafından karşılanır. Bu nedenle normal civata bağlantıları daha önce belirtildiği gibi, somun altı sürtünmesi ihmal edilirse bile, kilitlenme özelliğine sahip olduklarından statik yük altında gevşemez. Buna göre, eğer bağlantının kullanıldığı yer iç basıncı sabit olan, bir basınçlı kap ise, bağlantının çözülmeye karşı emniyete alınması gerekemeyebilir. Ancak bağlantı iç basıncı değişen bir basınçlı kaptaki veya dinamik yüklerin söz konusu olduğu makinada kullanılmış ise, dinamik yüklerin etkisiyle gevşeme ve dolayısıyla ön gerilmede azalma olur. Bunun sonucu ise basınçlı kaptaki sızma meydana gelir. Dolayısıyla makina görevini tam olarak yapamaz. Bu sebeplerden değişken yükler altında çalışan civata bağlantılarında gevşemeyi önlemek için, vida dişleri ve civata başı veya somun altındaki sürtünme direncinin yanı sıra, değişik emniyet tedbirleride almak gerekir [9] . Alınacak olan bu tedbirlere rağmen, civata bağlantısındaki ön gerilmenin azalması önlenemez. Sadece bir süre geciktirebilir. Bu nedenle civata bağlantıları için, ön gerilme hesaplarının çok dikkatli yapılması ve civataya verilen ön gerilminde kontrol edilebilmesi gerekir. Özellikle sızdırmazlığın önemli olduğu yerlerde güvenilir bir civata bağlantısı yapabilmek için gerekli olan ön gerilme ile ilgili çalışmalar ileriki bölümlerde detaylı olarak verilecektir. Emniyet tedbirlerine rağmen civata bağlantısında ön gerilme kuvvetindeki azalma nedeni, temasta olan dış yüzeylerindeki pü-

rüzlerin ve diğer sıkıştırılan parçaların temas yüzeylerindeki tepeciklerin deformasyon sonucu ezilmesi ile arada boşluk meydana gelmesidir. Bu nedenle cıvata bağlantısında iyi bir emniyet sağlamak için öncelikle;

- Cıvatada vida yüzeyleri mümkün olduğu kadar temiz ve pürüzsüz olmalı,
- Somun veya cıvatalar bağlantıda kısa, sonraları daha uzun aralarla düzenli olarak sıkılmalıdır.

Cıvata bağlantılarında kullanılan emniyet tedbirleri şekil bağı ve kuvvet bağı olmak üzere iki gruba ayrılabilir. Sayıları pekçok olan emniyet tedbirlerinden bazıları Şekil-1.15 ve 1.16 da verilmiştir.

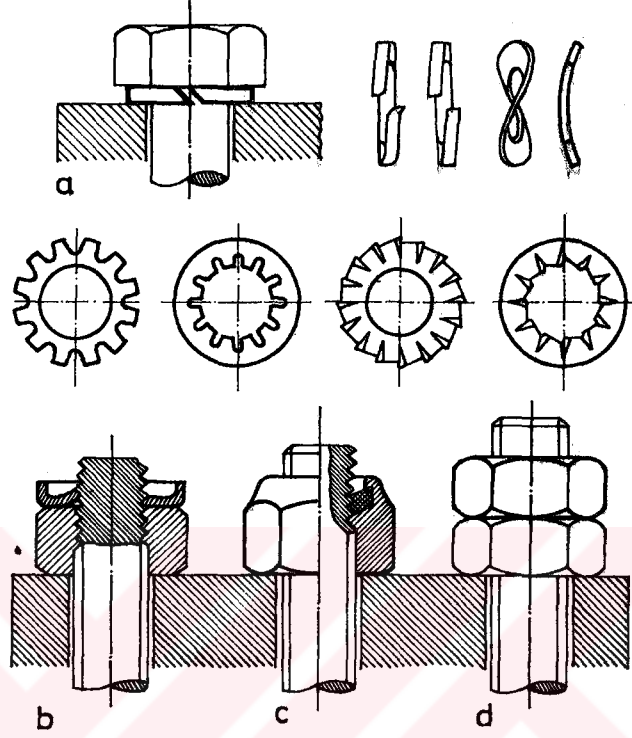


Şekil-1.15 : Şekil bağı cıvata emniyetleri

Şekil bağı emniyet tedbirlerinde gevşeme, somunun özel şekli veya emniyet elemanının şeklinden dolayı önlenir. Şekil-1.15'de verilen örneklerden görüldüğü gibi emniyeti sağlayan parça, parçalanmadan veya şekli bozulmadan somunun dönmesi ve dolayısıyla bağlantının gevşemesi söz konusu değildir.

Kuvvet bağı emniyet tedbirlerinde ise cıvata ve somun arasında ek bir gerilme oluşturularak somunun gevşemesi zor-

laştırılır. Şekil-1.16 yaylı rondelalar basit, ucuz ve etkili emniyet tedbiridir.



Şekil-1.16 : Kuvvet bağlı cıvata emniyetleri

Şekil-1.16 c deki örnekte somun içine açılan kanala fiber veya plâstikten, diş açılmamış bir halka konur. Somun sıkıldığı zaman cıvata dişleri bu parçayı sıkıştırarak diş açar. Meydana gelen deformasyonlar sonucu cıvata dişleri radyal doğrultuda bir kuvvete maruz kalır, bu ise gevşemeyi zorlaştırır. Bu tip somunların bir defa kullanılması gerekir. Şekil-1.16 d de verilen çift somun veya kontra-somun tertibinde basit ve etkili bir tedbirdir. Somunlardan üstteki daha fazla zorlanır. Bu sebepten alttaki somunun daha ince olması mümkündür. Ancak uygulamada bir yanlışlığa sebebiyet vermemek için, her iki somununda aynı kalınlıkta alınmasında yarar vardır.

B Ö L Ü M - II

2.1- DİNAMİK EKSENEL YÜK VE ÖN GERİLME

2.1.1- Dinamik Eksenel Yük

Herhangi bir makinanın çalışması sırasında makina parçalarına veya bir ünitesine gelen yüke çalışma yükü denir [10]. Çalışma yükünün değerinde zamana bağlı olarak meydana gelen değişmeye göre yük, sabit ve değişken yük olmak üzere iki gruba ayrılır. Sabit yüke örnek olarak bir makina parçasının veya makinanın kendi ağırlığı nedeniyle meydana gelen yük, bir basınçlı kaptan veya flanşlı bağlantıda iç basıncın değerinin yavaş yavaş arttıktan sonra sabit kalması verilebilir.

Çalışma sırasında makina elemanları genellikle değişken yüklerin etkisindedir. Elemanlara etkiyen bu yüklerin değerindeki değişim düzenli veya düzenli olmayan pek çok faktöre bağlıdır. Örneğin;

- Çeki ve bası deney cihazlarında,
- İç basıncı zamana göre değişken hidrolik silindirin kapak bağlantısında,
- Presler ve çeşitli germe düzenlerinde,
- İçten yanmalı motorlarda, motor kapağı bağlantısında ve
- Havallı bir fren sisteminde kapak ile deponun bağlantısında.

Kullanılan elemanlar, değeri zamana bağlı olarak değişen yüklerin etkisindedir. Bu yüklerin değişimi gelişigüzel veya peryodik olabilir. Buradan, bir makina elemanına etkileyen yükün sabit ve değişken olmasına göre elemanda meydana gelen gerilme de,

- Statik

- Dinamik gerilme

olmak üzere iki gruba ayrılır. Statik yük sistemde veya etkidiği makina elemanında titreşimlere yol açmaz ve gerilme hesapları statik durum için yapılır.

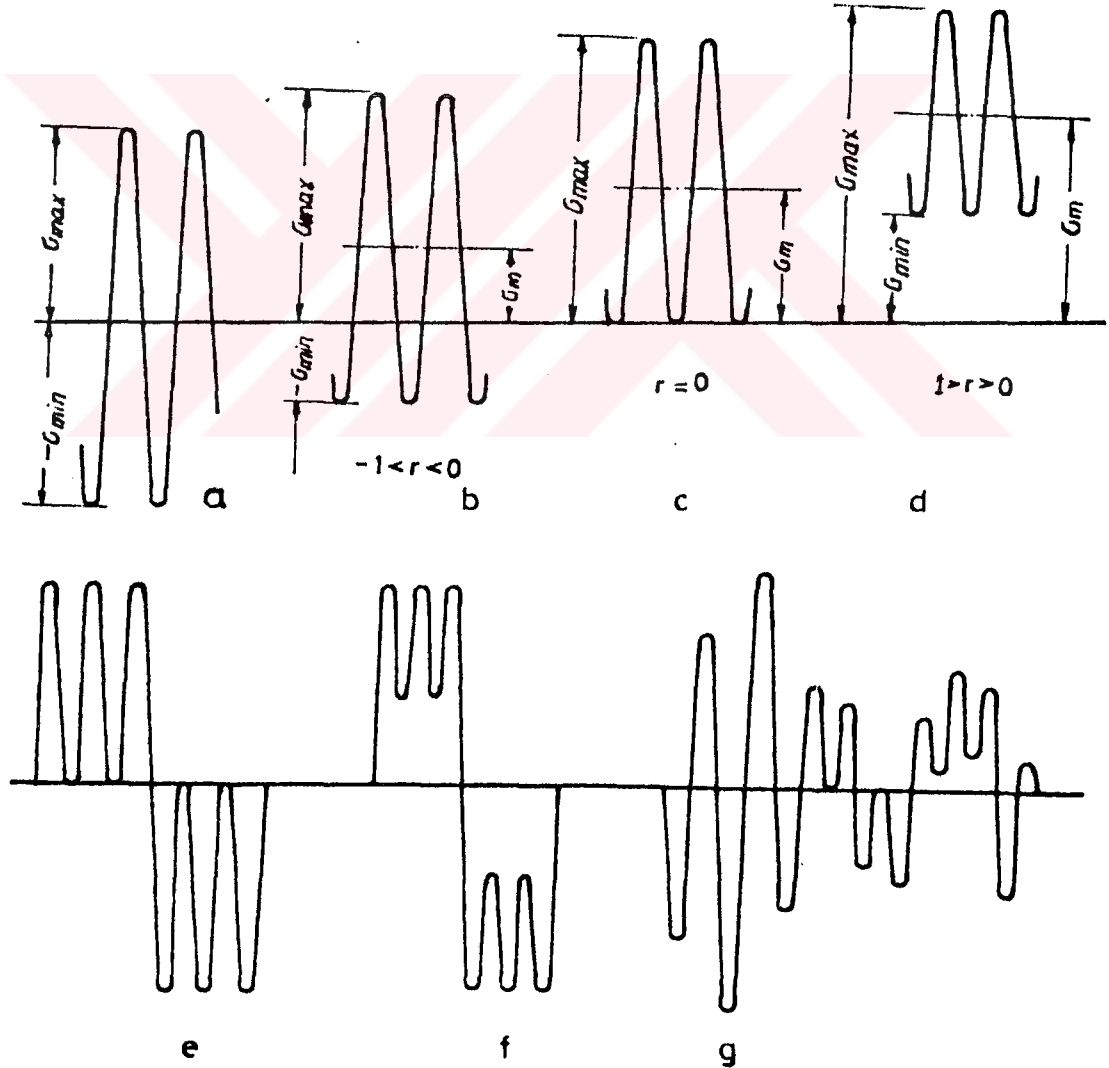
Dinamik yük ise, sistemde veya makina elemanında titreşimlere neden olur. O halde yüklerin etkisindeki elemanların hesabında statik yük durumundakinden farklı ölçülerin dikkate alınması gerekir.

Dinamik yüklerle zorlanan makina elemanlarında meydana gelen gerilmeler, elemanların yorulma sonucu kırılmalarına neden olur. Bundan dolayı gelişen makinalarda yorulma sonucu kırılmaya karşı dizaynlar geliştirmek pek çok mühendislik alanlarında önem kazanmıştır. Örneğin birçok fabrikalarda kullanılan yüksek hızlarda çalışan ağır makinalarda, yüksek titreşim ve dinamik gerilmelerin bulunduğu hızlı ulaşım araçlarında ve bu tür makinalarda kullanılan elemanların daha yüksek statik ve dinamik gerilmeler altında kullanılabilmeleri istenir. Özellikle uçaklarda kullanılan elemanların, hızların ve verimliliğin artması açısından yorulma kırılmasına karşı dirençlerin büyük olması gerekir. Dinamik yük altında çalışan makina elemanlarının % 80 ile 90 kadarı yorulma sonucu kırılmaktadır [11, 12]. Bundan dolayı bir makina elemanının dizaynı yapılırken yorulma sonucu bu elemanın kırılma durumunun dikkate alınması gerekir.

Bir makina elemanının yorulma sonucu kırılmaya karşı dizayn edilebilmesi için, gerilmenin zamanla değişiminin bilinmesi veya en azından tahmin edilebilmesi gerekir. Genellikle gerilmenin zamanla değişimi düzensiz ve bazı hallerde ise hesaplanmayacak şekilde olur.

Buna rağmen bir dizayn için, gerilmenin değişimini genel olarak bilmek gerekir. Gerilme değişiminin gerçek şeklini gösterir bir diyagram bulunması gerekemeyebilir [13]. Dinamik zorlanmada en yaygın olanı gerilmenin periyodik olarak değişenidir. Şekil-2.1'de görüldüğü gibi esas olarak dört adet periyodik gerilme vardır [12]. Şekilde gösterilen bu periyodik gerilmeler;

- Tam değişken : Gerilmenin maksimum ve minimum değerleri Şekil-2.1 a da görüldüğü gibi birbirine eşit değerde fakat ters işaretli yani biri pozitif, diğeri ise negatiftir.
- Tam değişken olmayan : Gerilmenin maksimum ve minimum değerleri birbirine eşit değil ve işaretleride farklıdır (Şekil-2.1 b). r : Minimum gerilmenin zaman eksenine olan mesafesi.



Şekil-2.1 : Dinamik zorlanma çeşitleri

- Tam değişken olmayan : Gerilmenin değişiminde maksimum ve minimum değerler birbirinden farklı fakat işaretleri aynıdır (Şekil-2.1 c, d).
- Bileşik : Şekil-2.1 e - g'de görüldüğü gibi yukarıda verilen gerilmelerin değişik kombinasyonlarından oluşan bir gerilmedir.

Şekil-2.1'de verilen değişken gerilmelerde aşağıdaki temel karakteristikler vardır.

G_u : Dinamik zorlanmanın bir periyotta aldığı en büyük gerilme değeri (mutlak değer olarak)

G_a : Dinamik zorlanmanın bir periyotta aldığı en küçük gerilme değeri.

G_m : Ortalama gerilme olup $G_m = \frac{G_u + G_a}{2}$ dir.

G_g : Gerilme genliği olup $G_g = \frac{G_u - G_a}{2}$ dir.

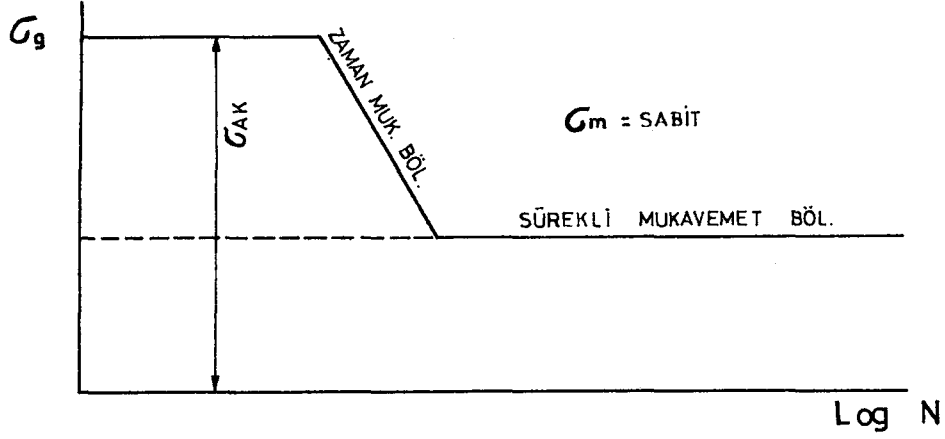
Buna göre Şekil-2.1'de verilen herhangi bir dinamik zorlanma çeşidi için gerilme,

$$G = G_m + G_g \sin(2\pi t/T) \quad (2.1)$$

dir. Burada T etkiyen yükün periyodudur. Bu ifadeye göre değişken gerilmelerin sabit bir G_m değerinin üzerine değişken bir G_g değerinin eklenmesiyle meydana gelmektedir. 2.1 numaralı ifadedeki G_m gerilmeleri bilinen statik gerilme değildir.

Şekil-2.1'de verilen dinamik zorlama türlerinden birinin etkisindeki bir makina elemanı, gerilmelerin devamlı olarak değişmesinden dolayı belirli bir yük tekrarı (N) kırılır. Yorulma kırılması adı verilen bu olay, ortalama gerilme G_m ile gerilme genliğine G_g 'ye bağlıdır. Bu konudaki ilk deneyler Wöhler tarafından 1866 yılında yapılmıştır. Bundan dolayı gerilme genliği ile yük tekrarı arasındaki ilişkiyi veren eğrilere Wöhler eğrisi adı verilir. Şekil-2.2'de logaritmik koordinatlarda belirli bir ortamda gerilme değeri için çizilmiş Wöhler eğrisi gösterilmiştir. Ordinat eksenine

gerilme genlikleri σ_g , apsis ekseninede yük değişim sayı-

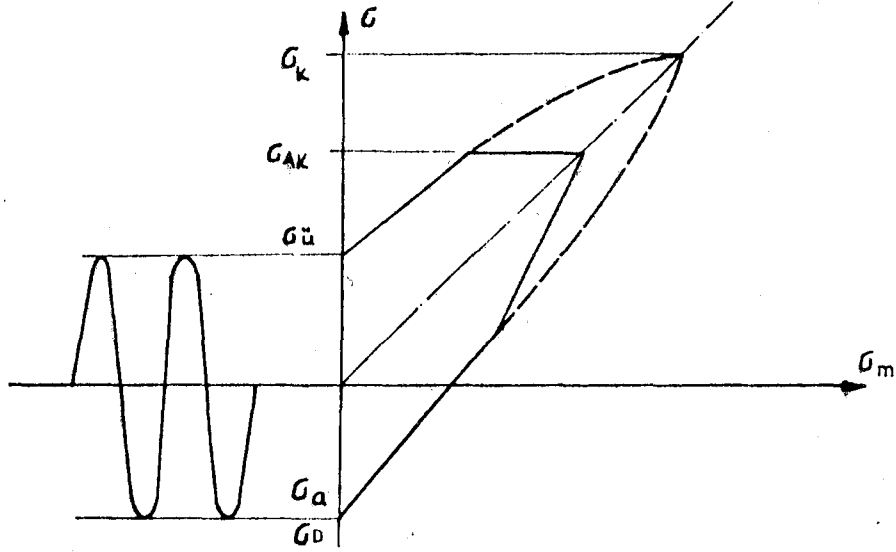


Şekil-2.2 : Logaritmik koordinatlarda Wöhler eğrisi [15].

sı N konmuştur. Bu eğriden görüldüğü gibi, gerilmenin belli bir değerinde eğri yatay eksene paralel ve bu bölgede yük tekrarının arttırılmasına rağmen kırılma meydana gelmez. Bu gerilme değerine sürekli mukavemet değeri adı verilir. Pratikte genellikle çelikler için $N = 10 \times 10^6$ yük tekrarına, hafif metallerde ise $N = 100 \times 10^6$ yük tekrarına karşılık olan gerilmeler sürekli mukavemet olarak alınır [14]. Şekil-2.2'deki eğrinin eğik gidiş gösteren bölgesindeki zorlanmalarda, belli bir yük tekrarı sonucu parça kırılır yani ömür zamanla sınırlıdır. Bu bölgeye zaman mukavemeti denir. Wöhler eğrisindeki gerilmelerin maksimum değeri akma sınırını aşamaz. Akma sınırının aşılması halinde malzemede yorulma olmamasına rağmen, parça şekil değiştireceğinden kullanılmaz hale gelir.

Her Wöhler eğrisi sabit bir ortamda genlik etrafındaki yüklenmelerin sonuçlarını verir. Pratikte ise σ_m sıfır ile malzemenin akma sınırı arasında çeşitli değerler alabilir. Bu nedenle deneyler değişik σ_m değerleri için tekrar edilerek, bir malzemenin bütün zorlanma şekillerine ait Wöhler eğrileri çizilir. Pratik olması nedeniyle uygulamada Wöhler eğrileri yerine bunlardan yararlanılarak çizilen sürekli-

li mukavemet diyagramları kullanılır. Şekil-2.3'de belli bir dinamik yüke karşılık olan noktanın sürekli mukavemet diyagramı gösterilmiştir.



Şekil-2.3': Sürekli mukavemet (SMITH) diyagramı.

Şekilde verilen sürekli mukavemet diyagramı yatay eksen yönünde ortalama gerilme σ_m dikey eksen yönünde de bu ortalama gerilme için yapılmış Wöhler deneyinden elde edilen sürekli mukavemet değeri taşınarak elde edilir.

2.1.2- Ön Gerilme

Önceki bölümde belirtilen yerlerde bağlama elemanı olarak genellikle civatalar kullanılır. Bu civatalarda en çok görülen kopma şekli periyodik yüklerin neden olduğu yorulma şeklinde ortaya çıkan kırılmalardır. Civatalara uygulanan aşırı yükleme, üretim hataları veya kullanım hatası gibi nedenlerin yol açtığı kırılmalarada rastlanır. Sürekli kırılma, periyodik yükler altında civatanın sürekli dayanma yeteneğinin aşılmasından ve dolayısıyla malzemenin yorulmasından meydana gelmektedir.

Yorulma kırılması ortalama gerilme ve gerilme genliğine bağlı olduğuna göre bu gerilmelerin değerlerinin azaltılması yoluyla bağlantıda uzun ömür sağlamak mümkündür. Bu nedenle dinamik yük ile zorlanan civatalara, ileriki bölüm-

lerde daha detaylı anlatılacak olan bir ön gerilme vermek gerekir. Cıvataya verilen ön gerilme nedeniyle dinamik yükün ortalama genliği istenildiği kadar küçültülebilir. Bundan dolayı cıvata yük tekrarı Şekil-2.2'deki sürekli mukavemet bölgesine kaydırılabilir. Yük tekrarının bu şekilde sürekli mukavemet bölgesine kaydırılmasıyla cıvatanın pratik bakımdan sonsuz ömüre sahip olması sağlanır [15]. Sonsuz ömür için cıvataya verilecek olan ön gerilme nedeniyle cıvata bir uzama ve bağlanan parçalarda bir kısalma meydana gelir. Bu şekilde cıvataya verilen ön gerilme cıvata şaftında meydana gelen statik bir gerilmedir.

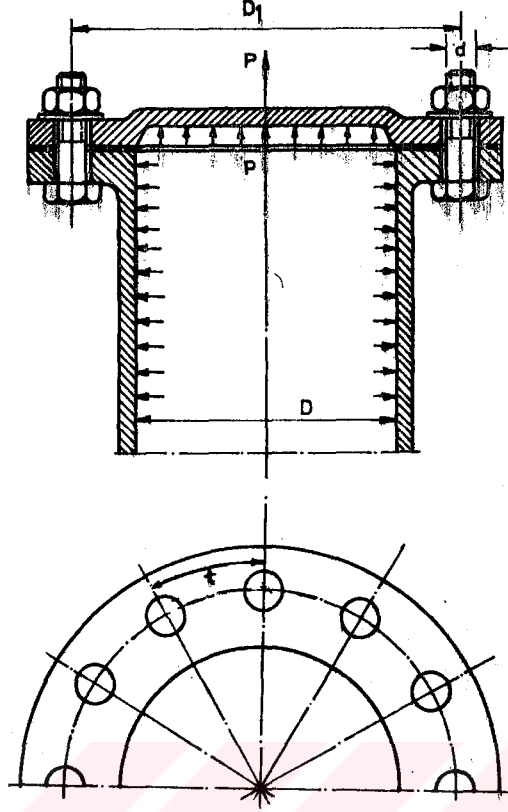
2.2- BASINÇLI KAPLARDA SIZDIRMAZLIK VE ÖN GERİLME

2.2.1- Basınçlı Kaplarda Sızdırmazlık

Kimya endüstrisinde kullanılan cihazlarda ve su, buhar, hava basınç merkezlerindeki sistemlerde yaygın olarak karşılaşılan depolar ve kaplar değeri $7 \times 10^{-2} \text{ N/mm}^2$ nin çok üzerinde olan iç basınç veya dış basınçlarda çalışırlar. Bu tür basınçlı kapların özellikleri, hesap formülleri, müsaade edilen gerilme değerleri ve kullanım esasları standart hale getirilmiştir. Standart olan bu kaplar; konik, silindirik, tek veya çift taraflı konik olan, silindirik şekillerde olabilir. Bunlardan silindirik olanları yaygın olarak kullanılan tip olup, daha çok ısı eşanjörleri ve kimyasal kaplarda rastlanır.

Değişik tipleri belirtilen basınçlı kaplarda cidar üzerindeki basınç kabın içinden veya dışından uygulanabilir. Basınçlı kaplar, çelik sac levhalardan perçin veya kaynak ile birleştirilerek, dökme demirden veya alaşımlı malzemelerden yapılabilir.

Basınçlı kapların uç kısımları; düz, dış bükey, iç bükey veya ortası delik dış bükey olan kapaklar ile kapatılır. Bu kapakların silindirik gövdeye bağlantıları kaynak veya Şekil-2.4'de görüldüğü gibi cıvata bağlantısı ile yapılır. Kaynak bağlantısı sızdırmazlık açısından idealdir, fakat

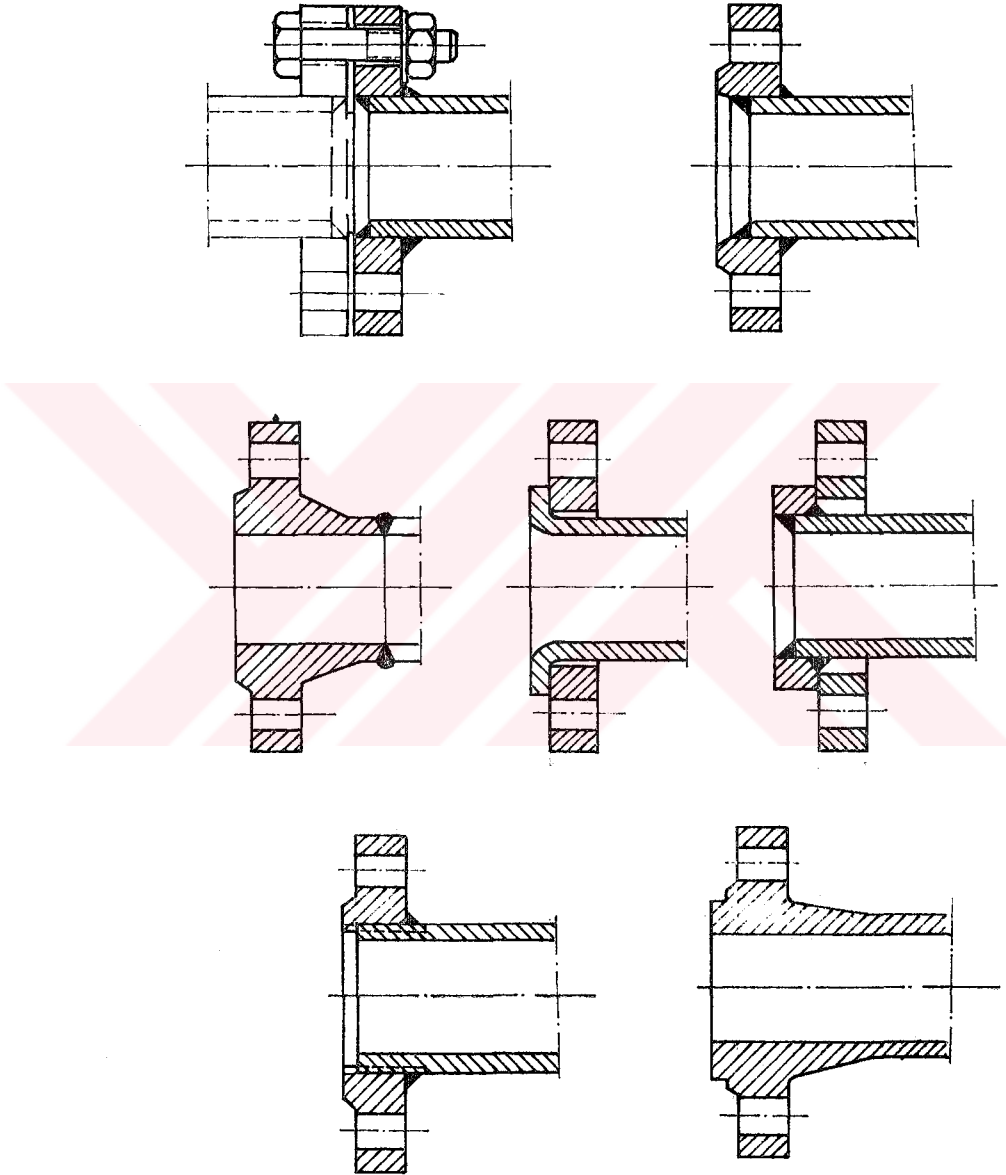


Şekil-2.4 : Silindir ile kapağın cıvatalı bağlantısı.

kapakların istenildiği zaman sökülmesine imkan vermez. Kapağın sökülmesine imkan veren cıvatalı bağlantılarda ise sızdırmazlık, çözülmesi oldukça zor olan bir problem ortaya çıkar. Bu problemin çözümünde basınçlı kabın konik veya silindirik olmasının, kapakların şeklinin ve imalat metodunun bir etkisi yoktur.

Basınçlı kaplar çalışma şartlarına yani çalışma basıncı ve sıcaklığına bağlı olarak beş ana gruba ayrılır. İlk gruptaki kaplarda çalışma basıncı 850 atm'e ve sıcaklığı 750°C'a kadar çıkar. Beşinci gruptaki kaplarda ise, 16 atm. çalışma basıncı ve 200°C çalışma sıcaklığı söz konusudur. Diğer gruplarda bu değerlerin arasında değişen basınç ve sıcaklıklardadır. Basınçlı kapların bu gruplandırılması kullanılacak malzemenin seçimi ve aynı zamanda bağlama elemanı olarak kullanılan cıvatalar için uygun malzemenin seçimi bakımından önemlidir. Değişik şartlarda kullanılan cıvata ve malzemeleri ile ilgili bilgiler Tablo Ek-5 de verilmiştir.

Basınçlı kaplarda genellikle akışkan giriş ve çıkış deliklerinde Şekil-2.5'de değişik konstrüksiyon tipleri gösterilen flanşlı bağlantılar kullanılır. Çapları 25 mm veya daha büyük olan borular bir kural olarak flanş vasıtasıyla bir birlerine ve basınçlı kaplara bağlanırlar ve sabit olarak iki



Şekil-2.5 : Flanş şekilleri

kısımda düşünölen flanşların boyutları standart hale getirilmiştir. Standart tablolarında verilen flanş boyutları - 20°C + 300°C sıcaklık ve 25 ÷ 100 bar basınçlarda uzun yıllar normal işletme şartlarında uygun sonuçlar veren değerlerdir. Bu işletme şartlarında ısıl gerilmeler orta derece sıcaklık için olduğundan, flanş bağlantıları isteğe uygun olarak kullanılmakla birlikte çok defa sızıntı söz konusudur. Bu sızıntılar hem akışkan kaybına ve hem de basınç düşmesine yol açmakta dolayısıyla sistemin verimini düşürmektedir. O halde flanşlı bağlantılarda da sızdırmazlık temini için değişik tedbirler almak gerekir.

