

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SS225

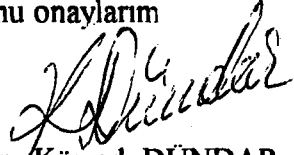
**MAKİNA ELEMANLARININ BİLGİSAYAR
DESTEKLİ TASARIMI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
(MAKİNA EĞİTİMİ)**

Murat Tolga ÖZKAN

**1996
ANKARA**

Bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım


Doc. Dr. Kürşad DÜNDAR

Tez Yöneticisi

Bu çalışma , jürimiz tarafından Makina Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek Lisans

tezi olarak kabul edilmiştir.

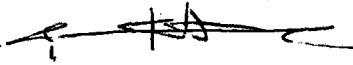
Başkan : Doc. Dr. Faruk MENDİ



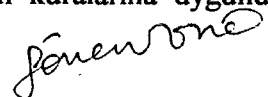
Üye : Doc. Dr. Kürşad DÜNDAR



Üye : Yrd. Doc. Dr. Kerim ÇETİNKAYA



Bu tez Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygundur.



MAKİNA ELEMANLARININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI (YÜKSEK LİSANS TEZİ)

Murat Tolga ÖZKAN

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Temmuz ,1996**

ÖZET

Bu çalışmada Makina Elemanlarının Bilgisayar Yardımı ile Tasarımı yapılmıştır. QBASIC 7,0 editöründe hazırlanan programda; makina elemanlarının kullanılma yerlerine göre sınıflandırılmaları yapılmıştır. Her sınıfa ait makina elemanları tek bir menü altında toplanmıştır.

Program dört ana menüden oluşmuştur. Bunlar; Perçin, Civata, Kaynak, Lehim, Düz dişli çark, Helis dişli çark, konik dişli çark, sonsuz vida ve çarkı, Mil Tasarımı ve Rulman seçimi bölümleri mevcuttur.

Standart makina elemanları dikkate alınarak; optimum makina elemanları boyutlarını optimizasyon metodları kullanılarak elde edilmiştir.

Makina elemanları hesaplamalarında kullanılan faktörler (Ke, Kv, Ky, Kç, Kb, q, Kt, Kf, Kz...vs.) tek menü altında toplanmıştır. Ayrıca bu faktörlerden eğrisel olanları formülize edilerek, eğriler tek bir formül ile ifade edilmiştir.

Bilim Dalı Kodu : 626. 09. 01

Anahtar Kelimeler : Dişli Çark, Perçin,Civata, Lehim, Kaynak, Mil,Rulman,
Optimizasyon,

Sayfa Adedi : 140

Tez Yöneticisi : Doç. Dr. Kürşad DÜNDAR

COMPUTER AİDED MACHINE ELEMENT DESIGN**(M.SC THESIS)****Murat Tolga ÖZKAN****GAZİ ÜNİVERSİTY****İNSTITUTE OF SCİENCE AND TECNOLOGY****July, 1996****ABSTRACT**

In this study, It is done Computer Aided Machine Element Design. Program is prepared by QBASIC 7.0. Machine Element is done classification.

Program is been four menu; Riveted Joint Design, Design of Screw, Design of Welded Joints, Design of Spur Gears, Design of Helical Gears, Design of Bevel gears, Design of Worm Gear, Design of Shaft and Bearing.

Standart Machine Element Design are done used to optimization method, Machine Element calculation.

Calculation Machine Element factors are added in a menu. This factors (K_e , K_v , K_y , K_ϕ , K_b , q , K_t , K_f , K_z ..etc) are done curve fitting and equations.

Science Code : 626. 09.01

Keywords : Gear, Rivet, Bolt, Screw, Welded, Shaft, Bearing

Number of pages : 140

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Kürşad DÜNDAR

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmam sırasında bilgi ve tecrübelerini benden esirgemeyen kıymetli hocam

Doç. Dr. Kürşad DÜNDAR'a , Makina Eğitimi Bölüm Başkanı sayın Prof. Dr. Ali Yücel UYAREL'e , Yrd. Doç. Dr. Ahmet ÖZDEMİR'e, programlama teknikleri hakkındaki yardımlarından dolayı Nuri BAŞGÜL'e, Arş. Grv. Ahmet TAŞKESEN'e ve benden her türlü yardımı esirgemeyen büyük fedakarlık örneği gösteren Arş. Grv. İbrahim ÖZKURT'a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Ayrıca tez yazımında yardımcı olan Gürsel Avcı'ya ve diğer bütün arkadaşlarıma teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>SAYFA NO</u>
ÖZET.....	I
ABSTRACT.....	II
TEŞEKKÜR.....	III
İÇİNDEKİLER.....	IV
SİMGELER.....	XIII
 GİRİŞ.....	 1
1. DİŞLİ ÇARKLAR.....	2
1.1. Giriş.....	2
1.2. Dişli Çark Diş Profilleri.....	3
1.2.1. Sikloid Profil Dişli Çarklar.....	3
1.3. Evolvent Profilli Dişli Çarklar.....	5
1.3.1. Dişli Çarkların Mukavemet Analizleri.....	9
1.3.2. Silindirik Düz Dişli Çark Hesaplamaları.....	12
1.4. Helis Dişli Çarklar.....	18
1.4.1. Helis Dişli Çark Hesaplamaları.....	19
1.5. Konik Dişli Çarklar.....	23
1.6. Sonsuz Vida ve Çarklar.....	28
1.6.1. Sonsuz Vida va Çark Hesaplamaları.....	30
 2. CİVATALAR.....	 36
2.1. Ön Gerilme Teorisi.....	39
2.2. Civata Bağlantıları Teorisi.....	45
2.3. Vida Zorlanması.....	50
2.4. Transmisyon Civataları.....	55
 3. PERÇİN BAĞLANTILARI.....	 59
3.1. Perçin Hesaplamaları.....	61

4. KAYNAK BAĞLANTILARI.....	65
4.1. Kaynak Hesaplamaları.....	66
5. ZİNCİR MEKANİZMALARI.....	73
5.1. Zincir Dişliler.....	75
5.2. Zincir Mekanizmaları Hesaplamaları.....	77
6. KAYIŞ KASNAK MEKANİZMALARI.....	81
6.1. Kayış Kasnak Hesaplamaları.....	81
7. LEHİM BAĞLANTILARI.....	89
7.1. Lehim Hesaplamaları.....	89
8. MILLER.....	91
8.1. Millerin Mukavemet Analizleri.....	92
9. SIKI GEÇMELER VE TOLERANSLAR.....	96
9.1. Sıkı Geçmeler.....	96
9.2. Sıkı Geçmelerde Gerilmeler ve Deformasyon.....	97
9.3. Toleranslar.....	100
10. RULMANLAR.....	104
10.1. Rulman Hesaplamaları.....	104
11. OPTİMİZASYON.....	106
11.1. Optimizasyonun Tanımı.....	106
11.2. Optimizasyonun Tarihi Gelişimi.....	106
11.3. Optimizasyon Teknikleri.....	108

11.3.1. Klasik Optimizasyon.....	108
11.3.1.1. Tek Değişkenli Optimizasyon.....	108
11.3.1.2. İki Değişkenli Optimizasyon.....	109
11.3.1.3. Kısıtsız Çok Değişkenli Optimizasyon.....	109
11.3.1.4. Eşitlik Kısıtlı Çok Değişkenli Optimizasyon.....	111
11.3.2. Doğrusal Programlama.....	113
11.3.2.1. Simpleks Algoritması (Nelde & Mead, Spendley, Hewt, Hemsuarth).....	113
11.3.3. Doğrusal Olmayan Programlama.....	115
11.3.3.1. Tek Değişkenli Kısıtsız Optimizasyon.....	115
11.3.3.1.1. Sabit Adımlı Arama.....	115
11.3.3.1.2. Artmalı Adım Arama.....	116
11.3.3.2. Tam Arama.....	116
11.3.3.3. İki Simetrik Nokta Arama.....	117
11.3.3.4. Fitanacci Araması.....	117
11.3.3.5. Altın Aralık.....	119
11.3.3.6. Üçe Bölerek Arama.....	120
11.3.4. Doğrusal Olmayan Programlama.....	120
11.3.4.1. Direkt Arama Yöntemi.....	121
11.3.4.2. Powell Yöntemi.....	122
11.3.4.3. Gradyant Yöntem.....	123
12. EĞRİLERİN FORMÜLLEŞTİRİLMESİ.....	124
12.1. Liner Regresyon.....	124
12.2. Bilgisayar Yardımıyla Lineer Regresyon.....	125
13. DİŞLİYE ETKİLEYEN FAKTÖRLER.....	127
13.1. Genişlik Faktörü.....	128
13.2. Yük Dağılımı	128
13.3. Güvenirlik Faktörü.....	128

13.4. Ömür Faktörü.....	129
13.5. Dinamik Yük Faktörü.....	129
13.6. Çentik Hassasiyeti.....	129
13.7. Teorik Çentik Faktörü.....	130
13.8. Çentik Faktörü.....	130
13.9. Yüzey Düzgünlüğü Faktörü.....	130
13.10. Yuvarlanma Noktası Faktörü.....	131
13.11. Zorlama Faktörü.....	132
13.12. Form Faktörü.....	132
13.13. Sürekli Çalışma Faktörü.....	132
13.14. Büyüklük Faktörü.....	132
13.15. Sonsuz Vida ve Çarkı İçin Çevrim Oranı Faktörü.....	133
13.16. Sonsuz Vida ve Çarkı İçin Dinamik Faktörü.....	133
13.17. Sonsuz Vida ve Çarkı İçin Çalışma Faktörü.....	133
13.18. Dişli Çarkların Mekanik Özellikleri.....	133
13.19. Dişli Çark Malzemeleri Yüzey Basınç Özellikleri.....	133
14.SONUÇ VE TARTIŞMA.....	134
ÖZGEÇMİŞ.....	138
KAYNAKLAR.....	139
EKLER	

SİMGELER

a = Mafsall izdüşüm yüzeyi (mm)

a = Kaynak boğaz kalınlığı (mm)

a = Eksenler arası mesafe (mm)

Aa = Alt ölçü (mm)

Aco = Conta kesit alanı (mm²)

Ad = toplam çap farkı (mm)

Ae = Civatanın deformasyona katılan kesit alanı (mm²)

Ap = Sıkılan parçanın deformasyona katılan kesit alanı (mm²)

$Aü$ = Üst ölçü (mm)

b = Kayış genişliği (mm)

b = Dişi genişliği (mm)

b = Kaynak boyu (mm)

c_1 = Çalışma faktörü

Co = Kaymaya karşı emniyet katsayısı

C, Ca = Dinamik faktör

d = Perçin çapı (mm)

do = Bölüm dairesi çapı (mm)

db = Diş üstü çapı (mm)

dd = Delik çapı (mm)

d_g = Göbek çapı (mm)

d_m = Ortalama taksimat dairesi çapı (mm)

d_m = Mil çapı (mm)

d_{m1} = Döndüren kasnak çapı (mm)

d_t = Diş dibi çapı (mm)

d_{w1} = Döndüren kaasnak çapı (mm)

D_1 = Kasnak çapı (mm)

D_o = Silindir dış çapı (mm)

E_c = Civata elastil modülü (daN/ mm²)

E_{co} = Conta malzemesi elastiklik sınırı

E_e = Kayış eğilme elastiklik modülü

E_p = sıkılan parçanın elastil modülü (daN/ mm²)

fE = kayış eğilme elastiklik modülü

F = Kaynak dikişine gelen kuvvet (daN)

F_a = Eksenel kuvvet (daN)

FE_m = Emniyetli eğilme frekans sayısı (1/sn)

F_i = İşletme kuvveti (daN)

F_{mak} = Maksimum kuvvet (daN)

F_{min} = Minimum kuvvet (daN)

$F_{ön}$ = Ön gerilme kuvveti (daN)

F_n = Mile gelen kuvvet

F_n = Normal kuvvet (daN)

F_N = Yuvarlanma noktasında diş normal kuvveti (daN)

F_r = Radyal kuvvet (daN)

F_t = Teğetsel kuvvet (daN)

F_{top} = Toplam kuvvet (daN)

F_z = Ek kuvvet (daN)

F_o = Ortalama kuvvet (daN)

h = Diş yüksekliği (mm)

h_b = Diş başı yüksekliği (mm)

h_t = Diş taban yüksekliği (mm)

H = Hatve (mm)

HB = Dişli çark malzemesi sertlik değeri (Brinell sertlik değeri)

i = Vida ağız sayısı

I = İletim oranı

I_c = Civatanın atalet momenti

I_p = Parçanın atalet momenti

k = Güç faktörü

k_c = Civatanın yaylanma katsayısı

k_e = Tüm sistemin yaylanma katsayısı

k_p = Parçanın yaylanma katsayısı

K_E = Yüzey basıncı faktörü

K_f = Yuvarlanma noktası faktörü

K_b = Boyut (büyüklük) faktörü

K_{ϕ} = Çentik faktörü

K_i = İletim oranı faktörü

K_k = kaynak kalitesi

K_L = Ömür faktörü

K_{Lo} = Yüzey basıncına bağlı ömür faktörü

K_m = Yük dağılım faktörü

K_o = Çalışma faktörü

K_p = Sarılış uzunluğu faktörü (Kasnak için)

K_s = Kullanım alanı faktörü

K_v = Dinamik yük faktörü

K_y = Yüzey düzgünlüğü faktörü

K_z = Zorlanma faktörü

l = Lehimlenecek boy (mm)

l_p = Sıkılan parçanın uzunluğu (mm)

l_k = Sistemin yaylanma uzunluğu (mm)

l_k = Kaynak boyu (mm)

L = Levha boyu (mm)

L = Hesaplanabilir çalışma ömrü (milyon devir)

L_o = Dişler arası boşluk (mm)

L_h = Hesaplanabilir çalışma ömrü (h)

L_m = Ortalama kayış uzunluğu (mm)

L_w = Ortalama kayış uzunluğu (mm)

m = Modül (mm)

m = Somun yüksekliği (mm)

m_a = Alın modül (mm)

m_m = Ortalama modül (mm)

m_n = Normal modül (mm)

M_s = Sıkma momenti (daN mm)

M_{SA} = Somun veya civata arasındaki esas sıkma momenti (daN mm)

n = Devir sayısı (dev/dak)

P = Güç (KW)

P_D = Güç kabiliyeti (KW)

P_{Hem} = Dişli Yüzey emniyet basıncı (daN/ mm²)

P_{Hmak} = Dişlinin yüzey emniyet basınç sınırı (daN/ mm²)

P_{HD} = Sürekli yüzey basınç sınırı (daN/ mm²)

P_{HD}^* = Dişlinin yüzey basınç mukavemet sınırı (daN/ mm²)

P_r = Yüzey basıncı (daN/ mm²)

P = Yüzey basıncı (daN/ mm²)

P = Dinamik yük (daN)

P, P_a = Dinamik eşdeğer yük (daN)

P_1^* = Bir kayışın iletebileceği güç (KW)

P = Çalışma ömrünün eksponantı

r_o = Dişli çark yarı çapı (mm)

R_a = Koni yarıçapı (mm)

s = Somun veya civata anahtar ağız açıklığı (mm)

s = Kaynak yapılacak parça kalınlığı (mm)

S = Emniyet katsayısı

S_o = Diş kalınlığı (mm)

S_{st} = Statik kopma emniyeti

S_{din} = Dinamik kopma emniyeti

t = Adım (mm)

T = Tolerans (mm)

W = Açısal hız (rad/sn)

V_g = Kayma hızı (m/sn)

Y = Dinamik eksenel yük katsayısı

Z = Diş sayısı

X = Dinamik radyal yük katsayısı

α = Kavrama açısı ($^{\circ}$)

α_o = Düz dişli kavrama açısı ($^{\circ}$)

α_a = Alın kavrama açısı ($^{\circ}$)

α_k = Kuvvet etkime açısı ($^{\circ}$)

α_n = Normal kavrama açısı ($^{\circ}$)

β_o = Helis açısı ($^{\circ}$)

β_m = Diş eğim açısı ($^{\circ}$)

ϕ = Diş başından kavrama için dönme açısı ($^{\circ}$)

ρ_1 = Büyük dişlide hiposikloidi meydana getiren yarıçap (mm)

ρ_2 = Büyük dişlide hiposikloidi meydana getiren yarıçap (mm)

σ_e = Eğilme gerilmesi (daN/mm²)

σ_b = Basma gerilmesi (daN/mm²)

σ_{ϕ} = Çekme gerilmesi (daN/ mm²)

σ_B = Bileşke gerilme (daN/ mm²)

σ_{top} = Toplam gerilme (daN/ mm²)

σ_{em} = Emniyetli gerilme (daN/ mm²)

σ_D^* = Parçanın sürekli mukavemet sınırı (daN/ mm²)

σ_{AK} = Akma gerilmesi (daN/ mm²)

σ_o = Ortalama gerilme (daN/ mm²)

σ_g = Gerilme genliği (daN/ mm²)

σ_{KB} = Maksimum normal gerilme (daN/ mm²)

σ_{tG} = Maksimum teğetsel gerilme (daN/ mm²)

σ_K = Kopma gerilmesi (daN/ mm²)

σ_D = Malzemenin sürekli mukavemet sınırı (daN/ mm²)

τ = Kesme (kayma) gerilmesi (daN/ mm²)

τ_{kem} = kaynak malzemesinin emniyetli gerilmesi (daN/ mm²)

τ_{AK} = Akma gerilmesi (daN/ mm²)

τ_D = Malzemenin sürekli mukavemet sınırı (daN/ mm²)

Ψ_d = Çapa bağlı genişlik faktörü

Ψ_m = Modüle bağlı genişlik faktörü

δ = Koniklik açısı (°)

δ_c = Cıvada oluşan birim uzama miktarı (mm)

δ_p = Parçada oluşan birim uzama miktarı (mm)

δ_G = Gövdede iççap büyümesi (mm)

$\delta_{\lambda 1}$ = Milde dışçap küçülmesi

μ = Sürtünme katsayısı

λ = Eksenler arası uzaklık faktörü

γ = Profil açısı ($^{\circ}$)



GİRİŞ

Makina Elamanı Tasarımı oldukça güç olan ve deneylerden elde edilen tecrübelerle dayanır. Gerek eğitim ve gerekse tasarım ve imalat uygulamalarının üzerinde birçok güçlükler ortaya çıkmaktadır. Çünkü tasarımı gerçekleştirilecek parçanın nerede , nasıl, hangi şartlar altında çalışacağı, ne kadar uzun, özelliğini kaybetmeden çalışması gerekliliği gibi faktörlerin önemi ortaya çıkar.

Tasarım ve imalat birbirinden ayrılmaz birer parçadır. Tasarımın gerçekleştirilmesi ve ortaya konulabilmesi için birçok tekniklerin ortaya konulması gerekir.

Günümüz modern teknolojinin getirdiği en büyük kolaylık olan bilgisayar hemen hemen bütün alanlara girmiştir. En fazla uygulamasının olduğu bölüm ise Makinadır . Bu sebeple makina elemanlarının hesaplanması ve tasarımı için gerekli verileri en kolay bir biçimde teorikten pratiğe aktarılması için Makina Elemanlarının Bilgisayar Destekli Tasarımı çalışmaları ortaya çıkmıştır. İnsan zekasının ve yeni ufukları keşfetmesinin sınırı olmadığı için bu uygulamalar her geçen gün daha da ileriye gitmektedir.

Bu çalışmanın temel amacı insan hayatını kolaylaştırmak için kullanılan makina parçalarının optimum ve en kolay bir biçimde tasarımının gerçekleştirilebilmesi amacı ile uygulanma alanları en büyük olan makina parçalarının bilgisayar yardımıyla tasarlanması çalışmasıdır. Hem teorik bilgilerden elde edilen tecrübeler, hemde pratikten elde edilen tecrübeler bir araya getirilerek bütün insanlığın faydalanabileceği bir paket program hazırlanmıştır.

QBASIC 7.0 proramında hazırlanan programda; makina elemanlarının sınıflandırılması ve her sınıf için tek bir menü oluşturularak program gerçekleştirilmiştir. Bunların yanısıra gerçek uygulama alanlarından elde edilen örnekler ile 3- Boyutlu tasarımlar da gerçekleştirilmiştir.

Birçok makina elemanın hesaplanması sırasında kullanılan faktörler gerek eğrilerin formülize edilerek ve gerekse de hazır tabloların bilgisayardan seçilebilmesi kolaylığı sağlanmıştır.

1. DİŞLİ ÇARKLAR

1.1. Giriş

Modern teknolojiadaki en büyük problemlerden birisi hareketin veya gücün bir sistemden diğer bir sisteme aktarılmasıdır. Bu problem; hareketi veya gücü ileten makina elemanları ile ilgilidir.

Başarısızlığa karşı en iyi silah; özel şartların, isteklerin ve şimdiye kadar edinilen tecrübelerin hassas bir biçimde analiz edilmesidir. Mekanizmaların emniyetli bir biçimde konstrüksiyonunu için; nominal güç, devir adedi çevrim oranından başka çoğu zaman ilk hareket momentinin, günlük çalışma miktarının, tahrik eden veya edilen makinanın darbe derecesinin ve kritik durumlarda öz titreşim sayılarının bilinmesi gerekir. Ayrıca muhtemel çalışma şartları için gerekli ölçümler henüz yapılmamışsa dönme momentinin zamana göre değişmesinin tesbit edilmesi gerekir. Bir çok faktörün yanı sıra mil kavramalarının, montaj toleranslarının, mekanizmanın yağlama durumlarının da dikkate alınması gerekir.

Dişli çarklar; Eksenleri birbirine paralel olan, veya eksenleri arasında bir açı bulunan, birbirleri ile kesişen veya kesişmeyen iki mil arasında güç veya hareket iletimini sağlayan, iç veya dış yüzeylerine belli profil ve büyüklüklerde kanal açılmış makina elemanlarıdır. (OKDAY . Ş. 1982)

Birbirleriyle temas eden dişli çarklardan; küçük olana “pinyon” dişlisi, büyük olanına ise “çark” dişlisi denir. (İLERİ H. 1974)

Dişli çarkları çalışma konumlarına göre ikiye ayırabiliriz;

I. İç Dişli Çarklar

II. Dış Dişli Çarklar

Dişli çarkları dış profillerine göre ise;

a-) Düz dişli çarklar

b-) Helis dişli çarklar

c-) Ok dişli çarklar

d-) Spiral dişli alın çarklar

e-) Düz dişli konik çarklar

f-) Helisel dişli konik çarklar

1.2. Dişli Çark Diş Profilleri

1.2.1. Sikloid profilli dişli çarklar

Sikloid dişli profilleri dişlileri bölüm dairelerinin içinde veya üzerinde ρ yarı çaplı küçük dairelerin yuvarlanmasıyla meydana gelir. Böylelikle profilin üst yansı “episikloid” ve ait yansı bir “hiposikloid” olur.

Dişli çiftleri çapları arasında büyük fark varsa

$$\rho_{i2} = 0,2 r_o$$

$$\rho_{i1} = 0,4 r_o$$

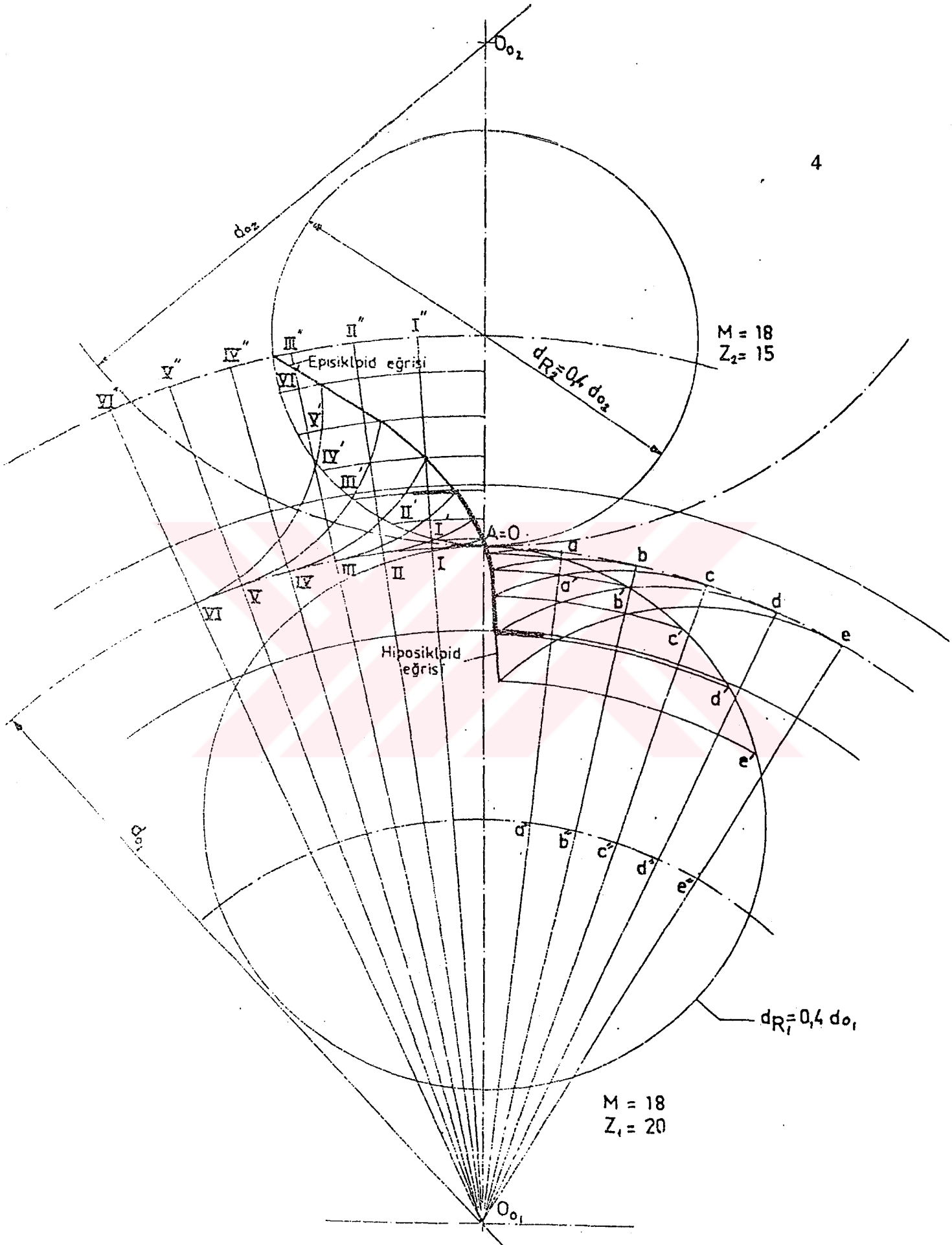
seçilir. (ρ_{i2} = büyük ve ρ_{i1} = ufak dişlide hiposikloidi meydana getiren yarıçaptır) Ancak bunların kavrama eğrileri simetrik olmaz ve bu dişliler takım dişlisi olarak kullanılmazlar. Takım dişlisi olarak kullanılması isteniyorsa gerek içte ve gerekse dışta yuvarlanan ufak dairelerin yarıçaplı eşit alınır ($\rho_1 = \rho_2$) ve kavrama eğrisi simetrik olur. (OKDAY S. 1982) Böyle bir halde bunlar genel olarak;

$$\rho_i = \rho_d (1/4 \dots 173) r_o$$

$$\rho_i = \rho_d = 2,75$$

alınır. Takım dişlisi olarak uygulandığı yerde daha genel olarak modül ile bağıntı kurulmuş olan şekil seçilir.

Sikloid dişlileri yuvarlanma metoduna göre yapılmadıklarından özel frezeler isterler, bu nedenle konstrüksiyonları pahalıdır. Aynı zamanda eksen aralıkları montajda hatasız olarak sabit tutulmaları gerekir. Bu sebeple ancak çok özel konstrüksiyonlarda ve bazı büyük dişli çark fabrikalarında yapılırlar. Sikloid dişliler daha küçük diş sayılı yapılabilirler; daha iyi kavradıklarından çalışmaları daha tatlıdır ve daha geç aşınırlar.



Şekil 1 Sikloid dişli diş profili

İçten yuvarlanan ve hiposikloidi meydana getiren dairenin yarıçapı diş gibi biçimini önemli ölçüde etkiler (OKDAY S. 1982)

Dış bükey diş başının, iç bükey taban yüzeyine oturması eş dişliler arasında iyi bir yaslanma sağlar. Böylece yüzey basıncı ve aşınma azalır. Profil boyunca aşınmanın yayılıp, evolvente nazaran çok daha homogendir. Bununla birlikte takım dişli boyutları ile de 11-e kadar dış sayılarında oldukça elverişli kavrama durumları elde edilir (İLERİ H. - SCHIEBEL A. 1974)

Bu tip diş profillerin kusurları ise; sikloidal dişlilerin montajında eksenler arası mesafelerin muhafazasına titizlikle dikkat edilmesi gerekir. Bu hususta gayet küçük bir hata, büyük bir dezavantaj oluşturur.

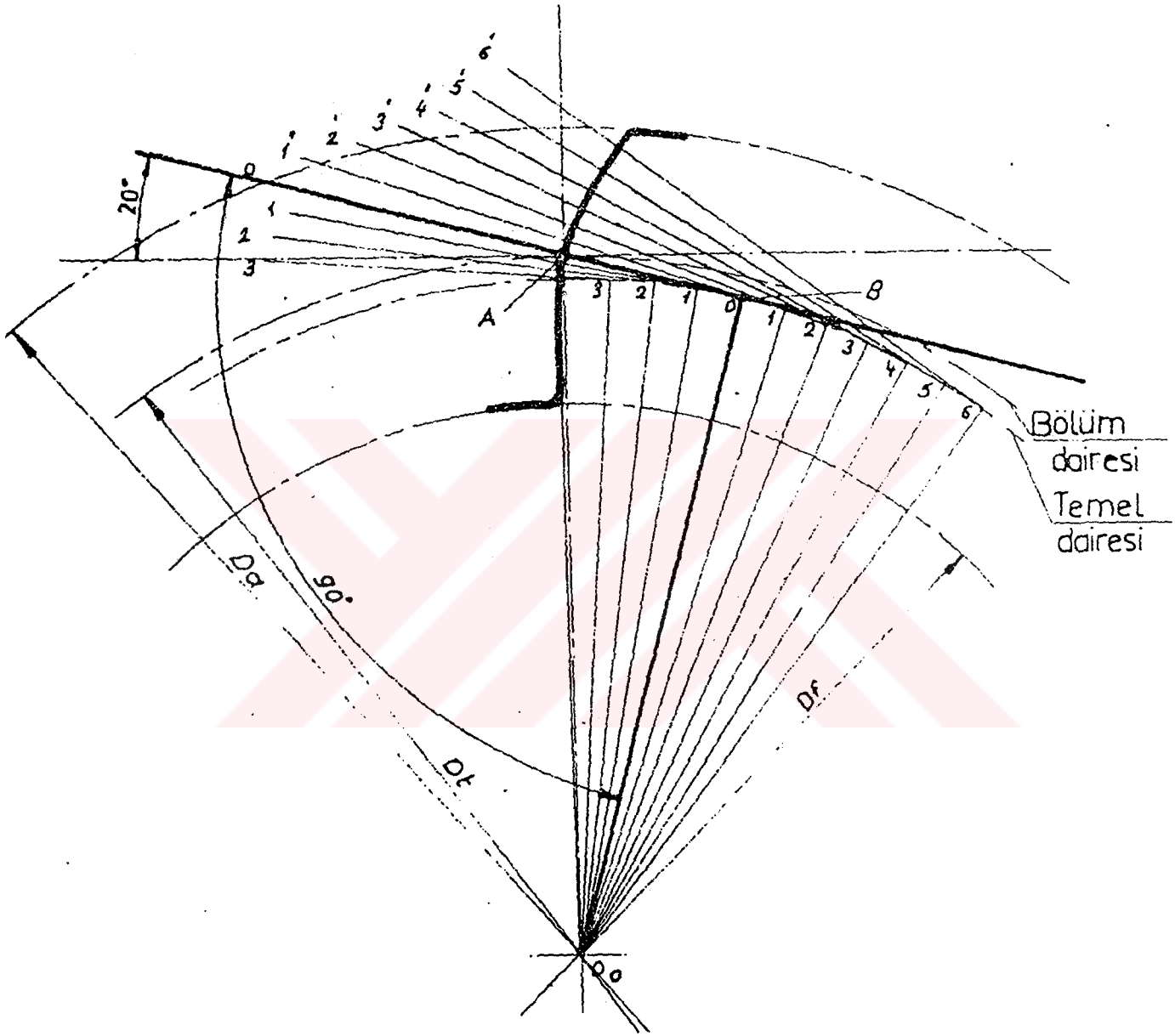
Bu tip dişli çarkların imalatı mümkün ise de evlvent profilli dişlilere nazaran daha güçtür. Yüzey düzgünlüğü ve işleme hassasiyeti bakımından evolvent profillerde sağlanan yüksek hassasiyet derecesi, sikloid profilli dişli çarklarda elde edilemez. İşin zorluğu profilin baş ve taban kısımlarının birbirinden farklı iki eğriden oluşmasıdır (İLERİ H. - SCHIEBEL A. 1974)

Taksimat dairesi üzerinde bariz bir eğrilik olmayışından dolayı düz dişli çarkların dişlerinin sikloidal profilli başka dişli çark çeşitlerinde esas profil yerine geçmek üzere (Ersatz profil olaak) kullanılamaz. (İLERİ H. - SCHIEBEL A. 1974)

Genel olarak sikloid profiller, diş şekli evolvent profililerden daha az elverişlidir.

1.2.Evolvent profilli dişli çarklar

Tashihli dişli yapmakla, takım dişlilerindeki elverişsiz durumlar oldukça büyük miktarda düzeltilebilir. Dişlerde yapılan tashihle hakikaten en iyi diş profili elde ediliyorsa, ancak o takdirde tashihin gayesine erişmiş olunur. Bir dişli çarka ait olan uygun diş profili şekli, yalnız dişli çarkın diş sayısına değil, aynı zamanda çevrim oranına da bağlı olduğundan her dişli mekanizması için çark dişlisine özel şekil vermek gereklidir. İşte bu durum dolayısıyla tashihli dişlilerin kullanışı diş işleme şartlarına bağlıdır.



Şekil 2. Evolvent dişli diş profili

Dişlerin yuvarlanma metodu ile işlenmesinde tashihli diş imali hiçbir güçlük arzetmez. Bu usulde takım dişliler için kullanılan bıçakların işlenecek çarka nazaran ayar vaziyetini değiştirmekle uygun diş şekilleri elde edilebilir.

Buna karşılık form freze metodu kullanılması halinde her tashihli çift için bir özel form freze bıçağına ihtiyaç vardır. Bu da pahalı bir iş olduğu için aynı çiftten çok sayıda yapılması gereken hallerde ancak masrafını koruyabilir.

Küçük diş sayılı pinyonların elverişsiz diş şekilleri, bunların evolvent profillerini, normal diş yüksekliğinin üstünde uzatmak suretiyle düzeltilebilir. Diş yüksekliğinde kaydırmalar yapmak ve kavrama açısını değiştirmek, kullanılan tashih vasıtalarıdır;

Tashihler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

I) Yalnız diş yüksekliğinden değişiklik yapmak

- a) Sabit değerde değişiklik (Lasche'nin teklifi)
- b) Değişken değerde değişiklik (Jung'un teklifi)

II) Yalnız kavrama açısına değişiklik yapmak

- a) Sabit değerde $\alpha = 20^\circ$ (DIN 867)
- b) Değişken değerde; Bir taraflı bıçaklarda diş açılması halinde kullanılır. (Reinecher A.G.)

III) Aynı zamanda hem diş yüksekliğinde ve hemde kavrama açısında değişiklik yapmak. Bu metod, profilli bıçaklarla diş işlenmesi halinde kullanılır (Maag)

Küçük çevrim oranlarında kavrama açısını büyütmek, etkili bir çaredir. Bu halde temel dairesi taksimat dairesinin hayli altına düşeceğinden evolventi, taban kısmı uzamış olur. 15° lik kavrama açısı yerine 20° yi normal kavrama açısı olarak alınır.

Karşılıklı çalışan dişli çarkların gelişgüzel değiştirilebilmeleri ve dişli kanuna uygun çalışabilmeleri için kavrama eğrilerinin bir eğik doğru olarak alınmış ve diş profili olarak evolvent eğrisi bulunmuştur. Aynı modülde iki ayrı dişliyi beraber çalıştırılmadan önce α_0 açıları, kavrama eğrilerinin üst üste düşmeleri ve dişli çarkların birbirleriyle uygun çalışmaları demektir. (OKDAY S. 1982)

Eksenleri aynı düzlemde paralel olan iki mil arasında güç ve devir ileten çarklara silindirik (düz) veya alın dişli çarklar denir. (AKKURT M. 1986)

Silindirin çevresine eksenini doğrultusunda, bilinen bir sistemle açılan eşit aralıklı, özel profildeki kanal ve çıkıntılardan düz dişli çarklar meydana gelmiştir (İPEKÇİOĞLU N. 1982)

Güç ve hareket ileten elemanlarda en fazla kullanılan dişli çark mekanizmalarıdır. En az iki dişli çarktan oluşurlar.

I) $i_1 > 1$ yani $n_1 > n_2$ olduğunda mekanizma hız düşürücü bir mekanizma.

II) $i_1 < 1$ yani $n_1 < n_2$ olduğunda mekanizma hız artırıcı bir mekanizma

III) $i_1 = 1$ yani $n_1 = n_2$ olduğunda yalnız hareket ileten bir mekanizmadır.

