

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇOK AMAÇLI BİR TRIBOMETRE
KONSTRÜKSİYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Umut SAY

Anabilim Dalı: MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı: KONSTRÜKSİYON

HAZİRAN 2008

**ÇOK AMAÇLI BİR TRIBOMETRE
KONSTRÜKSİYONU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Umut SAY
(503051212)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 2 Mayıs 2008
Tezin Savunulduğu Tarih : 10 Haziran 2008**

**Tez Danışmanı : Yrd. Doç.Dr. Cemal BAYKARA
Diğer Jüri Üyeleri Doç.Dr. M. Sait YÜCENUR (İ.T.Ü.)
Doç.Dr. Ekrem TÜFEKÇİ (İ.T.Ü.)**

HAZİRAN 2008

ÖNSÖZ

Tribolojik araştırmalarda sürtünme ve aşınma davranışlarının incelenmesi amacıyla tribometreler kullanılır. Sürtünme ve aşınmayı etkileyen birçok dış etken vardır. İyi bir tribometre tasarlamak için tribometrenin hangi şartlarda hizmet vereceğini ve tasarlanan tribometre vasıtasıyla ne gibi deney sonuçları elde edileceğini önceden tespit etmek gerekir. Yapılan bu çalışmada amaç, aynı anda birden fazla numunenin testine imkan sağlayacak ve aşınmayı ağırlık yöntemiyle tespit edecek şekilde çok amaçlı bir tribometre konstrüksiyonunu oluşturmaktır.

Çalışmalarımda bana destek olan danışmanım Sayın Y.Doç.Dr. Cemal BAYKARA'ya, bu konudaki bilgisiyle seminer sunumunda beni yalnız bırakmayıp bana yol gösteren Sayın Doç.Dr. Sait YÜCENUR'a teşekkürü bir borç bilirim.

Son olarak, hayat boyu benden desteğini esirgemeyen ve bu çalışmam esnasında da verdikleri manevi destekle büyük katkıda bulunan aileme sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.

Haziran 2008

Umut SAY

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	ix
ÖZET	x
SUMMARY	xi

1. GİRİŞ	1
1.1. Triboloji Nedir?	1
1.2. Tribolojinin Tarihçesi	2
2. SÜRTÜNME	5
2.1. Genel Bilgiler	5
2.2. Kuru Sürtünme	5
2.3. Sınır Sürtünmesi (Yarı Sıvı Sürtünme).....	11
2.4. Sıvı Sürtünme	12
2.5. Sürtünmenin Ölçülmesi.....	14
2.5.1. Sürtünmenin Kayma Zamanı İle Değişimi	19
2.5.2. Sürtünme Katsayısının Yük İle Değişimi	19
2.5.3. Sürtünmenin Kayma Hızı İle Değişimi	19
2.5.4. Sürtünmenin Sıcaklık İle Değişimi	20
2.5.5. Sürtünmenin Vakum Derecesi İle Değişimi	20
3. AŞINMA	21
3.1. Genel Bilgiler ve Tanımlar.....	21
3.2. Aşınma Mekanizmaları ve Çeşitleri	23
3.2.1. Adezyon (Adesiv) veya Kaynama Aşınması	23
3.2.2. Abrasyon (Abrasiv) Aşınma Mekanizması	23
3.2.3. Mekanik Korozyon Aşınması	23
3.2.4. Yüzey Yorulması Aşınması	24
3.2.5. Erozyon ve Kavitasyon.....	25
3.3. Aşınmanın Ölçümü	25
3.3.1. Tartma Yöntemi	26
3.3.2. Mekanik Ölçme Yöntemi.....	26
3.3.3. Optik Metot	27

4. TRIBOMETRELER	28
4.1. Tribometrelerin Temel Özellikleri.....	29
4.2. Kuru ya da Kısmen Yağlanmış Kayma Temasları İçin Tribometre	30
4.2.1. Dört-Bilyalı Tribometre.....	31
4.2.2. Falex Test Cihazı.....	31
4.2.3. Timken Aparatı	31
4.2.4. Pim-Disk Aparatı.....	32
4.2.5. Pim-Kütük Aparatı	32
4.3. Kuru ve Yarı Sıvı Kayma Temasları İçin Tasarlanan Yeni Tribometreler.....	33
5. TASARLANAN SİSTEMİN ÖZELLİKLERİ	35
6. KONSTRÜKSİYON HESAPLARI	37
6.1. Güç İletimi Hesapları	37
6.2. Zincir Seçimi Hesapları.....	49
6.2.1. Diyagram Gücünün Hesabı.....	49
6.2.2. Taksimat Dairesi Çapı	51
6.2.3. Dışdibi Dairesi Çapı	51
6.2.4. Dışbaşı Dairesi Çapı	52
6.2.5. Zincir Hızı	52
6.2.6. Yağlama Sistemi.....	52
6.2.7. Bakla Adedi.....	52
6.2.8. Eksenler Arası Mesafe.....	53
6.2.9. Zincir Uzunluğu	53
6.2.10. Kopma Kontrolü.....	53
6.2.11. Aşınma Kontrolü	55
6.2.12. Çark ve Zincir Genişliği	55
6.2.13. Zincir Dolaysıyla Millere Etkiyen Kuvvet	55
6.3. Yuvarlanmalı Yatak Hesapları	57
6.3.1. 1 Numaralı Mil İçin Yuvarlanmalı Yatak Hesapları	57
6.3.2. 2 Numaralı Mil İçin Yuvarlanmalı Yatak Hesapları	63
6.3.3. 3 Numaralı Mil İçin Yuvarlanmalı Yatak Hesapları	69
6.3.4. 4 Numaralı Mil İçin Yuvarlanmalı Yatak Hesapları	75
6.4. Mil Mukavemet Hesapları.....	81
6.4.1. 1 Numaralı Mil İçin Mukavemet Hesapları	81
6.4.2. 2 Numaralı Mil İçin Mukavemet Hesapları	85
6.4.3. 3 Numaralı Mil İçin Mukavemet Hesapları	89
6.4.4. 4 Numaralı Mil İçin Mukavemet Hesapları	93

6.5. Kama Hesapları	96
6.5.1. 1 Numaralı Mil Üstündeki 1 Numaralı Zincir İçin Kama Hesabı	96
6.5.2. 2 Numaralı Mil Üstündeki 1 Numaralı Zincir İçin Kama Hesabı	98
6.5.3. 2 Numaralı Mil Üstündeki 2 Numaralı Zincir İçin Kama Hesabı	100
6.5.4. 3 Numaralı Mil Üstündeki 1 Numaralı Zincir İçin Kama Hesabı	101
6.5.5. 3 Numaralı Mil Üstündeki 2 Numaralı Zincir İçin Kama Hesabı	103
6.5.6. 4 Numaralı Mil Üstündeki 1 Numaralı Zincir İçin Kama Hesabı	104
6.5.7. Kavramanın Sistem Tarafındaki Kaması İçin Hesap	106
6.5.8. Kavramanın Redüktör Tarafındaki Kaması İçin Hesap	107
6.5.9. Disk Altındaki Pulun Kaması İçin Hesap	109
6.6. Kol Hesapları.....	111
6.6.1. Ölü Ağırlık Hesabı	111
6.6.2. Mesnet Kısımındaki Pernonun Hesabı	114
7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA.....	116
KAYNAKLAR.....	118
EKLER.....	119
ÖZGEÇMİŞ.....	135

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1.1. Tribolojinin Dünya tarihi ile birlikte gelişimi.	2
Tablo 2.1. Değişik sürtünme hallerinde sürtünme katsayıları.	10
Tablo 6.1. 4 numaralı mil için kütleli eylemsizlik moment hesabı.....	40
Tablo 6.2. 3 numaralı mil için kütleli eylemsizlik moment hesabı.....	40
Tablo 6.3. 2 numaralı mil için kütleli eylemsizlik moment hesabı.....	41
Tablo 6.4. 1 numaralı mil için kütleli eylemsizlik moment hesabı.....	41
Tablo 6.5. Çevrim oranı ve verim tablosu.	42
Tablo 6.6. K_1 faktörü seçim tablosu.	43
Tablo 6.7. K_2 faktörü seçim tablosu.	43
Tablo 6.8. K_3 faktörü seçim tablosu.	44
Tablo 6.9. K_4 faktörü seçim tablosu.	44
Tablo 6.10. CMS Makina DK-V tip dişli kavrama seçim tablosu.	45
Tablo 6.11. R1 kütleli eylemsizlik moment hesabı.....	45
Tablo 6.12. R2 kütleli eylemsizlik moment hesabı.....	46
Tablo 6.13. I_M kütleli eylemsizlik moment hesabı.....	46
Tablo 6.14. 2.Tarafın ağırlık ve mesnete göre moment hesabı.....	112
Tablo 6.15. 1.Tarafın ağırlık ve mesnete göre moment hesab.....	113

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1.	Tribolojik sistemde enerji durumu..... 1
Şekil 2.1.	Kuru sürtünme modeli.....6
Şekil 2.2.	Sürtünme kuvveti-hareket ettiren kuvvet ilişkisi 7
Şekil 2.3.	Sürtünme katsayılarının kayma hızı ve temas süresi ile değişimi 8
Şekil 2.4.	Yarı sıvı (sınır) sürtünme 11
Şekil 2.5.	Sıvı Sürtünme 12
Şekil 2.6.	Stribeck sürtünme eğrisi..... 13
Şekil 2.7.	Eğik düzlem tertibatı 14
Şekil 2.8.	Eğik düzlem uyarlaması. 15
Şekil 2.9.	Statik sürtünme ölçümünde ağırlık-kasnak metodu..... 15
Şekil 2.10.	Statik ve kinetik sürtünme ölçümünde basit yay dengesi metodu. 15
Şekil 2.11.	Dinamometre aracılığıyla sürtünme ölçümü 16
Şekil 2.12.	Pim-Kütük. 16
Şekil 2.13.	Pim-Disk..... 16
Şekil 2.14.	Bir silindirin diğer bir silindirle teması. 17
Şekil 2.15.	Sürtünme ölçmede konsantrik silindir metodu. 18
Şekil 2.16.	3'lü pim-kütük geometrisi. 18
Şekil 2.17.	Bilyanın diğer üç bilya üzerinde olması durumu..... 19
Şekil 3.1.	Zamanla oluşan aşınma. 21
Şekil 3.2.	Profilometre metodu ile aşınma ölçümü 26
Şekil 3.3.	Girintileme yöntemiyle aşınma ölçümü 27
Şekil 4.1.	Kuru ya da kısmen yağlanmış kayma temasları simülasyonunun temel örneklerinin şematik gösterimi..... 30
Şekil 4.2.	Bowden-Leben büyük genlik, küçük frekans pim-kütük mekanizması ile Cameron-Mills küçük genlik, büyük frekans pim-kütük mekanizması arasındaki ayrım..... 33
Şekil 5.1.	Mekanizmanın Genel Görünüşü 35
Şekil 6.1.	Sistemin Şematik Gösterimi 37

Şekil 6.2.	ÇMS Makina DK_V Tipi Dişli Kavramasının Gösterimi.....	42
Şekil 6.3.	Seçilen motor akuple redüktörün teknik özellikleri.....	48
Şekil 6.4.	Zincir sebebiyle mile etkiyen kuvvetler.	56
Şekil 6.5.	1 numaralı mile etkiyen kuvvetler	57
Şekil 6.6.	1 numaralı mile etkiyen kuvvetlerin Y doğrultusunda değişimi	59
Şekil 6.7.	1 numaralı milde Y doğrultusundaki moment değişimi.....	60
Şekil 6.8.	2 numaralı mile etkiyen kuvvetler.	63
Şekil 6.9.	2 numaralı mile etkiyen kuvvetlerin Y doğrultusunda değişimi	65
Şekil 6.10.	2 numaralı milde Y doğrultusundaki moment değişimi.....	66
Şekil 6.11.	3 numaralı mile etkiyen kuvvetler	69
Şekil 6.12.	3 numaralı mile etkiyen kuvvetlerin Y doğrultusunda değişimi.	71
Şekil 6.13.	3 numaralı milde Y doğrultusundaki moment değişimi.....	72
Şekil 6.14.	4 numaralı mile etkiyen kuvvetler	75
Şekil 6.15.	4 numaralı mile etkiyen kuvvetlerin Y doğrultusunda değişimi	77
Şekil 6.16.	4 numaralı milde Y doğrultusundaki moment değişimi.....	78
Şekil 6.17.	1 numaralı mile etkiyen kuvvetler	81
Şekil 6.18.	1 numaralı milde Y doğrultusundaki moment değişimi.....	83
Şekil 6.19.	2 numaralı mile etkiyen kuvvetler	85
Şekil 6.20.	2 numaralı milde Y doğrultusundaki moment değişimi.....	87
Şekil 6.21.	3 numaralı mile etkiyen kuvvetler	89
Şekil 6.22.	3 numaralı milde Y doğrultusundaki moment değişimi.....	91
Şekil 6.23.	4 numaralı mile etkiyen kuvvetler	93
Şekil 6.24.	4 numaralı milde Y doğrultusundaki moment değişimi.....	95
Şekil 6.25.	Kol mekanizmasının görünüşü	111
Şekil 6.26.	Mesnet görünüşü	114

SEMBOL LİSTESİ

F_s	: Sürtünme Kuvveti (N)
F_n	: Normal Kuvvet (N)
μ	: Sürtünme katsayısı
F_{sk}	: Kinetik Sürtünme Kuvveti (N)
A	: Temas Alanı (mm^2)
A_h	: Gerçek Temas Alanı (mm^2)
H_B	: Yüzey Sertliği (N/mm^2)
τ	: Kayma/Burulma Gerilmesi (N/mm^2)
σ	: Çeki/Bası/Eğilme Gerilmesi (N/mm^2)
α	: Yük Taşıyan Alanın Metal Kaynak Bağı Oluşturma Yüzdesi
R_t	: Yüzey Pürüzlülüğünün Derinliği (μm)
η	: Viskozite Katsayısı (P); Verim
θ	: Sürtünme Açısı
M	: Moment (N.m)
v	: Çevre Hızı (m/s)
m	: Kütle (kg)
I	: Kütleesel Eylemsizlik Momenti (kg.m^2)
i	: Çevrim Oranı
ω	: Açısal Hız (rad/s)
K	: Faktör
P	: Güç (kW)
n	: Devir Sayısı (dev/dak)
t	: Süre (s)
f	: Faktör
P_D	: Diyagram Gücü (kW)
r	: Yarıçap (m)
d	: Çap (m)
p	: Hatve (mm); Yüzey Basıncı (N/mm^2)
S	: Emniyet Katsayısı
z	: Diş Sayısı
X	: Bakla Adedi
L	: Uzunluk (mm)
F_t	: Teğetsel Kuvvet (N)
F_f	: Merkezkaç Kuvvet (N)
q	: Zincir Birim Ağırlığı (kg/m)
B	: Genişlik (mm)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)

ÇOK AMAÇLI BİR TRIBOMETRE KONSTRÜKSİYONU

ÖZET

Dünya çapında yapılmış istatistiklere göre makina parçalarının işe yaramaz hale gelmesinin ana nedeni aşınmadır. Aşınma sonucunda meydana gelen enerji kayıpları ekonomik anlamda çok büyük değerler ifade etmektedir. Tribolojik araştırmaların büyük kısmında sürtünme ve aşınmayı simüle eden tribometreler kullanılmaktadır. Bir tribometrenin amacı, kontrollü şartlar altında sürtünme ve aşınma mekanizmalarını simüle etmektir.

Bu tez kapsamında; aynı anda dört numunenin testine imkan veren, 0...2 m/s çevre hızı aralığında, 0...200N arası yük uygulanabilen ve kuru sürtünme katsayısının(μ) 0,4 değerine kadar olan malzeme çiftlerini test edilebilen çok amaçlı bir tribometre konstrüksiyonu oluşturulmuştur. Tasarlanan tribometrede genel prensip olarak deneysel koşulların kontrolünü diğer mekanizmalara göre çok daha iyi yapabildiğinden pim-disk mekanizması seçilmiştir.

Konstrüksiyon hesapları ile ortaya çıkan güç ihtiyacı; 0,75 kW'lık bir kendinden redüktörlü alternatif akım (AC) motoru ile giderilmiştir. AC motorun bir frekans konvertörü vasıtasıyla istenilen devir sayısında (0...320 dev/dak) çalışacağı öngörülmüştür. Motor çıkışında motoru sisteme bağlayan ve olası eksenel, radyal ve açısal kaçıklıkları gidermesi amacıyla sanayide çoklukla kullanılan bir dişli kavrama kullanılmıştır.

Sistem dikey olarak çalıştığından eksenel ve radyal yükü karşılayan yuvarlanmalı yataklar seçilmiştir. Motor tarafından elde edilen ve dişli kavrama vasıtasıyla 1. mile aktarılan moment, seçilen makaralı zincirler vasıtasıyla 2., 3. ve 4. millere aktarılmıştır. Zincirlerde zaman içinde meydana gelebilecek salgı, gerdirme tertibatları vasıtasıyla alınmıştır.

Sistemde diske pim vasıtasıyla tatbik edilecek kuvvet, bir kol mekanizması yardımıyla temin edilmiştir. Kol mekanizmasının ağırlığı, mesnede göre karşı tarafa asılan bir ölü ağırlık vasıtasıyla alınmıştır. Böylece askı tertibatına asılacak her kütle 4 katı oranında fazla bir biçimde pim yoluyla diske etkilmiştir. Aşınma ölçümlerinde hatanın en çok pim tutturma tertibatının rijit olmamasından kaynaklandığı göz önüne alınarak daha rijit bir yapı ile pim tutulmaya çalışılmıştır.

Sonuç olarak, sanayide sıklıkla bulunan malzemeler ve imalat yöntemleri ile imalatı yapılabilecek olan ve çalışmasında hiçbir teorik engel görülmeyen çok amaçlı bir tribometrenin konstrüksiyonu ortaya çıkmıştır.

A MULTI PURPOSE TRIBOMETER CONSTRUCTION

SUMMARY

According to world-wide statistics, wear is the main reason for becoming uselessness of machine parts. Energy losses which is caused by wear, means huge values in economy. In tribological researches, tribometers, which are simulating friction and wear, are used widely. The aim of a tribometer is simulating the friction and the wear mechanisms under controlled conditions.

The scope of this thesis is to design a multi-purpose tribometer. The properties of the tribometer are testing four specimens at the same time with a velocity range 0...2 m/s, an applicable force range 0...200 N and a friction coefficient between the two materials like 0,4. The designed tribometer uses the pin-on-disc principle because the pin-on-disc mechanism has more advantages on controlling the experimental conditions than the other mechanisms.

According to the design calculations; there is a 0,75 kW power demand and this demand is responded by a reduced alternative current (AC) electric motor. The revolutions per minute of AC motor shall be reduced by a frequency converter to a desired value between (0...320 rpm). The system and the electric motor is connected with a gear coupling which regulates axial, radial and angular misalignments. This type of coupling has a wide use range in industry.

The system is working vertically so for axial and radial loads ball bearing units have chosen. The torque which is obtained from AC type electric motor, is transferred to shaft number 1 by the help of gear coupling and then the torque is transferred to shaft number 2, shaft number 3 and shaft number 4 by the help of roller chains. The expanse in chains which will be formed due to the running, is removed by expander apparatuses.

The applied force to the disc with the help of pin, is supplied by the arm mechanism. The weight of arm mechanism is balanced with a dead weight which is at the opposite side of the supporting point. There by, the weight which is hanged on the hang apparatus will act on disc with a ratio of 4:1. Most of the errors in wear measurement results are because of the stiffness of holding apparatus of pin so, a more rigid holding structure for pin is designed.

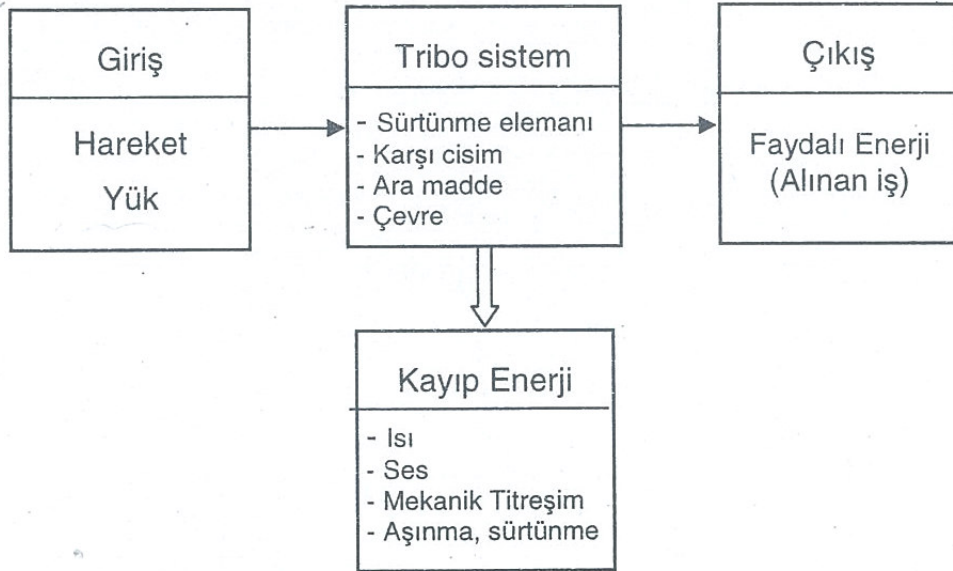
Consequently, a multi-purpose tribometer is designed considering the most used materials and manufacturing processes in industry. In theory, designed tribometer has no obstacle for running.

1. GİRİŞ

1.1 TRIBOLOJİ NEDİR?

İki makine elamanının birbirine göre izafi harekette bulunmaları ve temas etmeleri halinde, temas yüzeyleri arasında sürtünme ve buna bağlı olarak sıcaklık yükselişi ve ısınma, aşınma ve enerji kaybı oluşur. İzafi hareket eden yüzeyler arasına yağlayıcı konulması sürtünmenin ve doğurduğu etkilerin azaltılması için düşünülen en yaygın tedbirdir. Triboloji; sürtünme, aşınma ve yağlama konularını ve bunlarla ilgili fiziksel olayları inceleyen bilim dalı olmakla birlikte makina tasarımında en önemli konulardan biridir.