Basınçlı kaplar ve flanşlı bağlantıların dışında, akışkan gücü ile doğrusal hareket elde etmek için kullanılan ve hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye çeviren hidrolik silindirlerinde çok yüksek (700 kg/cm²) basınç değerlerine çıkılmaktadır. Soğuk çekilmiş, kaynakla birleştirilmiş borulardan veya dökme demirden, özel alaşımlı çeliklerden de yapılan hidrolik silindirlerin iki ucundaki kapaklar gövdeye genellikle civata ile bağlanırlar. Yüksek basınçların söz konusu olduğu hidrolik silindirlerindeki civata bağlantılarının, silindir iç basıncının meydana getirdiği aksenal kuvveti taşıması ve aynı zamanda sızdırmazlığıda temin edecek şekilde yapılması gerekir. Hidrolik silindirlerinde kullanılan civataların sızdırmazlığın temininden başka, yorulma kırılması açısından da değerlendirilmesi gerekir.

2.2.2- Sızdırmazlık Temini ve Ön Gerilme

Basınçlı kapların veya flanşlı bağlantıların kullanıldığı bir sistemin verimliliğini etkileyen, bazı sistemlerin çalışmasını engelleyen sızdırmazlık konusu, çözümü oldukça önemli bir problemdir. Bağlantılarda sızdırmazlığın temini için, genellikle conta denilen oldukça elastik veya plastik bir sızdırmazlık elemanı, bağlanan yüzeyler arasına yerleştirilir [16]. Contanın oturacağı yüzeyin düz olması gerekir. Bağlantının türüne göre, kullanılan contalar düz ve yassı, dalgalı veya oval kesitli olabilir. Contalar kullanma yerindeki akışkan türü, basınç, sıcaklık ve ortam durumuna

göre değişik malzemelerden yapılır. Bazı bağlantılarda ise conta kullanmadan sızdırmazlığın temini yoluna gidilir. Örneğin bazı flanşlı bağlantılarda yüzeyler çok dikkatli bir şekilde birleştirilerek, yüksek basınçlarda birbirleri üzerine bastırılır.

Sızdırmazlığın temini için contalı veya contasız bağlantılarda daima en uygun ön gerilme kuvvetinin bilinmesi gerekir. Bu nedenle bağlantıda kullanılan bağlama elemanlarının yapıları, ön gerilmedeki etkinlikleri bilinmelidir. Cıvata malzemesi ve fonksiyonuna göre uygulanacak ön gerilme değişmektedir. Basınçlı kapların ve diğer bağlantıların sızdırmazlığını temin için kullanılan conta bağlantılarındaki rondela, pul ve flanş kalınlığının sızdırmazlık ve cıvataya verilecek ön gerilme açısından belirli etkileri vardır. Bu elemanların ön gerilme açısından bağlantıdaki etkilerinin bilinmesi iyi bir sızdırmazlık temini için oldukça önemlidir. Uygun olmayan bir ön gerilme sonucu özellikle hidrolik silindirlere, içten yanmalı motorlarda olduğu gibi, dinamik zorlanmaların sözkonusu olduğu yerlerde, hem cıvata yorulur kırılır hemde sızdırmazlık sağlanamaz. Sızdırmazlık için en uygun çözümlerin bulunmasının yanısıra, contanın korunmasında bağlantıda kullanılan cıvataların birbirine yakın yani t aralığının (Şekil-2.4) küçük olması gerekir. Bağlantıda, cıvata eksenleri arası uzaklığın küçük olması için, büyük çaplı az sayıda cıvata yerine, küçük çaplı çok sayıda cıvata kullanmak gerekir.

Sızdırmazlığın önemli olduğu bağlantılarda ön gerilme, dolayısıyla sızdırmazlık, bağlantının bulunduğu çalışma ortamına yani sıcaklığa göre etkilenir. Bir bağlantıda normal sıcaklıkta, cıvatalara ön gerilme verilerek sağlanan sızdırmazlık yüksek çalışma sıcaklıklarında (150°C den büyük) ön gerilme değişebileceğinden sızdırmazlık bozulur.

Sıcaklık farkları nedeniyle cıvatanın mukavemet özelliği, ön gerilme durumu, ısıl genleşmeler ve zamana bağlı olarak sürünme olayının etkisi ile uygulanan ön gerilme düşer. Bu nedenle sıcaklığın etkili olduğu bağlantılarda sızdırmazlı-

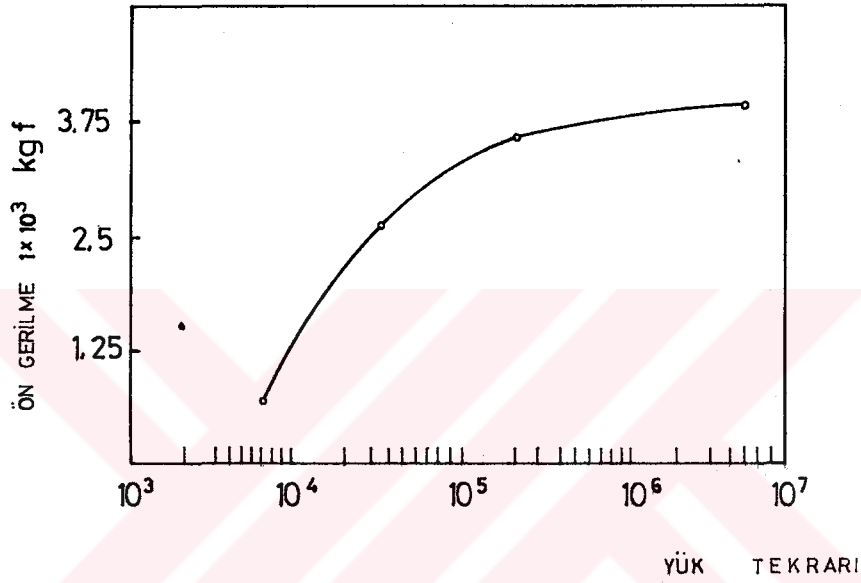
gın devamı için, yüksek sıcaklığa dayanıklı çelikten yapılan cıvatalar kullanılmalıdır. Bağlantıda bölgesel ısı yığılmalarını önlemek gerekir. Yüksek sıcaklıklarda ve büyük basınçlarda dövme çelik flanş kullanmakla, ufak flanşlarla yetinmek mümkün olduğundan, hafiflik bakımından bunların kullanılması büyük önem taşır [17]. Yüksek sıcaklıklarda çalışacak bağlantılarda, örneğin Tablo Ek-5'de verilen cıvata malzemelerinden 24 CrMoV55 bileşimli malzeme kullanılmasıyla cıvata üzerindeki ön gerilme kuvvetinin düşmesi önlenir.

2.3- ÖN GERİLME VE SOMUN VEYA CİVATAYA UYGULANACAK SIKMA MOMENTİ

Bir cıvatanın en önemli fonksiyonu, cıvata ile birbirine bağlanan makina parçaları arasında kuvvet iletimidir. Makina parçaları arasında iletilen kuvvetler cıvata üzerinde kesme gerilmesi, çekme gerilmesi veya kesme ve çekme gerilmelerinden oluşan bir bileşik gerilme meydana getirirler. Bir makina parçasından diğer bir parçaya güvenilir bir şekilde kuvvetlerin iletiminde önemli faktörlerden biride somun veya cıvata sıkıldığı zaman, bağlanan parçalar üzerinde sağlanan sıkma kuvveti veya ön gerilme kuvvetinin değeridir.

Genellikle cıvata veya somun sıkıldığı zaman, cıvata boyunun uzadığı ve üzerinde bir gerilme kuvvetinin kaldığı, aynı zamanda sıkılan parçaların boylarında kısalma olduğu ve üzerlerinde bir sıkma kuvvetinin kaldığı kabul edilir. Sıkılan parçalar üzerindeki sıkma kuvveti, parçalar arasında bir sürtünme kuvveti meydana getirir. Bu sürtünme kuvveti parçaların birbiri üzerinde kaymasını önler. Bunun sonucu olarak, eğer cıvataya verilen ön gerilme kuvveti yeterli büyüklükte ise, cıvatada meydana gelen kesme gerilmesi, çok küçük değerlere iner veya tamamen yok olur. Birçok cıvata bağlantılarında kesme kuvvetinin azaltılmasından daha önemli olan hususlar cıvataya verilen ön gerilme yardımıyla cıvatanın yorulma sonucu kırılmasını önlemek veya sızdırmazlığı temin etmektir. Örneğin, Almen [18] tarafından 3/8"-24 cıvatada yapılan yorulma testlerinde Şekil-2.6 da verilen

sonuç elde edilmiştir. Bu şekilden görüleceği gibi, cıvataya verilen ön gerilme, yorulmada yük tekrar sayısını arttırmakta yani cıvatanın çalışma ömrünü uzatmaktadır. Durum böyle olmakla beraber bir cıvataya uygulanacak olan ön gerilmenin değeri genellikle cıvata malzemesinin akma gerilmesi ile sınırlıdır.



Şekil-2.6 : Gerilmenin cıvata yorulma ömrüne etkisi.

Cıvata bağlantılarında cıvataya verilen ön gerilme, normal bir somun anahtarı ile, somun veya cıvatayı sıkımda montaj işçisinin gücüne bağlıdır. Bazı durumlarda ayrıca sıkma anahtarının kol uzunluğuna, cıvata veya vidanın bulunduğu, kullandığı yere de bağlıdır. Kimball ve Barr [19] normal bir işçi tarafından, normal şartlarda sıkılan cıvatalara uygulanabilecek ön gerilme kuvvetini

$$F_{\text{ÖN}} = 286 d \quad (2.2)$$

ifadesi ile vermektedir. Burada d cıvatanın milimetre olarak anma çapı olup, ön gerilme kuvvetinin birimi kgf'dir. Buna göre A_c cıvata kesit alanı olmak üzere, cıvatada meydana gelen ön gerilme değeri

$$\sigma_{\text{ön}} = \frac{F_{\text{ÖN}}}{A_c} \quad (2.3)$$

ifadesinden hesaplanır. Çapı 14 mm veya daha küçük olan civatalar için 2.2 ve 2.3 numaralı ifadelerden hesaplanan ön gerilme değeri, düşük karbonlu çelik civatalar için kopma gerilmesinin üstünde çıkabilir. Bu ise uygulamada çok sık raslandığı üzere küçük çaplı civataların sıkma esnasında kopması demektir. O halde bu sonuca göre, küçük çaplı civatalar çok fazla sıkılmamalıdır.

Çapı 25 mm ve daha büyük olan civatalarda ön gerilme değerinin hesabı için Hetenyi [20] tarafından,

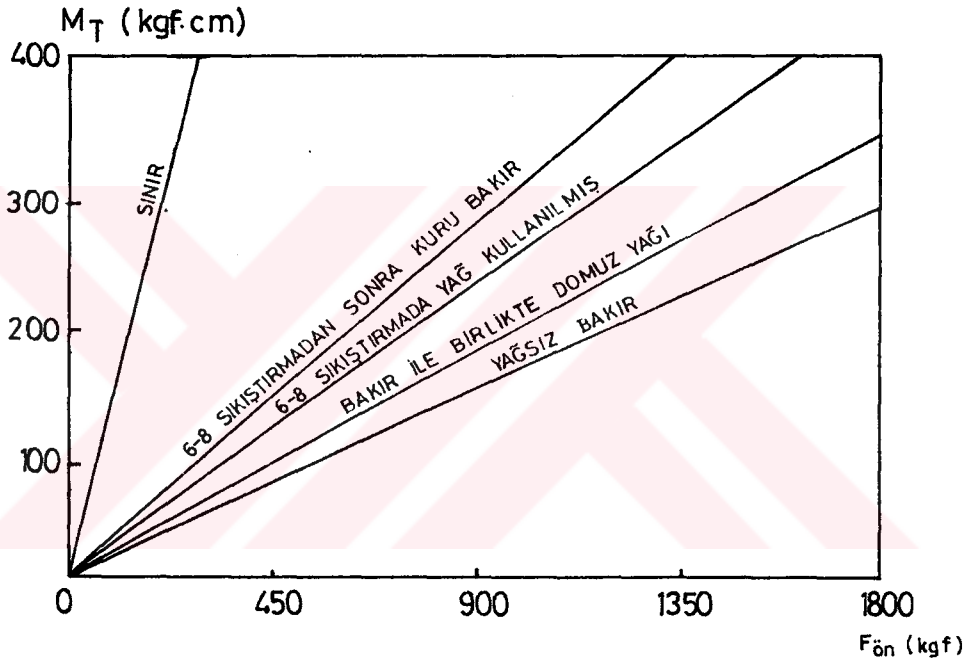
$$\sigma_{\text{ön}} = \frac{31,6}{d^{1/2}} \quad (2.4)$$

ifadesi verilmiştir. Bu ifadeye göre, yüksek kaliteli malzemenen yapılmış büyük çaplı civatalarda, malzemenin akma sınırına erişebilecek ön gerilme değerini uygulamak zordur.

Yukarda verilen ifadeler, sadece kaba olarak civatalara uygulanan ön gerilme değeri hakkında bilgi vermektedir. Civataya verilen ön gerilme kuvvetinin öneminden dolayı, civatada meydana gelen ön gerilme değerini uygun metodlarla ölçmek gerekir. Örneğin, civatanın her iki ucunda civata boyunu ölçmek için ulaşmak mümkünse, ön gerilmenin değeri sıkma sonucu civata boyunda meydana gelen toplam uzama ölçülerek bulunabilir. Genellikle bu tür ölçmelerde toplam uzamanın meydana geldiği efektif civata boylarınının tam olarak bilinmemesi bir problem teşkil eder.

Analitik metodlarla 1. Bölüm'de verildiği gibi bir somuna veya civata başına uygulanan sıkma momenti ile civatada meydana gelen ön gerilme kuvveti arasındaki ilişkiyi veren bir denklem (1.15 numarayla verilmişti) elde edilebilir. Ancak bu denklem tamamen teorik bir ifade olup uygulamada sıkma momentinin hesabında seyrek kullanılır [21]. Civata bağ-

lantılarında vida dış yüzeylerinin durumuna, somun ve civata başı oturma yüzeyi ile sıkılan parçaların yüzey kalitesi-ne, sürtünme yüzeylerinin yağlanma miktarı, şekli ve yağlama yağının türüne, vida helis açısına bağlı olarak sürtünme katsayısı tam olarak tesbit edilemeyen değişik değerler alır. Sürtünme katsayısının sıkma momentine etkisi Şekil-1.12 ve 1.13 ile verilmişti. Bu şekillerden görüldüğü üzere sürtünme katsayısının sıkma momentine etkisi özellikle büyük civata çaplarında ihmal edilemeyecek derecede önemlidir. Şekil-2.7'de verilen grafikte değişik yağlama durumlarına göre, sıkma momentinin değişimi verilmiştir.



Şekil-2.7 : Sıkma momentinin yağlama ile değişimi [18].

Bu grafikten kolayca görüldüğü gibi bir civatada aynı ölçme kuvvetini elde etmek için, değişik yağlama durumları dahi, farklı değerlerde bile sıkma momentlerini gerektirmektedir. Sıkma momenti sürtünme katsayısından bu derece etkilenmesine göre, belirli uygulamalarda, tamamen teorik olan 1.15 numaralı denklem yerine uzun yıllar edinilen tecrübelerden yararlanmak çok daha emniyetlidir.

Sıkma momenti ifadesi, ön gerilme kuvvetine bağlı olarak Maney [22] ve bazı araştırmacılar tarafından bulunmuş olup bu ifade,

$$M_s = C d F_{\text{ÖN}} \quad (2.5)$$

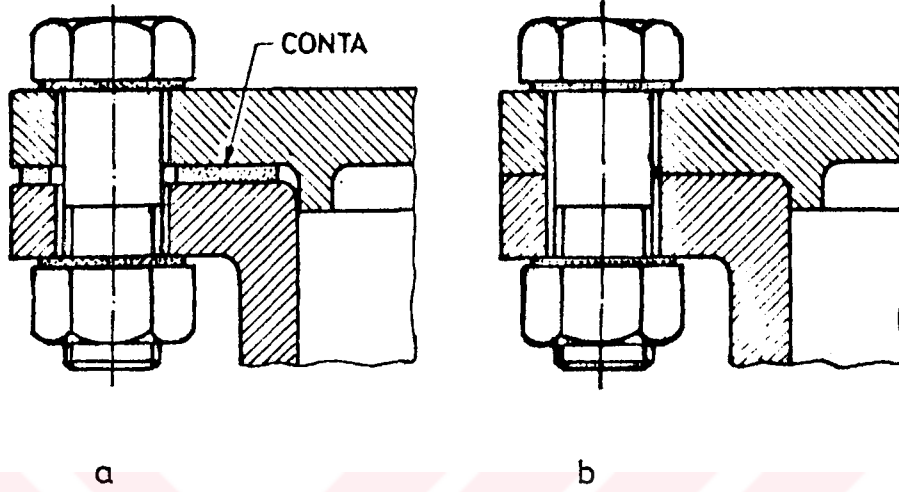
şeklindedir. Burada M_s somuna veya civata başına uygulanan ve d anma çapındaki bir civatada $F_{\text{ÖN}}$ ön gerilme kuvvetini meydana getiren sıkma momenti, C ise şartları belirli olan herhangi bir civata bağlantısı için alınan bir sabittir. Maney [22] 'e göre yağlamanın söz konusu olmadığı civata bağlantıları için $C = 0.20$ ve diğer araştırmacılara göre yağlamanın yapıldığı civata bağlantıları için $C = 0.18$ alınabilmektedir. Steward [24] tarafından ise, $C = 0.20 \pm 0.06$ olarak tesbit edilmiş olup somun veya civata başına sıkma momenti uygulandığında somun ve civatanın çok iyi yağlanması halinde C nin değerinin % 50'ye kadar azaltılabileceği rapor edilmektedir.

2.4- ÖN GERİLME TEORİSİ

Civata ön gerilme kuvveti genellikle bağlantıda kullanılan civata üzerine etkiyen aksenal kuvvet olarak bilinir. Bununla beraber bir civata üzerindeki ön gerilme, civatadaki aksenal uzamalar ile bağlanan parçalardaki kısaltmaların kompleks bir bileşkesidir. Ön gerilme civata malzemesi, yüzey kalitesi, civata başının şekli ve yağlamanın türü gibi çeşitli etkenlere bağlıdır. Bu nedenle ön gerilme kuvvetinin hesabında her durum için tam ve güvenilir sonuçlar veren bir hesap metodu yoktur [21]. Ancak bilinen metodla yapılan hesaplamalar ile pratikte gerçek şartlara mümkün olduğu kadar yaklaşılmaya çalışılır.

Ön gerilmeli bir civata bağlantısında, bağlantının bulunduğu makina veya sistem çalıştığı zaman civata üzerindeki toplam aksenal yük ön gerilme kuvvetine ve işletme yüküne bağlıdır. Buna ilaveten civatanın ve bağlanan parçaların elastik yaylanma rijitliklerinede bağlıdır. Eğer bağlanan parçalar Şekil-2.8 a'da verildiği gibi civataya göre çok elastik (elastik conta nedeniyle) ise, civataya etkiyen toplam aksenal kuvvet yaklaşık olarak ön gerilme kuvveti ile işletme kuvvetinin toplamına eşittir. Eğer civatanın

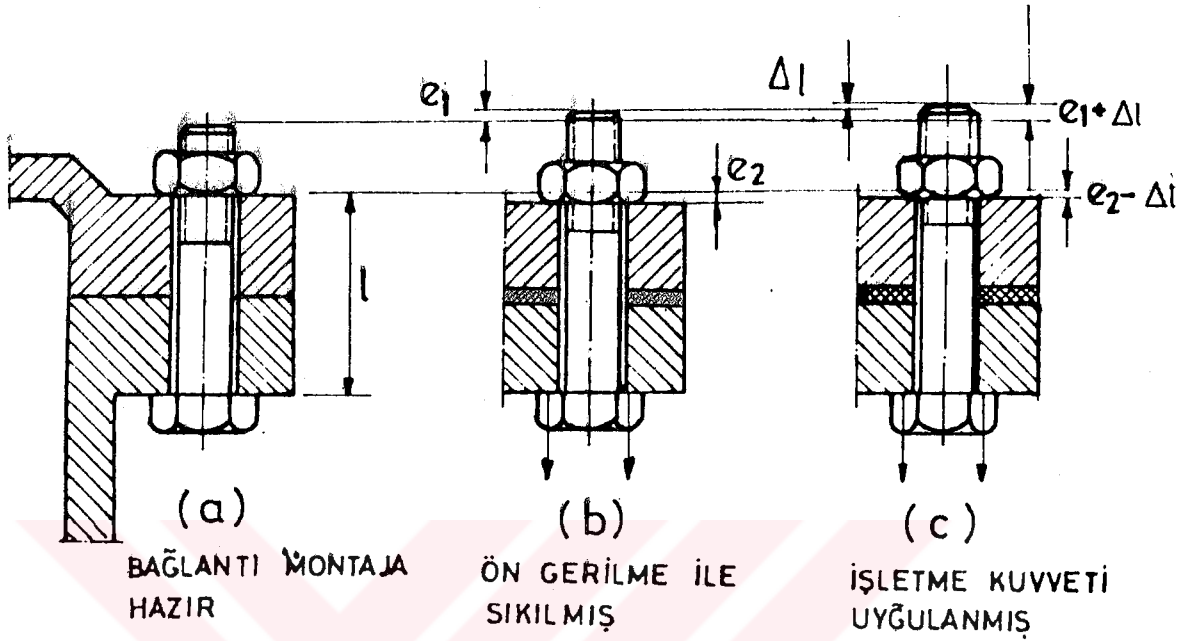
kendisi Şekil-2.8 b'de verildiği gibi çok elastik ise, cıvataya etkiyen toplam aksenal kuvvet, büyüklüğüne göre ya ön



Şekil-2.8 : Cıvata ve bağlanan parçaların birbiri göre rijitlikleri.

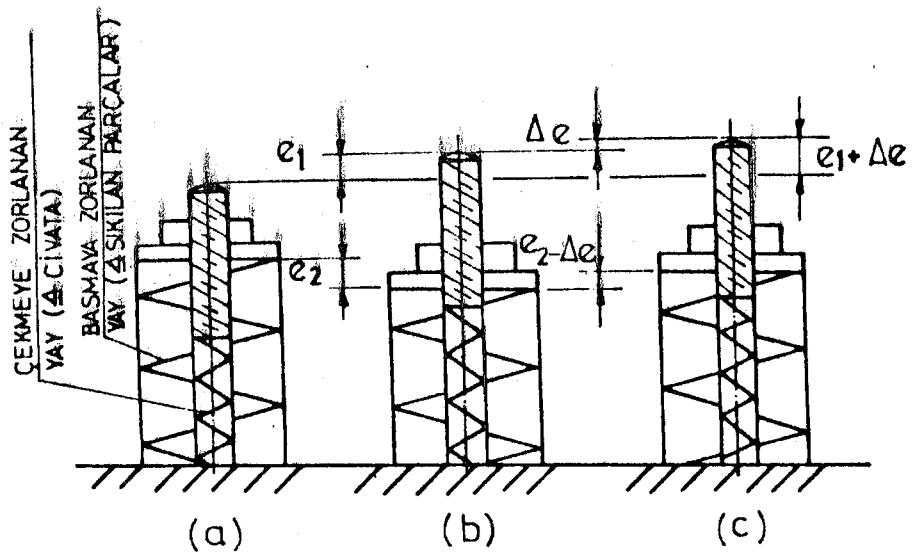
gerilme kuvvetine veya işletme kuvvetine eşit olur. Pratikte karşılaşılan şartlar genellikle bu durumdan farklı olur. Bundan dolayı cıvataya etkiyen toplam aksenal yükün değeri ön gerilme teorisi yardımıyla bulunur. O halde ön gerilme teorisi gerçekte, ön gerilmeli bir cıvata bağlantısında, cıvata toplam yükü ile ön gerilme ve işletme yükü arasındaki ilişkiyi vermektedir [25].

Ön gerilme problemini incelemek için Şekil-2.9 da bir flanş bağlantısının farklı yükleme durumları gösterilmiştir. Ön yükleme ilişkisinin daha iyi anlaşılması için Şekil-2.10'da cıvata ve bağlanacak parçalar birer yay olarak gösterilerek bağlantının fiziksel modeli kurulmuştur. Şekil-2.9 a da verilen flanş bağlantısında parçalardaki şekil değiştirmelerin bulunmasında ve hesap formüllerinin çıkarılmasında



Şekil-2.9 : Cıvata bağlantısında şekil değiştirme.

flanşın eğilmediği kabul edilecek, sadece cıvata ve flanşların uzama ve kısılması göz önüne alınacaktır.



Şekil-2.10 : Cıvata bağlantısında şekil değiştirmenin modeli.

2.4.1- Ön Gerilme Üçgeni

Şekil-2.9 a ve 2.10 a bağlantısının, civata ve somun yerine takılıp elle sıkılarak boşluğu alınmış, fakat henüz ön gerilme verilmemiş haldeki durumu göstermektedir. Bu durumda ön gerilme olmadığından civata ve parçaların boylarında değişiklik söz konusu değildir. Şekil-2.9 b ve 2.10 b de görüldüğü üzere civatanın sıkılması ile verilen ön gerilme kuvveti $F_{ÖN}$ etkisiyle civata boyu

$$e_1 = \frac{F_{ÖN} \cdot l_1}{E_1 A_1} \quad (2.6)$$

kadar uzarken, sıkılan parçalar

$$e_2 = \frac{F_{ÖN} \cdot l_2}{E_2 A_2} \quad (2.7)$$

kadar kısalır. Burada

E_1, E_2 : Civata ve sıkılan parçaların malzemelerinin elastik modülleri.

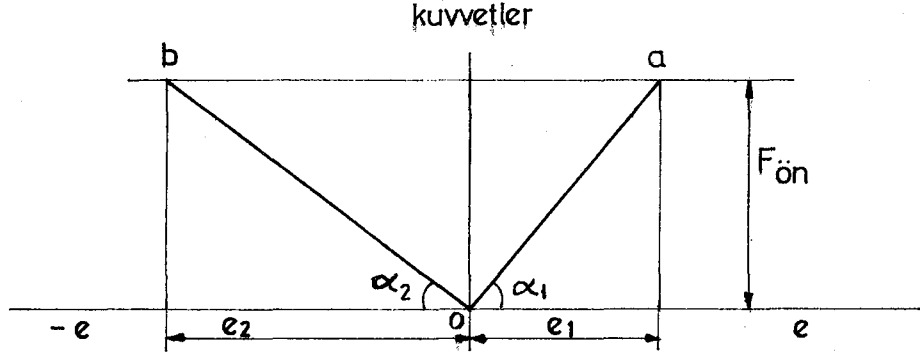
A_1, A_2 : Civata ve sıkılan parçaların elastik deformasyona katılan kesitlerinin alanı.

l_1, l_2 : Civata ve sıkılan parçaların elastik deformasyona katılan uzunluklarıdır.

Hesapların basitleştirilmesi bakımından genellikle civatanın şaft kısmının kesit alanı ile, vidalı kısmın kesit alanı eşit alınır ve civatanın elastik deformasyona katılan uzunluğunun flanş kalınlığına eşit olduğu kabul edilebilir.

Civata bağlantısına uygulanan ön gerilme kuvveti nedeniyle civata ve bağlanan parçalarda meydana gelen şekil değişimlerini kuvvet-uzama diyagramlarında göstermek mümkündür. Bağlantıda kalıcı şekil değiştirme istenmediğine göre gerilmeler elastik bölgede kalmak şartıyla, Hooke Kanununa göre uzamalar ve kısaltmalar kuvvetle orantılı olarak Şekil-2.11

de görüldüğü gibi değişir. Bu şekilde düşey ekseninde ön gerilme kuvveti, yatay ekseninde ise civata ve parçaların şekil değiştirme değerleri verilmiştir.



ŞEKİL DEĞİŞTİRMELER

Şekil-2.11 : Civata ve sıkılan parçalardaki deformasyonlar.

Yatay ekseninde uzamalar pozitif ve kısalmalar negatif deformasyon olarak gösterilmiştir.

Şekil-2.11'de verilen Oa doğrusu, civatadaki şekil değiştirmeleri ve bu doğrunun α_1 eğim açısı civatanın rijitliğini veya yaylanma sayısını gösterir ve

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{F_{ON}}{e_1} = \frac{E_1 A_1}{l_1} \quad (2.8)$$

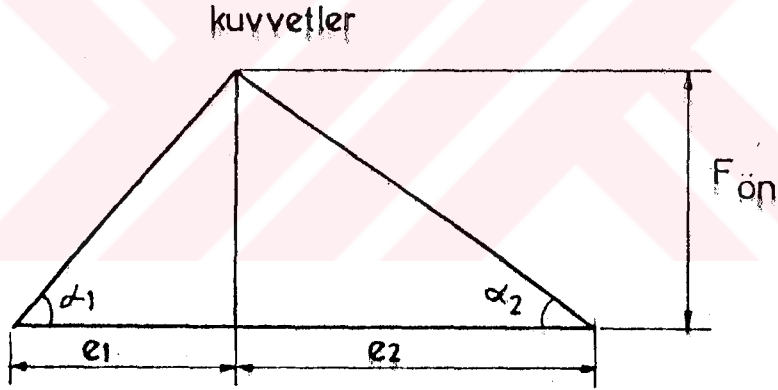
dir. Sıkılan parçalarda meydana gelen şekil değiştirmeler ise, Ob doğrusu ile temsil edilir. Bu doğrunun α_2 eğim açısı, sıkılan parçaların rijitliğini veya yaylanma sayısını gösterir ve

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{F_{ON}}{e_2} = \frac{E_2 A_2}{l_2} \quad (2.9)$$

olur.

Uzama ve kısılma doğrularının yatayla aynı değerlerde açı yapmalarının nedeni, civata ve sıkılan parçaların malzemelerinin farklı olmasından ve $l = l_1 = l_2$ kabul edildiği takdirde A_1 ve A_2 kesit alanlarının farklı değerlerde alınmasındandır.

Eğer Şekil-2.11'deki diyagramda, düşey eksen (kuvvet eksenini) üzerinde ön gerilme kuvveti $F_{\text{ÖN}}$ kadar alınır, yatay eksene (uzamalar eksenini) bir paralel çizilirse bu doğru uzama ve kısılma doğrularını sırayla a ve b de keser. Civatanın e_1 uzamasına ve sıkılan parçaların e_2 kısılmasına tekbül eden, bu a ve b noktaları düşey eksende aynı ön gerilme kuvvetini vermektedir. O halde Oa ve Ob doğruları yatay eksende, sağa veya sola kaydırılarak a ve b noktaları üst üste getirilmek suretiyle, Şekil-2.12'de verilen ön gerilme üçgeni elde edilir [26].