Eh az güç veya hız kaybı olan dişli çeşidi silindirik düz dişli çarklardır

($\eta = 0,97, \dots, 0,98$) (AKKURT M. 1986)

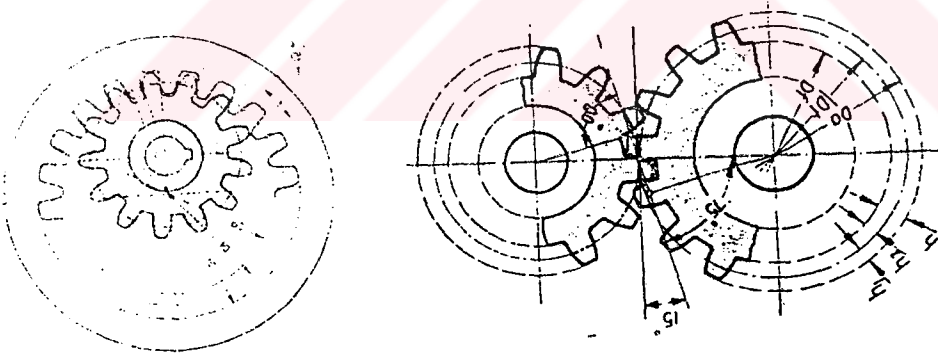
Gerek imalatları ve gerekse ucuz olduklarından dolayı piyasada oldukça geniş bir kullanım alanı sağlar. Çok özel çalışma şartları olmayan, sadece güç veya hareket iletilmesi gereken sistemlerde silindirik düz dişli çarklar kullanılırlar.

Silindirik düz dişli çarklar çalıştıkları yerlere göre;

a) İç Dişliler

b) Dış Dişliler

olarak sınıflandırabiliriz.



Şekil 3. Düz Dişli Çark

İçten çalışan dişlilerde; dıştan çalışan silindirik düz dişlilerde olduğu gibi, açılan dişler birbirine paraleldir. Buradaki fark; büyük dişli, iç yüzeylerinden dişlenmiştir. Küçük dişli çark büyük dişli çarkın içinde çalışır.

Silindirik düz dişli çarklar; genellikle orta derecede hız ve kuvvet ileten, düşük devirlerde çalışan mekanizmalarda kullanılırlar. Burada iki mil arasına konan, dişli çark gruplarının mil üzerindeki yerlerini değiştirmek suretiyle istenilen hız ve

değişiklikler elde edilir. Eksenleri birbirine paralel olan silindirik düz dişli çarklar, bir milden diğer bir mile hareket iletiminde kullanılır (İPEKÇİOĞLU N. 1982).

Silindirik düz dişli çarklar

a) Hareket ileten düz dişli çarklar

b) Kuvvet ileten düz dişli çarklar

olarak sınıflandırabiliriz. (ESENTEPELİ M.1950)

Silindirik düz dişli çarkların iletme oranları $I = 1 \sim 5$ arasında değişir. Bu sebeple hem dişli tasarımında hem de hacmin sınırlı olduğu yerlerde rahatça kullanılabilirler.

Dişli çarkların kavrama açıları (α_o) ;

14,5° , 15° , 20,5°, 22,5° ve 25° olarak kabul edilmiştir. DIN 867 ise bu açı değerini $\alpha_o = 20^\circ$ olarak kabul edilmiştir.

1.3.1. Dişli çarkların mukavemet analizleri

Dişli çark boyutlarının tayininde, gerekli ömür süresince herhangi bir hasarın meydana gelmesini önlemek için ortaya çıkan diş zorlanmalarının mümkün olduğu kadar hassas bir şekilde bilinmesi gerekir. Taşıma kabiliyetinin kontrolünde bu nedenle en önemli zorlanma şekilleri gözönüne alınır.

I) Diş yüzeylerindeki basınç

II) Dişlerin basılması, eğilmesi ve kesilmesi.

Diş yüzeylerindeki yüzey basıncı (Hertz) tesbit edilen maksimum sınırı aşarsa kalıcı büyük çukurlar (pitting) oluşur. Bazen yeni alışan (rodaj'da olan) dişlilerde de ufak pitting) oyuklar oluşur. Ancak dişliler birbirine alıştıkça bu deformasyonlar kendiliğinden kaybolur. (OKDAY Ş. 1982)

Pitting olayı, sertleştirilmemiş dişlilerde ve tekil kavrama noktaları civarında, malzeme parçacıklarının kopması sonucu küçük çukurların oluşması olayıdır. Pitting olayının oluşumu yalnız yağlayıcı olduğu zaman görülür ve ayrıca yağlama basıncı, üst yüzey kalitesi ve izafi kayma hızıda çukur (pitting) oluşumuna etki eder. (SAVCI M. - GEDİKTAŞ M. 1986)

Dişlerin ilk kavrayış ve ayrılış anlarında meydana gelen aşırı yükler souncu olarak yüzeylerinden küçük parçacıklar koparlar. Spalling diye adlandırılan bu olay yükü hafifletmekte veya boyutların daha büyük seçilmesiyle önlenabilir (OKDAY Ş.)

Diş yüklemesi, çevre hızı, diş boyutları, yüzeyin düzgünlüğü ve yağlama iyi seçilmemişse yenme (galling) meydana gelir. Yağ filminin kopması ve sıvı sürtünmenin bozulması sonucu meydana gelen yenme çevresel hızın en büyük olduğu dişin boş tarafından başlar ve yavaş yavaş dişin taban kısmına doğru ilerler. (OKDAY Ş. 1982)

Dişlerin temas yüzeyleri arasına diş kenar kırıkları, ufak metal parçaları gibi şeyler düşerse dişlerde yara izleri meydana gelir. Bunlar hemen temizlenmezse dişler pek çabuk bozulurlar. Yağa karışan pislikler kabalık derecelerine göre ince veya kalın çizgiler meydana geritirler. (OKDAY Ş.1982)

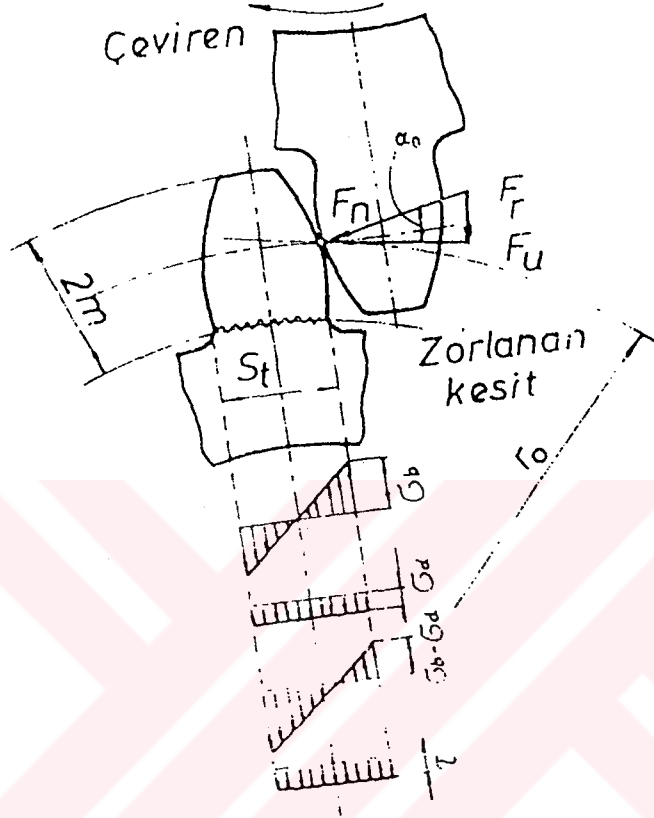
Dişlerin işlenmesinde eksen paralelliklerinin bozukluğu da dişlere zarar verebilir.

Eğilme zorlanmasına veya sayılarında dönen, zaman zaman çalışan, çuk büyük döndürme momentlerini ileten, darbeli yükler altında çalışan ve özellikle çok küçük diş sayılarına sahip dişli çarklar için yapılan özellikle, sertleştirilmiş yan yüzeylere ve yumuşak diş çekirdeğine sahip olan ve diş yan yüzeylerindeki basınca göre yapılan hesaplamaların daha uygun değer verdiği dişli çarklarda diş kopmasına göre yapılacak hesap kontrolü büyük bir önem arzeder. Bu gruba sementasyon yolu ile kertleştirilen diş yüzeylerine sahip alaşımsız sementasyon çeliklerinden yapılmış çarklar ile dişleri enüksiyon veya alev sertleştirilmesi ile sertleştirilmiş çelik veya dökme çelikten yapılmış çarklar girer.

Normal işletme şartlarında çalışan dişli çarklarda diş kopmasına göre yapılacak hesap doğal olarak büyük emniyet değerleri verse de, gerçekt ortaya çıkan diş zorlanmaları için mümkün mertebe çok yönlü bir bakış kazanılması istendiğinden, bu hesaplamaların yapılması gereklidir.

Mukavemet hesaplarının yürütülmesi için diş tabanındaki mukayese gerilmesini dikkate alan hesap yolu kullanılır. Burada birinci derece; kavrama açısına, diş sayısına profil kaydınılmasına ve yük moment kolu mesafesine bağlı olarak diş formu gözönüne alınır. Fotoelastik ölçümler sonucu; diş tekil-kavrama noktasının en

elverişsiz olduğu kuvvet etkiye noktasını belirttiği ve bu durumda dişte maksimum eğilme momentinin çıktığı belirlenmiştir.



Şekil 4. Dişlerdeki Gerilmeler

Aynı zamanda araştırmalar, yük moment kolu küçüldükçe eğilme gerilmesinin azaldığını, ancak toplam gerilme içinde kayma gerilmelerinin oranının arttığını ortaya çıkarmıştır. Tecrübelerle göre; diş kırılması diş dibinin çekme tarafında meydana geldiği için, zorlanmanın ölçüsü olarak toplam gerilmenin seçilmesi doğru olur. (SAVCI M. - GEDİKTAŞ M. 1986)

Eğilme gerilmesi

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{b F_N \cos \alpha'_k}{b S q^2} \quad (1.1)$$

Basma gerilmesi

$$\sigma_b = \frac{F_N \sin \alpha'_k}{b S q} = \frac{F_N \cos \alpha'_k \tan \alpha'_k}{b S q} \quad (1.2)$$

Kayma gerilmesi

$$\tau_m = \frac{F_N \cos \alpha'_k}{b S_q} \quad (1.3)$$

$$\alpha_k = \alpha_o + \varphi$$

F_N : Yuvarlanma noktasında diş normal kuvveti (daN)

σ_e : Eğilme gerilmesi (daN/mm²)

σ_b : Basma gerilmesi (daN/mm²)

τ_m : Kesme (kayma) gerilmesi (daN/mm²)

α_o : Kavrama açısı (°)

α_k : Kuvvet etkiye açısı (°)

φ : Diş başından kavrama için dönme açısı (°)

Yukarıdaki denklemler DIN 687 ye göre imal edilmiş dişlilerde $z = 14 \dots \infty$ diş sayıları için teorik olarak incelenmiş basma ve kesme gerilmelerinin birbirlerini kompanse ettiğini gösterdiğinden;

$$\sigma_B = \sqrt{(\sigma_e - \sigma_b)^2 + 4 \tau_m^2} \quad (1.4)$$

bileşke gerilme hesap edilir.

σ_B = Bileşke gerilme (daN/mm²)

1.3.2 Silindirik düz dişli çark hesaplamaları

Genellikle motorların nominal devir sayısına karşılık gelen güçleri sabittir.

Buna bağlı olarak:

$$M_{b1} = \frac{P}{W} \cdot \frac{30 P}{\pi \cdot n} \quad (\text{Nm}) \quad (1.5)$$

veya

$$M. = 9549,3 \cdot \frac{P}{n} \quad (\text{Nm}) \quad (1.6)$$

M_b = Döndürme momenti (daNmm)

P = Güç (KW veya W)

ω = Açısal hız ($^\circ$)

$$W = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (1.7)$$

$$M_{b_2} = \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{n_1}{n_2} = M_{b_1} = I_{12} \cdot \eta \cdot M_{b_1} \quad (1.8)$$

olarak güç veya hareket alan dişli çarkın döndürme momenti hesap edilir.

$$\pi \cdot d_o = Z \cdot t \quad (1.9)$$

d_o = Bölüm dairesi çapı (mm)

Z = Diş sayısı

t = Adım (mm)

$$m = \frac{t}{\pi} \quad (1.10)$$

m = modül (mm)

$$t = m \cdot \pi \text{ veya} \quad (1.11)$$

$$t = S_o + l_o \quad (1.12)$$

$$S_o = L_o = \frac{t}{2} = m \cdot \frac{\pi}{2} \quad (1.13)$$

$$d_b = d_o + 2 h_b \quad (1.14)$$

$$d_i = d_o - 2 h_i \quad (1.15)$$

$$h_b = m \quad (1.16)$$

$$h_t = 1,25 \text{ m} \quad (1.17)$$

$$h = h_t + h_b = m + 1,25 \text{ m} = 2,25 \text{ m}. \quad (1.18)$$

h_b = Diş başı yüksekliği (mm)

h_t = Diş taban yüksekliği (mm)

h = Diş yüksekliği (mm)

S_o = Diş kalınlığı (mm)

L_o = Dişler arası boşluk (mm)

d_b = Diş üstü çapı (mm)

d_i = Diş dibi çapı (mm)

$$d_o = m \cdot z \quad (1.19)$$

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (1.20)$$

$$I_{12} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{W_1}{W_2} \cdot \frac{d_{o2}}{d_{o1}} \cdot \frac{Z_2}{Z_1} \quad (1.21)$$

Dişli çarkların temel boyutlarının hesaplamalarından sonra mukavemet analizlerine geçelim.

Düz dişli çarklarda α kvrama açısı 20° olarak kabul edilir. Basınç açısı $\alpha_o = \alpha$ kabul edildiğinden;

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha \quad (1.22)$$

$$F_r = F_n \cdot \sin \alpha_o \quad (1.23)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_o \quad (1.24)$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_o} \quad (1.25)$$

F_t = Teğetsel kuvvet (daN)

F_n = Normal kuvvet (daN)

F_r = Radyal kuvvet (daN)

olarak ifade edilir.

$$F_{nc} = K_o \cdot K_v \cdot K_m \cdot K_E \cdot F_n \quad (1.26)$$

$$F_{tc} = K_o \cdot K_v \cdot K_m \cdot F_t \quad (1.27)$$

$$\sigma_{top} = \frac{F_{tc}}{b \cdot m} \cdot K_f \quad (1.28)$$

K_v = Dinamik yük faktörü

K_o = Çalışmalı faktörü

K_E = Yüzey basınç faktörü

K_m = Yük dağılım faktörü

σ_{top} = Toplam gerilme (Dişe gelen) (daN/mm²)

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_D^*}{s} \quad (1.29)$$

$$\sigma = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot K_f \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_m \leq \frac{\sigma_D^*}{s} \quad (1.30)$$

σ_{em} = Emniyetli gerilme miktarı (daN/mm²)

σ = Gerilme miktarı (daN/mm²)

σ_D^* = Dişlinin mukavemet sınırı (daN/mm²)

s = Emniyet katsayısı

$$m \geq 3 \cdot \sqrt{\frac{2 M_b}{Z_1 \psi_m \sigma_{em}}} \cdot K_f \cdot K_D \cdot K_v \cdot K_m \quad (1.31)$$

ψ_m = Modüle bağlı genişlik faktörü

$$\psi = \frac{b}{m} \quad (1.32)$$

Dişli Kalitesi ve İşletme Durumları	ψ_m
Dişliler temiz dökülmüş veya kaynakla kesilmiş; çelik konstrüksiyon üzerinde yataklama, pinyon bir yandan yataklanmış.	6...10
Taşlanmış, sertleştirilmemiş dişlilerde	5...15
Dişliler iyi işlenmiş, mekanizma kutusunda yataklanmış	10...20
Diş yüzeyleri hassas işlenmiş, $n_1 \leq 3000$ dev/dak	20...40
Diş yüzeyleri en iyi kalite, yüksek diş hassasiyeti, rijit yataklama, $n_1 \geq 3000$ dev/dak olarak ifade edilir.	40...80

Hacmin sınırlı olduğu yerlerde;

$\psi = 6...12$ alınır.

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2Mb}{Z_1^2 \psi_d \sigma_{cm}}} \cdot K_f \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_m \quad (1.33)$$

$$\psi_d = \frac{b}{d_o} \quad (1.34)$$

ψ_d = Çapa bağlı genişlik oranı bölüm 13; Dişliye etki eden faktörler kısmında incelenmiştir.

K_o , K_v , K_m , K_f , faktörler bölüm 13'de; Dişliye etki eden faktörler kısmında incelenmiştir.

$$\sigma_D^* = \frac{K_y \cdot K_b}{K_\phi} K_R \cdot K_L \cdot K_Z \cdot \sigma_D \quad (1.35)$$

K_y : Yüzey düzgünlüğü faktörü

K_b : Büyüklük faktörü

K_ϕ : Çentik faktörü

K_R : Güvenirlik faktörü

K_L : Ömur faktörü

K_Z : Zorlanma faktörü

σ_D : Standart deney çubuğunun sürekli mukavemet sınırı (daN/mm²)

K_y , K_b , K_ϕ , K_R , K_L , K_Z , bölüm 13'de; Dişliye etki eden faktörler kısmında incelenmiştir.

K_Z , Zorlanma faktörü

Sık sık yön değiştiren dişlilerde $K_Z=1$

Tek yönlü çalışan dişlilerde $K_Z=1.4$

Silindirik Düz Dişli Çarklarda yüzey basınç hesabı;

$$P_{Hmax} = K_E \cdot K_\phi \cdot K_i \sqrt{\frac{F_t}{b d_{o1}} \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_m} \leq P_{Hem} \quad (1.36)$$

P_{Hmax} = Dişlinin yüzey emniyet basıncı sınırı (daN/mm²)

P_{Hem} = Dişlinin yüzey emniyet basıncı (daN/mm²)

veya

$$P_{Hmax} = K_E \cdot K_\phi \cdot K_i \sqrt{\frac{2Mb}{b d_{o1}^2} \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_m} \leq P_{Hem} \quad (1.37)$$

K_ϕ = Yuvarlanma noktası faktörü bölüm 13'de dişliye etki eden faktörler kısmında incelenmiştir.

Düz dişli çarklarda $K\alpha = 1.76$ alınır.

K_i = Çevrim oranı faktörü

$$K_i = \sqrt{\frac{I_{12} + 1}{I_{12}}} \quad (1.38)$$

$$P_{Hcm} = \frac{P_{HD}^*}{S} \quad (1.39)$$

$$P_{HD}^* = K_{lo} \cdot K_R \cdot P_{HD} \quad (1.40)$$

K_{lo} = Yüzey basıncına bağlı ömür faktörü

P_{HD} = Sürekli yüzey basıncı mukavemet sınırı (daN/mm²)

P_{HD}^* = Dişlinin yüzey basıncı mukavemet sınırı (daN/mm²)

S = Yüzey basıncı emniyet katsayısı

$$S = 1,25 \dots 1,5$$

alınır.

P_{HD} , sürekli yüzey basıncı sınırı malzemenin sertliğine bağlı olarak değişir.

Çelik malzemeler için;

$$P_{HD} \approx 0,28 \text{ HB}$$

Döküm malzemeler için;

$$P_{HD} \approx 0,3 \text{ HB}$$

Bronz alaşımları için;

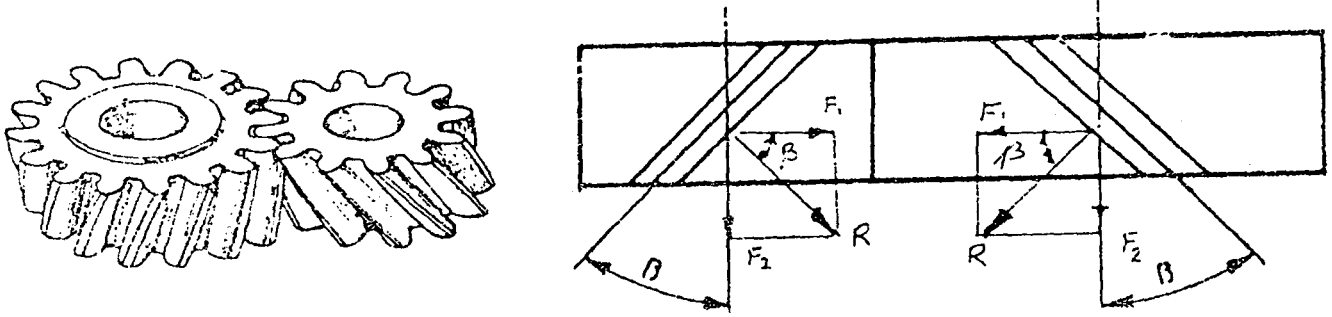
$$P_{HD} \approx 0,22 \text{ HB}$$

HB= Dişli malzemesi sertlik değeri (Primell Sertlik Değeri Cinsinden)

1.4.Helis Dişli Çarklar

Diş eksenleri ile dişli eksenleri arasında belli bir (β_0) açı bulunan silindirik dişli çarklara helisel dişli çarklar denir. Makina tasarımında helisel dişli çark; sessiz

alışmaları. daha fazla kuvvetleri taşıyabilmeleri istenilen oranlarda güç veya hareket nakletmeleri ve yüksek hızlarda emniyetli bir biçimde çalışabildiklerinden dolayı tercih edilirler. Helisel dişli çarklarda kavramanın yavaş olması nedeni ile yüksek dönme sayılarında tatlı ve sessiz olarak çalışabilmeleri büyük bir avantajdır.



şekil 5. Helis Dişli ark

Helisel dişli çarkların kullanma yönündeki sakıncaları ise; diş yanaklarındaki sürtünme eğri olması dolayısı ile düz dişli çarklara göre sürtünme daha fazladır. Bunun neticesinde eksenel bir basınç meydana gelerek, yataklar etkilenecek, o yüzeydeki zorlanmalar artacaktır (ESENTEPELİ M. 1950).

Helisel dişli çarklar, kullanılacakları yer ve görecekları iş bakımından iki şekilde imal edilirler.

- 1- Eksenleri paralel helisel dişliler
- 2- Eksenleri dik veya istavroz helisel dişliler

Eksenleri birbirine paralel helisel dişliler aynı düz dişliler gibi birbirleri üzerinde yuvarlanarak çalışırlar. Aralarında sürtünme olmamakla beraber, birbirlerini eksenleri istikametlerinde itmeye çalışırlar. Bu tip dişlilerde helis açısı (β_0) 20° den büyük yapılmaktadır (ESENTEPELİ M. 1950).

Eksenleri dik veya istavroz dişliler; birbirleri üzerinde sürtünerek ve yuvarlanarak çalıştıkları için, fazla aşınırlar. Bu sebeple kuvvet kaybına sebep olurlar. Bu sebeple hareket iletiminde kullanılırlar. (Tahrik Sistemleri Esertepeli Mustafa)

1.4.1. Helis dişli çark hesaplamaları

Helisel dişli çarkların silindirik düz dişli arklardan farklı tarafı; dişlerin dişli çark eksenine bir açı yapmasıdır. Bu açıdan dolayı düz dişli çarklarda olan; hareketin

bir dişten diğeri bir dişe aktarılmasındaki sesin azaltılması ve hareketin sürekliliğidir. β_o ile ifade edilen helis açısı normalde;

$$\beta_o = 8 \dots 20^\circ$$

ya kadar müsaade edilir. Özel hallerde $\beta_o = 30^\circ$ ye kadar artırıldığı gibi bazen $\beta_o = 45^\circ$ ye kadar da çıkabilir.

$\beta_o \geq 30^\circ$ alındığı takdirde eksen yönünde büyük Fe kuvvetleri meydana geleceğinden bunu önlemek için helis dişliler çavuş dişli (ok dişlisi) (şekil var) olarak yapılırlar. Helis açısı β_o ne kadar büyük alınırsa o nispette gürültü azalır.

$$\beta_o + \nu_o = 90^\circ \quad (1.41)$$

$$t_a = \pi \cdot m_a \quad (1.42)$$

$$t_n = \pi \cdot m_n \quad (1.43)$$

t_a = Alın kesitteki taksimat

t_n = Normal kesitteki taksimat

m_a = Alın modül (mm).

m_n = Normal modül (mm)

$$\cos \beta_o = \frac{t_n}{t_a} = \frac{\pi m_n}{\pi m_a} = \frac{m_n}{m_a} \quad (1.44)$$

$$m_a = \frac{m_n}{\cos \beta_o} \quad (1.45)$$

$$d_o = m_a \cdot z = \frac{m_n}{\cos \beta_o} z_1 = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta_o} \quad (1.46)$$

α_a = Alın kavrama açısı ($^\circ$)

α_n = Normal Kavrama açısı (20°)

$$\tan \alpha_a = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta_o} \quad (1.47)$$

$$dg = d_o \cos \alpha = z.m.a.\cos\alpha_a \quad (1.48)$$

$$\tan \beta_o = \frac{\pi d_o}{H} \quad (1.49)$$

$$\tan \beta_g = \frac{\pi dg}{H} \quad (1.50)$$

$$\tan \beta_o = \frac{dg}{d_o} \tan \beta_o \quad (1.51)$$

$$a_n = \frac{d_o}{2} \cos \beta_o \quad (1.52)$$

$$n = \frac{d_o}{2} \quad (1.53)$$

Alt kesilmeyi sınırlayan diş sayısı

$$Z_{hmn} = Z_{min.} \cos^3 \beta_o \quad (1.54)$$

$$d_b = d_o + 2mn \quad (1.55)$$

$$d_t = d_o - 3,5 \text{ mm} \quad (1.56)$$

$$a_o = \frac{d_{o1} + d_{o2}}{2} = \frac{mn}{2 \cos \beta_o} (Z_1 + Z_2) \quad (1.57)$$

$$m_a = \frac{mn}{\cos \beta} \quad (1.58)$$

Helisel dişli çarkların yük taşıma kabiliyetleri;

$$F_t = \frac{2Mb}{d_o} \quad (1.59)$$

$$F_t' = F_n. \cos \alpha_{no} = F_t' \tan \alpha_{no} \quad (1.60)$$

$$F_t = F_t' \cos \beta_o = F_n \cdot \cos \alpha_{no} \cdot \cos \alpha_{no} \cdot \tan \alpha_{no} \quad (1.61)$$

$$F_d = F_t' \cdot \sin \beta_o = F_n \cos \alpha_{no} \sin \beta_o = F_t \cdot \tan \beta_o \quad (1.62)$$

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_{no}}{\cos \beta_o} \quad (1.63)$$

$$F_{nc} = K_o \cdot K_v \cdot K_m \cdot F_r \quad (1.64)$$

$$F_{tc} = K_o \cdot K_v \cdot K_m \cdot F_t \quad (1.65)$$

$$T_1 = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot K_f \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_m \leq \frac{T_o}{S} \quad (1.66)$$

$$b = \psi_m \cdot m_n \quad (1.67)$$

$$b = \psi_d \cdot d_{o1} \quad (1.68)$$

$$d_{o1} = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta_o} \quad (1.69)$$

$$\sigma_{em}^* = \frac{\sigma_D^*}{S} \quad (1.70)$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2Mb_1}{\psi_m Z_1 \sigma_{em}^*} \cos \beta_o \cdot K_f K_o K_v K_m} \quad (1.71)$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2Mb_1}{\psi_d Z_1^2 \sigma_{em}^*} \cos^2 \beta_o \cdot K_f K_o K_v K_m} \quad (1.72)$$

$$P_{Hmax} = KE.K\alpha.KI \sqrt{\frac{2Mb_1}{bdo_1^2} Ko.Kv.Km.} \leq P_{hem}^* \quad (1.73)$$

$$mn \geq \frac{\cos \beta_o}{Z1} \sqrt{\frac{2Mb_1}{\psi d \sigma_{Hem}^2} \cos^2 \beta_o . KE^2 . K\alpha^2 . KI^2 . Ko.Kv.Km} \quad (1.74)$$

$$K\alpha = \sqrt{\frac{\cos \beta_g}{\cos^2 \alpha_{ao} \tan \alpha_o}} \quad (1.75)$$

$$do_1 = \frac{2 ao}{(I_{12} + 1)} \quad (1.76)$$

$$ao \geq (I_{12} + 1) 3 \sqrt{\frac{Mb_1}{4\psi a P^*Hem} Kz^2 . K\alpha^2 . KI^2 . Kv.Km.Ko.} \quad (1.77)$$

ao = Eksenler arası mesafe (mm)

1.5. Konik Dişli Çarklar

Eksenleri birbirine paralel olmayan iki milden diğer bir mile hareket veya kuvvet nakletmeye yarayan dişli çeşidine konik dişli çarklar denir (ESENTEPELİ M. 1950).

Konik dişli çarkların birbirini kavrama durumları;

I) $\delta = 90^\circ$

II) $\delta < 90^\circ$

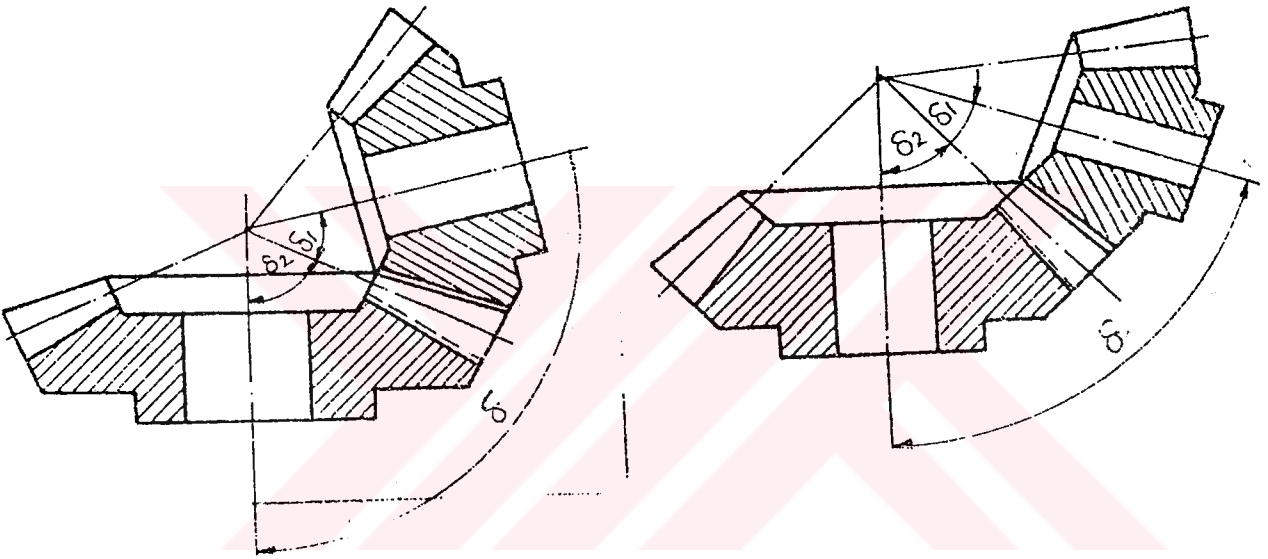
III) $\delta > 90^\circ$

Konik dişli çarklar çalışma durumlarına göre;

I) Dıştan çalışan konik dişli çarklar

II) İçten çalışan konik dişli çarklar

Özellikle hareketin veya gücün; mil ekseninden herhangi bir açıdan iletilmesinde konik dişli çarkların önemi büyüktür. Hem aynı gücün veya kuvvetin iletilmesinde kullanılabilecek makina elemanı sayısını azaltmakta ve dişli kutusu hacminin minimize edilmesinde bu tip dişli çarkların önemi büyüktür. Konik dişli çarkların verimi $\eta = 0,96 \dots 0,98$ arasında değişmektedir. Bu ifadenin yorumunu yapacak olursak; çok küçük miktardaki kuvvet kaybıyla gücün veya hareketin iletimi gerçekleştirilir.



Şekil 7 Konik Dişli Çark Çalışma Şekilleri

$\delta = 90^\circ$ olan dişlilere plan dişlisi adı verilir. Bu dişli, konik dişlinin temel büyüklüklerini tarif etmek üzere DIN 3971 standardına göre referans profili olarak kabul edilir (AKKURT M.1986).

Konik dişli çarklar dişlilerin eğim açısı (β_m) ve kavrama durumlarına göre;

I) $\beta_m = 0$ ve yatay eksenler arasındaki açısı 0° olduğu durumlarda olan dişli çarklara “Zerol” dişli adı verilir.

II) $\beta_m \neq 0$ ve yatay eksenler arasındaki açı 0° olduğu durumlarda olan dişli çarklara “Spiral” dişli adı verilir.

III) $\beta \neq 0$ ve yatay eksenler arasındaki açı 0° den farklı olduğu durumlardaki dişliye “Hypoid” dişli adı verilir

1.5.1 Konik dişli çark hesaplamaları

Konik dişli çark hesaplamalarında Tredgoid yaklaşımı ile; tamamlayıcı koniler denilen konilerin tepe noktaları esas alınarak eşdeğer düz dişliler elde edilir. Böylece konik dişli çark hesaplamalarında büyük kolaylık elde edilir.

$$d_{o1} = m \cdot z \quad (1.79)$$

$$dm = m_m \cdot z \quad (1.80)$$

m_m = ortalama modül (mm)

dm = ortalama taksimat dairesi çapı (mm)

$$m = m_m + \frac{b}{Z_1} \sin \delta_{o1} = m_m + \frac{b}{Z_2} \sin \delta_{o2} \quad (1.81)$$

$$Ra = \frac{d_{o1}}{2 \sin \delta_{o1}} = \frac{d_{o2}}{2 \sin \delta_{o2}} \quad (1.82)$$

$$I_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{W_1}{W_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\sin \delta_{o2}}{\sin \delta_{o1}} \quad (1.83)$$

I_{12} = İletim oran

n_1 = Döndüren dişlinin devir sayısı (dev/dak)

n_2 = Döndüren dişlinin devir sayısı (dev/dak)

W_1 = Döndüren dişlinin açısal hızı (rad/sn)

W_2 = Döndüren dişlinin diş sayısı (rad/sn)

Z_2 = Döndüren dişlinin diş sayısı

Z_1 = Döndüren dişlinin diş sayısı

Altta kesilmeyi sınırlayan diş sayısı;

$$Z_{\min} = 14 \cdot \cos \delta \quad (1.84)$$

$$\delta = 90^\circ \text{ ise } \tan \delta_{o1} = \frac{1}{I_{12}} = \frac{z_1}{z_2} \quad (1.85)$$

$$\delta < 90^\circ \text{ ise } \tan \delta_{o1} = \frac{\sin \delta}{I_{12} + \cos \delta} \quad (1.86)$$

$$\delta > 90^\circ \text{ ise } \tan \delta_{o1} = \frac{\sin (180^\circ - \delta)}{I_{12} - \cos (180^\circ - \delta)} \quad (1.87)$$

$$\delta = 90^\circ \text{ için } R_a = 0.5 \sqrt{d_{o1}^2 + d_{o2}^2} \quad (1.88)$$

Ra = konik dişli çarkın koni yarıçapı

$$hb1 = hb2 = m \quad (1.89)$$

$$hb2 = 0.54 \text{ m} + \frac{0.46 \text{ m}}{I_{12}^2} \quad (1.90)$$

$$hc = 2 \text{ m} \quad (1.91)$$

$$hb1 = hb - hb2 \quad (1.92)$$

$$h = 2.188 \text{ m} + 0.05 \quad (1.93)$$

$$b = \psi_m \cdot m_m \quad (1.94)$$

b = Diş genişliği (mm)

ψ_m = Modüle bağlı genişlik faktörü

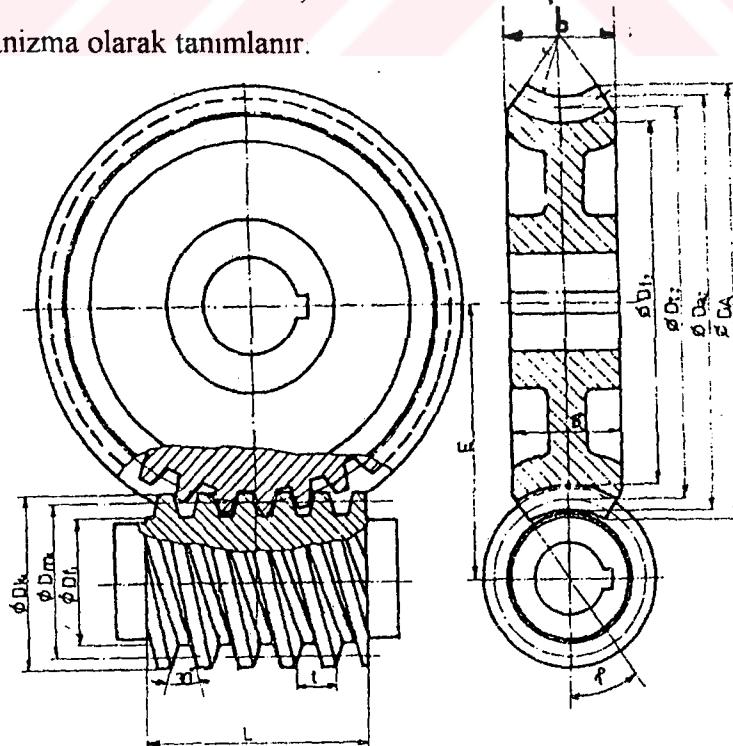
m_m = Ortalama modül (mm)

$$s_o = \frac{\pi \cdot m}{2} \quad (1.95)$$

$$b \leq \frac{R_a}{3} \quad (1.96)$$

1.6. Sonsuz Vida ve Çarkı

Sonsuz vida mekanizması birbiri ile kesişmeyen ve paralel olamayan iki mil arasında güç ve hareket ileten özel bir spiral dişli mekanizmasıdır. Millerin izdüşümleri arasındaki açı genellikle 90° dir. Aslında mekanizmayı oluşturan her iki dişli birer helisel dişlidir. Ancak küçük dişlinin genişliği çapa göre çok büyük olduğundan dişler helis yani vida profilini almıştır. Küçük dişlinin diş sayısı z_1 , esas vidanın ağız sayısı olmaktadır. Bu nedenle küçük dişliye sonsuz vida denilmektedir. Sonsuz vidanın şekline göre, sonsuz vidanın silindirik olduğunda sonsuz vidaya silindirik sonsuz vida mekanizması, sonsuz vidanın çark üzerine sarıldığı zaman globoid mekanizma olarak tanımlanır.