Tribolojinin esas olarak incelediği konular; karşılıklı etkileşen sürtünme elemanı, karşı cisim ve ara madde (yağ) gibi elemanlarda çalışma şartları (hız, kuvvet, ısıl etkiler ve çevre şartları vb.) etkisiyle ortaya çıkan aşınma olaylarıdır. Şekil 1.1 tipik bir tribo sistemde enerji dengesini göstermektedir [1].



Şekil 1.1 Tribolojik sistemde enerji durumu

1.2 TRİBOLOJİNİN TARİHÇESİ

Tablo 1.1 Tribolojinin Dünya Tarihi İle Birlikte Gelişimi

M.S 1977'den geriye doğru zaman	TARİH		TRİBOLOJİ
1x10 ⁴			
9			
8			
7			Kapı Menteşesi - Tahta ve Taş
6	Mezopotamya		Çömlekçi Çarkı - Taş Yataklar
5	Mısır		Tekerlekli Taşıtlarda Yataklar
4			
3	Grek Roma	Buda	Yağlı Kızaklar - Mısır, Asur
2			Katran kullanımı İlk Yuvarlanmalı Yatak - Roma
	Orta Çağ	Hız. Muhammed	Tahta vasıtaların içine aşınmayan taş - Danimarka
1x10 ³	Vikingler		Hayvansal ve bitkisel yağların kullanımı
9			
8		Marco Polo	
7			
6			
5	Rönesans	Columbus	Leonardo da Vinci'nin sürütünme, aşınma ve yataklar üstüne çalışmaları
4		Galileo	
3			
2	Endüstri Devrimi	Newton'un Kanunları	Amontons- Sürtünme Desaguliers - Kohezyon Coulomb - Sürtünme Leslie - Sürtünme Babbitt - Beyaz maden Drake - Mineral yağlar
	Raylı ulaşımın gelişmesi Makina Mühendisleri Birliği		Petrov (Rusya), Tower (UK) Reynolds (UK)
1x10 ²			
9	ASME		Kingsbury (USA)
8			Oynak lokmal yatak
7	Birinci Dünya savaşı		Yağlama konusunda ASME araştırma komitesi (RCL)
6			Sınır yağlama - Hardy (UK)
5			
4	İkinci Dünya Savaşı		Makine Mühendisleri Birliğinin yağlama konusunda genel toplantısı (1937)
	Atom Bombası Birleşmiş Milletler		ASLE kuruluşu (1944) ASME Yağlama Koordinasyon Komitesi (1948)
3			

M.S 1977'den geriye doğru zaman	TARİH	TRİBOLOJİ
2	Sputnik-İlk Rus Yapay Uydusu	Polimer Yataklar ve katı yağlayıcılar ASME Yağlama Bölümü (1955) Mak. Müh. Birliği yağlama ve aşınma grubu (1955)
1x10 ¹ 5	Apollo'nun Ay'a inmesi	Makine Mühendisleri Birliği-Triboloji Grubu (1967) İlk Avrupa Triboloji Konferansı (1973)

Tablo 1.1 kaydedilen tarih dönemini ve birçok bilinen olayı kısıtlayarak tribolojinin gelişmesini göstermiştir. Büyük ve eski uygarlıkların evrimsel bir zaman ölçeğine ilişkin olarak nasıl ortaya çıktıklarını gösterdiği için ilginçtir. Taş devri döneminden sonra yaratıcılık olağanüstü hızla gelişmiştir.

İlk uygarlıkların Mezopotamya ve Sümer bölgesinde ortaya çıktığına inanılır. Mısır, Hindistan, Çin, Amerika'nın merkezi ve güneyinde müteakip uygarlıkların üzerinde meydana gelen erken gelişmenin köklü arkeolojik ve tarihsel merakla olduğu düşünülür. Etkileyici Greko-Romen dönemi, mekanik icatların önemli mimari ve yapısal başarıların daha fazla gelişmesine ve daha da önemlisi fiziksel problemlere bilimsel bir yaklaşımın getirilmesine tanıklık etti.

Ortaçağlarda Vikinglerin tarihe damgasını vurduğu dönemde bilimsel ve teknolojik gelişmelerin kısır olmasından triboloji de istisnasız nasibini almıştır. Leonardo da Vinci'nin (1452-1519) bilim ve mühendislik alanlarındaki etkileyici katkıları, Rönesans dönemindeki klasik sanatın, mimari ve bilimin müthiş yükselişiyle harmanlanmıştır. Leonardo'nun bu çalışmalarının tribolojinin yükselmesine sağladığı katkılar açıktır. Leonardo'yla aynı dönemdeki Christopher Columbus'un başarıları tarih kitaplarında geniş bir yer tutmaktadır.

17. ve 18. Yüzyıllarda Endüstri Devriminin başlarında bilimin, teknolojik ilerlemeler ile bütünleşmiş olması etkileyici katkıların hızlanmasında en büyük etkenlerden biri olmuştur. 19. yüzyılda dünya ticareti, endüstri ve iletişim alanlarında olan gelişmelerle triboloji alanında müthiş bir ilerleme kaydedildi. Yatakların olağanüstü gelişimi, mineral yağ maddelerinin geniş ölçekli kullanımını, eski bir geçmişi olan akışkan-film yağlaması yaklaşımının yaygınlaşmasını ortaya çıkarmıştır.

20.yüzyılda büyük ölçekli endüstriyel tesislerin varlığı, başka çevrelerde de çalıştırılmak istenilen makinalara olan ihtiyaç, hava, deniz ve kara taşımacılığının gelişmesi ile uzay araştırmalarının gerektirdiği denemeler, tribolojinin tanınmasını ve öneminin artmasını sağlayan faktörlerdir. Orduların ihtiyaçları, bilimsel ve teknolojik gelişmeleri beraberinde getirdi. Örneğin Greko-Romen döneminde, kale kapılarını kırmak maksadıyla kullanılan koç başı denem silahlar için tahtadan yapılmış lineer yataklar tasarlandı. Dünya savaşı olarak bilinen yüzyılda benzer etkiler tribolojinin gelişmesinde önemli rol oynamıştır [2].

2. SÜRTÜNME

2.1 GENEL BİLGİLER

Temas halinde olan ve izafi hareket eden iki cismin temas yüzeylerinin harekete ya da hareket ihtimaline gösterdikleri direnç sürtünme olarak adlandırılır. Sürtünme kuvveti ise bir cismin diğer bir cismin üzerinde kayarken birbirlerine kayma yüzeyine paralel olarak uyguladıkları kuvvettir. Sürtünme kuvveti cisimlerin izafi hareketine ters yöndedir. Birbiriyle temasta olan cisimler arasındaki izafi hareket kayma yanında yuvarlanma veya kayma-yuvarlanma sürtünmesi olarak tanımlanır.

Sürtünme biçimleri, izafi hareket yapan yüzeyler arasına bir ara madde olarak yağlayıcı eleman konulması ya da konulmaması durumuna göre kuru, sınır ve sıvı sürtünme olarak incelenebilmektedir.

2.2 KURU SÜRTÜNME

İzafi hareket halinde olan iki kuru (yağlanmamış) parça temas yüzeylerindeki sürtünme durumu olup yüzeyler birbiri üzerinde pürüzleri temas ederek kayar ve yüzeyler arasında üçüncü bir malzeme yoktur (Şekil 2.1a). Kuru sürtünme modeli teorik olarak Şekil 2.1b’de gösterilmiştir. Coulomb kanunu esas alındığı takdirde izafi hareket yapan ve F_n normal kuvveti etkisinde bulunan iki cismin temas yüzeyleri arasında harekete ters

$$F_s = \mu.F_n \quad (2.1)$$

Şeklinde tanımlanan bir sürtünme kuvvetinin oluştuğu görülür. Burada μ sürtünme katsayısıdır.

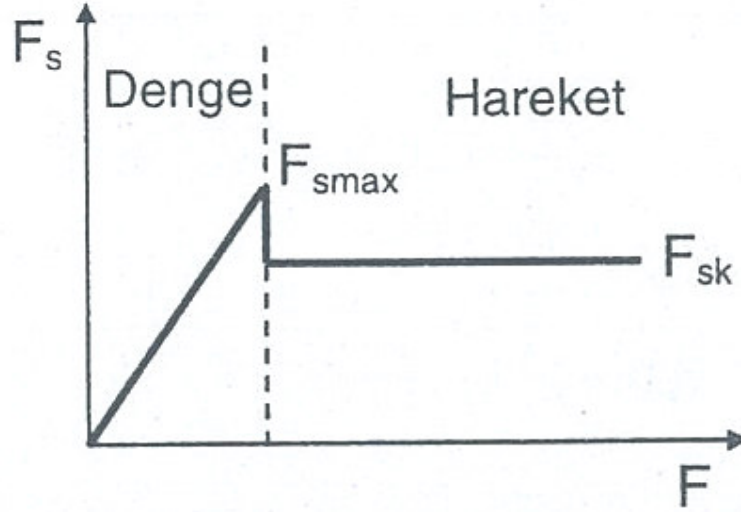
Şekil 2.1b’den görüldüğü üzere katı cisimlerin birine (W ağırlığındaki bloğa) bir F kuvveti uygulanırsa (çekme veya itme şeklinde) iki durum incelenebilir. İlk durumda, kuvvete rağmen cisimlerin birbiri üzerinde kayma hali (sabit kalmaları) olup buna bağlı olarak yüzeyler arasında statik ya da durgun sürtünme şeklinde tanımlanan bir direnç oluşmaktadır. Bu durum için $F_s = F$ yazılır. İkinci durumda

Figure 1.10 consists of two diagrams. Diagram (a) shows a cross-section of a bolted joint. A vertical force F_n is applied downwards to the top plate. A horizontal force $F_s = \mu F_n$ is applied to the right on the bottom plate. The joint is labeled with 'I' and 'II' on the right side. Diagram (b) shows a free-body diagram of a block. A vertical force W is applied downwards to the top of the block. A horizontal force F is applied to the right on the right side of the block. A horizontal force $F_s = \mu F_n$ is applied to the left on the bottom of the block. A vertical force F_n is applied upwards to the bottom of the block. The block is labeled with 'I' and 'II' on the left side. The velocity V_1 is shown to the right, and the velocity $V_2 = 0$ is shown to the right.

Uygulamada sürtünme hem istenilen hem de istenilmeyen bir durum olarak ortaya çıkmaktadır. Sürtünmeli çarklar, kavrama, fren gibi makina elemanlarında sürtünme faydalı bir parametre olduğu için artırılması istenir. Bunların dışında kalan tüm izafi hareket eden yüzeylerde oluşan sürtünme arzu edilmez ve azaltılması istenir.

$$\mu = F_s / F_n \quad (2.2)$$

6



Şekil 2.2 Sürtünme kuvveti-hareket ettiren kuvvet ilişkisi

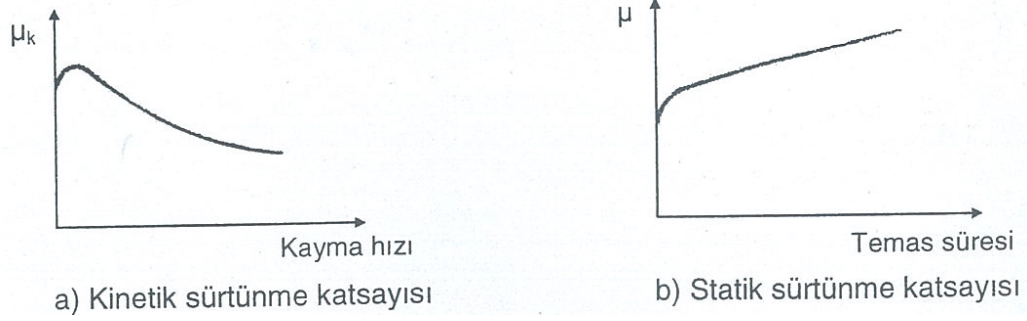
Statik sürtünme katsayısı μ 'ye benzer bir şekilde kinetik (dinamik) sürtünme katsayısı da

$$\mu = \frac{F_{sk}}{F_n} \quad (2.3)$$

olarak tanımlanmaktadır. Bu analizden aşağıdaki sonuçları elde edebiliriz.

- Sürtünme kuvveti dolayısıyla sürtünme katsayısı nominal temas alanına bağlı değildir.
- Sürtünme kuvveti kayma hızından bağımsızdır.
- Kinetik sürtünme katsayısı statik sürtünme katsayısından küçüktür.
- Yüksek hızlarda sürtünmede bir azalma tespit edilmektedir.

Bu sonuçlara göre yüzeyleri çok temiz ve yumuşak malzemelerde sürtünme kuvvetinin kayma hızından bağımsız olma durumunun istisnası ortaya çıkar. Kayma hızı arttıkça kinetik (dinamik) sürtünme katsayısı az da olsa azalmaktadır. Normal kayma hızlarında sürtünme katsayısı sabit sayılabilmektedir. Şekil 2.3a'dan da görüldüğü gibi hareketin başlangıcında kinetik sürtünme katsayısı en büyük değerini alır. Statik sürtünme katsayısı ise temas süresinin bir fonksiyonu olarak değişmektedir (Şekil 2.3b).



Şekil 2.3 Sürtünme katsayılarının kayma hızı ve temas süresi ile değişimi

Kuru sürtünme analizinde yüzeylerin pürüzlü oldukları düşünülmektedir. Cisimlerin izafi hareketlerinde temas yüzeylerinin gerçek temas alanı, temas yüzeylerinin geometrik alanından (A) kadar küçük olmalıdır çünkü yüzeylerin en hassas işlenmesinde bile yüzey pürüzleri kaçınılmazdır. Yapılan deneyler gerçek temas alanının $A_h = (1/1500 \dots 1/1000) A$ arasında olduğunu göstermektedir. Bu sebepten bu noktalarda yüzey basıncı hesaplanan ortam basıncının çok üzerindedir. Plastik deformasyona, temas eden pürüz tepciklerinin birbiriyle kaynak bağlantısı oluşturmaya bu yüzey basıncı sebep olmaktadır. Hareket süresince kaynak bölgeleri kesilir ya da kopar, bu kesme kuvvetleri sürtünmeyi oluşturur.

Temas yüzeyleri boyunca F_n normal kuvvet veya yükleme kuvveti gerçek temas yüzeyinin büyüklüğünü belirler. Pürüzlerin deformasyonu nedeniyle kuvvet büyüdükçe temas yüzeyi alanı büyümektedir. Temas yüzeylerini oluşturan pürüzlerin plastik deformasyona uğradıkları kabul edilirse hakiki yüzey

$$A_h = \frac{F_n}{H_B} \quad (2.4)$$

olmaktadır. Burada H_B , temasta olan en yumuşak malzemenin yüzey sertliğidir. İki metal yüzeye uygulanmasından sonra yüzeyler arasında temas halindeki tabakaların bir kısmı kopar ve küçük temas alanlarında metal kaynama (kaynak bağlantısı) oluşur. Teknikte karşılaşılan elemanların yüzeyleri oksit, yağ, su buharı, pislik vb. çeşitli kimyasal bileşikleri içeren tabii (doğal) bir absorpsiyon tabakası ile kaplıdır. Sürtünme, izafi hareket yapan yüzeylerde metal kaynak bağları ile tabii tabakalar arasındaki bağlantıların oluşturduğu direnç olarak tanımlanır. Sürtünme kuvveti hem kaynak bağlarını hem de bağlantıları koparan kuvvettir. Bu kuvvet

$$F_s = \alpha A_h \tau_{km} + (1 - \alpha) A_h \tau_{ko} \quad (2.5)$$

şeklinde elde edilebilir. Burada

α , yük taşıyan A_h alanının metal kaynak bağı oluşturma yüzdesi

τ_{km} , metal kaynak bağı oluşturan temas noktalarının kayma mukavemeti

τ_{ko} , tabii tabakalar arasındaki bağlantıların kayma mukavemeti olarak tanımlanmaktadır. Eşitlik 2.4 değerlendirilerek sürtünme katsayısı

$$\mu = \frac{F_s}{F_n} = \alpha \frac{\tau_{km}}{H_B} + (1-\alpha) \frac{\tau_{ko}}{H_B} \quad (2.6)$$

Bulunur. Yüzey sertliği yerine tabakanın σ_{ko} kopma mukavemeti kullanılarak

$$\mu = \alpha \frac{\tau_{km}}{\sigma_{ko}} + (1-\alpha) \frac{\tau_{km}}{\sigma_{ko}} \quad (2.7)$$

sürtünme katsayısı ifadesi bulunur

Hakiki temas alanı tamamen madensel temas noktalarından ibaretse $\alpha = 1$ olur ve sürtünme katsayısı

$$\mu = \frac{\tau_{km}}{\sigma_{ko}} \quad (2.8)$$

şeklini alır. Ancak pratikte σ , τ_{km} , τ_{ko} değerlerinin belirlenmesi çok zordur. Böyle olmasına rağmen bir fikir vermesi açısından aşağıda irdelemeler yapılmıştır.

1. Metal kaynak bağı oluşturan temas noktalarının kayma mukavemeti temas eden malzemelerin cinsine bağlıdır.

2. Sürtünme katsayısının küçük olduğu durumda metal kaynak bağı oluşturan temas noktalarının kayma mukavemeti τ_{km} ve bağlantıların kayma mukavemeti τ_{ko} büyüktür.

3. Demir, nikel, krom gibi birbiriyle kolay alaşım haline gelebilen sert malzemeler arasında kuvvetli kaynak bağları oluşmaktadır. Bazı durumlarda kaynama noktaları çok güçlü olur ve yüzeyler birbirine kitlenir. Hareket gerçekleşse bile yüzeyler tamamen bozulmuş olur. Bu durum yenme (**yalama**) olarak bilinir.

4. Birbiri ile ilgili olmayan ve birbirine benzeyen malzemeler arasında daha hafif ve düzenli bir sürtünme oluşur ve yüzeyler arasında çok ince izler görülür.

5. Kalay, kurşun ve bunların alaşımlarında olduğu gibi birbiri üzerinde izafi kayan malzemelerin biri sert diğeri yumuşak olduğunda yumuşak malzeme diğer malzemeyi kendi parçacıklarından oluşan ince bir tabaka ile kaplar ve bu şekilde iki yumuşak malzeme birbiri üzerinde kaymış gibi olur. Yumuşak malzeme bir yağlayıcı gibi çalışır. Bunun sonucu olarak sürtünme katsayısı azalır, yüzeyler arasında yenme olayı oluşmaz. Bu nedenle uygulamada kalay alaşımları yatak malzemesi olarak tercih edilir.

6. Malzemeler aynı veya birbirleriyle kolayca alaşım haline gelebilen cinsten olduğu takdirde küçük bir sürtünme katsayısı elde edilebilir. Malzemelerden birinin sert diğerinin yumuşak olması gerekir.

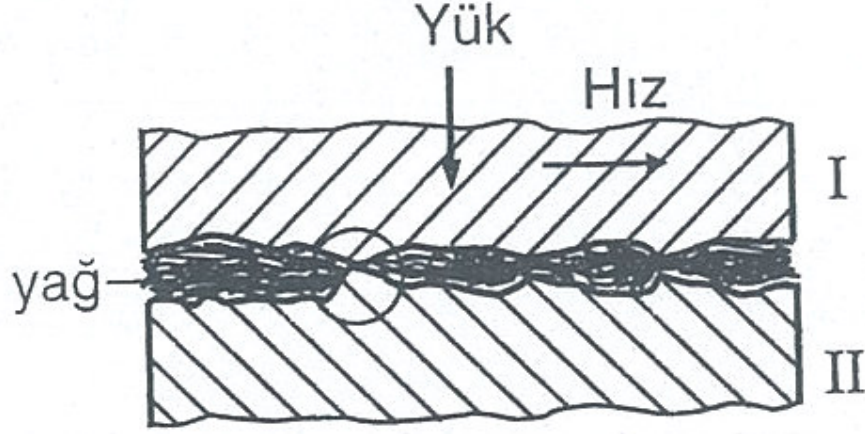
Bu bilgilere ek olarak sürtünme katsayılarının deneysel olarak tayin edilmesi gerektiği de dikkate alınmalıdır. Tablo 2.1 temas eden malzeme yüzeyleri ve sürtünme durumuna göre sürtünme katsayıları hakkında bir fikir vermektedir.

Tablo 2.1 Değişik sürtünme hallerinde sürtünme katsayıları

Eş çalışan malzemelerin cinsi		Sürtünme katsayısının değerleri
Kuru sürtünme		
Çelik-Beyaz metal		0.15...0.3
Çelik-Bakır Kurşun alaşımı		0.15...0.3
Çelik-Naylon		0.3...0.5
Teflon-başka malzemeler		0.04...0.12
Grafit-başka malzemeler		0.08...0.16
Kösele-Odun		0.3...0.5
Lastik-başka malzemeler		0.6...0.9
Yarı sıvı (sınır) sürtünmesi		
Eş çalışan malzemelerin cinsi	Yağlayıcı maddenin tipi	
Çelik-Dökme Demir	Gres	0.05...0.1
Çelik-Bronz	Yağ	0.02...0.1
Çelik-Naylon	Yağ	0.05...0.1
Katı yağlayıcı maddeler		
İnce bir Kurşun tabakası ile kaplanan Çelik		0.08...0.20
Grafit veya Molibden disülfitten oluşan bir tabaka ile kaplanan metaller		0.06...0.20
Sıvı sürtünme		
Hidrodinamik		0.001...0.01
Hidrostatik		0.00001...0.001
Yuvarlanma sürtünmesi		
Düzlem üzerinde silindir		0.00001...0.001
Yuvarlanmalı Yataklar		0.001...0.01
Geometrik bakımdan hatalı cisimler		0.05...0.2

2.3 SINIR SÜRTÜNMESİ (YARI SIVI SÜRTÜNME)

Sıvı sürtünmesinin tamamen oluşturulamadığı durum söz konusu olduğunda yüzeyler arasında parçaları tamamen ayıracak bir film bulunmaz. Bu şekildeki sürtünme **yarı sıvı sürtünme** veya **sınır sürtünmesi** olarak tanımlanır. Yüzeyler arasındaki sıvı yağ yüzeylere ait pürüzlerin sürtünmesi önleyemez (Şekil 2.4). Pratikte en çok rastlanan bu sürtünme halinde sürtünme katsayısı 0.03- 0. 1 arasında değişir.