ŞEKİL DEĞİŞTİRMELER

Şekil-2.12 : Ön gerilme üçgeni.

Ön gerilme kuvveti $F_{\text{ÖN}}$ ile sıkılmış olan bağlantıda Şekil 2.9 c ve 2.10 c deki gibi işletme kuvveti $F_{\text{iş}}$ in etkidiğini kabul edelim. İşletme kuvvetinin etkisiyle civata ilave olarak Δe_1 kadar uzar ve önceden kısılmış olan sıkılan parçaların deformasyonu Δe_2 kadar azalır. Bu durumu

$$F_{\text{top}} = F_{\text{iş}} + F_{\text{ÖN}} - F_{\text{b}} \quad (2.10)$$

ve sıkılan parçalarda kalan ön gerilme,

$$F'_{\text{ÖN}} = F_{\text{ÖN}} - F_{\text{b}} \quad (2.11)$$

olarak bulunur. Bu iki ifadedeki F_{b} sıkılan parçalarda ön gerilme kuvvetindeki azalma miktarı, yine ön gerilme üçgeni yardımıyla aşağıdaki şekilde bulunur.

İşletme kuvvetinin etkisiyle sıkılan parçalar üzerindeki ön gerilmenin F_{b} kadar azalmasıyla Şekil-2.13'de görüldüğü gibi, sıkılan parçalarda Δe_2 kadar deformasyon azalması meydana gelir. O halde sıkılan parçaların deformasyon eğrisinin eğimi değişmeyeceğine göre,

$$\text{tg } \alpha_2 = \frac{F_{\text{b}}}{\Delta e_2} = \frac{E_2 A_2}{l_2}$$

veya

$$\Delta e_2 = \frac{F_{\text{b}} l_2}{E_2 A_2} \quad (2.12)$$

yazılabilir.

İşletme kuvveti etkilediği zaman civatayı zorlayan F_z ek kuvveti civata boyunun Δe_1 kadar daha uzamasına neden olur. Civatayı zorlayan ek kuvvetin değeri ise, ön gerilme üçgeninden

$$F_z = F_{\text{top}} - F_{\text{ÖN}} = F_{\text{iş}} - F_{\text{b}} \quad (2.13)$$

dir. Bu kuvvetin etkisiyle civata boyu Δe_1 kadar uzadığına ve civata deformasyon eğrisinin eğimi değişmediğine göre,

$$\text{tg } \alpha_1 = \frac{F_z}{\Delta e_1} = \frac{E_1 A_1}{l_1}$$

veya F_z 'nin 2.13 numaralı denklemden verilen değeri dikka-

te alınırrsa,

$$\Delta e_1 = \frac{F_z l_1}{E_1 A_1} = \frac{(F_{i\text{iş}} - F_b) l_1}{E_1 A_1} \quad (2.14)$$

olur. Şekil-2.9 c ve 2.10 c den ve aynı zamanda ön gerilme üçgeninden görüldüğü gibi işletme yükünün etkimesi sonucu, civatada meydana gelen uzama ile sıkılan parçalarda meydana gelen deformasyon azalması aynı değerdedir. O halde $\Delta e = \Delta e_1 = \Delta e_2$ olduğu gözönüne alınırssa, 2.12 ve 2.14 numaralı ifadelerden

$$F_b = F_{i\text{iş}} \frac{1}{1 + \left(\frac{E_1 A_1}{l_1} / \frac{E_2 A_2}{l_2} \right)} \quad (2.15)$$

olarak bulunur. 2.15 numaralı ifade 2.10 ve 2.11 numaralı denklemlerde yerine konursa civata toplam kuvveti için,

$$F_{\text{top}} = F_{i\text{iş}} + F_{\text{ÖN}} - F_{i\text{iş}} \frac{1}{1 + \left(\frac{E_1 A_1}{l_1} / \frac{E_2 A_2}{l_2} \right)}$$

veya

$$F_{\text{top}} = F_{\text{ÖN}} + F_{i\text{iş}} \frac{1}{1 + \left(\frac{E_2 A_2}{l_2} / \frac{E_1 A_1}{l_1} \right)} \quad (2.16)$$

ve sıkılan parçalarda kalan ön gerilme kuvveti için,

$$F'_{\text{ÖN}} = F_{\text{ÖN}} - F_{i\text{iş}} \frac{1}{1 + \left(\frac{E_1 A_1}{l_1} / \frac{E_2 A_2}{l_2} \right)} \quad (2.17)$$

bağıntıları elde edilir.

İşletme kuvvetinin değeri sıfırdan $F_{i\text{iş}}$ değerine kadar değişirse Şekil-2.13'de verilen ön gerilme üçgeninden civa-

tayı ek olarak zorlayan F_z kuvvetinin genliği

$$F_z = F_{top} - F_{\text{ÖN}} = F_{i\text{ş}} \frac{1}{1 + \left(\frac{E_2 A_2}{l_2} / \frac{E_1 A_1}{l_1} \right)} \quad (2.18)$$

ve sıkılan parçalardaki ön gerilme kuvvetindeki azalma miktarı F_b 'nin genliği ise yine ön gerilme üçgeninden yararlanarak elde edilen,

$$F_b = F_{\text{ÖN}} - F'_{\text{ÖN}} = F_{i\text{ş}} \frac{1}{1 + \left(\frac{E_1 A_1}{l_1} / \frac{E_2 A_2}{l_2} \right)} \quad (2.19)$$

ifadelerinden işletme kuvveti, civata ve sıkılan parçaların rijitliğine veya yaylanma sayısına bağlı olarak bulunur.

Dinamik işletme kuvvetinden dolayı, sürekli mukavemet bakımından civataya gelen ek F_z kuvvetinin mümkün olduğu kadar küçük olması gerekir. Buna karşılık bağlantının gevşememesi, sızdırmazlığın sağlanması veya sıkma bağlantılarda parçaların birbiri üzerinde kaymaması için kalan $F'_{\text{ÖN}}$ ön gerilme kuvvetinin çok küçük olmaması ve hiçbir zamanda sıfıra düşmemesi gerekir. Yeteri kadar büyük bir kalan ön gerilme kuvveti, bağlantıda sağlanan ön gerilme kuvvetini artırmakla mümkündür. Yalnız bu takdirde civataya etkiyen F_{top} toplam kuvvetin değeride artacağından mukavemet yönünden yüksek kaliteli çelikten yapılmış civata kullanmak gerekecektir. Büyük ön gerilme, yalnız sızdırmazlık değil, vida dişleri ve diğer bütün temas yüzeylerindeki pürüzlerin plastik deformasyona uğraması suretiyle düzelmesini de sağlar. Bu nedenle büyük ön gerilme verilen civata bağlantılarında, işletme sırasında dinamik kuvvetlerin etkisiyle pürüzlerin ezilip gevşeme olması ve ön gerilmenin azalması büyük ölçüde önlenmiş olur.

Ön gerilme üçgeni ve çıkarılan bağıntılardan görüleceği gibi civataya gelen ek F_z kuvveti ve sıkılan parçalarda kalan

$F_{\text{ÖN}}^I$ ön gerilme kuvvetinin değeri, işletme kuvveti ile orantılı, sadece cıvata ve sıkılan parçaların rijitliklerine bağlıdır. Bu nedenle herhangi bir ön gerilmeli cıvata bağlantısında, cıvatanın ve sıkılan parçaların yaylanma rijitliklerinin mümkün olduğu kadar gerçek değerlere yakın hesaplanması gerekir.

2.4.2- Cıvata ve Sıkılan Parçaların Yaylanma Rijitliklerinin Hesabı

Uzayan parçaların yaylanma rijitliklerini malzemelerin gerilme uzama diyagramlarından yararlanarak hassas bir şekilde hesaplamak mümkündür. Bir malzemenin gerilme uzama diyagramında elastik bölgede Hooke Kanununa göre, ϵ birim uzaması; G gerilmesi ve E elastik modülüne bağlı olarak

$$\epsilon = \frac{G}{E} \quad (2.20)$$

dir. Eğer uzayan parçanın kesit alanı A_1 , parçanın l uzunluğunca sabitse ve parçanın boyunda uygulanan F kuvvetinin etkisiyle meydana gelen toplam uzama Δl ise,

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (2.21)$$

ve

$$G = \frac{F}{A} \quad (2.22)$$

ifadeleri yazılabilir. 2.20 - 2.22 numaralı eşitliklerden parçanın k yaylanma rijitliği

$$k = \frac{F}{\Delta l} = \frac{EA}{l} = \text{tg } \alpha \quad (2.23)$$

şeklinde bulunur.

Belirli değerde ön gerilme verilmiş cıvata bağlantısında ise cıvata başı ve cıvatanın somun veya parçaya vidalı uzunluğunun bir kısmı elastik şekil değiştirir. Ayrıca so-

mun, civata üzerindeki vidalı kısmın sonuna kadar sıkılamaz. O halde teorik olarak civata yaylanma rijitliğinin hesabında bu hususların dikkate alınması gerekebilir. Ancak bu hususlar dikkate alınarak yapılacak hesaplarda erişilecek hassasiyet, özellikle sürtünme katsayısındaki değişmeler sonucu, civata sıkma momentlerinde yapılan uygulama hataları yanında çok küçük kalır. Bu nedenle civata yaylanma rijitliğinin hesabında yaylanma uzunluğu, sıkılan parçaların toplam kalınlığına eşit alınır ve bu uzunlukta civata kesit alanının sabit olduğu kabul edilir. Bu nedenle, örneğin Şekil-2.4 de verilen bağlantıda kullanılan standart bir civatanın yaylanma rijitliği, 2.23 numaralı bağıntı yardımıyla hesaplanabilir.

Bazı civatalarda, vida açılmış kısım daha uzun olabilir. Özel olarak imal edilmiş bazı civatalarda ise civatanın vida açılmamış kısmı yani shaftı değişik kesit alanlarına sahip olabilir. Bu takdirde civatanın Δl toplam uzaması her bir ayrı parçanın uzamaları toplamına eşit olacağına göre, eğer n adet değişik kesit olduğu kabul edilirse

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \dots + \Delta l_n$$

$$\text{veya } \Delta l = \frac{F}{E} \left(\frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \dots + \frac{l_n}{A_n} \right) \quad (2.24)$$

yazılabilir. Burada A_1, A_2, A_n civata shaftı kesit alanları ve l_1, l_2, l_n bu alanlara tekabül eden shaft boylarıdır. 2.23 numaralı eşitlik dikkate alınırsa 2.24 numaralı eşitlikten civatanın toplam yaylanma rijitliği

$$\frac{1}{k_c} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{k_i} \quad (2.25)$$

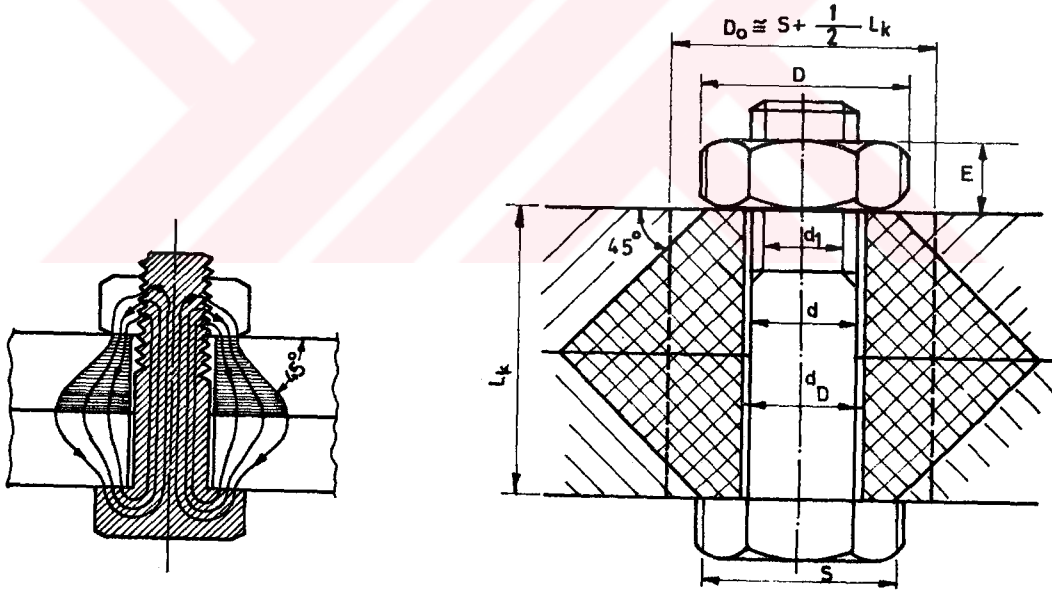
veya

$$\frac{1}{k_c} = \frac{1}{E} \left[\frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \dots + \frac{l_n}{A_n} \right] = \frac{1}{E} \sum_{i=1}^{i=n} \frac{l_i}{A_i} \quad (2.26)$$

olarak bulunur.

Sıkılan parçaların yaylanma rijitliklerinin hesabı oldukça zordur. Çünkü birçok durumlarda, sıkılan parçalarda ön gerilme etkisinde, deformasyona katılan alanı ve gerilme dağılımını tam olarak belirlemek mümkün değildir. Sadece içi boş silindirik bir parçada yaylanma rijitliğini tam olarak hesaplamak mümkündür.

Sıkılan parçalarda elastik deformasyona katılan kesit alanını tesbit etmek için birçok yöntem vardır. Bunlardan en eskisi ve basiti olan Rötischer yöntemidir. Bu yöntem göre, sıkma esnasında sıkılan parçalardaki şekil değiştirmelerin yayılışı Şekil-2.14'de verildiği gibi tepe açısı 90° olan koni şeklindedir. Bu konilerin somun ve civata başının



Şekil-2.14 : Sıkılan parçalarda deformasyon dağılışı.

altına gelen kısımdaki çapları somun ve civata başının anahtar açıklığına eşittir,

Sıkılan parçaların kalınlığı çok fazla değilse ($l_p \leq 1.5S$) konilerin yerine eşit hacimli bir silindir konursa, bu silindirin kesit alanı

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[\left(S + k_o \frac{l_p}{2} \right)^2 - d^2 \right] \quad (2.27)$$

sıkılan parçaların elastik deformasyona katılan kesit alanını verir. Bu ifadede k_o malzeme katsayısı olup

Çelik için	$k_o \approx 0.20$
Dökme demir için	$k_o \approx 0.25$
Alüminyum alaşımları için	$k_o \approx 0.33$

alınır.

Sıkılan parçaların elastiklik modülü E_p , toplam kalınlığı l_p ve deformasyona katılan alan A_p olmak üzere yaylanma rijitliği 2.23 numaralı eşitliğe göre,

$$k_p = \frac{E_p A_p}{l_p} \quad (2.28)$$

olur. Sıkılan parçalar arasında Şekil-2.8 a'da olduğu gibi conta bulunması halinde, sıkılan parçaların toplam yaylanma rijitliği,

$$\frac{1}{k_t} = \frac{1}{k_p} + \frac{1}{k_{co}} \quad (2.29)$$

olur. Burada

$$k_{co} = \frac{E_{co} A_{co}}{l_{co}} \quad \text{Contanın yaylanma rijitliği,}$$

A_{co} : Contanın kesit alanı

E_{co} : Conta malzemesinin elastiklik modülü

l_{co} : Contanın kalınlığıdır.

Bağlantıda kullanılan conta, yüksek elastiklik özelliğine sahip olduğu takdirde, sıkılan parçaların yaylanma rijitliği ihmal edilerek $k_t = k_{co}$ alınır. O halde bir civata bağlantısında kullanılan contanın ön gerilmeye etkisi, sıkılan parçalarinkinden fazla olabilmektedir. Bu nedenle bağlantılarda sızdırmazlığın temini için kullanılan contaların detaylı olarak incelenmesinde yarar vardır.

2.5- ÖN GERİLME İLE BAĞLANAN CIVATALARIN HESABI

Ön gerilme vermek için somun veya civata başına uygulanan sıkma momentinin bir sonucu olarak civatada çekme gerilmesi ve burulmadan dolayı civata gövdesinde kesme gerilmesi meydana gelir. Bunlara ilaveten vida yüzeylerinde ezilme zorlanması ve dış diplerinde kesme gerilmesi söz konusudur [27]. Bu gerilmelerin hiçbiri hassas bir şekilde tesbit edilemez. Bu nedenle hesaplarda yüksek emniyet faktörü kullanmak suretiyle bazı gerilmelerin hesabı yapılmaz.

Ön gerilme ile bağlanan bir civata bağlantısında dinamik yükleme söz konusu olduğunda, civataya ön gerilme kuvveti F_{ON} ve işletme kuvveti $F_{i\dot{s}}$ etki eder. Başlangıçta işletme kuvvetinin değeri tam olarak bilindiğinden, diğer büyüklükler buna göre seçilerek civata boyutlandırılır. İlk boyutlandırma ön gerilme kuvvetine göre yapılabilir. Ön gerilme kuvvetinin civatada meydana getirdiği gerilme, civatada oluşan çekme gerilmelerinin minimum değerde olanıdır. Bu gerilme değerine göre civata kesit alanı ve dışdibi çapı (d_2) bulunur. Bulunan kesit alanı veya çapa göre Tablo Ek 1-4'den standart civata çapı seçilir. Hesaplarda kullanılan C_{em} emniyet gerilmesinin değeri için büyük ön gerilme verme ve malzemenin iyi bir şekilde yararlanabilme bakımından, malzemenin C_{AK} akma gerilmesine yakın değerlere kadar çıkılır. Bu amaçla emniyet gerilmesi, malzemenin akma gerilmesinin % 70'i kadar alınır [4].

Ön gerilme kuvvetinin değeri işletme kuvvetine göre seçilir. $F_{ON}/F_{i\dot{s}}$ oranı en az 2.5 alınır. Bağlantıda conta kullanılması halinde ve parçaların temasta bulunan yüzey-

lerinin pürüzlülüğü fazla ise kuvvetlerin oranı 3.5, flanş ve motor kapağı gibi sızdırmazlığın çok önemli olduğu bağlantılarda da 3 ... 5 arasında seçilir [4].

Yukarıda belirtilen ön hesapla civata seçimi yapıldıktan sonra, gerekli boyutlar belirlendiğinden kontrol hesabı yapmak mümkündür. Civataya gelen toplam kuvvet ve ek zorlanma kuvvetini bulmak için 2.16 veya 2.18 numaralı denklemlerdeki $(\frac{E_2 A_2}{l_2} / \frac{E_1 A_1}{l_1})$ oranı yani civata ve sıkılan parçaların yaylanma rijitlikleri tayin edilir. 2.16 numaralı denklem yardımıyla bulunan toplam kuvvetin, civatada meydana getirdiği maksimum çekme gerilmesi,

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\text{top}}}{A_1} \quad (2.30)$$

ve 1.5 numaralı denklemden hesaplanan sıkma momentinin etkisiyle oluşan

$$\tau = \frac{M_v}{W_o} = \frac{16M_v}{\pi d_1^3} \quad (2.31)$$

kayma gerilmesi hesaplanır. Civata kesitinde bileşik gerilme söz konusu olduğundan

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{em} \quad (2.32)$$

şartı sağlanmalıdır. (Enerji hipotezi)

Ön gerilmeli civata bağlantılarında en önemli kontrol, sürekli mukavemet bakımından değişken gerilme genliğidir. Civatayı zorlayan ek kuvvetin $F_z/2$ etkisinde

$$\sigma_g = \frac{F_z}{2 A_1} \leq \sigma_{gem} \quad (2.33)$$

olmalıdır. Değişken gerilme genliğinin emniyet değeri, civata malzemesinin sürekli mukavemet diyagramından okunan σ_G değerinden

$$\sigma_{gem} = \frac{\sigma_G}{S} \quad (2.34)$$

bağıntısı ile hesaplanır. Burada S emniyet katsayısı olup 1.25 - 1.5 arasında alınabilir.

Değişken gerilme genliği σ_G değerleri Tablo Ek-6 ve civatalara ait sürekli mukavemet diyagramları Şekil Ek-1 de verilmiştir.

2.6- ÖN GERİLME İÇİN KONTROL METODLARI

Bir civata bağlantısında ön gerilme kuvvetinin, civatayı zorlayan F_z ek kuvvetine ve sıkılan parçalarda F_{ON} kalan ön gerilme kuvvetine büyük etkileri vardır. Bundan dolayı bağlantı yapılırken hesaplanan ön gerilme kuvvetinin tam olarak sağlanması gerekir. Normal civata anahtarları kullanarak el ile verilen ön gerilme, tamamen montajı yapanın duygusuna ve tecrübesine bağlı olarak herhangi bir değer olabilir. Bu nedenle dinamik yüke maruz bağlantılarda ön gerilmenin kontrol ve ölçülmesine olanak sağlayan, özel anahtarlar ve ölçme metodları kullanılır. Buna rağmen ölçülen değerler ön gerilmenin mertebesini gösterir, fakat tam olarak gerçek büyüklüğünü göstermez. Ön gerilmenin belirlenmesi veya kontrolü; somun veya civata moment anahtarı ile sıkılarak, somun veya civata hesaplama bulunan açı kadar döndürülerek veya civatada meydana gelen uzama ölçülerek yapılabilir.

Bağlantıda hesaplanan ön gerilmeyi sağlamak için somun veya civataya uygulanan sıkma momenti büyük ölçüde vida yüzeylerine, vida yüzeylerindeki ve somun veya civata başı ile sıkılan parçalar arasındaki sürtünme katsayısına bağlı olduğundan, moment anahtarı ile gerçekleştirilen sıkmalarda uygun hassasiyet sağlanamaz. Belirtilen hususlardan dolayı somun veya civata hesaplanan moment değerinde sıkıldığı halde civatada elde edilecek ön gerilme kuvveti farklı

değerde olabilir.

Sürtünmenin etkisini azaltmak için bazı önemli bağlantılar titreşimli masalar üzerinde yapılır. Bu şekilde yapılan bağlantılarda sürtünme kuvvetlerinin etkisinde büyük düşüş sağlanmak suretiyle daha uygun bir ön gerilme sağlanır.

Açı kontrollü sıkmalarda, somun önce sıkılan parçaların yüzeyi ile temas edinceye kadar döndürülür. Somunun bu döndürülmesi civatanın uzamaya başladığı ana kadar yapılır ve bundan sonra somun sıkma anahtarı ile istenen döndürme açısı kadar döndürülür.

Döndürme açısı θ° , civataya uygulanacak ön gerilme kuvvetine bağlı olarak aşağıdaki şekilde hesaplanır.

Bir somun sıkıldığı zaman civatada meydana gelen uzama 2.6 ve sıkılan parçalardaki kısalma 2.7 numaralı denklemlerden hesaplanabilir. Buna göre, somunun civataya göre yer değiştirme miktarı, 2.6 ve 2.7 numaralı eşitliklerde dikkate alınırsa

$$e_t = e_1 + e_2 = F_{\text{ÖN}} \left[\frac{l_1}{E_1 A_1} + \frac{l_2}{E_2 A_2} \right] \quad (2.35)$$

olur. Bir vidada helis açısını veren 1.1 numaralı eşitlik dikkate alınırsa; somunun yer değiştirme miktarı e_t ile somun üzerinde alınan bir noktanın, somunun döndürülmesi sonucu $d_2/2$ yarıçaplı yay üzerindeki C hareket miktarı arasında

$$C = \frac{e_t}{\text{tg } \alpha} \quad (2.36)$$

bağıntısı yazılabilir. C nin değeri aynı zamanda

$$C = \frac{d_2}{2} \theta = \frac{d_2}{2} \frac{2\pi}{360^\circ} \theta^\circ \quad (2.37)$$

dir. Burada θ radyan olarak, θ° ise derece olarak somunun

dönme açısı olup, her ikisinde derece olarak aynı değerdedir. 2.36 ve 2.37 numaralı bağıntılardan dönme açısı

$$\theta^{\circ} = \frac{e_t}{\operatorname{tg} \alpha} \frac{360^{\circ}}{\pi d_2} \quad (2.38)$$

olarak bulunur. 1.1 ve 2.35 numaralı ifadelerden $\operatorname{tg} \alpha$ ve e_t değerler 2.38 numaralı ifadede yerine konursa,

$$\theta^{\circ} = 360^{\circ} F_{\text{ÖN}} \frac{1}{h} \left(\frac{l_1}{E_1 A_1} + \frac{l_2}{E_2 A_2} \right) \quad (2.39)$$

denklemini elde edilir. Bu denklemden görüleceği gibi θ° somun dönme açısı civata çapı ile bağımlıdır. Somun 2.39 numaralı denklemden hesaplanan dönme açısı kadar döndürülmek suretiyle bağlantıda istenen ön gerilme sağlanır.

Ön gerilmenin en emniyetli bir şekilde kontrolü, civatanın ön gerilmeyle oluşan uzama miktarı ölçülerek yapılabilir. Civata bağlantısına ait kuvvet-uzama diyagramı veya ön gerilme üçgeninden belli kuvvete karşı olan civata uzaması bulunur ve civataya ön gerilme verilmesi sırasında uzama ölçülerek gerekli kontrol yapılır. Bunun için civatanın her iki ucunun serbest olması ve ölçü aleti yerleştirmek için de yer bulunması gerekir. Bu tür ön gerilme kontrolünde çok hassas ölçümler yapılabilir fakat uygulaması zor olduğundan ancak önemli işlerde uygulanır.

B Ö L Ü M - III

3.1- SIZDIRMAZLIK VE ÖNEMİ

Sızdırmazlık hareketli yüzeylerde veya hareket etmeyen parçaların birleştirme yüzeylerinde gerekebilir. Her iki durumda kullanılan sızdırmazlık elemanları ayarlanabilir veya kendi kendini sıkıştırabilir şekilde dizayn edilmelidir.

Sızdırmazlık, ön gerilmeli civata bağlantılarının kullanıldığı basınçlı kaplarda, flanşlı bağlantılarda ve hidrolik silindirlere vs. gibi iç basınçların yüksek olduğu yerlerde bu elemanların kullanıldığı sistemlerin verimini etkileyecek derecede önemli bir problem olarak ortaya çıkar. Nükleer güç santrallerinde örneğin reaktör ara devre ısı eşanjör kapağında, buhar jeneratörleri özel valf kapağı flanş bağlantılarında sızdırmazlığın gerekliliği göz önüne alınırsa, problemin ne derece önemli olduğu daha iyi anlaşılır.

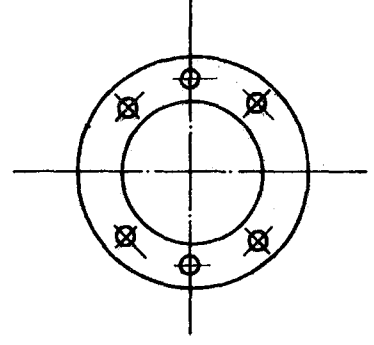
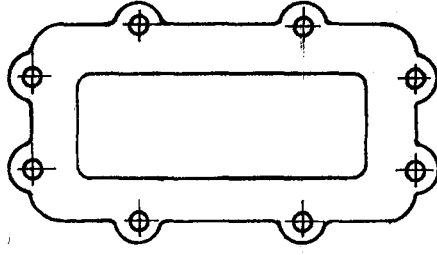
Hareketsiz yüzeylerde kullanılan sızdırmazlık elemanları, bağlantının uygulandığı sistemin çalışma şartlarında yani sistemin çalışma basınç ve sıcaklıklarında sızdırmazlık görevini yerine getirebilmelidir. Ön gerilmeli bağlantılarda hareketsiz yüzeyler arasında sızdırmazlık elemanı kullanarak veya kullanmadan sızdırmazlık sağlanabilir. Bağlantıda sızdırmazlık elemanı kullanılmaması halinde, civatalar verilen ön gerilme kuvveti ile sıkılan yüzeylerin çok hassas işlenmeleri gerekir [16]. Yüzeylerin hassas işlenmesinin

yanısıra sızdırmazlık için gereken ön gerilme kuvvetinin ve dolayısıyla civata çaplarının daha büyük seçilmesi zorunludur. Sızdırmazlık elemanı kullanılan bağlantılarda ise yüzeylerin çok hassas işlenmeleri gerekmez. Bu durumda civatalara verilen ön gerilme kuvvetinin etkisiyle sıkılan parçalara göre daha elastik veya plastik olan sızdırmazlık elemanı ezilir. Bu elemanın ezilmesi ile yüzeylerdeki pürüzler bu elemanın içine girer ve böylece iki yüzey arasındaki boşluk kapanır. Bu ise bağlantıda sızdırmazlığın sağlanması demektir. Yüzey pürüzlülüğü arttıkça, daha kalın sızdırmazlık elemanı kullanmak gerekebilir. Sızdırmazlık elemanının kalınlığının artması ise bu elemana radyal olarak etkileyen basınç kuvvetlerini arttıracığından sakıncalıdır. Bu nedenle yüzey pürüzlülüğünün mümkün olduğu kadar küçük ve sızdırmazlık elemanının kalınlığında az olmasına dikkat etmek gerekir. Ayrıca sızdırmazlık elemanı ve kalınlığını tesbit ederken 2. Bölümde verilen ön gerilme hesaplarında önemli yeri olan civata ve sıkılan parçaların yaylanma rijitlikleri oranında gözönüne alınmalıdır. Çünkü birçok durumlarda sızdırmazlığın yanısıra civatalara etkileyen dinamik yüklerin genliği bağlantının ömrü açısından önemlidir. O halde sızdırmazlığın önemli olduğu ve dinamik yüklerin etkilediği ön gerilmeli civata bağlantısından istenilen sonucu almak gerekir. Bunun için sızdırmazlık elemanlarının yapı ve özelliklerini bilmekte yarar vardır.

Hareketsiz yüzeylerin birleştirilmesinde kullanılan sızdırmazlık elemanları, sıkılan parçaların arakesit yüzeyinin tamamına yayılmış olabildiği gibi ara kesit yüzeyinde açılan bir yuvaya yerleştirilmiş olabilir.

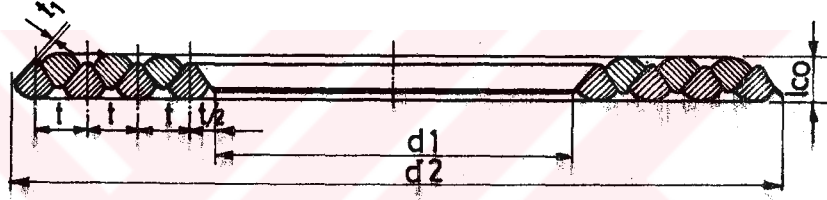
3.1.1- Contalar

Ara kesit yüzeyinin tamamına yayılmış olarak kullanılan sızdırmazlık elemanları contalardır. Yaygın olarak kullanılan conta tipleri yassı contalardır. Bunlar madeni levhalardan kesilerek yapılan Şekil-3.1'deki gibi değişik şekilli veya halka şeklinde olabilir. Ayrıca Şekil-3.2'deki gibi özel olarak şekillendirilmiş, sıkılan parçaların yüzeylerindeki



Şekil-3.1 : Madeni levhadan yapılmış yassı contalar.

kanallara girebilecek tarzda olanlarıda vardır.



Şekil-3.2 : Dalgalı metal saçlı yumuşak conta.