Şekil 8 Sonsuz vida ve Çarkı

Sonsuz vida mekanizmalarının genel özellikleri şu şekilde sıralanmaktadır:

a-) Bir helisel dişli olan olan çarkın, dişli ile vida arasında çalışma özelliği vardır. Bundan dolayı silindirik sonsuz vida mekanizmalarında diş ile vida arasındaki temas çizgisel temastır. Böylece bu mekanizmaların yük taşıma kabiliyetleri spiral dişli çarkların yük taşıma kabiliyetlerinden çok daha büyüktür.

b-) Sonsuz vidanın diş sayısını ifade eden ağız sayısı genellikle $z_1 = 1$ ile 4 değerleri arasında değişmektedir. İletim oranına dikkat edilecek olursa; z_1 in küçük olduğuna dikkat edilirse sonsuz vida mekanizmalarında çevrim oranı (iletim oranı) $I_{12} = 25 \dots 30$ değerleri arasında değişirken, globoid mekanizmalarda bu oran 100' e kadar çıkmaktadır.

c-) Sonsuz vida mekanizmalarında dişli ile vida arasında kayma meydana gelmektedir. Bundan dolayı sonsuz vida mekanizmalarının verimi; kilitlenmesiz mekanizmalarda $\eta = 0.6 \dots 0.8$; kilitlenmeli olduğu takdirde $\eta = 0.25 \dots 0.40$ arasında değişmektedir. Bu nedenle mekanizma çalışma sıcaklıkları ve adhezyon aşınması meydana gelmektedir.

d-) Silindirik spiral dişlilerde olduğu gibi; sonsuz vida mekanizmalarının ve çarkın β_{01} , β_{02} eğim açıları değerleri farklı fakat yönleri aynı olmalıdır. Ancak vidanın eğim açısı β_{01} , β_{02} den çok daha büyük olduğundan sonsuz vidanın eğim açısı yerine helis açısı alınır.

$$v_o = 90^\circ - \beta_{01} \quad (1.97)$$

$\delta = 90^\circ$ olan mekanizmalarda;

$$v_o = \beta_{02}$$

e-) Silindirik sonsuz vidaların çeşitli profilleri mevcuttur. DIN 3975de standartları belirlenmiştir (AKKURT M. 1986).

Sonsuz vida ve çarkın iletim oranı ile ağız sayıları arasında;

$$(I = 4 \dots 5 \quad z = 4)$$

$$I = 6 \dots 10 \quad z = 4$$

$$I = 10 \dots 14 \quad z = 3$$

$$I = 15 \dots 14 \quad z = 2$$

$$I \leq 30 \quad z = 1$$

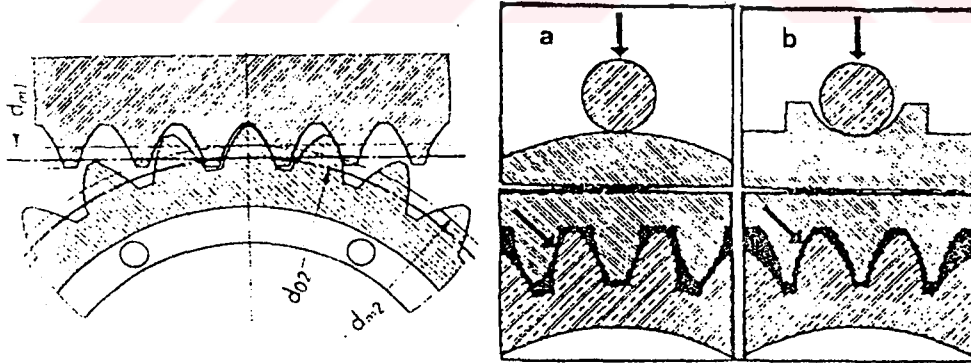
$$(I = 50 \quad z = 1)$$

parantez içindeki değerler pek kullanılmamakla beraber ağız sayıları 6' ya kadar çıkmaktadır. Bunun yanısıra özel imalatlarda 8' e kadar çıkabilmektedir.

Tek kademede büyük çevrim oranları iletmekten ötürü sonsuz vida mekanizmaları az yer tutan ucuz bir konstrüksiyondur. Kaldırma makinalarında uygulama sahası geniştir. Takım tezgahları ve trenler vb. da oldukça fazla olarak kullanılmaktadırlar (OKDAY Ş. 1982).

Büyük yüklerde düzgün çalışmayı sağlamak amacı ile diş boşlularının giderilmesi gerekir. Bu maksatla "Dublex" sonsuz vidası yapılmıştır. Sonsuz vidanın iki yüzeyinin helis açıları değişiktir. Sonsuz vidası ile beraber çalışacak çarkında dişleri değişiktir ve dublex somun vidasına uygun olmalıdır(OKDAY Ş. 1982). (Şekil var)

Yüzeylerin daha iyi kavramalarını sağlamak amacı ile evolventin aksine iç bükey yapmak daha faydalıdır. Bu tip sonsuz vida ve çarklarına CAVEX sonsuz vidası denir. Bu tip dişli çarklarda yüzey basıncı daha düzgün dağıldığı ve fazla yük taşıyabildikleri gibi yağ filmi büyük yüklerde kopmaz, iyi bir yağlamam sağlanır ve uzun ömür elde edilir(OKDAY Ş. 1982).



Şekil 9 CAVEX Sonsuz Vidası

1.6.1. Sonsuz vida ve çarkı hesaplamaları

$$I_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (1.98)$$

$$v_o = 90^\circ - \beta_{01} \quad (1.99)$$

$$v_o = \beta_{02} \quad (1.100)$$

$$tn = \pi mn \quad (1.101)$$

$$pa = ta = \pi ma \quad (1.102)$$

$$H = z_1 \cdot pa = z_1 \cdot \pi \cdot ma \quad (1.103)$$

$$\tan v_o = \frac{H}{\pi \cdot ma} = \frac{z_1 \cdot ma}{d_{o1}} \quad (1.104)$$

$$z_F = \frac{z_1}{\tan v_o} \quad (1.105)$$

$$\tan v_o = \frac{z_1}{z_F} \quad (1.106)$$

$$d_{o1} = z_F \cdot ma \quad (1.107)$$

$$Pn = tn = ta \cos v_o \quad (1.108)$$

$$mn = ma \cdot \cos v_o \quad (1.109)$$

$$\tan \alpha_a = \frac{\tan \alpha_n}{\cos v_o} \quad (1.110)$$

$$d_{o1} = \frac{z_1 \cdot ma}{\cos v_o} \quad (1.111)$$

$$d_{o2} = z_2 \cdot ma \quad (1.112)$$

$$d_{b2} = d_{o1} + 2 h_{b1} \quad (1.113)$$

$$d_{t1} = d_{o1} - 2 h_{t1} \quad (1.114)$$

$$d_{b2} = d_{o2} + 2 h_{b2} \quad (1.115)$$

$$d_{t2} = d_{o2} - 2 h_{t2} \quad (1.116)$$

$$a = \frac{d_{o1} + d_{o2}}{2} = \frac{ma}{2} \left(\frac{z_1}{\tan v_o} + z_2 \right) \quad (1.117)$$

v_o	15°' ye kadar	15 ...25	25 ...35	35° den büyük
α_{no}	20°	22.5°	25°	30°

$$b = \sqrt{d_{b1}^2 - d_{o1}^2} \quad (1.118)$$

Yük Taşıma Kabiliyeti;

$$F_{t2c} = 3.82 d_{o1}^{0.8} \cdot \text{be} \cdot \text{PHEM}^* \quad (1.119)$$

$$F_{t2c} = K_o \cdot F_{t2} = K_o \frac{Mb_2}{d_{o2}} \quad (1.120)$$

$$\text{be} \leq 0.67 \cdot d_{o1} \quad (1.121)$$

$$PH = \frac{Mb_2 \cdot K_o}{1.91 \cdot d_{o2}^{1.8} \cdot \text{be}} \leq \text{PHEM}^* \quad (1.122)$$

$$d_{o2} = ma \cdot z_2 \quad (1.123)$$

$$\text{be} = b = 0.67 d_{o1} \quad (1.124)$$

$$d_{o1} = \frac{z_1 \cdot m_a}{\tan v_o} = z_F \cdot m_a \quad (1.125)$$

$$m_a = \sqrt[2.8]{\frac{M b_2 \cdot K_o}{1.28 z_2^{1.8} z_F \cdot P H e m}} \quad (1.126)$$

$$m_a \approx \sqrt[3]{\frac{M b_2 \cdot K_o}{1.28 z_2^{1.8} z_F \cdot P H e m^*}} \quad (1.127)$$

$z_F = 6 - 15$ arası seçilir. Genellikle $z_F = 10$ alınır.

$$P H e m^* = K_i \cdot K_v \cdot \frac{P H^*}{S} \quad (1.128)$$

$P H^* =$ Yüzey basınç sınırı (daN/mm²)

$K_i =$ Çevrim oranı faktörü

$K_v =$ Hız faktörü

$S =$ Emniyet katsayısı (1.5 ... 2)

$$b_{mn} = 1.125 \sqrt{(d_{b1} + 2S_B)^2 - (d_{o1} - 4h_{b1})^2} \quad (1.129)$$

$$S_B \cong (0.1 \dots 0.3) \text{ mm} \quad (1.130)$$

$$S_B \cong (0.167 \dots 0.3) \text{ ma} \quad (1.131)$$

$d_{b1} =$ Vida böğür çapı (mm)

$d_{o1} =$ Dişli dişüstü çapı (mm)

$V_g =$ Kayma hızı (m/sn)

$$b_a = b + 2 m_a \quad (1.132)$$

$$d_{a1} = d_{b2} + m_a \quad (1.133)$$

$$V_1 = \frac{d_{o1} \cdot \omega_1}{2} \quad (1.134)$$

$$V_2 = \frac{d_{o2} \cdot \omega_2}{2} \quad (1.135)$$

$$\tan v_o = \frac{V_2}{V_1} \quad (1.136)$$

$$V_g = \frac{V_1}{\cos v_o} = \frac{V_2}{\sin v_o} \quad (1.137)$$

$$F_{r1} = F_{n1} \cdot \sin \alpha_{no} \quad (1.138)$$

$$F'_{n1} = F_{n1} \cdot \cos \alpha_{no} \quad (1.139)$$

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot M b_1}{d_{o1}} \quad (1.140)$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot M b_2}{d_{o2}} \quad (1.141)$$

$$M b_2 = I \cdot \eta \cdot M b_1 \quad (1.142)$$

$$P_1 = F_{t1} \cdot V_1 \quad (1.143)$$

$$P_2 = F_{t2} \cdot V_2 \quad (1.144)$$

P_1 = Vidanın gücü (KW)

P_2 = Çarka ait güç (KW)

$$V_g = \frac{V_2}{\sin v_o} = \frac{\pi d_{o2} n_2}{60 \sin v_o} \quad (1.145)$$

$$\sigma = \frac{F_{12c}}{2 \cdot \pi \text{ be} \cdot m_a} = \frac{\sigma^*}{S} \quad (1.146)$$

$$F_{12c} = \frac{2 M b_2 \cdot K_o}{d_{o2}} \quad (1.147)$$

$$d_{o2} = m_a \cdot z_2 \quad (1.148)$$

$$\text{be} = 0.67 d_{o1} \quad (1.149)$$

$$d_{o1} = z_F \cdot m_a \quad (1.150)$$

$$m_a \geq \sqrt[3]{\frac{M b_2 \cdot K_o}{z_2 z_F \frac{\sigma^*}{S}}} \quad (1.151)$$

$$S = 1 \dots 1.5 \quad (1.152)$$

2. CİVATALAR

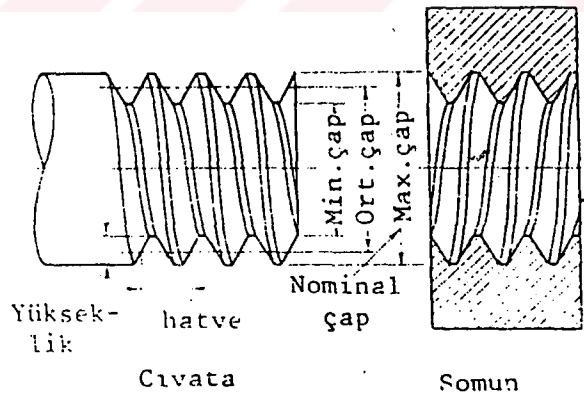
Silindirik çubukların iç yüzeylerine ve dairesel deliklerin iç yüzeyleri üzerine belli adım ve profilde açılan helis kanallara vida denir. İç yüzeylere açılan helisel kanallı makina paröalarına somun, dış yüzeylere açılan helisel kanallara civata denir.

Helisel eğrilerde olduğu gibi vidayı üç ana faktör karakterize eder:

I- Hatve (h): Vida açılmış parçanın tam bir dönüşüne tekabül eden eksenel yöndeki ilerlemesine hatve adı verilir.

II- Silindir çapı (d): Vida bir kanal şeklinde olduğundan aslında burada dış çap (d) ve iç çap (d1) olmak üzere iki çap vardır ve bunların ikisinin toplamının yarısına da ortalama çap (d2) denir (AKKURT.M).

III- Eğim açısı (β) : Vidanın silindire teğet bir düzlemdeki açınımı eğik eğik bir doğrudur. İç çığa tekabül eden β_1 , ortalama çapa tekabül eden β_2 , dış çapa tekabül eden eğim açısı β_d ile karakterize edilir.



Şekil 10. Civata ve Somun

$$\tan \beta_1 = \frac{h}{\pi \cdot d_1} \quad (2.1)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{h}{\pi \cdot d_2} \quad (2.2)$$

$$\tan \beta_d = \frac{h}{\pi \cdot d} \quad (2.3)$$

Vidalar kullanma alanlarına göre ;

I- Güç vidaları

II- Hareket vidaları

İç çapa veya dış çapa açılmalarına göre ;

I- Somun

II- Civata

Vida ölçü birimlerine göre ;

I- Whitworth vidalar

II- Metrik vidalar

Vida dış profillerine göre;

I- Üçgen profilli vidalar

II- Trapez profilli vidalar

III- Testere profilli vidalar

IV- Kare profilli vidalar

V- Yuvarlak profilli vidalar

vidalar olarak sınıflandırılır.

Vida ağız sayılarına göre;

I- Tek ağızlı vidalar

II- Çok ağızlı vidalar

Civata başlarının tipine göre;

a- Altıgen delikli

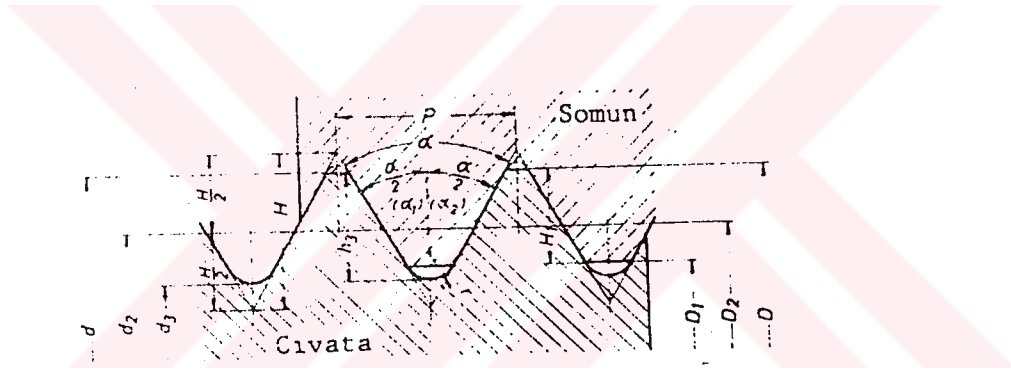
b- Dört köşe başlı

c- Altı köşe başlı

- d- Kare başlı
- e- Silindir başlı
- f- Yassı başlı, dört köşe oturmalı
- g- Çekiç başlı

Helis yönlerine göre;

- I- Sağ helis vidalar
- II- Sol helis vidalar



Şekil 11. Vida Boyutları

Metrik vidalar genellikle bağlama işlerinde , Whitworth vidalar boru bağlantılarında veya bazı özel durumlarda kullanılırlar. Trapez, testere, kare vidalar hareket iletiminde; yuvarlak vidalar ise özel sistemlerde kullanılırlar.

Whitworth vidaların uç açıları 55° dir. Parmaktaki (1"=25.4 mm) diş sayılarına göre açılırlar.

Metrik vidaların ise uç açılarını 60° dir ve adım mesafesine göre açılırlar.

Güç vidaları genellikle iki makina parçasını birbirine bağlamada bağlama elemanı olarak kullanılır.

Hareket vidaları ise; somun sabit tutulduğu takdirde civata hem döner hem de bu dönme hareketi ile orantılı olarak eksenel bir dönme hareketi yapar. Civata

döndürülür ve somun dönmeyecek şekilde sevk edilirse o zaman somun yalnız aksenal bir öteleme hareketi yapar, hareket iletir.

2.1. Ön Gerilme Teorisi

Ön gerilme teorisi; sıkılarak takılan bir civata sistemine etkiyen işletme (nominal) kuvvetin (Fiş) etkisini inceler.

Sıkma esnasında civatada bir ön gerilme kuvveti (Fön) meydana gelmektedir. Bu kuvvetin neticesinde sıkılan parçalar kısalır ve bunun sonucu civata uzar. Sıkılan parçanın kısalması δ_p ve civatanın uzaması δ_c ile ifade edilirse elastik bölgede kalmak şartı ile Hooke kanununa göre δ_c ile Fön ve δ_p ile Fön arasındaki bağıntı bir diyagram ile ifade edilir. (AKKURT M. 1986).

Şekil değiştirme - kuvvet bağıntısına karakteristik denir. Karakteristiğin eğim açısı sistemin rijitliğini veya yaylanma katsayısını gösterir. Rijitlik veya yaylanma sayısı;

$$k_c = \tan \phi = \frac{F_{\text{ön}}}{\delta_c} = \frac{E_c \cdot A_c}{l_c} \quad (2.4)$$

sıkılan parça için ;

$$k_p = \tan \phi = \frac{F_{\text{ön}}}{\delta_p} = \frac{E_p \cdot A_p}{l_p} \quad (2.5)$$

E_c = Civatanın elastiklik modülü (daN/mm²)

E_p = Sıkılan parçanın elastiklik modülü (daN/mm²)

A_e = Civatanın elastik deformasyona katılan kesit alanı (mm²)

A_p =Sıkılan parçanın elastik deformasyona katılan kesit alanı (mm²)

l_c = Civatanın elastik deformasyona katılan kesit alanı (mm²)

l_p = Sıkılan parçanın elastik deformasyona katılan kesit alanı (mm²)

Fiş işletme kuvveti tüm sistemi etkilediğinden bu kuvvetin yalnız bir kısmı, Fz kuvveti civataya ek olarak gelir. Böylece işletme esnasında civataya gelen toplam kuvvet;

$$F_{top} = F_{ön} + F_z \quad (2.6)$$

İşletme kuvvetinin bir kısmı olan F_o kuvveti ise, sıkılan parçaları etkiler. Şu halde işletme esnasında parçalardaki kalan kuvvet;

$$F'_{ön} = F_{ön} - F_o \quad (2.7)$$

$$F_{iş} = F_z + F_o \quad (2.8)$$

$$\delta' = F_{iş} \cdot \frac{l}{kc + kp} \quad (2.9)$$

$$F_z = F_{iş} \cdot \frac{kc}{kc + kp} \quad (2.10)$$

$$F_o = F_{iş} \cdot \frac{kp}{kc + kp} \quad (2.11)$$

$$k_e = \frac{kc}{kc + kp} \quad (2.12)$$

k_e = Tüm sistemin yaylanma katsayısı

$$F_z = k_e \cdot F_{iş} \quad (2.13)$$

$$F_o = (1 - k_e) \cdot F_{iş} \quad (2.14)$$

$$F_{top} = F_{ön} + k_e \cdot F_{iş} \quad (2.15)$$

$$F'_{ön} = F_{ön} - (1 - k_e) \cdot F_{iş} \quad (2.16)$$

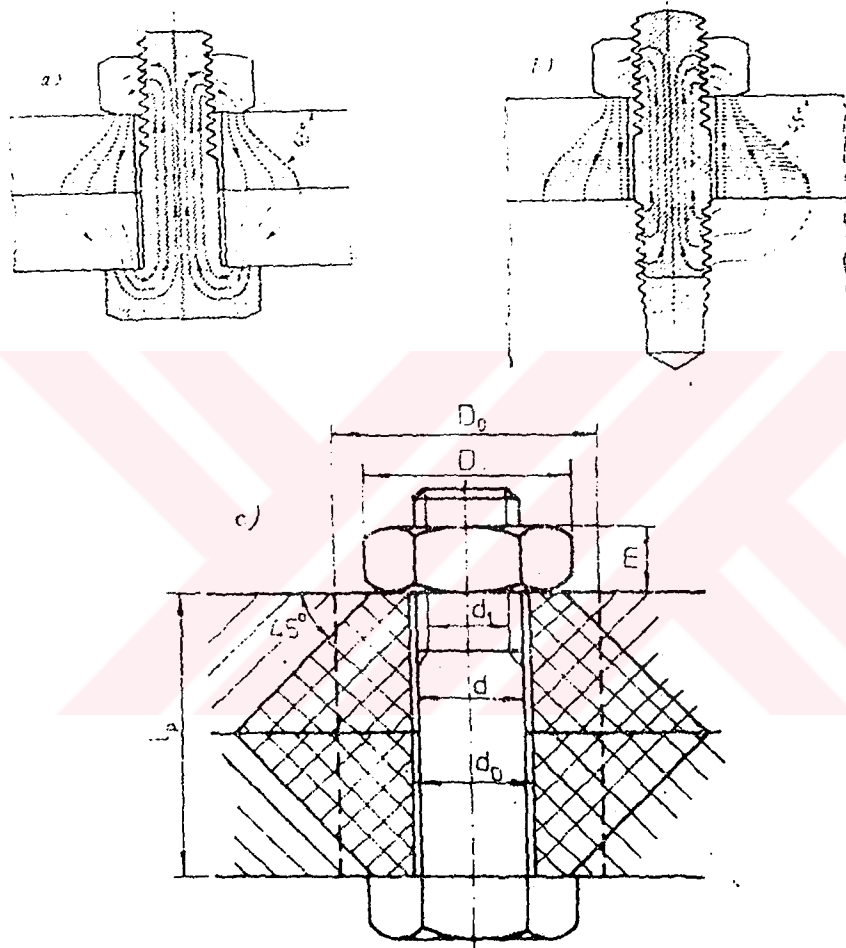
Sızdırmazlık sağlanması gereken yerlerde (yüksek basınç altında bulunan kazanlar, kaplar, borular, motor silindirleri) ön gerilme kuvvetinin değeri önemlidir. Bu tür sistemlerde işletme esnasında da sıkılan parçalarda sıkma kuvvetinin kalması gerekir. Aksi takdirde, sıkılan parçalar büsbütün boşalır ve sızdırmazlık sağlanamaz. Sızdırmazlığı sağlamak için gereken şart;

$$F'_{\text{ön}} = F_{\text{ön}} - (1 - k_e) \cdot F_{\text{ış}} > 0$$

(2.17)

$$F_{\text{ön}} = > (1 - k_e) \cdot F_{\text{ış}}$$

(2.18)



Şekil 12 Bağlantı Sırasında Civatalarda ve Parçada Oluşan Gerilmeler

Değişken zorlanmada k_e katsayısının değerinin küçük, sızdırmazlık şartında ise büyük olması istenir.

Genel olarak;

Değişken kuvvet şartı için $k_e = 0.1 \dots 0.2$

Sızdırmazlık şartı için $k_e = 0.5 \dots 0.65$

tavsiye edilir.

$$c = c_0 (1 - k_e)$$

(2.19)

$$F_{\text{ön}} = c_0 \cdot (1 - k_e) \cdot F_{\text{iş}} \quad (2.20)$$

$$F_{\text{ön}} = c \cdot F_{\text{iş}} \quad (2.21)$$

$$c \approx 2.5 \dots 3.5 \quad (2.22)$$

$$F_{\text{ön}} \approx (2.5 \dots 3.5) \cdot F_{\text{iş}} \quad (2.23)$$

Bazı durumlarda $F_{\text{ön}}$ kuvveti civata malzemesinin akma sınırına göre tayin edilir;

$$F_{\text{ön}} \approx (0.7 \dots 0.8) \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \sigma_{\text{AK}} \quad (2.24)$$

Civata çapı değişken olduğunda her çap için ($kc_1, kc_2, \dots, kc_n$) yaylanma sayıları hesaplanır.

$$\frac{1}{k_{\text{ctop}}} = \frac{1}{kc_1} + \frac{1}{kc_2} + \frac{1}{kc_n} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{k_{ci}} \quad (2.25)$$

$$\frac{1}{k_{\text{ctop}}} = \frac{1}{E_c} \left[\frac{l_{c1}}{A_{c1}} + \frac{l_{c2}}{A_{c2}} + \dots + \frac{l_{cn}}{A_{cn}} \right] \quad (2.26)$$

olarak ifade edilir.

Sıkılan parçaların elastik deformasyona katılan kesit alanını tayin etmek için birçok yöntem vardır. Bunlarda en basit ve en eski olan Rötsher yöntemidir. Bu yöntemeye göre; sıkma esnasında parçalardaki şekil değiştirmenin yayılışı, kenarları 45° lik açı yapan bir koni olarak kabul edilir. Konilerin yerine eşit hacimli bir silindir konulursa, bu silindirin kesit alanı, sıkılan parçaların elastik deformasyona katılan kesit alanlarını verir.

$$A_p = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - d_d^2) \quad (2.27)$$

$$F_{\text{ön}} = c_0 \cdot (1 - k_e) \cdot F_{\text{iş}} \quad (2.20)$$

$$F_{\text{ön}} = c \cdot F_{\text{iş}} \quad (2.21)$$

$$c \approx 2.5 \dots 3.5 \quad (2.22)$$

$$F_{\text{ön}} \approx (2.5 \dots 3.5) \cdot F_{\text{iş}} \quad (2.23)$$

Bazı durumlarda $F_{\text{ön}}$ kuvveti civata malzemesinin akma sınırına göre tayin edilir;

$$F_{\text{ön}} \approx (0.7 \dots 0.8) \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \sigma_{\text{AK}} \quad (2.24)$$

Civata çapı değişken olduğunda her çap için ($k_{c1}, k_{c2}, \dots, k_{cn}$) yaylanma sayıları hesaplanır.

$$\frac{1}{k_{\text{ctop}}} = \frac{1}{k_{c1}} + \frac{1}{k_{c2}} + \frac{1}{k_{cn}} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{k_{ci}} \quad (2.25)$$

$$\frac{1}{k_{\text{ctop}}} = \frac{1}{E_c} \left[\frac{l_{c1}}{A_{c1}} + \frac{l_{c2}}{A_{c2}} + \dots + \frac{l_{cn}}{A_{cn}} \right] \quad (2.26)$$

olarak ifade edilir.

Sıkılan parçaların elastik deformasyona katılan kesit alanını tayin etmek için birçok yöntem vardır. Bunlarda en basit ve en eski olan Rötsher yöntemidir. Bu yöntemeye göre; sıkma esnasında parçalardaki şekil değiştirmenin yayılışı, kenarları 45° lik açı yapan bir koni olarak kabul edilir. Konilerin yerine eşit hacimli bir silindir konulursa, bu silindirin kesit alanı, sıkılan parçaların elastik deformasyona katılan kesit alanlarını verir.

$$A_p = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - d_d^2) \quad (2.27)$$

$$D_o = s + k_o \frac{l_p}{2} \quad (2.28)$$

$$s \approx 1.5 d \quad (2.29)$$

D_o = silindirin dış çapı (mm)

s = Somun veya civatanın anahtar ağzı açıklığı (mm)

k_o = Malzeme katsayısı

Çelik için $k_o \approx 0.2$

Dökme demir için $k_o \approx 0.25$

Alüminyum alaşımları için $k_o \approx 0.3$

l_p = Sıkılan parçaların uzunluğu (mm)

d_D = Delik çapı (mm)

İşlenmiş delik için ;

$$d_D = 1.4 d \quad (2.30)$$

Dökümden elde edilmiş delik için ;

$$d_D = 1.25 d \quad (2.31)$$

$$D_o = 1.2 d_d + 1.14 l_p \quad (2.32)$$

$$l_k = l_p + \frac{m}{2} \quad (2.33)$$

l_k = Sistemin yaylanma uzunluğu (mm)

m = Somun yüksekliği (mm)

Sıkılan parçalar arasında conta var ise;

$$\frac{1}{k_{top}} = \frac{1}{k_p} + \frac{1}{k_{co}} \quad (2.34)$$

$$k_{co} = \frac{A_{co} \cdot E_{co}}{s_{co}} \quad (2.35)$$

k_{co} = Contanın yaylanma katsayısı

A_{co} = Contanın kesit alanı (mm^2)

E_{co} = Conta malzemesinin elastiklik sınırı (daN/mm^2)

s_{co} = Conta kalınlığı (mm)

Conta yüksek elastiklik özeliğe sahip olduğu takdirde, sıkılan parçaların yaylanma katsayıları

$$k_{ctop} = k_{co} \quad (2.36)$$

olarak ifade edilir (AKKURT M. 1986).

Sıkma esnasında civata ön gerilme kuvveti $F_{\text{ön}}$ ile Çekmeye;

$$\sigma_{\varphi} = \frac{F_{\text{ön}}}{\pi \cdot d_1 / 4} \quad (2.37)$$

Sıkma momenti

$$M_s = F_{\text{ön}} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan (\beta + \rho') \quad (2.38)$$

ile burulma gerilmesi

$$\tau = \frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{16 \cdot F_{\text{ön}} d_2 / 2 \cdot \tan (\beta + \rho')}{\pi \cdot d_1^3} \quad (2.39)$$

Bileşik gerilme ise;

$$\sigma_B = \sqrt{\sigma_{\varphi}^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{em} \quad (2.40)$$

$$\tan (\beta + \rho') = 0.17 \dots 0.25 \quad (2.41)$$

alınırsa

$$\tau = (0.374 \dots 0.55) \sigma_{\varphi} \quad (2.42)$$

$$\sigma_B = (1.19 \dots 1.38) \sigma_c \quad (2.43)$$

Sıkma esnasında burulmanın etkisi gözönüne alınırsa;

$$c_b = (1.19 \dots 1.38) \quad (2.44)$$

$$F_c = c_b \cdot F_{\text{ön}} \quad (2.45)$$

şeklinde ifade edilen ve civatayı çekmeye zorlayan F_c kuvveti bulunur.

$$c_b = (1.2 \dots 1.35) \quad (2.46)$$

$$F_c = (1.2 \dots 1.35) \cdot F_{\text{ön}} \quad (2.47)$$

bağıntısı elde edilir.

2.2. Civata Bağlantıları Teorisi

Civata bağlantılarında bir ön gerilme kuvveti ($F_{\text{ön}}$) kuvveti ile gerçekleşmektedir. Bu kuvveti meydana getirmek için genellikle bir anahtar yardımı ile sıkma yapılır. sıkma momenti; iki direnç momentinin toplamı olarak kabul edilir. (AKKURT M. 1986).

$$M_{\text{stop}} = M_s + M_{sA} \quad (2.48)$$

M_s = Civata ile somun arasındaki esas sıkma momenti (daN mm)

M_{sA} = Somun veya civata başı ile bağlanacak parça arasındaki sürtünme momenti (daN mm)

Analitik yöntemle; düşey kuvvetlerin denklemi;

$$F_n \cdot \cos \beta - \mu F_n \cdot \sin \beta = F_{\text{ön}} \quad (2.49)$$

veya

$$F_n (\cos \beta - \mu \sin \beta) = F_{\text{ön}} \quad (2.50)$$

yazılır.

$$F_n = \frac{F_{\text{ön}}}{\cos \beta - \mu \sin \beta} \quad (2.51)$$

yatay kuvvetlerin denge denklemi;

$$F_t = F_n \sin \beta + \mu F_n \cos \beta \quad (2.52)$$

$$F_t = F_n (\sin \beta + \mu \cos \beta) \quad (2.53)$$

şeklindedir.

$$F_t = F_{\text{ön}} \frac{\sin \beta + \mu \cos \beta}{\cos \beta - \mu \sin \beta} \quad (2.54)$$

bulunur.

$$\mu = \tan \rho \quad (2.55)$$

$$F_t = F_{\text{ön}} \tan (\beta + \mu) \quad (2.56)$$

Üçgen ve trapez vidalarda normal kuvvet F_n , ayrıca tepe açısının yönüne göre bir eğim gösterir. Buna göre düşey yöndeki denge denklemi;

$$F_n = F_{\text{ön}} \frac{1}{\cos (\alpha/2) \cdot \cos \beta - \mu \sin \beta} \quad (2.57)$$

yatay yöndeki denge denklemi;

$$F_t = F_n (\cos (\alpha/2) \cdot \sin \beta + \mu \sin \beta) \quad (2.58)$$

şeklinde ifade edilir.

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos (\alpha/2)} \quad (2.59)$$

ifadesi kullanılırsa;

$$F_t = F_{\text{ön}} \frac{\sin \beta + \mu' \cos \beta}{\cos \beta - \mu' \sin \beta} \quad (2.60)$$

$$\mu' = \tan \rho' \quad (2.61)$$

denklemini yerine yazılırsa; üçgen ve trapez vidaların için ;

$$F_t = F_{\text{ön}} \tan (\beta + \rho') \quad (2.62)$$

bağıntısı elde edilir.

Kare vidalar için;

$$F_{t\Box} = F_{\text{ön}} \tan (\beta - \rho) \quad (2.63)$$

Üçgen ve trapez vidalar için ;

$$F_{t\Delta} = F_{\text{ön}} \tan (\beta - \rho') \quad (2.64)$$

Kare vidalar için esas sıkma momenti;

$$M_{s\Box} = F_t \frac{d_2}{2} = F_{\text{ön}} \frac{d_2}{2} \tan (\beta + \rho) \quad (2.65)$$

(AKKURT M. 1986).

$$M_{s\Box} = F_{\text{ön}} \frac{d_2}{2} \tan \frac{\beta + \mu}{1 - \mu \tan \beta} \quad (2.66)$$

Üçgen ve trapez vidalar için ;

$$M_{s\Delta} = F_{\text{ön}} \frac{d_2}{2} \tan (\beta + \rho') \quad (2.67)$$

$$M_{s\Delta} = F_{\text{ön}} \frac{d_2}{2} \tan \frac{\tan \beta + \mu'}{1 - \mu' \tan \beta} \quad (2.68)$$

$$\tan \beta = \frac{h}{\pi \cdot d_2} \quad (2.69)$$

μ' ve β ihmal edilirse;

$$M_{s\Box} = F_{\text{ön}} \frac{d_2}{2} \left[\frac{h}{\pi \cdot d_2} + \mu \right] \quad (2.70)$$

$$M_{s\Delta} = F_{\text{ön}} \frac{d_2}{2} \left[\frac{h}{\pi \cdot d_2} + \mu' \right] \quad (2.71)$$

Çözme momenti ise;

$$M_{s'\Box} = F_{\text{ön}} \frac{d_2}{2} \tan (\beta - \rho) \quad (2.72)$$

$$M_{s\Delta} = F_{\text{ön}} \frac{d_2}{2} \tan (\beta - \rho') \quad (2.73)$$

Sürtünme, bilwezik şeklinde olan bir yüzeyde meydana gelir. Temas yüzeylerindeki basınçların yerine tek bir kuvvet konursa sürtünme momenti ;

$$M_{SA} = 2 \mu_o \frac{F_{\text{ön}}}{2} \frac{d_o}{2} \quad (2.74)$$

veya

$$M_{SA} = \mu_o F_{\text{ön}} \frac{d_o}{2} \quad (2.75)$$

$$d_o = \frac{D_o + d_p}{2} \quad (2.76)$$

d_p = Temas yüzeylerinin ortalama çapı (mm)

μ_o = Temas yüzeylerinin sürtünme katsayısı

Temas yüzeylerindeki basınçlardan hareket edilirse, ortalama çap;

$$d_o = \frac{2}{3} \frac{D_o^3 - d_p^3}{D_o^2 - d_p^2} \quad (2.77)$$

olarak ifade edilir. Pratikte;

$$d_o \approx 1.4 d \quad (2.78)$$

alınır.

$$M_{stop} = F_{\phi n} d \left[\frac{d_2}{2d} \tan(\beta + \rho') + \mu_o \frac{d_o}{2d} \right] \quad (2.79)$$

$$K_o = \left[\frac{d_2}{2d} \tan(\beta + \rho') + \mu_o \frac{d_o}{2d} \right] \quad (2.80)$$

$$M_{stop} = K_o \cdot F_{\phi n} d \quad (2.81)$$

$$M_{stop} = F_{\phi n} \cdot \left[\frac{d_2}{2} \tan(\beta + \rho') + \mu_o \frac{d_o}{2d} \right] \quad (2.82)$$

$$M_{stop} \approx 0.2 F_{\phi n} d \quad (2.83)$$

Civata sistemlerinin kendi kendine çözülmemesi için kilitlenme (otoblokaj) şartı, çözme momentinin ;

$$M_{s'} \leq 0 \quad (2.84)$$

veya

$$M_{s'} \Delta \leq 0 \quad (2.85)$$

olması gerekir. Bunun içinde;

$$\beta \leq \rho \quad (2.86)$$

veya

$$\beta \leq \rho \quad (2.87)$$

olması gerekir.