Şekil 2.4 Yarı sıvı (sınır) sürtünme

Yüzeyler arasına bir yağlayıcı madde konulması halinde yağlayıcı molekülleri madensel yüzeylere düzgün bir şekilde yapışırlar. Böylece yüzeyler üzerinde belirli kalınlıkta adsorpsiyon tabakaları oluşur ve bu yağın bu özelliği **ıslatma kabiliyeti** olarak bilinir. Islatma özelliği yağ ve madensel yüzeylerin karşılıklı etkilerine bağlıdır. Çelik yüzeyleri iyi bir şekilde ıslatamayan yağ, kalay yüzeylerde çok iyi sonuçlar verebilmektedir. Madensel temasta olan yüzeylerin daha az olması yağ tabakasının, tabi tabakaya göre, kopma mukavemetinin çok daha büyük olmasından kaynaklanır. Yapışmış yağ tabakasının kopma mukavemeti σ_{kf} ve kayma mukavemeti τ_{kf} ile ifade edilerek sürtünme katsayısı

$$\mu = \alpha \frac{\tau_{km}}{\sigma_{kf}} + (1-\alpha) \frac{\tau_{kf}}{\sigma_{kf}} \quad (2.9)$$

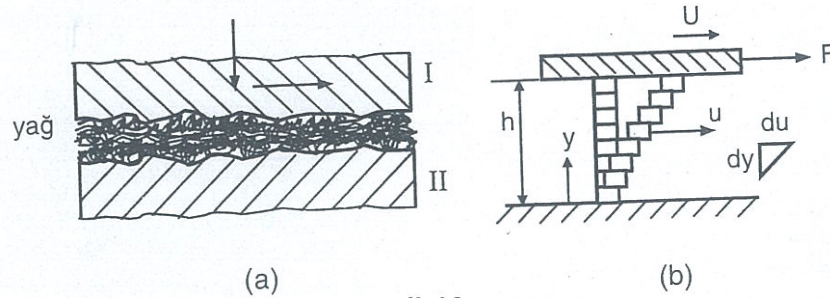
şeklinde elde edilir. İyi bir yağlama sisteminde α çok küçük olduğundan sürtünme katsayısı,

$$\mu \approx \frac{\tau_{kf}}{\sigma_{kf}} \quad (2.10)$$

şeklini alır. Yağ tabakasının kayma ve kopma mukavemetleri bu durumda önemli olmaktadır. Katık (aditif) adı verilen özel maddeler adi yağların oluşturduğu yağ tabakasının kayma mukavemetleri azaltmak veya kopma mukavemetleri büyütmek için yağlara ilave edilir. Deneylerle tespit edilmiş sınır sürtünme katsayıları da Tablo 2.1'den görülebilmektedir.

2.4 SIVI SÜRTÜNME

Birbirine karşı izafi hareket eden iki katı cisim arasında, yüzey pürüzleri birbiriyle hareket etmeyecek şekilde, ince bir yağ filmi oluşturulduğunda sıvı sürtünme durumu gerçekleşir (Şekil 2.5). Bu çalışma durumunda sürtünme doğrudan doğruya yağlayıcı sıvının tabakaları arasında olmaktadır. Yüzeylerin birbirinden tamamen ayrılması durumu, madeni yüzeyler arasında yağ tabakasında oluşan basıncın dış kuvveti dengeleyecek bir değere ulaşmasıyla olur.



Şekil 2.5 Sıvı Sürtünme

Yüzeylerin pürüzlülükleri, R_{t1} ve R_{t2} olmak üzere, geometrik bakımdan sıvı sürtünmesi için film kalınlığı

$$h_0 > R_{t1} + R_{t2} \quad (2.11)$$

olmalıdır. Yüzeyler arasına konmuş olan yağ tabakaları absorpsiyon dolayısıyla her iki yüzeye yapışmış olduğundan sıvı sürtünmesi, birbiri üzerinden kayan yağ tabakaları arasında oluşmakta ve bu tabakalar arasındaki kayma gerilmelerine bağlı olmaktadır. Şekil 2.6b'de görüldüğü gibi F kuvveti etkisinde U hızıyla hareket eden yüzeye yapışmış olan yağ tabakasının hızı da U , sabit yüzey üzerindeki yağ

tabakası hızı ise sıfır olmaktadır. Ara tabakanın hızı y mesafesine bağlı olarak U ile sıfır arasında değişmektedir.

Viskoz bir akışkanda kayma gerilmesi Newton kanununa göre

$$\tau = \eta \frac{du}{dy} \quad (2.12)$$

şeklinde hesaplanabilmektedir. Burada du/dy , y mesafesine göre hız değişimi (gradyanı) veya kayma oranı, η ise yağın viskozitesidir. Sürtünme kuvveti için

$$F_s = \eta \frac{du}{dy} A \quad (2.13)$$

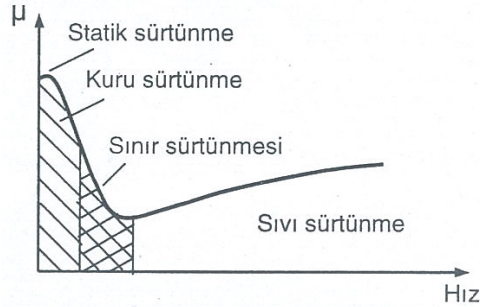
eşitliği yazılabilir. Burada A , hareketli yüzeyin yağ ile temasta olan ıslanan yüzey temas alanıdır. Sıvı sürtünmesinde sürtünme katsayısı diğer sürtünmeli hallerde olduğu gibi

$$\mu = \frac{F_s}{F}$$

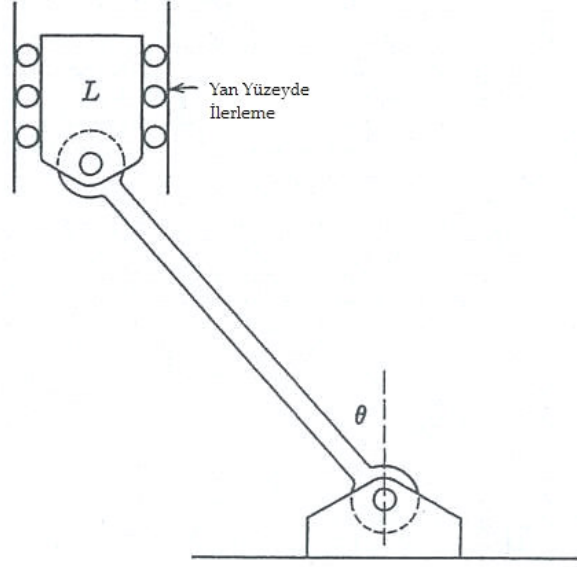
şeklinde ifade edilebilmektedir. Buna göre sıvı sürtünmesinde sürtünmeyi oluşturan ana faktör kullanılan yağın viskozitesidir.

Sıvı sürtünmesinde yağ filminin oluşum şekli önemli olduğu için hidrodinamik ve hidrostatik sıvı sürtünmeleri söz konusudur. Yağ filmi; elemanların hareketinden oluşuyorsa (basınçlı yağ filmi yüzeylerin belirli bir izafi hıza sahip olması ve yağ tabakasının hareket yönünde daralması) **hidrodinamik** sürtünme veya yağlamadan, dışarıdan bir pompa aracılığıyla sağlanıyorsa **hidrostatik** yağlamadan bahsedilir.

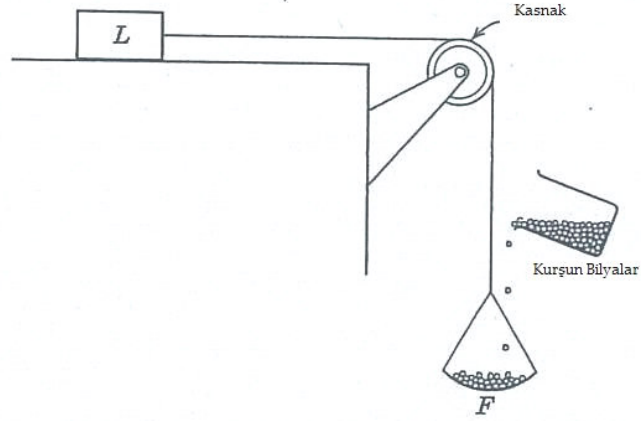
Şekil 2.6, iki yüzey arasındaki izafi harekete göre sürtünme halleri, geçiş bölgeleri ve sürtünme katsayısının hız değişimini vermektedir. (Stribeck eğrisi).



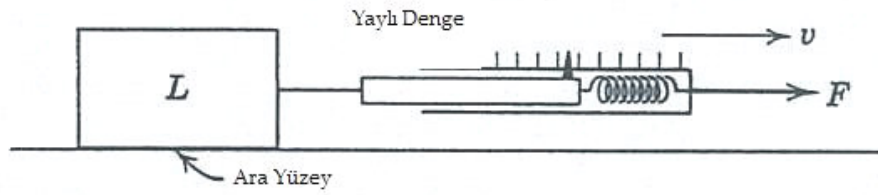
Şekil 2.6 Stribeck sürtünme eğrisi



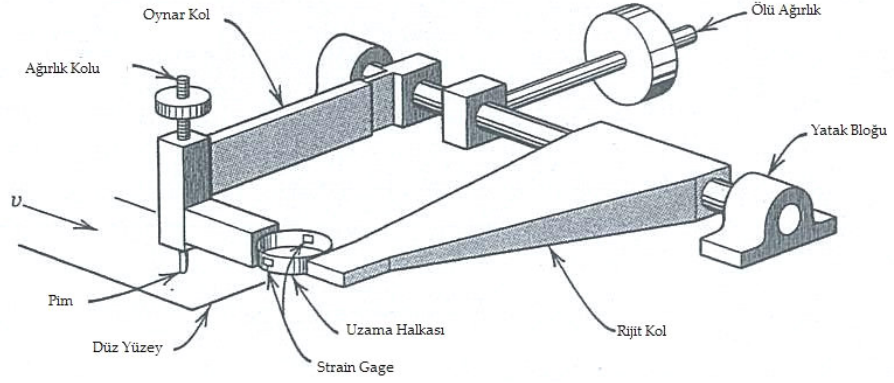
Şekil 2.8 Eğik düzlem uyarlaması (zeminlerin kayganlığını ölçmede kullanılır)



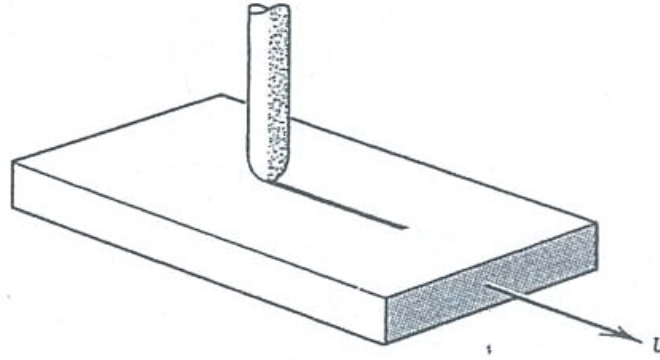
Şekil 2.9 Statik sürtünme ölçümünde ağırlık-kasnak metodu



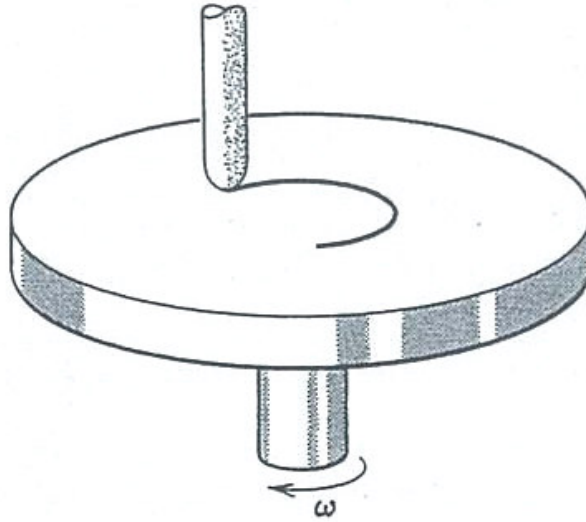
Şekil 2.10 Statik ve kinetik sürtünme ölçümünde basit yay dengesi metodu



Şekil 2.11 Dinamometre aracılığıyla sürtünme ölçümü. Sürtünme kuvveti uzama halkasını sıkıştırır.

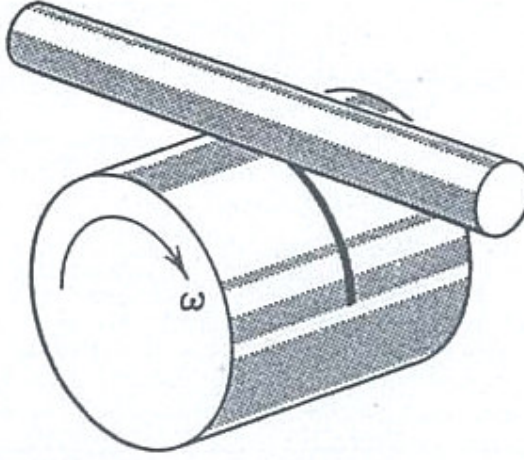


Şekil 2.12 Pim-Kütük



Şekil 2.13 Pim-Disk

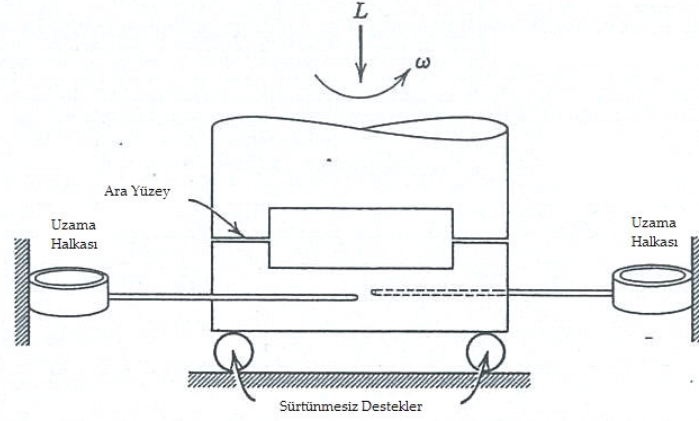
Genellikle sürtünme kuvveti devamlı kaydedilir. Bu tür ya da buna benzer tertibatlar gezer düzlem üzerinde pim (pim-kütük) (ekil 2.12), dönen disk üzerinde pim (pim-disk) (ekil 2.13), ya da silindir üzerinde silindir tertibatları için kullanılır (ekil 2.14).



Şekil 2.14 Bir silindirin diğerk bir silindirle teması

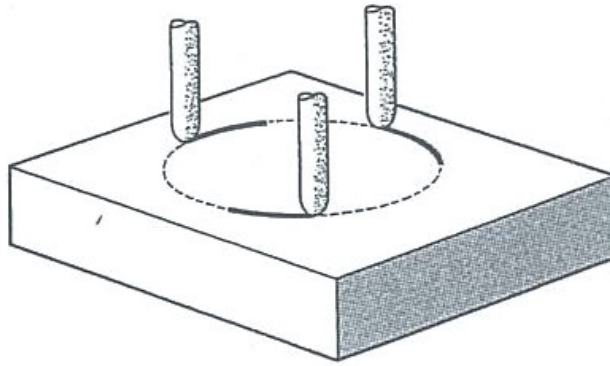
Tüm bu metotlardaki ortak nokta, temasın lokal olarak vuku bulması ve bundan dolayı kaymanın dar alanda meydana gelmesidir. Aslında birçok durumda pimin ucu sivriltilerek ya da yuvarlatarak bu iz daraltılır ve böylece görünen ve gerçek temas alanı eşit olur. Bu durum mikro boyutta yüzey alanlarının belirlenmesini kolaylaştırdığı gibi, bu yolla edinilen sürtünme katsayıları, sadece ve sadece az yüklü sistemlerde geçerli olacaktır ve sürtünme kuvveti görünen alan temasına bağılı olmayacaktır.

Gerçek yatak uygulamaları incelenmek istendiğinde, genellikle bir silindirin ucunun diğerk silindirin ucuna değıği geometrileri tercih ederiz. Teması tek noktaya bir yöntemle indirildikten sonra sürtünme momenti ölçümleri sürtünme katsayına kolaylıkla dönüştürülebilir. Şekil 2.15’de görülen sistem buna tipik bir örnektir.



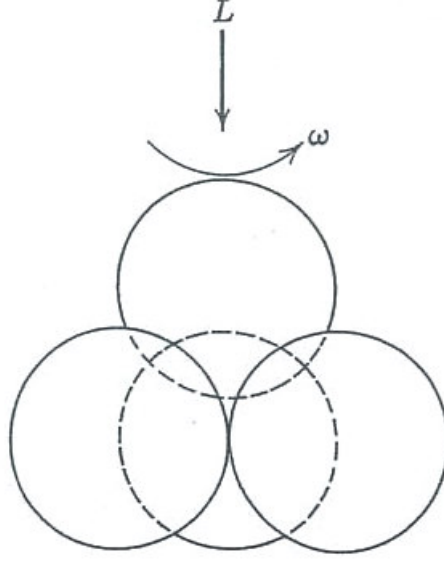
Şekil 2.15 Sürtünme ölçmede konsantrik silindir metodu.

Bu tertibat ile yukarıda bahsi geçen pim-kütük sistemlerinin birleşimi 3'lü pim-kütük geometrisinde gösterilmiştir (Şekil 2.16).



Şekil 2.16 3'lü pim-kütük geometrisi

Buna benzer şekilde en son tertibat, bir bilyanın diğer üç yataklanmış bilyanın üstünde dönmesiyle gerçekleşen dört bilyalı düzenektir (Şekil 2.17).



Şekil 2.17 Bilyanın diğer üç bilya üzerinde olması durumu. Aşağıdaki üç bilya sabit tutulur. Başka bir uyarlamada ise yuvarlanma sürtünmesinin çalışmalarında kullanılan alttaki üç bilyanın silindirik bir kap içinde dönmesi uygulamasıdır.

Sürtünme katsayısı, aşağıdaki müteakip değişkenlerin birinin veya birkaçının fonksiyonu olarak birçok deneyde elde edilmeye çalışılır.

2.5.1 SÜRTÜNMENİN KAYMA ZAMANI İLE DEĞİŞİMİ

Genellikle yüzey kaplamalarının aşınması ya da kayma sistemindeki malzemelerin bozulması ile ilgili çalışmaları tayin eder. Alternatif olarak ise; sürtünme kuvveti değişimlerini takip ederek, malzemeler arasındaki birleşme özellikleri bulunabilir.

2.5.2 SÜRTÜNME KATSAYISININ YÜK İLE DEĞİŞİMİ

Sürtünmenin birinci kanununun geçerliliğinin araştırılmasının yanı sıra artan yüklerle beraber sürtünme katsayısının artması bunun sonucu olarak birkaç kayma davranışı veya kaplamanın oluşması gibi durumlar incelenir.

2.5.3 SÜRTÜNMENİN KAYMA HIZI İLE DEĞİŞİMİ

Değişken kayma hızları kullanıldığı zaman, sürtünme-hız eğrisinin eğiminin ölçülmesiyle kay-dur (stick-slip) olayına karşı eğilimi bulmak mümkündür. Kay-dur olayı yay sabiti değişken bir dinamometre ile de incelenebilir.

Yüksek hızlarda, yükselen arayüz sıcaklığı ile birlikte malzemelerde yumuşama ya da erime gerçekleşebilir, böylece erime yağlaması denen bölgeye gelinmiş olunur ve bu bölge incelenebilir.

2.5.4 SÜRTÜNMENİN SICAKLIK İLE DEĞİŞİMİ

Sıcaklığın sürtünme üzerindeki etkisini incelemek için yapılan deneyler yüzeylerin ısıtıldığı bir tertibat gerektirir. Çok yüksek sıcaklıklarda (315°C üzeri), fırın içine bir sürtünme düzeneği kurmak gereklidir. Sıcaklığın değişken olduğu deneyler; yağlayıcıların bozulma noktasını, oksit ya da diğer filmlerin oluşumunu ve yüksek sıcaklıklarda malzemelerin kayma şartlarında kullanılabilirliği hakkında fikir sahibi olmayı sağlar.

2.5.5 SÜRTÜNMENİN VAKUM DERECEİ İLE DEĞİŞİMİ

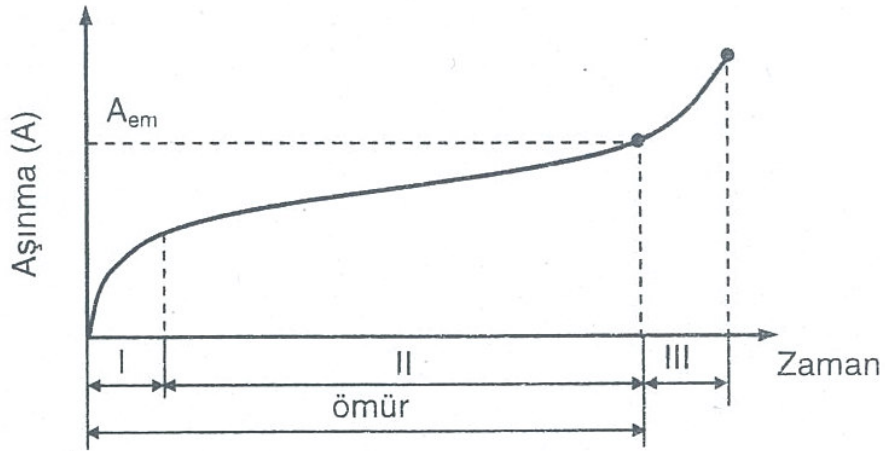
Bu testler de bir takım özel aparatlar gerektirir. Sürtünmeyle ilgili genel geçer kuralların incelenmesi açısından ve uzaya ilişkin kayma uygulamalarında kullanılan malzemelerin tayini açısından faydalıdır [3].