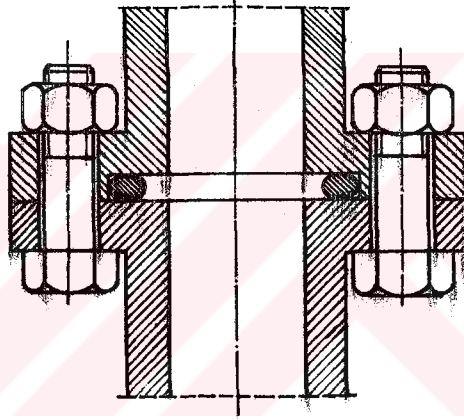
Şekil-3.1'de gösterilen contalar düz ve iyi işlenmiş yüzeylerin birbirine civata ile bağlantısında uygundur. Özellikle conta yumuşak malzemeden yapılmışsa, dizayn yapılırken flanşların yeterli rijitlikte olmasına dikkat edilmeli ve flanşların eğilmemesi için, yeterli sayıda civata kullanılmalıdır. Bu nedenle sızdırmazlığın önemli olduğu dinamik zorlanmalarda contanın korunması için, bağlantıda az sayıda büyük civata yerine, çok sayıda küçük civata kullanmak daha iyidir.

Şekil-3.2'de gösterilen dalgalı metal saçlı özel şekilli contalı bağlantılarda, parçalar ön gerilme kuvveti ile sıkıldığı zaman, kıvrımların tepeleri sıkıştırılır. Buralarda meydana gelen büyük basınç gerilmelerinden dolayı, yüzeyler arasında iyi bir sızdırmazlık sağlanır. Contaların kul-

lanıldığı bağlantılarda da yeterli sayıda civata kullanmanın yanısıra flanş kalınlığında uygun olması gerekir.

3.1.2- O- Halkaları

O- halkaları Şekil-3.3'de görüldüğü gibi sıkılan parçalardan birinin ara kesit yüzeyinde açılan bir yuvaya yerleştirilerek kullanılır. O- halkalarının sızdırmazlık için kullanılmalarında, halkanın yerleştirileceği yuva, sadece bağlanan parçalardan biri üzerine açılır, diğer parçanın yüzeyi ise düzdür.



Şekil-3.3 : O- halkası ile yapılan sızdırmazlık bağlantısı.

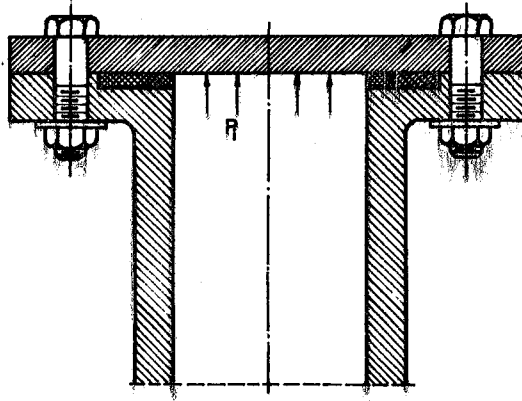
O- halkalarının kullanıldığı bağlantılarda parçalar, ara kesit yüzeyleri temas edinceye kadar sıkılır. Bu halkaların kesiti daire veya kare, dikdörtgen ve elips gibi değişik şekilli olabilir.

3.2- CONTALARIN TASARIMI

İyi ve güvenilir bir ön gerilmeli bağlantı için, bağlantıda kullanılacak olan conta malzemesinin doğru seçilmesi gerekir. Conta için malzeme seçiminin yanı sıra contayı etkileyecek, baskı yükünde dikkate alınması zorunludur. (Conta malzemesinin seçiminde)

- Flanş yüzeylerinin işlenme kalitesine göre conta, bağlantı yapıldığı zaman, yüzeylerdeki boşlukları dolduracak derecede esnek olması,
- Contanın, bağlantının yapıldığı sistemdeki akışkana karşı dayanıklı ve uzun zamanda ekonomik olması.
- Contanın işletme basıncının 1.5 katı olan maksimum deney basıncında uygun sonuç vermesi
- Contanın sistemde bulunan maksimum ve minimum çalışma sıcaklıklarında, sızdırmazlık için gerekli olan özelliklerini kaybetmemesi gibi hususların dikkate alınması gerekir.

Contalarda sızdırmazlığı sağlayan kısımlar sıkılan parçalarla temas eden conta yüzeyleridir. Bağlantıda conta gövdesi gözeneksiz ve esnek bir engel gibi görev yapar. Contalı bir bağlantıda, örneğin Şekil-3.4'deki gibi bir silindir kapağı bağlantısında conta üzerine iç basınç, ön gerilme ile sağlanan baskı kuvveti ve hidrostatik kuvvetler etki eder.



Şekil-3.4 : Silindir kapak bağlantısı

Burada hidrostatik kuvvet, silindir içerisindeki akışkan basıncının etkisiyle flanşları birbirinden ayırmaya çalışan kuvvettir. Bu kuvvetin değeri;

$$F_h = P_i \cdot A \quad (3.1)$$

ifadesinden bulunabilir. Burada F_h hidrostatik kuvvet, P_i silindir iç basıncı ve A contanın iç ölçülerinin çevirdiği alandır.

Conta üzerindeki ön gerilme kuvvetinin değeri iç basınç altında yani 2. Bölümde belirtildiği gibi işletme yükünün etkisinde azalacaktır. Bu nedenle conta üzerindeki kalıcı gerilim, Şekil-3.4'de görüldüğü tarzda etkiyen iç basıncın, meydana getirdiği radyal kuvvetlere dayanabilmelidir. Conta üzerindeki G_k kalıcı geriliminin minimum değeri; iç basınç P_i ve conta katsayısı olarak m faktörü alındığında,

$$G_k = P_i \cdot m \quad (3.2)$$

olmalıdır. Buna göre düşük iç basınçlarda dahi sızdırmazlık temini için conta üzerinde belirli bir yüzey gerilimi gerekmektedir. Bu gerilim, flanş yüzeylerindeki pürüzleri doldurmak üzere contanın deforme edilmesi olup, contanın sıkışabilme özelliği ile doğrudan ilgilidir. Buna minimum yüzey gerilimi G_y denir. m ve G_y değerleri üzerinde birçok görüşler bulunmakla birlikte, güvenle kullanılan Klinger sistemine göre sızdırmazlığı istenen akışkanın fiziki hali en önemli etkidir. Gaz halindeki akışkanın sızdırmazlığını sağlamak, aynı basınçtaki sıvının sızdırmazlığını sağlamaktan daha zordur. Örneğin kaliteli ve sıkıştırılmış amyant lifli bir conta malzemesi için;

G_y (kg/cm ²)	Sıvı	Gaz
	50	200
m faktörü	2,5	4,0

değerlerini almaktadır. Patlayıcı ve parçalayıcı akışkanlar için verilen değerler daha büyük alınır.

Sızdırmazlık için kullanılan conta üzerinde istenen kalıcı gerilimi sağlamak için cıvata bağlantısı yapılırken conta üzerinde belirli bir değerde gerilme meydana getirmek gerekir. Conta üzerinde oluşturulacak bu gerilme ise cıvatalara verilen ön gerilme kuvveti ile sağlanan bir gerilme olup geri;

$$\sigma_{\text{ÖN}} = \sigma_y + mP_i + \frac{F_h}{A_{\text{CO}}} \quad (3.3)$$

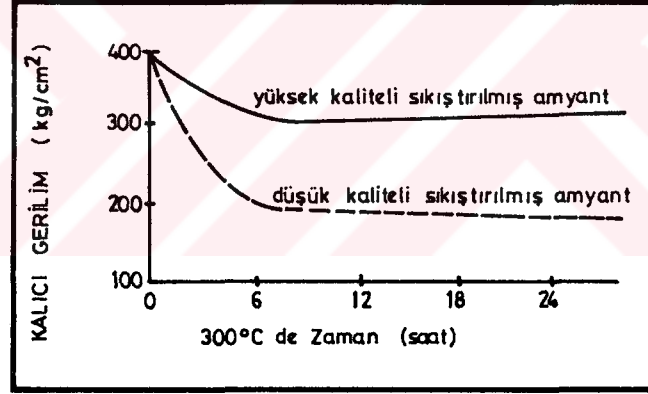
ifadesinden bulunur. Burada A_{CO} contanın basıya zorlanan alanıdır. Buna göre ön gerilmenin hesabından ve cıvatalar arası mesafe yeterliliğinin kontrolundan sonra herbir cıvata uygulanması gereken minimum sıkma momenti 1.18 numaralı denklem yardımıyla bulunabilir.

Bu hesaplar ilk sızdırmazlık için geçerli olup, sızdırmazlığın sürekliliği için contanın fiziki durumu, esneklik ve diğer faktörlerin dikkate alınması gerekir. Bu hesap yoluyla, bağlantıda kullanılması gereken cıvata kalitesi, flanşlarda çarpıklık olup olmayacağı, cıvata uzaması ve cıvata dişlerinin sıyrılıp sıyrılmayacağı konularında da fikir edinmek mümkündür. Eğer flanşın çarpılmak suretiyle bozulacağı düşünülürse cıvata sayısı arttırılmalıdır. Bağlantının yapıldığı sistemin daha sonraki aşamalarında, hesaplanan bağlantı gerilimi ile conta üzerindeki kalıcı gerilimin seçilen conta malzemesinin parçalanma mukavemetini aşmamasına dikkat etmek gerekir.

Bir örnek olarak en çok kullanılan conta malzemesi olan sıkıştırılmış amyant lifi için parçalama mukavemetleri Tablo-3.1'de verilmiştir. Tablodaki değerlerden conta kalınlığının ve çalışma sıcaklığının contanın parçalanma mukavemetine etkisi olduğu görülmektedir. Şekil-3.5'de verilen grafikte ise kalıcı gerilimin zamana göre değişimi verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi kalıcı gerilme belirli zaman aralığında hızla düşmektedir.

Conta Kalınlığı (mm)	Soğukta (kg/cm ²)	300°C'de (kg/cm ²)
0,5	2000	1400
0,75	1600	1100
1.	1400	950
1.5	1100	750
2.	900	600
3.	600	400

Tablo-3.1 : Kaliteli sıkıştırılmış amyant lifli conta için mäsade edilen yüzey gerilmesi değerleri [28].



Şekil-3.5 : 1.5 mm kalınlığında ve 400 kg/cm² ön gerilme altındaki değişik contalarda kalıcı gerilimlerin zamana göre değişimi 28

3.2.1- Sızdırmazlığın Sürekliliği İçin Dikkate Alınması Gereken Faktörler

Sızdırmazlık elemanlarının, ön gerilme kuvveti ile sağlanan basınç altında ezilmek suretiyle kullanılan bağlantıda sızdırmazlık sağladıkları daha önce belirtilmişti. Ancak sızdırmazlık elemanları, civata sıkma momentindeki kayıpların yol açacağı yüzey gerilimi azalmalarını önlemek için gerekenden daha fazla ezilebilmelidir. Bu özellik iyi kalite sızdırmazlık elemanını diğerlerinden ayıran en önemli özelliktir.

Sızdırmazlık elemanlarının titreşim, dönme veya kayma sonucu olan küçük oynamalarda ve ısıl genleşmelerde yüzey geriliminde fazla kayıp olmaksızın sızdırmazlığı sağlayabilmelidir.

Bazı bağlantılarda sızdırmazlık elemanlarının flanş yüzeylerine yapışmaması istenir. Bu daha çok periyodik olarak açılması gereken bağlantılarda aranan bir durumdur.

Sızdırmazlık elemanlarından istenen en önemli özelliklerden biride, sıkılan parçalar arasında sürtünme etkisiyle durabilen sızdırmazlık elemanının iç basınç etkisiyle parçalanmamasıdır. Sızdırmazlık elemanının iç basıncın etkisi altında parçalanmaması için, yüzeyler arasındaki sürtünme kuvvetlerinin iç basıncın meydana getirdiği radyal kuvvetten (Şekil-3.4) büyük olması gerekir. O halde sürtünme kuvveti;

$$F_s = 2M C \min \pi (d_i + b) b \quad (3.4)$$

ve radyal kuvvet

$$F_r = P_i \pi d_i t \quad (3.5)$$

olup $F_s \geq F_r$ veya değerler yerine konursa

$$2M C \min \pi (d_i + b) b \geq P_i d_i t_c \quad (3.6)$$

olmalıdır. Burada,

- M : Sürtünme katsayısı
 G_{min} : Sızdırmazlık elemanının minimum yüzey gerilimi.
 d_i : Sızdırmazlık elemanı iç çapı
 b : Sızdırmazlık elemanı genişliği
 t_c : Sızdırmazlık elemanı kalınlığıdır.

Statik sürtünme katsayısı genellikle 0,4 alınır, ancak çok düzgün yüzeyli flanşlarda 0,1 veya daha küçük alınabilir. 3.6 numaralı ifadede $M = 0,1$ konulur ve ifade yüzey gerilimine göre düzenlenirse

$$G_{min} \geq \frac{5 P_i d_i t_c}{b (d_i + b)} \quad (3.7)$$

olur. Sızdırmazlık elemanı iç çapının, genişliğine göre çok büyük olduğu durumlarda 3.7 numaralı ifade yerine

$$G_{min} \geq \frac{5 P_i t_c}{b} \quad (3.8)$$

alınabilir. Pratikteki uygulamalarda sızdırmazlık elemanının genişliği her zaman kalınlığının iki katından fazla olur. Bu nedenle uygulamada

$$G_{min} \geq 2.5 P_i \quad (3.9)$$

alınabilir. Bu şekilde bulunan bir yüzey gerilim değeri sızdırmazlık elemanı için müsaade edilen gerilim değerinden küçük olduğu sürece sızdırmazlık elemanı parçalanmadan görevini yerine getirir.

3.2.2- Sızdırmazlık Elemanlarının Boyutları

Sızdırmazlık elemanlarının kalınlıklarının dışındaki boyutları, kullanılacakları yere göre belirlenmek durumundadır. Birçok sızdırmazlık malzemelerinde kalınlık arttıkça esneklik direnci azalmaktadır. Hem bu durum hemde bağlantının bulunduğu sistem içindeki akışkanın sızdırmazlık elemanı üzerindeki tahrip etki alanını küçültmek için mümkün olduğu kadar ince sızdırmazlık elemanı kullanmayı gerektirir. Buna rağmen sızdırmazlık elemanları öncelikle flanş yüzeylerindeki yüzey pürüzlülüğünü gidermek için kullanıldığından bunların seçiminde;

- Yüzey pürüzlülüğünün miktarı,
- Flanşlardaki çarpıklıklar,
- Sızdırmazlık elemanının esnekliği ve
- Sızdırmazlık elemanının çalışma basıncındaki yüzey gerilimi

gibi hususlar dikkate alınmalıdır [28].

Eğer flanşlar paralel ise sızdırmazlık elemanının minimum kalınlığı

$$t'_c = \frac{2 (\text{Maksimum yüzey pürüzlülüğü} \times 100)}{\text{Yüzey gerilimindeki esneklik}}$$

veya

$$t'_c = \frac{2 R_t \times 100}{k (\%)} \quad (3.10)$$

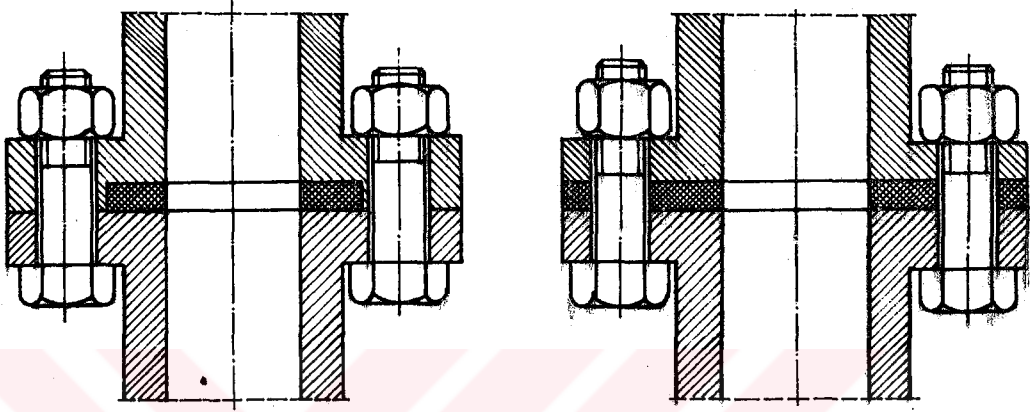
dır.

Tornalanmış flanşlarda genellikle yüzey gerilimini arttıran sivri tepeli izler bulunduğundan, sızdırmazlık elemanının kalınlığını bir miktar azaltmak mümkündür.

Flanşlı bağlantılarda kullanılan sızdırmazlık elemanları Şekil-3.6'da görüldüğü gibi;

- Dış çap flanş dış çapına eşit ve civataların geçeceği deliklerin bulunduğu, flanşın tüm yüzeyini kapatan,
- Sadece civatalar ile flanş ortası deliğinin arasına yer-

leŖtirilmiŖ olarak kullanılır. Tüm yzeeye yerleŖtirilen sızdırmazlık elemanları bağlama cıvataları tarafından sabitlendiği için, flanŖın deformatsiyona uğrama ihtimalini en aza indirir.



Ŗekil-3.6 : FlanŖlı bağlantılarda sızdırmazlık elemanlarının kullanılıŖı.

Cıvatalar ile flanŖ ortası arasına yerleŖtirilen sızdırmazlık elemanları ise, daha küçük yüzey söz konusu olduğundan belli cıvata n gerilme kuvvetlerinde, daha fazla i basınca dayanabilirler.

3.3- DEĐIŖIŖK MALZEMEDEN YAPILMIŖ SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI VE ÖZELLİKLERİ

Bazı n gerilmeli flanŖ bağlantılarında sızdırmazlık elemanları veya flanŖlar üzerine srlmŖ sıvılarla karŖılaŖılır. Sızdırmazlık bağlantılarında bu sıvıların kullanılması ile

- Sızdırmazlık elemanı ile flanŖ arasındaki statik sürtünme katsayısının değeri azalabilir. Bu nedenle 3.6 numaralı ifade ile verilen Ŗart gerekleŖmez.
- Sürtünmenin azalması ile sızdırmazlık elemanının esnekliği azalabilir ve bunun sonucu yüzey gerilimi azalarak sızıntı baŖlar.
- Sızdırmazlık elemanı ile sıvı birbirine uygun değilse sız-

dırmazlık elemanı şişebilir veya parçalanabilir.

Yukarıda belirtilen mahsurlardan dolayı, sızdırmazlığın daha iyi temin edilmesi düşünülerek, sızdırmazlık elemanı ile flans arasında sıvı kullanmamak gerekir. Eğer sızdırmazlık elemanı flans yüzeyine daha iyi otursun isteniyorsa, conta'nın bağlantı ön gerilmesine katkısı dikkate alınarak, daha elastik veya kalınlığı fazla olarak kullanılmalıdır. Bu nedenle iyi bir sızdırmazlık bağlantısı yapabilmek için, sızdırmazlık elemanı olarak kullanılan malzemelerin özelliklerini bilmekte yarar vardır.

3.3.1- Kağıt Sızdırmazlık Elemanları

Sızdırmazlık elemanı olarak en çok meline kenevir ile karıştırılarak yapılmış, yağa karşı dayanıklı, yumuşak ve esnek olan kağıtlar kullanılır. Bunların maksimum çalışma şartları 120°C sıcaklık ve 8 bar basınçtır. 0.15 mm den daha az kalınlıklarda kullanılabilmelerine karşılık kimyasal dayanıklılıkları zayıf, buhar ve soğutucu tesislerinde kullanılmaları uygun değildir. Kağıt sızdırmazlık elemanları otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılır.

3.3.2- Mantar Sızdırmazlık Elemanları

Reçine veya kauçuk, bağlayıcı madde olarak kullanılmak suretiyle mantar sızdırmazlık elemanları yapılır.

Reçine bağlayıcılı mantar sızdırmazlık elemanları bağlayıcı maddeden dolayı kırılğandır. Bazılarında kort bezi kullanılarak kırılğanlık önlenmiştir. Maksimum çalışma şartları 150°C sıcaklık ve 8 bar basınçtır. Yağa karşı dayanıklıdır. Sudan etkilenirler ve kimyasal dayanıklılıkları azdır. Sızdırmazlık bağlantılarında civatalara verilen ön gerilmenin küçük ve flans yüzeylerinin çok pürüzlü olduğu yerlerde kullanılırlar.

Kauçuk bağlayıcılı mantar sızdırmazlık elemanları ince mantar granürlerinin kauçuk ile bağlanması yoluyla imal edilir.

Mantarın tabii ezilebilme özelliği ve kauçuğun esneklik özelliğinden dolayı, mukavemeti iyi olan bir sızdırmazlık elemanıdır. Cıvatalara verilen küçük ön gerilme ile sızdırmazlık sağlayabilirler. Bağlayıcıdan dolayı kimyasal dayanıklılıkları iyidir. Maksimum 120°C sıcaklıkta ve 10 bar basınç altında çalışabilirler.

3.3.3- Sıkıştırılmış Amyant Lifli Sızdırmazlık Elemanları

İlk defa 1895 yılında Richart tarafından yapılan ve daha sonra geliştirilerek kalite ve çeşitleri arttırılan sıkıştırılmış amyant lifli sızdırmazlık elemanları endüstride en çok kullanılan bir türdür.

Esas olarak, amyant liflerinin çok az miktarda kauçukla bağlanmasından elde edilen bir sızdırmazlık elemanıdır. Esnek olduklarından taşınmaları kolaydır ve flanş yüzeylerindeki tüm pürüzleri kapatabilirler. Cıvataya yüksek ön gerilme verilmesi halinde bozulmazlar. Yüksek sıcaklıklarda bağlayıcı kauçuğun sertleşmesine ve esnekliğini kaybetmesine rağmen, amyant esnekliğini korur. Bundan dolayı yüksek çalışma sıcaklıklarında, cıvata üzerindeki ön gerilme azalsa dahi kullanılabilirler. İşletme basıncının ve sıcaklıkların değişken olduğu, çok yüksek işletme basınçlarının bulunduğu bağlantılarda tel örgü takviyeli tipteki sızdırmazlık elemanları kullanılmalıdır.

Sıkıştırılmış amyant lifli sızdırmazlık elemanları 550°C sıcaklık 130 bar basınçta, tel örgülü takviyeli tipler 200 bar basınçta istenilen görevi yerine getirebilirler. Bu sızdırmazlık elemanları kırılğan değildir, ölçüleri bozulmaz, buhar ve sıcak suya dayanıklıdırlar. Kimyasal dayanımları fazladır fakat ön gerilmenin küçük olduğu bağlantılarda kullanılmaları uygun değildir. Bu tür sızdırmazlık elemanları genellikle düşük, orta ve yüksek basınçlı boru hatları, ısı eşanjörleri ve pompalar gibi yerlerde kullanılır.

3.3.4- Dokuma Amyant Sızdırmazlık Elemanları

Dokuma amyantlı sızdırmazlık elemanları dokunmuş amyant bezinin sentetik veya doğal kauçukla doyurulması yoluyla imal edilirler. Çok esnek olduklarından çok pürüzlü yüzeylerde rahatça kullanılabilirler. Genellikle 200°C sıcaklığa kadar kullanılmalarına rağmen, düşük basınçlı sistemlerde 500°C sıcaklığa kadar kullanılabilirler.

Çalışma sıcaklığının değişken olduğu veya titreşimli çalışan yerlerde mekanik mukavemetin sağlanması için bakır tel takviyeli olan amyant sızdırmazlık elemanları kullanılmalıdır. Bu elemanlar 200°C sıcaklık ve 17 bar basınçta kullanılabilir. Çok esnek olduklarından yüzeyi çok pürüzlü olan flanş bağlantılarında iyi sonuç verir. Aşırı sıkıştırma kuvvetlerinde çabuk bozular ve esnekliklerini kaybederler.

3.3.5- Klingereks Sızdırmazlık Elemanları

Özellikle buhar kazanlarının giriş ve temizleme kapakları ile kağıt kurutma silindirlerinde kullanılmak üzere geliştirilmiş bir sızdırmazlık elemanıdır. Dokuma amyantına üstünlüğü daha uzun ömürlü ve daha az bakım gerektirmesidir. Maksimum olarak 250°C sıcaklık ve 20 bar basınçta çalışabilirler. Aşırı sıkıştırma kuvvetlerine dayanıklı, istenilen ölçülerde yapılabilir ve esneklerdir.

3.3.6- Plastik Sızdırmazlık Elemanları

Plastikler ön gerilme yükü altında kolayca bozular, sıcaklık değişiminden çabuk etkilenir ve aynı zamanda esnek değildir. Bu nedenlerden bir sızdırmazlık elemanı olarak kullanılmaları tavsiye edilmez. Ancak sadece alkali-metal eriyiklerinden etkilenen PTFE (teflon) bir istisnadır. Plastikler genellikle diğer sızdırmazlık elemanlarının iç yüzeylerine kaplanmak suretiyle kullanılır. Maksimum 250°C sıcaklıkta çalışabilirler, çok yüksek kimyasal dayanımları vardır. Buna karşılık çabuk bozulurlar ve maliyetleri yüksektir.

3.3.7- Grafit Levha Sızdırmazlık Elemanları

Çok iyi fiziksel ve kimyasal özellikleri olan, tehlikeli çalışma şartlarında kullanılmak üzere geliştirilmiş statik sızdırmazlık malzemesidir. Hava gibi indirgeyici veya nötr ortamlarda 2500°C sıcaklıklara kadar kullanılabilir.

Derişik nitrik asit gibi çok kuvvetli oksitleyici bileşimler haricinde kimyasal dayanımı çok iyidir. Yüksek sıcaklıklara dayanımı, bağlayıcı kullanılmasını engeller. Nükleer radyasyona da dayanıklıdır. Antitoksit oluşu nedeniyle, gıda maddelerine ve içme suyuna teması zararlı değildir. Esnek olması nedeniyle küçük ön gerilme kuvvetleri ile dahi sızdırmazlık sağlanır.

3.3.8- Sıkıştırılmış Sentetik Elyaf Sızdırmazlık Elemanları

Son yıllarda geliştirilen bir sızdırmazlık malzemesi olup orta kalitedeki sıkıştırılmış amyantın özelliklerine sahiptir. Maksimum 400°C sıcaklık ve 100 bar basınçta çalışabilirler.

3.3.9- Yarı Metalik Sızdırmazlık Elemanları

Çalışma şartlarının zor ve sızdırmazlık bağlantısında meydana gelen gerilmelerin, metalik olmayan sızdırmazlık elemanlarının mukavemet değerlerinin üstünde olduğu durumlarda kullanılırlar. Ancak yarı metalik sızdırmazlık elemanlarının kullanma şartlarını, metalik olmayanlardan kesin bir çizgiyle ayırmak mümkün değildir.

Bu elemanlar; pirinç, nikel bakırı, çelik ve alüminyum gibi metallere istenilen ölçü ve şekillerde oluklu olarak yapılırlar. Metal kalınlığı 0,25 - 0,30 mm ve oluk hatveleri 1.6 mm, 3.2 mm ve 6.4 olmaktadır. Oluk yuvalarına asbest ipler veya benzeri dolgu maddeleri konularak kullanılırlar. Maksimum çalışma şartları, kullanılan metale göre değişir. Bu sızdırmazlık elemanları, düzgün olmayan flanş yüzeylerinde ve standart olmayan ölçülerde kullanılabilirler.

3.3.10- Metal Zırhlı Sızdırmazlık Elemanları

Metalik olmayan sızdırmazlık malzemelerinin nikel, bakır, alüminyum, pirinç, paslanmaz çelik gibi metallerle kaplanması ile metal zırhlı sızdırmazlık elemanları elde edilir. Bu elemanın yerleştirileceği yüzeyin çok dar olması halinde tercih edilirler. Çalışma şartları, kullanılan zırhlı malzemesine bağlıdır. İstenilen şekillerde imal edilebilirler. Yüksek sıcaklıklarda kullanılabilirler. Sızdırmazlık için büyük ön gerilmeye gerek duyulur. Silindir üst kapaklarında, boru hatları ve basınçlı kablarda yaygın olarak kullanılırlar.

3.3.11- Spiral Sargılı Sızdırmazlık Elemanları

Yarı metal sızdırmazlık elemanlarının en çok kullanılanıdır. İyi bir sızdırmazlığın yanı sıra, yüksek mekanik mukavemet özelliğide geliştirilmiştir.

Sızdırmazlığı sağlayan dolgu malzeme üzerine metal şeritlerin V kesitinde sarılması yoluyla yapılırlar. Sarım hatmeleri, çeşitli ön gerilme yüklerinde optimum sızdırmazlığı sağlayacak şekilde ayarlanır. Sargı malzemesi nikel, titanyum gibi metaller olabileceği gibi genellikle paslanmaz çelik kullanılır. Dolgu malzemesi olarak sıkıştırılmış amyant, kağıt PTFE (teflon), kurşun ve seramik olabilir.

Spiral sargılı sızdırmazlık elemanları birçok flanş bağlantı türlerinde kullanılmaktadır. Bu elemanların, iyi bir sızdırmazlık temini için hesaplanan ön gerilme kadar sıkılmaları gerekir. Kapalı sistemlerde, özellikle geçmeli flanş yüzeylerinin birbirine temas edinceye kadar sıkıştırılması zorunludur. Bu nedenle geçmeli flanşların fatura ve deliklerinde bunlar için verilen toleranslara uyulmalıdır.

Sızdırmazlığın sağlanması gereken flanşlı bağlantılarda uygulanan işletme basıncı, ön gerilme, civata malzemesi ve çapı sızdırmazlık elemanı seçimini etkilemektedir.

Bazı durumlarda bağlantıya uygulanan ön gerilme ile sızdırmazlık elemanının aşırı deformasyonunu önlemek, elemanın flanşlarla iyi merkezlenmesini sağlamak, flanş içinde akışkanın tortulaşması veya vakum hallerinde elemanın dolgu malzemesinin parçalanarak akışkana katılmasını önlemek gerekir. Bu nedenle sızdırmazlık elemanının dış ve iç yan yüzeylerine korozyona dayanıklı malzemeden seçilmiş tesbit halkaları takılır.

Spiral sargılı sızdırmazlık elemanları maksimum 1000°C sıcaklık ve 340 bar (malzemeye göre) basınçta kullanılabilir. Sızdırmazlık için çok büyük yüzey gerilimi gerektirdiklerinden flanş yüzeyleri çok düzgün olmalıdır.

3.3.12- Katı Metal Sızdırmazlık Elemanları

Metal sızdırmazlık elemanları, diğerlerinden çok daha fazla yüzey gerilimi ve flanş yüzeylerinin düzgünlüğünü gerektirir. Yapılacak dizaynlarda bağlantının bulunduğu sistemin çalışma şartlarındaki değişmelerde, titreşimlerde dar bu yüzey geriliminin sağlanması zorunludur. Yüksek yüzey gerilimi için sızdırmazlık elemanının genişliği genellikle küçük tutulur. Tipik kesitleri ise yuvarlak, oval, altıgen ve sekizgendir. Kullanılabilecek malzemeler bakır, yumuşak demir, kurşun, alüminyum, paslanmaz çelik, nikel v.s. olabilir. Maksimum 1000 bar basınçta kullanılabilir.