Kilitlemeli sistemlerde vidanın eğim açısı (β) , sürtünme açısından (ρ) daha küçük veya sınır halde eşit olması gerekir.

$$M_s' = F_{\text{ön}} \frac{d_2}{2} \tan (\rho' - \beta) \quad (2.88)$$

çözme momentini belirler.

$\beta > \rho$ ve $\beta < \rho$ olduğu hallerde kuvvet bileşkesi yükü (somunu) çözmeye çalışan bir kuvvet meydana getirdiğinden somunu sıkmak için bu kuvvete eşit fakat ters yönde bir F_t kuvvetinin tatbik edilmesi gerekir.

(AKKURT M. 1986).

$\beta > \rho$ olduğu takdirde, kuvvet bileşkesi somunu çözmek isteyen bir kuvvet meydana getirdiğinden somun kendi kendine çözülür. (Şekil var Akkurt 303 c)

$\beta < \rho$ olduğu takdirde, kuvvet bileşkesi somunu yukarıya çıkarmaya çalışan bir kuvvet meydana getirdiğinden somunu çözmek için ek F_t' kuvveti gereklidir.

Üçgen metrik vidalarda tepe açısı $\alpha = 60^\circ$, trapez vidalarda $\alpha = 30^\circ$ ve kare vidalarda $\alpha = 0^\circ$ dir.

$$\mu'_{\text{üçgen}} > \mu'_{\text{trapez}} > \mu'_{\text{kare}}$$

2.3. Vida Zorlanması

Civata ile bağlanan parçalardaki kuvvet akımı, civata ile somun dişleri üzerinden geçer. Standart somunlarda kuvvetin vida dişlerine dağılımı eşit değildir. Deaneylerden elde edilen sonuçlara göre kuvvetin %5...60, ilk iki diş tarafından taşınmakta olduğu gözlenmiştir. Bu durumu düzeltmek amacı ile çeşitli konstrüksiyonlar kullanılmaktadır. Prensip olarak dişler arasındaki kuvvet eşitliği, ilk somun dişlerine tekabül eden kısmın elastikliğini büyötmek yolu ile elde edilir. Buna

rağmen hesaplamalarda, kuvvetin dişlere eşit olarak yayıldığı kabul edilir. Buna göre dişe gelen kuvvet ;

$$F_1 = \frac{F}{z} \quad (2.89)$$

z = diş sayısı

Vidanın dişleri yüzey basıncına ve kesilmeye maruz kalır;

$$p = \frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2)} = \frac{4 F}{z \pi \cdot (d^2 - d_1^2)} \quad (2.90)$$

veya

$$p = \frac{F}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot t_2} \leq P_{em} \quad (2.91)$$

Kesme gerilmesi ise;

$$\tau = \frac{F}{z \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (a \cdot h)} \leq \tau_{em} \quad (2.92)$$

a değeri aşağıdaki gibi seçilirse;

Kare vida için	$a=0.5$
Trapez vida için	$a= 0.65$
Üçgen Civata vida için	$a= 0.75$
Üçgen somun vidası için	$a= 0.85$

$$z = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2) P_{em}} \quad (2.93)$$

Somun yüksekliği ise;

$$m = z \cdot h = \frac{4 F \cdot h}{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2) P_{em}} \quad (2.94)$$

Pratikte bağlama civataları için;

Çelik, dökme çelik veya bronz

$$m = (0.8 \dots 1) d; P_{em} \approx G_{AK} / 4 \quad (2.95)$$

Dökme demir

$$m = 1.3 d ; \quad P_{em} \approx G_{AK} / 6.67 \quad (2.96)$$

Hafif metal

$$m = 2 d ; \quad P_{em} \approx G_{AK} / 10 \quad (2.97)$$

Ön gerilmesiz bağlanan civatalarda;

$$\sigma_{\varphi} = \frac{4 F}{\pi \cdot d_1^2} \leq \frac{\sigma_{AK}}{S} \quad (2.98)$$

olarak ifade edilir.

Ön gerilme ile bağlanan civatalar;

Sıkma esnasında;

$$M_{stop} = F_{\text{ön}} \cdot \left[\frac{d_2}{2} \tan (\beta + \rho') \right] \approx F_{\text{ön}} \frac{d_2}{2} \left[\frac{h}{\pi \cdot d_2} + \mu' \right] \quad (2.100)$$

ile burulmaya zorlanır.

$$\sigma_{\varphi} = \frac{4 \cdot F_{\text{ön}}}{\pi \cdot d^3} \quad (2.101)$$

çekme dayanımı ve;

$$\tau = \frac{16 \cdot M_s}{\pi \cdot d^3} \quad (2.102)$$

kesme dayanımı hesap edilir.

$$\sigma_B = \sqrt{\sigma_{\varphi}^2 + 3\tau^2} \leq \frac{\sigma_{AK}}{S} \quad (2.103)$$

İşletme esnasında statik zorlanma dikkate alınırsa;

$$\sigma_{\varphi} = \frac{4 F_{top}}{\pi \cdot d_1} \leq \frac{\sigma_{AK}}{S} \quad (2.104)$$

Ön gerilme ile bağlanan civataların dış diplerinde oluşan büyük gerilme yığılmalarından dolayı plastik sınır aşılabılır bir çeşit mevzii kaymalar meydana gelebilir. Bunun sonucu dış dibi kesiti büyüyebilir;

$$A_1 = \pi d_1^2 / 4 \quad (2.105)$$

$$A_s = \pi d_s^2 / 4 \quad (2.106)$$

$$d_s = (d_1 + d_2) / 2 \quad (2.107)$$

$$F_{mak} = F_{top} = > F_{ön} + F_z \quad (2.108)$$

$$F_{min} = F_{ön} \quad (2.109)$$

Ortalama kuvvet genliği;

$$F_o = (F_{mak} + F_{min}) / 2 \quad (2.110)$$

$$F_g = (F_{mak} - F_{min}) / 2 \quad (2.111)$$

$$\sigma_o = \frac{4 F_o}{\pi d_1^2} \quad (2.112)$$

$$\sigma_g = \frac{4 \cdot F_g}{\pi d_1^2} \quad (2.113)$$

$$S = \frac{\sigma_{AK}}{\sigma_o + (\sigma_{AK} / \sigma_D^*) \sigma_g} \quad (2.114)$$

$$A! \geq \frac{F_0 + (\sigma_{AK}/\sigma_D^*) F_g}{\sigma_{AK} / S} \quad (2.115)$$

Tam değişken zorlanma hali için;

$$S = \frac{\sigma_D^*}{\sigma_g} = \frac{K_b \cdot K_y}{K_\varphi} \cdot \frac{\sigma_D}{\sigma_g} \quad (2.116)$$

$$A1 \geq \frac{F_g}{\sigma_D^* / S} \quad (2.117)$$

olarak verilir.

σ_D^* = civatanın sürekli mukavemet sınırı (daN/mm²)

S = Emniyet katsayısı (1.25...1.5)

Boşluklu bağlanan civatalarda;

$$\mu F_{\text{ön}} \geq \frac{F}{i} \quad (2.118)$$

$$\mu F_{\text{ön}} = co \frac{F}{i} \quad (2.119)$$

I = Civataağız sayısı

$$co \approx 1.1 \dots 1.6 \quad (2.120)$$

co = Kaymaya karşı emniyet katsayısı

$$F_{\text{ön}} = \frac{co \cdot F}{\mu \cdot i} \quad (2.121)$$

$$M_s \approx 0.2 F_{\text{ön}} \cdot d \quad (2.122)$$

$$\sigma_\varphi = \frac{4 cb \cdot F_{\text{ön}}}{\pi d_1^2} \leq \frac{\sigma_{AK}}{S} \quad (2.123)$$

Delik içine boşluksuz geçen civatalar için;

$$\tau = \frac{4 \cdot F}{I \cdot n \cdot \pi d^2} \leq \frac{\tau_{AK}}{S} \quad (2.124)$$

Yüzey basıncı;

$$p = \frac{F}{i \cdot s \cdot d} \leq P_{em} \quad (2.125)$$

d = Makaslanan yerdeki çap (mm)

i = Civata sayısı

n = Makaslanan kesit sayısı

s = Sıkılan parçaların en büyük kalınlığı (mm)

$$F_{\text{ön}} \approx (0.7 \dots 0.8) \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \sigma_{AK} \quad (2.126)$$

2.4. Transmisyon Civataları

Transmisyon civataları olarak ekseriya kuvvet veya hareket iletme ve değiştirme mekanizmaları anlaşılır. Bunların yanısıra, çalışma bakımından transmisyon civatalarının çalışma prensibine çok yakın olup yük altında sıkılan civatalar, çektirme civata mekanizmaları, veya sık sık çözülüp bağlanan sistemler - tutturma civata mekanizmaları bu tip civatalardandır.

Civata - somun sistemi hareket bakımından şu şekilde sınıflandırılır;

- a- Somun sabit, civata dönme ve öteleme hareketi yapar
- b- Civata sabit, somun dönme ve öteleme hareketi yapar
- c- Civata dönme hareketi, somun öteleme hareketi yapar
- d- Somun dönme hareketi, civata öteleme hareketi yapar.

Yapı bakımından bağlama civataları ile transmisyon civataları arasında hiçbir fark yoktur. Yalnız transmisyon civataları olarak daha çok; trapez, kare veya testere profilli civatalar kullanılır. Çalışma prensipleri ; bağlama ile transmisyon civataları arasında bulunan tek fark , transmisyon civatalarında somun ile civata arasındaki hareketin yük altında yapılmasıdır. Transmisyon civatalarının çalışma prensibi; bağlama civatalarının bağlama prensibine benzer. Ancak burada civataya tatbik edilen

moment (M_b) bir döndürme (burulma) momentidir ve F kuvveti ön gerilme kuvveti değil, nominal kuvvet veya yüküdür. Somun veya civata dişleri arasındaki sürtünme momenti M_s , diğeride yataklama sistemindeki sürtünme momenti M_{su} olmak üzere iki direnç momentini yenmek zorundadır.

$$M_s = F \frac{d_2}{2} \tan (\beta + \rho') \quad (2.127)$$

$$M_s \approx F \frac{d_2}{2} \left[\frac{h}{\pi \cdot d_2} + \mu' \right] \quad (2.128)$$

$$M_{su} = \mu_o F \frac{d_o}{2} \quad (2.129)$$

$$M_b = M_s + M_{su} = F \frac{d_2}{2} \tan (\beta + \rho) + \mu_o F \frac{d_o}{2} \quad (2.130)$$

veya

$$M_b = F \frac{d_2}{2} \left[\tan (\beta + \rho) + \mu_o \frac{d_o}{2} \right] \quad (2.131)$$

$$M_b \approx F \frac{d_2}{2} \left[\left(\frac{h}{\pi \cdot d_2} + \mu' \right) + \mu_o \frac{d_o}{2} \right] \quad (2.132)$$

Otoblokaj şartı;

$$\beta \leq \rho' \quad (2.133)$$

olmalıdır.

$$M_s' = F \frac{d_2}{2} \tan (\beta - \rho') \quad (2.134)$$

$$M_s' \approx F \frac{d_2}{2} \left[\frac{h}{\pi \cdot d_2} - \mu' \right] \quad (2.135)$$

$$M_s' = F \frac{d_2}{2} \tan (\rho' - \beta) \quad (2.136)$$

$$M_s' = F \frac{d_2}{2} \left[\mu' - \frac{h}{\pi \cdot d_2} \right] \quad (2.137)$$

β pratikte;

$$\beta \leq 18 \dots 20^\circ \quad (2.138)$$

$$\sigma_{\varphi} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1} \quad (2.139)$$

Sıkma momenti;

$$M_s = F \frac{d_2}{2} \tan (\beta + \rho') \approx F \frac{d_2}{2} \left[\frac{h}{\pi \cdot d_2} + \mu' \right] \quad (2.140)$$

Burulma gerilmesi;

$$\tau = \frac{16 \cdot M_s}{\pi \cdot d^3} \quad (2.141)$$

$$\sigma_B = \sqrt{\sigma_{\varphi}^2 + 3\tau^2} \leq \frac{\sigma_{AK}}{S} \quad (2.142)$$

$$S = \frac{\sigma_{AK}}{\sigma_D} > 1 \quad (2.143)$$

olmalıdır.

$$A1 \geq \frac{1.3 F}{\sigma_{em}} \quad (2.144)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_s}{K_{\varphi} \cdot S} \quad (2.145)$$

S = Emniyet katsayısı (1.8 ...2.2)

K_{φ} = Çentik faktörü (Genellikle 2 alınır)

$$p = \frac{4 \cdot F}{z \cdot \pi \cdot (d - d_1^2)} \leq P_{em} \quad (2.146)$$

$z \leq 10$
alınması tavsiye edilir.

$$m = z \cdot h \geq \frac{4 \cdot F \cdot h}{\pi \cdot (d - d_1^2) P_{em}} \quad (2.146)$$

$$p = \frac{4 \cdot F}{z \cdot \pi \cdot (D^2 - D_1^2)} \leq P_{em} \quad (2.147)$$



3. PERÇİN BAĞLANTILARI

İki veya daha çok parçayı birbirine sökülemeyecek şekilde birleştirmek için kullanılan basit makina elemanı bağlantı elemanıdır. Prensip olarak bağlanacak parçalara birer delik açılarak perçin geçirilir ve perçinin delik dışında kalan parçasına vurularak perçinleme işlemi tamamlanır.

Eskiden çok kullanılan ve zamanımızda yerini kaynağa terk etmiş olan perçin bağlantıları ender olarak çelik, kazan ve kap konstrüksiyonlarında, aynen veya değişik bir şekilde hassas cihaz tekniğinde kullanılmaktadır. Perçin bağlantıları kuvvet taşımak ve sızdırmazlık sağlamak (yüksek basınçlı kazanlar) ve yalnız sızdırmazlık sağlamak için (alçak basınçlı kazanlar) yapılmaktadır (AKKURT M. 1986).

Genellikle üç ayrı amaç için perçin yapılır:

I- Sağlam Perçinleme; Yalnız kuvvet iletirler. Her cins çelik inşaatta, köprü, vinç, çatı makinası gibi yerlerde kullanılırlar.

II- Sızdırmazlık Sağlayan Perçinleme: Tank ve sıvı deposu gibi yerlerde kullanılırlar. Ancak bu uygulamanın yerini kaynak almıştır. Bugün ancak; ince saclardan yapılan kazanlarda ve tamir işlerinde kullanılmaktadır.

III- Sağlam ve Sızdırmaz Perçinleme: Basınçlı kap, cebri (yüksek basınçlı) boru ve buhar kazanlarında çok kullanılır. Genellikle tamir işlerinde kullanılırlar (OKDAY Ş. 1982).

Perçin çeşitleri olarak:

- a-) Çelik inşaat perçini
- b-) Kazan perçini
- c-) Yarım yuvarlak perçini
- d-) Mercimak başlı perçini
- e-) Havşa başlı perçin
- f-) Mercimek havşa başlı perçin
- g-) Yuvarlak başlı özel perçin
- h-) Kayış perçini

ı-) Patlamalı (kapsül) perçin

j-) Boru perçini, perçin pimi

k-) Balata perçini

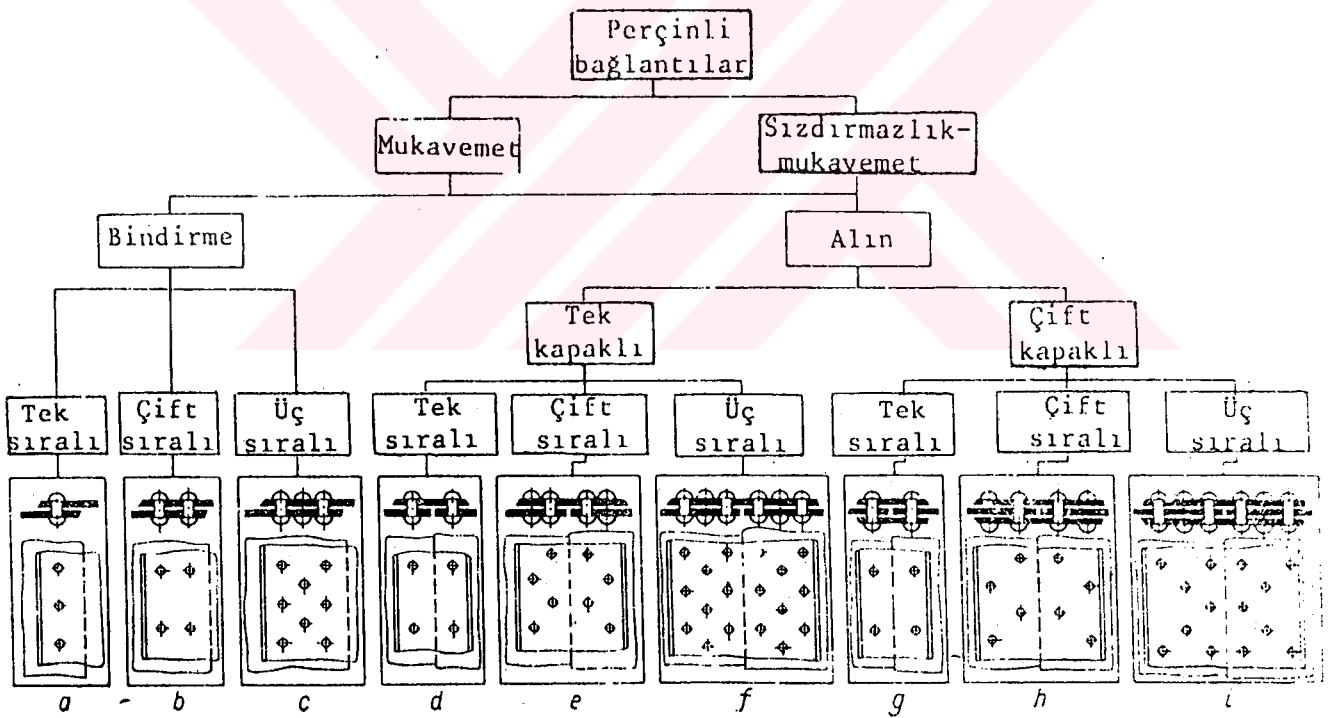
Perçin malzemesi olarak özlü akma çelik kullanılmaktadır. Bu perçinlerin özellikleri TS-94 (DIN 1613 ve 1000) standartlarında toplanmıştır.

Perçinler bağlama tiplerine göre;

I- Bindirme tipi perçin bağlantısı

II- Başbaşa ek (Alın) tipi perçin bağlantısı

olarak sınıflandırılır. (AKKURT M. 1986).



Şekil 13. Perçinleme Çeşitleri

3.1. Perçin Hesaplamaları

Perçinleme yapıldıktan sonra soğuma olması dolayısı ile bir büzülme olur ve perçin gövdesinin uzunluğu kısalır, parçalar birbirine yapışır. Gövde çapı küçülür; perçin gövdesi ile delik arasında bir boşluk meydana gelir.

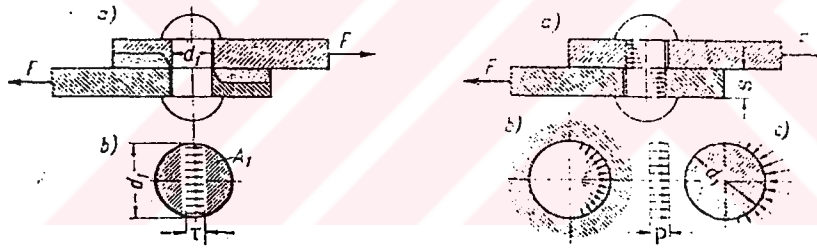
Perçin bağlantısına bir dış kuvvet etki ederse; parçalar arasında;

$$F_s = \mu F_n \quad (3.1)$$

F_s = Sürtünme kuvveti (daN)

μ = Sürtünme katsayısı

F_n = Perçine gelen yük (daN)



Şekil 14. Perçinde Oluşan Gerilmeler

a-) $F_s > F$ olduğu takdirde, kuvvet tamamen sürtünme yolu ile bir parçadan diğerine aktarılır.

b-) $F_s < F$ olduğunda, kuvvet kısmen perçin gövdesi, kısmende sürtünme yolu ile iletilir.

Perçinlerin yüzey basınç zorlanması;

$$p = \frac{F}{z \cdot n \cdot d_1} \leq P_{em} \quad (3.2)$$

Perçin gövdesindeki kesme gerilmesi;

$$\tau = \frac{4 \cdot F}{z \cdot n \cdot \pi \cdot d_1^2} \leq \tau_{em} \quad (3.4)$$

(AKKURT M. 1986).

$$d = 2 s \quad (3.5)$$

$$t \approx (3 \dots 6) d_1 \quad (3.6)$$

$$e_1 = (1.5 \dots 3) d_1 \quad (3.7)$$

$$e_2 = (1.5 \dots 3) d_1 \quad (3.8)$$

$$s_1 = (0.5 \dots 0.8) s \quad (3.9)$$

d = Perçin delik çapı (mm)

s = Levha kalınlığı (mm)

d_1 = Perçin çapı

Perçinler üç tip gerilmeye maruz kalırlar;

a-) Perçinde kesilme;

$$\tau = \frac{4 \cdot F}{z \cdot n \cdot \pi \cdot d_1^2} \leq \tau_{em} \quad (3.10)$$

τ = Kesme gerilmesi (daN/mm²)

F = Perçinlerin taşıyacağı kuvvet (daN)

τ_{em} = Perçinin emniyetli dayanımı (daN/mm²)

z = Perçin kesilme sayısı

n = Perçin sayısı

d =Perçin çapı (mm)

b-) Perçinde basma;

$$\sigma_b = \frac{F}{z \cdot n \cdot b} \leq \sigma_{em} \quad (3.11)$$

σ_b = Perçinlerdeki basma gerilmesi (daN/mm²)

σ_{em} = Perçinlerin dayanabileceği emniyetli gerilme (daN/mm²)

n= Perçin sayısı

d= Perçin çapı (mm)

b= Levha kalınlığı (mm)

c-) Perçinlenecek levhada çekme;

$$\sigma_{\phi} = \frac{F}{b (L - d \cdot n)} \leq \sigma_{em} \quad (3.12)$$

σ_{em} = Levhanın emniyetli dayanımı (daN/mm²)

σ_{ϕ} = Levhada oluşan çekme gerilmesi (daN/mm²)

b=Levha kalınlığı (mm)

d =Perçin çapı (mm)

L=Levha uzunluğu (mm)

n= Perçin sayısı (Bir sıradaki)

Moment taşıyan perçinlerdeki gerilme;

$$F_x' = \frac{F_x}{z} \quad (3.13)$$

$$F_y' = \frac{F_y}{z} \quad (3.14)$$

$$M = F_{AM} \cdot r_A + F_{BM} \cdot r_M \quad (3.15)$$

$$F_x'' = \frac{M \cdot r_{AY}}{\sum r^2} \quad (3.16)$$

$$F_y'' = \frac{M \cdot r_{AX}}{\sum r^2} \quad (3.17)$$

$$\Sigma F_x = F_x' + F_x'' \quad (3.18)$$

$$\Sigma F_y = F_y' + F_y'' \quad (3.19)$$

$$F_{mak} = \sqrt{\Sigma F_x^2 + \Sigma F_y^2} \quad (3.20)$$

olarak hesap edilir.

4. KAYNAK BAĞLANTILARI

Kaynak, aynı veya benzer malzemelerden iki madeni parçayı mümkün olduğu kadar birleştirilen malzemelerin özelliğinde üçüncü bir maden alaşımını ergiterek ,iki madeni parçayı bir bütün oluşturacak biçimde sökülemez bir birleştirme sağlayan ısı işleme verilen addır (OKDAY Ş. 1982).

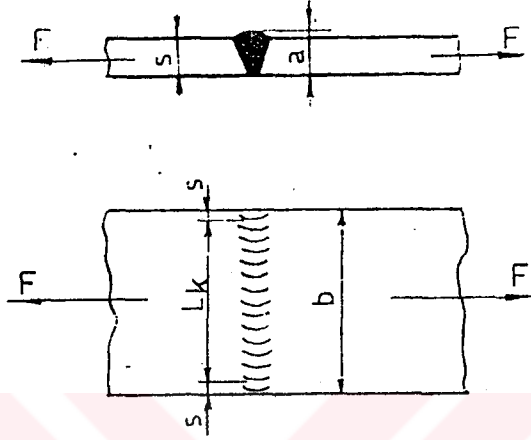
Kaynak yapılan yere göre;

- a-) Kenar dikiş kaynağı
- b-) I dikiş kaynağı
- c-) V dikiş kaynağı
- d-) X dikiş kaynağı
- e-) Y dikiş kaynağı
- f-) U ve V dikiş kaynağı
- g-) U dikiş kaynağı
- h-) Çift U dikiş kaynağı
- ı-) Yarım V dikiş kaynağı
- j-) Yarım Y dikiş kaynağı
- k-) Çift yarım Y dikiş kaynağı
- l-) J dikiş kaynağı
- m-) Çift J dikiş kaynağı
- n-) Uç dikiş kaynağı
- o-) V ağızlı uç dikiş kaynağı
- p-) Köşe dikiş kaynağı
- r-) Dik köşe dikiş kaynağı
- s-)Çift köşe dikiş kaynağı
- t-) Alın kaynağı

olarak sınıflandırılır.

4.1. Kaynak Hesaplamaları

Alın kaynağı



Şekil 15. Alın Kaynağı

Pratikte;

$$a \leq s \quad (4.1)$$

değeri alınır. Bununla birlikte hesaplamalarda ;

$$a \approx s \quad (4.2)$$

alınır.

a= Kaynak boğaz kalınlığı (mm)

s= Levha kalınlığı (mm)

Kaynak bağlantılarında çekme - basma, kesme ve eğilme gerilmeleri sözkonusudur.

Kaynaktaki çekme ve basma gerilmesi;

$$\sigma_{\text{çk}} = \frac{F}{a \sum l_k} \leq \sigma_{\text{kem}} \quad (4.3)$$

$\sigma_{\text{çk}}$ = kaynaktaki çekme- basma gerilmesi (daN/mm²)

F= Kaynak dikişine gelen yük (daN)

σ_{kem} = Kaynak malzemesinin emmniyetli gerilmesi (daN/mm²)

a = Kaynak boğaz kalınlığı (mm)

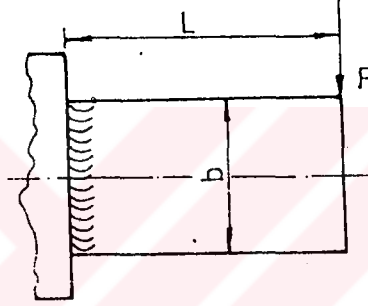
Σl_k = toplam kaynak boyu (mm).

Kaynaktaki kesme gerilmesi;

$$\tau_k = \frac{F}{a \Sigma l_k} \leq \tau_{kem} \quad (4.4)$$

τ_k = Kaynaktaki kesme gerilmesi (daN/mm²)

τ_{kem} = Kaynak malzemesinin emniyetli gerilmesi (daN/mm²)



Şekil 16. Kesilmeye Maruz Kalan Kaynak Birleştirmeleri

Kaynaktaki eğilme;

$$\sigma_{ek} = \frac{Me}{I_k} \quad y_{mak} = \frac{Me}{W_k} \leq \sigma_{kem} \quad (4.5)$$

σ_{ek} = Kaynaktaki eğilme gerilmesi (daN/mm²)

σ_{kem} = Kaynak malzemesinin emniyetli gerilmesi (daN/mm²)

I_k = Kaynak dikişinin atalet momenti

W_k = Kaynak kesitinin eğilme direnci momenti

y_{mak} = Ağırlık merkezinden kenarlara olan en büyük uzaklık (mm)

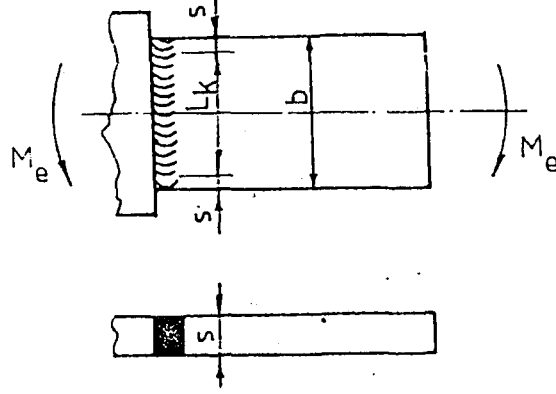
Me = Eğilme momenti (daN mm)

Aynı cins gerilme varsa;

$$\sigma_{top} = \sigma_{ek} + \sigma_{ek} \leq \sigma_{kem} \quad (4.6)$$

$\sigma_{kem} = \text{Toplam gerilme (daN/mm}^2\text{)}$

Farklı cins gerilmeler var ise;



Şekil 17. Eğilmeye Maruz Kalan Kaynak Birleştirmeleri

Maksimum normal gerilme varsayımına göre;

$$\sigma_{KB} = 0.5(\sigma_K + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}) \leq \sigma_{KEM} \quad (4.7)$$

$\sigma_{kem} = \text{Bileşke kaynak gerilmesi (daN/mm}^2\text{)}$

Maksimum kayma gerilmesine göre;

$$\sigma_{KB} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{KEM} \quad (4.8)$$

çekme kuvveti ile zorlanan kaynak bağlantılarında;

$$\sigma_{\check{k}} = \frac{F}{a \cdot lk} \approx \frac{F}{s \cdot lk} \leq \sigma_{kem} \quad (4.9)$$

$$lk = b - 2 \cdot s \quad (4.10)$$

$b = \text{Kaynak boyu (mm)}$

$lk = \text{Kaynak uzunluğu (mm)}$

Eğilme momenti ile zorlanan elemanlarda;

$$\sigma_{ek} = \frac{Me}{W_k} = \frac{6 \cdot Me}{s \cdot lk^2} \leq \sigma_{kem} \quad (4.10)$$

$$Me = F \cdot L \quad (4.11)$$

Kesme gerilmesi ise;

$$\tau_k = \frac{F}{s / lk^2} \quad (4.12)$$

$$\sigma_{KB} = 0.5(\sigma_{ekK} + \sqrt{\sigma_{ek}^2 + 4\tau^2}) \leq \sigma_{KEM} \quad (4.13)$$

Çekme ve eğilme ile zorlanan elemanlarda;

$$\sigma_{btot} = \sigma_{\check{c}k} + \sigma_{ek} = \frac{F}{s \cdot lk} + \frac{6 \cdot Me}{s \cdot lk^2} \leq \sigma_{kem} \quad (4.14)$$

Köşe kaynağı:

a-) Yan Kaynak

Çekme kuvveti ile zorlanan elemanlarda;

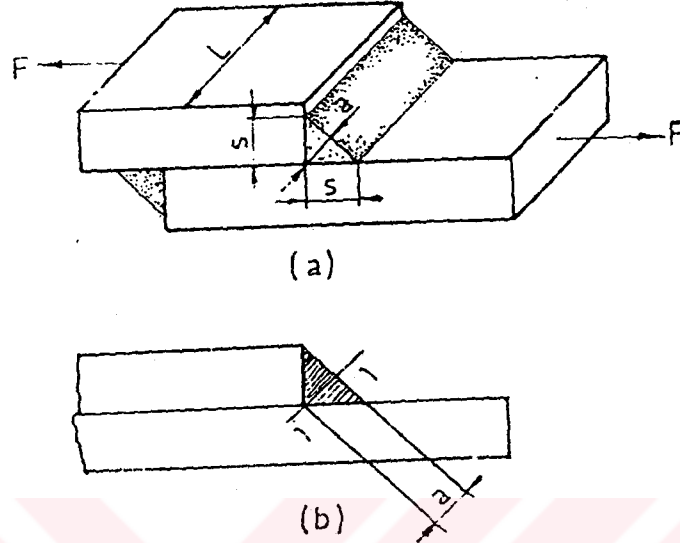
$$\tau_k = \frac{F}{2 a \cdot lk} \leq \tau_{kem} \quad (4.15)$$

$$a \approx 0.7 \cdot s \quad (4.16)$$

olduğunda;

$$\tau_k = \frac{F}{1.4 \cdot s \cdot lk} \leq \tau_{kem} \quad (4.17)$$

Eğilme ile zorlanan elemanlarda;



Şekil 18. Köşe Kaynağı Birleştirmeleri

$$F = \frac{F}{b + s} \quad (4.18)$$

$$\tau_k = \frac{F}{a \cdot l_k} = \frac{M_e}{a \cdot l_k \cdot (b + s)} \approx \frac{M_e}{0.7 s l_k (b + s)} \leq \tau_{kem} \quad (4.19)$$

$$\tau_k = \frac{M \cdot r}{I_{pk}} \quad (4.20)$$

I_{pk} = Kaynak sisteminin O noktasına göre kutupsal atalet momenti

r = Ağırlık merkezinden kenarlara olan en büyük uzaklık (mm)

$$\tau_k = \tau_{kf} + \tau_{km} \quad (4.21)$$

τ_{kf} = kaynak dikişinin momntinden meydana gelen kesme gerilmesi (daN/mm²)

τ_{km} = Kuvvetin oluşturduğu kesme gerilmesi (daN/mm²)

Kaynak dikişlerinin, statik zorlanmasında meydana gelen gerilme;

$$\sigma_{kem} = Kk \frac{\sigma_{AK}}{S} \quad (4.22)$$

Kk = Kaynak kalitesi

σ_{AK} = kaynak malzemesinin akma gerilmesi (daN/mm^2)

S = Emniyet katsayısı

$$\tau_{kem} = Kk \frac{\tau_{AK}}{S} \quad (4.23)$$

τ_{AK} = Kaynak malzemesinin akma sınırı (daN/mm^2)

Kaynak kaliteleri;

I . Kalite kaynak için	$Kk = 1.0$
II . Kalite kaynak için	$Kk = 0.8$
III . Kalite kaynak için	$Kk = 0.5$

$$\tau_{AK} = 0.5 \sigma_{AK} \quad (4.24)$$

$$\tau_{AK} = 0.577 \sigma_{AK} \quad (4.25)$$

Değişken zorlanmada;

$$\sigma_{kd}^* = Kk \frac{Ky \cdot Kb}{Kk\phi} \sigma_d \quad (4.26)$$

σ_{kd}^* =Kaynak dikişinin sürekli mukavemet sınırı (daN/mm^2)

σ_d = Kaynak dikişi mukavemet sınırı (daN/mm^2)

K_y = Yüzey düzgünlüğü faktörü

K_b = Büyüklük faktörü

Kaynakta burulma gerilmesi;

$$\tau_{bk} = \frac{M_b}{W_{bk}} \leq \tau_{kem} \quad (4.27)$$

$$W_{bk} = \left[\frac{\pi}{16} \frac{(d + 2a)^4 - d^4}{d + 2a} \right] \quad (4.28)$$

M_b = Burulma momenti (daN mm)

τ_{bk} = Kaynaktaki burulma gerilmesi (daN/mm²)

W_{bk} = Kaynak polar ataleti

d = Kaynak yapılacak parçanın çapı (mm)

a = Kaynak kalınlığı (mm)

5. ZİNCİR MEKANİZMALARI

Zincir mekanizmaları dişli çark ile kayış kasnak mekanizmaları arasında, ara bir mekanizma olarak kabul edilebilir. Dişli çarklarda olduğu gibi burada da hareket şekle bağlı olarak doğrudan doğruya temas yolu ile iletilir. Kayış kasnak mekanizmaları ile olan benzerliği; döndüren ve döndürülen çarklar arasında zincir denilen üçüncü bir eleman bulunmasından ileri gelir(AKKURT M. 1986).

Zincir mekanizmalarının kullanılma sebebi; Oldukça uzak mesafelere (8 m' ye kadar) güç ve hareket iletilmesi, hareket şekle bağlı olduğundan istenilen çevrim oranının tam olarak sağlanması, bir milden aynı anda birkaç mile güç ve hareket iletilmesi, çeşitli ortamlarda (sıcaklık, pislik, toz, rutubet) iyi bir çalışma kabiliyeti göstermesi, oldukça iyi bir verime ($\eta = 0.96 \dots 0.98$) sahip olması.

Zincir mekanizmaları kullanılırken bazı dezavantajları olduğu da gözönüne alınmalıdır. Bu sakıncaları da; oldukça ağır ve pahalı bir konstrüksiyon olması, iletilen hızın sabit olmaması ve bu nedenle kütleli kuvvet, darbe ve titreşimlerin oluşmasından dolayı gürültülü çalışması, dikkatli bir montaj ve bakım (iyi bir yağlama) gerektirmesi gibi faktörlere dikkat edilir.