3. AŞINMA

3.1 GENEL BİLGİLER VE TANIMLAR

Sürtünen yüzeylerde malzemenin, mekanik etkilerle istenmeyen bir şekilde kopması ve ana parçalardan ayrılmasına aşınma adı verilmektedir. Böylece yüzeyler ilk şekillerini bozarlar, parçalar arasındaki boşluklar büyür ve istenilen fonksiyonu yerine getiremez. Aşınma aniden olan aşınma ve zamanla gelişen aşınma olarak iki gruba ayrılabilir.

Zamanla oluşan aşınma için Şekil 3.1 incelenebilir. Burada aşınma miktarı zaman göre değişmekte olup üç bölge söz konusudur.



Şekil 3. 1 Zamanla oluşan aşınma

Birinci bölgede (I), parçaların ilk çalışması sırasında şiddetli aşınma meydana gelmektedir. Rodaj denilen bu bölge parçaların birbirine alıştırılmasını karakterize etmektedir. Rodaj genellikle yüksüz ve normal hızdan daha küçük hızlarda yapılır. Bunun için özel yağlar kullanılmaktadır. İkinci kısımda (II) esas çalışma sırasındaki aşınma söz konusudur. Aşınma hızının fazla olduğu bölge (III) şiddetli aşınma bölgesi olarak tanımlanır.

Bu diyagramdan elemanın normal çalışma zamanı veya ömrünün tayin edilmesi, elemana ait çalışma şartlarına bağlı olarak bir emniyetli aşınma veya emniyet

sınırının (A_{em}) belirlenmesiyle gerçekleşir. Bu çalışma süresinden sonra parça tamir edilmeli ya da değiştirilmelidir.

Ani oluşan aşınmada parça yüzeyleri aniden bozulur, bazı hallerde kilitlenir ve çalışmaz duruma gelir. Bu aşınma statik zorlanma etkisindeki kopmaya benzemektedir.

Aşınma temas yüzeylerinde dış etkiler altında oluşan fiziksel ve kimyasal değişmelerin sonucunda ortaya çıktığı için çok çeşitli aşınma şekilleri tarif edilmektedir. Genel olarak aşınma için yapılan tanımlar şunlardır:

-Teknik anlamda aşınma, cisimlerin yüzeylerinden mekanik etkenlerle mikro taneciklerin kopup ayrılması nedeniyle istenmeyen bir değişikliğin meydana gelmesidir.

-Mekanik etkenlerle cisimlerin yüzeyinde artan bir şekilde meydana gelen malzeme kaybıdır.

-Sürtünen yüzeyler arasında tekrarlanan etkilerle meydana gelen malzeme tahribatıdır.

-Katı cisimlerin yüzeylerinden ince tabakaların veya küçük parçacıkların ayrılması ile meydana gelen malzeme kaybıdır

-Sürtünen yüzeylerde malzemenin mekanik etkenlerle ve istenilmediği halde kopup ayrılmasıdır.

-Aşınma tribolojik zorlama sonucu katı cismin yüzey bölgesinden sürekli ilerleyen malzeme kaybıdır.

-Aşınma, tribolojik sistemi oluşturan eleman ve faktörlerin karşılıklı etkileşmelerinin ortak bir ürünüdür.

Yukarıda geçen tribolojik sistem, karşılıklı etkileşen elemanlarda (esas cisim, karşı cisim ve ara madde) hız, termal şartlar ve yükün kombine etkisiyle sonuçlanan aşınma olayını inceler. Mühendislik malzemelerinde görülen yıpranmanın aşınma sayılabilmesi için aşağıda şartlar sağlanmalıdır

-Mekanik bir etkinin olması

-Aşınma olayının başlaması ve devamı için sürtünme olmalıdır. (izafi hareket)

-Yavaş fakat devamlı olması

-Malzeme üzerinde değişiklik meydana gelmesi

-İsteğimiz dışında meydana gelmesi

-Korozyon ve yıpranma mekanik hareket olmadan meydana geldiğinden aşınma sayılmamaktadır. Mekanik etki ile birlikte kimyasal veya elektrokimyasal etki ile de malzeme yüzeyinden mikrotanecikler kopar veya yüzey bölgesi değişikliğe uğrar.

3.2 AŞINMA MEKANİZMALARI VE ÇEŞİTLERİ

3.2.1 ADEZYON (ADESİV) VEYA KAYNAMA AŞINMASI

Kuvvetli kaynama karışabilen ve birbirlerine yakın olan malzemeler arasında olur.Yüzey pürüzleri dış kuvvet etkisiyle akma sınırının aşılmasıyla plastik deformasyona uğrar, yüzeyde absorbe edilmiş sıvı veya gaz molekülleri ve oksit tabakaları parçalanır.Temas noktalarında mikro kaynak bağları oluşur.Temas yüzeylerinin birbirine göre bağıl hareket ettiği durumda bu bağlar kırılarak malzeme kaybı oluşur.Yüzeylere yapışan yağ tabakası adhezyon aşınmasını önler

Zayıf olan malzeme pürüzleri yüzeylerdeki izafi hareketle kopar ve serbest parçacıklar meydana gelir. Adezyon aşınması benzer veya kolay alaşım yapabilen malzemeler arasında meydana gelir.Bu nedenle malzeme çiftlerinin birisi sert (çelik gibi) diğeri yumuşak (bronz gibi) seçilmelidir.

3.2.2 ABRAZYON (ABRASİV) AŞINMA MEKANİZMASI

Uygulanan yük ve hareketin etkisiyle sürtünen iki cisimden daha sert olanının pürüzleri veya taneleri vasıtasıyla diğeri çizerek üzerinden mikro talaş kaldırılması olayıdır. Dışarıdan yüzeyler arasına giren toz, talaş veya doğrudan eş çalışan malzemelerin yüzeylerinde oksidasyon sonucu oluşan sert parçacıkların etkisi altında oluşur.Bu aşınmanın önlenmesi için yüzeyler sertleştirilmelidir.Dışarıdan sert maddelerin yüzeyler arasına girmemesi için iyi bir sızdırmazlık sağlanmalıdır. Makine ve sistemler talaş ve diğeri pisliklerden sık sık temizlenmelidir.

3.2.3 MEKANİK KOROZYON AŞINMASI

Kimyasal bir aşınma türüdür. Birbiri üzerinde kayan veya yuvarlanan yüzeyler arasında küçük temas alanlarında daima plastik deformasyonlar olmaktadır. Kristal kafesi plastik deformasyon sonucu bozulmakta buna bağıl olarak yüzey kimyasal

bakımdan aktifleşmekte, ortamda bulunan oksijen ile okside olmaktadır. Hareketin devamında oksit tabakası kırılmakta ve oksit parçacıkları düşerek aşınmayı meydana getirmektedir. Kimyasal maddeler bulunan ortamda çalışan elemanların yüzeyleri bu maddelerle reaksiyona girerek ince ve sert tabakalar oluşturulur. Benzer durum yağlarda bulunan maddelerden dolayı da oluşur. Sert tabaka değişken yük altında kırılır ve sert parçacıklar düşerek aşınmayı oluşturan parçacıkları meydana getirirler. Korozyonla meydana gelen demir-oksit tanecikleri abrasiv aşınmayı hızlandırır. Korozif aşınmanın faydası çok yüksek basınç altında yüzeyleri, meydana gelen oksit veya diğer ara tabakalarla yapışmasını önleyerek adhesiv aşınmayı azaltmaktır.

Yüzeylerin fosfat ya da sülfitle kaplanması veya oksidasyonu önleyen özel yağlayıcı maddeler kullanılması, oksidasyon veya mekanik korozyon aşınmasını önlemek için kullanılır.

3.2.4 YÜZEY YORULMASI AŞINMASI

Yorulma olayı yüzeyden başlamakta olup titreşimli yüklemde veya sürtünen elemanların tekrarlı gerilmelere maruz kaldıklarında yüzeylerde mikro çatlaklar veya küçük çukurcuklar oluşur. Bu olaylar çoğunlukla kam mekanizmaları, dişli çarklar, yuvarlanmalı yataklar gibi yuvarlanma hareketi yapan parçacıkların yüzeylerinde oluşur. Temas alanları küçük olduğundan yüzeylerde Hertz basınçları meydana gelir. Bu basınç etkisinde yüzeylerin hemen altında kayma gerilmeleri oluşur. Malzeme yüzeyinde yorulma olayı değişken zorlanma durumunda oluşur. Maksimum kayma gerilmelerinin bulunduğu yerde plastik deformasyon ve dislokasyon olaylarına da bağlı olarak çok küçük boşluklar meydana gelmektedir. Bu boşluklar zamanla yüzeye doğru hareket eder ve büyüyerek yüzeyde küçük çukurcuklar meydana getirmektedir.

Yüksek basınç altında yüzeyler arasındaki yağın çatlaklara girmesi boşlukların/çukurların büyümesine neden olmaktadır. Çukurcukların plastik deformasyonlar nedeniyle temas yüzeyinde oluşması ve buradan malzemenin iç kısımlara yayılması sonucu, Pitting aşınması da denilen, yüzey yorulması aşınması ortaya çıkmaktadır. Bu tür aşınma malzeme yüzeyi sertleştirilerek önlenir. Bu aşınma türü yumuşak malzemelerde meydana gelmemektedir.

3.2.5 EROZYON VE KAVİTASYON

Malzeme yüzeyi ile ortam arasındaki izafi hızın yüksek değerlere ulaştığı sistemlerde görülen bozulma şekli erozyon olarak tanımlanır. İçinde katı tanecikler içeren bir sıvının katı cismin yüzeyine hızla çarpması sonucunda erozyon oluşur. Ayrıca çok küçük sıvı damlalarının çok yüksek bir hızda (1000 m/s) bir katı yüzeye düşmesi halinde damlaların cisme çarpma anındaki basıncı cismin basma mukavemet değerini aşar, böylece bir tek damlanın yüzeye çarpmasıyla plastik deformasyon veya kırılma oluşur. Erozyon aşınması bu şekilde çarpışmaların tekrarlanmasıyla meydana gelir.

Bir katı cisimle sıvının izafi hareket yapması durumunda sıvı içinde oluşan kabarcıkların basıncının düşmesiyle büyümesi ve patlaması sonucu meydana gelen şok dalgalarının katı cisim yüzeyine çarpmasıyla kavitasyon erozyonu meydana gelir. Bir kabarcığın kararlı olması iç ve dış yüzeyi arasındaki basınca ve yüzey enerjisine bağlıdır. Kabarcık yüzeyindeki gerilmenin düşük olması daha az tahribat yapar. Bu erozyon türü daha çok su türbinleri ve pompalarda oluşur.

Yukarıdaki aşınma mekanizmaları bir sistemin sürtünerek çalışan elemanlarında tek başına meydana gelmez. Elemanların hasara uğramasına birçoğunun kombine etkisi neden olur. Aşınma olayı karışık olup çeşitli faktörlerin değişik etkileri, olayı karmaşık hale getirmektedir. Bu faktörler kendi aralarında ve tribosistemin diğer elemanlarıyla karşılıklı etkileşim içinde aşınmanın cinsi ve miktarını tayin ederler [1].

3.3 AŞINMANIN ÖLÇÜMÜ

Aşınma çalışmalarında en sık kullanılan yol; kaymaya maruz bırakılan malzemelerin kaymadan önce ve sonra yapılan deneylerle, kayma sonrası aşınmaya uğramış kısımlarını ve miktarlarını belirlemektir.

Aşınmanın tespiti için genellikle kullanılan birkaç yöntem vardır. Bunlar; tartma yöntemi, mekanik ölçme yöntemi, yüzey özelliklerini optik deneylerle incelemektir. Özellikle ayrışmalarla ilgili olarak ya da tespit edilen aşınma miktarı hakkındaki tüm bu özellikleri sırasıyla tartışacağız.

3.3.1 TARTMA YÖNTEMİ

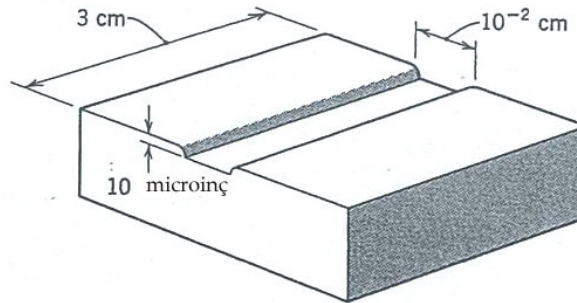
Aşınmayı saptamakta kullanılan en kolay yoldur. Aşınmanın toplam miktarını tek bir sayı şeklinde verir (Tabii ki, çoğu kez aşınmanın kayma yüzeylerine dağılımı görmek istenir. Tartma yöntemi bu açıdan yetersizdir.). Bu metodu uygulamadan önce incelenen bileşeni kayma mekanizmasından çıkarmak ve dikkatlice arındırmak gerekir (Trikloretilen ya da aseton gibi çözücüler genellikle metallerle kullanılırlar.). Kimyasal dengeye ulaşıldığı zaman tartma yöntemi uygulanmalıdır.

Tartma yönteminin mertebesi genellikle 10^{-4} gr civarındadır. Bu mertebenin tayini üç faktörün etkisi altındadır, şöyle ki : malzemeleri temizlerken kullanılan kimyasalların tam olarak malzeme yüzeyinden arındırılmamış olması sonucu ortaya çıkan ağırlık dengesizlikleri, test edilen numunenin kayma mekanizmasına tutturulduğu bölümde meydana gelen yönü tayin edilemeyen malzeme transferi; son olarak da aşınma mekanizması için kullanılan kimyasalların çözebilme mertebesidir.

3.3.2 MEKANİK ÖLÇME YÖNTEMİ

Genellikle mikrometrelerin çözünürlük mertebesi 10^{-3} cm civarındadır. Bu değer yüzey alanı 10^{-2} cm^2 olan bir izleme ucunda, 10^{-4} gr olarak tespit edilir. Ancak genellikle mekanik ölçme yöntemi, daha büyük ebatlardaki kayma numunelerinde kullanılır (örnek olarak; otomobillerin motor silindirlerinde). Böylece aranan minimum aşınma miktarı daha büyük boyutlarda çıkar.

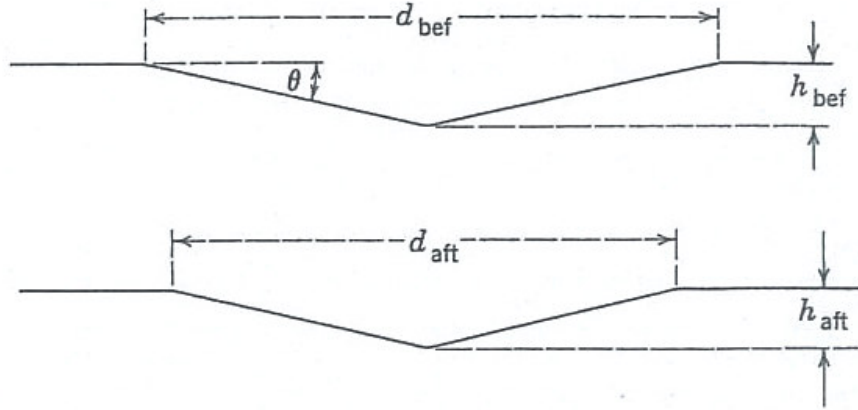
Aşınma ölçümünde bir başka alternatif metot ise şayet aşınma dar bir yolla sınırlandırılmış ise profilmetre ile yolun profilini alıp, aşınmış malzeme miktarını hesaplamaktır. 3 cm uzunluğunda, 10^{-2} cm genişliğinde 10 mikroiç derinliğinde bir yolda (Şekil 3.2) 10^{-5} gr mertebesinde bir ağırlık yitimi tespit edilebilir.



Şekil 3.2 Profilometre metodu ile aşınma ölçümü

3.3.3 OPTİK METOT

Optik tekniğini kullanarak aşınma ölçebileceğimiz çok sayıda metot vardır. Bunlardan biri, yüzeye küçük bir mikrosertlik cihazıyla girinti yapmak ve kayma süresince boyutunun değişimini gözlemlemektir (Şekil 3.3).



Şekil 3.3 Girintileme yöntemiyle aşınma ölçümü. Aşınma

$$\text{derinliği} = h_{bef} - h_{aft} = (d_{bef} - d_{aft}) \tan \theta / 2$$

Optik yöntemin yatay çözünürlük mertebesi 10^{-4} cm civarındayken, girinti eğimi 1:5 olan bir optik yöntemde derinlik çözünürlüğünün mertebesi 10^{-5} cm olarak tespit edilir. Bu da daha önce bahsi geçen profilmetre ile aynı mertebelerde aşınma ölçümü yapılabilmesi demektir [3].

4. TRIBOMETRELER

Tribometreler birçok tribolojik araştırmalar kapsamında, sşrtşnme ve aşınmanın ۆlçřmřnde kullanılan teknolojik cihazlardır. ۆzenle seşilmiş bir tribometre, bir aşınma veya sşrtşnme probleminin bştşn kritik ۆzelliklerini simşle edebilir. Tam tersine başarısız bir seşimle edinilen ya da tasarlanan tribometre bşsbştşn yanlış sonuçlar doğurabilir, bu yşzden tribolojik test programlarından tribometre ۆzellikleri hakkında tam bilgi edinilmesi gereklidir. Bu bۆlřmde kullanılabilir tribometreler arasındaki farklılıklar ve tribometrelerin temel ۆzellikleri anlatılmıştır. Mşhendis sık sık řu sorularla karşılaşır: tribometre dۆnen bir kayma hareketi mi yoksa vargel kayma hareketi mi sağlamalı? Tribometre için kimyasal kontrol çevrimine gerek var mıdır? Tribometrenin değişken yşklemeye ya da değişken hız sistemine ihtiyaı var mıdır ? Tşm bu sorular gşvenilir bir tribometre seşmeden ۆnce yanıtlanmalıdır.

Tribometrenin amacı kontrol edilebilir şartlarda sşrtşnme ve aşınmanın simşlasyonunu sağlamaktır. Aşınma ve sşrtşnme; sıcaklık değişimleri, yşk ve nem gibi faktۆrlere karşı duyarlıdır. Bu yşzden tşm bu faktۆrlerin dikkatlice kontrol altına alındığı ve gۆrřntřlendięi bir ortamda tribometre kullanılmalıdır. Bunun dışında orijinal ekipmanda meydana gelen aşınma ve sşrtşnmenin gşlşklerine karşın deneyi kolaylaştırıcı pratik faydalar vardır. ۆrnek olarak, silindirle piston arasındaki aşınma ekonomik ۆnem taşır. İçten yanmalı motorlarda gerçek boyutlu testler zaman ve kaynaklarla sınırlandığı için, çoğu ilk yağlayıcı testleri basitleştirilmiş test makinalarında yapılır. Tribometre kullanılmasının bir diğer sebebi ise tipik endşstriyel cihazların aşınma, sşrtşnme vb. parametrelerin ۆlçřmřnde (ۆrneęin sıcaklık) kullanımı pek mşmkşn olmaması ve tribometrelerin bunların ۆlçřmřne izin verebilir bir şekilde tasarlanmış olmasıdır. Hızla gelişen teknoloji ۆlçřm ve gۆzlem uygulamalarının daha karmaşık olmasını gerektirdiği için tribometrelerin gۆrřnřřleri sşrekli artan bir biçimde ۆnem kazanmaktadır.

Tşm tribolojik çalışmalar hareketli temas için tipik tribometreleri gerektirmez. Bazı durumlarda tribolojinin temel durumuna ilişkin olarak ۆzellikle bu tarz geleneksel tribometreler kullanılmaz. Bunun yerine tribolojik durumu izah ettiğine inanılan

fiziksel işlemler, sürtünme, aşınma veya yağlamayı simüle etmek için kullanılır. Bu yaklaşıma örnek olarak aşınmanın mekanik görünüşünü araştırmayı hedefleyen malzeme deformasyonu verilebilir (pürüzlülük deformasyon mekanizması). Bu tip deneyin amacı doğrudan ölçüm ve gözlemlerden farklı olarak sürtünme ve aşınma mekanizmaları hakkında bilgi edinmektir.

4.1 TRIBOMETRELERİN TEMEL ÖZELLİKLERİ

Tribometrelerin büyük çoğunluğu laboratuarlarda kullanılan set üstü cihazlar olmakla beraber, bazı durumlarda endüstriyel ekipmanlar tribolojik ölçümlere izin verecek şekilde tadil edilebilirler. Buna örnek olarak çelik halat üzerinde yapılan gerçek aşınma testleri ya da gerçek boyutlu motor testleri verilebilir. Laboratuvar için tasarlanan tribometrenin genel kapsamından farklı olarak, tribometre tasarımları ve teknolojileri büyük bir değişkenlik gösterir. Tribolojist toplulukların ve yağlama mühendislerinin söylediklerine bakılacak olursa, 243 onaylanmış tribometre tasarımı mevcuttur. Ancak ne yazık ki bu tasarımların çoğu tribolojik deneylerin ilkeleri yerine pratikliğin ilkelerini takip ederler. Kullanılabilir tasarım sayısına karşın kullanılabilir deneyler için alan seçenekleri daha sınırlıdır. Araştırma grupları tarafından sürekli olarak kullanılan tribometre sayısı oldukça azdır.

Tüm tribometreler yürütülen testlerin odağı olan aşınma temasını içerir. Ortalama bir tribometre hareketi sağlamak, yükleme yapmak, yağ ya da özel gaz ortamı tedariki için çeşitli yardımcı donanımlar içerir. Daha gelişmiş tribometreler aşınma hesabı, sürtünme katsayısı ölçümü, sıcaklık hesaplaması için özel aletlerle donatılmıştır. Tüm bu özelliklerden ayrı olarak tribometreler tasarım ve fonksiyonda epeyce farklılık gösterir. Çok çeşitli tribometreleri gerekli kılan temel faktör aşınma temaslarının değişkenliğidir. Aşınma olayı, sadece kayma, sadece dönme, dönerek kayma, çentik, abrazyon, erozyon ve kavitasyonun kontrolü altında gerçekleşir. Her tür aşınma hareketi kendine has tasarlanmış tribometre düzenekleri gerektirir.