3.4- CIVATA BAĞLANTILARINDA KULLANILAN PULLAR

Cıvata bağlantılarında pullar, genellikle somun veya sıkılan cıvata başının bağlanan parçalar üzerine daha düzgün oturmasını sağlamak için kullanılır. Bunun yanı sıra pullar; cıvataya ön gerilme verilerek sağlanan, somun veya cıvata başı ile bağlanan parçalar arasındaki baskı kuvvetlerini daha geniş bir alana yaymak suretiyle yüzey basınçlarını azaltırlar. Ayrıca somun veya cıvata başının altına yerleştirilen bazı pullar bağlantıya uygulanan sıkma ve sökme momentinin gereksiz artmasını önlerler. Bazı durumlarda sızdırmazlık sağlarlar ve cıvata ile cıvata deliği arasındaki boşluk-

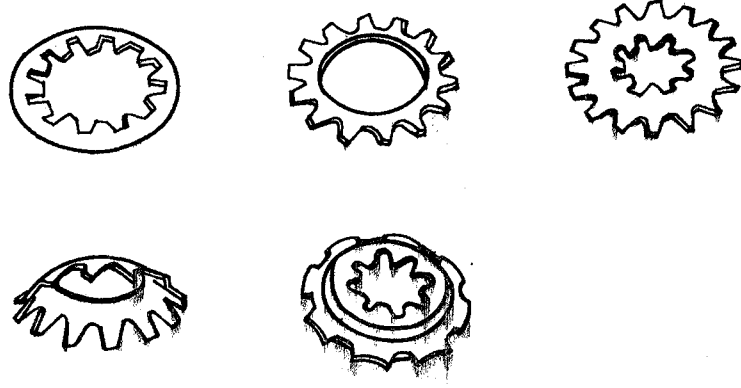
ları kapatırlar. Pullar çok değişik şekillerde imal edilmekte olup genellikle boyutlandırma delik çapı esas alınır. Pullar genel olarak çelikten özel maksatlar, içinde pirinç, alüminyum alaşımı ve suni malzemedden yapılır.

Yassı pullar, genellikle daire halkası şeklindedir. Delik ile pulun dış dairesi aynı merkezlidir. Yassı ve düzdür. Bu pullar büyük delik boşluklarının kapatılması, ön gerilme kuvvetlerinin pulsuz bağlantıya oranla daha geniş alana yayılmasını, somun veya cıvata başı için düzgün oturma yüzeyi sağlarlar.

Konik pullar, yassı pullara benzemekle beraber, pulun ortasındaki delik düz bir yüzey yerine, kesik koninin üst kısmındaki deliktir. Bunlar cıvata bağlantılarındaki gerilmeleri veya yükteki diğer gevşemeleri dengelemek için yaylı tutucu görevini yaparlar. Konik pullar genellikle elastik limitlerinin üzerinde yüklenecek şekilde dizayn edilirler. Yük kaldırıldıktan sonra eski duruma döndüklerinde yükseklikleri orijinal değerden az olur. Bu pulların sürtünmenin dışında önemli hiçbir kilitleme özellikleri yoktur. Sıkıldıkları zaman yassı duruma gelirler. Bu durumda yassı pullara eşdeğerdir.

Helis yaylı kilitleme pullarına rondela adı verilir. Rondelalar, kesiti yaklaşık dikdörtgen olan tellerin helisel olarak sarılması suretiyle yapılırlar. Helis sarım sayısı bir adet olup serbest uçların birbirinden uzaklığı yaklaşık olarak rondela telinin kalınlığının iki katına eşittir. Rondelalar, serbest uçları düz veya sivri şekilde olmak üzere iki tip olarak imal edilirler. Somun-cıvata bağlantılarının gevşememesi için emniyet elemanı olarak kullanılırlar.

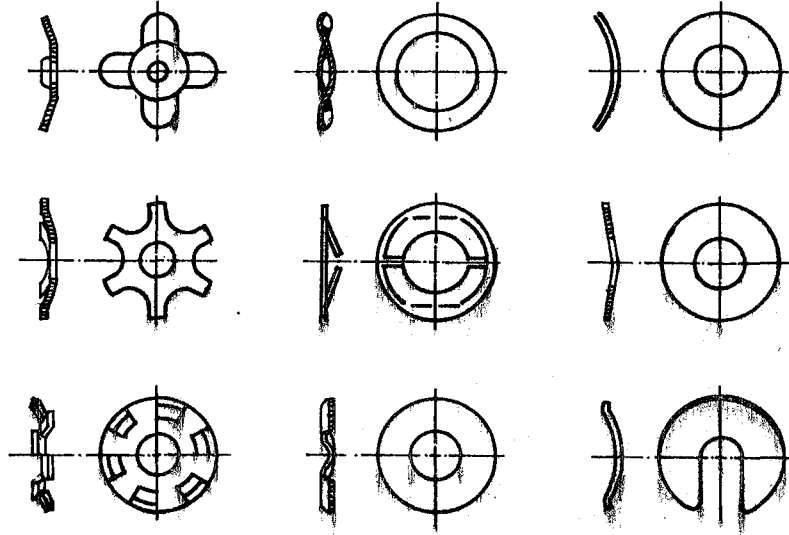
Dişli kilitleme pulları Şekil-3.7'de görüldüğü gibi pek çok değişik tipte yapılırlar, Bunlar sertleştirilmiş çelikten yapılmış olup keskin kenarlı, kıvrılmış dişleri vardır.



Şekil-3.7 : Dişli kilitleme pulları.

Bu dişler somun veya cıvata başı ve sıkılan parçalara yuva açmak suretiyle bağlantının gevşemesini önler,

Yaylı pullar çok değişik tiplerde imal edilirler. Bunlar için bir standart yoktur. Bu pulların bazı tipleri Şekil-3.8'de gösterilmiştir. Yaylı pullar bağlama elemanları üzerinde bir ön gerilme meydana getirecek veya sıkıştırma elemanı şeklinde yapılırlar.



Şekil-3.8 : Pekçok yaylı pul tiplerinden bazıları.

B Ö L Ü M - IV

4.1- CIVATALI BAĞLANTILAR VE ÖN GERİLME

Dinamik zorlanmaya maruz civataların hesabında, statik yük-
le zorlanan civatalara göre farklı kıstaslar göz önüne ali-
nir. Belirli bir ön gerilme ile sıkılan civataya işletme
sırasında genellikle sıfır ile maksimum bir değer arasında,
değişen Şekil-2.1'de görüldüğü gibi dinamik işletme kuvvet-
leri etkir. Bağlantı ön gerilmeye ek olarak titreşimli bir
zorlanmaya da maruz kalır. Bu nedenle bağlantının boyutlan-
dırılması, bağlantıda meydana gelen maksimum gerilme ve sü-
rekli mukavemete göre yapılmalıdır.

Bir makina parçasının sürekli mukavemetinde genel olarak
başlıca; malzeme, şekil verme ve yüzey işleme durumu etkili-
dir [29]. Civata bağlantılarında ortaya çıkan problemleri
anlayabilmek için civata somun ve bağlanan parçalar gibi
makina elemanlarını tek olarak değil, civata bağlantısını
bir bütün olarak ele almak gerekir. Civata bağlantısında
sürekli mukavemet; civatayı zorlayan gerilme genliğine σ_g
bağlıdır ve buda alt gerilme değeri σ_q pozitif kaldığı
süreçe (Şekil-2.1 c ve d), ortalama gerilmeye σ_m hemen
hemen bağlı değildir. Bu gerilmeler de doğrudan bağlantı-
ya etkiyen kuvvetlere bağlıdır. Ön gerilmeli civata bağ-
lantısında civatayı dinamik olarak zorlayan kuvvet genli-
ği Şekil-2.13'deki ön gerilme üçgeninde verilen kuvvetle-
re göre,

$$F_g = \frac{F_{top} - F_{\text{ÖN}}}{2} = \frac{F_z}{2} \quad (4.1)$$

dir. Buna karşılık sıkılan parçalara etkiyen dinamik kuvvet genliği ise,

$$F'_g = \frac{F_{\text{ÖN}} - F'_{\text{ÖN}}}{2} = \frac{F_b}{2} \quad (4.2)$$

olur. 2.18 ve 2.19 numaralı denklemler incelenecek olursa, cıvataları ve sıkılan parçaları zorlayan kuvvetlerin genliklerinin cıvata veya sıkılan parçaların yaylanma rijitliklerinin değiştirilmesi ile belirli bir işletme kuvveti için değiştirilebileceği görülür.

Bir cıvatalı bağlantıda cıvataya 0 ile 1000 kg arasında değişen bir işletme kuvvetinin (dış kuvvet) etki ettiği düşünül-sün. İlk olarak bağlantıda kullanılan cıvatalara ön gerilme verilmediği, ikinci olarak cıvataların 1000 kg değerinde bir ön gerilme kuvveti ile sıkıldığı kabul edilsin. Bu kabullere ilave olarak hesapların kolay yapılması bakımından

2.16 numaralı denklemde $\left(\frac{E_1 A_1}{l_1}\right) = \left(\frac{E_2 A_2}{l_2}\right)$ alınsın. Bu şartlara göre hesaplanan değerler Tablo-4.1'de verilmiştir. Tablo değerlerinden görüleceği gibi ön gerilmeli bağlantıda cıvataya etkiyen maksimum kuvvetin değeri artmaktadır. Buna karşılık değişken kuvvetin genliği % 50 azalmaktadır. Pek çok metal malzemeler için Goodman diyagramları bir makina elemanının yorulma ömrünün cıvata da meydana gelen ortalama gerilmeden çok, değişken gerilmenin genliğine karşı daha hassas olduğunu gösterir. Bu nedenle yukarıda verilen örnekte olduğu gibi ortalama kuvvetin değeri arttırılarak gerilme genliğinin azaltılması sonucu cıvatanın yorulma ömrünün arttırılacağı beklenebilir. Verilen örnekten ve 2.16 numaralı denklemden de görüleceği gibi belirli bir cıvatalı bağlantıda cıvatalara verilen ön gerilme ile sağlanan kazanç, birden fazla faktöre bağlıdır. Bu faktörler; $F_{i\text{ş}}$ işletme kuvveti ve $F_{\text{ÖN}}$ ön gerilme kuvvetinin değeri, cıvata ile

bağlanan parçaların birbirlerine göre rijitlikleridir.

Tablo-4.1 : Ön gerilmemiş ve ön gerilmeli cıvata bağlantılarında kuvvet değerleri.

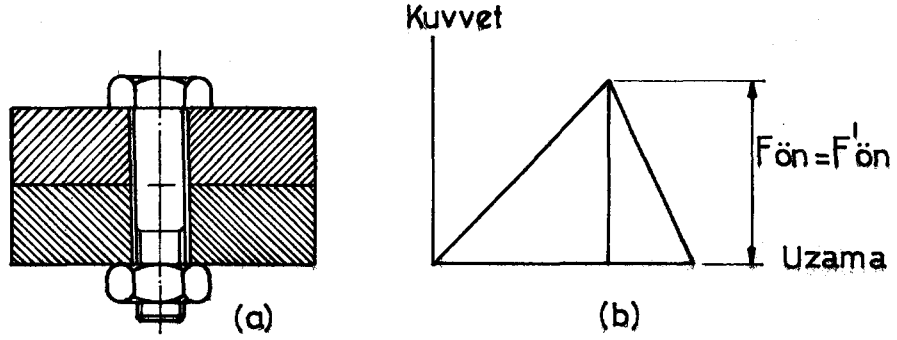
	Ön gerilmemiş (kg)	Ön gerilmeli (kg)
Minimum cıvata kuvveti F_{min}	0	1000
Maksimum cıvata kuvveti F_{max}	1000	1500
Ortalama kuvvet F_{ort}	500	1250
Dinamik kuvvet genliği F_g	± 500	± 250

4.2- İŞLETME KUVVETİNİN ÖN GERİLMEDEKİ ETKİLERİ

Bir cıvatalı bağlantıda, işletme kuvvetinin ön gerilmeli cıvata üzerindeki etkileri, 2. Bölümde verilen ön gerilme üçgeni yardımıyla incelenebilir. Bağlantılarda kullanılan cıvatalara ön gerilme verilirken işletme kuvvetinin dikkate alınması zorunludur. Bağlantıya işletme kuvvetinin etkimesi ile cıvata üzerindeki ön gerilme kuvvetinin değeri değişir. Bundan dolayı cıvata ön gerilme kuvvetinin de işletme kuvveti ile ne kadar ve nasıl değiştiğinin bilinmesi gerekir. İşletme kuvvetinin alacağı değişik değerlerin ön gerilmedeki etkileri Şekil-2.12'de verilen ön gerilme üçgeni her bir durum için yeniden çizilerek incelenmiştir.

4.2.1- Ön Gerilmeli Bağlantıda İşletme Kuvveti Sıfır ise

Şekil-4.1 a'da gösterildiği gibi iki makina elemanı, birbirine belirli bir ön gerilme verilen cıvata ile bağlansın. Bu bağlantıda ön gerilme kuvveti ve bağlanan parçaları bastıran kuvvetler dengededir. Bağlantıya uygulanacak olan bir işletme kuvveti parçaları birbirinden ayırmaya çalışır.

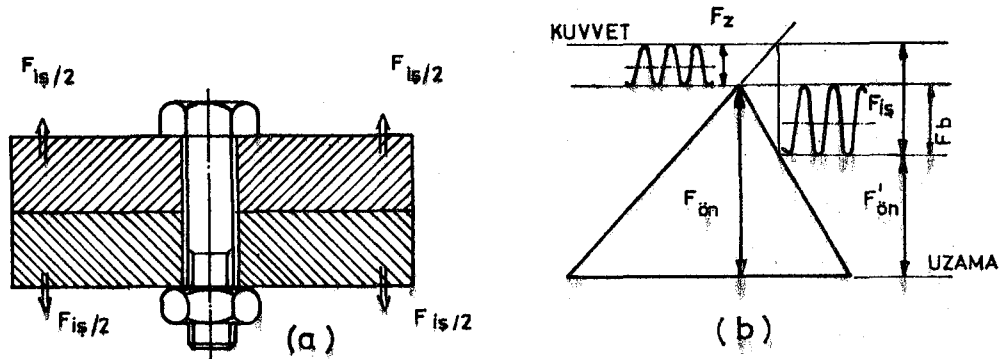


Şekil-4.1 : Ön gerilmeli bağlantı ve sıfır işletme kuvveti.

Parçaları ayırmaya çalışan kuvvetlere aynı zamanda dış yükler de denir. Parçalara etkiyen dış yük sıfır ve bağlantıya uygulanan ön gerilme kuvveti ile baskı kuvvetleri dengede olduğundan, ön gerilme üçgeni Şekil-4.1 b'de görüldüğü gibi bir üçgendir. Ayrıca bağlantıya etkiyen dış yükler olmadığına göre bağlanan parçaları bastıran, kalan ön gerilme kuvveti, bağlantıya verilen ön gerilme kuvvetine eşittir. Cıvataya etkiyen dinamik kuvvetler de yoktur.

4.2.2- Ön Gerilmeli Bağlantı ve Küçük İşletme Kuvveti

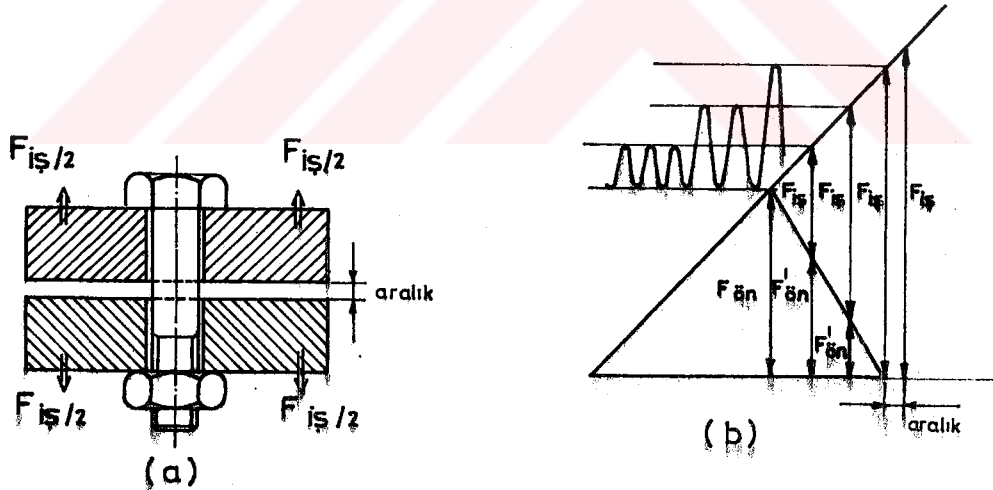
Şekil-4.2 a'da görüldüğü gibi, küçük bir işletme kuvveti bağlanan parçaları ayırmaya çalışıyorsa, cıvataya etkiyen bir dinamik kuvvet vardır. Bu dinamik kuvvet ve bağlantıya etkiyen diğer kuvvetler Şekil-4.2 b'de verilmiştir.



Şekil-4.2 : Ön gerilmeli bağlantı ve küçük işletme kuvveti.

4.2.3- Ön Gerilmeli Bağlantı ve Büyük İşletme Kuvveti

Ön gerilmeli cıvata bağlantısına etkiyen dış yük, bağlanan parçaları birbirinden ayıracak şekilde arttırılırsa, iki ayrı etki görülür. Bunlardan birincisi cıvataya etkiyen toplam kuvvetin değerinin artması, ikincisi ise bağlanan parçalar birbiri üzerine bastıran kuvvetin yani kalan ön gerilme kuvvetinin azalmasıdır. Bu iki değişikliğin sonucunda 2. Bölümde de belirtildiği gibi cıvata boyundaki uzama miktarı artar ve bağlanan parçalardaki baskı azalır. Cıvataya etkiyen toplam kuvvetin değeri işletme kuvveti ile kalan ön gerilme kuvvetinin toplamına eşittir. Şekil-4.3'de gösterildiği gibi işletme kuvvetinin büyüklüğünü belirten doğru, sağa kaydıkça yani işletme kuvvetinin değeri arttıkça, kalan ön gerilme kuvveti sifıra yaklaşır. Sonuçta işletme kuvveti ön gerilme üçgeninin sağ alt ucuna eriştiğinde, kalan ön gerilme kuvveti ve dolayısıyla bağlanan parçalardaki deformasyon



Şekil-4.3 : Ön gerilmeli bağlantı ve büyük işletme kuvveti.

sıfır olur. Bu durum bağlanan parçaların ayrılmaya başladığı işletme kuvvetini verir. Sınır durumdan itibaren işletme kuvvetinin arttırılmasına devam edilirse Şekil-4.3 a ve b de görüldüğü gibi bağlanan parçalar birbirinden ayrılır ve arada boşluk meydana gelir.

4.3- YAYLANMA RİJİTLİKLERİNİN ÖN GERİLMEDEKİ ETKİLERİ

Bir ön gerilmeli cıvata bağlantısının emniyeti bakımından cıvataların sürekli mukavemeti, bağlanan parçalarınkinden daha önemlidir. Bu nedenle ön gerilmeli cıvata bağlantılarında cıvatayı dinamik olarak zorlayan F_z kuvvetinin ve dolayısıyla F_g kuvvet genliğinin azaltılmasına çalışılır. Burada dinamik kuvvetin genliği, cıvata ile bağlanan parçaların birbirine göre rijitlikleri değiştirilerek azaltılırken, bağlanan parçalarda kalan ön gerilme kuvvetinin $F'_{ÖN}$ sıfır olmasına da dikkat etmek gerekir. Şekil-4.3'den görüldüğü gibi işletme kuvvetinin değeri arttırıldığı takdirde, cıvataya etkileyen F_z dinamik kuvvetin genliğide artmaktadır. Bundan dolayı bu bölümde yapılan araştırmada, işletme kuvvetinin maksimum değerinin sabit bir değer olduğu kabul edilmiştir. Ön gerilmeli bir cıvata bağlantısında F_z ve F_b kuvvetleri hassas bir şekilde doğrudan tesbit edilemez. Buna karşılık Şekil-2.13'den görüldüğü gibi bağlantıya işletme kuvveti $F_{iş}$ etkidiği zaman, cıvatada meydana gelen toplam uzama miktarı e_1 ve bağlanan parçaların boyundaki toplam kısalma miktarı e_2 ölçülmek suretiyle F_{top} ve $F'_{ÖN}$ kuvvetleri daha hassas olarak tesbit edilebilir. 4.1 ve 4.2 numaralı denklemlere göre F_g ve F'_g genlikleri belirli bir ön gerilme kuvveti için F_{top} ve $F'_{ÖN}$ değerlerine bağlı olduğuna göre cıvata ve bağlanan parçaların ön gerilmedeki etkilerini incelemeye 2.16 ve 2.17 numaralı denklemleri dikkate almak daha uygundur. Bu iki denklemde

$$r = \left(\frac{E_1 A_1}{l_1} \right) / \left(\frac{E_2 A_2}{l_2} \right) \quad (4.3)$$

yazılacak olursa daha kullanışlı olan

$$F_{top} = F'_{ÖN} + F_{iş} \frac{r}{r+1} \quad (4.4)$$

ve

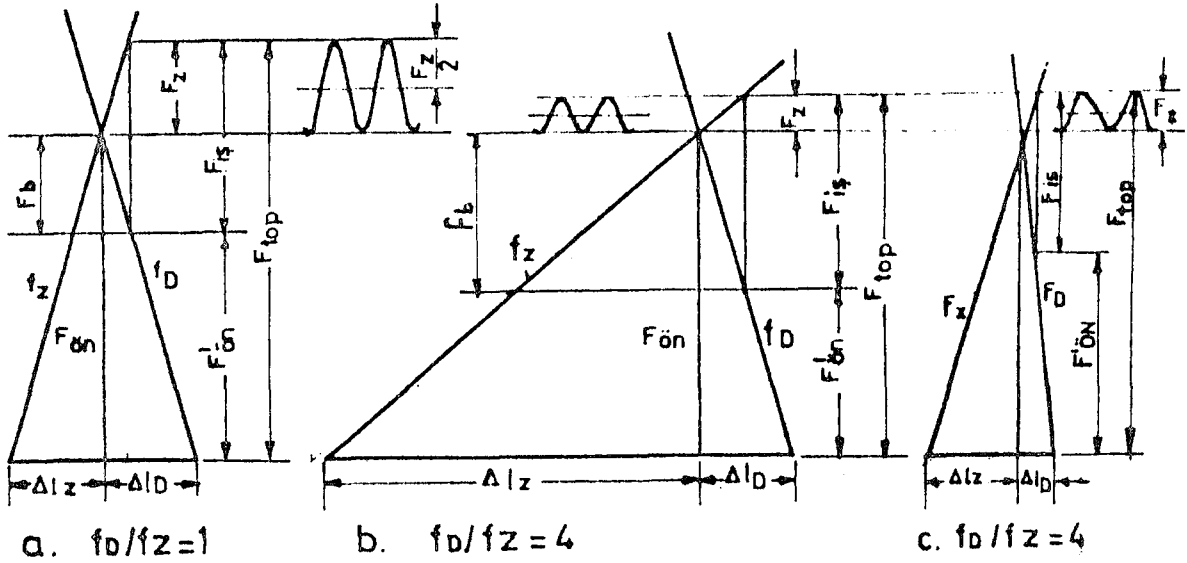
$$F'_{ÖN} = F'_{ÖN} - F_{iş} \frac{1}{r+1} \quad (4.5)$$

ifadeleri elde edilir. Burada r civata ve bağlanan parçaların rijitlik oranıdır.

4.4 numaralı denklemden görüldüğü gibi rijitlik oranı $r = 0$, yani bağlantıda kullanılan civata tam elastik veya bağlanan parçalar tam rijit kabul edildiği taktirde $F_{top} = F_{ON}$ olur. Bu durumda civataya etkiyen toplam kuvvet minimum ve 4.1 numaralı denkleme göre civataya etkiyen dinamik kuvvetin genliği sıfırdır. Buna göre civata sadece ön gerilme kuvveti ile statik olarak zorlanır. Rijitlik oranının değeri arttıkça toplam kuvvetin deşeride artar. Bu oranın değeri $r = \infty$ olduğunda, yani bağlantıda kullanılan civata tam rijit veya bağlanan parçalar tam elastik kabul edildiğinde $F_{top} = F_{ON} + F_{is}$ olur. Bu durumda civataya etkiyen toplam kuvvet maksimum olur ve 4.1 numaralı denkleme göre dinamik yükün genliği $F_g = F_{is}/2$ dir.

Rijitlik oranındaki azalma ile bağlanan parçalarda kalan ön gerilme kuvveti F_{ON} de azalır. Bu ise bağlanan parçaların mukavemeti açısından faydalıdır, fakat sızdırmazlığı sağlayan kuvvet F_{ON} olduğundan bağlantının sızdırmazlığı için uygun değildir. Rijitlik oranındaki azalma, aynı zamanda bağlanan parçalara etkiyen dinamik kuvvetin genliğinin, 4.2 numaralı denklemden görüleceğı gibi, büyümesine neden olur. Daha önce belirtildiğı gibi sürekli mukavemet bakımından civatalar sıkılan parçalardan daha önemli olduğu için, civatalı bağlantılarda rijitlik oranının küçük değerlerde olması sürekli mukavemet açısından sakıncalı değildir. Buna göre bir ön gerilmeli civata bağlantısında, elastik civata ve rijit flanş kullanılması bir tasarım kuralıdır.

Bir ön gerilmeli civata bağlantısında yaylanma rijitliğı oranının, civataya ve bağlanan parçalara etkiyen dinamik kuvvetler F_z ve F_b üzerindeki etkilerini karşılaştırmak amacıyla aynı işletme kuvveti için çizilen ön gerilme üçgenleri Şekil-4.4'de gösterilmiştir. Şekilde verilen üçgenlerde işletme kuvvetinin yanı sıra civataya verilen ön gerilme kuvveti de aynı deşerde alınmıştır.



Şekil-4.4 : Yaylanma rijitlikleri oranlarının etkisi
a . $r = 1$, b . $r < 1$, c . $r < 1$

Şekil-4.4 a'da verilen ön gerilme üçgeninde $r = 1$ yani civata ve bağlanan parçaların yaylanma rijitlikleri eşit kabul edilmiştir. Bu durumda 4.4 numaralı denklemden toplam kuvvet

$$F_{top} = F_{ÖN} + 0.5 F_{iğ}$$

ve civatayı zorlayan dinamik kuvvetin genliği

$$F_g = 0.25 F_{iğ}$$

olur. 4.5 numaralı denklemden sıkılan parçalarda kalan ön gerilme kuvveti

$$F'_{ÖN} = F_{ÖN} - 0.5 F_{iğ}$$

ve parçalara etkiyen dinamik kuvvetin genliği

$$F'_g = 0.25 F_{iğ}$$

olur. Buna göre ön gerilmeli cıvata bağlantılarında; cıvata ve bağlanan parçaların yaylanma rijitlikleri aynı olduğu takdirde cıvata ve bağlanan parçalar genliği aynı ve işletme kuvvetinin % 25 ine eşit olan dinamik bir kuvvetle zorlanır.

Şekil-4.4 b'de verilen ön gerilme üçgeni bağlanan parçaların rijitliği sabit kalmak üzere cıvatanın rijitliğinin azaltıldığı, yani $r = 0,25$ olduğu kabul edilerek çizilmiştir. Bu durumda cıvata bağlanan parçalardan % 75 kadar daha elastiktir. Buna göre 4.4 numaralı denklemden cıvataya etkiyen toplam kuvvet

$$F_{top} = F_{ÖN} + 0,20 F_{iş}$$

ve dinamik kuvvetin genliği

$$F_g = 0,10 F_{iş}$$

olur. 4.5 numaralı denklemden bağlanan parçalarda kalan ön gerilme kuvveti

$$F'_{ÖN} = F_{ÖN} - 0,80 F_{iş}$$

ve parçalara etkiyen dinamik kuvvetin genliği

$$F'_g = 0,40 F_{iş}$$

değerini alır. Buradan cıvataların bağlanan parçalardan % 75 kadar elastik olması halinde cıvataya etkiyen toplam kuvvetin ve dinamik kuvvetin genliğinin % 60 azaldığı görülür.

Şekil-4.4 c de verilen ön gerilme üçgeni ise cıvatanın yaylanma rijitliği sabit kalmak üzere, bağlanan parçaların rijitliğinin arttırıldığı yani $r = 0,25$ olduğu kabul edilerek çizilmiştir. Bu ön gerilme üçgeni ile Şekil-4.4 b de verilen üçgenin karşılaştırılmasından, toplam ve kalan ön gerilme kuvvetleri, dinamik kuvvet genlikleri açısından neticenin aynı olduğu görülür.

Bir ön gerilmeli civata bağlantısında, elastik civata ile rijit flanş kullanılmasının gerekliliğini daha açık olarak ortaya koymak için 4.4 ve 4.5 numaralı denklemlerde $F_{\text{ÖN}}$ ön gerilme kuvvetinin neye göre seçileceğine karar vermek gerekir. Bu kuvvetin seçiminde iki ayrı yol izlenebilir. Birinci olarak ön gerilme kuvveti, işletme kuvvetine göre seçilir ve

$$F_{\text{ÖN}} = \gamma F_{\text{iş}} \quad (4.6)$$

dir. Burada γ sıkıştırma faktörü olup genellikle $\gamma = 1 \div 2$ alınır.

İkinci olarakta ön gerilme kuvveti; kalan ön gerilme kuvveti, işletme kuvvetinin bir oranı olacak şekilde tesbit edilir ve

$$F'_{\text{ÖN}} = \theta F_{\text{iş}} \quad (4.7)$$

alınır. Burada θ orantı faktörü olup, genellikle $\theta = 0,25+1$ alınır. Bu iki metoda göre ön gerilme ve yaylanma rijitliklerinin ön gerilmadaki etkileri takip eden bölümlerde detaylı olarak incelenmiştir.

4.3.1- Ön Gerilme Kuvvetinin İşletme Kuvvetine Göre Tesbiti

4.4 ve 4.5 numaralı denklemlerde $F_{\text{ÖN}} = \gamma F_{\text{iş}}$ yazılırsa

$$F_{\text{top}} = F_{\text{iş}} \left(\gamma + \frac{r}{r+1} \right) \quad (4.8)$$

$$F'_{\text{ÖN}} = F_{\text{iş}} \left(\gamma - \frac{1}{r+1} \right) \quad (4.9)$$

ifadeleri elde edilir. 4.8 numaralı denklemden açıkça görüldüğü gibi r rijitlik oranının alabileceği limit değerlerde, toplam kuvvetin değeri çok az değişmektedir. Rijitlik oranının limit değerlerinde; $r = 0$ olduğu zaman

$$F_{top} = \delta F_{iş}$$

ve $r = \infty$ olduğundan

$$F_{top} = (1 + \delta) F_{iş}$$

olmaktadır. Buna göre toplam kuvvetin değerindeki değişim $(1 + \delta) / \delta$ ile sınırlanmıştır.