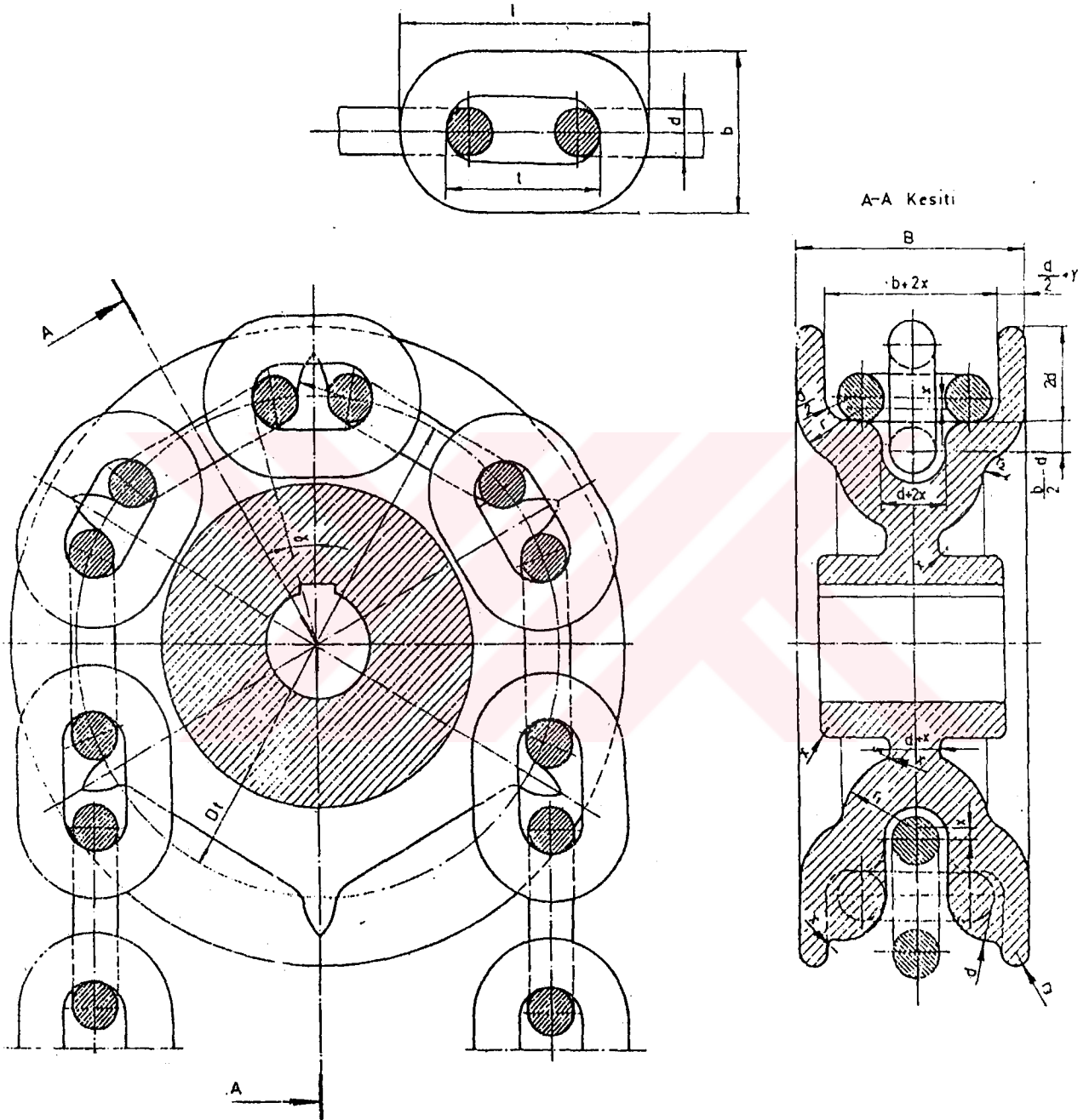
Teknikte zincirler; çekme, kaldırma ve hareket iletmek için kullanılmaktadırlar.

Zincir mekanizmalarının sınıflandırılması esasen zincirlerin şekillerine bağlıdır.

Zincir çeşitleri ise;

- a-) Rulolu maşonlu zincir
- b-) Burçlu zincir
- c-) Dişli zincir
- d-) Kademeli rulolu zincir
- e-) Özel kademeli rulolu zincir
- f-) Menteşeli zincir
- g-) Baklı zincir

(AKKURT M. 1986).



Şekil 19 Zincir Dişli

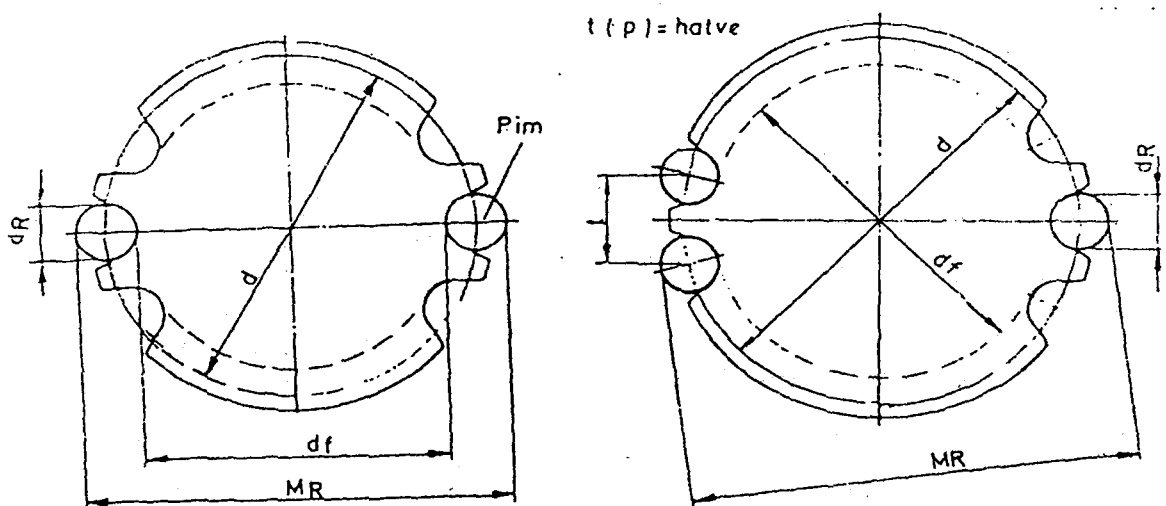
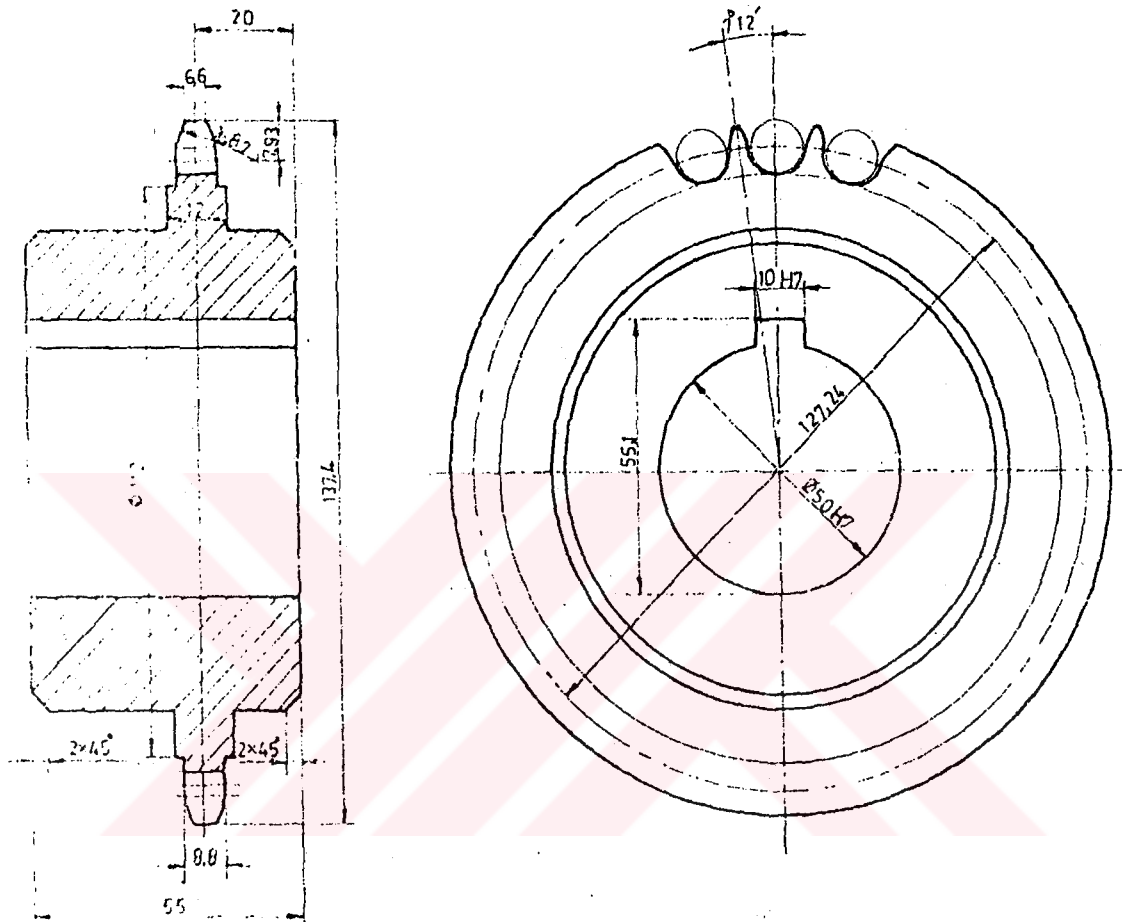
5.1 Zincir Dişliler

Bu zinciri oluşturan baklaların alt kısmı diş şeklindedir. Baklalar birbirine pim vasıtası ile bağlanmıştır. Dişlerin profilleri doğrusal olup, profil açısı 60° dir. Özellikle yüksek hızlarda daha gürültüsüz çalışan ve sessiz zincir olarak da bilinene bu zincirler, diğerlerine göre aha karışık ve pahalı olmakla beraber daha dikkatli bir bakım isterler. Zinciri oluşturan baklaların temas yüzeyleri sertleştirilir. Yüzey sertliği 40 ile 50 HRC değerleri arasında değişir. İyi bir çalışma şeklinin sağlanabilmesi için dişli zincirlerin, dişli çark üzerinde merkezlenmesi gerekir. Merkezleme, çarkta açılmış bir kanal içerisine giren ve zincirin ortasında tek sıra olarak özel klavuz baklaları takmak sureti ile yapılır.

Zincirin çalışma kabiliyeti geniş ölçüde mafsallın şekline bağlıdır. En kötü konstrüksiyon, mafsallı bağlantıyı gerçekleştiren pimin doğrudan doğruya baklaları açılmış deliklere yerleştirilmesidir. Kuvvetin tesir ettiği alan ($A = 0.5 d \cdot b$) nispeten küçük olduğundan, gerek baklaların deliğinde ve gerekse pimlerde büyük bir aşınma azaltılmış olur. Ayrıca burada izafi hareket pim ile burç arasında meydana geldiğinden baklaların delikleri aşınmaz. Bu konstrüksiyonun daha iyi sonuçlar veren değişik bir şekli her bir parçası baklaların yalnız yarısına tesbit edilen iki parçalı burçtur. Büyük bir hareket serbestliği veren bu çözümle aşınmalar geniş ölçüde önlenmektedir. Burç yarısının merkez açısı 100° olarak alınır, yük taşıyan yüzey;

$$A = \frac{2 \cdot d}{2} \sin (100^\circ / 2) b = 0.76 b \cdot d \quad (5.1)$$

olur. Son zamanlarda dairesel kesitli tek bir pim yerine, birinin yüzeyi düzlemsel, diğerinin ise kavis profilili olan iki pim olarak kullanılmaktadır. Mafsallı hareketi bu iki pimin temas yüzeyleri arasında meydana gelmektedir. Bu şekilde büyük bir hareket serbestliği sağlanmaktadır. Özellikle temas yüzeyleri sertleştirildiğinden aşınmalar minimuma inmiştir. Zincirler 11000 dev/dak ya kadar büyük hızlarda kullanılabilir.



Şekil 20 Zincir Dişli

5. 2. Zincir Mekanizmaları Hesaplamaları

Rulolu maşonlu ve burçlu zincirlerin dişli çarkları r_1 ve r_2 yarıçapında iki dairesel yaydan oluşmaktadır. Merkezi çarkın taksimat dairesi üzerinde bulunan r_1 yarıçapının değeri, rulonun veya burcun yarıçapından biraz daha büyük yapılır. Dolayısı ile zincir ile dişli arasında u değerinde bir boşluk meydana gelir. $V < 12$ m/s çevresel hızında çalışan dişlerin profil açısı $\nu = 15^\circ \pm 2^\circ$ ve $V > 8$ m/s de çalışan dişlilerin profil açısı $\nu = 19^\circ \pm 3^\circ$ olarak alınır.

$$I_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (5.2)$$

$$z_1 = 17 \dots 25 \quad (5.3)$$

$$z_2 = I_{12} \cdot z_1 \quad (5.4)$$

$$d_{o1} = \frac{t}{\sin(180^\circ / z_1)} \quad (5.5)$$

$$d_{o2} = \frac{t}{\sin(180^\circ / z_2)} \quad (5.6)$$

d_{o1} = Taksimat dairesi çapı (Döndüren dişli çark) (mm)

d_{o2} = taksimat dairesi çapı (Döndürülen dişli çark) (mm)

n_1 = Giriş devir sayısı (Döndüren dişli çark) (dev/dak)

n_2 = Çıkış devir sayısı (Döndürülen dişli çark) (dev/dak)

z_2 = Döndürülen dişli çarkın diş sayısı

z_1 = Döndüren dişli çarkın diş sayısı

$$d_{b1} = \frac{t}{\tan (180^{\circ} / z_1)} \quad (5.7)$$

$$d_{b2} = \frac{t}{\tan (180^{\circ} / z_1)} \quad (5.8)$$

d_{b1} = Döndüren dişli çarkın baş dairesi çapı (mm)

d_{b2} = Döndürülen dişli çarkın baş dairesi çapı (mm)

$$d_{t1} = d_{o1} - 2 h \quad (5.9)$$

$$d_{t2} = d_{o2} - 2 h \quad (5.10)$$

d_{t1} = Döndüren dişli çarkın taban dairesi çapı (mm)

d_{t2} = Döndürülen dişli çarkın taban dairesi çapı (mm)

$$\beta = 60^{\circ} - (360^{\circ} / z) \quad (5.11)$$

$$v = 30^{\circ} - 2 \alpha = 30^{\circ} - (360^{\circ} / z) \quad (5.12)$$

β = dişler arası boşluk açısı ($^{\circ}$)

v = Profil açısı ($^{\circ}$)

$$Mb = 71620 \frac{P}{n} \quad (5.13)$$

$$F_u = \frac{2 Mb_1}{d_{o1}} = \frac{75 \cdot P_1}{V} \quad (5.14)$$

F_u = Çevresel kuvvet (daN)

M_b = Döndürme momenti (daN mm)

V = Zincir hızı (m/s)

$$F_g = \frac{q \cdot V^2}{g} \quad (5.15)$$

q = Zincirin birim uzunluğunun ağırlığı

g = Yer çekimi ivmesi ($g = 10$)

$$F_{top} = F_u + F_g \quad (5.16)$$

F_{top} = Toplam kuvvet (daN)

$$S_{st} = \frac{F_K}{F_{top}} \geq 7 \quad (5.17)$$

F_K = Kopma kuvveti (daN)

S_{st} = Statik kopma emniyeti

$$S_{din} = \frac{F_K}{F_{top} \cdot ca} \geq 7 \quad (5.18)$$

S_{din} = Dinamik kopma emniyeti

ca = Dinamik faktör

$$P_r = \frac{F_{top}}{A} \leq P_{cm} \quad (5.19)$$

P_r = Yüzey basıncı (daN/mm²)

P_{cm} = Yüzey emniyet basıncı (daN/mm²)

a = Mafsal izdüşüm yüzeyi (mm)

$$P_{cm} = p \cdot \lambda \quad (5.20)$$

p = Yüzey basıncı (daN/mm²)

λ = Eksenler arası uzaklık faktörü

$$P_D = \frac{P_1}{k \cdot c_1} \quad (5.21)$$

P_D = Güç kabiliyeti (KW)

P_1 = Giriş gücü (kw)

c_1 = Çalışma faktörü

k = Güç faktörü

$$F_a \approx 1.5 F_u \quad (5.22)$$

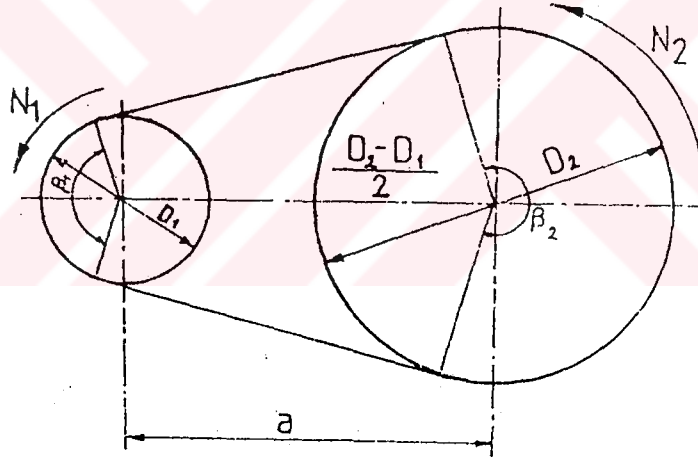
F_a = Eksenel kuvvet (daN mm)

$$\sigma = \frac{4 \cdot F}{2 \cdot \pi \cdot d_2} \leq \sigma_{cm} \quad (5.23)$$

$$\sigma_{cm} = \frac{\sigma_K}{(4...6)} \quad (5.24)$$

6. KAYIŞ KASNAK MEKANİZMALARI

Döndüren ve döndürülen kasnaklarla, kasnaklar etrafına sarılmış elastik bir kayıştan oluşan; güç ve hareket iletimini sürtünme ile yapan sistemlere kayış kasnak mekanizması denir. Genellikle basit ve ucuz olup uzak mesafelere güç ve hareket iletebilir, fazla yüklenme ve sarsıntıları absorbe edebilirler. Buna karşılık büyük hacimli olup, çevrim oranları sabit değildir. Kayış ömürleri kısadır. En çok kullanılan kayışlar; düz, normal V, dar V, yuvarlak, çoklu V kayışlardır.



Şekil 21. Kayış Kasnak Mekanizması

6.1. Kayış Kasnak Hesaplamaları

Düz kayış kasnak hesaplamaları;

Döndüren kasnak çapı:

$$D_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt{\frac{P}{N_1}} \quad (6.1)$$

$P = \text{Güç (KW)}$

$N_1 = \text{Döndürülen kasnak devir sayısı (dev/dak)}$

$$I = \frac{N_1}{N_2} \quad \text{Şekil 19}$$

(6.2)

$I = \text{İletme oranı}$

$N_2 = \text{Döndürülen kasnak devir sayısı (dev/dak)}$

$$D_2 = I \cdot D_1 \quad (6.3)$$

$D_2 = \text{Döndürülen kasnak çapı (mm)}$

Düz sarım için ;

$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_1 - D_2)^2}{4a} \quad (6.4)$$

$a = \text{Eksenler arası mesafe (mm)}$

$L = \text{Mekanizma kayış uzunluğu (mm)}$

Çapraz sarım için;

$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_1 + D_2)^2}{4a} \quad (6.5)$$

$$a \geq a_{\min} = (1.5 \dots 2) (D_1 + D_2) \quad (6.6)$$

$$\beta_1 \geq 150^\circ \quad (6.7)$$

$\beta_1 = \text{Düz kayışlarda sarılış açısı (°)}$

Düz kayışlar için;

$$\beta_1 = 180^\circ - (D_2 - D_1/a) (180^\circ / \pi) \quad (6.8)$$

Çapraz sarılış için;

$$\beta_1 = 180^\circ + (D_2 + D_1/a) (180^\circ / \pi) \quad (6.9)$$

$$a = \frac{2L - (D_1 - D_2) + \sqrt{((2L - \pi(D_1 + D_2))^2 - 8(D_2 - D_1)^2)}}{8} \quad (6.10)$$

Dayanıma göre kayış kesiti;

$$b \cdot s \geq \frac{F_t}{\sigma^*} \quad (6.11)$$

$$b \geq \frac{F_t}{\sigma^* \cdot s} \quad (6.12)$$

$$b \geq \frac{F_t \cdot K_o}{\sigma^* \cdot s \cdot K_\gamma \cdot K_k} \quad (6.13)$$

b = Kayış genişliği (mm)

F_t = Çevresel kuvvet (daN)

σ^* = Toplam gerilme (daN/mm²)

s = Kayış kalınlığı (mm)

K_o = Çalışma faktörü

K_γ = Kullanılan alan faktörü

K_k = Mekanizma tasarım şekli faktörü

$$s = 0.01 \cdot D_1 + 3 \quad (6.14)$$

$$\sigma^* = (\sigma_{cm} - \sigma_c - \sigma_v) \left(e^{\mu\beta_1} - \frac{1}{e^{\mu\beta_1}} \right) \quad (6.15)$$

μ = Sürtünme katsayısı

σ_c = Merkezkaç gerilme (daN/mm²)

$$\sigma_v = \frac{\gamma}{g \cdot V_2} \quad (6.16)$$

γ = kayış özgül ağırlığı

g = Yerçekimi ivmesi (mm/sn²)

V = Kayış hızı (m/sn)

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot N_1}{60} \quad (6.17)$$

V = Kayış hızı (m/sn)

$$\sigma_R = \frac{E_e \cdot s}{D_1} \quad (6.18)$$

σ_e = Eğilme gerilmesi (da/mm²)

E_e = Kayış eğilme elastikiyet modülü

$$F_t = \frac{2 M_{b_1}}{D_1} \quad (6.19)$$

$$M_{b_1} = \frac{P}{W_1} \quad (6.20)$$

M_{b_1} = Döndürme momenti (dan mm)

F_t = Çevresel (teğetsel) kuvvet (daN)

W_1 = Açısal hız (rad/sn)

P = Güç (KW)

$$W_1 = \frac{2\pi N_1}{60} \quad (6.21)$$

$$FE = \frac{V \cdot Zo}{L} \geq F_{Leem} \quad (6.22)$$

FE = Kayış eğilme sayısı (1/sn)

Zo = Mekanizmadaki toplam kasnak sayısı

FEem = Emniyetli eğilme frekans sayısı

$$F_n = (2,5 \dots 4) F_t \quad (6.23)$$

F_n = Mile gelen kuvvet (daN)

V Kayış Kaynak Hesaplaması

$$dm1 = dw1 = (11000 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P}{N_1}} \quad (6.24)$$

dm1 = Döndüren kasnak çapı (mm)

dw1 = Döndüren kasnak çapı (mm)

$$dm = dm1 \cdot I \quad (6.25)$$

$$dw = dw1 \cdot I \quad (6.26)$$

dm = dw = Döndüren kasnak çapı (mm)

$$L_m \approx 2a + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_1 - D_2)^2}{4a} \quad (6.27)$$

$$L_w \approx 2a + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_1 - D_2)^2}{4a} \quad (6.28)$$

L_m = L_w = ortalama kayış uzunluğu (mm)

$$\beta_1 = 180^\circ - \frac{(dm2 - dm1)}{a} \left(\frac{180^\circ}{\pi} \right) \quad (6.29)$$

$$\beta_1 = 180^\circ - \frac{(dw2 - dw1)}{a} \left(\frac{180^\circ}{\pi} \right) \quad (6.30)$$

Normal V kayışlar için;

$$La = Lm + 2 \pi c \quad (6.31)$$

$$Li = Lm - 2 \pi c \quad (6.32)$$

$$c = \frac{h}{2} \quad (6.33)$$

Dar V kayışlar için;

$$La = Lw + 2 \pi hw \quad (6.34)$$

$$Li = Lw - 2 \pi (h - hw) \quad (6.35)$$

Normal V Kayışlar için;

$$a = \frac{2Lm - (Dm1 - Dm2) + \sqrt{((2Lm - \pi(Dm1 + Dm2))^2 - 8(Dm2 - Dm1)^2)}}{8} \quad (6.36)$$

Dar V kayışlar için;

$$a = \frac{2Lw - (Dw1 - Dw2) + \sqrt{((2Lw - \pi(Dw1 + Dw2))^2 - 8(Dw2 - Dw1)^2)}}{8} \quad (6.37)$$

$$a = (0,7 \dots 2) (dm1 + dm2) \quad (6.38)$$

$$a = (0,7 \dots 2) (dw1 + dw2) \quad (6.39)$$

olarak da hesaplanır.

Kayış sayısı;

Normal V Kayışların için

$$Z = \frac{P \cdot K_o \cdot K_p \cdot K_k}{P_1^*} \quad (6.40)$$

Dar V Kayışlar için

$$Z = \frac{P \cdot K_o \cdot K_p \cdot K_L \cdot K_k}{P_1^*} \quad (6.41)$$

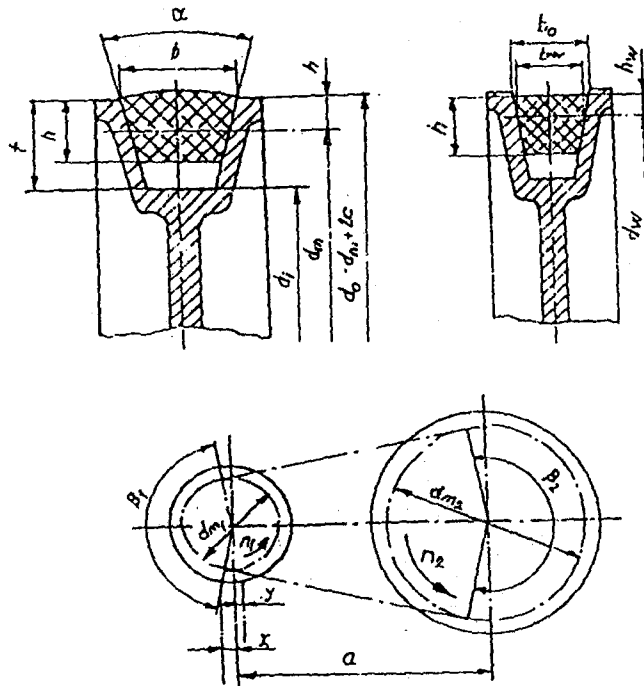
P_1^* = Bir kayışın iletebileceği güç (KW)

K_o = Çalışma Faktörü

K_p = Sarılmış uzunluğu faktörü

K_L = Kayış uzunluğu faktörü

K_k = Döndüren kasnak çapı faktörü



Şekil 22. V Kayış Kasnak Geometrik Boyutları

$$F_e = \frac{V \cdot Z_o}{L_m} \leq FE_{em} \quad (6.42)$$

$$f_e = \frac{V \cdot Z_o}{L_w} \leq FE_{em} \quad (6.43)$$

$f_E = F_E = \text{Eğilme Frekansı}$

Dar V kayışlarda

$$FE_{em} \leq 60 \quad 1/sn \quad (6.44)$$

$$F_n = (2 \dots 2,5) F_t \quad (6.46)$$

$F_n = \text{Mile gelen kuvvet (daN)}$

$$F_t = \frac{2Mb_1}{dm_1} \quad (6.47)$$

$$Mb_1 = \frac{P}{W_1} \quad (6.48)$$

T_{lem} = Lehimin emniyet gerilmesi (daN/mm²)

F = Lehimin maruz kaldığı kuvvet (daN)

b = Lehimlenecek parçanın genişliği (mm)

l = Lehimlenecek boy (mm)

(AKKURT M. 1986).

Moment taşıyan lehimde ise;

$$T_l = \frac{F}{\pi d_l} = \frac{2 Mb}{d (\pi d_l)} \leq T_{lem} \quad (7.2)$$

$$T_{lem} = \frac{T_k}{S} \quad (7.3)$$

τ_k = Lehim malzemelerinin kopma mukaveti (daN/mm²)

S = Emniyet katsayısı

Mb = Burulma momenti (daN mm)

d = Lehimlenecek çap (mm)

L = Lehimlenecek kısmın uzunluğu (mm)

olarak ifade edilir.

$$L \approx (4 \dots 6) s \quad (7.4)$$

olarak tavsiye edilir.

S = Levha kalınlığı (mm)

L = Lehim boyu (mm)

8. MILLER

Dönerek döndürme momentini ve hareketi iletken makina elemanlarına mil denir. Mil dönmez olarak yerleştirilirse (dingil) aks adını alır(OKDAY Ş. 1982).

Miller döner olarak kullanıldıkları zaman genel olarak çevresel kuvvetler yani; çevirme momentlerini taşırlar ve burulmaya çalışırlar. Çoğu zaman taşıdıkları yüklerden dolayı burulma ile birlikte eğilmeye de zorlanırlar. Miller dikey veya yatay olarak yerleştirilebilirler. Ve eksenel yataklar içinde dönerler. Mil malzemeleri genel olarak St 42, St 50, St 60 ve St 70 çeliklerden seçilirler.

Millerin yatak içinde kalan kısımlarına muylu adı verilir. Muylu ve yatak zarfı birbirine doğrudan doğruya temas ediliyorsa, bu cins yataklara kaymalı yatak adı verilir. Buna karşılık rulmanlı yataklarda meoneol kuvvetleri bir takım bilyalar ve makaralar tarafından iletilir.

Miller içi boş ve dolu olmalarına göre sınıflandırılırlar.

Sürek malzemelerden yapılacak millerin dizaynının da malzeme mukavemeti esas alınır ve maksimum kesme teorisine göre kontrol edilir. Miller çoğu zaman burulmaya, eğilmeye ve eksenel yüke maruz kalırlar.

Millerin standart ölçüleri;

25 mm ye kadar, 0,5 mm artışla

25-50 mm ye kadar, 1mm artışla

50-100 mm ye kadar, 2mm artışla

100-200 mm ye kadar, 5 mm artışla

mil çapları seçilir. (HALL A.S -HOLOWENKO A.R- HEMAN L. 1961)

Bir mil üzerinde birden çok makina elemanı bulunabilir. Bu elemanlar; kasnak, düz dişli çark, konik dişli çark, helis dişli çark, rulman olabilir. Bütün bu üzerinde taşıdığı makina parçalarının herbirinin ayrı ayrı tepkileri, eğilme ve burulma momentleri olduğundan: milin üzerindeki makina elemanına bağlı olarak çap farklılığı (kademe) olacaktır.

8.1. Millerin Mukavemet Analizleri

Statik zorlanmada

$$W = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (8.1)$$

formülünden; mil döner iken bir açısal hızı vardır. Bu açısal hıza bağlı olarak belli bir devir sayısı vardır. Bir milin hareket taşıyabilmesi için çeşitli makina elemanları vasıtası ile bir güç aktarımının olması gerekir. Bu güçten dolayı:

$$M_b = 71\,620 \cdot \frac{P}{n} \quad (8.2)$$

P= Güç (BG)

n= Devir sayısı (dev/dak.)

M_b= Döndürme momenti (daN mm)

bir moment vardır.

$$P = M_b \cdot W \quad (8.3)$$

Mil üzerindeki tepkiler dikkate alınarak, mile yansıyan kuvvet ve moment diyagramları çizildikten sonra her noktadaki gerilmeler hesap edilir.

Mildeki eğilme;

$$\sigma_e = \frac{M_c}{I} = \frac{M_e}{W} \leq \sigma_{em} \quad (8.4)$$

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \quad (8.5)$$

$$c = d/2 \quad (8.6)$$

σ_e = Mildeki eğilme dayanımı (daN/mm²)

σ_{em} = Mil malzemesinin eğilme mukavemeti (daN/mm²)

M_e = Eğilme momenti (daN mm)

I = Atalet momenti

d = Mil çapı (mm)

c = Milin dış kenarından ağırlık merkezine olan mesafe (mm)

W = Eğilme direnç momenti

Statik zorlanmada;

Millerdeki burulma

$$\tau = \frac{M_c}{I_p} = \frac{M_b}{W_p} \leq \tau_{em} \quad (8.7)$$

τ = Milin buruluma dayanımı (daN/mm²)

τ_{em} = Mil malzemesinin emniyetli dayanım miktarı (daN/mm²)

M = Burulma momenti (daN mm)

c = Milin dış kenarından ağırlık merkezine olan mesafe (mm)

I_p = Polar atalet momenti

M_b = Burulma momenti (daN mm)

W_p = Burulma direnç momenti

Kesme gerilmesi

$$\tau = k \frac{V}{A} \quad (8.8)$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (8.9)$$

k = Sabit (İçi dolu mil için 1,3, içi boş mil için 2)

V = Maksimum kuvvet (daN)

A = Alan (mm²)

Terimlerden eğilme varken kesme dikkate alınmaz. Bileşke gerilme

$$\sigma_B = \sqrt{\sigma_e^2 + 4 \tau^2} \quad (8.10)$$

Mil çapıda

$$d_{\min} = \frac{32}{\pi \sigma_{em}} \sqrt{M_e^2 + M_b^2} \quad (8.11)$$

M_e = Eğilme momenti (daN mm)

M_b = Burulma momenti (daN mm)

σ_{em} = Malzemenin emniyetli mukavemeti (daN/mm²)

$d_{\min}$ = Minimum mil çapı (mm)

Değişken zorlanmada

$$d^3 = \frac{32}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M_e}{\sigma_{em}} + \frac{F d/8}{\sigma_{em}} \right)^2 + \left(\frac{M_b}{\tau_{em}} \right)^2} \quad (8.12)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{AK}}{S} \quad (8.13)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_D \cdot K_y \cdot K_b}{s \cdot k\phi} \quad (8.14)$$

$$k\phi = 1 - q (k-1) \quad (8.15)$$

$$\sigma_{ort} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (8.16)$$

$$\sigma_g = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (8.17)$$

σ_g = Tam değişken yüklemde genlik dayanımı (daN/mm²)

σ_{ort} = Ortalama dayanımı (daN/mm²)

K_y = Yüzey düzgünlüğü faktörü

K_b = Büyüklük faktörü

$$S = \frac{\sigma_{AK}}{\sqrt{\left[\frac{\sigma_{AK}}{\sigma_D} \cdot \sigma_g \right]^2 + 3 \left[\tau_0 + \frac{\tau_{AK}}{\tau_0} \cdot \tau_g \right]^2}} \quad (8.19)$$

$$\sigma_D = \frac{K_b.K_y}{K_\phi} \cdot \sigma_D \quad (8.20)$$



9. SIKI GEÇMELER VE TOLERANSLAR

9.1 Sıkı Geçmeler

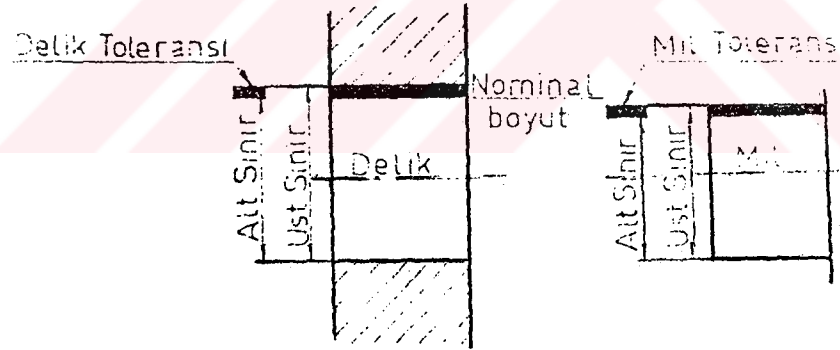
Momenti iletmek için gereken basınç, sıkı geçme bağlantılarında çap farkı ile meydana getirilir; bu sebeple milin dış çapı (d_M), göbeğin delik çapında (d_G) daha büyük yapılır.

$$\Delta d = d_M - d_G \quad (9.1)$$

Bunun sonucunda temas temas yüzeyinde bir basınç oluşur. Montajda gölbeğin delik çapı bir miktar büyüyecek, mil ise bir miktar büzülecek; montajdan sonra bağlantının çapı d olacaktır.

$$d_G < d < d_M \quad (9.2)$$

(AKKURT M. 1986).



Şekil 24. Mil ve Delik Toleransları

Moment tatbik edildiği taktirde, temas yüzeyleri arasında bir sürtünme momenti meydana gelir.