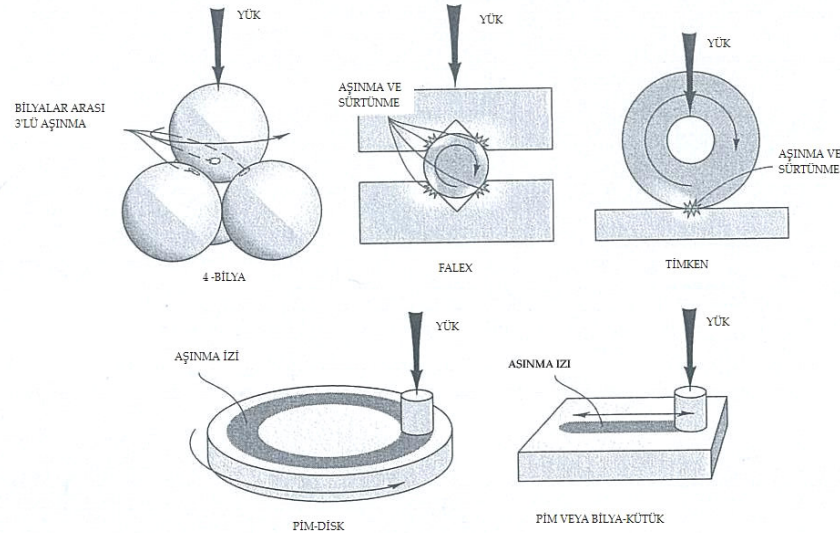
Kayma hızı ve genişliği gibi temel çalışma parametreleri tribometrenin tasarımında önemli parametrelerdir. Çoğu tribometre konstrüksiyonları, 0.001-1 (m/s) kayma hızı aralıklarında çalışmakla beraber abrazyon aşınma, adezyon aşınma, delaminasyon aşınması, yüzey yorulması aşınması ve diğer aşınma mekanizmalarıyla ilgili veri sağlar. Ancak bazı tribometreler kayma hızlarını bu aralığın dışında tutmaya çalışırlar. Örneğin metallerde görülen erime aşınması için 100 (m/s) civarında çok

yüksek kayma hızlarına elverişli bir tribometre gerekir. Sürtünme oksidasyonu çalışmalarında, sürtünme oksidasyonu vargel kaymasının bir çeşidi olduğu halde, sürtünme genliği 5-100 μm aralığı gibi çok küçük bir aralıkta vuku bulur. Böylece sürtünme oksidasyonu için tasarlanan tribometre de, makroskobik kayma için tasarlanan tribometreden farklılık arz eder.

“Evrensel aşınma testi makinesi” gibi test yeteneği konusunda geniş aralığa sahip belirli sayıda tribometre olduğu halde, çoğunlukla tüm bilinen test makineleri uygulamada sınırlı aralığa sahiptir. Tribometreler, belirli aşınma mekanizmaları ve belirli çalışma koşulları için tasarlanırlar. Kendi çalışma sahalarının dışındaki deney koşullarında verimsiz olarak çalışırlar. Tribometreler, genel olarak, aşınma mekanizmaları veya çalışma koşullarına göre gruplara ayrılabilir.

4.2 KURU YA DA KISMEN YAĞLANMIŞ KAYMA TEMASLARI İÇİN TRİBOMETRE

Bu tribometre sınıfı büyük ihtimalle ticari olarak büyük ölçüde gelişme gösteren ve yağlayıcıları uygun olarak değerlendiren sınıftır. Kuru ya da kısmen yağlanmış temas yüzeylerinde kullanılan en yaygın tribometre örnekleri şematik olarak Şekil 4.1’de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Kuru ya da kısmen yağlanmış kayma temasları simülasyonunun temel örneklerinin şematik gösterimi

4.2.1 DÖRT-BİLYALI TRİBOMETRE

Bu cihazda dört adet 12.7 mm çapında bilya kullanılmıştır, bu bilyalardan bir tanesi $1770 \pm 60 \frac{dev}{dak}$ ile dönerken, diğer üçü sabit olarak bir kap içinde tutulur. Test süresince kap yağlayıcıyla doldurulur ve sabit duran bilyalar on saniyelik aralıklarla dönen bilya üzerine baskı uygular. Deney 4 bilya birbirine kaynayana kadar önceden belirlenmiş ve peşi sıra gelen daha yüksek kuvvetlerle on saniyelik periyotlar halinde devam eder. Aşınma izi ölçümleri altta duran üç bilya üzerinde yapılır. Ölçümlerden elde edilen kaynak noktaları yük ve aşınma eğrileridir.

4.2.2 FALEX TEST CİHAZI

Falex test cihazı, abartılı mekanik desteklere gerek duymadan yüksek temas gerilmelerine izin verdiği için endüstriyel araştırma laboratuvarlarında yaygın biçimde kullanılır. Bu düzenekte 4 temas kuvveti birbiriyle dengede olduğundan pimi hareket ettirmek için gereken tek kuvvet V-blok kapanma kuvveti ve pimi hareket ettirmek için gereken momenttir. Moment, yataklarda çoğunlukla ortaya çıkan yanılğıları önler ve sürtünme kuvvetinin doğrudan ölçümünü sağlar. Yüksek temas basınçları deneyler süresince bu aparatın sıyrılma ve sürtünme çalışmalarına uygunluğunu sağlar. Bu cihaz sürtünme katsayısı değerini özel bir malzeme/yağlayıcı çifti için elde ettiği gibi, sıyrılmadan önceki maksimum yük için ve deneyden sonraki aşınma izi çapı hakkında da veri elde edilmesini sağlar.

4.2.3 TİMKEN APARATI

Bu aparatta sabit bir kütüğe (test bloğu) bastırılan halka, test edilmiş yağlayıcının mevcudiyetinde $800 \frac{dev}{dak}$ da döner. Deney, hatalı ve “OK” yükler tespit edilene kadar peşpeşe ve daha yüksek yüklemeler şeklinde on dakika süreyle devam eder. “OK” yükü, manivela kolu üstüne kütük üstünde iz bırakmayacak şekilde yüklenebilen en yüksek kuvvet değeridir. Manivela kolundaki yükleme yağlama filminin mukavemetinin göstergesidir.

4 bilyalı aparat, Falex ve Timken aparatları çeşitli bilimsel kuruluşlar veya endüstriyel kurumlarca belirlenen standart yağlama deneyleri için kullanılır. Bu tribometreler çoğu kez ticari deneyler ve bazı araştırma çalışmaları için kullanılmakla beraber deney boyunca yetersiz kontrol edilmiş sürtünme sıcaklıkları,

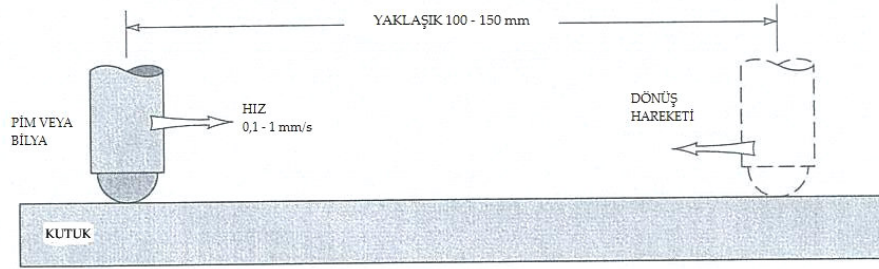
değişken temas gerilmesi gibi dezavantajları vardır. 4 bilya deneyinde bilyalar arasındaki temas alanları büyüklüğü; Hertz temasının küçük bir alanından, toplar üzerinde oluşan aşınma izi çapının büyüklüğüne göre çok büyük değerlere kadar değişkenlik gösterebilir. Falex mekanizması, bir test sırasında birkaç aşınma tipinin meydana gelmesiyle değişken temas kuvvetlerine maruz kalabilir.

4.2.4 PİM-DİSK APARATI

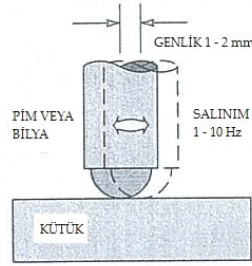
Bu aparat büyük ihtimalle en yaygın kullanım alanına sahip tribometredir. Pim dönen diske; ya diskin düz yüzeyine ya da diskin çevresine (Şekil 4.1’de gösterildiği gibi) baskı uygular. Diskin çevresine baskı uygulayan tipe pim-tambur denir. Pimin ve diskin boyutları yapılan deneyin çeşidine bağlıdır. Pim-disk aparatı deneysel olayları çok daha iyi kontrol ettiği için diğer tribometrelere oranla daha çok tercih edilmektedir. Bu aparat diğer tribometrelerde oluşan temas alanı yada kayma hızı gibi sistematik değişkenlerin sebep olduğu etkileri barındırmayarak sabit şartlar altında deneyler yapılmasına olanak sağlar. Bu tribometrelerde karşılaşılan problem pim üzerindeki normal yükün kontrolüdür. Başlangıçta disk yüzeyi pürüzsüzdür ama daha sonra transfer filmleri yüzeyde birikir veya aşınma sertleşmesi ve aşınma anizotropisi gibi pimin diskin yüzeyinde titreşim yapmasını ve zıplamasını sağlayan faktörler oluşur. Aşınma anizotropisi çoğunlukla seramiklerde görülür, çünkü diskin seramik olan tarafı diğer bölümlerinden daha çok aşınır.

4.2.5 PİM-KÜTÜK APARATI

Bu aparat, pim-disk aparatının incelediği tek yönlü kaymanın aksine vargel kaymayı elverişli hale getirir. Bowden-Leben mekanizması birçok araştırmada kullanılan pim-kütük ilkelerine uygun en ünlü uygulamadır. Pim-kütük cihazının kısa genlik ve yüksek frekans versiyonuyla ilgili daha yeni gelişmeler Cameron-Mills mekanizmasıyla olmuştur. İki tür pim-kütük aparatı arasındaki fark Şekil 4.2’de şematik olarak gösterilmiştir.



a) Bowden - Leben Tribometresi



b) Cameron - Mills Tribometresi

Şekil 4.2 Bowden-Leben büyük genlik, küçük frekans pim-kütük mekanizması ile Cameron-Mills küçük genlik, büyük frekans pim-kütük mekanizması arasındaki ayırım

Aşınma ve sürtünmenin ilk aşamalarının aksine sürtünme ve aşınmanın sabit hale kolay erişmelerini sağlayan kayma temasının devir sayısının yüksek tekrarlanma oranı Cameron-Mills düzeneğinin avantajıdır. Öte yandan Bowden-Leben tribometresi aşınmanın ilk aşamalarında sürtünme ve aşınma hakkında bilgi elde eder. Her iki cihazda bulunan sınırlı kayma hızları, yüzeydeki sıcaklık artışlarını tam olarak kontrol eder. Hem pim-disk hem de pim-kütük tribometre örneklerinde, pim-disk yada kütük (dört bilyalı aparatta gereken çelik bilyalar gibi) değişik malzemelerden üretilmiştir.

4.3 KURU VE YARI SIVI KAYMA TEMASLARI İÇİN TASARLANAN YENİ TRİBOMETRELER

Kuru yada yarı sıvı kayma temasları için tasarlanan halihazırdaki tribometreler keyfi seçimlere dayanır. Bazı durumlarda özel testler için yeni tasarım tribometreler istenebilir. Bu noktada temel soru iyi bir tribometrenin gereklilikleri nelerdir? Her tribometre tasarımı, hatasız aşınma ölçümü ve değişken sürtünme kuvvetleri altında titreşimi engellemek amacıyla mekanik olarak rijit bir sistem olmalıdır. Numunenin

hareket etmesine dayalı tribometre konstrüksiyonlarında, genellikle numuneyi tutan parçaların eğilmesi aşınma ölçüm mekanizmaları için alışlagelmiş bir durumdur. Temas yükü pnömatik ya da hidrolik biçimde, yayla ya da asılı ağırlıkla uygulanabilir. Asılı ağırlık yöntemi kullanıldığında süspansiyon gibi ek tedbirler kullanılmalıdır. Sert yüzeylerdeki kayma olayı için bu uygulama çok önemlidir. Çoğu zaman ağırlığı bir yayla beslemek yeterlidir. Eğer ağırlık için süspansiyon yoksa yüzeyin sertliği veya transfer filmlerinin hız ivmesi kaymaya uygun bir doğrultadaysa, temas kuvveti, belirlenemeyen bir miktarda değişir. Düşük sürtünme sıcaklığının yükselmesi gerekliyse, Bowden-Leben mekanizmasında olduğu gibi düşük kayma hızları uygulanmalıdır. Doğru veriler elde etmek için, çok düşük sabit kayma hızları örneğin 1 (m/s) sağlanmalıdır [4].

düşünülmüştür. Bu kuvvetin numune üstünde hasıl olabilmesi için askı tertibatına asılması gereken en fazla ağırlık $G = 50N$ olmalıdır. Kol tertibatının ağırlık oranı 4:1'dir.

Polimer malzemenin çapı $d = 5mm$; boyu $L = 15mm$ olarak hazırlanmalıdır. Polimer malzeme ile metal yüzey arasındaki hasıl olabilecek kuru sürtünme katsayısının en fazla $\mu = 0,4$ olabileceği ve polimer malzemeden yapılmış olan numuneye etkiyebilecek en fazla çevre hızı $v = 2m/sn$ olarak öngörülmüştür [5].

Sistemde tahrik elemanı olarak; dönme hızı frekans konvertörü vasıtasıyla 0...320 dev/dak arasında ayar edilebilen 0,75 KW gücünde kendinden redüktörlü AC motor kullanılmıştır. Redüktörün toplam çevrim oranı 4,57'dir. Redüktörün çıkışında tahriki birinci mile aktarmak üzere ve montaj esnasında olası eksenel, radyal ve açısal kaçıklıkları dengelemek adına dişli kaplin kullanılmıştır. Tahrik birinci milde diske ulaşana kadar üstünde bulunan fazla momenti zincir vasıtasıyla ikinci mile nakleder. Diske ulaşan moment $M_b = 4,8N.m$ olur. Numunenin eksenin, disk eksenine olan mesafesi $r = 0,06m$ 'dir.

Sistemde AC motor vasıtasıyla elde edilen tahrik, makaralı zincir vasıtasıyla bir milden diğerine aktarılır. Böylece dört milde hareket ederek, istenilen çevre hızında disklerin dönmesi sağlanır. Zincirlerde zamanla oluşabilecek aşınmalardan ötürü veya eksenel kaçıklıkların doğuracağı gevşeme, gerdirme tertibatları vasıtasıyla alınması planlanmıştır. Zincirlerin gres yağıyla yağlanması yapılan hesaplar sonucu uygun bulunmuştur.

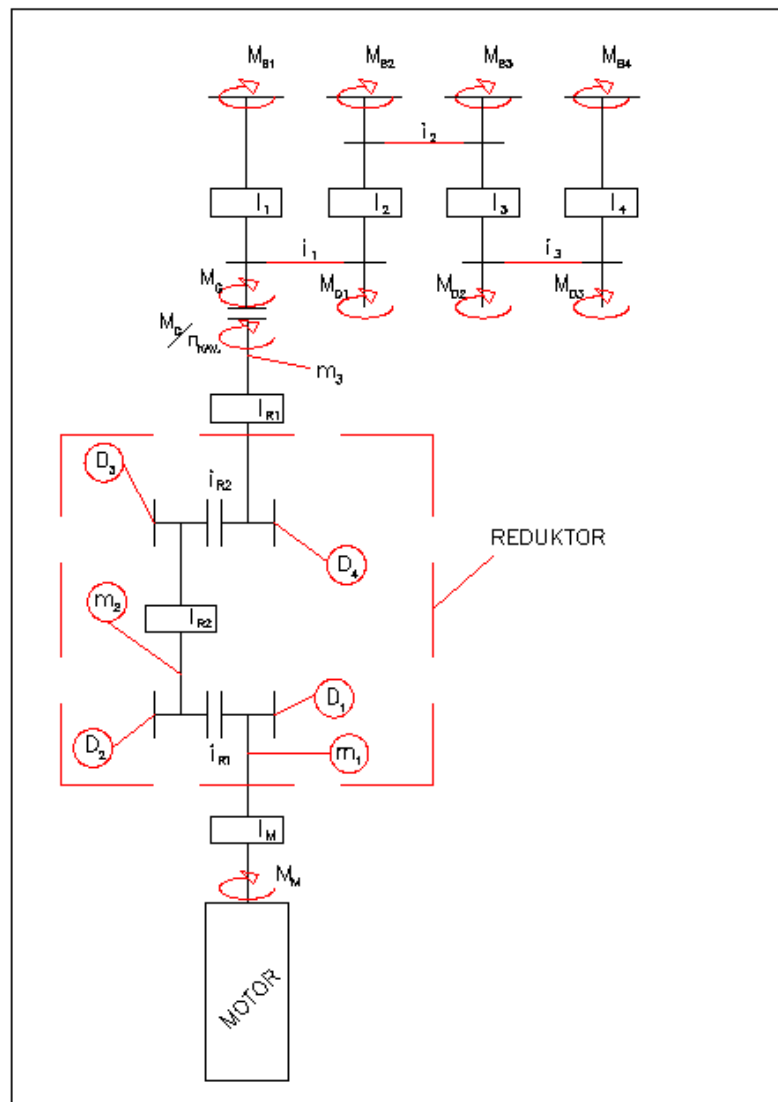
Sistemde miller düşey olarak monte edilir. Altta bulunan yatak ünitesi, hem eksenel hem de radyal yükü karşılar. Yukarıda bulunan yatak ünitesi ise, sadece radyal yükü karşılar. Yatakların belirli zaman aralıklarında yağlanması gerekmektedir.

Disklerin sık sık değiştirildiği veya temizlendiği düşünülerek, disklerin kolay sökülüp takılmasını sağlamak amacıyla, sanayide kullanılan taşlama makinasının felsefesi kullanılarak, diskin üstüne 10 mm kalınlığında 45 mm çapında bir pul vidalanmıştır. Taşlama makinasında olduğu gibi bu pul bir yardımcı aparat kullanılarak sökülüp takılır.

6. KONSTRÜKSİYON HESAPLARI

6.1 GÜÇ İLETİMİ HESAPLARI

Sistemleri harekete geçirmek için ne kadarlık bir güce ihtiyaç olduğunu bulmak üzere sistemin hareket denkleminin yazılması gerekmektedir. Hareket denkleminin yazılması için ise, sistemin şematik bir gösterimine (Şekil 6.1) ihtiyaç vardır.



Şekil 6.1 : Sistemin Şematik Gösterimi

Yukarıdaki şekilde;

M : Moment

I : Kütleli eylemsizlik momenti

η : Verim

i : Çevrim oranı

ω : Açısal hız

olmak üzere sistemin motor miline indirgenmiş hareket denklemi,

$$M_M = \frac{M_G}{\eta_{kav} \cdot \eta_{R1} \cdot \eta_{R2} \cdot i_{R1} \cdot i_{R2}} + \left(I_M + \frac{I_{R1}}{\eta_{R1} \cdot \eta_{R2} \cdot i_{R1}^2 \cdot i_{R2}^2} - \frac{I_{R2}}{\eta_{R1} \cdot \eta_{R2}^2 \cdot i_{R1}^2 \cdot i_{R2}^2} \right) \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (6.1)$$

olur. Yukarıdaki denklemde,

$$M_G = M_{b1} + \frac{M_{b2}}{\eta_Z \cdot i_1} + \frac{M_{b3}}{\eta_Z^2 \cdot i_1 \cdot i_2} + \frac{M_{b4}}{\eta_Z^3 \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_3} + \left[I_1 + I_2 \left(\frac{1}{\eta_Z \cdot i_1^2} + \frac{1}{\eta_Z \cdot i_1} \right) + I_3 \left(\frac{1}{\eta_Z^2 \cdot i_1 \cdot i_2} + \frac{1}{\eta_Z^2 \cdot i_3^2} \right) + I_4 \left(\frac{1}{\eta_Z^3 \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_3^2} \right) \right] \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (6.2)$$

$$I_{R1} = I_{kav} + I_{M3} + I_{D4} \quad (6.3)$$

$$I_{R2} = I_{D2} + I_{D3} + I_{M2} \quad (6.4)$$

$$I_M = I_{D1} + I_{motor} \quad (6.5)$$

olarak ifade edilebilir.

Sistemin ihtiyacı olan gücü hesaplayabilmek için, sistemin hangi şartlara göre tasarlandığının bilinmesi gereklidir. Sistemin tasarım şartları;

Metal – Plastik Çifti Kuru Sürtünme Katsayısı (μ_k) : 0,4

Pimin Çevre hızı (v_{pim}) : 2 m/sn

Disk Çapı : 0,14 m

Pimin Disk Eksenine Olan Mesafesi (r) : 0,06 m

Pime Etkileyecek Normal Kuvvet (F_N) : 200 N

olarak belirlenmiştir. Diskin açısal hızı (ω);

$$\omega = \frac{v}{r} \quad (6.6)$$

$$\omega = 33,3 \text{ rad/s}$$

olarak bulunur. Devir sayısı ise (n);

$$n = \frac{30x\omega}{r} \quad (6.7)$$

$$n = 318,31 \text{ dev/dak}$$

olarak bulunur. Pime etkiyen sürtünme kuvveti (F_s);

$$F_s = \mu_k x F_N \quad (6.8)$$

$$F_s = 80 \text{ N}$$

olarak bulunur. Böylece şematik gösterimde (Şekil 6.1) pim dolayısıyla mile etkiyen burulma momentleri M_{b1} , M_{b2} , M_{b3} ve M_{b4} ;

$$M_{b1} = M_{b2} = M_{b3} = M_{b4} = F_s x r \quad (6.9)$$

$$M_{b1} = M_{b2} = M_{b3} = M_{b4} = 4,8 \text{ N.m}$$

olarak bulunur.

Kütlele eylemsizlik momenti olan (I), dolu mil için ;

$$I = \frac{1}{2} . m . r^2 \quad (6.10)$$

ifade edilebilir.