Pratikte karşılaşılan ön gerilmeli bağlantılarda genellikle çelikten yapılan ve bazı özel konstrüksiyonlarda titanyum alaşımlarından yapılan civatalar kullanılır. Bağlanan parçalar ise çelikten, dökme demirden, hafif metal ve titanyum alaşımlarından yapılır. Buna göre pratikte karşılaşılabilecek malzeme çiftleri belirlenebilir. Tablo-4.2'de civata ve bağlanan parçalara ait malzemeler ve elastik özellikleri verilmiştir.

Tablo-4.2 : Civata ve bağlanan parçalar için malzemeler ve özellikleri.

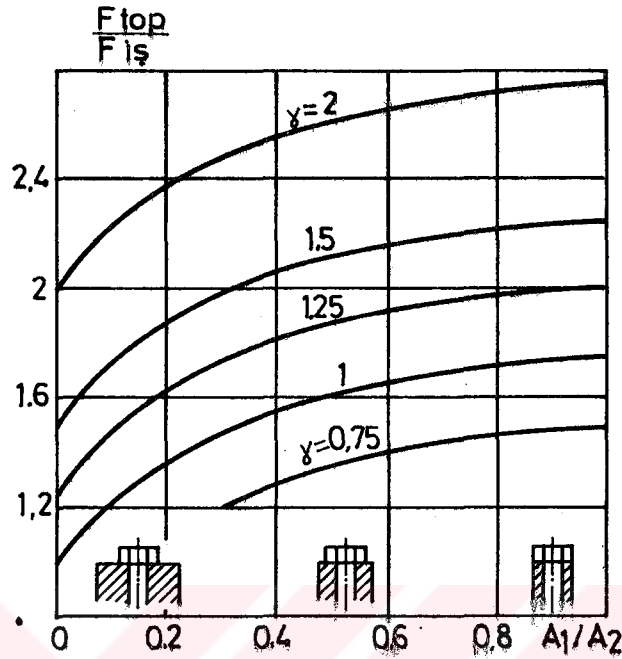
Civata malzemesi	Bağlanan parçalar		E_1
	Malzeme	$E_2 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$	E_2
Çelik $E_1 = 2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$	Çelik	2.10	1
	Dökme demir	0.80	2.6
	Alüminyum alaşımları	0.72	2.92
	Titanyum alaşımları	1.20	1.75
Titanyum alaşımı $E_1 = 1.2 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$	Titanyum alaşımları	1.20	1.0

Tablo-4.2'de verilen değerler incelenecek olursa 4.3 numaralı ifadede verilen rijitlik oranındaki E_1/E_2 elastik modüllerini oranı için, pratikte önemli olan üç değer tesbit edilebilir. Bunlar : çelik-çelik ve titanyum alaşımı-titanyum alaşımı çiftleri için $E_1/E_2 = 1$; çelik-dökme demir çifti için $E_1/E_2 = 2.5$ ve çelik-alüminyum alaşımı çifti için ise $E_1/E_2 = 3$ kabul edilebilir.

Bir ön gerilmeli bağlantıda cıvata boyu ile bağlanan parçaların (flanşın) kalınlığı eşit kabul edilirse Tablo-4.2 de verilen malzeme çiftlerinden herhangi biri için r rijitlik oranının değeri sadece A_1/A_2 oranı ile değiştirilebilir. Aynı şekilde cıvata ve bağlanan parçaların ön gerilmeye katılan alanları birbirine eşit kabul edilerek, 4.3 numaralı ifadede l_2/l_1 değeri değiştirilmek suretiyle rijitlik oranı değiştirilebilir. Her iki haldede r 'nin değerindeki değişim benzer şekilde olur. Rijitlik oranını değiştirmek için A_1/A_2 değerinin değiştirilmesi, cıvatalarda ve sıkılan parçalarda meydana gelen çekme ve basma gerilmelerinin değişmesi demektir.

Bir ön gerilmeli bağlantıda; bağlanan parçaların alüminyum alaşımı, kullanılan cıvataların ise çelik olduğu kabul edilsin. Bu bağlantıda ön gerilmeye katılan cıvata boyu ile bağlanan parçaların kalınlığı eşit olsun. Cıvata ve bağlanan parçaların elastik sabitlerinin oranı $E_1/E_2 = 3$ dür. Buna göre λ 'nın değişik değerleri için A_1/A_2 'nin değeri sıfır ile bir arasında değiştirildiğinde $F_{top}/F_{iş}$ 'in değişimi Şekil-4.5'de gösterilmiştir. Bu şeklin incelenmesi sonucu $F_{top}/F_{iş}$ in değişiminin önemli miktarlarda olmadığı, ortalama değerin 1.5 + 2 katı kadar değiştiği görülür. Buna göre A_1/A_2 'nin değerini küçültmek bir avantaj sağlamaktadır. Çelik cıvata-alüminyum alaşımı parçalar için elde edilen bu sonuç diğer malzeme çiftleri içinde aynıdır.

Ön gerilmeli cıvata bağlantılarında toplam kuvvetin değerini azaltmak için Şekil-4.5'den görüldüğü gibi A_1/A_2 değerini azaltmak gerekir. Bu işlem cıvata kesit alanı küçültülerek yapılırsa 2.30 numaralı denklemden hesaplanan cıvata

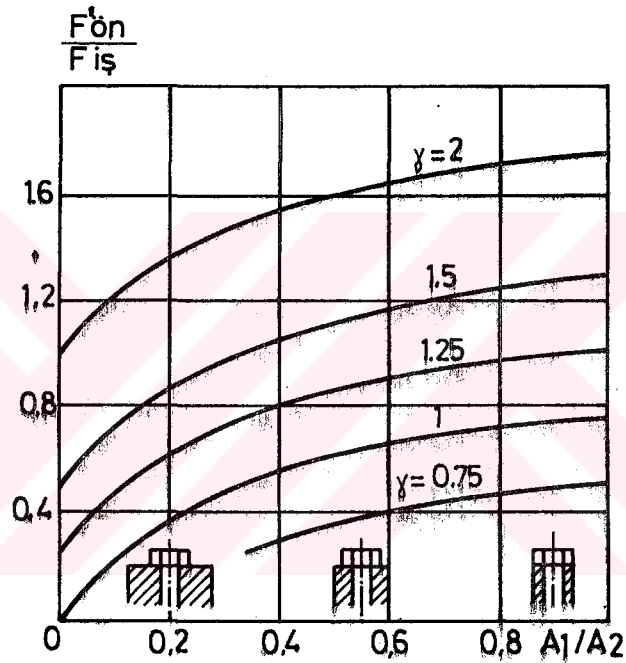


Şekil-4.5 : $F_{top}/F_{ış}$ oranının değişik γ değerleri için A_1/A_2 'ye bağlı olarak değişimi.

mukavemeti iyileştirilmiş olmaz. Bunun nedeni; civata kesit alanı küçültüldüğü zaman toplam kuvvetin değerinde oldukça az düşme meydana gelir, fakat buna karşılık civatada meydana gelen gerilmenin değeri fazla miktarda artar. Civata mukavemetinin iyileştirilmesi sadece; eğer A_1/A_2 oranındaki azalma bağlanan parçaların ön gerilmeye katılan A_2 kesit alanı arttırılarak ve A_1 civata kesit alanı azaltılmadan elde edilebiliyorsa uygundur. Diğer taraftan A_1/A_2 oranı civata kesit alanı büyütülerek arttırılacak olursa civata mukavemeti açısından büyük avantaj sağlanır.

İyi bir sızdırmazlığın gerekli olduğu ön gerilmeli civata bağlantılarında; F_{ON} kalan ön gerilme kuvvetinin A_1/A_2 oranı ile nasıl değiştiğinin bilinmesi gerekir. Kalan ön gerilme kuvveti bağlantının sıkılığıını belirtmesi bakımından önemlidir. Kalan ön gerilme kuvvetinin A_1/A_2 değerine yani civata ve bağlanan parçaların rijitlik oranına bağlı olarak değişimini incelemek için $E_1/E_2 = 3$ alınmıştır. Bu

değer için 4.9 numaralı denklemden A_1/A_2 'nin değişik değerleri için $F'_{\text{ÖN}}/F_{\text{ÖN}}$ hesaplanmış olup, netice Şekil-4.3 de verilmiştir. Bu şekilden görüldüğü gibi A_1/A_2 oranı küçüldükçe yani bağlanan parçaların rijitliği arttıkça kalan ön gerilme kuvvetinin değeri azalmaktadır. Bu kuvvetin değerindeki azalma γ 'nın küçük değerleri için daha fazladır. Örneğin Şekil-4.6'dan görüleceği gibi $\gamma = 1.25$ değerinin



Şekil-4.6 : $F'_{\text{ÖN}}/F_{\text{iş}}$ oranının değişik γ değerleri için A_1/A_2 'ye bağlı olarak değişimi.

de, A_1/A_2 'nin (0 ile 1) arasında değişmesi ile, kalan ön gerilme kuvvetinin değeri dört kat azalmaktadır. Buna göre A_1/A_2 değerinin azalması yani bağlanan parçaların rijitliğinin artması, sızdırmazlık bakımından bağlantının güvenilirliğini olumsuz yönde etkilemektedir. Bundan dolayı rijit flanşların bağlantısında güvenilir bir sızdırmazlık sağlamak için bağlantı civatalarına verilen ön gerilme kuvvetinin arttırılması gerekir. Şekil-4.5'de verildiği gibi A_1/A_2 'nin azaltılması ile bağlantıya etkileyen toplam kuvvetin F_{top} değerinin küçüldüğü daha önce belirtilmişti. O halde

sızdırmazlığın güvenilir olması için, ön gerilme kuvvetinin arttırılması sonucu toplam kuvvetin değeri de 4.4 numaralı denkleme göre artar. Bu ise A_1/A_2 'nin azaltılması ile sağlanan avantajı ters yönde etkiler.

Buna karşılık flanşlar elastik yapılırsa, bağlama civatalarına verilmesi gereken ön gerilme kuvvetinin değeri azalır. Şekil-4.6'dan görüldüğü gibi uygun elastik flanş kullanılması halinde $F'_{ÖN}/F_{i\dot{s}} < 0$ olmadan, $\gamma < 1$ değerleri içinde sızdırmazlık bakımından güvenilir bağlantı yapmak mümkündür.

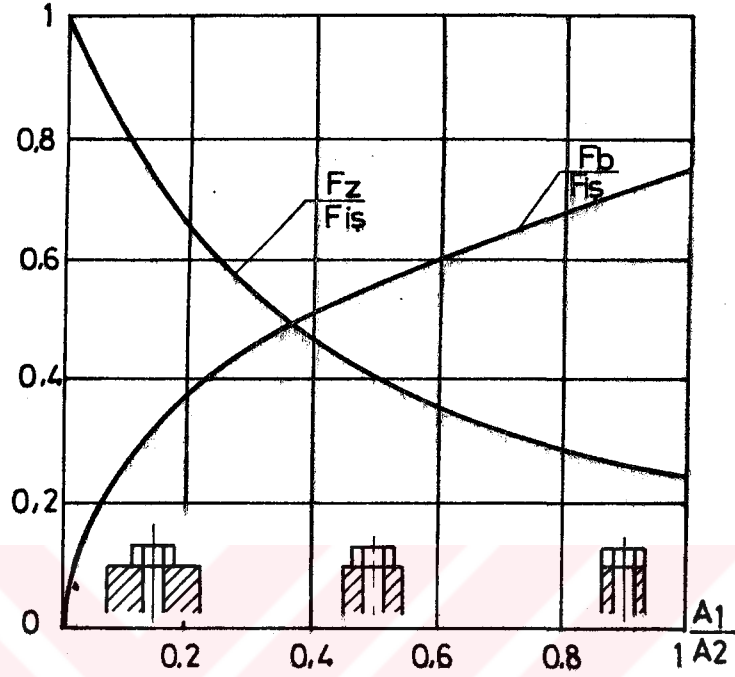
Önceki bölümlerde belirtildiği gibi civatayı dinamik olarak zorlayan kuvvet F_z , bağlanan parçaları zorlayan kuvvet ise F_b olup, bağlantının sürekli mukavemeti bu kuvvetlerin genliğine bağlı olarak etkilenir. Bundan dolayı A_1/A_2 'nin değerindeki değişimin F_z ve F_b kuvvetlerine etkilerini incelemekte yarar vardır. Bunun için 2.18 ve 2.19 numaralı denklemlerde rijitlik oranları yerine 4.3 numaralı ifadede verilen r değeri yazılırsa

$$F_z = F_{i\dot{s}} \frac{r}{r + 1} \quad (4.10)$$

ve

$$F_b = F_{i\dot{s}} \frac{1}{r + 1} \quad (4.11)$$

olur. Bu iki ifadeden $F_z/F_{i\dot{s}}$ ve $F_b/F_{i\dot{s}}$, A_1/A_2 'nin (0 ile 1) arasında değişen değerleri için hesaplanacak olursa Şekil-4.7'de verilen diyagram elde edilir. Bu diyagramın elde edilmesi için yapılan hesaplarda yine $E_1/E_2 = 3$ alınmıştır. Diyagramdan görüldüğü gibi A_1/A_2 'nin değerinin artışı ve bağlanan parçaların rijitliği, civataların rijitliğine göre arttıkça, dinamik bir kuvvet olan F_z 'nin genliği azalmaktadır. Bu ise civatanın sürekli mukavemeti bakımından avantajlıdır. Yine aynı diyagramdan görüleceği gibi A_1/A_2 'nin değeri azaldıkça, bağlanan parçalara etkileyen F_b dinamik kuvvetin genliği artmaktadır. Bunun sonucu ise bağlanan parçaların sürekli mukavemeti olumsuz yönde etkilenir.



Şekil-4.7 : $F_z/F_{i\dot{s}}$ ve $F_b/F_{i\dot{s}}$ oranlarının A_1/A_2 'ye bağlı olarak değişimleri.

4.10 ve 4.11 numaralı denklemlerin birbirine oranından

$$\frac{F_z}{F_b} = r = \left(\frac{E_1 A_1}{l_1} \right) / \left(\frac{E_2 A_2}{l_2} \right) \quad (4.12)$$

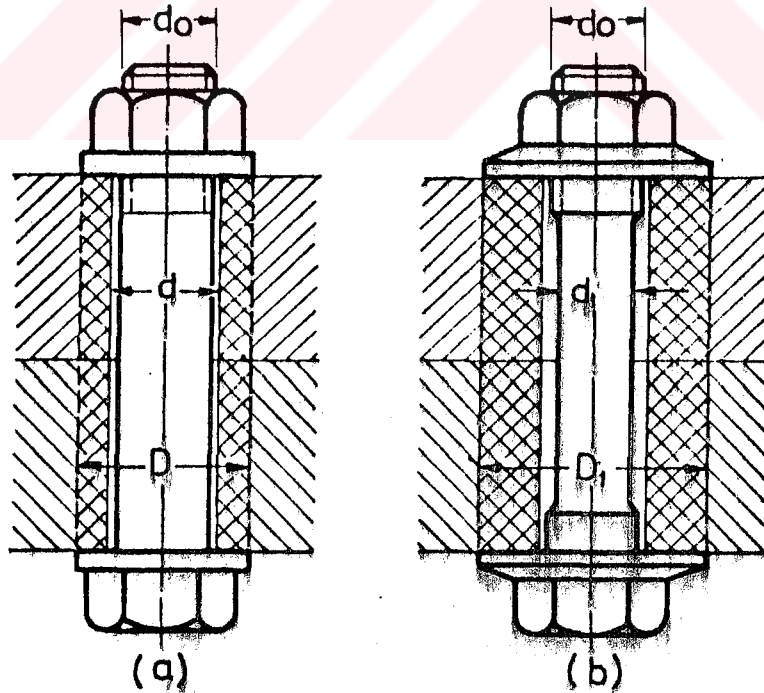
ifadesi bulunur. Bu ifadeye göre, Şekil-4.4'de görüldüğü gibi F_z ve F_b kuvvetlerinin değerleri r rijitlik oranına bağlı olarak değişir. Bu nedenle r 'nin değeri değiştirilerek F_z veya F_b kuvvetinin genliği istenildiği şekilde küçültülebilir.

$F_{\text{ÖN}} = \delta F_{i\dot{s}}$ kabul edilerek yukarıda yapılan incelemelere göre A_1/A_2 'nin küçük değerleri yani rijit flanş kullanılması bağlantı civatalarının sürekli mukavemeti için avantajdır. Sızdırmazlığın önemli olduğu, civataların statik

kuvvetlere maruz kaldığı bağlantılarda ise A_1/A_2 'nin büyük değerlerde yani bağlanan parçaların daha elastik olması gerekir. Bunun içinde bağlanan parçaların iki elemanı yani sızdırmazlığın gerekli olduğu yüzeyler arasında 3. Bölümde detaylı olarak incelenen, elastik malzemeler kullanılır. Bazı bağlantılarda ise civata başının ve somunun altına konulan pullar yardımıyla A_1/A_2 'nin değeri değiştirilebilir.

İki flanşın birbirine, dış üstü çapı d olan civatalar ile Şekil-4.8 a ve b deki gibi bağlandığı göz önüne alınır. Şekil-4.8 a'daki bağlantıda $D=2d$ ve $d_0=d$ kabul edilirse; civata kesit alanı ile bağlanan parçaların deformasyona katılan kesit alanına oranı

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{d^2}{D^2 - d^2} = 0.33$$



Şekil-4.8 : Ön gerilmeli flanş bağlantıları.

olur. Daha öncede belirtildiği gibi bağlanan parçalar arasına elastik eleman konularak veya Şekil-4,8 b de görüldüğü gibi civata başı ve somun altında dış çapı büyük pullar kullanılarak ve aynı zamanda civata saft çapı küçültülerek yukarıda verilen oranın değeri düşürülebilir. Şekil-4,8 b de belirtilen çap değerleri $D_1 = 3d$ ve $d_0 = 0,8 d$ kabul edilirse

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{(0,8 d)^2}{D_1^2 - d^2} = 0,08$$

olur. Bunlara ilaveten A_1/A_2 oranını civata başı veya somun ile flanş yüzeyleri arasına elastik elemanlar koymak suretiyle azaltmakta mümkündür.

4.3.2- Ön Gerilme Kuvvetinin, Kalan Ön Gerilme Kuvvetine Göre Tesbiti

Bir ön gerilmeli bağlantıda kullanılan civatalara verilen ön gerilme $F'_{\text{ÖN}} = \phi F_{i\phi}$ bağıntısına göre seçildiği takdirde, önceki bölümde açıklanan bağlantılardan farklı durumlar ortaya çıkar. Eğer bağlantı bir basınçlı kaptayla yapılmışsa, işletme basıncı arttıkça bağlantının istenilen sonucu verebilmesi için parçaları birbirine bastıran kuvvetinde artması gerekir. Bu nedenle ön gerilmenin tesbitinde $F'_{\text{ÖN}}$ kuvvetinin $F_{i\phi}$ kuvveti ile orantılı alınması çok daha uygundur. Ön gerilme kuvvetinin bu şekilde seçilmesiyle bağlantı basıncı kuvveti ile işletme kuvveti arasında doğrudan bir ilişki sağlanır. Önceki bölümde anlatılan yol izlendiği takdirde sıkıştırma kuvveti $F'_{\text{ÖN}}$ de işletme kuvveti arasındaki ilişki önceden seçilen ϕ sıkıştırma oranı ve sistemin elastik karakteristiklerine bağlı olarak 4.9 numaralı denklemden hesaplanır.

Şekil-2.13'deki ön gerilme üçgeninden açıkça görüldüğü gibi ön gerilmeli bağlantıdaki civataya etkiyen toplam kuvvet F_{top} daima, işletme kuvveti ile bağlanan parçaları sıkıştıran kalan ön gerilme kuvvetinin toplamına eşittir,

O halde

$$F_{\text{top}} = F_{i\text{ş}} + F'_{\text{ÖN}} = (1 + \Theta) F_{i\text{ş}} \quad (4.13)$$

olur. Buna göre verilen bir işletme kuvveti için toplam kuvvet ve kalan ön gerilme kuvveti sabittir ve r rijitlik oranından bağımsızdır. 4.5 numaralı denklemden, bağlantıya verilecek ön gerilme kuvveti

$$F'_{\text{ÖN}} = F'_{\text{ÖN}} + F_{i\text{ş}} \frac{1}{r + 1} \quad (4.14)$$

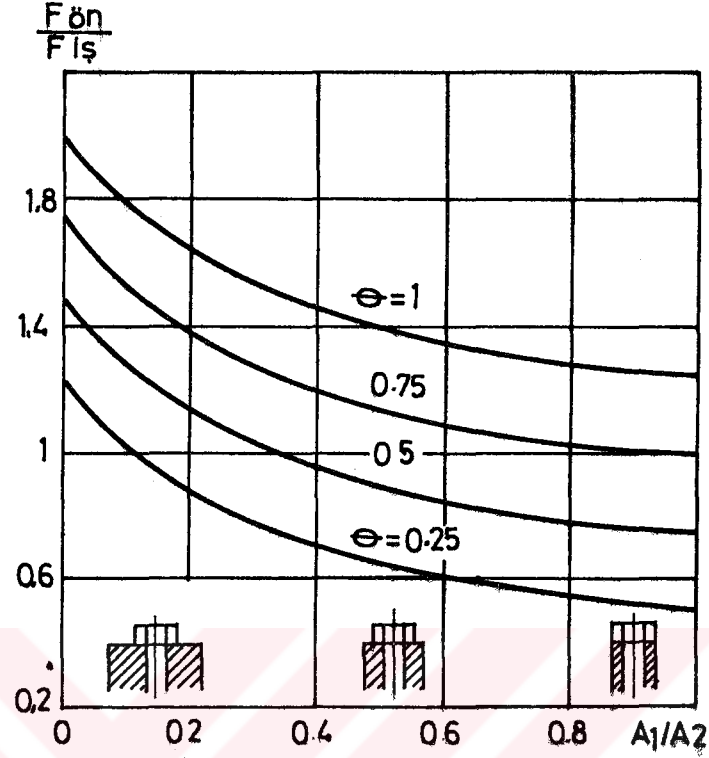
olup.bu ifadede $F'_{\text{ÖN}} = \Theta F_{i\text{ş}}$ değeri konursa

$$F'_{\text{ÖN}} = F_{i\text{ş}} \left(\Theta + \frac{1}{r + 1} \right) \quad (4.15)$$

ifadesi elde edilir. Bu ifadeden $F'_{\text{ÖN}}/F_{i\text{ş}}$ değeri $E_1/E_2 = 3$ ve $l_1 = l_2$ olmak şartıyla A_1/A_2 'nin değeri (0 ile 1) arasında değiştirilerek hesaplanmış olup değişik Θ değerleri için neticeler Şekil-4.9'da verilmiştir. Bu şekilde görüldüğü gibi A_1/A_2 'nin değeri arttıkça bağlantıya verilmesi gereken ön gerilme kuvveti azalmaktadır.

Yukarıdaki açıklamalardan görüldüğü gibi $F'_{\text{ÖN}} = \Theta F_{i\text{ş}}$ eşitliği dikkate alındığı zaman r rijitlik oranının, sadece Θ katsayısının büyüklüğü ile belirlenen F_{top} ve $F'_{\text{ÖN}}$ kuvvetleri üzerinde bir etkisi yoktur. Rijitlik oranı, sadece ön gerilme kuvvetini etkiler. Rijitlik oranının büyük yani bağlanan parçaların daha elastik olması, bağlantıya uygulanacak ön gerilme kuvvetini düşürmeğe imkân verdiğinden daha avantajlıdır.

Değişken kuvvetlerin etkidiği bağlantılarda, rijitlik oranı aynı zamanda, civata ve bağlanan parçalara etkiyen F_z ve F_b dinamik kuvvetlerin genliğini değiştirir. 4.10 ve 4.11 numaralı denklemlere göre rijitlik oranının değeri azaldıkça F_z 'nin genliği küçülür ve F_b 'nin genliği büyür. Bunun tersine rijitlik oranının değeri artarsa F_z 'nin genliğini artırır ve F_b 'nin genliğini azaltır. Netice olarak değişken



Şekil-4.9 : $F_{\text{ÖN}}/F_{\text{iş}}$ oranının değişik Θ değerleri için A_1/A_2 'ye bağlı olarak değişimi.

yükler altında rijit flanş, civata mukavemeti bakımından daha avantajlı, elastik flanşın ise sızdırmazlık açısından daha güvenilir olduğu sonucuna varılır.

Sabit kuvvetle yüklenen bağlantılarda rijitlik oranının büyüklüğünün etkisi, civatada meydana gelen gerilme ve sızdırmazlığın kalitesi için iyi değildir. Yukarıda dikkate alınan hususlar yani bağlanan parçaların rijit ve elastik olmalarının statik yükleme durumundaki avantajları sadece $F_{\text{ÖN}} = \delta F_{\text{iş}}$ olduğu zaman geçerlidir ve $F_{\text{ÖN}} = \Theta F_{\text{iş}}$ olduğu zaman değerlerini kaybederler.

4.4- ÖN GERİLME VE ELASTİK CIVATA

Dinamik olarak zorlanan ön gerilmeli civata bağlantısında elastik civata - rijit flanş kullanılması yani r rijitlik oranının küçük olması gerektiği daha önce belirtilmişti. Rijitlik oranının küçük olması için, civatanın yuttuğu elastik enerjinin büyük olması zorunludur. Bu nedenle bir civatanın belirli bir kuvvetin etkisinde yuttuğu elastik enerjiyi bulmak gerekir.

Bir civataya $F_{\text{ÖN}}$ ön gerilme kuvveti uygulandığında Şekil-2.11'de verildiği gibi civata boyunda meydana gelen uzama e_1 olur. Buna göre elastik enerji

$$E_e = \frac{1}{2} F_{\text{ÖN}} e_1 \quad (4.16)$$

dir. e_1 yerine 2.6 numaralı ifadedeki değeri yazılırsa elastik enerji ifadesi

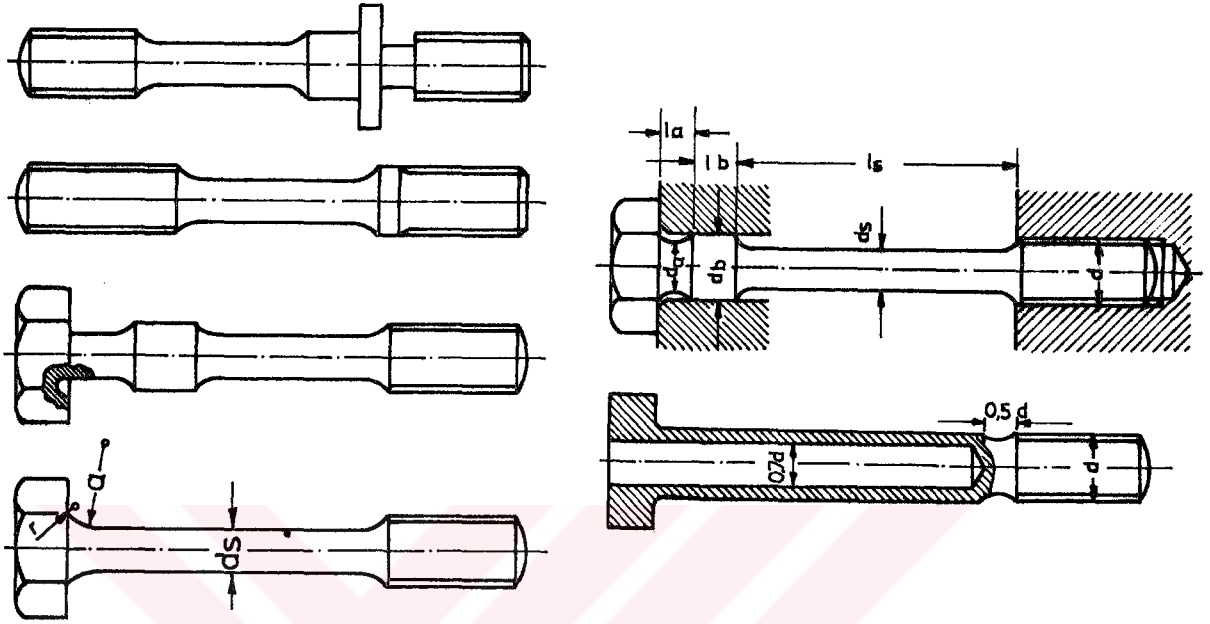
$$E_e = \frac{1}{2} \frac{F_{\text{ÖN}}^2 l_1}{E_1 A_1} \quad (4.17)$$

olur. Burada civata, eksenine boyunca eksene dik kesiti sabit bir çubuk kabul edilmiştir. Civatanın kesit alanı A' , boyu l' olan, shaft kısmı kesit alanı A'' , boyu l'' olan dış açılmış kısmı ayrı ayrı düşünüldüğü taktirde elastik enerji

$$E_e = \frac{1}{2} F_{\text{ÖN}}^2 \left[\frac{l'}{E_1 A'} + \frac{l''}{E_2 A''} \right] \quad (4.18)$$

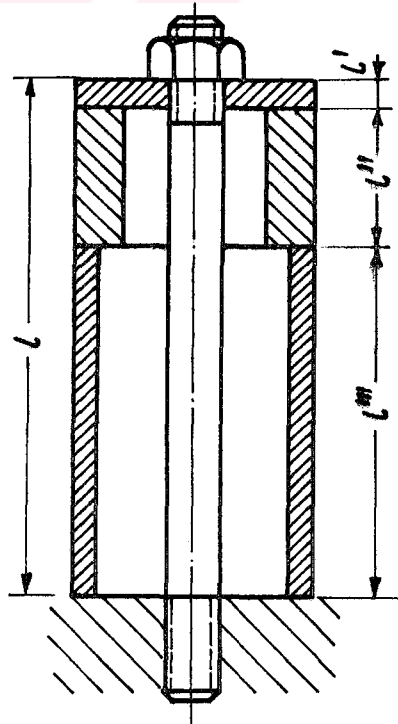
ifadesinden hesaplanır. Bu ifadelerden görüldüğü gibi belirli bir malzemeden yapılan civatada elastik enerjinin büyüklüğü civata boyu ve kesit alanı ile değişir. Civata boyu büyük olduğu takdirde civatanın yutacağı elastik enerji büyür, bu ise 2.8 numaralı ifadeye göre civata yaylanma rijitliğinin azalması demektir. Civata boyunu uzatmak yerine civata kesit alanı küçültülecek olursa yine aynı sonuç elde edilir. Fakat civata kesit alanı, bağlantının emniyeti açısından fazla küçültülemez. Yutulmuş elastik enerjinin büyük olması

için Şekil-4.10'da gösterildiği gibi civata boyunun uzatılması veya kesit alanının küçültülmesi sonucu elde edilen özel civataya uzar civata adı verilir. Boyu uzun olan elas-



Şekil-4.10 : Değişik tip uzar civatalar.