Düzgün basınç yayılımı yerine normal bir kuvvet

$$F_n = p \cdot \pi \cdot d \cdot l \quad (9.3)$$

$$M_s = \mu F_o \frac{d}{2} = \mu p \cdot \pi \cdot l \frac{d^2}{2} \quad (9.4)$$

$$d^2$$

$$M_s = \mu p \pi l \frac{---}{2} \geq M_b \quad (9.5)$$

Presleme kuvveti;

$$F_e = \pi \mu_0 p d l \quad (9.6)$$

9.2. Sıkı Geçmelerde Gerilmeler ve Deformasyon

İç veya dış basınca maruz kalan kalın cidarlı bir silindirde, deformasyonların elastik bölgede kalması şartı ile teğetsel (σ_t) ve radyal (σ_r) yönde normal gerilmeler meydana gelir. İç basınca maruz kalan silindir göre olarak, dış basınca maruz kalan silindir ise, mil olarak kabul edildiği taktirde, maksimum teğetsel gerilme

$$\sigma_{tG \text{ mak}} = P \cdot \frac{D_G^2 + d^2}{D_G^2 - d^2} \quad (9.7)$$

$$\sigma_r = -p \quad (9.8)$$

Mil boş olduğu taktirde, maksimum teğetsel gerilme,

$$\sigma_{tM \text{ mak}} = -p \frac{2d}{d^2 - d_{mi}^2} \quad (9.9)$$

Milin dış yüzeyindeki teğetsel ve radyal gerilmeler

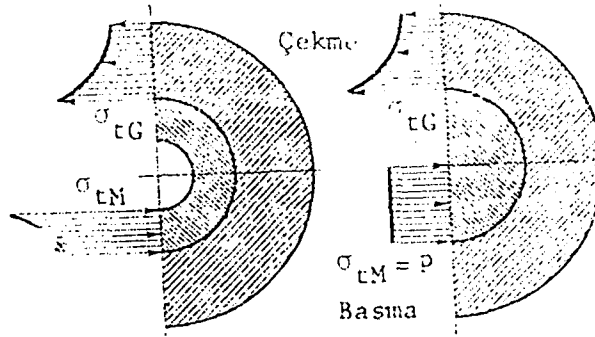
$$\sigma_{tM} = -p \frac{d^2 + d_{mi}^2}{d^2 - d_{mi}^2} \quad (9.10)$$

$$\sigma_r = -p \quad (9.11)$$

$$\sigma_{tM} = \sigma_r = -p \quad (9.12)$$

$$C_G = \frac{d}{D_G} \quad (9.13)$$

$$C_M = \frac{d_{mi}}{d} \quad (9.14)$$



Şekil 25 Sıkı Geçmelerdeki Gerilmeler

$$\sigma_{tG \text{ mak}} = p \frac{1 + C_G^2}{1 - C_G^2} \quad (9.15)$$

$$\sigma_{GB} = p \sqrt{\frac{3 + C_G^4}{1 - C_G^2}} \quad (9.16)$$

İçi boş mil için teğetsel, radyal ve bileşik gerilmeler sırasıyla iç yüzeyde

$$\sigma_{tM} = -p \frac{2}{1 - c_m^2} \quad (9.17)$$

$$\sigma_r = 0 \quad (9.18)$$

$$\sigma_{MB} = p \frac{2}{1 - c_m^2} \quad (9.19)$$

Dolu mil için teğetsel, radyal ve bileşik gerilemek,

$$\sigma_{tM} = \sigma_r = -p \quad (9.20)$$

$$\sigma_{MB} = p \quad (9.21)$$

$$\sigma_{EB} = \sigma_{AKG} \quad (9.22)$$

$$\sigma_{TM \text{ meak}} = \sigma_{AKM} \quad (9.23)$$

$$P_{PG} = T_{AKG} \frac{1 - C_G^2}{1 + C_G^2} \quad (9.24)$$

$$P_{PM} = T_{AKM} \frac{1 - C_M^2}{2} \quad (9.25)$$

iki eksenli gerilme halinde, teğetsel ve radyal uzamalar

$$\xi_t = \frac{1}{E} (\sigma_t - \nu \sigma_r) \quad (9.26)$$

$$\xi_r = \frac{1}{E} (\sigma_r - \nu \sigma_t) \quad (9.27)$$

ν = Poisson Sayısı

δ_G = Gövdedeki iç çapı büyümesi (mm)

δ_M = Mildeki dış çap küçülmesi (mm)

$$\xi_{GT} = \frac{\pi (d_i \delta_G) - \pi d}{\pi d} = \frac{\delta_G}{d} \quad (9.28)$$

$$\xi_{MT} = \frac{\pi d - \pi (d - \delta_M)}{\pi d} = \frac{\delta_M}{d} \quad (9.29)$$

$$\delta_G = \xi_{tG} d \quad (9.30)$$

$$\delta_M = \xi_{Mt} d \quad (9.31)$$

$$\delta_G = \frac{pd}{EG} \left[\frac{1 + C_G^2}{1 - C_G^2} + \nu_G \right] \quad (9.32)$$

$$\delta_M = \frac{pd}{EM} \left[\frac{1 + C_M^2}{1 - C_M^2} - \nu_M \right] \quad (9.33)$$

$$\delta = p. d \left[\frac{1}{EG} \left(\frac{1+C_G^2}{1-C_G^2} + v_G \right) + \left(\frac{1}{E_M} \frac{1+C_M^2}{1-C_M^2} - v_M \right) \right] \quad (9.34)$$

9.3. Toleranslar

Makina imalatında istenilen bir parçanın ölçü olarak tam ölçüsüne getirmek, gerek imalat ve gerekse imalatçının bilgi-beceri ve tecrübeleri ölçüsünde mümkündür. Herhangi bir boyut değeri, o ölçüye yakın değerde imal edilebilmektedir. Günümüz teknolojisinin en modern tezgahları bile ancak binde değeri ile ifade edilebilen ölçü hassasiyetinde imalatı gerçekleştirilebilmektedir. Bu sebeple tolerans sistemi gelişmiştir. Her elamanın boyutsal ölçülerinde belli bir aralıktaki ölçüler kabul edilmiştir.

Dünyada, toleransların büyüklüğü ve sıfır çizgisine göre konumunu tayin eden birçok sistem vardır. Bunlar içinde en etraflı ve modern olanı ISO (International Standarts Organization) sistemidir.

ISO sisteminde toleransların büyüklükleri imalat kalitelerine bağlı olarak toleransların büyüklükleri imalat kalitelerine bağlı olarak kalite sınıflarına veya gruplarına ayrılmıştır. Her sınıfın tolerans büyüklüğü nominal çapa bağlı olarak bir sayı ile gösterilmiştir. ISO tolerans sisteminde 0,1; 0; 1; 2; ...; 15; 16 olmak üzere 18 kalite vardır ve bunlar temel tolerans adını alır. Temel toleransı belirtmek üzere IT harfleri kullanılır. Ör. IT01, IT0, IT6.....vs.

Tolerans alanlarının sıfır çizgisine göre uzaklıkları ISO tolerans sisteminde delikler için A,B,C,CD,.....Z,ZA,ZB,ZC gibi büyük harflerle, miller için a,b,c,cb,.....z,za,zb,zc gibi küçük harflerle gösterilir(AKKURT M. 1986)

Delikler;

A'dan H'a kadar

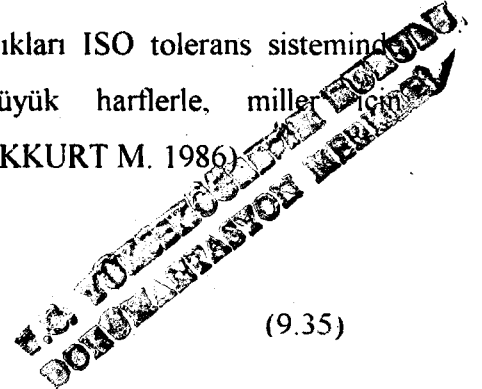
$$A_u = A_a + T$$

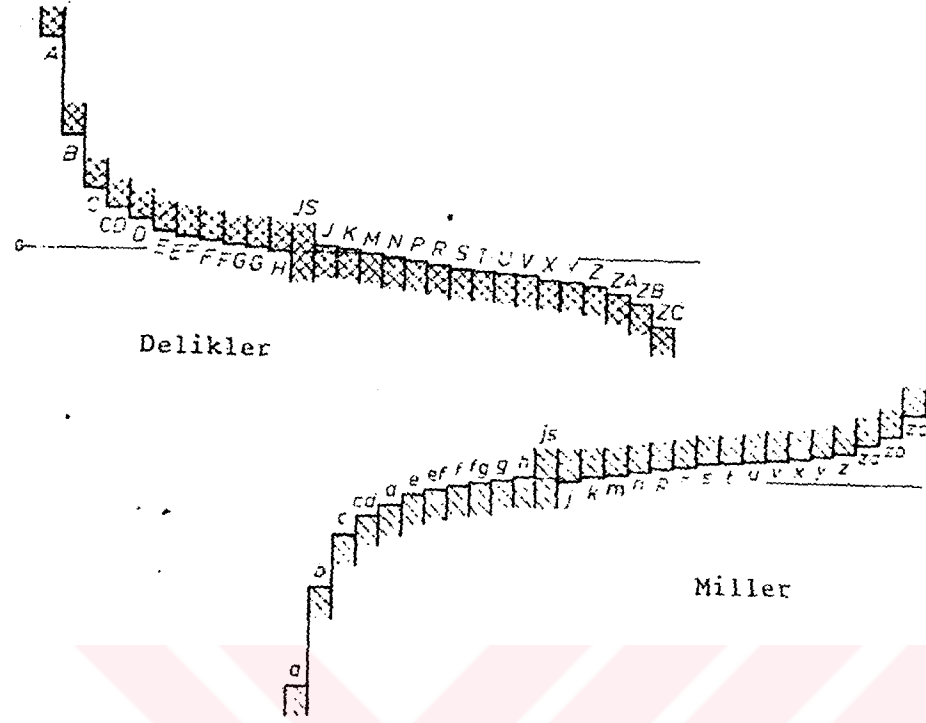
JS toleransı için

$$A_u = \frac{T}{2}$$

(9.35)

(9.36)





Şeekil 26 Delik ve Mil Toleransları

$$Aa = \frac{T}{2} \quad (9.37)$$

8. kalite K,M,N ve 7. kaliteye kadar P den ZC ye kadar

$$Aa = Aü - T \quad (9.8)$$

K,M,N, 8. kalitenin üstü ve P den ZC ye kadar, 7. kalitenin üstü

$$Aa = Üü - T \quad (9.9)$$

Miller;

a'dan h'a kadar

$$Aa = Aü - T \quad (9.10)$$

js için

$$Aü = \frac{T}{2} \quad (9.11)$$

$$Aa = \frac{T}{2} \quad (9.12)$$

j için,

$$A_{\bar{u}} = A_a + T$$

(9.13)

k'den ZC 'ye kadar

$$A_{\bar{U}} = A_a + T$$

(9.14)

A_a = En küçük ölçü (mm)

$A_{\bar{u}}$ = En büyük ölçü (mm)

T = Tolerans



10 . RULMANLAR

Millerin hareketi ve gücü kayış-kaynak, dişli çark, zincir ve kavramalarla istenilen yere iletebilmeleri için uygun konumda kalmaları gerekir. Bu da mile düzenli bir şekilde desteklik yapan ve milin dönme hareketini kolaylaştıran yatak denilen elemanlarla sağlanır.

Yataklar, kayan yüzeylerin cinsine göre;

- 1- Kayma dirençli yataklar
- 2- Yuvarlama dirençli yataklar (Rulmanlı)

Kayma dirençli yataklarda mil genellikle yatak gövdesine yerleştirilmiş bir zarf veya burç içerisinde çalışır. Bu zarf, mili çabuk aşındırmayacak bir gereçten yapılır. Kaymalı yataklar ucuzdur, sessiz çalışırlar, kuvvetli sarsıntı ve titreşimlere dayanıklıdır ve düzenli yağlandıkları zaman uzun ömürlüdür. Kayma dirençli yataklar Enine (Radyal) yataklar ve Boyuna (Ekserel) yataklar diye sınıflandırılırlar.

Rulmanlı yataklarda kayma yerine yuvarlanma vardır. Muylu üzerine sıkıca geçirilen bir bilezik arasında yuvarlanabilen bilya veya makaralar yerleştirilir.

Rulmanlı yataklar isteklere kolayca cevap verebilmek için standardize edilmişlerdir. Mil çapına göre diğer bütün ölçüleri belirlenmiştir. Buzulmaları halinde yerine yenilerini takmak çok kolaydır. Ölçülerinin küçük olması, makinaların daha küçük yapılabilmelerini sağlar. Yağ sarfiyatı azdır. Ömürleri uzundur. Mil gerecinin etkisi yoktur.

Rulmanlı yataklar;

- 1- Enine (Radyal) rulmanlı yataklar
- 2- Boyuna (Eksenel) rulmanlı yataklar

Radyal rulmanlar; yükün mil eksenine dikey konumda etki ettiği yerlerde kullanılır. Dış bilezik yatak gövdesindeki yuvaya, iç bilezik muyluya sıkı olarak geçirilir.

Eksenel rulmanlar; yükün mil eksenine paralel etki ettiği yerlerde kullanılır. Diskin biri gövdedeki yuvaya, diğeri de mile sıkı olarak geçirilir. Burada yatağa milin alını dayanır. Bu sebeple Alın Rulmanlı yatağı da denir.

Bilezikler ve diskler arasındaki yuvalarlanan araçların biçimlerin göre:

- 1) Bilyalı (küresel) rulmanlı yataklar
- 2) Silindirik makaralı rulmanlı yataklar
- 3) Fıçı makaralı rulmanlı yataklar
- 4) Konik makaralı rulmanlı yataklar
- 5) İğneli rulmanlı yataklar

Sürtünmenin az olmasından dolayı bilyalı rulmanlı yataklar diğerlerine göre daha fazla tercih edilir. En fazla sürtünme olanları ise iğneli rulmanlı, yataklardır.

Rulmanlı yataklar;

- a) Sabit bilyalı yatak
- b) Omuzlu bilyalı yatak
- c) Eğik yüzeyli bilyalı yatak
- d) Oynak bilyalı yatak
- e) Eksenel bilyalı yatak
- f) Silindirik makaralı yatak
- g) Konik makaralı yatak
- h) Fıçı makaralı yatak
- ı) İğneli yataklar olarak sınıflandırılırlar(BAĞCI M.).

10.1. Rulman Hesaplamaları

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^P \quad (10.1)$$

L = Hesaplanabilir çalışma ömrü milyon devir (10^6)

C, Ca = Dinamik yük taşıma sayısı

$$\frac{C}{P}, \frac{Ca}{Pa} = \text{Emniyetli çalışma oranı}$$

P= Çalışma ömrünün eksponenti

Bilyalı rulmanlar için $P = 3$

$$\text{Makaralı rulmanlar } P = \frac{10}{3}$$

P, Pa = Dinamik eşdeğer yük [dAN]

$$L = \left(\frac{C_a}{P_a} \right)^p \quad (10.2)$$

$$L_h = \frac{10^6}{60.n} \quad (10.3)$$

L_h = Hesaplanabilir, çalışma ömrü (h)

n = Ruman devir sayısı [1/min]

$$L_s = L \cdot p_i \cdot D \quad (10.4)$$

D = Tekerlek çapı (mm)

$$P = F_r \quad (10.5)$$

$$P = -F_r + Y \cdot F_a \quad (10.6)$$

P = Dinamik yük (daN)

x = Dinamik radyal yük katsayısı

y = Dniatik eksenel yük katsayısı

F_r = Radya yük (daN)

F_a = Eksenel yük (daN)

$$P_a = F_a \quad (10.7)$$

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \text{ ise } x = 1, y = 0 \quad (10.8)$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \text{ ise } x \text{ ve } y \text{ katalogdan okunur.}$$

(ORS rulman kataloğu)

11. OPTİMİZASYON

11.1. Optimizasyonun Tanımı

Optimizasyon verilen şartlar altında en iyi sonucun elde edilmesi işidir. (BAL H. 1995). Başka bir deyişle optimizasyon bir minimizasyon işidir. Yani yapılacak işin minimumunu gösterir. Zaten her bilimsel problemin çözümü için en az çaba ile en fazla verimin sağlanması istenir.

Optimumu (en iyi) araştıran yöntemler matematiksel programlama teknikleri olarak adlandırılmıştır ve genellikle ayrılmaz bir parçası olan yöneylem araştırması içinde çalışılmıştır. Yöneylem araştırması, bilimsel yöntemlerin karar verme problemlerine uygulanması ve en iyi çözümlerin bulunması ile ilgilenen matematiğin bir branşı olarak tanımlanır (BAL, H. 1995).

11.2. Optimizasyonun Tarihi Gelişimi

Optizasyon ile ilgili olarak 18.yy da Newton, Leibnitz, Lagrange ve Czuchy matematiksel alandaki yararlı çalışmaları optimizasyon kavramının gelişimine sebep olmuştur. Genel matematiğin bu çalışmaları belirli iyi tanımlı fonksiyonlar için kullanılabilir. Gerçek hayatta optimizasyon problemlerini ele almada genel matematik yeterince güçlü bir araç sayılmaz.

İkinci dünya savaşından sonra yeni sayısal optimizasyon teknikleri geliştirilmiştir. Bunların gelişimi iki faktöre bağlıdır. İlki hızlı bir biçimde bilgisayarların gelişimi diğeri ise matematiksel alandaki maksimumu veya minimumu elde etmedeki sayısal tekniklerin gelişiminde en büyük etken olan matematiksel analizin uygulanmasıdır. Bu sayısal teknikler (yöneylem) araştırması teknikleri genel matematiğe birçok zorluklarına yeni bir bakış açısı ve dolayısı ile çözüm teknikleri beraberinde getirmiştir.

Yöneylem Araştırması Teknikleri üç ayrı grupta inceleyebiliriz.

I. Matematiksel Programlama Teknikleri

- a) Klasik analiz (Calculus)
- b) Varyasyon hesaplamaları
- c) Doğrusal olmayan programlama
- d) Doğrusal programlama
- e) Kareli programlama
- f) Geometrik programlama
- g) Dinamik programlama
- h) Tamsayılı programlama
- ı) Stokastik programlama
- j) Ayrılabilir programlama
- k) Network programlama
- l) Oyunlar Teorisi
- m) Çok amaçlı programlama

II) Stokastik süreç teknikleri

- a) İstatistiksel karar teorisi
- b) Markov Süreçleri
- c) Kuyruk teorisi
- d) Yenileme teorisi
- e) Benzetim Metodu
- f) Güvenirlilik teorisi

III) İstatistiksel Karar Teorisi

- a) Regresyon Analizi
- b) Markov Süreçleri
- c) Kümeleme Analizi
- d) Diskriminant Analizi
- e) Faktör Analizi

Matematiksel programlara; verilen kısıtlar altında çok değişkenli fonksiyonların minimumu bulmada en yararlı tekniklerdir. Matematiksel programlamada optimizasyon problemleri için birçok metod mevcuttur.

11.3. Optimizasyon Teknikleri

11.3.1. Klasik optimizasyon

Klasik optimizasyon yöntemleri; sürekli ve türevlenebilen fonksiyonların minimum veya maksimum noktalarını bulmada kullanılır. Bu yöntemler analitiktir ve en optimum nokların bulunmasında türev hesaplarına ilişkin teknikleri kullanır. Bazı problemlerin amaç fonksiyonları sürekli ve türevlenebilir olmayacağından gerçek hayatta sınırlı bir şekilde kullanılır.

11.3.1.1. Tek değişkenli optimizasyon

Tek değişkenli optimizasyon problemi; $[a,b]$ aralığında $f(x)$ 'i minimize eden $x = x_0$ değerinin bulunmasıdır.

Teorim 1: $a \leq x \leq b$ aralığında tanımlı $f(x)$ fonksiyonu $a < x_0 < b$ olmak üzere $x = x_0$ da yerel minimuma sahip ve $x = x_0$ 'da türevi, $f'(x)$, var ve sonlu ise $f'(x_0) = 0$ dır.

Genel olarak $f'(x_0) = 0$ yapan tüm noktalara durağan ve kritik nokta adı verilir. Maksimum veya minimum noktalara da ekstremum (uç nokta) denir.

Bu teorem için aşağıdaki noktalar üzerinde durulabilir;

- a) Teorem x_0 yerel maksimum olduğunda bile ispat edilebilir
- b) Teorem noktasında türev yoksa bu noktanın bir minimum veya bir maksimum olup olmadığı hakkında birşey söyleyemez.
- c) Fonksiyonun tanım aralığının uç noktalarında bir maksimum veya bir minimuma sahip olsa bile bu teorem uygulanamaz.
- d) Teorem, türevin sıfır olduğu her noktada bir maksimum veya bir minimum olduğunu garanti etmez. Yani, bir noktada (maksimum veya minimum) varsa kesinlikle bu noktada türev sıfırdır, fakat bir noktada türev sıfırsa bu noktada bir maksimum veya minimum olduğu hakkında kesin birşey söylenemez.

Teorem 2: $f'(x_0) = f''(x_0) = \dots = f^{(n-1)}(x_0) = 0$ ve $f^{(n)}(x_0) \neq 0$ olsun. O zaman:

- İ) n çift ve $f^{(n)}(x_0) > 0$ ise, $x = x_0$ da $f(x)$ yerel minimum noktasına sahiptir.
- İİ) n çift ve $f^{(n)}(x_0) < 0$ ise, $x = x_0$ da $f(x)$ yerel maksimum noktasına sahiptir.
- İİİ) n tek ise $x = x_0$ ne bir maksimum nede bir minimum noktası olur. Bu nokta dönüm noktası olur.

11.3.1.2. İki değişkenli optimizasyon:

$f(x_1, x_2)$ fonksiyonunun minimum (veya maksimum) noktası için gerek şart;

$$\frac{\delta f}{\delta x_1} = 0 \text{ ve } \frac{\delta f}{\delta x_2} = 0 \text{ olduğunu isbatlamadan kabul edeceğiz.}$$

Yeterli şartları elde etmek için $h = x - x_0$ olmak üzere $f(x_1, x_2)$ in (x_{10}, x_{20}) civarındaki Taylor açılımını dikkate alacağız.

$$f(x_0+h) = f(x_0) + \sum_{i=1}^2 h_i \frac{\delta f}{\delta x_i}(x_0) + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{j=1}^2 h_i h_j \frac{\delta^2 f}{\delta x_i \delta x_j} \Big|_{x=x_0+\theta h}$$

$$f(x_0+h) - f(x_0) = \left[\frac{1}{2!} h_1^2 \frac{\delta^2 f}{\delta x_1^2} + 2h_1 h_2 \frac{\delta^2 f}{\delta x_1 \delta x_2} + h_2^2 \frac{\delta^2 f}{\delta x_2^2} \right]$$

$$U = \frac{h_2}{h_1} \text{ olan}$$

$$A = \frac{\delta^2 f}{\delta x_1^2} \Big|_{x=x_0+\theta h}$$

$$B = \frac{\delta^2 f}{\delta x_1 \delta x_2} \Big|_{x=x_0+\theta h}$$

$$C = \frac{\delta^2 f}{\delta x_2^2} \Big|_{x=x_0+\theta h}$$

O halde denklem;

$$f(x_0+h) - f(x_0) = \frac{h_1^2}{2!} [A + 2BU + CU^2] = \frac{h_1^2}{2!} \phi(u)$$

$$f(x_0+h) - f(x) = \frac{h_1^2}{2!} \phi(u)$$

$x_0 = \begin{bmatrix} x_{10} \\ x_{20} \end{bmatrix}$ in yerel maksimum olması için her u için $\phi(u) < 0$ olması gerekir.

x_0 on yerel minimum olması için, her u için $\phi(u) > 0$ olması gerekir.

Eğer bu denklemin kökleri yoksa, bu nokta veya noktalar ekstremum noktalarıdır.

Kökleri varsa;

A negatif ve u = 0 ise, o zaman $\phi(0) = a > 0$ buradan da $\phi(u)$ (her u için) yerel maksimum

$A < 0$, $A+C < 0$ olur.

$A > 0$ ise $A+C > 0$ ve her u için $\phi(u) > 0$ olur. Bir de x_0 noktasında yerel minimumu gösterir.

Buradan da;

i) $B_0^2 - A_0 C_0 < 0$ ve $A_0 + C_0 < 0$ ise x_0 da yerel maksimum

ii) $B_0^2 - A_0 C_0 < 0$ ve $A_0 + C_0 > 0$ ise x_0 da yerel maksimum

iii) $B_0^2 - A_0 C > 0$, x_0 da eyer noktası

iv) $B_0^2 - A_0 C = 0$ x_0 da belirsizlik var demektir.

11.3.1.3. Kısıtsız çok değişkenli optimizasyon

Teorem 3: $x = x_0$ da $f(x)$ bir extremuma sahip ise x_0 da $f(x)$ in birinci kısmi türevleri var ise;

$$\frac{\delta f}{\delta x_1} (x_0) = \frac{\delta f}{\delta x_2} (x_0) = \dots = \frac{\delta f}{\delta x_n} (x_0) = 0$$

Teorem 4: x_0 durağan noktasının $f(x)$ in bir extremum noktası olması için yeterli şart, $f(x)$ in x_0 da hesaplanan ikinci kısmi türevlerin matrisinden oluşan;

I) Pozitif tanımlı olduğunda x_0 yerel minimum noktası olur.

II) Negatif tanımlı olduğunda x_0 yerel maksimum olur.

Teorem 5: $x_1 \in C \times$ kareli formu, esas minorlerin hepsi kesinlikle pozitif ise pozitif tanımlıdır. $n = 4$ ise bu esas minorler:

$$C_1 = |C_1| > 0, C_2 = \begin{vmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{vmatrix} > 0, C_3 = \begin{vmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} \end{vmatrix} > 0, C_4 = |C| > 0$$

olduğunda C pozitif tanımlı olur.

Benzer olan C matrisi; C_i nin işareti $I = 1, 2, \dots, n$ olmak üzere $(-1)^I$ oluyorsa, pozitif tanımlı olur. C_i lerin bazıları pozitif, diğerleri sıfır oluyorsa C pozitif yarı tanımlı olarak adlandırılır.

Sonuç olarak;

I) $I = 1, 2, \dots, n$ için $|C_i| > 0$ ise $(x_{10}, x_{20}, \dots, x_{n0})$ yerel minimum nokta olur.

II) $I = 1, 3, 5, \dots$ için $|C_i| < 0$ ise $I = 2, 4, 6, \dots$ ise $|C_i| > 0$ ise $(x_{10}, x_{20}, \dots, x_{n0})$ yerel maksimum nokta olur.

III) Bu şartlar sağlanamadığı durumda $(x_{10}, x_{20}, \dots, x_{n0})$ eyer noktası olur.

11.3.1.4. Eşitlik kısıtlı çok değişkenli optimizasyon.

Min $f(x)$

$P_i(x) = 0, i = 1, 2, \dots, m$

şeklinde tanımlanır. her kısıt için λ_i lagrange çarpanı kullanarak bu problem için

$$L(x, \lambda) = f(x_1, x_2, \dots, x_n) - \sum_{i=1}^m \lambda_i [P_i(x_1, \dots, x_n)]$$

fonksiyonu oluşturulur. Bu fonksiyon yardımı ile ilk fonksiyon kısıtlı hale dönüştürülür. $f(x)$ ve $p(x)$ fonksiyonları, sürekli ve türevlenebilir olduğu varsayılır. $L(x, \lambda)$ fonksiyonu için kısmi türevler alınır ve sıfıra eşitlenir.

$$\frac{\delta L}{\delta x_j} = \frac{\delta f}{\delta x_j} - \sum_{i=1}^m \lambda_i \frac{\delta p_i}{\delta x_j} = 0 \quad (j=1,2,\dots,n)$$

$$\frac{\delta L}{\delta \lambda_i} = p(x) = 0$$

denklemleri elde edilir. Bunları çözümü ile aranılan optimum nokta bulunur.

$$H_B = \begin{bmatrix} 0 & p \\ p^T & Q \end{bmatrix}$$

p ve Q aşağıdaki gibi tanımlansın:

$$p = \begin{bmatrix} \nabla p_1(x) \\ \vdots \\ \nabla p_m(x) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\delta p_1}{\delta x_1} & \dots & \frac{\delta p_1}{\delta x_n} \\ \vdots & & \vdots \\ \frac{\delta p_m}{\delta x_1} & \dots & \frac{\delta p_m}{\delta x_n} \end{bmatrix}$$

$$Q = \frac{\delta^2 (X, \lambda)}{\delta X \delta X}$$

H_B matrisine sınırlı Hessian Matrisi adı verilir.

Sonuç olarak:

i-) H_B sınırlı hessian matrisinin $(2m+1)$ ci esas minörü ile başlayarak $(n-m)$ son esas minörünün işaretleri, sırayla

(-1) $m+1$ olarak değişiyor ise $(X_{10}, X_{20}, \dots, X_{n0})$ yerel maksimum nokta adını alır.

İİ-) H_B matrisini $(2m+1)$ ci esas minöründen başlayarak, son $(n-m)$ esas minörünün işaretleri $(-1)^m$ ile aynıysa $(X_{10}, X_{20}, \dots, X_{n0})$ noktasına yerel minimum adı verilir.

Bu şartları bağlayan her nokta ekstremum olur. $|\Delta| = 0$ polinomunun $(n-m)$ kare kökünün hepsi ;

İ-) Pozitif ise $(X_{10}, X_{20}, \dots, X_{n0})$ yerel minimum

İİ-) Negatif ise $(X_{10}, X_{20}, \dots, X_{n0})$ yerel maksimum nokta olur.

11.3.2. Doğrusal Programlama

Doğrusal programlama amaç fonksiyonları kısıtlayıcıları karar değişkenlerinin doğrusal fonksiyonu biçiminde olan problemlerin çözümüyle uğraşan bir optimizzoyan tekniğidir.

11.3.2.1. Simpleks algoritması (Nelde & Mead, Spendley, Hext & Hemsuarth)

N boyutlu bir uzayda $(n+1)$ nokta bir simpleksi oluşturur. Örneğin iki boyutlu simpleks bir uzayda simpleks bir eşkenar üçgendir. Üç boyutlu bir uzayda dört köşeli bir kompleks di.

$$\bar{X}_h = (X_h, X_h), \bar{X}_q = (X_q, X_q), \bar{X}_\lambda = (X_\lambda, X_\lambda)$$

$$U(X_p) > U(X_q) > U(X_\ell)$$

$$i) n+1 \text{ nokta } \bar{x}, \bar{y}, \bar{z} \text{ veya } x_1, x_2, \dots, x_{n+1}$$

$$U(\bar{x}), U(\bar{y}), U(\bar{z}), \dots, U(n+1)$$

$$ii) \text{ En büyük amaç fonksiyonuna } \bar{U}_n(x_h)$$

$$\text{İkinci büyük amaç fionksiyonuna } \bar{U}_q(x_q)$$

$$\text{En küçük amaç fonksiyonuna } \bar{U}_\ell(x_\ell)$$

İİİ) X_{h1} haricindeki noktaların ağırlıklı merkezi bulunur.

$$\bar{x}_o = \frac{1}{n+1} \sum_{\substack{i=1 \\ i \neq h}}^{n+1} \bar{x}_i \text{ ve } U(\bar{x}_o) \text{ hesaplanır.}$$

IV) En mantıklı yol $\bar{x}_h$ noktasından uzaklaşmaktır. Öyleyse $\bar{x}_h$ 'ın $\bar{x}_o$ noktasına göre görüntüsü alınır.

$$(\bar{x}_r - \bar{x}_o) = \alpha (\bar{x}_h - \bar{x}_o)$$

α = görüntü katsayı

V) U_r ile U_ℓ karşılaştırılır :

a) $U_r < U_\ell$ $X_o \rightarrow X_r$ yönü bu yöndedir. Aynı yönde adım boyu büyülterek ilerlenir.

$$(X_e - X_o) = \gamma (X_r - X_o) \quad \gamma > 1$$

1-) Eğer $U_e < U_\ell$ ise X_h , X_e ile yer değiştirilir ve simpleks'in (n+1) nıktasının minumuma gelip gelmediği tespit edilir. Minumuma gelen diye yeni noktalar ile ii' ye dönülür.

2-) $U_e \geq U_\ell$ ise $\bar{x}_e$ noktası bırakılır çünkü adım boyu büyük gelmiş demektir.

b) $U_r > U_\ell$ ve $U_r < U_g$ ise $\bar{x}_r$ noktsasındaki amaç fonksiyonumuz diğer $\bar{x}_h$ ve $\bar{x}_g$ noktalarına göre iyileştirilmiştir demektir. $\bar{x}_h$, $\bar{x}_r$ değiştirilmelidir. Minimum test edilir ii'ye dönülür.

c) $U_r > U_g > U_\ell$ ise

1-) $U_r < U_h$ ise X_h , X_r ile değiştirilir.

2-) $U_r > U_h > U_g > U_\ell$ ise $\bar{x}_h \rightarrow \bar{x}_o$ adımı büyük demektir. Bu durumda büzülme işlemi yapılır.

$$(\bar{x}_c - \bar{x}_o) = \beta (\bar{x}_h - \bar{x}_o) \quad 0 < \beta < 1$$

VII-) U_e ile U_h karşılaştırılır.

- a) $U_e < U_h$ ise $X_h - X_e$ ile değiştirilir. Minimum kontrol edilir ii'ye dönülür.
- b) Amaç fonksiyonu iyileştirilmediğine göre simpleks küçültülür. Bu durumda X_e noktası tutulur diğer noktalar

$$\bar{X}_{i(\text{yeni})} = \bar{X}_e + \frac{1}{2} (\bar{X}_{i(\text{eski})} - \bar{X}_e) \text{ şeklinde yeniden bulunur.}$$

VIII-) Minima gelinmesi (N+1) amaç fonksiyonunun değerinin standart sapmasının ϵ gibi önceden belirlenen bir değere göre büyük veya küçük olması ile belirlenir.

$$\bar{U} = \frac{\sum_{i=1}^{n+1} U_i}{n+1}$$

$$\bar{U} = \frac{1}{n+1}$$

11. 3.3 . Doğrusal olmayan programlama

11.3.3.1. Tek değişkenli kısıtsız optimizasyon

Kısıtsız optimizasyon herhangi bir kısıtlama olmaksızın bir fonksiyonun maksimum değerinin araştırılmasıdır. Bir çok algoritma kısıtlı problemleri, kısıtlı problemlere dönüştürerek çözer. Diğer bir grup yöntemleri de belirli bir yön bulup bu yön boyunca çözümler araştırır. Bu dizi araması değişkenler arasında alt ve üst sınırların olduğu basit kısıtlı veya kısıtsız tek değişkenli bir fonksiyonun uç noktasını bulmaya eşdeğerdir.

11.3.3.1.1. Sabit adımlı arama

Sabit bir adım büyüklüğü ile başlangıç tahmini bir nokta seçilir. Bu noktadan arzulanan yöne doğru gidilerek arama yapılır.

- a) Başlangıç X_1 noktası seçilir ve $f_1 = f(X_1)$

b) S adım büyüklüğü olmak üzere $X_2 = X_1 + S$ ve $f_2 = f(X_2)$ bulunur.

c-) $f_2 < f_1$ ve ilgilenilen problemin minimum ise $f(X)$ nın tek modlu olması nedeniyle minimum çözüm $X < X_1$ bölgesinde bulunamaz. Bu yüzden diğer ikili denemek incelenip tek modlu varsayımda kullanarak pozitif yönde $X_3, X_4, \dots$ noktaları boyunca aramaya devam edilir. $X_{i+1} = 1 + (i-1)s$ noktasında $f(x)$ fonksiyonu önceki noktaya göre artma gösterdiği zaman aramaya son verilir. Bu durumda x_{i-1} veya x_i noktası minimum olarak seçilir.

d-) $F_2 > F_1$ olsaydı arama ters yönde (negatif) yapılır ve noktalar $X_i = X_1 - (i-1)s$ olarak seçilir.

e-) $F_2 = F_1$ ise arzulanan minimum nokta X_1 ile X_2 arasındadır.

f-) Maksimum problemlerinde incelenen ardışık noktalarda f fonksiyonu azalma gösterdiğinde arama sonuçlandırılır. Diğer işlemler benzer olarak yürütülür.

11.3.3.1.2. Artmalı adım arama

Sabit adımlı arama çok basit olmasına karşın, optimum bulunduğu bölgenin kısıtlı olması nedeniyle bir takım hesaplama güçlükleri doğurabilir. Örneğin optimuma çok uzak bir X_1 noktası seçildiğinde S adım büyüklüğünde küçük alındığında optimumu bulmak için çok sayıda hesaplama yapmak zorunda kalabiliriz. Bu durumda adım büyüklüğünü arttırarak arama yapıldığında arzulanan çözüme daha az işlemle ulaşmak mümkün olur. Adım büyüklüğü sabit bir değer yerine her defasında 2 ile çarpılarak arama yapılır.

11.3.3.2. Tam arama

Bu yöntem, optimumu bulunduran aralık sonlu olduğu durumdaki problemlerin çözümünde kullanılabilir. X_b ve X_s belirsizlik aralığının ilk ve son noktaları olsun. Bir $f(X)$ fonksiyonunun optimumunu bulunduran aralığa (bu aralık içerisindeki yeri bilinmiyor) belirsizlik aralığı denir. Bu arama (X_b, X_s) aralığında birbirine eşit uzaklıktaki noktalarda amaç fonksiyonunun değerini hesaplayıp tek modlu varsayımda kullanarak belirsiz aralığını kullanabilir.

Bir $f(X)$ fonksiyonu tanımlı olduğu (X_b, X_s) aralığında birbirine eşit uzaylı noktalarda hesaplanabilir. Maksimum problemi olduğu içinde maksimumu bulunduğu benzerlik aralığı fonksiyonun tek modlu olması gözönüne alınarak (X_3, X_4) olarak belirlenir, Genel olarak fonksiyon başlangıç belirsizlik aralığının

$$h_0 = X_s - X_b$$

uzunluğu içinde n tane eşit uzaklıktaki noktada hesaplanır ve fonksiyonun optimum değeri X_j noktasında bulunursa son benzerlik aralığı:

$$L_0 = x_i - x_{j-1} = \frac{2}{n+1} L_0$$

olur.

11.3.3.3. İki simetrik nokta arama

Tam aramada optimumun bulunduğu yer ile ilgili herhangi bir fikir yürütmeden eşit uzaylı bütün denemeler aynı anda yapılır. Bu aramada ise iki deneme belirsizlik aralığının merkezine yakın olareak seçilir. Bu iki noktadaki amaç fonksiyonunun değeri gözönüne alınarak belirsizlik aralığının yarısına yakını çıkarılır.

$$X_1 = \frac{L_0}{2} - \frac{\epsilon}{2}$$

$$X_2 = \frac{L_0}{2} + \frac{\epsilon}{2}$$

Burada ϵ ; $f(x)$ in bu noktalarda farklı bulunması için iki nokta arasındaki minimum açıklıktır, $L_0 = (x_b, x_s)$ olan.