4 numaralı mildeki kütlele eylemsizlik momenti (I_4), aşağıdaki tablo (Tablo 6.1) vasıtasıyla hesap edilebilir:

Tablo 6.1: 4 numaralı mil için kütlele eylemsizlik moment hesabı

AD	ÇAP (m)	ALAN(m ²)	BOY (m)	YOĞUNLUK(kg/m ³)	ADET	AĞIRLIK (kg)	KÜTL. EYL. MOMENTİ (kg.m ²)
MİL	0,025	0,0004909	0,32	7850	1	1,23308	9,6334E-05
MİL	0,02	0,0003142	0,045	7850	1	0,11098	5,5488E-06
DİSK	0,14	0,0153938	0,016	7850	1	1,93346	0,00473698
DİSK TUT.	0,045	0,0015904	0,01	7850	1	0,12485	3,1602E-05
DİSK TUT.	0,045	0,0015904	0,016	7850	1	0,19976	5,0564E-05
BURÇ	0,03	0,0007069	0,05	7850	1	0,27744	3,1212E-05
ZİNCİR DİŞ.	0,0983	0,0075892	0,0053	7850	1	0,31575	0,00038138
ZİNCİR DİŞ.	0,065	0,0033183	0,0247	7850	1	0,6434	0,0003398

Burada toplam kütlele eylemsizlik momenti;

$$I_4 = 0,0056735 \text{ kg.m}^2$$

3 numaralı mildeki kütlele eylemsizlik momenti (I_3), aşağıdaki tablo (Tablo 6.2) vasıtasıyla hesap edilebilir:

Tablo 6.2: 3 numaralı mil için kütlele eylemsizlik moment hesabı

AD	ÇAP (m)	ALAN(m ²)	BOY (m)	YOĞUNLUK(kg/m ³)	ADET	AĞIRLIK (kg)	KÜTL. EYL. MOMENTİ (kg.m ²)
MİL	0,025	0,0004909	0,25	7850	1	0,96334	7,5261E-05
MİL	0,02	0,0003142	0,045	7850	1	0,11098	5,5488E-06
DİSK	0,14	0,0153938	0,016	7850	1	1,93346	0,00473698
DİSK TUT.	0,045	0,0015904	0,01	7850	1	0,12485	3,1602E-05
DİSK TUT.	0,045	0,0015904	0,016	7850	1	0,19976	5,0564E-05
BURÇ	0,03	0,0007069	0,07	7850	1	0,38842	4,3697E-05
BURÇ	0,03	0,0007069	0,05	7850	1	0,27744	3,1212E-05
ZİNCİR DİŞ.	0,0983	0,0075892	0,0053	7850	2	0,6315	0,00076276
ZİNCİR DİŞ.	0,065	0,0033183	0,0247	7850	2	1,28681	0,00067959

Burada toplam kütlele eylemsizlik momenti;

$$I_3 = 0,00641722 \text{ kg.m}^2$$

2 numaralı mildeki kütleli eylemsizlik momenti (I_2), aşağıdaki tablo (Tablo 6.3) vasıtasıyla hesap edilebilir:

Tablo 6.3: 2 numaralı mil için kütleli eylemsizlik moment hesabı

AD	ÇAP (m)	ALAN(m ²)	BOY (m)	YOĞUNLUK(kg/m ³)	ADET	AĞIRLIK (kg)	KÜTL. EYL. MOMENTİ (kg.m ²)
MİL	0,025	0,0004909	0,25	7850	1	0,96334	7,5261E-05
MİL	0,02	0,0003142	0,045	7850	1	0,11098	5,5488E-06
DISK	0,14	0,0153938	0,016	7850	1	1,93346	0,00473698
DISK TUT.	0,045	0,0015904	0,01	7850	1	0,12485	3,1602E-05
DISK TUT.	0,045	0,0015904	0,016	7850	1	0,19976	5,0564E-05
BURÇ	0,03	0,0007069	0,07	7850	1	0,38842	4,3697E-05
BURÇ	0,03	0,0007069	0,05	7850	1	0,27744	3,1212E-05
ZİNCİR DİŞ.	0,0983	0,0075892	0,0053	7850	2	0,6315	0,00076276
ZİNCİR DİŞ.	0,065	0,0033183	0,0247	7850	2	1,28681	0,00067959

Burada toplam kütleli eylemsizlik momenti;

$$I_2 = 0,00641722 \text{ kg.m}^2$$

1 numaralı mildeki kütleli eylemsizlik momenti (I_1), aşağıdaki tablo (Tablo 6.4) vasıtasıyla hesap edilebilir:

Tablo 6.4: 1 numaralı mil için kütleli eylemsizlik moment hesabı

AD	ÇAP (m)	ALAN(m ²)	BOY (m)	YOĞUNLUK(kg/m ³)	ADET	AĞIRLIK (kg)	KÜTL. EYL. MOMENTİ (kg.m ²)
MİL	0,025	0,0004909	0,338	7850	1	1,30244	0,00010175
MİL	0,02	0,0003142	0,045	7850	1	0,11098	5,5488E-06
DISK	0,14	0,0153938	0,016	7850	1	1,93346	0,00473698
DISK TUT.	0,045	0,0015904	0,01	7850	1	0,12485	3,1602E-05
DISK TUT.	0,045	0,0015904	0,016	7850	1	0,19976	5,0564E-05
BURÇ	0,03	0,0007069	0,05	7850	1	0,27744	3,1212E-05
ZİNCİR DİŞ.	0,0983	0,0075892	0,0053	7850	1	0,31575	0,00038138
ZİNCİR DİŞ.	0,065	0,0033183	0,0247	7850	1	0,6434	0,0003398
KAVRAMA	0,065	0,0033183	0,05	7850	1	1,30244	0,00068785
KAVRAMA	0,088	0,0060821	0,05	7850	1	1,0848	0,00162299

Burada toplam kütlelesel eylemsizlik momenti;

$$I_1 = 0,00799 \text{ kg.m}^2$$

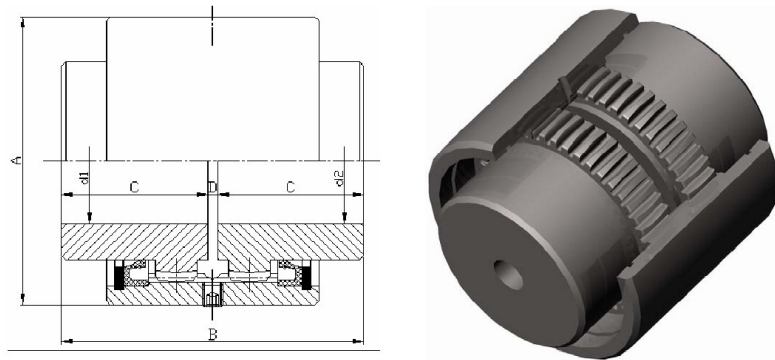
Sistemde (Şekil 6.1) bulunan zincir, redüktör içindeki dişli gruplarında çevrim oranı ve verim önem arz ederken; kavramada ise verim önem arz etmektedir. Bu noktada redüktör önceden seçilmediği ve dönen disklerden motora doğru gidildiğinden redüktör içindeki dişli grupları için tahmini çevrim oranı değerleri alınmıştır. Aşağıdaki tabloda (Tablo 6.5) çevrim oranları ve verimleri bulmak mümkündür.

Tablo 6.5: Çevrim oranı ve verim tablosu

i_1	1
i_2	1
i_3	1
η_{zincir}	0,96
η_{kavrama}	1
η_{r1}	0,98
η_{r2}	0,98
i_{R1}	2
i_{R2}	2,35

Bu noktada kavrama seçiminin yapılmasına gerek duyulmaktadır. Kavramanın hazır bir dişli kavrama olması düşünülmüştür. Böylece montaj esnasında meydana gelebilecek açısal ve eksenel kaçıklıklar giderilmiş olacaktır.

Dişli kavrama üreticisi olan ÇMS Makina firmasının ürettiği ve dikey olarak çalışan bir kavramanın (şekil 6.2) seçimi aşağıdaki yol izlenerek yapılabilir.



Şekil 6.2: ÇMS Makina DK_V Tipi Dişli Kavramasının Gösterimi

Burada yukarıdaki özelliklere göre K_1 faktörünün seçimi yapılabilir. K_1 faktörünün seçimi için aşağıda bulunan tablo (Tablo 6.6) kullanılır. Bu tablo vasıtasıyla K_1 faktörü $K_1 = 1,5$ olarak saptanır.

Tablo 6.6: K_1 faktörü seçim tablosu

TAHRIK EDİLEN MAKİNA	K ₁				
	MOTOR CİNSİ				
	ELEKTRİK veya TÜRBİN	BUHAR veya SU TÜRBİNİ	İÇTEN YANMALI		
			1 SİL	2 SİL	3 SİL
Santrifüj Pompa, Jeneratör, Tekstil Makinaları (c)	1	1,5	3	2	2
Takım Tezgahları, Karıştırıcılar, Hafif Ventilatorler, Hafif Körüklü Makinalar, Konveyörler (b)	1,5	2	4	2,5	2,5
Ağır Ventilatorler, Körüklü Makinalar, Vakum Pompaları, Tel Çekme ve Ağaç İşleme Makinaları (b)	2	2,5	4	3	3
Kompresörler, Vinçler, Transport Makinaları, Elevatörler(a)	2,5	3	5	4	4
Haddelme Makinaları, Presler, Çekiçler, Degirmenler, Kırıcılar (a)	3	4	6	5	5

İletilen Güç: 0,75 KW

Devir: 320 dev/dak

Günlük Çalışma: 8 Saat/Gün

olmak üzere K_2 faktörü aşağıdaki tablo (Tablo 6.7) kullanılarak, $K_2 = 1$ olarak belirlenebilir.

Tablo 6.7: K_2 faktörü seçim tablosu

GÜNLÜK ÇALIŞMA SÜRESİ (saat)	K ₂
0-2	0,9
2-8	1
8-16	1,12
16-24	1,25

Saatteki dur/kalk (start/stop) sayısı 10 olarak belirlenirse, aşağıdaki tablo (Tablo 6.8) vasıtasıyla K_3 faktörü $K_3 = 1,08$ olarak belirlenebilir.

Tablo 6.8: K_3 faktörü seçim tablosu

Saatteki Hareket Sayısı (Start/Stop)		1	1-20	20-40	40-80	80-160	>160
K3	a	1	1,20	1,30	1,50	1,60	2,00
	b	1	1,09	1,18	1,37	1,46	1,80
	c	1	1,08	1,17	1,25	1,33	1,65

a-Ağır Yükler b-Orta Yükler **c-Hafif Yükler**

Bu noktada iki milin izin verilen açısal kaçıklığına göre K_4 faktörü belirlenmelidir. Açısal kaçıklığın 1° olduğu varsayımıyla, K_4 faktörü aşağıdaki tablo (Tablo 6.9) vasıtasıyla $K_4 = 1,16$ olarak belirlenebilir.

Tablo 6.9: K_4 faktörü seçim tablosu

Behr Kaplin İçin Açısal Kaçıklı ($^\circ$)	0	0,25	0,5	0,75	1
K4	1	1,02	1,05	1,11	1,16

Tahmini bir moment hesabı alttaki denklem 6.11 vasıtasıyla yapılabilir.

$$M = 9550 \frac{P}{n} \quad (6.11)$$

Burada; P-güç, n-devir sayısıdır. Tahmini olarak;

P=0,75 kW ve n=320 dev/dak alınırsa,

$M = 22,38 \text{ N.m}$ olarak bulunur.

Nominal moment yani kavrama tablolarında kullanmak için gerekli moment aşağıdaki denklem 6.12 vasıtasıyla tayin edilir.

$$M_{nom} = M \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \quad (6.12)$$

Tablolar vasıtasıyla belirlenen değerler yukarıdaki denklemde yerine koyulursa;

$$M_{nom} = 42 \text{ N.m olarak bulunur.}$$

ÇMS Makina firmasının kataloğundan aşağıdaki tabloda (Tablo 6.10) gösterilen DK-V 30 tip dişli kavraması tasarlanan sistem için fazlasıyla yeterlidir [9].

Tablo 6.10: ÇMS Makina DK-V tip dişli kavrama seçim tablosu

TIP	MOMENT		ÖLÇÜLER (mm)						DEVİR d/d (max)	MAX STATİK PARALEL KAÇIKLIK (mm)	YAĞLAMA GRES MIKTARI (gram)	AĞIRLIK (kg)
			DELİK		A	B	C	D				
	NOMİNAL (Nm)	MAX (Nm)	d ₁ & d ₂ min	d ₁ & d ₂ max								
BOYUT												
30	300	450	12	30	74	85	40	5	10000	± 0,45	20	2
40	750	1000	15	40	95	105	50	5	9000	± 0,45	40	4
50	1100	1700	16	50	115	125	60	5	5000	± 0,52	60	6
60	2500	3600	18	60	138	145	70	5	5000	± 0,57	70	11
75	4500	6500	20	75	158	166	80	6	4500	± 0,65	100	14
90	7500	11000	25	90	188	207	100	7	4000	± 0,72	170	23
105	11500	17000	30	105	220	228	110	8	3800	± 0,80	280	36
125	17500	26000	35	125	250	248	120	8	3300	± 0,90	350	51
160	36000	64000	65	160	296	300	145	10	2000	± 0,95	550	110
200	55000	99000	65	200	354	350	170	10	1500	± 1	700	150

Denklem 6.3 dikkate alınarak; R1 kütleli eylemsizlik momenti (I_{R1}), aşağıdaki tablo (Tablo 6.11) vasıtasıyla hesap edilebilir:

Tablo 6.11: R1 kütleli eylemsizlik moment hesabı

AD	ÇAP (m)	ALAN(m ²)	BOY (m)	YOĞUNLUK(kg/m ³)	ADET	AĞIRLIK (kg)	KÜTL. EYL. MOMENTİ (kg.m ²)
KAVRAMA	0,065	0,0033183	0,05	7850	1	1,30244	0,00068785
KAVRAMA	0,088	0,0060821	0,05	7850	1	1,0848	0,00162299
M3	0,025	0,0004909	0,0725	7850	1	0,27937	2,1826E-05
M3	0,025	0,0004909	0,013	7850	1	0,05009	3,9136E-06
D4	0,0564	0,0024983	0,0142	7850	1	0,27849	0,00011073

Burada toplam kütleli eylemsizlik momenti;

$$I_{R1} = 0,00115 \text{ kg.m}^2$$

Denklem 6.4 dikkate alınarak; R2 kütleli eylemsizlik momenti (I_{R2}), aşağıdaki tablo (Tablo 6.12) vasıtasıyla hesap edilebilir:

Tablo 6.12: R2 kütlele eylemsizlik moment hesabı

AD	ÇAP (m)	ALAN(m ²)	BOY (m)	YOĞUNLUK(kg/m ³)	ADET	AĞIRLIK (kg)	KÜTL. EYL. MOMENTİ (kg.m ²)
D2	0,04	0,0012566	0,011	7850	1	0,10851	2,1702E-05
D3	0,024	0,0004524	0,0192	7850	1	0,06818	4,9093E-06
M2	0,015	0,0001767	0,02	7850	1	0,02774	7,8031E-07
M2	0,015	0,0001767	0,0493	7850	1	0,06839	1,9235E-06
M2	0,015	0,0001767	0,015	7850	1	0,02081	5,8523E-07

Burada toplam kütlele eylemsizlik momenti;

$$I_{R2} = 2,99E - 05 \text{ kg.m}^2$$

Tahmini olabilecek motor gücü için Gamak firmasının ürün katalogundan 0,75 kW – (AGM-80-4b) için motorun kendi kütlele eylemsizlik momenti;

$$I_m = 0,0011 \text{ kg.m}^2$$

olarak bulunur [10].

Denklem 6.5 dikkate alınarak; motor ve motor mili ucundaki kütlele eylemsizlik momenti (I_M), aşağıdaki tablo (Tablo 6.13) vasıtasıyla hesap edilebilir:

Tablo 6.13: I_M kütlele eylemsizlik moment hesabı

AD	ÇAP (m)	ALAN(m ²)	BOY (m)	YOĞUNLUK(kg/m ³)	ADET	AĞIRLIK (kg)	KÜTL. EYL. MOMENTİ (kg.m ²)
D1	0,02	0,0003142	0,016	7850	1	0,03946	1,9729E-06
MOTOR	-	-	-	-	1	20	0,0011

$$I_M = 0,001102 \text{ kg.m}^2$$

olarak bulunur.

Motor kalkış süresinin tahmini değeri için 1 saniye olarak (t = 1 sn) kabul edilirse, tüm bu verilerin sonucu denklem 6.2'den;

$$M_G = 21,824 \text{ N.m}$$

olarak tespit edilebilir.

Motor milindeki momenti tayin etmek istenirse;

$$M_N = \frac{M_G}{\eta_{kav} \cdot \eta_{red} \cdot i_{R1} \cdot i_{R2}} = 4,9 \text{ N.m}$$

olarak hesap edelebilir. Denklem 6.11'den ihtiyaç duyulan güç bulunabilir:

$$M = 9550 \frac{P}{n} \quad (6.11)$$

$n = 1370$ dev/dak için

$P = 0,699$ kW

olarak tespit edilebilir. Gamak firmasının AGM-80-4b; 0,75 kW, 1370 dev/dak için katalog değerleri:

$$M_N = 5,2 \text{ N} ; \frac{M_A}{M_N} = 1,9$$

Buradan;

$$M_A = 9,88 \text{ N}$$

olarak bulunur [10]. Kalkış zamanını 1 saniye olarak tahmin edilmişti. Bu noktada kalkış zamanını;

I_M : Motor kütleli eylemsizlik momenti

I_Z : Sistemin toplam kütleli eylemsizlik momenti

M_A : Motorun kalkış momenti

M_N : Gerekli tahrik momenti

olmak üzere denklem 6.13 kullanılarak,

$$t_a = \frac{(I_M + I_Z) \cdot n}{9,55(M_A - M_N)} \quad (6.13)$$

$t_a = 1$ sn olarak bulunur. Böylece yukarıda yapılan kabul geçerli olur.

Redüktör seçimi için öncelikle yük sınıfının belirlenmesi gerekir. Bunun için denklem 6.14 kontrol edilmelidir.

$$F_i = \frac{I_z}{I_M} \quad (6.14)$$

$F_i = 33,2$ olarak bulunur ve bu değer 3 değerinden büyük olduğundan ($33,2 > 3$) yük sınıfı H olarak belirlendi. Buna göre servis faktörü $f_D = 3,3$ olarak belirlenebilir. Ortaya çıkan motor ve redüktör ihtiyacı;

Tip : Motor akuple redüktör

Güç (P) : 0,75 kW

Redüktör çıkışı devir (n) : 318,31 dev/dak

Servis faktörü (f_D) : 3,3

olmalıdır. Aşağıdaki şekil (Şekil 6.3), Yılmaz Redüktör firmasının online redüktör seçimi kataloğundan alınmış olup, tüm bu hesaplamaların sonucunda seçilen motor akuple redüktörün özelliklerini göstermektedir.



Şekil 6.3 : Seçilen motor akuple redüktörün teknik özellikleri

Seçilen motor akuple redüktör tipi : MR12-80/4b dir [11].

Bu noktada millerin hareket edebilmesi için gereken momentleri ve dolayısıyla bu momentleri sağlamak için gereken güçleri tespit edilmesi, takip eden kısımdaki zincir hesapları için büyük fayda sağlayacaktır.

4 numaralı mili harekete geçirmek için denklem 6.15'deki M_{D3} momenti gerekir:

$$M_{D3} = M_{b4} + \frac{I_4}{i_3} \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (6.15)$$

Yukarıdaki veriler yerine koyulursa;

$$M_{D3} = 4,975 \text{ N.m}$$

olarak bulunur. Denklem 6.11 uygulanarak burada gerekli güç tespit edilir.

$$P_3 = 0,166 \text{ kW}$$

3 numaralı mili harekete geçirmek için denklem 6.16'daki M_{D2} momenti gerekir:

$$M_{D2} = M_{b3} + \frac{M_{b4}}{\eta_z \cdot i_3} + \left(I_3 + \frac{I_4}{\eta_z \cdot i_3^2} \right) \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (6.16)$$

Yukarıdaki veriler yerine koyulursa;

$$M_{D2} = 10,178 \text{ N.m}$$

olarak bulunur. Denklem 6.11 uygulanarak burada gerekli güç tespit edilir.

$$P_2 = 0,34 \text{ kW}$$

2 numaralı mili harekete geçirmek için denklem 6.17'deki M_{D1} momenti gerekir:

$$M_{D1} = M_{b2} + \frac{M_{b3}}{\eta_z \cdot i_2} + \frac{M_{b4}}{\eta_z^2 \cdot i_2 \cdot i_3} + \left(I_2 + I_3 \cdot \left[\frac{1}{\eta_z \cdot i_2^2} + \frac{1}{\eta_z \cdot i_2} \right] + I_4 \cdot \left[\frac{1}{\eta_z^2 \cdot i_2 \cdot i_3^2} \right] \right) \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (6.17)$$

Yukarıdaki veriler yerine koyulursa;

$$M_{D1} = 15,805 \text{ N.m}$$

olarak bulunur. Denklem 6.11 uygulanarak burada gerekli güç tespit edilir.

$$P_1 = 0,527 \text{ kW}$$

6.2 ZİNCİR SEÇİMİ HESAPLARI

6.2.1 DİYAGRAM GÜCÜNÜN HESABI

P : İletilecek nominal güç (kW)

f_1 : İşletme şartları faktörü

f_2 :Diş sayısı faktörü

f_a :Eksenler arası mesafe faktörü

f_F :Zincir form faktörü

f_K :Zincir tip faktörü

f_m :Mil faktörü

f_L :Ömür faktörü

f_Y :Yağlama faktörü

olmak üzere diyagram gücü denklem 6.18 vasıtasıyla hesap edilir:

$$P_D = \frac{P \cdot f_1 \cdot f_2}{f_a \cdot f_F \cdot f_K \cdot f_m \cdot f_L \cdot f_Y} \quad (6.18)$$

Burada ;

$$f_1 = f_F = f_K = f_m = f_L = f_Y = 1 \text{ dir.}$$

Ayrıca, $i_1 = i_2 = i_3 = 1$ dir.

$i = 1$ için tavsiye edilen en küçük pinyon diş sayısı (z_1);

$$z_1 = 31 \text{ dir.}$$

Diş sayısı faktörü (f_2), denklem 6.19 vasıtasıyla tayin edilir.

$$f_2 = \left(\frac{19}{z_1} \right)^{1,085} \quad (6.19)$$

Böylece,

$$f_2 = 0,588 \text{ olur.}$$

Eksenler arası mesafe faktörü (f_a) ise, $a = 20xp$ ifadesi uygulanacağından;

$$f_a = 0,85 \text{ olacaktır.}$$

Bu noktada motordan sonraki ilk zincire göre yapılan hesabın diğer iki zincir içinde fazlasıyla yeterli olacağı aşikardır.