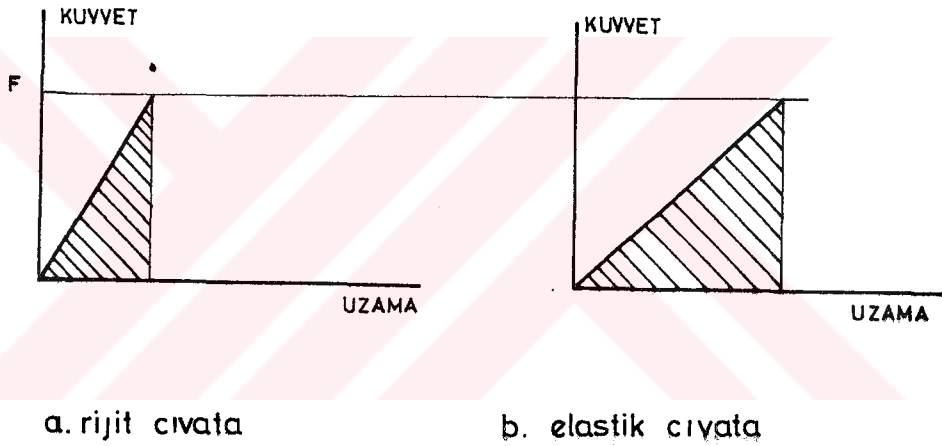
tik civataların bağlantılarda montajı için uygun çözümler



Şekil-4.11 : Yüksek basınçlı flanş bağlantısında elastik civata.

düşünülmelidir. Bağlanacak parçaların kalın yapılamadığı hal-lerde ara burçlar, parçalar veya Şekil-4.11'deki bağlantıda olduğu gibi serbest flanşlar kullanarak, elastik cıvataların takılmasına olanak sağlanır.

Elastik cıvatalar bağlantıya etkiyen darbe kuvvetlerinin karşılanmasında bir yay gibi etkiyerek bağlantının aşırı zorlanmasını da önler. Elastik cıvatanın önemini açık olarak belirtmek için aynı darbe kuvvetini karşılayan rijit cıvata ile elastik cıvatanın depo edebileceği darbe işleri Şekil-4.12 de gösterilmiştir. Aynı darbe kuvvetinde elastik cıvatanın boyunda meydana gelen toplam uzama miktarı rijit cıvata-

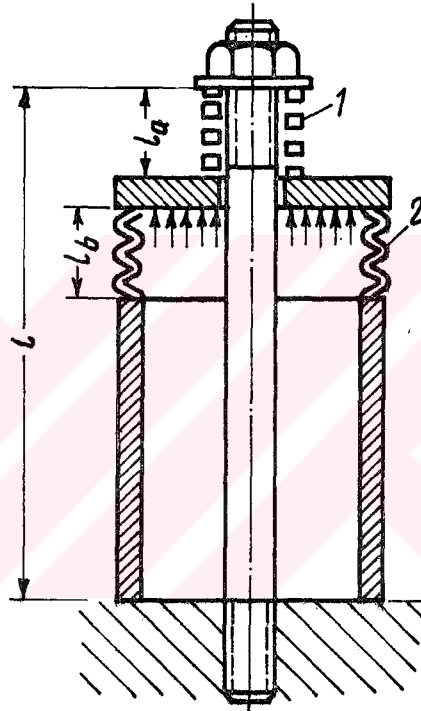


Şekil-4.12 : Rijit ve elastik cıvataların aynı darbe kuvvetinde depo edebilecekleri iş.

tadakinden daha fazladır. Bundan dolayıda Şekil-4.12 de verilen diyagramlardan görüldüğü gibi elastik cıvatanın depo ettiği darbe işi, rijit cıvatanın depo ettiğinden daha büyüktür.

4.5- ÖN GERİLMELİ CIVATA BAĞLANTISINDA ELASTİK ELEMAN KULLANILARAK RİJİTLİĞİN DEĞİŞTİRİLMESİ

Ön gerilmeli civata bağlantılarında kullanılan civata ve bağlanan parçalarda değişiklik yapmadan, bağlantının rijitliği Şekil-4.13'de görüldüğü gibi elastik elemanlar kullanılarak değiştirilebilir. Bağlantıda elastik elemanlar kullanılması pratikte çok yaygındır. Elastik elemanların bağlantıda kul-



Şekil-4.13 : Elastik elemanların kullanıldığı ön gerilmeli civata bağlantısı.

lanıldığı yere göre civatanın veya bağlanan parçaların rijitliği azalır. Elastik elemanların bağlantıdaki etkisini anlamak için, öncelikle hangi elemanların civataya ve hangi elemanların bağlanan parçalara ait olduğunun tesbit edilmesi gerekir. Bağlantıya uygulanan bir $F_{i\text{ş}}$ işletme kuvveti (çekme veya baskı kuvveti olabilir) elastik eleman üzerindeki ön gerilme kuvvetinin değerini artırıyorsa eleman civataya aittir. İşletme kuvveti eleman üzerindeki kuvvetin değerini azaltıyorsa eleman bağlanan parçalara aittir.

Şekil-4.13'de verilen civatalı bağlantıda işletme kuvveti etkidiği zaman 1 numaralı eleman üzerindeki kuvvetin değerini arttırır. O halde bu elastik eleman civataya aittir ve elemanın elastikliğinin başlama civatalarına ilave edilmesi gerekir. Buna göre 1 numaralı eleman olarak pul veya rondela kullanılması halinde bu elemanların yaylanma rijitliklerinin civataninkine ilave edilmelidir. Bunun için civata ve pulların yaylanma rijitlikleri seri bağlı yay gibi düşünülerek 2.25 numaralı denklem yardımıyla toplam yaylanma rijitliği hesaplanır. Eğer bağlantıya işletme kuvveti uygulandığında Şekil-4.13'deki 2 numaralı elastik eleman üzerindeki ön gerilme kuvvetinin değeri azalıyorsa elastik elemanın bağlanan parçalara ait olduğu kabul edilir. Bu elastik eleman 3. Bölümde verilen contalardan herhangi biri olabilir. Elastik elemanın yaylanma rijitliği ise bağlanan parçalarınkine 2.29 numaralı ifade kullanılarak eklenir.

Bağlantıya uygulanan F kuvvetinin etkisiyle, elastik modülü E_e , kesit alanı A_e ve uzunluğu l_e olan elastik elemanda meydana gelen deformasyon

$$e_e = \frac{F l_e}{E_e A_e} \quad (4.19)$$

dir. Şekil-4.13'de verilen bağlantının toplam boyu l 'ye göre şekil değiştirme ise,

$$e'_e = \frac{F}{E_e A_e} \frac{l_e}{l} \quad (4.20 a)$$

$$e'_1 = \frac{F}{E_1 A_1} \quad (4.20 b)$$

olur.

Bir ön gerilmeli bağlantıda l_a uzunluğunda, elastik modülü E_a ve kesit alanı A_a olan bir elastik eleman ile birlikte bir civatanın toplam şekil değiştirmesi, civata ve elastik elemanın şekil değiştirmeleri toplamına eşit olup 4.20 a ve b numaralı ifadeler göz önüne alınırsa

$$e = e_1 + e'_e = F_{ÖN} \left[\frac{1}{E_1 A_1} + \frac{1}{E_a A_a} \frac{l_a}{l} \right] = \frac{F_{ÖN}}{E'_1 A'_1} \quad (4.21)$$

olur. Bu ifadede

$$E_1' A_1' = \frac{1}{\frac{1}{E_1 A_1} + \frac{1}{E_a A_a} \frac{l_a}{l}} \quad (4.22)$$

değeri bağlantıda kullanılan civata için düzeltilmiş rijitlik faktörüdür.

Aynı şekilde boyu l_b , elastik modülü E_b ve kesit alanı A_b olan bir elastik eleman ile bağlanan parçaların düzeltilmiş rijitlik faktörü

$$E_2' A_2' = \frac{1}{\frac{1}{E_2 A_2} + \frac{1}{E_b A_b} \frac{l_b}{l}} \quad (4.23)$$

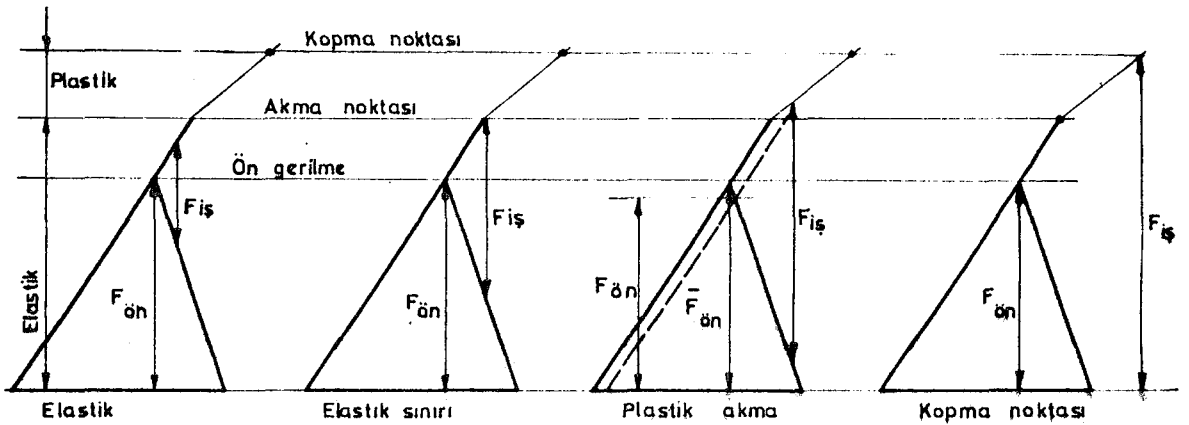
olur.

4.22 ve 4.23 numaralı denklemlerden bulunan düzeltilmiş rijitlik faktörleri önceki bölümlerde yerlerine konularak gerekli hesaplar yapılabilir. Ön gerilmeli bağlantıda elastik elemanların kullanılmasıyla bir bağlantının işletme parametreleri faydalı yönde değiştirilebilir. Örneğin bağlanan parçalar arasında conta gibi elastik elemanlar kullanılmak suretiyle bağlantının sızdırmazlık güvenilirliği iyileştirilir ve civataya uygulanması gereken ön gerilme kuvvetinin değeri düşürülebilir. Aynı zamanda civata etkiyen dinamik kuvvetin genliği de civata ile bağlanan parçalar arasına elastik pullar koymak suretiyle düşürülebilir. Elastik elemanlar ayrıca bağlantıda işletme kuvvetinin etkisinde meydana gelecek gevşemeyi yani ön gerilme kayıplarını önlemeleri bakımından da yararlıdır.

4.6- ÖN GERİLMELİ BAĞLANTILARDA ÖN GERİLMEMEYE ETKİ EDEN DİĞER FAKTÖRLER

4.6.1- Cıvatanın Elastik Sınırlaması

Cıvata bağlantılarında ön gerilme genellikle bağlama elemanlarının akma sınırının % 75-80'ine kadar uygulanır. Geriye kalan % 20-25'lik kısım ise cıvata sıkılırken sıkma momentinde meydana gelen sapmalar, cıvata özelliklerinde meydana gelen değişimler nedeniyle ön gerilmedeki artışları karşılar. Aynı zamanda işletme kuvvetinin, dolayısıyla cıvataya gelen toplam kuvvetin artmasına müsaade eder. Önceki bölümlerde belirtildiği gibi bağlanan parçalar rijit ve cıvatalar daha elastik olduğu takdirde cıvataya gelen toplam kuvvetin değerindeki artış azalır. Bununla beraber işletme kuvvetinin değeri devamlı olarak arttırılırsa cıvata toplam kuvvetini cıvata malzemesinin akma sınırına kadar belirli bir oranda arttırır. Akma sınırı geçildiği takdirde cıvata üzerinde kalıcı deformasyon meydana gelir. İşletme kuvvetinin değeri sıfır olduğu zaman Şekil-4.14'de görüldüğü gibi ön gerilme kuvveti, kesik çizginin bağlanan parçaların deformasyon doğrusunu kestiği noktadaki ön gerilme değerine düşer.

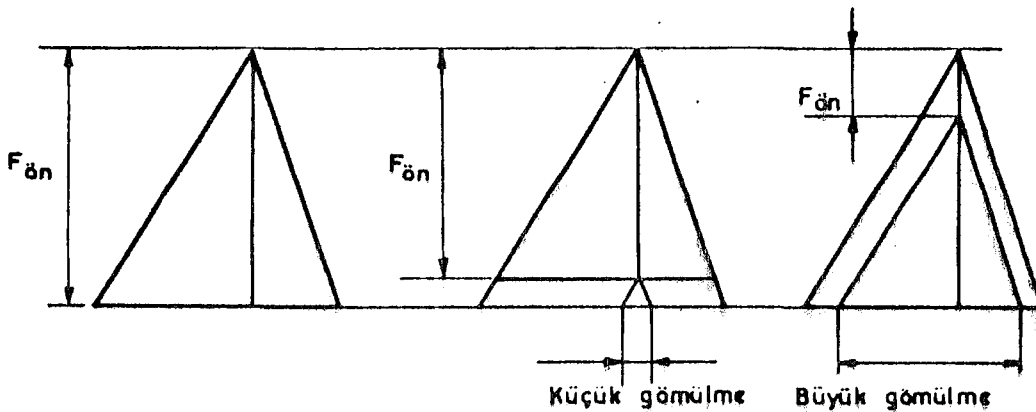


Şekil-4.14 : Cıvatanın elastik sınırlaması.

Kalıcı deformasyon nedeniyle civata boyu, Şekil-4.14'de plastik akma durumunu gösteren diyağramdan görüldüğü gibi daha uzun olduğundan bağlanan parçaları daha az sıkıdır. Eğer işletme kuvvetinin değeri dahada arttırılacak olursa şekilden görüldüğü gibi civata kopma noktasına erişir.

4.6.2- Gömülme Kayıpları

Bir ön gerilmeli bağlantıda parçalar civata ile sıkıştırılırken; birbiri üzerine bastırılan yüzeylerdeki bölgesel bozukluklar, yüksek tepecikler, tozlar, kaba işlenmiş yüzey pürüzlülükleri, deforme olmuş plakalar, pullar, plastik sızdırmazlık elemanları, boya vs. gibi etkenler ilk anda parça yüzeylerinin tam olarak oturmasını engeller. Bağlantının işletme kuvveti ile zorlanması sonucu belkide bu etkenlerin akma sınırlarının üzerine çıkılacağından ezilmeler meydana gelir ve ön gerilmeye karşı dirençleri ortadan kalkar. Bu yüzey hatalarının bazıları çok kısa zamanda kaybolabilir fakat bazılarının etkisiz hale gelmesi için uzun yılların geçmesi gerekebilir. Eğer civata zamanla sıkılarak bağlantıda gerekli olan ön gerilme sağlanmazsa gömülme kayıpları adı verilen yüzey hatalarındaki azalmalar nedeniyle bağlantıya başlangıçta verilen ön gerilme Şekil-4.15'de görüldüğü gibi azalır. Eğer bağlantı çok az uzayabilen civata veya çok az sı-

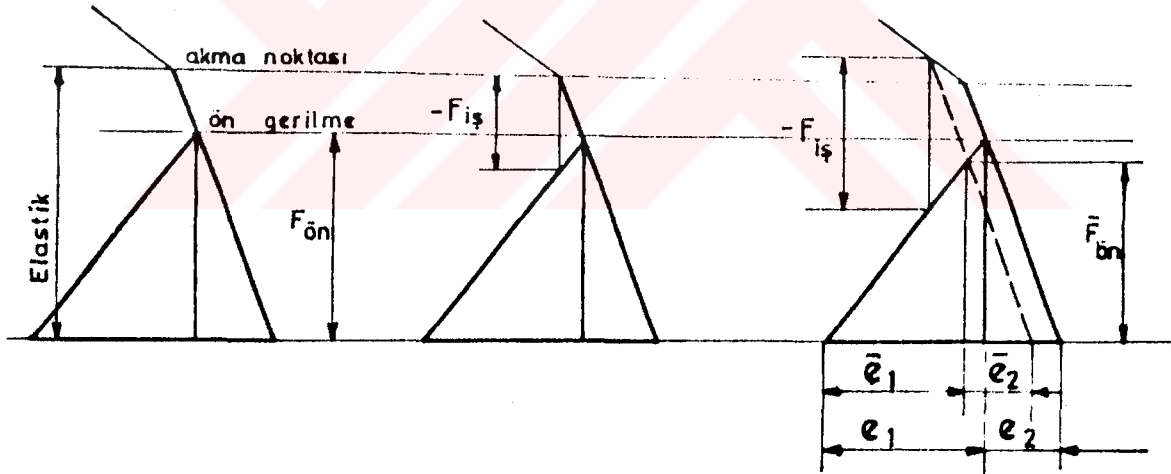


Şekil-4.15 : Gömülme kayıpları.

kışabilen parçalardan meydana gelmişse gömülme kayıplarının etkisi büyük olur ve bağlantıya verilen ön gerilme kuvveti önemli miktarda azalır. Bu nedenle, gömülme kayıplarının azaltılması için bağlantının rijitliğinin mümkün olduğu kadar küçük olması gerekir. Bağlantının rijitliğinin azalması ile gömülmenin toplam şekil değişikliğine göre oranı azala-
cağından gömülme kayıplarının bağlantıdaki toplam etkisi azalır.

4.6.3- Bağlanan Parçaların Elastik Sınırlaması

Pratikte çok sık karşılaşılmamakla birlikte bağlanan parçalarda da civatalarda olduğu gibi malzeme akma sınırının geçilmemesi gerekir. Şekil-4.16'da görüldüğü gibi bağlanan parçaların akma sınırı geçildikten sonra işletme kuvveti sıfır olursa bağlantıya başlangıçta verilen ön gerilme kuv-



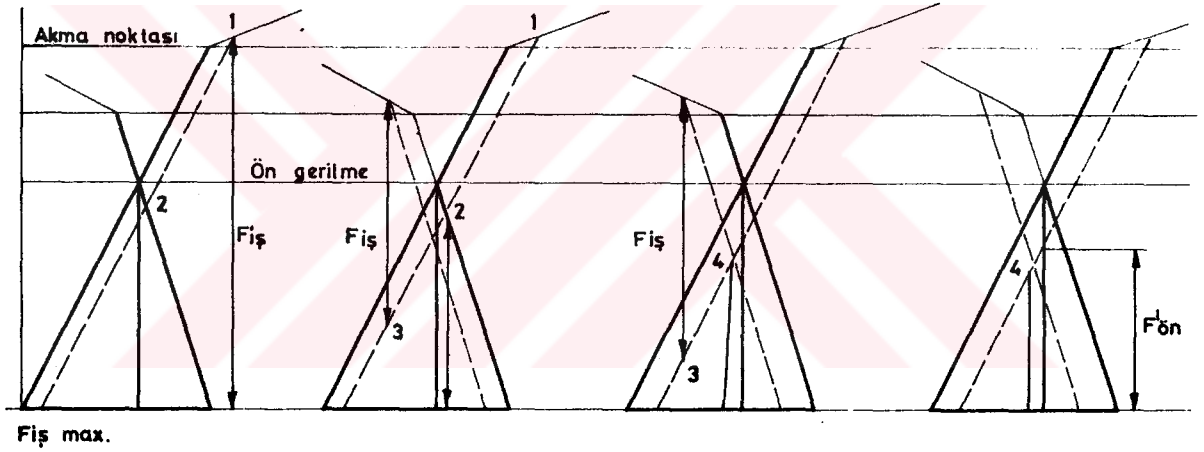
Şekil-4.16 : Bağlanan parçalarda elastik sınırlama [30].

vetinin değeri azalır. Ön gerilme kuvvetinin yeni değeri $\bar{F}_{\text{ÖN}}$, şekildeki kesik çizgi ile civata elastik doğrusunun kesiştiği noktaya tekabül eder. Bu durumda civata üzerindeki kalan uzamanın \bar{e}_1 ve bağlanan parçalardaki deformasyon miktarının \bar{e}_2 değerleri, bağlantının yapıldığı andaki e_1 ve e_2 değerlerinden küçük olur. Bu ise bağlantıya uygula-

nacak işletme kuvvetinin küçültülmesi gerektiğini gösterir.

4.6.4- Cıvata ve Bağlanan Parçaların Elastik Sınırlaması

Şekil-2.1 a'da verilen tam değişken yükleme de zorlanan, rezonans meydana gelen ön gerilmeli cıvata bağlantılarında; cıvata veya bağlanan parçalarda, cıvata ve bağlanan parçaların herbirinde akma sınırının üzerinde gerilmelerin meydana gelmesi muhtemeldir. Bu durumda Şekil-4.14 ve 16 da verilen diyagramlar birlikte değerlendirilmesi ile Şekil-4.17 deki diyagramlar elde edilir. Bu diyagramlardan açıkça görüldüğü gibi bağlantıya ilk uygulanan ön gerilme kuvvetinin $F_{ÖN}$ değeri çok küçülmektedir.

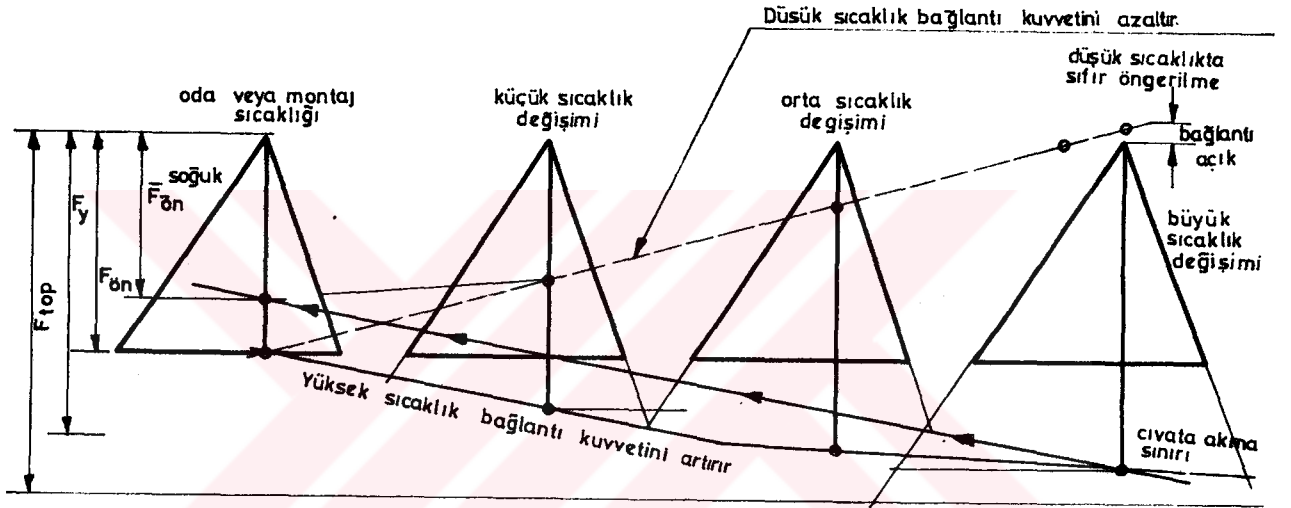


Şekil-4.17 : Cıvata ve bağlanan parçaların elastik sınırlaması [30].

4.6.5- Ön Gerilmeli Bağlantıda Sıcaklığın Etkisi

Bir cıvata bağlantısı değişik malzemeler ihtiva ettiği zaman, örneğin bağlantıda çelik cıvatalar ve alüminyum parçalar varsa, bağlantının yapıldığı andaki sıcaklık farklı değerler alırsa bağlantıda ısıl gerilmeler meydana gelir. Alüminyum veya yüksek ısıl genleşme katsayısına sahip parçalar sıcaklık etkisinde çelikten veya düşük ısıl genleşme katsayısına sahip malzemedən yapılmış cıvatalardan daha

fazla boyut değiştirirler. Eğer elik civataya n gerilme verilmişse ve bağlantı montaj sıcaklığının altında bir sıcaklıkta çalışırsa, alüminyum parçaların boyları civatalara oranla daha fazla kısıalır. Alüminyum parçaların boyundaki bu kısıalma nedeniyle civata üzerindeki n gerilme kuvveti azalır ve bağlantı gevşer. Bu durum Şekil-4.18 de ön gerilme üçgeninde kuvvet eksenini kesen kesik çizgi ile gösterilmiştir. Buna karşılık yukarıda verilen bağlantı sıcaklığın



Şekil-4.18 : Sıcaklığın n gerilmedeki etkileri [30].

yüksek olduğu yerde çalışırsa alüminyum parçaların boyu, civataya verilen n gerilmeye rağmen uzamaya çalışır. Bunun sonucu civata aşırı olarak yüklenir ve belki de civata üzerindeki gerilme, malzemenin akma sınırına erişir. Bu durum ise Şekil-4.18 de noktalı çizgi olarak azalan bir doğru ile gösterilmiştir. Akma sınırı aşıldıktan sonra sıcaklık azalacak olursa, Şekildeki doğru n gerilme üçgeninin tabanından daha yukarıda bir noktaya kayar. Böylece bağlantıya başlangıçta verilen $F_{n}$ n gerilme kuvveti azalır ve yeni durumda $F_{n}$ gibi bir değer alır.

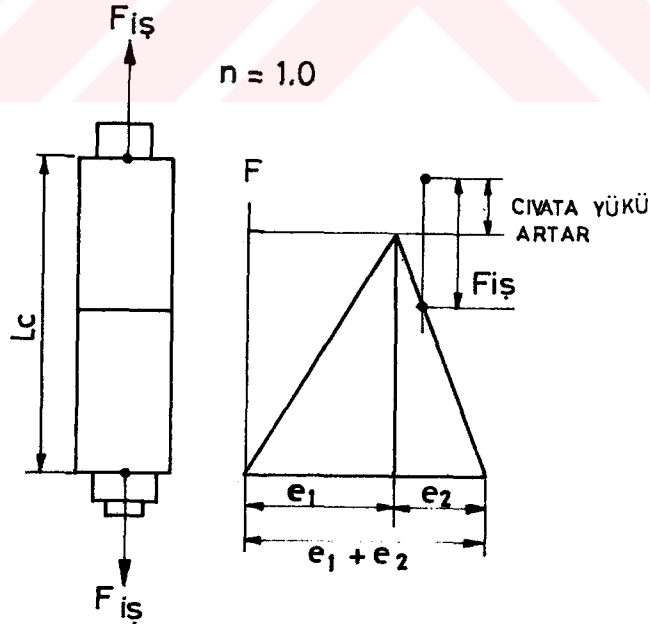
Bağlantıda kullanılan civatalar ve bağlanan parçalar aynı

malzemeden yapılırsa sıcaklığın etkisiyle ön gerilmelerde değişimler meydana gelmez. Bu nedenle çalışma sıcaklıklarının değişken olduğu yerlerde kullanılacak olan ön gerilmeli bağlantılarda cıvata ve bağlanan parçaların aynı malzemedен olmasına dikkat edilmelidir.

4.7- İŞLETME KUVVETİNİN UYGULAMA NOKTASININ ÖN GERİLMEDEKİ ETKİSİ

4.7.1- Kuvvetin Bağlanan Parçaların Dışından Etkimesi

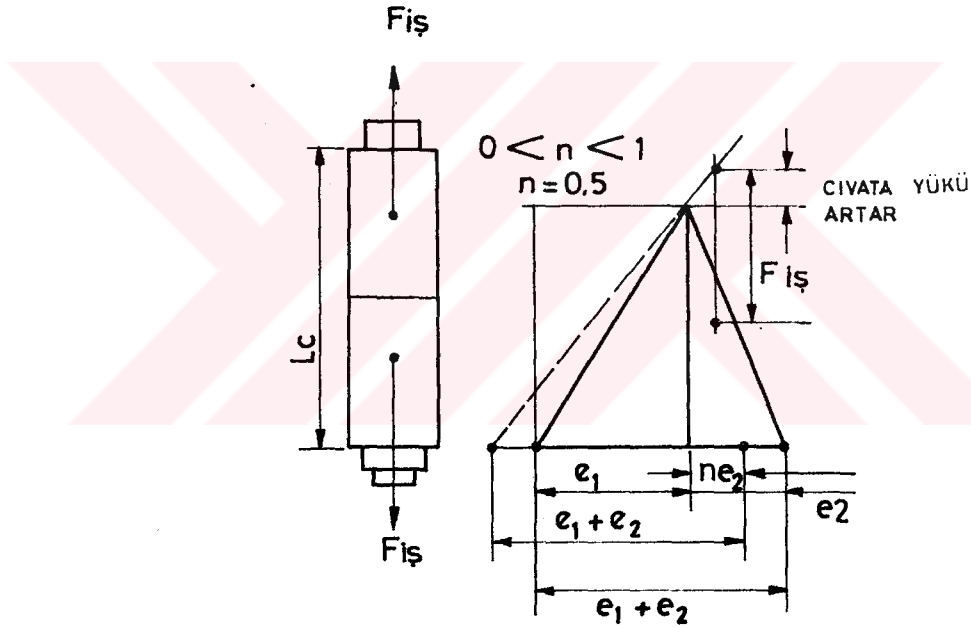
Ön gerilmeli bağlantılarda, bağlanan parçaları ayırmaya çalışan kuvvetlerin parçalar üzerinden herhangi bir yerden etkimesi gerekir. Cıvata başına manivela kolu ile kuvvet uygulanmasını işletme kuvvetinin bağlanan parçaların dışından etkimesine bir örnek olarak kabul etmek mümkündür. Bu durum için bağlantı ve ön gerilme üçgeni Şekil-4.19'da verilmiştir. Şekilde verilen diyagramdan da görüleceği gibi işletme kuvvetinin cıvata başının veya somunun altından etkimesi halinde ($n = 1.0$) ön gerilme üçgeninde değişiklik olmamaktadır. n değeri $0 < n < 1$ olan bir orandır.



Şekil-4.19 : İşletme kuvvetinin cıvata başı veya somun altından etkimesi [30].

4.7.2- Kuvvetin Bağlanan Parçaların Yarısından Etkimesi

Bir ön gerilmeli bağlantıda işletme kuvvetinin Şekil-4.20 de gösterildiği gibi bağlanan parçaların yarılardan etkimesi halinde, ön gerilme kuvvetinden dolayı bağlanan parçalarda meydana gelen deformasyon e_2 değerinden $n e_2$ değerine düşer. Burada n sıfırdan büyük ve birden küçük olan ($0 < n < 1$) bir orandır. Herhangi bir ön gerilmeli bağlantı için n değeri, işletme kuvvetlerinin bağlanan parçalara etkiye noktaları ile parçaların arakesiti arasında kalan uzaklıkların toplamının parçaların toplam kalınlığına oranını göstermektedir. Örneğin, işletme kuvvetinin parçaların yarısından etkimesi halinde $n = 0.5$ olur [30].



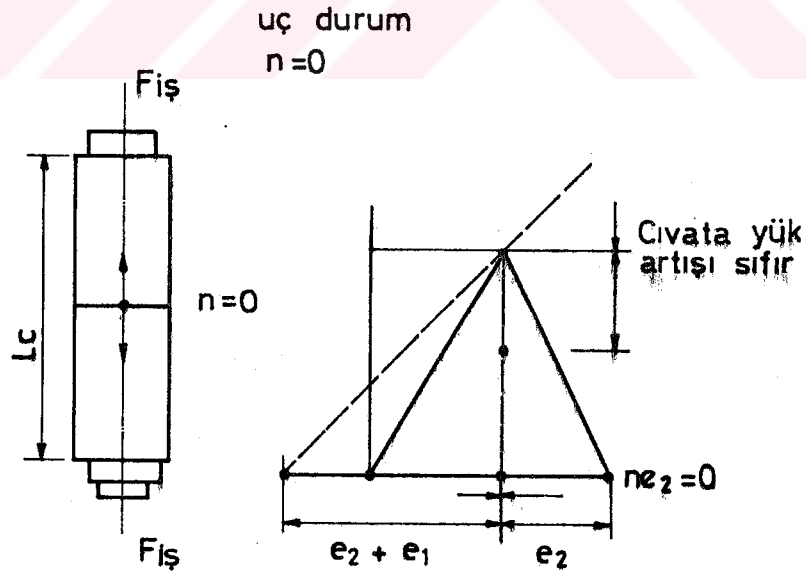
Şekil-4.20 : İşletme kuvvetinin parçaların yarısından etkimesi.