İkinci denemedeki yeni belirsizlik aralığı, $\frac{L_0}{2} + \frac{\epsilon}{2}$ olur. Bu

aralık içinde ϵ uzaklığına göre yeni iki nokta seçilir. Bu noktalardaki $f(x)$ değerlerine göre

$$\frac{2}{1} \frac{2^{n/2}}{(L_0 + \varepsilon)} + \frac{2}{\varepsilon}$$

yeni belirsizlik aralığı olur. Bu şekilde denemeler devam edilirse n inci demeden (n çift) belirsizlik aralığının,

$$L_n = \frac{L_0}{2^{n/2}} + \varepsilon \left(1 - \frac{1}{2^{n/2}}\right)$$

olduğu görülür.

11.3.3.4. Fibonacci araması

Bir fonksiyon tek değişkenli ve sürekli olmasa bile optimumu bulunabilir.

I) Optimum yer aldığı başlangıç belirsizlik aralığı biliniyor olmalı.

II) Bu yöntemle gerçek optimum bulunmayabilir. Ancak bunu bulunduran son belirsizlik aralığı belirlenir. İstenilen hesaplamalar yapılarak son belirsizlik aralığı mümkün olduğunca küçüktür.

III) Amaç fonksiyonu tek modlu olmalıdır.

IV) Bu aramada yapılacak fonksiyon hesaplamaları sayısı önceden belirlenmelidir. Belirsizlik aralığı ardışık Fn Fibonacci sayı dizilerinin oranı kadar küçültülerek yapılır.

$L_0 = a \leq x \leq b$ aralığında tanımlı belirsizlik aralığı, n, yürütülen deneme sayısı olsun.

$$L_2^* = \frac{F_{n-2}}{F_n} L_0$$

tanımlayalım. Belirsizlik aralığının her ucunda L_2^* uzaklığında ilk arama noktaları, yani x_1, x_2 , bulun.

$$x_1 = a + L_2^*$$

$$x_2 = b - L_2^* = a + \frac{F_{n-1}}{F_n} L_0$$

olur. Tek modlu varsayımı kullanarak aralığın bir bölümü çıkarılır. İkinci aramada belirsizlik aralığının uzunluğu;

$$L_2 = L_0 - L_2^* = L_0 \left(1 - \frac{F_{n-2}}{F_n} = \frac{F_{n-1}}{F_n} \right) = L_0$$

olur. J inci adımda ise;

$$L_j = \frac{F_n - (j-1)}{F_n} L_0$$

olacaktır. Kalan belirsizlik aralığının başlangıç belirsizlik aralığına oranı;

$$\frac{L_j}{L_0} = \frac{F_n - (j-1)}{F_n}$$

olur ve J=n için,

$$\frac{L_n}{L_0} = \frac{F_1}{F_n} = \frac{1}{F_n}$$

elde edilir. Belirsizlik aralığının azalma oranı (L_n/L_0) 'ı gösterir.

11.3.3.5. Altın aralık

Optimizasyonda belirsizlik aralığının her iki ucundan altın aralık oranındaki $(T=0,618033988)$ uzaklıktaki noktaları (x_1, x_2) seçilerek bu noktalardan fonksiyon değerleri dikkate alınarak aralık küçültülür ve yeni belirsizlik aralığı bulunur. Bu işlem istenen duyarlılıktaki son belirsizlik aralığına kadar devam edilir.

Başlangıç aralığı $L_0=L_1$ ikinci araştırmada bu aralık;

$$L_2 = \frac{1}{\phi} (b-a)$$

uzunluğundadır. Bu işlem n defa tekrar edilirse;

$$L_n = \frac{1}{\phi^n} (b-a)$$

olur. Bu yüzden son belirsizlik aralığı belli bir ϵ , küçük pozitif sayı, değerinden az olması isteniyorsa;

$$\frac{1}{\phi^n} (b-a) < \epsilon$$

yardımıyla araştırma sayısı önceden belirlenebilir.

1. Adım : a^1 ve b^1 aralığının uç noktaları

$$x_1 = a^1 - (b^1 - a^1) / \varphi^2$$

$$x_2 = b^1 - (x_1^1 - a^1)$$

$$\varphi^2 = (1,6180339)^2$$

2. Adım :

I) $f(x_1^{k-1}) < f(x_2^{k-1})$ ise

$$a^k = a^{k-1} \text{ ve } b^k = x_2^{k-1}$$

$$x_1^k = a^k + (x_2^{k-1} - x_1^{k-1})$$

$$x_2^k = x_1^{k-1}$$

II) $f(x_1^{k-1}) > f(x_2^{k-1})$ ise

$$a^k = x_1^{k-1} \text{ ve}$$

$$b^k = b^{k-1}$$

$$x_1 = x_2^{k-1} \text{ ve}$$

$$x_2^k = b^k - (x_2^{k-1} - x_1^{k-1})$$

3. Adım:

$b^k - a^k < \varepsilon$ ise olur. minimum değeri veren x_{1k} , x_{2k} bulunur. eğer bu değer sağlanmıyorsa z adıma dönülür.

11.3.3.6. Üçe bölerek arama

$f(x)$ minimum değeri araştırılan fonksiyon ve $a \leq x \leq b$ olan. Tanım aralığı dört eşit parçaya bölünür.

$$x_1 = a + \frac{b-a}{4}$$

$$x_2 = x_1 + \frac{b-a}{4}$$

$$x_3 = x_2 + \frac{b-a}{4}$$

Bu noktalarda $f(x_1)$, $f(x_2)$ ve $f(x_3)$ değerleri hesap edilir.

I) $f(x_1)$ en küçük ise yeni belirsizlik aralığı (a, x_2) dir.

II) $f(x_2)$ en küçük ise yeni belirsizlik aralığı (x_1, x_3) dir.

III) $f(x_3)$ en küçük ise yeni belirsizlik aralığı (x_2, b) olur.

Her defasında belirsizlik aralığı 4 eşit parçaya bölünür ve yeni belirsizlik aralığı bulunarak belirsizlik aralığı yeterince küçültüldüğünde durulur. Son belirsizlik aralığının yarısı minimum nokta olark alınır.

11.3.4. Doğrusal olmayan programlama

Doğrusal Olmayan Programlamada birçok yöntem kullanılmaktadır. Bunlar:

I) Direkt Yöntemler

II) Gradyant yöntemleri

Direkt yöntemler, yalnızca amaç, fonksiyon değerlerini, kısmi türevlerini kullanmaksızın gözönüne olarak maksimumu veya minimumu araştırır. Gradyant yöntemlerinde ise, fonksiyon değerleri ile beraber fonksiyonun birinci ve daha yüksek türevlerini de gözönüne alarak en iyi noktayı araştırır.

11.4.1. Direkt arama yöntemi

a) Ön Arama Adımları;

$f(x)$ minimumu araştıran bir fonksiyon olsun. bu fonksiyon için başlangıç noktası x_b^0 olarak seçilir ve bu nokta etrafından ön arama $\Delta_1 = (d_1, 0, 0, \dots, 0)^T$ biçiminde yapılır. $f(x_b^0, \Delta_1)$ hesaplanır. Burada d_1 önceden belirlenen pozitif bir sayıdır. (Adım uzunluğu) Bu yüzden;

$$(x_b^0 + \Delta_1) = (x_{b1}^0 + d_1, x_{b2}^0, \dots, x_{bn}^0)$$

$f(x_b^0) > f(x_b^0 + \Delta_1)$ ise ön arama başarılıdır.

$T_i = x_b^0 + \Delta_1$ olarak x_2 yönünde ön arama yapılır. Aksi durumda arama yönü değiştirilir. Yani;

$F(x_b^0 - \Delta_1)$ hesaplanır. $f(x_b^0 - \Delta_1) < f(x_b^0)$ ise bu ön arama başarılıdır.

$t_1 = x_b^0 - \Delta_1$ alınır.

$F(x_b^0 - \Delta_1) < f(x_b^0)$ ise $t_1 = x_b^0$ alınır.

x_1 eksenini yönünde ön arama yapıldıktan sonra $f(t_1^1 + \Delta_2)$ hesaplanır. Burada $\Delta_2 = (0, d_2, 0, \dots, 0)^T$, dir. $f(t_1^1 + \Delta_2) < f(t_1^1)$ ise $t_2^1 = t_1^1 + \Delta_2$ alınır. Aksi takdirde $f(t_1^1 - \Delta_2) < f(t_1^1)$ ise $t_2^1 = t_1^1 - \Delta_2$ alınır. Aksi durumda $t_2^1 = t_1^1$ alınır. Bu şekilde devam edilerek t_n^1 noktasına varılır.

b) Model Arama

$x_B^1 - x_B^0$ yönünden hareket edilerek;

$$t_a^2 = x_B^1 + (x_B^1 - x_B^0)$$

elde edilir.

$x_b^0 t_o^1$ olarak kullanılır.

$t_o^1 \neq x_B^0$ ise yeni ön arama yapılır ve yeni x_B^2 temel noktası seçilir. aksi durumda t_o^1 etrafındaki ön arama başarısızdır, d_j azaltılarak t_o^1 etrafından aramaya yapılır,

$f(x_B^2) < f(x_B^1)$ ise $x_B^2 - x_B^1$ yönünde hareket edilerek;

$$t_o^3 = x_B^2 + (x_B^2 - x_B^1)$$

edilir. Ön arama t_o^3 başarısızdır, d_j azaltılarak t_o^1 etrafından arama yapılır. $f(x_B^2) < f(x_B^1)$ ise $x_B^2 - x_B^1$ yönünde hareket edilerek,

$$t_o^3 = x_B^2 + (x_B^2 - x_B^1)$$

elde edilir. Ön arama t_o^3 etrafından yapılır.

Bu şekilde $f(x_B^k) \geq f(x_B^{k-1})$ olan x_B^k noktasına varıncaya kadar devam edilir.

Bu durumda, x_B^{k-1} ye geri döner, $t_o^k = x_B^{k-1}$ alır, burada ön arama yapılır. Bu ön

aramalar başarılı ise diğer model arama ve ön arama tekrar başlatılır. Aksi halde d_j azaltılarak t_o^k etrafında ön arama yapılır. algoritma d_j önceden belirlenen bir sayıdan daha küçük olduğunda biter.

11.3.4.2. Powell yöntemi

a) $x_B^{k-1} = t_o^k$ k'inci ardışık başlangıç noktası olan, $\Delta_1^k, \Delta_2^k \dots \Delta_n^k$ doğrusal bağımsız yönler olsun. ($k=1$ için koordinat boyunca yönler seçilir.)

b) $f(t_{j-1}^k + \theta_j^* \Delta_j^k)$ min $f(t_{j-1}^k + \theta_j \Delta_j^k)$, $j=1,2,\dots,n$ yardımıyla θ_j^* değeri bulunur, θ_j

$$t_j^k = t_{j-1}^k + \theta_j^* \Delta_j^k, j=1,2,\dots,n$$

elde edilir.

$$\Delta_j^{k+1} = \Delta_n^{j+1}, j=1,2,\dots,n-1$$

ve

$$\Delta_n^{k+1} = \Delta_n^{n+1} t_n^k - t_o^k$$

alınır.

$$c) f(t_n^k + \theta_{n+1}^* (t_n^k - t_o^k)) = \text{Min } f(t_n^k + \theta_{n+1} (t_n^k - t_o^k))$$

yardımıyla θ_{n+1}^* bulunur.

$$x_B^k = t_n^k + \theta_{n+1}^* (t_n^k - t_o^k)$$

hesaplanır.

d) $|x_B^k - x_B^{k-1}| < c, \varepsilon$ önceden belirlenen sayı ise durulur. Aksi durumda $k=k+1$ alıp adımlar tekrarlanır.

11.3.4.3. Grayant yöntem

Bu yöntemler direkt yöntemlerden daha etkilidir. Bütün kısıtsız optimizasyon yöntemlerinde olduğu gibi, bir başlangıç noktasından başlayarak ardışık bir şekilde en iyi çözüme ulaşılır.

1.Adım:

$x_1 = (x_1^1, x_2^1, \dots, x_n^1)$ ile algoritma başlar.

2.Adım:

$f(x) = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ amaç fonksiyon değerini iyileştiren çözümden uzaklaşma hareketinin yönü belirlenir.

3.Adım:

Amaç fonksiyonu ilileştiren yönde mevcut çözümden uzaklaşma miktarı veya adım büyüklüğü bulunur.

4. Adım:

Üçüncü adımın sonunda elde edilen çözüm amaç fonksiyonunda herhangi bir iyileşme göstermediğinde işlemler durdurulur. 2. ve 3. adımlar yenilenerek optimum nokta bulunur.

12. EĞRİLERİN FORMÜLLEŞTİRİLMESİ

12.1. Liner Regresyon

Lineer regresyon iki değişkenli eğriler için kullanılır ve eğrinin denklemi

$$y = c_1 + c_2x$$

bağıntısı gibi bir fonksiyon haline getirilebilir (18). Fonksiyon c_1 ve c_2 sabitleri

$$c_1 = \frac{\sum y_i \sum x_i^2 - \sum x_i \cdot y_i}{(n+1) \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2}$$

$$c_2 = \frac{(n+1) \sum y_i \sum x_i^2 - \sum x_i \cdot y_i}{(n+1) \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2}$$

formüllerinden (18), fonksiyonun korelasyon katsayısı r

$$r = \frac{\sum x_i y_i - \frac{\sum x_i \sum y_i}{n}}{\sqrt{\left[\sum x_i^2 - \frac{(\sum x_i)^2}{n} \right] \left[\sum y_i^2 - \frac{(\sum y_i)^2}{n} \right]}}$$

formülünden (19) korelasyon katsayısının standart hatası S_r ,

$$S_r = \sqrt{\frac{1 - r^2}{n-2}}$$

formülünden bulunur (20). Korelasyon katsayısının anlamlı olup olmadığı t testi ile anlaşılır. (Tablo E.1.5) de $n-z$ sebestlik derecesinde hazır tablodan okutulan t değeri ile,

$$t = \frac{r}{S_r}$$

formülünden bulunan t değeri karşılaştırılarak korelasyon katsayısı r 'nin önem derecesi belirtilir (ESENTEPELİ M. 1962).

Bu formülde;

r: Korelasyon katsayısı

Sr: Standart hata

t: Test istatistiği

n: Gözlem sayısı

s.d. Serbestlik derecesi

Eğrilerin formüllerini tip olarak aşağıdaki gibi sınıflandırabiliriz.

$$1- Y = mx + n$$

$$2- Y = m \cdot \ln y$$

$$3- y = \frac{x}{m + nx}$$

$$4- y = c + m(x - x_1) + n(x - x_1)^2$$

12.2. Bilgisayar yardımıyla lineer regresyon

Lineer Regresyon yapan birçok değişik dillerde yazılmış istatistiki ve matematiksel program mevcuttur. bu programların bazıları BASIC, GWBASIC, PASCAL, VISUAL BASIC dillerinde yazılmış olmakla beraber, bizim için optimum ve en az hata ile korelasyon katsayısını (r) ve standart sapma (r^2) yi veren programlar önem arz etmiştir. Bu sebepten SPSS 6,0, TGP, EN'A gibi değişik dillerdeki programlarda deneyler yapılarak, eğrilerin formülasyonu (Curve fit) sağlanmıştır. bilim alanında sağlanan kolaylıklardan birisi de “eğri”den değer okuma” eylemini minimuma indirmektir. Gerek okuyucu hatalarının minimizasyonu ve gerekse zahmetli bir iş olan değer okuma eylemine bir son vermek amacıyla eğrilerin formülize edilmesi metoduna gidilmiştir. ayrıca birden çok faktörlerin tablolardan okunması sırasında okuyucudan kaynaklanan hatalar gittikçe artarak tasarımda önemli bir dezavantaj ortaya koymaktadır. Bu yüzden bu dezavantajları ortadan kaldırmak ve tasarımcıya kolaylık sağlamak açısından eğriler büyük bir doğrulukla ($r = 0,98$) formülize edilmiştir.

Eğrilerin formülasyonu sırasında en doğru cevapları TGP (Tecnical Graph Pad) programının sağladığı görülmüştür. Programda 1 den 5 inci dereceye kadar liner denklem, logaritmik denklem ve üstel fonksiyon olarak formülazasyonları elde etme yeteneği vardır. Bu denklemler;

$$1- y = ax + b$$

$$2- y = ax + bx^2 + c$$

$$3- y = ax + bx^2 + cx^3 + c$$

$$4- y = ax + bx^2 + cx^3 + dx^4 + c$$

$$5- y = ax + bx^2 + cx^3 + dx^4 + ex^5 + c$$

$$6- y = a + e^{mx}$$

$$7- y = \ln mx$$

şeklinde ifade edilmiştir. Korelasyon katsayısı en yüksek olan denklemler alınmıştır



13. DIŞLIYE ETKİYEN FAKTÖRLER

Dişli çarklar imal edilirken; dişli çarkın çalışacağı yerler, diş sayısı, gibi birçok etmen söz konusudur. Bir dişli çark çifti imal edilirken; ne kadar süre aşınmadan sessiz ve emniyetli bir biçimde çalışacağı gözönünde tutularak imal edilirler. İmalatın temeli olan tasarım için makina elemanlarının mukavemet analizleri yapılır. Tasarımdan sonra imalata geçilir. İmalat için dişlinin zorlanacağı etmenler gözöüne alınır. Eğer bu etmenleri sınıflandıracak olursak;

- a) Genişlik Faktörü ($\omega d. \omega m$)
- b) Yük Dağılım Faktörü (K_m)
- c) Güvenirlik Faktörü (K_R)
- d) Ömür Faktörü (K_L)
- e) Dinamik Yük Faktörü (K_v)
- f) Çentik Hassasiyeti (q)
- g) Teorik Çentik Faktörü (k_t)
- h) Çentik Faktörü (K_ϵ)
- ı) Yüzey Düzgünlüğü Faktörü (K_y)
- j) Yuvarlanma Noktası Faktörü (K_α)
- k) Zorlama Faktörü (K_z)
- l) Form Faktörü (K_f)
- m) Sürekli Çalışma Faktörü (K_o)
- n) Büyüklük Faktörü (K_b)
- o) Sonsuz vida ve çark için çevrim oranı faktörü (K_i)
- ö) Sonsuz vida ve çarkı için çalışma faktörü (K_o)
- p) Sonsuz vida ve çarkı için Dinamik Faktör (K_y)
- r) Dişli Çark Malzemeleri Mekanik Özellikleri
- s) Dişli Çark Malzemeleri Yüzey Basınç Özellikleri

13.1. Genişlik Faktörü (ψ_d , ψ_m)

Genişlik faktörü ψ_d veya ψ_m ile ifade edilir. ψ_d ; çapa bağlı genişlik faktörü, ψ_m ise modüle bağlı dişli çarkın yük taşıma kabiliyetini, yük dağılımını ve işleme kabiliyetini ifade eder (BAL H. 1995). Teorik olarak ψ_d veya ψ_m ve buna bağlı olan dişlinin b genişliği arttıkça dişli çarkın yük taşıma kabiliyeti artar. Ancak dişli çark b genişliği arttığı zaman gerek dişli çarkın takıldıkları millerin deformasyonları ve gerekse işleme hatalarından dolayı yükün bir tarafa yığılmasına ve buna bağlı olarak dişlerin kırılmasına sebep olur. Bu tip dezavantajlar dikkate alınarak;

$$\psi_d = \frac{b}{d_{o1}} = 0,8 \dots 1,2$$

$$\psi_m = \frac{b}{m} = 14 \dots 18$$

olarak ifade edilir. eğer dişli çarkın hacminin sınırlı olduğu bir tasarım varsa;

$$\psi_d = 0,25 \dots 0,8$$

$$\psi_m = 6 \dots 12$$

değerleri arasında alınır.

Yataklama durumu gözönüne alınarak ψ_d Tablo 1 7e ifade edilmiştir Çetvel 22.4)

13.2 Yük Dağılım Faktörü (K_m)

Yük dağılım faktörü (K_m); millerin rijitliğine ve dişlerin işlenme doğruluğuna bağlıdır. yük dağılım faktörü genişlik faktörü, (ψ_d) ve dişlinin yataklanma durumuna göre deneysel olarak elde edilen değerlerden seçilir. Plastik malzemelerden yapılmış dişli çarklar için;

$K_m \approx 1$ olarak seçilir.

Tablo 2 de ψ_d oranına bağlı olarak dişli çarkın yataklama durumuna göre K_m değerleri ifade edilmiştir. (Tablo 2 - Çetvel 22.6)

13.3. Güvenirlik Faktörü (Kr)

Malzemelerin sürekli mukavemet sınırları geniş bir dağılım göstermektedir. %50 güvenirlilik için:

$$\sigma_0 = 0,5 \bar{\sigma}_k$$

ile ifade edilir. Fakat dişli çarkın güvenirliliği %50 den büyük olduğu durumlarda KR değerleri % $\bar{\sigma}_y$ güvenirliliğine göre değerlerden seçilir (Tablo 3) (Çetvel 22.9)

13.4. Ömür Faktörü (KL)

Ömür faktörü (KL) mazlemenin sürekli mukavemet sınırı (σ_D), $N > N_0 = 10^7$ bir yük tekrarlama sayısı yani sonlu ömür gözönüne alınır. Ömür faktöre (KL) imal edilecek dişli çarkın Brinel Sertlik Değeri ve ömür miktarına bağlı olarak (Tablo 4) den seçilir.

Tasarımda ve imalatda ömür çok önemli bir fonksiyondur. Yeni ve gelişmiş bir teknolojiye imal edilecek dişli çarkın hangi yüklere maruz kalacağı ve ne kadar bir süre güvenle çalışabileceği tasarım aşamasında belirlenir. Tasarım bu kriter gözönüne alınarak yapılır. Teknolojinin gelişmişliğinin isbatı; üretici firmanın tasbit ettiği zamanda makina parçasının değiştirilmesidir.

13.5 Dinamik Yük Faktörü (Kv)

Dinamik yük faktörü veya hız faktörü olarak bilinen bu faktör; genellikle taksimat veya profil hatalarına, çevre hızına, dönen cisimlerin rijitliğine, birim genişliğine (b) gelen kuvvet F_t/b ye ve dişlerin rijitliğine bağlıdır. Teorikte yukarda saydığımız etkenler gözönüne alınmasına rağmen pratikte dişli çarkın kalitesine ve çevre hızına bağlı bir fonksiyon olarak düşünülür.

Taksimat hatalarından veya çalışma sırasında dişlerin deformasyonlarından dolayı kavrama durumunda bulunan dişlileri ek olarak zorlayan bir dinamik kuvvet

meydana gelmektedir. Bu yüzden boyutlandırma son şeklini, dinamik yük faktörü dikkate alınarak gerçekleştirilir. Dinamik yük faktörü (Tablo 5’de) işleme hassasiyetine ve dişlinin çevre hızı (m/sn) dikkate alınarak seçilir.

13.6. Çentik Hassasiyeti (q)

Çentik hassasiyeti (q), çentik yarıçapına bağlı olarak değişen bir fonksiyondur. Çentik hassasiyeti ayrıca malzemenin kopma dayanımına bağlı olarak bir değişim gösterir. Teorik olarak SB diş başı boşluğu 0,1 ile 0,3 m arasındadır alınır. Bu değerlere göre çentik yarıçapı (r);

$S_B = 0,17 \text{ m}$	0,25 m	0,3 m
$r = 0,25 \text{ m}$	0,37 m	0,45 m

olarak alınır.

Çentik yarıçapı ve dişli malzemesinin kopma dayanımına göre çentik hassasiyeti (q), Tablo 6’da ifade edilmiştir.

13.7. Teorik Çentik Faktörü (Kt)

Teorik Çentik Faktörü (Kt) nin hesaplanması için Winter ve Hint’in deney sonucu elde ettikleri değerler gözönüne alınır. Teorik çentik faktörünü etkileyen $st/2pt$ yani diş tabanının (st) kalınlığı ve geçiş yerindeki gt yarıçapına bağlı olarak değişmektedir. diş taban kalınlığı yaklaşık olarak;

$$St \approx t/2 = 0,5 \text{ II.m}$$

bağıntısı ile hesaplanan Tablo 7’de r/do oranına ve B/b oranına bağlı olarak ifade edilmiştir.

13.8. Çentik Faktörü (Kç)

Çentik Faktörü (Kç), diş tabanının dış gövdesine kavuştuğu geçiş yerinde meydana gelen gerilme yığılmalarını dikkate alan bir faktördür.

$$K_{\phi} = 1 + q (K_t - 1)$$

olarak ifade edilir. Formülden de anlaşılacağı gibi, çentik hassasiyeti (q) ve teorik çentik faktörü bağlı bir fonksiyondur. 3.6. ve 3.7. de ifade edildiği gibi çentik hassasiyeti ve teorik çentik faktörü hesap edilerek çentik faktöre (K_{ϕ}) elde edilir.

13.9 Yüzey Düzgünlüğü Faktörü (K_y)

Yüzey Düzgünlüğü Faktörü (K_y) dişli çarkın imal edilme usulüne ve dişli malzemesinin kopma dayanımına göre değişen bir fonksiyondur. Azdırma veya Felows yöntemi ile veya taşlanmış ve traşlanmış dişliler için Tablo 8'de ifade edilmiştir.

13.10 Yuvarlanma Noktası Faktörü (K_{α})

Yuvarlanma Noktası Faktörü K_{α} , dişli çarkın dişlerini birbiri ile tam uyumlu olarak kavraması ile ilgilidir. Dişli çarklar birbirlerini temel dairesi üstünde kavrarlar.

$$K_{\alpha} = \sqrt{\frac{\cos \beta}{\cos^2 \alpha_o \sin \alpha}}$$

veya

$$K_{\alpha} = \sqrt{\frac{\cos \beta}{\cos \alpha_o \sin \alpha}}$$

formülleri ile ifade edilir.

Düz dişli çarklarda $\alpha_o = 20^\circ$ ve $\alpha_o = \alpha$ olduğundan, helis açısı $\beta=0$ olduğundan dolayı,

$$K_{\alpha} = \sqrt{\frac{1}{\cos \alpha_o \sin \alpha}} = 1,76$$

olarak alınır.

Helis dişli çarklarda β , helis açısı değiştiğinden yuvarlama noktası faktörü de değişik değerler alır.

13.11 Zorlama Faktörü (K_z)

Zorlama Faktörü (K_z), dişli çarkın çalışma durumuna göre değişiklik gösterir. Burada önemli olan nokta, dişli çarkın tam değişken zorlamaya veya genel değişken zorlamaya kalıp kalmamasıdır. Eğer dişli çark çalışırken sürekli hareket yönünü değiştiriyorsa, bu tip dişli çarklar tam değişken zorlanmaya maruz kalmıyor demektir ve zorlama faktörü; $K_z = 1$

Eğer dişli çark sürekli aynı yönde hareket ediyorsa genel değişken demektir ve $K_z = 1,4$ alınır.

Burada diğer önemli bir nokta ise; tek yönlü çalışan dişli çarkların yalnız birbirini kavrayan (temas eden) yüzeyleri aşınacaktır. Dişli çarkın dişleri tek yönde aşınacaktır. Eğer dişli çarklar sık sık yön değiştiriyorsa diş yüzeylerinin her iki tarafıda aşınmaya uğrayacak ve dişlerin dipten kesilmesine veya kırılmasına sebep olacaktır.

13.12 Form Faktörü (K_f)

Dişli çarkın temel dairesi taban dairesinden daha büyük olursa diş profilinin tamamı evolvent olmayan (eş çalışma özelliği bulunmayan) kısımlarda meydana gelirse buna dişlerin birbiri içine girmesi (diş interferansı) denir. Bu durumda freze dişli profilinin iç içe giren kısmını kesip koparır ve diş tabanında bir oyulma meydana gelir. Alt kesilme olayı olarak da adlandırılan bu olay sonucunda dişin taban kesiti küçülür ve dişin yük taşıma kabiliyeti azalır. Alt kesilme olayı istenmeyen bir durumdur. Alttsn kesilmeyi önlemek için dişli profili kaydırılır. Bu suretle form faktörü olarak bilinen faktör dişli tasarımında devreye girer. Profil kaydırılıp kaydırılması dikkate alınarak diş sayısına bağlı bir fonksiyon elde edilir. Tablo 8 de bu değerler ifade edilmiştir.

13.13. Sürekli Çalışma Faktörü (K_o)

Bu faktörde dili çarkın nerede çalıştığı ve çalışma durumu göz önüne alınır. Motor veya iş makinasını çalışma tarzları birbirinden farklıdır. Motorlar ve iş makinaları genellikle darbeli bir biçimde çalışırlar. Bu yüzden dişli çarkın çalışma durumu büyük bir önem ifade etmektedir. Tablo 9 da çalışma durumu ve çalışma yerlerine göre çalışma faktörü (K_o) ifade edilmiştir.

13.14. Büyüklük Faktörü (K_b)

Dişli çarkın modül değerine bağlı olarak dişli çartaki zorlanmayı ifade eden faktör büyüklük faktörü (K_b) dir.

$$m < 50 \text{ mm için } K_b = 1$$

$$m \geq 50 \text{ mm için } K_b = 0,85$$

değerlerine uygun olarak alır.

13.15. Sonsuz Vida ve Çarkı İçin Çevrim Oranı Faktörü (K_i)

Sonsuz vida ve çarkında çevrim oranı 3~100 arasında değişmektedir. Bu sebeple her çevrim oranına karşılık gelen iletme oranı (K_i) vardır. Bu değerler Tablo 9'da ifade edilmiştir.

13.16. Sonsuz Vida ve Çarkı İçin Dinamik Faktör (K_v)

Sonsuz vida ve çarkının çalışma hızına bağlı olarak verilen değerler Tablo 10'da belirtilmiştir.

13.17. Sonsuz Vida ve Çarkı İçin Çalışma Faktörü (Ko)

Sonsuz vida ve çarkının çalışma koşullarına ve çalışma sürelerine bağlı olarak değerler Tablo 11’de verilmiştir. Sonsuz vida ve çarkının birim zamandaki çalışma süresi veya çalışma süresine bağlı periyodik uğradığı daireler önemlidir.

13.18. Dişli Çarkların Mekanik Özellikleri

Dişli çark imal edilmeden daha tasarım aşamasında hangi malzemeden yapılacağına karar verilir. Malzeme seçimi tasarımın en önemli parçasıdır. Çünkü tasarımında; yapılacak makina parçalarının hangi özelliklerde olması gerektiği belirlenir. Bu sebeple bu makina elemanı en iyi biçimde imalatının sağlanması için uygun malzemenin seçimi çok önemlidir. Dişli çark malzemeler mekanik özellikleri Tablo 12’de verilmiştir.

13.19. Dişli Çark Malzemeleri Yüzey Basınç Özellikleri

Seçilen modele göre boyutlandırılan dişlilerin mukavemet kontrolü sağlandıktan sonra yüzey basıncı yönündende kontrol edilir. Dişli çarkın çalışacağı malzeme cinsi yüzey basınç değerini önemli bir biçimde etkiler. Her dişli çark malzemeleri çifti için yüzey basınç değerleri Tablo 13’de verilmiştir.

14.SONUÇ VE TARTIŞMA

Makina Elemanlarının Bilgisayar Yardımı ile Tasarımında; makina elemanları paket programı hazırlanmıştır. Bu paket programda; Dişli çarklar (Düz, helis, konik, sonsuz vida ve çarkı, zincir dişli), perçinler (Başbaşa ek, Bindirme (alın), Moment Taşıyan Perçinler), Kaynak (Alın Kaynağı, Köşe Kaynağı, Moment Taşıyan Kaynak bağlantıları) civata tasarımları (Vida, tanıtımı, civata hesaplamaları, moment taşıyan civata bağlantıları), lehim, mil tasarımı, Rulman seçimi paket programları hazırlanmıştır.

QBASIC 7,0 dilinde hazırlanan programın kullanıma sunulması nedeni, hızlı olması ve yazılım dilinin oldukça kolay bir biçimde yazılabilmesidir. Programı direk olarak basic editörüne geçilmeden çalışması sağlanmıştır. Programda her konu ayrı ayrı menü haline getirilerek kullanıcının istediği alanlarda ok tuşları ile seçebilme kolaylığı sağlanmıştır. Ayrıca gerek lisans gerekse yüksek lisans çalışmalarının yanı sıra sanayiye de hitap eden program, her kullanıcının eğitim düzeyine bakmadan programı kullanma kolaylığı sağlamaktadır.

Her konu kendi içeriğine göre sınıflandırılması sağlanmıştır. Bağlama Elemanları Tasarımı menüsünde civata, perçin, kaynak, lehim programları toplanmış dişli çarklar menüsünde; düz dişli çark, helis dişli çarkı, konik dişli çark, sonsuz vida ve çarkı toplanmış, mil tasarımı menüsünde mil tasarımı, Rulman menüsünde de rulman katalogları girilmiştir.

Programın hazırlanma sebebinden biri ise; herhangi bir makina elemanı tasarımı için, kullanıcının birden çok kaynağa bakması gerekmektedir. Bazı durumlarda kavram kargaşasına düşülmesidir. Bu gibi kavram kargaşaları ortadan kaldırılmış, gerek imalatçı için ve gerekse tasarımcı için çok kolay bir hale getirilmiştir. Bu kullanıcı için büyük bir kolaylıktır.

Programın diğer bir özelliği ise, program kullanılırken programdan başka hiçbir kaynağa gerek kalmamasıdır. Özellikle tablodan okunması gereken değerler veri girişi sırasında tablo ekrana gelerek veri seçimi sağlanmıştır. Bunun yanı sıra tüm tablo ve eğriler ayrı bir menü içinde toplanmış, toplu olarak gözönüne gelmektedir.

Programda yalnız hesaplama yapılmamakta, bunun yanı sıra en optimum sonuçlarda, optimizasyon teknikleri kullanılarak sağlanmıştır. Optimizasyon tekniği olarak tam tarama ve yarıya bölme metodları kullanılmıştır.

Makina Elemanları Tasarımında diğer bir karmaşa ise faktörler karmaşasıdır. Çünkü değerleri tam olarak eğrilerden okunması mümkün değildir. Bu faktörlerin eğrileri formülize edilmiş ve her noktadaki değer tablodaki değerdeki değerin standart sapması (r^2) %98'den büyük olan formüller dikkate alınmıştır. Eğrilerin formülleştirilmesi için SPSS 6,0, TGP, ENA, EN'C, İTÜ adlı paket programlarda faydalanılmış bunlar içinden en iyi sonuç veren formüller eğri formülü olarak kabul edilmiştir. Eğrileri formülleştirmenin sebebi ise her makina elemanı probleminde çok sayıda faktörün gözönüne tutulması gerektiğinden eğriler okuma hatası eğri sayısı ile çarpılınca oldukça önemli bir değerde çıkan hatanın en aza indirilemesidir.

Program içinde iki boyutlu tasarımların yanındü üç boyutlu tasarımlarda ele anmış, program bu kriterlere göre hazırlanmıştır.

Programda dişli çark, perçin, civata hesaplamalarında dişli çark modülleri, perçin çapları, civata boyutları standart olarak data olarak kütük oluşturularak girilmiş. hesaplamalar bu standart değerler kriter olarak alındığından sonuçlarında standart olması sağlanmıştır.

ÖZGEÇMİŞ

27-10-1971 Yılında Malatya’da doğdu. İlk öğrenimini Malatya Fırat İlkokulunda, Orta Okulu Malatya Atatürk Ortaokulunda tamamladı. 1985 yılında Malatya Şehit Kemal Özalper Endüstri Meslek Lisesi Motor bölümüne kayıt yaptırdı. Bir sonraki yıl Malatya Teknik Lisesi, Makina bölümüne geçti. 1990 yılında Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makina Eğitimi Bölümü Talaşlı Üretim Anabilim Dalında Öğrenime başladı. 1994 yılında bu bölümden mezun oldu. 1994-1995 Öğretim yılında Adapazarı Karasu ilçesinde öğretmenliğe başladı. 1995 yılında Master’a başladı. 1995 Yılında Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makina Eğitimi Anabilimdalı , Mekanik ve Makina Elemanları Anabilimdalında Araştırma Görevlisi oldu. Halen aynı fakültede Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.