İlk zincirin aktaracağı güç (P_1), daha önce hesap edilmişti ve değeri:

$$P_1 = 0,527 \text{ kW}$$

olarak bulunmuştur.

Diyagram gücü denklemi 6.18 uygulanırsa;

$$P_D = 0,364 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

DIN 8187'ye göre Avrupa tipi zincirlerden

Zincir No: 06B

Hatve (p) : 9,525 mm

seçilmesinde herhangi bir mahsur yoktur.

6.2.2 TAKSİMAT DAİRESİ ÇAPI

Taksimat dairesi çapı, denklem 6.20 vasıtasıyla tespit edilebilir:

$$d = \frac{P}{\sin(180/z)} \quad (6.20)$$

Değerler yerine koyulursa;

$$d = 94,15 \text{ mm}$$

elde edilir.

6.2.3 DIŞDİBİ DAİRESİ ÇAPI

d_1 : Makara çapı

olmak üzere DIN 8187 standardında seçilen zincir için $d_1 = 6,35 \text{ mm}$ olarak belirlenmiştir. Denklem 6.21 vasıtasıyla dışdibi dairesi çapı (d_f) belirlenir:

$$d_f = d - d_1 \quad (6.21)$$

$$d_f = 87,8 \text{ mm}$$

olarak tespit edilir.

6.2.4 DIŞBAŞI DAİRESİ ÇAPI

Dişbaşı dairesi çapı (d_a); bir aralık olarak tespit edilir ve gerçek değeri imalatçı firmaya göre değişir. Denklem 6.22 ve 6.23 vasıtasıyla sırasıyla maksimum ve minimum değer tayin edilebilir:

$$d_{a\max.} = d + 1,25 \cdot p - d_1 \quad (6.22)$$

$$d_{a\min.} = d + \left(1 - \frac{1,6}{z}\right) \cdot p - d_1 \quad (6.23)$$

Veriler denklemlerde yerine koyulursa;

$$d_{a\max.} = 99,7 \text{ mm}$$

$$d_{a\min.} = 88,75 \text{ mm}$$

olarak bulunur.

6.2.5 ZİNCİR HIZI

Zincir hızı, denklem 6.24 vasıtasıyla tayin edilir:

$$V = \frac{n \cdot p \cdot z}{60000} \quad (6.24)$$

Değerler yerine koyulursa;

$$V = 1,566 \text{ m/s}$$

olarak bulunur.

6.2.6 YAĞLAMA SİSTEMİ

$V = 1,566 \text{ m/sn}$ hız için 06B numaralı zincirin yağlanması damlalıklı veya gresle yağlamayı içeren 2. Bölge içindedir.

6.2.7 BAKLA ADEDİ

X_0 : Bakla adedi

a_0 : Eksenler arası mesafe

olmak üzere diş sayıları eşit iki çark ($z_1 = z_2$) için denklem 6.25 vasıtasıyla bakla adedi hesap edilebilir. Burada dikkat edilmesi gereken husus montaj kolaylığı

açısından bakla adedini çift sayı seçmek gerekir. Eksenler arası mesafe elde edilen çift sayıya göre yeniden kontrol edilmelidir.

$$a_0 = 20xp \text{ olmak üzere;}$$

$$a_0 = 190,5 \text{ mm olur.}$$

$$X_0 = \frac{2.a_0}{p} + z \quad (6.25)$$

$X_0 = 71$ olarak bulunur. Ancak daha önce de belirtildiği üzere bakla adedi çift sayı seçilir:

$$X = 72$$

6.2.8 EKSENLER ARASI MESAFE

Seçilen çift sayı bakla adedine göre eksenler arası mesafe, denklem 6.26'ya göre kontrol edilir:

$$a = \frac{X - z}{2} \cdot p \quad (6.26)$$

$$a = 195 \text{ mm}$$

olur.

6.2.9 ZİNCİR UZUNLUĞU

Zincir uzunluğu, denklem 6.27 vasıtasıyla hesap edilir:

$$L = X \cdot p \quad (6.27)$$

$$L = 685,8 \text{ mm}$$

olur.

6.2.10 KOPMA KONTROLÜ

F_t : Teğetsel kuvvet

F_f : Merkezkaç kuvvet

olmak üzere zincirin gergin kolundaki maksimum zorlanma, denklem 6.28 vasıtasıyla kontrol edilir:

$$F_{maks.} = F_d = F_t \cdot f_1 + F_f \quad (6.28)$$

Teğetsel kuvvet (F_t), denklem 6.29 vasıtasıyla tayin edilir:

$$F_t = 60 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_d}{z \cdot p \cdot n} \quad (6.29)$$

Buradan $F_t = 232,61$ N olarak bulunur.

Merkezkaç kuvvet (F_f), denklem 6.30 vasıtasıyla tayin edilir:

$$F_f = q \cdot v^2 \quad (6.30)$$

Burada;

q : Zincirin birim ağırlığı (kg/m) – (DIN 8187'ye göre)

$q = 0,41$ kg/m olmak üzere;

$F_f = 1$ N olur. Zincirin gergin kolundaki maksimum zorlanma ($F_{maks.}$) ise,

$F_{maks.} = 233,61$ N olarak bulunur.

Burada dinamik kopma emniyetini ($S_D \geq 5$) kontrol edersek;

F_k : Zincir kopma yükü

olmak üzere

$F_k = 9100$ N – (DIN 8187 standardında belirtilmiştir.)

Denklem 6.31, dinamik kopma emniyet durumunu gösteren denklemdir:

$$S_D = \frac{F_k}{F_{maks.}} \quad (6.31)$$

Buradan,

$S_D = 38,95$ olarak bulunur ve zincir dinamik kopmaya karşı mukavimdir.

Statik kopma emniyetini ($S \geq 7$) kontrol etmek istersek, denklem 6.32 kontrol edilmesi gerekir:

$$S = \frac{F_k}{F_t} \quad (6.32)$$

Buradan,

$S = 39,12$ olarak bulunur ve zincir statik kopmaya karşı mukavimdir.

6.2.11 AŞINMA KONTROLÜ

Aşınma kontrolünde denklem 6.33 vasıtasıyla bulunan basınç değerinin(p_m), kataloglarda verilen emniyet basıncı (p_{em}) değerinden küçük olması gerekir.

A : Zincir mafsalsal alanı (cm^2)

olmak üzere

$$A = 0,28cm^2$$

$$p_{em} = 2630 \text{ N/cm}^2$$

$$p_m = \frac{F_{maks.}}{A} \quad (6.33)$$

$$p_m = 834,35 \text{ N/cm}^2$$

olarak bulunur. $p_{em} > p_m$ olduğundan zincir aşınmaya karşı mukavimdir.

6.2.12 ÇARK VE ZİNCİR GENİŞLİĞİ

B_1 : Çark dış genişliği

b_1 : Zincir iç genişliği

olmak üzere, zincir iç genişliği DIN 8187 standardına göre $b_1 = 5,72$ mm olarak bulunur. Çark dış genişliği ise denklem 6.34 vasıtasıyla belirlenir:

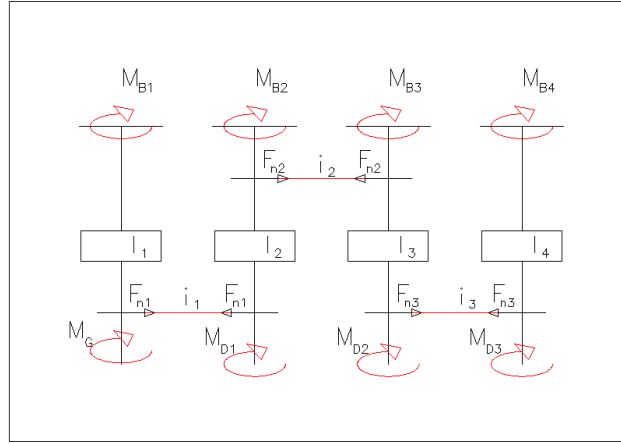
$$B_1 = 0,93.b_1 \quad (6.34)$$

$$B_1 = 5,32 \text{ mm}$$

olarak bulunur.

6.2.13 ZİNCİR DOLAYISIYLA MİLLERE ETKİYEN KUVVET

Zincir dolayısıyla dört mile de çeşitli kuvvetler etkir. Bu kuvvetlerin yönü ve gösterimi aşağıdaki şekilde (Şekil 6.4) mevcuttur.



Şekil 6.4 : Zincir sebebiyle mile etkiyen kuvvetler

1 numaralı zincir için diyagram gücü denklem 6.18 vasıtasıyla $P_{D1} = 0,364$ kW olarak tespit edilmişti. Ayrıca kopma kontrolü esnasında, denklem 6.30 vasıtasıyla da teğetsel kuvvet $F_{t1} = 232,61$ N olarak belirlenmişti. Denklem 6.35, 1 ve 2 numaralı millere zincir vasıtasıyla gelen F_n kuvvetini bulmak için kullanılır.

$$F_n = 1,5 \cdot F_t \quad (6.35)$$

1 ve 2 numaralı millere zincir dolayısıyla etkiyen kuvvet;

$$F_{n1} = 348,92 \text{ N}$$

olarak bulunur.

2 numaralı zincir için diyagram gücü, denklem 6.18 vasıtasıyla hesaplanırsa;

$$P_{D2} = 0,235 \text{ kW}$$

olur. Bu değer, denklem 6.29'da yerine koyulup teğetsel kuvvet hesap edilirse,

$$F_{t2} = 149,8 \text{ N}$$

olarak bulunur.

2 ve 3 numaralı millere zincir dolayısıyla etkiyen kuvvet ise, denklem 6.35 vasıtasıyla;

$$F_{n2} = 224,7 \text{ N}$$

olarak bulunur.

3 numaralı zincir için diyagram gücü, denklem 6.18 vasıtasıyla hesaplanırsa;

$$P_{D3} = 0,115 \text{ kW}$$

olur. Bu değer, denklem 6.29’da yerine koyulup teğetsel kuvvet hesap edilirse,

$$F_{t3} = 73,2 \text{ N}$$

olarak bulunur.

3 ve 4 numaralı millere zincir dolayısıyla etkiyen kuvvet ise, denklem 6.35 vasıtasıyla;

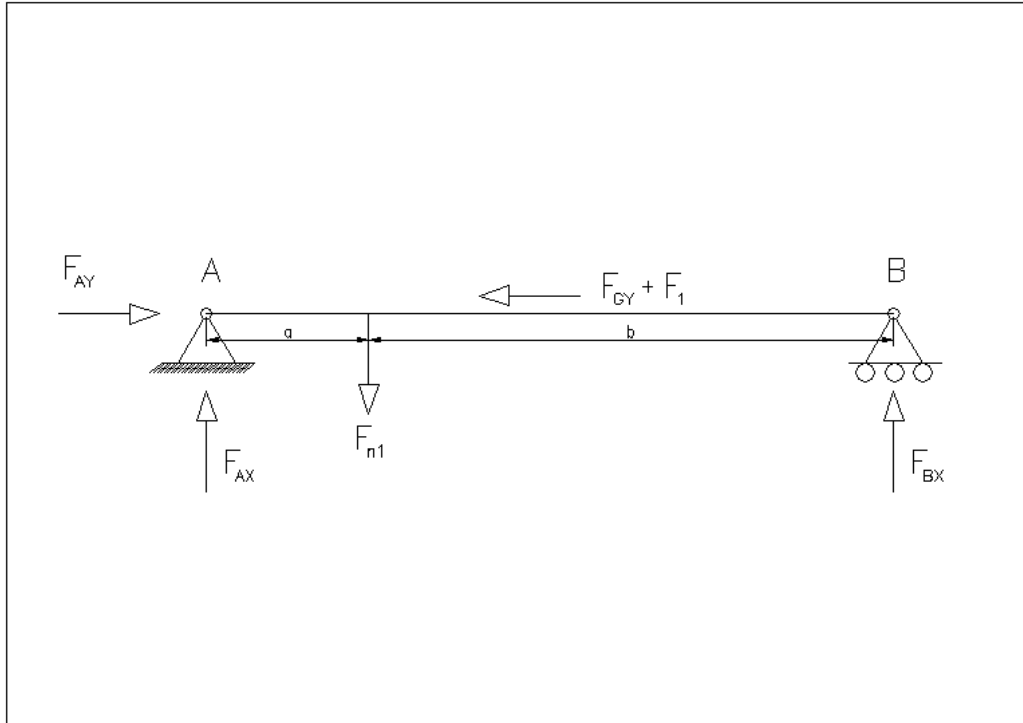
$$F_{n3} = 109,81 \text{ N}$$

olarak bulunur [8].

6.3 YUVARLANMALI YATAK HESAPLARI

6.3.1 1 NUMARALI MİL İÇİN YUVARLANMALI YATAK HESAPLARI

Şekil 6.5’de 1 numaralı mile etkiyen kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.5 : 1 numaralı mile etkiyen kuvvetler

Buradaki teğetsel kuvvet (F_{n1}) zincir seçimi hesaplarında $F_{n1} = 348,92$ N olarak tayin edilmişti. Pime etkiyen maksimum kuvvet (F_{N1}) güç iletimi hesaplarında $F_{N1} = 200$ N olarak belirlenmişti. Ayrıca mil ve mil üstündeki parçaların ağırlıkları tablo 6.4 vasıtasıyla $F_{GY} = 73$ N olarak bulunabilir. Şekil 6.5’de belirlenmemiş olan mesnet noktalarına etkiyen kuvvetler ve “a” ile “b” mesafeleridir. “a” ve “b” mesafeleri teknik resim vasıtasıyla belirlenebilir ve uygun ölçüler seçilebilir. Teknik resim vasıtasıyla seçilen ölçüler:

$$a = 72,45 \text{ mm}$$

$$b = 227,55 \text{ mm}$$

Kuvvet dengesi gereği Y doğrultusunda etkiyen kuvvetler toplamı “sıfır” olmalıdır. Denklem 6.36 ve 6.37 vasıtasıyla A noktasına etkiyen F_{AY} kuvveti tayin edilebilir.

$$\sum F_Y = 0 \quad (6.36)$$

$$F_{AY} = F_{N1} + F_{GY} \quad (6.37)$$

$$F_{AY} = 273 \text{ N}$$

Kuvvet dengesi gereği X doğrultusunda etkiyen kuvvetler toplamı “sıfır” olmalıdır. Denklem 6.38 ve 6.39’da bu ifade edilmektedir.

$$\sum F_X = 0 \quad (6.38)$$

$$F_{n1} = F_{AX} + F_{BX} \quad (6.39)$$

Moment dengesi gereği mile etkiyen momentler toplamı sıfır olmalıdır. Denklem 6.40’da bu ifade edilmektedir.

$$\sum M = 0 \quad (6.40)$$

A noktasına göre moment alınırsa, denklem 6.41 elde edilir.

$$F_{n1} \cdot a = F_{BX} \cdot (a + b) \quad (6.41)$$

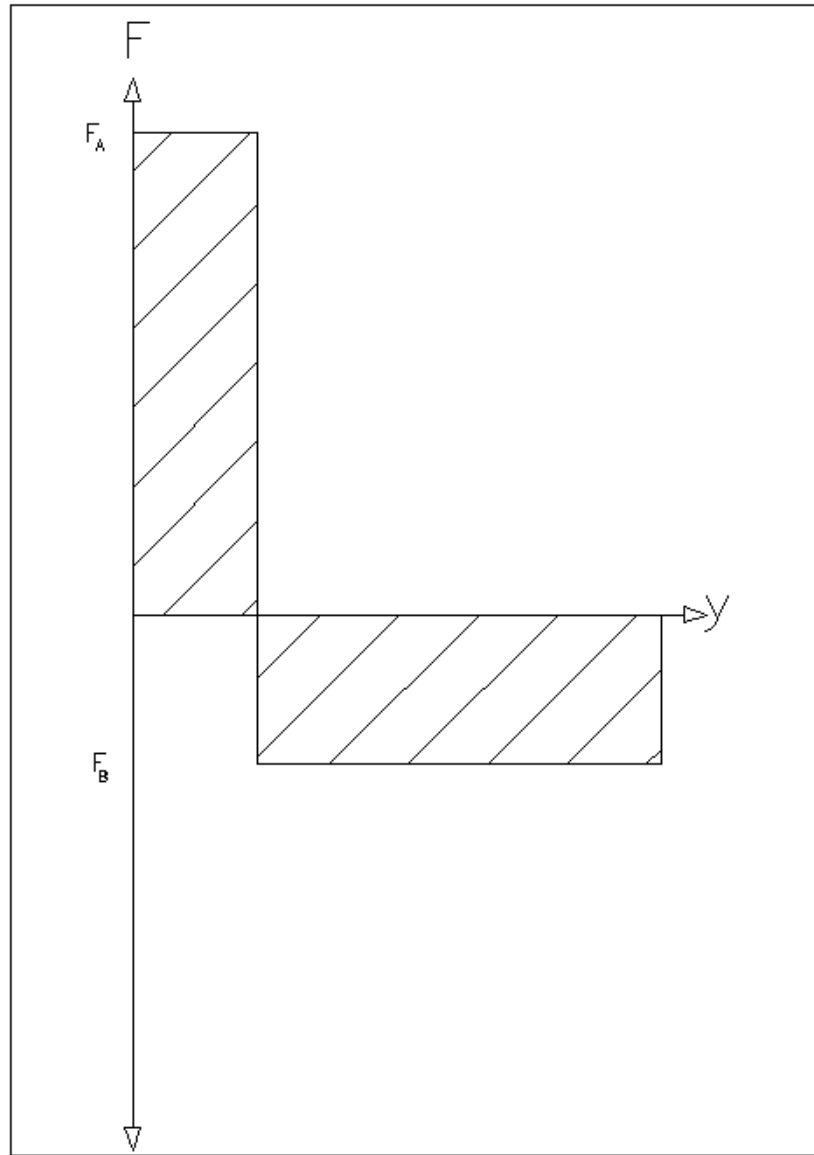
$$F_{BX} = 84,26 \text{ N}$$

olarak bulunur. B noktasına göre moment alınırsa, denklem 6.42 elde edilir.

$$F_{n1} \cdot b = F_{AX} \cdot (a + b) \quad (6.42)$$

$$F_{AX} = 264,65 \text{ N}$$

olarak bulunur. Böylece mile etkiyen kuvvetler bulunmuş olur. Şekil 6.6'da mile etkiyen kuvvetin Y doğrultusunda değişimi görülmektedir.

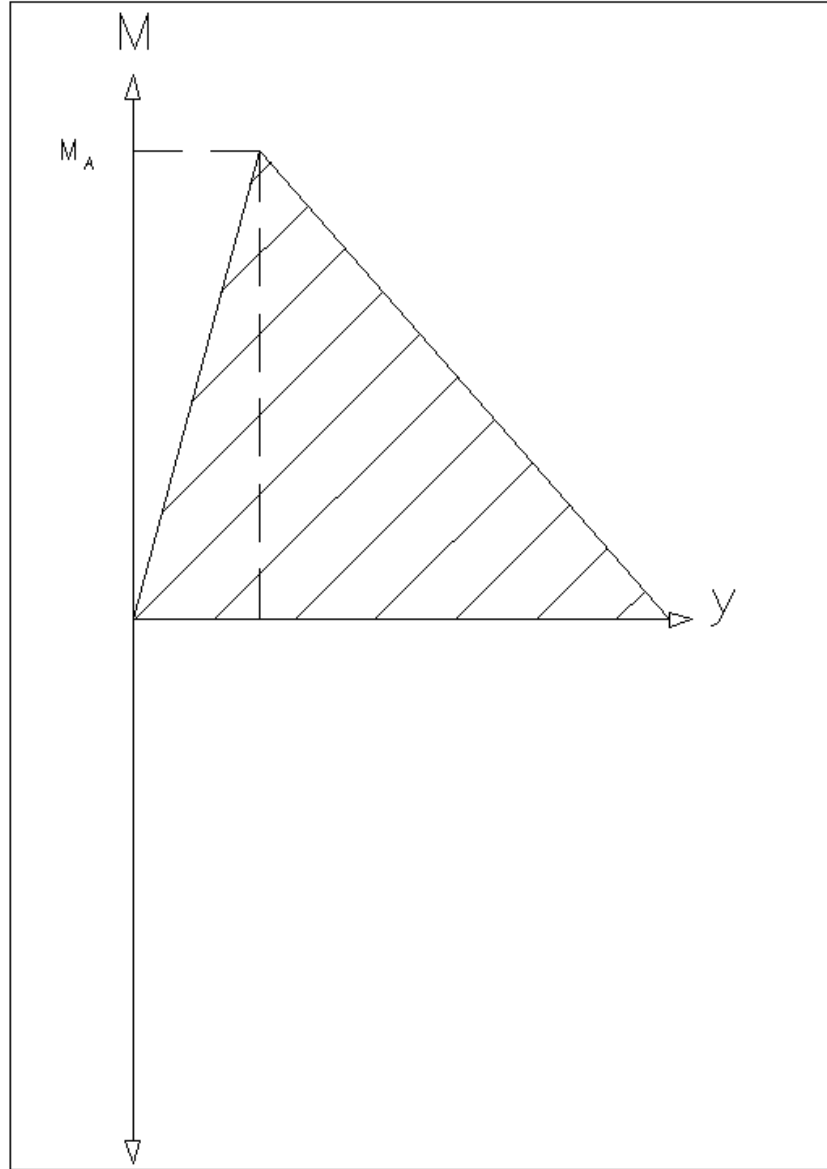


Şekil 6.6 : 1 numaralı mile etkiyen kuvvetlerin Y doğrultusunda değişimi

Burada

$$F_A = 264,65 \text{ N}$$

$F_B = -84,26 \text{ N}$ 'dur. Bu kuvvetlere göre Y doğrultusunda moment değişimini çizmek istersek Şekil 6.7 elde edilir.