İşletme kuvvetinin bağlantıya etkimesi ile parçalarda meydana gelen deformasyon azalması dikkate alınarak ön gerilme üçgeni yeniden çizilecek olursa civataya ait deformasyon doğrusunun başlangıç noktası $(1 - n) e_2$ kadar sola kayar. Bu ise civata ve bağlanan parçalarda bağlantının ilk yapıldığında meydana gelen deformasyonların toplamının $(e_1 + e_2)$ aynı kaldığı anlamına gelir. Şekil-4.20'de veri-

len düzeltilmiş ön gerilme üçgeninden görüldüğü gibi işletme kuvvetinin etkisiyle parçalardaki negatif deformasyonun bir kısmı civatadaki pozitif deformasyona iletilerek parçalar daha rijitleşirken civata esneklemektedir.

4.7.3- Kuvvetin Bağlanan Parçaların İç Yüzünden Etkimesi

Ön gerilmeli bağlantılarda ender karşılaşılabilecek aşırı yükleme durumlarından biri kuvvetin bağlanan parçaların arakesit düzleminden etkimesidir. Bu durumda ön gerilme kuvvetinin etkisinde basıya zorlanan parça yoktur ve parçalar elastik civata bağlantı sisteminin bir parçası durumuna gelir yani $n=0$ ve buradan $ne_2=0$ olur. $ne_2=0$ değeri bağlanan parçalarda deformasyonun sıfır olduğunu gösterir. Bağlantıya etkileyen toplam kuvvetin değeri değişmediğine göre bağlantıdaki toplam deformasyonun sabit kalması gerekir. Bundan dolayı, ön gerilme üçgeninde parçalardaki deformasyon kayıpları civata deformasyonuna eklenir. Bağlantıya ait orijinal ön gerilme üçgeninin tabanı toplam deformasyon sabit kalmak şartıyla sola kayar. Şekil-4.22'den görüldüğü gibi e_2 yerine artık düşey eksenin solunda $e_1 + e_2$ vardır. Bu durum



Şekil-4.22 : İşletme kuvvetinin bağlanan parçaların iç yüzünden etkimesi.

işletme kuvvetinin etkisiyle ön gerilmeli civataya gelen toplam kuvvetle artışın olmadığı özel bir haldir.

B Ö L Ü M - V

SONUÇ

Makina parçalarının birbirine bağlantısında yaygın olarak kullanılan civatalara, bağlantının şartlarına göre belirli bir ön gerilme vermek gerekir. Dinamik yüklerin sözkonusu olduğu bağlantılarda civata yorulma ömrünü artırmak veya sonsuz ömür sağlamak, basınçlı kaplarda olduğu gibi sızdırmazlığın önemli olduğu yerlerdeki civata bağlantılarında istenilen sonucu elde etmek için bağlantıda kullanılan civatalara verilecek olan ön gerilme değerinin önceden bilinmesi zorunludur. Bu nedenle yapılan çalışmada işletme kuvvetleri ile ön gerilme arasındaki ilişki ve ön gerilmenin, bağlantıda kullanılan elemanlara, bu elemanların şekil ve malzemesine bağlı olarak değişimi incelenmiş ve aşağıdaki sonuçlar bulunmuştur.

Makina elemanlarının bağlantılarında kullanılan üçgen profil- li vidalara uygulanan sıkma momenti ve ön gerilme belirli kurallara göre yapılır. Vida helis açısının büyümesi ile bağlantıda aynı ön gerilmeyi elde etmek için uygulanacak olan sıkma momenti büyür. Bir bağlantıda metrik ve Whitworth vida kullanıldığı takdirde aynı ön gerilme kuvvetini sağlamak için Whitworth vidaya daha küçük bir sıkma momenti uygulamak yeterlidir. Bir civata bağlantısına uygulanacak sıkma momentinin değeri, bağlanan yüzeylerin pürüzlülük durumuna bağlı olarak değiştiğinden, bağlantıya verilecek ön gerilmenin çalışma sırasında değişmemesi için yüzeyler çok iyi işlenmelidir.

Dinamik yüklerin etkidiği bağlantılarda ön gerilme büyük önem taşır. Yorulma kırılmasının önlenmesi için Wöhler eğrisine göre civatadaki gerilme ve gerilme genliği değerleri azaltılarak uzun ömür sağlanır. Bağlantıya ön gerilme verilerek uzun ömür sağlanmasının yanısıra, ön gerilme değerinin uygun seçilmesi ile bağlantıda sızdırmazlıkta temin edilebilir. Bir flanşlı bağlantıda sızdırmazlık söz konusu ise bağlantıya verilecek ön gerilme değeri, flanş çapının büyüklüğüne bağlı olarak artar.

Cıvatanın mukavemeti için, değişken kuvvet F_z 'nin genliğinin düşürülmesinde, cıvatanın ve sıkılan parçaların rijitliği, ön gerilme kuvveti ve işletme kuvveti etkilidir. Ancak sızdırmazlığın teminindeki prensip, parçada kalan F_{ON} kuvvetinin fazla küçülmemesidir. Bağlanan parçalarda kalan ön gerilme kuvvetinin sızdırmazlık için gereken değer altına düşmemesi bağlantıya daha fazla ön gerilme verilerek sağlanabilir. Bağlantıya verilecek ön gerilme ise cıvata malzemesinin akma gerilmesi ile sınırlıdır. Bu nedenle cıvata verilen ön gerilme cıvata malzemesinin akma gerilmesinin % 75 ini geçmemesi gerekir. Buna göre önemli bağlantılarda, gereken büyük ön gerilmenin temini için kaliteli cıvata seçilmelidir. Sızdırmazlığın önemli olduğu bağlantılarda, farklı malzemeden yapılan ve değişik özelliklerde bulunan sızdırmazlık elemanları çalışma şartları dikkate alınarak, hesaplanan şekilde seçilmelidir. Bağlantının emniyeti açısından sızdırmazlık elemanlarının korunması esastır. Bunun için bağlantıda az sayıda büyük çaplı cıvata yerine, çok sayıda fakat küçük çaplı cıvata kullanılmalıdır.

Bağlantıya verilecek ön gerilmenin değerini sızdırmazlık sağlanmak şartıyla azaltmak için elastik modülü küçük olan conta kullanılmalıdır. Bağlantıdaki özelliğe göre elastik modülü büyük olan conta ile kaliteli bir cıvata seçilebildiği gibi, kalitesiz bir cıvata ile elastik modülü düşük bir conta da seçilebilir.

Cıvata ile bağlanan parçaların birbirlerine göre rijitlikleri değiştirilerek, cıvatayı dinamik olarak zormayan F_z kuvveti ve kuvvet genliği F_g nin büyüklüğü değiştirilebilir.

Rijitlik oranı için teorik olarak iki sınır söz konusu olup, bunlar oranın sıfır olması ile sonsuz olmasıdır. Oranın sıfır olması halinde civata tam elastik veya bağlanan parçalar tam rijittir. Bağlantıdaki toplam kuvvet ön gerilme kuvvetine eşittir. Bu halde toplam kuvvetin değeri minimum ve dinamik kuvvet genliğide sıfır olup, bağlantı sadece statik yükün etkisinde zorlanır. Rijitlik oranının sonsuz değerinde civata tam rijit veya bağlanan parçalar tam elastiktir. Bağlantıdaki toplam kuvvetin değeri ön gerilme kuvveti ile işletme kuvvetinin toplamına, dinamik kuvvet genliği F_2 ise işletme kuvvetinin yarısına eşittir. Buna göre rijitlik oranının azalması, civatanın mukavemeti bakımından olumlu, ancak parçalardaki kalan ön gerilme kuvveti $F'_{\text{ÖN}}$ azalacağından, sızdırmazlık bakımından uygun değildir.

Ön gerilmeli bağlantıda civata boyu, flanş kalınlığına eşit kabul edilirse, rijitlik oranı A_1/A_2 ile değişir. Toplam kuvvetin değerinin azaltılması için, bu oran küçültülür. Burada mukavemet bakımından civata kesitini düşürmek yerine, parçaların ön gerilmeye katılan A_2 kesitini arttırarak oranın küçültülmesi daha uygundur.

Bağlanan parçaların rijitliğinin arttırılması sızdırmazlık için uygun değildir. Rijitliğin arttırılması halinde sızdırmazlık temini için bağlantıya, daha büyük bir ön gerilme verilmelidir.

Bağlantıda civata ve bağlanan parçaların malzemesi ve boyutları değiştirilmeden, elastik elemanlar kullanarak rijitlik oranının değeri değiştirilebilir.

K A Y N A K L A R

1. Fasteners Book Issue, Machine Design, March 21, 1963.
2. D.N. Reshetov, "Machine Design", Mir Puplichers - Moscow, 1978 Chapter, Page.116.
3. P.H.Black, O.E. Adams, "Machine design", Mc Graw-Hill Int. Book Company, Sayfa 184
4. M. Gediktaş "Bağlama Elemanları", Teknik Üniversite Matbaası, Gümüşsuyu, 1976, Bölüm 7
5. A.D.Deutschman, W.J.Michels and C.E.Wilson, "Machine Design, Theory and Practice", Macmilan Pubishing Co., Inc. New York, 1975.
6. N. Theophanopoulos, "Gesetzma Bigkeiten beim Einbau von Schrauben, ins besondere von Kopfschrauben", Julius Springer, Berlin 1941.
7. H. İleri "Makina Elemanları Hesabı", İTÜ Matbaası , Gümüşsuyu, 1973.
8. W. Nusbaum and Seaquist, "The Relation of Torque to Tension for Threadlocking Devices", Natl Bur.Std (U.S.) Res. 1931 Paper 386
9. J.N. Goodier and R.J. Sweeney , "Loosening by Vibration of Threaded Fastenings", December, 1945 Mech.Eng.Vol.67, No.12, P.798.
10. V. Dobrovolsky, K.Zablonsky, S.Mak, A. Radchic and L.Erlikh, "Machine Elements", Mir Publishers, Moscow, 1972.

11. V.M.Faires, "Design of Machine Elements", The Macmillan 10th ed., The Macmillan Company, New York, 1965
Faupe, op.Cit., P.628.
12. P.Orlov "Fundamentals of Machine Design", Mir Publishers, Moscow, 1976 Vol.1, Chapter 5
13. J.E. Shingley, "Mechanical Engineering Design", Mc Graw-Hill Book Company, New York, 1963, P.177
14. M.Savcı, "Makina Elemanları Problemleri", Matbaa Teknisyenleri Basımevi İstanbul, 1975.
15. P.H. Wirsching, I.E.Kempent, "MD Series of Fatigue, A Fresh Load at Fatigue, Model that Predict Fatigue Failure, Fatigue Failure in Real word" 1976
16. V.L. Doughtie, A. Vallance, "Design of Machine Members", Mc Graw-Hill Book Company, Inc.New York, 1964
17. Ş. Okday, "Makina Elemanları Boru ve Kapama Armatörleri", İstanbul, 1975 Cilt 5.
18. J.O. Almen, "On Strength of Highly Stressed Dynamically Loaded Bolts and Studs", Trans.SAE, 1944, Vol.54, No.4
19. Kimball and Barr, "Elements of Machine Design", John Wiley
20. M. Heteyni, "A Photo Elastic Study of bolt and nut Fastenings" ASME Trans., Vol.65, P.A93
21. V.M. Faires "Design of Machine Elements", The Mac Millan Company, New York, 1965
22. G.A. Money, "Predicting Bolt Tension", Fastener Data Book

23. Ciane Catalog, "Engineering Data Section", No.53
24. W.C.Steward and O.J.Harges, "Bolted Joints, ASME Hand Book Metals Engineering Design", Mc Graw-Hill Book Company, Inc. New York, 1953
25. "Bolts Are Better Utilized When Preload To Wealding", Teknik Bülten Kontrol, (1980)
26. E.I. Radzimovsky, "Bolt Design for Repeated Loading, Machine Design", 1952, Vol.24, No.11
27. V.L.Doughtie and W.J.Carter, "Bolted Assemblies, Machine Design", February 1950, PP.127-134
28. F.Tanyel, "Mühendis ve Makina Dergisi", Cilt 24, 281, (1983)
29. U. Köktürk, "Makina ve Konstrüksiyon Elemanları", 1 nci Cilt, İstanbul, 1969
30. E.P. Donald "Pretension Diyagrams for Bolted Joints", Aircraft Engineering, July-1981.

Tablo EK-1 : Whitworth vida ölçüleri

ÇİVİLER ve SOMUNLAR								
Nominal vida çapı inch	Dış çap d = D	Ortalama çap d ₂ = D ₂	Dış dibi çapı d ₁ = D ₁	Hatve h	1 inch'teki dış adedi z	Yuvarlat ma r	Vida yüksekliği l ₁	Dış dibi kesiti mm ²
1/16	8.380	8.837	4.724	1.270	20	0.174	0.813	17.8
1/16	7.939	7.934	6.131	1.411	18	0.184	0.904	28.8
3/32	9.525	8.509	7.482	1.688	16	0.218	1.017	44.1
(1/16)	11.113	9.961	8.789	1.814	14	0.249	1.162	60.7
1/8	12.700	11.345	9.890	2.117	12	0.281	1.368	78.4
9/32	15.878	14.397	12.916	2.309	11	0.317	1.478	131
1/4	19.051	17.424	15.798	2.640	10	0.349	1.627	198
5/16	22.228	20.410	18.611	2.827	8	0.388	1.807	272
3/8	26.401	23.389	21.335	3.175	8	0.438	2.039	368
7/16	28.578	26.253	23.929	3.629	7	0.498	2.324	480
1/2	31.751	29.428	27.104	3.829	7	0.498	2.324	577
9/16	34.928	32.215	29.508	4.233	6	0.581	2.711	684
5/8	38.101	36.391	32.680	4.233	6	0.581	2.711	838
11/16	41.277	38.024	34.771	4.090	5	0.698	3.263	980
3/4	44.452	41.189	37.946	4.090	5	0.698	3.263	1131
(1 1/16)	47.627	44.012	40.398	4.646	4 1/2	0.778	3.814	1282
2	50.802	47.187	43.573	4.646	4 1/2	0.778	3.814	1491
2 1/16	57.152	53.086	49.020	4.350	4	0.872	4.088	1867
2 1/8	63.502	59.438	55.370	4.350	4	0.872	4.088	2408
2 1/4	69.853	65.206	60.658	7.257	3 1/2	0.997	4.847	2880
3	76.203	71.568	66.908	7.257	3 1/2	0.997	4.847	3618
3 1/16	82.553	77.848	72.844	7.818	3 1/4	1.073	5.008	4133
3 1/8	88.903	83.899	78.894	7.818	3 1/4	1.073	5.008	4868
3 1/4	95.254	89.832	84.410	8.487	3	1.163	5.422	5698
4	101.604	94.182	90.760	8.487	3	1.163	5.422	6470
4 1/16	107.954	102.297	96.819	8.938	2 11/16	1.213	5.867	7398
4 1/8	114.304	104.847	102.990	8.938	2 11/8	1.213	5.867	8331
4 1/4	120.654	114.749	108.828	8.938	2 11/4	1.268	5.918	9391
5	127.005	121.090	115.176	8.938	2 11/8	1.268	5.918	10419
5 1/16	133.355	127.168	120.983	8.977	2 11/8	1.329	6.198	11482
5 1/8	139.705	133.808	127.313	8.977	2 11/8	1.329	6.198	12730
5 1/4	146.055	139.849	133.043	10.180	2 11/4	1.395	6.508	13802
6	152.406	146.900	139.394	10.180	2 11/4	1.395	6.508	15261

Tablo EK-2 : Whitworth ince dış vida ölçüleri

Nominal çap	Dış çap	1 inch'deki dış sayısı	Ortalama çap	En küçük dış vida çapı	En küçük iç vida çapı	Helis açısı		Dış dibi kesiti, s mm ²	Gerilme alanı
						Der	Dak		
0 (0.060)	0.0600	80	0.0519	0.0447	0.0465	4	23	0.00151	0.00180
1 (0.073)	0.0730	72	0.0640	0.0560	0.0580	3	57	0.00237	0.00278
2 (0.086)	0.0860	64	0.0760	0.0688	0.0691	3	45	0.00339	0.00394
3 (0.099)	0.0990	56	0.0874	0.0771	0.0797	3	43	0.00451	0.00523
4 (0.112)	0.1120	48	0.0986	0.0884	0.0894	3	51	0.00566	0.00661
5 (0.125)	0.1250	44	0.1102	0.0971	0.1004	3	45	0.00716	0.00830
6 (0.138)	0.1380	40	0.1218	0.1073	0.1109	3	44	0.00874	0.01015
8 (0.164)	0.1640	36	0.1460	0.1290	0.1339	3	28	0.01285	0.01474
10 (0.190)	0.1900	32	0.1697	0.1517	0.1562	3	21	0.0175	0.0200
12 (0.216)	0.2160	28	0.1928	0.1722	0.1773	3	22	0.0226	0.0258
1/8	0.2500	28	0.2268	0.2062	0.2113	2	52	0.0326	0.0364
9/32	0.3125	24	0.2854	0.2614	0.2674	2	40	0.0524	0.0580
3/8	0.3750	24	0.3479	0.3239	0.3299	2	11	0.0800	0.0878
7/16	0.4375	20	0.4050	0.3782	0.3834	2	15	0.1090	0.1187
1/2	0.5000	20	0.4675	0.4387	0.4459	1	87	0.1486	0.1599
5/16	0.5625	18	0.5264	0.4943	0.5024	1	55	0.189	0.203
3/4	0.6250	18	0.5889	0.5568	0.5649	1	43	0.240	0.256
7/8	0.7500	16	0.7094	0.6733	0.6823	1	36	0.351	0.373
1 1/8	0.8750	14	0.8286	0.7874	0.7977	1	34	0.480	0.509
1	1.0000	12	0.9459	0.8978	0.9098	1	36	0.625	0.663
1 1/8	1.1250	12	1.0709	1.0228	1.0348	1	25	0.812	0.856
1 1/4	1.2500	12	1.1959	1.1478	1.1598	1	18	1.024	1.073
1 3/8	1.3750	12	1.3209	1.2728	1.2848	1	9	1.260	1.315
1 1/2	1.5000	12	1.4459	1.3978	1.4098	1	3	1.521	1.581

Tablo EK-3 : Metrik vida ölçüleri

Nominal çap $d = D$, mm	Havve $h (P)$, mm	Ortalama çap $d_2 = D_2$, mm	Diş dibi çapı $d_1 (d_3)$, mm	Diş dibi çapı D_1 , mm	Vida yüksekliği $t_1 (h_3)$, mm	Temas yüksekliği $t_2 (H_1)$, mm	Yuvarlatma r , mm	Diş dibi kesiri A_1 , mm ²	Gerilme kesiti A_s , mm ²
1	0,25	0,838	0,693	0,729	0,153	0,135	0,036	0,377	0,460
(1,1)	0,25	0,938	0,793	0,829	0,153	0,135	0,036	0,494	0,588
1,2	0,25	1,038	0,893	0,929	0,153	0,135	0,036	0,626	0,732
(1,4)	0,3	1,205	1,032	1,075	0,184	0,162	0,043	0,836	0,983
1,6	0,35	1,373	1,171	1,221	0,215	0,189	0,051	1,08	1,27
(1,8)	0,35	1,573	1,371	1,421	0,215	0,189	0,051	1,48	1,70
2	0,4	1,740	1,509	1,567	0,245	0,217	0,058	1,79	2,07
(2,2)	0,45	1,908	1,648	1,713	0,276	0,244	0,065	2,13	2,48
2,5	0,45	2,208	1,948	2,013	0,276	0,244	0,065	2,98	3,39
3	0,5	2,675	2,387	2,459	0,307	0,271	0,072	4,47	5,03
(3,5)	0,6	3,110	2,764	2,850	0,368	0,325	0,087	6,00	6,77
4	0,7	3,545	3,141	3,242	0,429	0,379	0,101	7,75	8,78
(4,5)	0,75	4,013	3,580	3,688	0,460	0,406	0,108	10,1	11,3
5	0,8	4,480	4,019	4,134	0,491	0,433	0,115	12,7	14,2
6	1	5,350	4,773	4,917	0,613	0,541	0,144	17,9	20,1
(7)	1	6,350	5,773	5,917	0,613	0,541	0,144	26,2	28,9
8	1,25	7,188	6,466	6,647	0,767	0,677	0,180	32,8	36,6
(9)	1,25	8,188	7,466	7,647	0,767	0,677	0,180	43,8	48,1
10	1,5	9,026	8,160	8,376	0,920	0,812	0,217	52,3	58,0
(11)	1,5	10,026	9,160	9,376	0,920	0,812	0,217	65,9	72,3
12	1,75	10,863	9,853	10,106	1,074	0,947	0,253	76,2	84,3
(14)	2	12,701	11,546	11,835	1,227	1,083	0,289	105	115
16	2	14,701	13,546	13,835	1,227	1,083	0,289	144	157
(18)	2,5	16,376	14,933	15,294	1,534	1,353	0,361	175	192
20	2,5	18,376	16,933	17,294	1,534	1,353	0,361	225	245
(22)	2,5	20,376	18,933	19,294	1,534	1,353	0,361	281	303
24	3	22,051	20,319	20,752	1,840	1,624	0,433	324	352
(27)	3	25,051	23,319	23,752	1,840	1,624	0,433	427	459
30	3,5	27,727	25,706	26,211	2,147	1,894	0,505	519	561
(33)	3,5	30,727	28,706	29,211	2,147	1,894	0,505	647	694
36	4	33,402	31,093	31,670	2,454	2,165	0,577	759	817
(39)	4	36,402	34,093	34,670	2,454	2,165	0,577	913	976
42	4,5	39,077	36,479	37,129	2,760	2,436	0,650	1045	1121
(45)	4,5	42,077	39,479	40,129	2,760	2,436	0,650	1224	1306
48	5	44,752	41,866	42,587	3,067	2,706	0,722	1377	1473
(52)	5	48,752	45,866	46,587	3,067	2,706	0,722	1652	1758
56	5,5	52,428	49,252	50,046	3,374	2,977	0,794	1905	2030
(60)	5,5	56,428	53,252	54,046	3,374	2,977	0,794	2227	2362
64	6	60,103	56,639	57,505	3,681	3,247	0,866	2520	2676
(68)	6	64,103	60,639	61,505	3,681	3,247	0,866	2888	3055

Tablo EK-4 : İnce diş metrik vida ölçüleri

Gösteriliş	Diş dibi çapı d_1 , mm	Diş dibi kesiti A_1 , mm ²	Gerilme kesiti A_s , mm ²
M 8 × 1	6,773	36,0	39,2
M 10 × 1,25	8,166	56,3	61,2
M 10 × 1	8,773	60,5	64,5
M 12 × 1,5	10,160	81,1	88,1
M 12 × 1,25	10,466	86,0	92,1
M 14 × 1,5	12,160	116	125
M 16 × 1,5	14,160	157	167
M 18 × 2	15,546	190	204
M 18 × 1,5	16,160	205	216
M 20 × 2	17,546	242	258
M 20 × 1,5	18,160	259	272
M 22 × 2	19,546	300	318
M 22 × 1,5	20,160	319	333
M 24 × 2	21,546	365	384
M 27 × 2	24,546	473	496
M 30 × 2	27,546	596	621
M 33 × 2	30,546	733	761
M 36 × 3	32,319	820	865
M 39 × 3	35,319	980	1030
M 42 × 3	38,319	1150	1210
M 45 × 3	41,319	1340	1400
M 48 × 3	44,319	1540	1600
M 52 × 3	48,319	1830	1900
M 56 × 4	51,093	2050	2140
M 60 × 4	55,093	2380	2490
M 64 × 4	59,093	2740	2850
M 68 × 4	63,093	3130	3240
M 72 × 4	67,093	3540	3660
M 76 × 4	71,093	3970	4100
M 80 × 4	75,093	4430	4570

Tablo- EK-5 : Değişik şartlarda kullanılan civata somunlar.

a) Soğuk şekillendirilmiş civatalar için çekilmiş çelikler

Alman normu sembol	Kimyasal analiz ¹⁾ %				Çekme σ_B mukavemeti max.kp/mm ²	Hangi grup için olduğu
	C	Mn	Cr	Sair		
Cq 15	0,12-0,18	0,38	-	-	60	-
Cq 22	0,18-0,25	0,45	-	-	65	5D/5.6
Cq 35	0,32-0,40	0,55	-	-	68	8G/8.8 = 16 mm
Cq 45	0,42-0,50	0,65	-	-	70	8G/8.8
34 Cr 4	0,30-0,37	-	1,1	-	70	8G/8.8
41 Cr 4	0,38-0,44	-	1,1	-	70	10K/10.9
42 CrV 6	0,38-0,46	-	1,6	0,1V	70	12K/12.9
42 CrMo 4	0,38-0,45	-	1,1	0,2 Mo	70	12K/12.9 14.9

1) % Si 0,15-0,35 % P ve S herbirinden karbonlu çeliklerde 0,04 ve kromlu alaşımlarda 0,035 tir,

b) Sıcaklıkta çalışacak civata ve somunlar

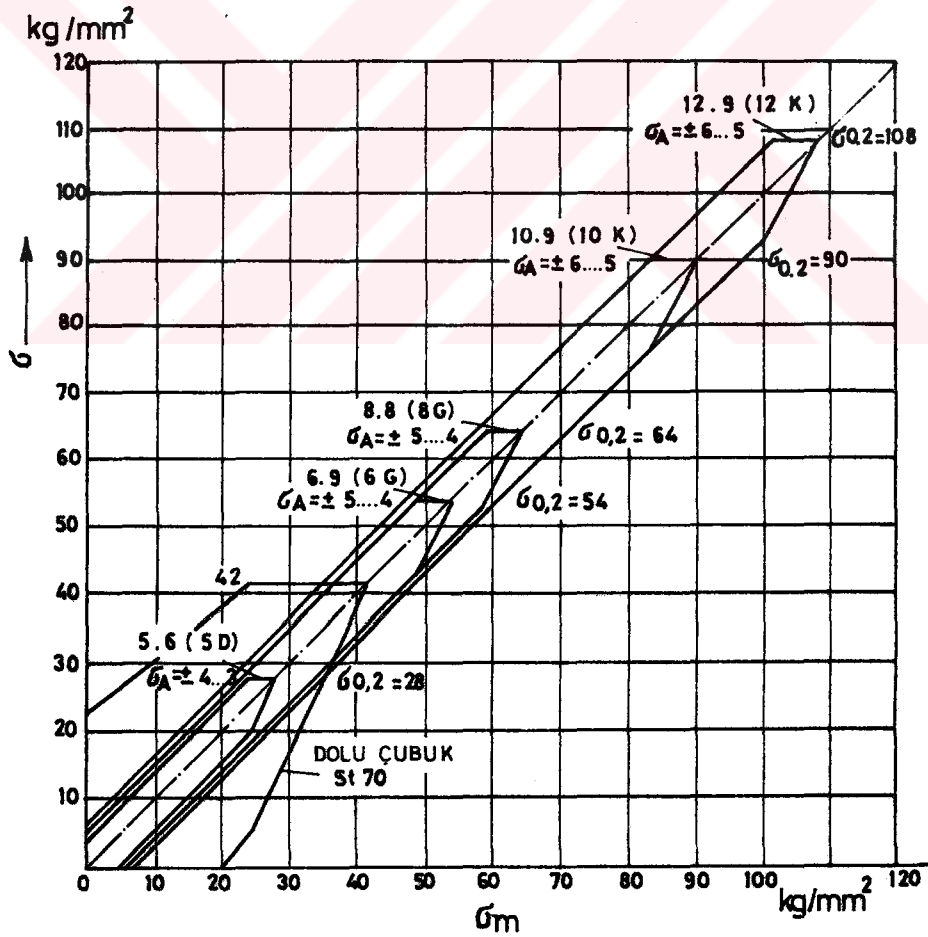
Sıcaklık	Civata	Somun
400°C ye kadar	C 35, Ck 35 C 45, Ck 45	St 50-2N C 35
450°C ye kadar	24 CrMo 5	St 50-2N, C 35
500°C " "	24 CrMoV 5 5	24 CrMo 5
540°C " "	X 21 CrMoV 5 11	24 CrMo 5
580°C " "	X 22 CrMoV 12 1	X 15 CrMo 12 1
650°C " "	X 8 CrNiMoBNb 16 16 K	X 15 CrMo 12 1

Tablo EK-5 : Değişik şartlarda kullanılan civata ve somunlar

			Sıcak şekillendirme için	Soğuk şekillendirme için	Talaşlı şekillendirme için
CIVATALAR	4A	3.6	St 34	St 34	St 34 KG
	4D	4.6	St 37, C 15	St 34, St 37 Must 34 QSt 34	St 37 KG, 9 S 20 KG
	4S	4.8	-	St 34 K, St 37 K Must 34, Qst 34	-
	5D	5.6	St 50, C 35	Cq 22, Cq 35	35 S 20 K, C 35 KG
	5S	5.8	-	Cq 35K,	St 37K, C 15 K, 9S20K 15 S 20 K
	6D	6.6	C 45	Cq 45	St 60 KG, C 45 KG
	6S	6.8	-	-	St 50K, C 35K, 35S20K
	6G	6.9	-	St37, Cq 35K, QSt 34	-
	8G	8.8	C 35, C 45, 34 Cr4	Cq 35, Cq 45, 34 Cr 4	C 35, C 45
	10K	10.9	41 Cr 4,	41 Cr 4	-
8	12.9	42 GrMo 4	42 GrMo 4	-	
12K	14.9	42 CrV 6	42 Crv 6	-	
SOMUNLAR	4D	4.6	St 37	-	St 37 KG, 9 S20 KG
	5D	5.6	St 50, C 35	-	St 50 KG, 35S20 KG
	5S	5.8	-	-	St 37 K, C 15 K
	6S	6.8	-	Soğuk pres için	9 S 20 K, 15 S 20 K St 50 K, C 35 K
				Somun çeligi	35 S 20 K,
	8G	8.8	C 35, C 45	-	C 35, C 45, 35 S 20, 45 S 20

Tablo EK-6 : Civata ve somunların σ_e değişken gerilme genlikleri için ortalama değerler (kg/mm^2)

$\sigma_{G(A)}$ kg/mm^2	Malzeme	
	Civata	Somun
$\pm 2,75$	4.6 (4D)	4 (4D)
$\pm 3,0$	5.6 (5D)	5 (4D)
$\pm 3,5$	6.9 (6G)	6 (5D)
$\pm 4,0$	8.8 (8G)	8 (6S)
$\pm 5,0$	10.9 (10K)	10 (8G)
$\pm 7,0$	12.9 (12K)	12 (8G)



Şekil EK-1: CIVATALARIN SÜREKLİ MUKAVEMET DİYAGRAMI