KAYNAKLAR

- 1). AKKURT,M . “Makina Elemanları”cilt I, Birsen Kitapevi, İstanbul, 1986
- 2). AKKURT,M . “Makina Elemanları”cilt II, Birsen Kitapevi, İstanbul, 1986
- 3). AKKURT,M . “Makina Elemanları”cilt III, Birsen Kitapevi, İstanbul, 1986
- 4) ARICI, H. “İstatistiksel Yöntemler ve Uygulama”, Hacettepe Ün. Ankara, 1972
- 5) HALL A.S, HOLOWENKO A, LOUHLIN H.Ö “Makina Dizaynı”,
MCGRAW-HİLL Serisi, İst, 1961.
- 6) BAĞCI, M , BAĞCI,C “ Teknik Resim” Cilt II,1982
- 7) BAL, H,”Optimizasyon Teknikleri”, Gazi Üniversiteis Yayınları, Ankara, 1995
- 8) BOSCH, M.ten, Çeviren, İLERİ H. “Makina Elemanları Hesabı”, Cilt I, İTÜ,
Gümüşsuyu 1972)
- 9) BOZACI A, KOSİF İ- ÇOLAK Ö “Makina Elamanlarının
Projelendirilmesi”, Seç Yayın Dağıtım, İstanbul, 1995
- 10) BOZACI,A, KOSİF İ, Ü. ÇOLAK Ö. “ Makina Elemanlarının
Projelendirilmesi”, Seç Yayın Dağıtım, İst, 1991
- 11) BUNDAY, B “Optimization tecniqs.” London, 1984
- 12) ÇETİNKAYA K, “Bilgisayar Yardımı ile Dişli Kutusu Elemanları Tasarımı”,
Yüksek Lisans Tezi, G.Ü.F.B.E., Ankara, 1989
- 13) DARLE W. D, Gear Handbook, MC GRAW HİLL Book Company 1982
- 14) DERVİŞ, D, “Makina Elemanları”, Ankara, 1990
- 15) DOĞANAY, T, “Dişli Çarklar” Anı Kitapevi, İstanbul, 1963
- 16) ESENTEPELİ, M “Dişli Çarklar Genel Teknolojisi”, Bursa Yeni Basımevi,
1950
- 17) ERTÜRK,A, “Bilgisayar Yardımı ile Kayış Kasnak Mekanizması Tasarımı”,
G.Ü.F.B.E. Yüksek Lisans Tezi, Ankara, 1993
- 18) FERDİNAND P.B, “Statik”, İst, 1985
- 19) GEDİKTAŞ M, SAVCI M, “Dişli Çarklar”, İTÜ Gümüşsuyu
Matbaası, 1985
- 20) HORALD A. R, “Mechanical Design & Systems Hanbook”, Mc GRAW
HILL International Edition, 1986

- 21) SHAMES S H., "Engineering Mechanics, Statics and Dynamics", New Delhi 1971.
- 22) İLERİ H, Schiebel A, "Dişli Çarklar", Aproz Matbaacılık İst, 1974
- 23) SHIGLEY J.E., MISCHKE C. R " MC GRAW-HILL SERIES IN MECHANICAL ENGINEERING", USA, 1989
- 24) KARATAŞ,H - İŞLER Ö, "Statik", Çağlayan Kitapevi, İst. 1977
- 25) NIEMANN, G. Çeviren HARZADIN G-YURDAKANAR, S, "Makina Elemanları" Cilt 3, Matbaa Teknisyenleri Koll.Şti. İstanbul 1979
- 26) NIEMAN,İng.G. "Makina Elemanları", Cilt II İst. 1970
- 27) OKDAY,Ş. "Makina Elemanları" Cilt I, İstanbul, Kazmaz Matbaası, 1979
- 28) OKDAY,Ş. "Makina Elemanları" ,Cilt II, İst, 1977
- 29) OKDAY S, "Makina Elemanları", Cilt III, Kozmaz Matbaası, İst. 1982
- 30) Ors, Rulman Kataloğu
- 31) ÖZKAN, İ. T, "Dişliler", İnkılap Kitapevi, İst. 1946
- 32) ÜNVER, Ö, "Uygulamalı İstatistik Yöntemler" Gazi Üniv. Yayınları, Ankara. 1988
- 33) YILDIZ,Y - KARABEY,A. "QBASIC 7,0 ve Progaramlama Teknikleri" Turhan Kitapevi, 1993
- 34) YURTSEVER, N. "Deneysel İstatistik Metodları", T.C. Tarım Orman ve Köyşleri Bakanlığı Köy Hizmetleri Genel Müdürlüğü Yayınları, Ankara, 1984



EKLER



ÇIKTI ÖRNEKLERİ

VİDA TASARIMI

Sıkma yok.

Vida malzemesi: 6x8

Vida emniyeti: 2

Toplam mak. kuvvet (DaN) 15000

Toplam mn. kuvvet (DaN) 15000

Çentik faktörü; Civata kesme 1

50 m. kesme 1

Ömür 107

15 adet M11 bu vida tercih edilmediğinden

15 adet M12

23 vida üzerinde kesme yüklü tasarım.

Vida malzemesi 6x8

Vida emniyeti 2

Vida ağızı 10

Max. toplam kesme yükü (daN) 1500

Min. toplam kesme yükü (daN) 150

Sıkma faktörü için;

Bağlantı kesme yükü gövde ile tutuyor. C=0

Çentik Fak. Civata Kesme 1

Somun çelik ham. 1

Ömür 107

Testere vidaları

Min. Top. Eksenel yük. **Pemin = 1250 daN**

Eleman malzemesi Çelik $K_0 = 0.2$

Somun malzemesi Çelik

Delik işlemiş

Vida elastiklik modülü $E_c = 21000 \text{ daN/mm}^2$

Eleman kalınlığı $C = 150 \text{ mm.}$

Eleman Elastiklik modülü $E_e = 21000 \text{ daN/mm}^2$

Max. toplam kesme yükü $P_{k\text{mak.}} = 10.000 \text{ daN}$

Min. toplam kesme yükü $P_{k\text{t}} = 1250 \text{ daN}$

Sıkma faktörü;

Kesme yükü kısmen sürtünme ile tutuluyor.

Sürtünme katsayısı $\mu = 0.17$

Çentik faktörü Civata Kesme 1

Somun Çelik Kesme 1

Yük değişim sayısı 10^7

Whitworth vida 12 Adet Wh 3/4 "

6) Güç Vidası Tasarımı

Akma Gerilimi $\sigma_{ak} = 50 \text{ daN/mm}^2$

Kopma Gerilimi $\sigma_K = 60 \text{ daN/mm}^2$

Vida Emniyeti $S = 2$

Max. Kuvvet $F_{\text{mak.}} = 1250 \text{ daN/mm}^2$

Min. Kuvvet $F_{\text{min}} = 1000 \text{ daN/mm}^2$

Vida somun arası sürtünme katsayısı $\mu = 0.17$

Eleman civata arası sürtünme katsayısı $\mu_o = 0.2$

Basma ile etkilenen vida boyu

$$L=0$$

Elastikiyet Modülü

$$E= 21.000 \text{ daN/mm}^2$$

Civata Kesme 1

Somun Çelik Kesme 1

Ömrü 10^7

Yuvarlak Vida Rd. 16x3,175

Veriler

Civata sayısı 5

Civata koordinatları

$$M = 22$$

$$\sigma_{ak}= 48 \text{ daN/mm}^2$$

$$S = 4.972$$

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

$$F'_x= 88 \text{ daN}, F'_y= 60 \text{ daN}, F'_z= 44 \text{ daN}$$

Sonuçları

$$F''_{ax}=140,2 \text{ daN}$$

$$F''_{ay}=94.9 \text{ daN}$$

$$F''_z = 241.67 \text{ daN}$$

$$F_k = 488.9 \text{ daN}$$

$$F_s= -1164 \text{ daN}$$

$$k_c = 323303$$

$$k_e = 326439$$

$$M_x = 158180 \text{ daN/mm}$$

$$M_y = 159500 \text{ daN/mm}$$

$$M_z = 216600 \text{ daN/mm}$$

$$P = 488.9 \text{ daN/mm}^2$$

$$F_{\text{cmak}} = 1935.3 \text{ daN}$$

$$F_{\text{min}} = 1935.3 \text{ daN}$$

$$\sigma_{\text{mak}} = 7.046 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{min}} = 6.602 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_o = 6.826 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_g = 0.23082 \text{ daN/mm}^2$$

$$T = 2.899 \text{ daN/mm}$$

$$T_b = 9.6563 \text{ daN/mm}^2$$

KAYNAK

1) Alın Kaynağı

$$F = 1200 \text{ daN}$$

$$L_k = 200 \text{ mm}$$

$$S_l = 5 \text{ mm}$$

$$S = 2$$

$$L = 250 \text{ mm}$$

$$\sigma_{\text{ak}} = 50 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_o = 60 \text{ daN/mm}^2$$

Statik zorlanma

Kayma Kalitesi $K_k = 1$

Kaynak boğaz kalınlığı $A = 6 \text{ mm}$

Levha geniş yüzeyi $B = 212 \text{ mm}$

Emniyetli Dayanım sınırı $\sigma_{\text{em}} = 1800 \text{ daN/mm}^2$

Kaynak bileşke gerilimi $T = 1 \text{ daN/mm}$

Max. Normal gerilme $\sigma_{KB} = 1.92 \cdot 10^7 \text{ daN/mm}^2$

Kaynaktaki mak. kayma gerilmesi $TK = 9.03 \text{ daN/mm}^2$

2) Köşe kaynağı

$F = 100 \text{ daN}$

Kesme kalınlığı $S_1 = 5 \text{ mm}$

Kesme kalınlığı $S_2 = 3 \text{ mm}$

$S = 2$

Kesme boyu $L = 100 \text{ mm}$

Kesme genişliği $C = 40 \text{ mm}$

$\sigma_{ak} = 50 \text{ daN/mm}^2$

$\sigma_o = 60 \text{ daN/mm}^2$

Statik zorlama

1. kalite kaynak

$A = 2.1 \text{ mm}$

$\sigma_{KEM} = 10 \text{ daN/mm}^2$

$TKEM = 5 \text{ daN/mm}$

$\sigma_C = 0.4970673 \text{ daN/mm}^2$

$\sigma_E = 232.5581 \text{ daN/mm}^2$

$T = 0.497 \text{ daN/mm}^2$

$Tk = 0.248 \text{ daN/mm}$

$\sigma_B = 232.5581 \text{ daN/mm}^2$

$\sigma_{KBI} = 0.497 \text{ daN/mm}^2$

TUM= 1.556 daN/mm

TKF= 0.248 daN/mm

PERÇİNLER

1) Bindirmeli Tip Perçin

S= 2 mm

L= 150 mm

Sıra 1	Nopt 19	Dopt 4	Fmak. 2880	Vopt. 0.418
Sıra 2	Nopt 26	Dopt 4	Fmak. 3920	Vopt 0.636
Sıra 3	Nopt 31	Dopt 4	Fmak. 4320	Vopt 0.692

2) Moment taşıyan Perçin Bağlantısı

F'x = 88 daN

Perçin sayısı P= 5

F'y = 132 daN

D= 22 mm

F'z = 44 daN

B= 240 mm

Mx= 158180 daN/mm

My= 159500 daN/mm

Mz= 216600 daN/mm

LEHİM

Değişik Zorlama

b= 20 mm Td= 36 daN/mm²

Mb= 2000 daN/mm L= 8

TLEM= 60 daN/mm²

F= 100 daN

S= 2



Yataklama durumu	b/d_{o1}
Her iki taraftan yataklanmış normal dişli çark	$\leq 0,5$
Rijit ve doğru olarak yataklanmış, iyi işlenmiş dişli çark	$\leq 1,0$
Türbin mekanizmalarında kullanılan, kalitesi yüksek olan dişli çark	≤ 2
İyi yataklanmamış veya kalitesi düşük olan dişli çark	$\leq 0,4$

Tablo 1. Genişlik Faktörü Ψ_d

$\psi_d = b/d_{o1}$	Her iki taraftan simetrik olarak yataklanmış dişli	Asimetrik olarak yerleştirilmiş dişli		Karışık şekilde yerleş. dişli
		Çok rijid mil	Rijidliği daha az olan mil	
0,2	1	1	1,05	1,15
0,4	1	1,04	1,10	1,22
0,6	1,03	1,08	1,16	1,32
0,8	1,06	1,13	1,22	1,45
1,0	1,10	1,18	1,29	—
1,2	1,14	1,23	1,36	—
1,4	1,19	1,29	1,45	—
1,6	1,25	1,35	1,55	—

Tablo 2. Yük Dağılım Faktörü K_m

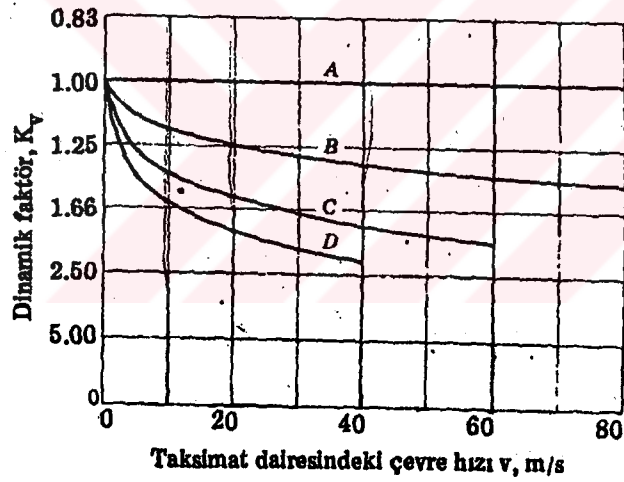
R	z_R	K_R
50	0	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,300	0,814
99,9	3,095	0,752
99,99	3,700	0,704

Tablo 3. Güvenirlik Faktörü K_R

Ömür N	Yüz.bas.hesab. bağlı olan Ömür faktörü K_{Lo} (Silindirik ve konik diş- liler için)	Mukavemet hesabına bağlı olan Ömür faktörü K_L				
		Silindirik dişliler				Konik dişliler
		160 HB	250 HB	450 HB	Semen- tasyon†	Semen- tasyon†
10^3	...	1,6	2,4	3,4	2,7	4,6
10^4	1,5	1,4	1,9	2,4	2,0	3,1
10^5	1,3	1,2	1,4	1,7	1,5	2,1
10^6	1,1	1,1	1,1	1,2	1,1	1,4
10^7	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0

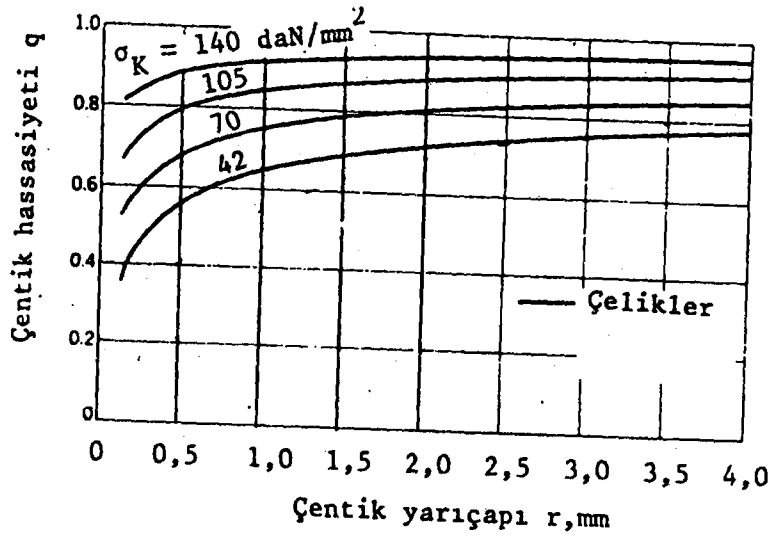
† Sementasyon halinde yüzey sertliği minimum 55 HRC olmalı.

Tablo 4. ömür Faktörü K_L , K_{Lo}



- A : Yüksek hassasiyetle taşlanmış veya taşlanmış, önemli yük gelmeyen dişlilerde
- B : Yüksek hassasiyetle taşlanmış veya taşlanmış, az dinamik yüke maruz dişlilerde
- C : Orta dinamik yüklerde
- D : Azdırma freze veya Felows yöntemi ile açılmış dişlilerde

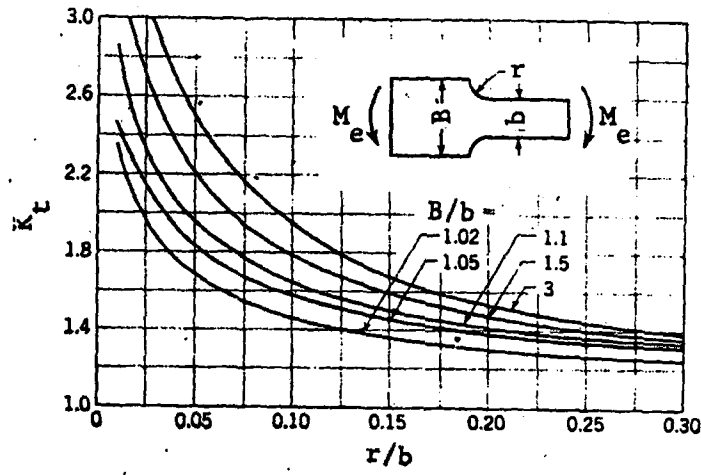
Tablo 5. Dinamik Yük Faktörü K_v



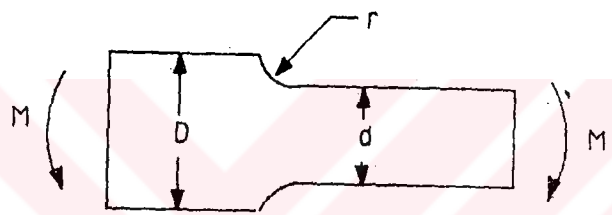
Tblo 6. Çentik Hassasiyeti q

Notch radius mm	Quenched and Drawn steel q	Annealed steel q	Aluminum Alloys q
0.050	0.600	0.400	0.100
0.100	0.800	0.480	0.220
0.250	0.860	0.600	0.370
0.300	0.890	0.670	0.460
0.500	0.915	0.760	0.570
0.750	0.950	0.820	0.670
1.000	0.960	0.860	0.715
1.250	0.970	0.880	0.760
1.500	0.980	0.900	0.790
2.000	0.985	0.930	0.840
2.500	0.990	0.950	0.860
3.000	0.995	0.960	0.890
4.000	0.995	0.990	0.910

Çentik Hassasiyeti Değerleri

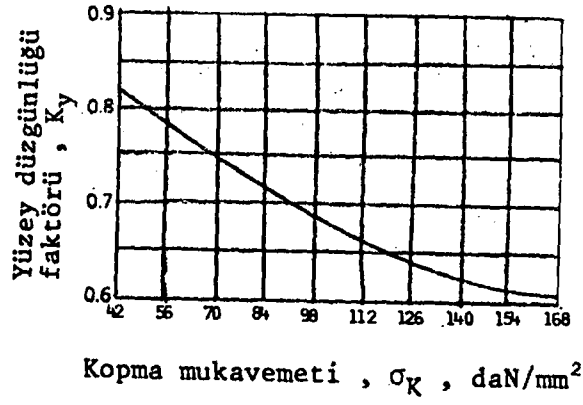


Tablo 7. Teorik Çentik Faktörü Kt

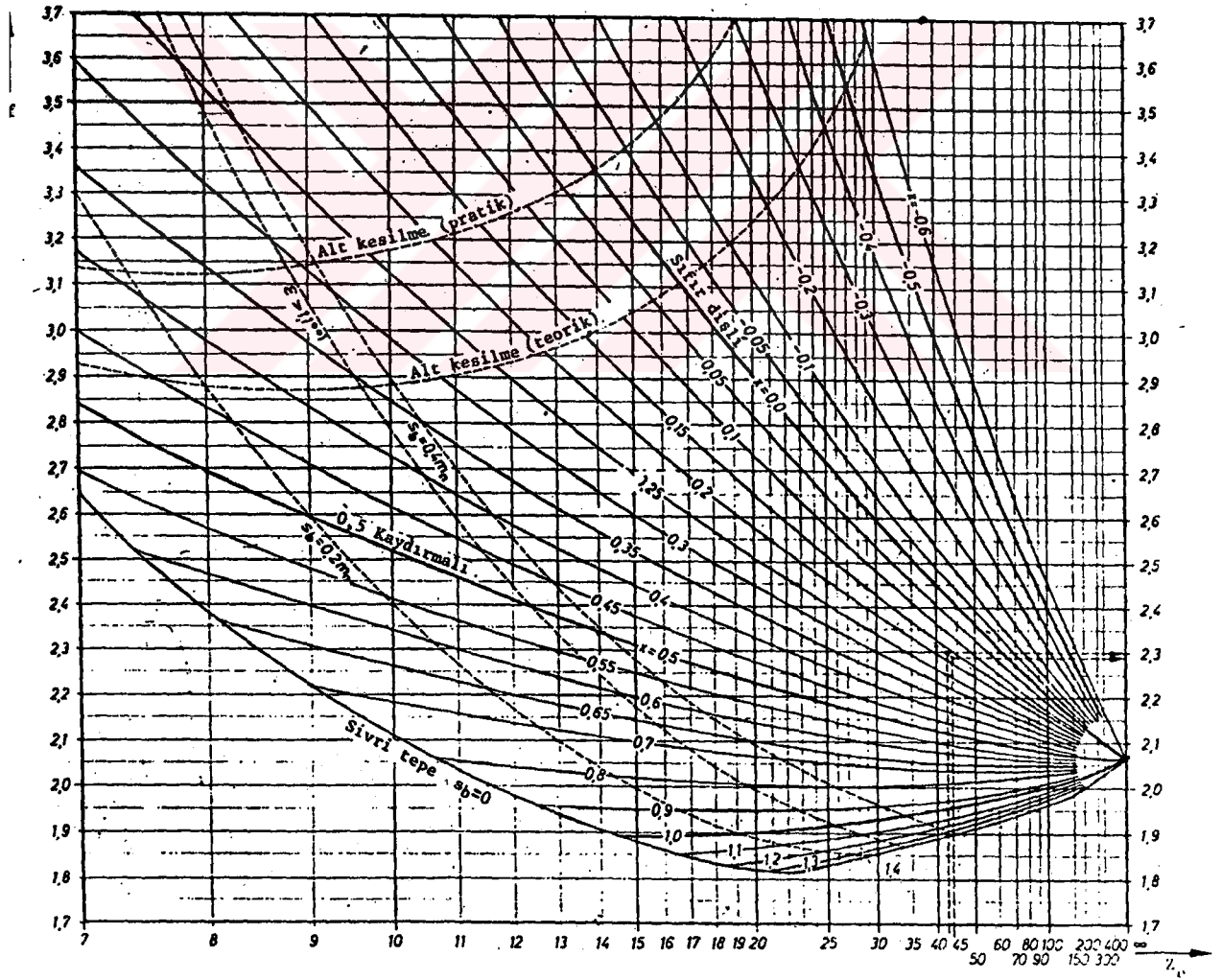


	D/d=1.02	D/d=1.05	D/d=1.1	D/d=1.5	D/d=3
r/d	Kt	Kt	Kt	Kt	Kt
0.011	2.320	2.440	2.840	-	-
0.017	2.127	2.292	2.560	3.000	-
0.024	1.960	2.142	2.320	2.712	-
0.030	1.890	2.074	2.238	2.560	3.000
0.036	1.800	1.976	2.116	2.458	2.800
0.042	1.740	1.896	2.038	2.337	2.658
0.050	1.686	1.828	1.950	2.204	2.502
0.057	1.630	1.768	1.883	2.104	2.376
0.065	1.600	1.718	1.824	2.016	2.270
0.075	1.540	1.668	1.762	1.940	2.160
0.087	1.500	1.618	1.696	1.824	2.050
0.100	1.464	1.574	1.640	1.784	1.950
0.113	1.430	1.540	1.600	1.718	1.860
0.125	1.400	1.504	1.560	1.674	1.790
0.150	1.370	1.458	1.500	1.600	1.674
0.175	1.330	1.414	1.454	1.524	1.600
0.200	1.310	1.386	1.420	1.475	1.556
0.225	1.292	1.364	1.386	1.436	1.486
0.250	1.276	1.342	1.364	1.400	1.454
0.300	1.260	1.320	1.340	1.364	1.380

Teorik Çentik Faktörleri Değerleri



Tablo 8. Yüzey Düzgünlüğü Faktörü K_y



Tablo 9. Form Faktörü K_f

İş makinası (Yük ifadesi ile)	Motorun cinsi		
	Elektrik veya türbin	Çok silindirli içten yanmalı	Tek silindirli içten yanmalı
Düzgün	1,00	1,25	1,5
Orta darbeli	1,25	1,50	1,75
Ağır darbeli	1,75	2,00	2,25

Düzgün ifadesi santrifüj pompalar, sıvı karıştırıcı ;
Orta darbeli ifadesi körüklü pompalar, katı ve yarı katı karıştırıcılar,
bantlı konveyörler ;
Ağır darbeli ifadesi haddeme, presleme, değirmenler gibi makineler için geçerlidir

Tablo 10. Sürekli Çalışma Faktörü K_o

Çevrim oranı $i_{1:2}$	K_i	Çevrim oranı $i_{1:2}$	K_i
3.0	0.500	14.0	0.799
3.5	0.554	16.0	0.809
4.0	0.593	20.0	0.820
4.5	0.620	30.0	0.825
5.0	0.645	40.0	0.815
		50.0	0.785
6.0	0.679	60.0	0.745
7.0	0.706	70.0	0.687
8.0	0.724	80.0	0.622
9.0	0.744	90.0	0.555
10.0	0.760	100	0.490
12.0	0.783		

Tablo 11 Sonsuz Vida ve Çarkı İçin Çevrim Oranı Faktörü K_i

a. Sürekli çalışma

Çalışma süresi	8 - 10 saat/gün		24 saat/gün	
Periyodik darbe	Evet	Hayır	Evet	Hayır
K_o	1,0	1,2	1,2	1,3

b. Aralıklı çalışma

Birim zaman başına dakika olarak çalışma süresi	Saat başına birden fazla harekete geçiş	Saatte bir harekete geçiş	Her iki saat veya daha uzun bir süre- de harekete geçiş
5 Saatte	0,8	—	—
10 Saatte	0,9	—	—
5 Harekete geçiş	—	0,6	—
10 Harekete geçiş	—	0,7	0,6
20 Harekete geçiş	—	0,9	0,7
40 Harekete geçiş	—	—	0,9

Tablo 12. Sonsuz Vida ve Çarkı İçin Çalışma Faktörü K_o

Kayma hızı m/s	Hız faktörü K _v	Kayma hızı m/s	Hız faktörü K _v
0,00508	0,649	2,794	0,358
0,00762	0,647	3,048	0,340
0,0508	0,644	3,556	0,310
0,1016	0,638	4,064	0,289
0,1524	0,631	4,572	0,289
0,2032	0,625	5,08	0,258
0,3048	0,613	6,096	0,235
0,4064	0,600	7,112	0,216
0,508	0,588	8,128	0,200
0,762	0,558	9,144	0,187
1,016	0,528	10,16	0,175
1,27	0,500	11,176	0,165
1,524	0,472	12,142	0,156
1,778	0,446	13,208	0,148
2,032	0,421	14,224	0,140
2,286	0,398	15,24	0,134
2,54	0,378	20,32	0,106
		25,4	0,089
		30,48	0,079

Tablo 13. Sonsuz Vida ve Çarkı için Dinamik Faktör K_v

Dişli Çark Malzemelerinin Mekanik Özellikleri

Malzeme	Malzeme sembolü	Isıl işlem	Kopma muk. $\sigma_K, daN/mm^2$	Akma sınırı $\sigma_{AK}, daN/mm^2$	Brin. sert. $HB, daN/mm^2$	Düşünceler
Çelik (TGL 14315)	GS-50.1 GS-60.1	tav- lanmış	50 60	26 32	150 175	
Makina çeligi (TGL 7960)	St 42 St 50 St 60 St 70	tav- lanmış	42...52 50...62 60...72 70...85	24 28 32 35	125 150 180 208	
Islah çelikleri (TGL 6547)	C 45 C 60 37 MnSi 5 37 MnSi 5 34 Cr 4 42 CrMo 4	Islah edilmiş	60...72 70...85 70...85 80...95 80...95 90...105	36 44 45 55 55 70	185 210 220 260 260 340	Hafif nitras- yon yoluyla yan yüzeyle- rin mukavemeti arttırılmış
Sementasyon çeligi (TGL 6546)	C 10 C 15 16 MnCr 5 15 CrNi 6 20 MnCr 5 20 MoCr 5 18 CrNi 8	Sert- leştiril- miş	42...55 50...65 80...110 90...120 100...130 110...120 120...145	25 30 60 65 70 - 80	590 637 650 650 650 650 650	σ_K ve σ_{AK} için verilen deger- ler çekirdek için geçerlidir
Alev veya in- düksiyonla sert. çelik (TGL 6773)	C 45 37 MnSi 5 40 Cr 4	Sert- leştiril- miş	65...80 90...105 90...105	40 65 65	595 560 587	gaz ile kar- bürleşmiş
Siyahür banyosunda sert. çelik	40 Cr 4 37 MnSi 5	Sert- leştiril- miş	140...180 150...190	- 100...125	595 550	
Lam.graf. dök.dem. (TGL 14400)	GGL-20 GGL-25	-	20 25	- -	170 210	
Küresel graf. dök.dem. (TGL 8189)	GGG-45 GGG-50 GGG-60	-	45 50 60	35 35 42	170 200 230	

Tablo 14. Dişli Çark Malzemeleri Mekanik Özellikleri

Dişli Çark Malzemelerinin Yüzey Basınç Özellikleri

Malzeme çiftleri						Malzeme faktörü K_E $\sqrt{daN/mm^2}$
Pinyon			Çark			
Malzeme	Sembol	Elastiklik modülü E daN/mm^2	Malzeme	Sembol	Elastiklik modülü E daN/mm^2	
	St	21 000	Çelik	St	21 000	85,7
			Çelik döküm	GS-60	20 500	85,2
				GS-52	20 500	85,2
			Küresel grafitli dök.dem	GCG-50	17 600	81,9
				GCG-42	17 500	81,7
			Dökme kalay bronzu	C-SnBz 14	10 500	70,0
			Dökme kalay bronzu	SnBz-8	11 500	72,1
			Lamelli grafitli dök.dem (gri döküm)	GGL-25	12 800	74,6
Çelik döküm	GS-60	20 500		GGL-20	12 000	73,1
			Çelik döküm	GS-52	20 500	84,7
			Küresel grafitli dök.dem	GCG-50	17 600	81,4
Küresel grafitli dök.dem	GCG-50	17 600	Lamelli grafitli dök.dem (gri döküm)	GGL-20	12 000	72,8
			Küresel grafitli dök.dem	GCG-42	17 500	78,4
			Lamelli grafitli dök.dem (gri döküm)	GGL-20	12 000	70,7
Lamelli grafitli dök.dem (gri döküm)	GGL-25	12 800	Lamelli grafitli dök.dem (gri döküm)	GGL-20	12 000	65,8
	GGL-20	12 000				64,8

Tablo 15. Dişli Çark Malzemeleri Yüzey Basınç Özellikleri

DIN 7753'e göre dar V - kayışları																	
v m/s	SPZ 9,5	SPA 12,5	SPB	19	SPC	v m/s	SPZ 9,5	SPA 12,5	SPB	19	SPC	v m/s	SPZ 9,5	SPA 12,5	SPB	19	SPC
1	0,5	0,7	1,0	1,2	1,5	15	5,0	7,0	9,0	10,7	14,6	29	7,4	9,8	11,0	13,1	17,3
2	0,9	1,3	2,0	2,2	2,9	16	5,2	7,3	9,4	11,1	15,3	30	7,5	9,9	11,0	12,9	17,0
3	1,3	1,8	2,7	3,0	4,0	17	5,5	7,7	9,8	11,4	15,7	31	7,5	9,9	11,4	12,7	16,5
4	1,7	2,4	3,3	3,8	5,3	18	5,7	8,0	10,1	11,8	16,2	32	7,6	9,9	11,2	12,5	16,0
5	2,1	2,8	4,0	4,5	6,3	19	5,9	8,3	10,4	12,1	16,6	33	7,6	9,9	11,0	12,1	15,3
6	2,5	3,3	4,5	5,3	7,3	20	6,2	8,6	10,6	12,5	16,9	34	7,6	9,9	10,8	11,8	14,5
7	2,8	3,8	5,0	6,0	8,3	21	6,4	8,8	10,8	12,7	17,2	35	7,6	9,8	10,5	11,4	13,6
8	3,1	4,2	5,6	6,6	9,3	22	6,6	9,0	11,0	12,9	17,4	36	7,6	9,7	10,2	10,9	12,9
9	3,4	4,7	6,2	7,3	10,2	23	6,7	9,2	11,3	13,1	17,5	37	7,5	9,5	9,8	10,4	12,0
10	3,7	5,2	6,7	7,9	11,0	24	6,9	9,3	11,4	13,2	17,6	38	7,5	9,3	9,4	9,8	11,0
11	4,0	5,5	7,3	8,5	11,8	25	7,0	9,5	11,5	13,3	17,7	39	7,4	9,1	8,9	9,2	10,0
12	4,3	5,8	7,7	9,1	12,5	26	7,1	9,6	11,6	13,3	17,7	40	7,3	8,8	8,4	8,5	9,0
13	4,5	6,2	8,2	9,6	13,3	27	7,2	9,7	11,6	13,3	17,6	50	5,8	4,2			
14	4,8	6,6	8,6	10,2	14,0	28	7,3	9,8	11,6	13,2	17,5	60	1,7				

DIN 2215 - e göre sonsuz norml V - kayışları											
v m/s	5	6	8	10	13	17	20	25	32	40	50
2	0,018	0,037	0,074	0,14	0,26	0,52	0,74	1,10	1,77	2,72	4,42
4	0,035	0,074	0,14	0,27	0,54	0,98	1,40	2,21	3,46	5,45	8,83
6	0,050	0,11	0,20	0,40	0,81	1,40	2,06	3,24	5,16	8,10	13,3
8	0,063	0,14	0,26	0,53	1,03	1,84	2,72	4,20	6,78	10,3	17,0
10	0,074	0,16	0,32	0,64	1,25	2,28	3,31	5,10	8,20	12,5	20,3
12	0,08	0,18	0,35	0,74	1,47	2,58	3,83	5,90	9,43	14,7	23,6
14	0,08	0,19	0,38	0,81	1,62	2,94	4,27	6,64	10,1	16,2	25,8
16	0,08	0,20	0,40	0,88	1,70	3,17	4,65	7,22	11,6	17,7	28,7
18	0,074	0,19	0,41	0,88	1,91	3,40	4,94	7,65	12,2	19,1	31,0
20	0,059	0,16	0,40	0,95	2,00	3,52	5,09	7,90	12,6	20,0	31,7
22	0,037	0,15	0,36	0,88	2,00	3,52	5,16	8,04	12,8	20,0	32,4
24	-	0,11	0,31	0,81	1,91	3,46	5,00	7,60	12,5	19,2	31,7
26	-	0,059	0,22	0,77	1,84	3,31	4,80	7,45	11,9	18,4	30,7
28	-	-	0,13	0,66	1,70	3,10	4,41	6,85	10,9	17,0	27,2
30	-	-	-	-	1,47	2,58	3,75	5,90	9,56	14,7	23,6

Tablo 16. V Kayışlar

Kayışın cinsi			v m/s	G _m daN/cm ²	f _E 1/s	s / D ₁	t °C	G _K daN/cm ²	E daN/cm ²	E _e daN/cm ²	Y daN/cm ²	μ
Köşele	Standart	S	30	40	5	0,033	35	250	2500	700	1.10 ⁻³	Et oranı μ=0,22+0,12 v Kıl oranı μ=0,33+0,02 v
	Bükülür	G	40	45	10	0,04	35	300	3500	600	0,95.10 ⁻³	
	Yüksek dercede bükülür	HGL	50	55	25	0,05	45	350	4500	500	0,9.10 ⁻³	
		HGC	50	60	25	0,05	70	375	4500	500	0,9.10 ⁻³	
Kauçuk	Kauçuk - balata - Pamuk		40	44	30	0,035	45	550	8000	500	1,2.10 ⁻³	0,5
	Kauçuk - Pamuk			40	30	0,033	70	530	9000		1,25.10 ⁻³	
	Balata - Pamuk			44	30	0,04	40	580	12000			
	Balata - Kord			52	20	0,05	40	680	13500			
Tekstil	Yapay ipek empregne		50	42	40	0,04	70	500	9500	400	1.10 ⁻³	0,35
	Sentetik yün			40				1,1.10 ⁻³			0,3	
	Pamuk			37				1,3.10 ⁻³			0,3	
	Deve yünü			40	30	0,05		250				4500
	Dokuma		60	90	80	0,06	75	1000		0,95.10 ⁻³	2,15	
	Naylon, Perlon		65	100		0,04		2000		600		1,1.10 ⁻³
	Çekme tabakası Naylon Perlon veya Polyemidden yapılan çok tabakalı kayış	Köşele Çalışma tabakası	80....	190	80	0,01	60	2000	5500	2500	1,1.10 ⁻³	Köşeledeki gibi
		Kauçuk	100	190	80	0,01	75	2000	5500	2500	1,15.10 ⁻³	0,75

Tablo 17. Kayış Özellikleri

$K_0 = K_{01} + K_{02} + K_{03}$		
$K_{01} = 1$ Günde 8 saate kadar çalışma $K_{01} = 1.2$ Günde 20 saate kadar çalışma		İş makinası
Motor tipi	K_{02}	Hafif mekanizmalar genel
		Takometreler ve dişli mekanizmalar
Elektrik	0.25	Ev makineleri cihazları
		Büro makineleri ve cihazları
Buhar türbini	0.25	Vantilatörler, hafif jeneratörler
İçten yanmalı motor	0.25	Transport ve kaldırma makineleri
		Tekstil makineleri
1 silindirli	0.6	Hafif takım tezgahları
2-3 silindirli	0.5	Ağır tomruk işleme tezgahları
4-5 silindirli	0.4	Yağurma makineleri
6 veya 6 dan daha	0.3	Karıştırıcılar, yıkama makineleri
çok silindirli	0.4	Taslama makineleri
Hidrolik	0.4	Dokuma tezgahları, kaynak jeneratörleri
		Ağır takım tezgahları
		Ağır vantilatörler ve körükler

Tablo 18. Kayışlar için Çalışma Faktörü K_0

Kullanılan alanı				K_5
Sıcaklık ve rutubet bakımından normal çevre koşulları				1
Sıcaklık ve rutubet bakımından normalin üstünde çevre koşulları				1.1
Tozlu veya yağ buharı bulunan veya tam olarak tayin edilemeyen çevre koşulları				1.25
Sıcaklığı ve rutubeti yüksek olan çevre koşulları				1.40
Mekanizmanın tertip tarzı K_k				
Yatay, normal	45° eğik	Dikey	Tavanda yatay	Yarı çapraz
1	1.1	1.25	1.1	1.25

Tablo 19. Kayış Mekanizma Şekli K_k