Şekil 6.7 : 1 numaralı milde Y doğrultusundaki moment değişimi

Burada

$$M_A = 19174,31 \text{ N.mm}$$

olarak tespit edilir. A noktasındaki yuvarlanmalı yatağı tespit etmek için denklem 6.43 ile eksenel yükün radyal yüke oranı “e*” ile ifade edilebilir:

$$e^* = F_{AY} / F_{AX} \quad (6.43)$$

$$e^* = 1,03$$

SKF firmasının FY 25 TF yatak ünitesi seçilirse;

Zarf: FY 505 M

Yatak: YAR 205-2F

Tip: Sabit bilyalı yuvarlanmalı yatak

Dinamik Yük Katsayısı (C) = 14000 N

Statik Yük Katsayısı (C₀) = 7800 N

$$F_{AY} / C_0 = 0,035 \text{ olarak bulunur ve cetvelden “e” elde edilebilir.}$$

$$e = 0,23$$

$$e^* > e \text{ olduğundan}$$

X = 0,56 ve Y = 1,9 olarak tespit edilir. Bu değerler denklem 6.44’de yerine koyulursa;

$$F = X.F_{AX} + Y.F_{AY} \quad (6.44)$$

F = 666,91 N olarak bulunur ve bu değerde denklem 6.45’de yerine koyulursa yatağın dayanabileceği milyon cinsinden devir sayısı,

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \quad (6.45)$$

L = 9251 olarak bulunur. Bu sayıyı denklem 6.46 vasıtasıyla saat cinsinden ifade etmek istersek;

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} \quad (6.46)$$

$L_h = 484380$ saat olur. Sonuç olarak, aralıklarla çalışacak bu sistem için yatağın ömrü fazlasıyla yeterlidir.

B noktasındaki yuvarlanmalı yatak için SKF firmasının FY 25 TF yatak ünitesi seçilirse;

Zarf: FY 505 M

Yatak: YAR 205-2F

Tip: Sabit bilyalı yuvarlanmalı yatak

Dinamik Yük Katsayısı (C) = 14000 N

Statik Yük Katsayısı (C_0) = 7800 N

Bu yatağa gelen herhangi bir eksenel yük olmadığından;

$X = 1$ ve $Y = 0$ olarak tespit edilir. Bu değerler denklem 6.47’de yerine koyulursa;

$$F = X \cdot F_{BX} + Y \cdot F_{BY} \quad (6.47)$$

$F = 84,26$ N olarak bulunur ve bu değerde denklem 6.45’de yerine koyulursa yatağın dayanabileceği milyon cinsinden devir sayısı,

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \quad (6.45)$$

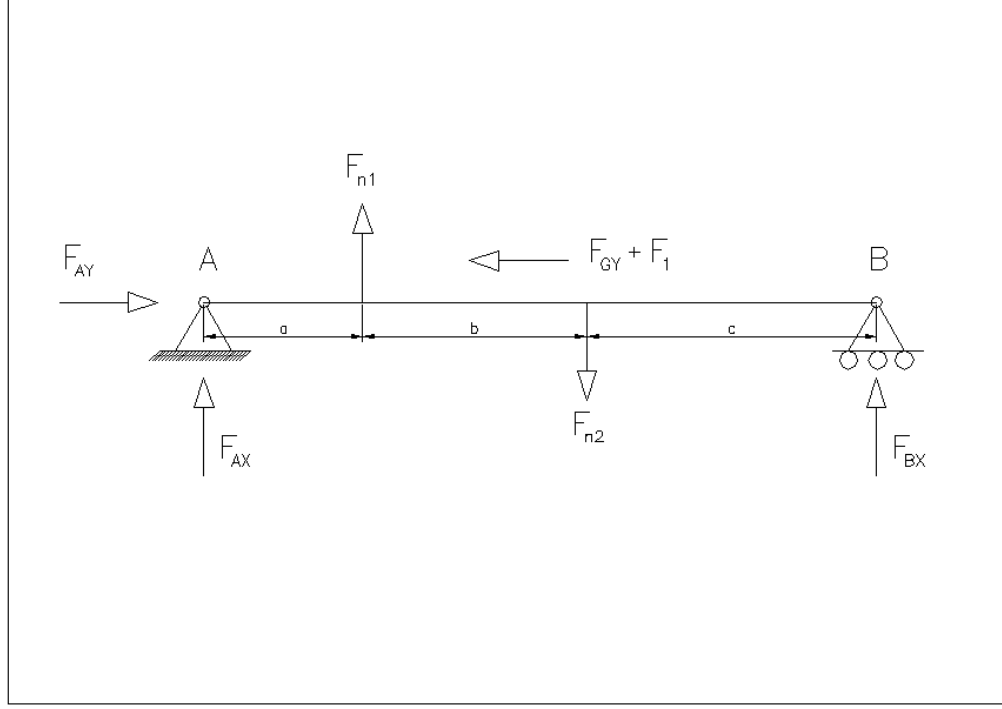
$L = 4586222,4$ olarak bulunur. Bu sayıyı denklem 6.46 vasıtasıyla saat cinsinden ifade etmek istersek;

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} \quad (6.46)$$

$L_h = 240134040$ saat olur. Sonuç olarak, aralıklarla çalışacak bu sistem için yatağın ömrü fazlasıyla yeterlidir.

6.3.2 2 NUMARALI MİL İÇİN YUVARLANMALI YATAK HESAPLARI

Şekil 6.8’de 2 numaralı mile etkiyen kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.8 : 2 numaralı mile etkiyen kuvvetler

Buradaki teğetsel kuvvet (F_{n2}) zincir seçimi hesaplarında $F_{n2} = 224,7$ N olarak tayin edilmişti. Pime etkiyen maksimum kuvvet (F_{N2}) güç iletimi hesaplarında $F_{N2} = 200$ N olarak belirlenmişti. Ayrıca mil ve mil üstündeki parçaların ağırlıkları tablo 6.3 vasıtasıyla $F_{GY} = 59,2$ N olarak bulunabilir. Şekil 6.8’de belirlenmemiş olan mesnet noktalarına etkiyen kuvvetler ve “a”, “b” ile “c” mesafeleridir. “a”, “b” ve “c” mesafeleri teknik resim vasıtasıyla belirlenebilir ve uygun ölçüler seçilebilir. Teknik resim vasıtasıyla seçilen ölçüler:

$$a = 72,45 \text{ mm}$$

$$b = 100 \text{ mm}$$

$$c = 127,55 \text{ mm}$$

Kuvvet dengesi gereği Y doğrultusunda etkiyen kuvvetler toplamı “sıfır” olmalıdır. Denklem 6.36 ve 6.48 vasıtasıyla A noktasına etkiyen F_{AY} kuvveti tayin edilebilir.

$$\sum F_Y = 0 \quad (6.36)$$

$$F_{AY} = F_{N2} + F_{GY} \quad (6.48)$$

$$F_{AY} = 259,2 \text{ N}$$

Kuvvet dengesi gereği X doğrultusunda etkiyen kuvvetler toplamı “sıfır” olmalıdır. Denklem 6.38 ve 6.49’da bu ifade edilmektedir.

$$\sum F_X = 0 \quad (6.38)$$

$$F_{n2} = F_{AX} + F_{BX} + F_{n1} \quad (6.49)$$

Moment dengesi gereği mile etkiyen momentler toplamı sıfır olmalıdır. Denklem 6.40’da bu ifade edilmektedir.

$$\sum M = 0 \quad (6.40)$$

A noktasına göre moment alınırsa, denklem 6.50 elde edilir.

$$F_{n2} \cdot (a + b) = F_{n1} \cdot a + F_{BX} \cdot (a + b + c) \quad (6.50)$$

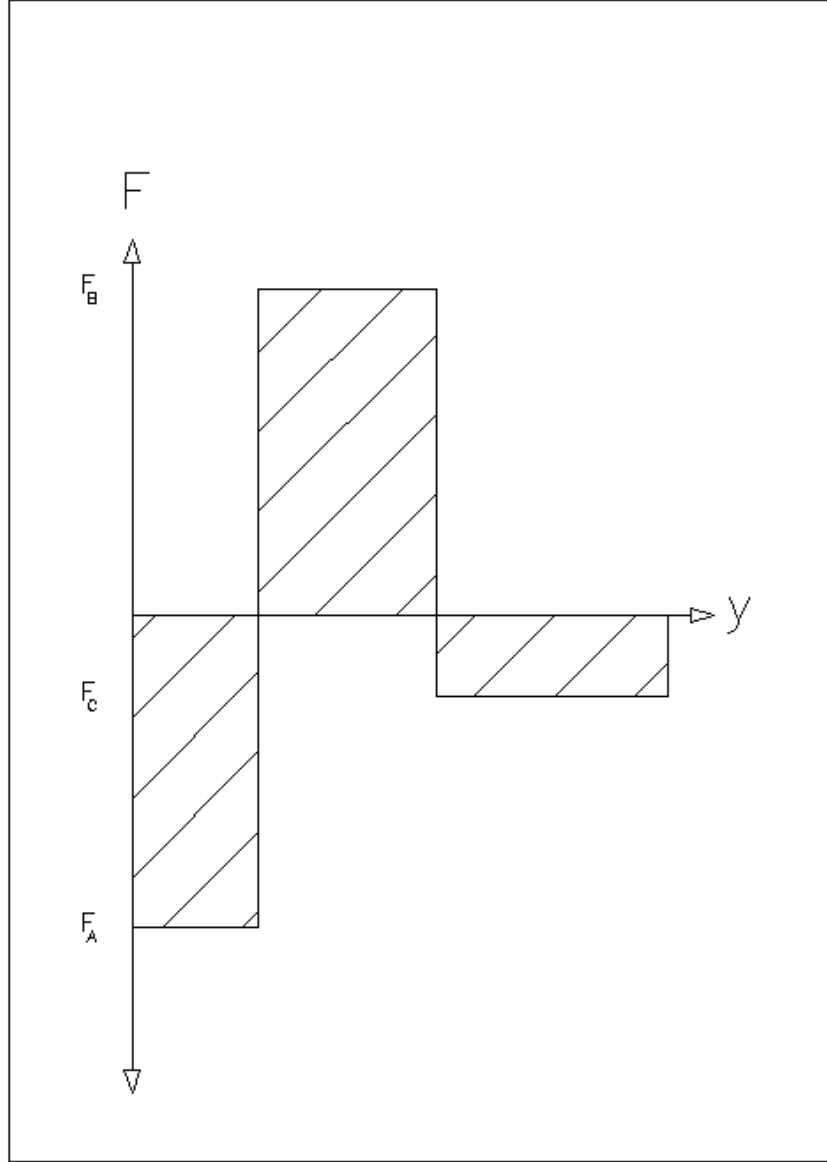
$$F_{BX} = 44,9 \text{ N}$$

olarak bulunur. B noktasına göre moment alınırsa, denklem 6.51 elde edilir.

$$F_{n2} \cdot c = F_{n2} \cdot (b + c) + F_{AX} \cdot (a + b + c) \quad (6.51)$$

$$F_{AX} = -169,12 \text{ N}$$

olarak bulunur. Böylece mile etkiyen kuvvetler bulunmuş olur. Şekil 6.9’da mile etkiyen kuvvetin Y doğrultusunda değişimi görülmektedir.



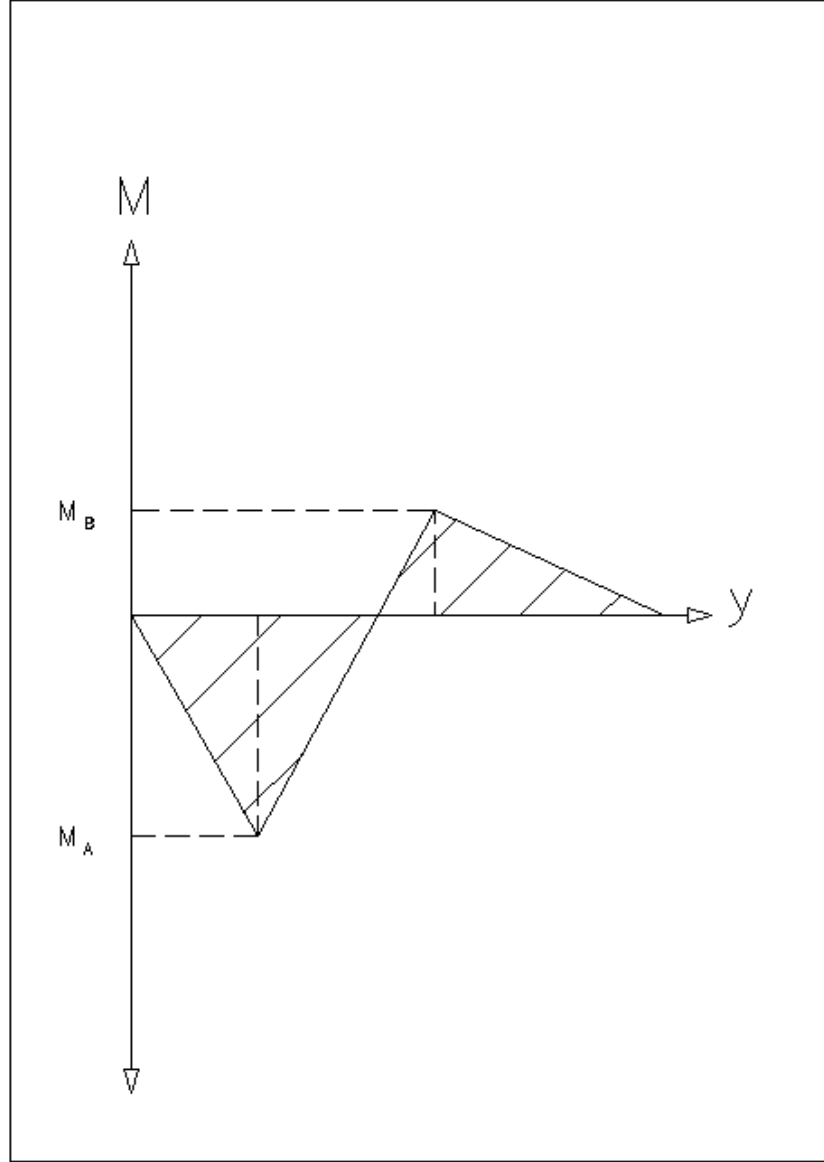
Şekil 6.9 : 2 numaralı mile etkiyen kuvvetlerin Y doğrultusunda değişimi

Burada

$$F_A = -169,12 \text{ N}$$

$$F_B = 179,8 \text{ N}$$

$F_C = -44,9 \text{ N}$ 'dur. Bu kuvvetlere göre Y doğrultusunda moment değişimini çizmek istersek Şekil 6.10 elde edilir.



Şekil 6.10 : 2 numaralı milde Y doğrultusundaki moment değişimi

Burada

$$M_A = -12252,8 \text{ N.mm}$$

$$M_B = 5727,1 \text{ N.mm}$$

olarak tespit edilir. A noktasındaki yuvarlanmalı yatağı tespit etmek için denklem 6.43 ile eksenel yükün radyal yüke oranı “e*” ile ifade edilebilir:

$$e^* = \frac{F_{AY}}{F_{AX}} \quad (6.43)$$

$$e^* = 1,53$$

SKF firmasının FY 25 TF yatak ünitesi seçilirse;

Zarf: FY 505 M

Yatak: YAR 205-2F

Tip: Sabit bilyalı yuvarlanmalı yatak

Dinamik Yük Katsayısı (C) = 14000 N

Statik Yük Katsayısı (C_0) = 7800 N

$\frac{F_{AY}}{C_0} = 0,033$ olarak bulunur ve cetvelden “e” elde edilebilir.

$$e = 0,23$$

$e^* > e$ olduğundan

$X = 0,56$ ve $Y = 1,9$ olarak tespit edilir. Bu değerler denklem 6.44’de yerine koyulursa;

$$F = X.F_{AX} + Y.F_{AY} \quad (6.44)$$

$F = 587,19$ N olarak bulunur ve bu değerle denklem 6.45’de yerine koyulursa yatağın dayanabileceği milyon cinsinden devir sayısı,

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \quad (6.45)$$

$L = 13553,5$ olarak bulunur. Bu sayıyı denklem 6.46 vasıtasıyla saat cinsinden ifade etmek istersek;

$$L_h = \frac{10^6.L}{60.n} \quad (6.46)$$

$L_h = 709662,5$ saat olur. Sonuç olarak, aralıklarla çalışacak bu sistem için yatağın ömrü fazlasıyla yeterlidir.

B noktasındaki yuvarlanmalı yatak için SKF firmasının FY 25 TF yatak ünitesi seçilirse;

Zarf: FY 505 M

Yatak: YAR 205-2F

Tip: Sabit bilyalı yuvarlanmalı yatak

Dinamik Yük Katsayısı (C) = 14000 N

Statik Yük Katsayısı (C_0) = 7800 N

Bu yatağa gelen herhangi bir eksenel yük olmadığından;

$X = 1$ ve $Y = 0$ olarak tespit edilir. Bu değerler denklem 6.47’de yerine koyulursa;

$$F = X.F_{BX} + Y.F_{BY} \quad (6.47)$$

$F = 44,9$ N olarak bulunur ve bu değerde denklem 6.45’de yerine koyulursa yatağın dayanabileceği milyon cinsinden devir sayısı,

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \quad (6.45)$$

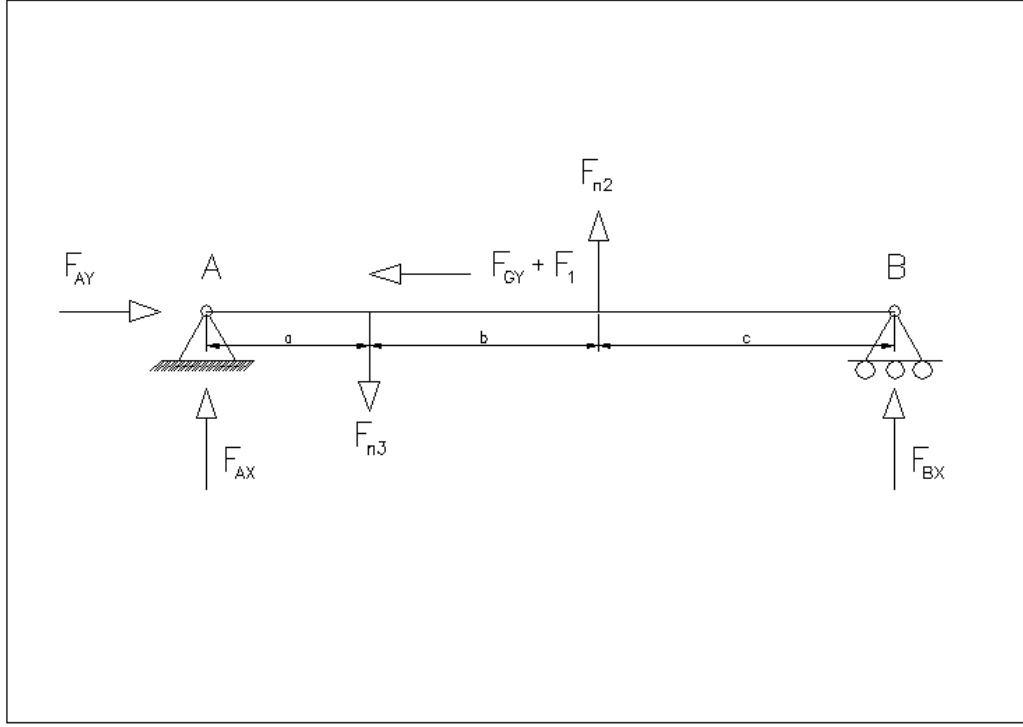
$L = 30312366,2$ olarak bulunur. Bu sayıyı denklem 6.46 vasıtasıyla saat cinsinden ifade etmek istersek;

$$L_h = \frac{10^6.L}{60.n} \quad (6.46)$$

$L_h = 1587151764$ saat olur. Sonuç olarak, aralıklarla çalışacak bu sistem için yatağın ömrü fazlasıyla yeterlidir.

6.3.3 3 NUMARALI MİL İÇİN YUVARLANMALI YATAK HESAPLARI

Şekil 6.11’de 3 numaralı mile etkiyen kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.11 : 3 numaralı mile etkiyen kuvvetler

Buradaki teğetsel kuvvet (F_{n3}) zincir seçimi hesaplarında $F_{n3} = 109,81$ N olarak tayin edilmişti. Pime etkiyen maksimum kuvvet (F_{N3}) güç iletimi hesaplarında $F_{N3} = 200$ N olarak belirlenmişti. Ayrıca mil ve mil üstündeki parçaların ağırlıkları tablo 6.2 vasıtasıyla $F_{GY} = 59,2$ N olarak bulunabilir. Şekil 6.11’de belirlenmemiş olan mesnet noktalarına etkiyen kuvvetler ve “a”, “b” ile “c” mesafeleridir. “a”, “b” ve “c” mesafeleri teknik resim vasıtasıyla belirlenebilir ve uygun ölçüler seçilebilir. Teknik resim vasıtasıyla seçilen ölçüler:

$$a = 72,45 \text{ mm}$$

$$b = 100 \text{ mm}$$

$$c = 127,55 \text{ mm}$$

Kuvvet dengesi gereği Y doğrultusunda etkiyen kuvvetler toplamı “sıfır” olmalıdır. Denklem 6.36 ve 6.52 vasıtasıyla A noktasına etkiyen F_{AY} kuvveti tayin edilebilir.

$$\sum F_Y = 0 \quad (6.36)$$

$$F_{AY} = F_{N3} + F_{GY} \quad (6.52)$$

$$F_{AY} = 259,2 \text{ N}$$

Kuvvet dengesi gereği X doğrultusunda etkiyen kuvvetler toplamı “sıfır” olmalıdır. Denklem 6.38 ve 6.53’de bu ifade edilmektedir.

$$\sum F_X = 0 \quad (6.38)$$

$$F_{n3} = F_{AX} + F_{BX} + F_{n2} \quad (6.53)$$

Moment dengesi gereği mile etkiyen momentler toplamı sıfır olmalıdır. Denklem 6.40’da bu ifade edilmektedir.

$$\sum M = 0 \quad (6.40)$$

A noktasına göre moment alınırsa, denklem 6.54 elde edilir.

$$F_{n3} \cdot a = F_{n2} \cdot (a + b) + F_{BX} \cdot (a + b + c) \quad (6.54)$$

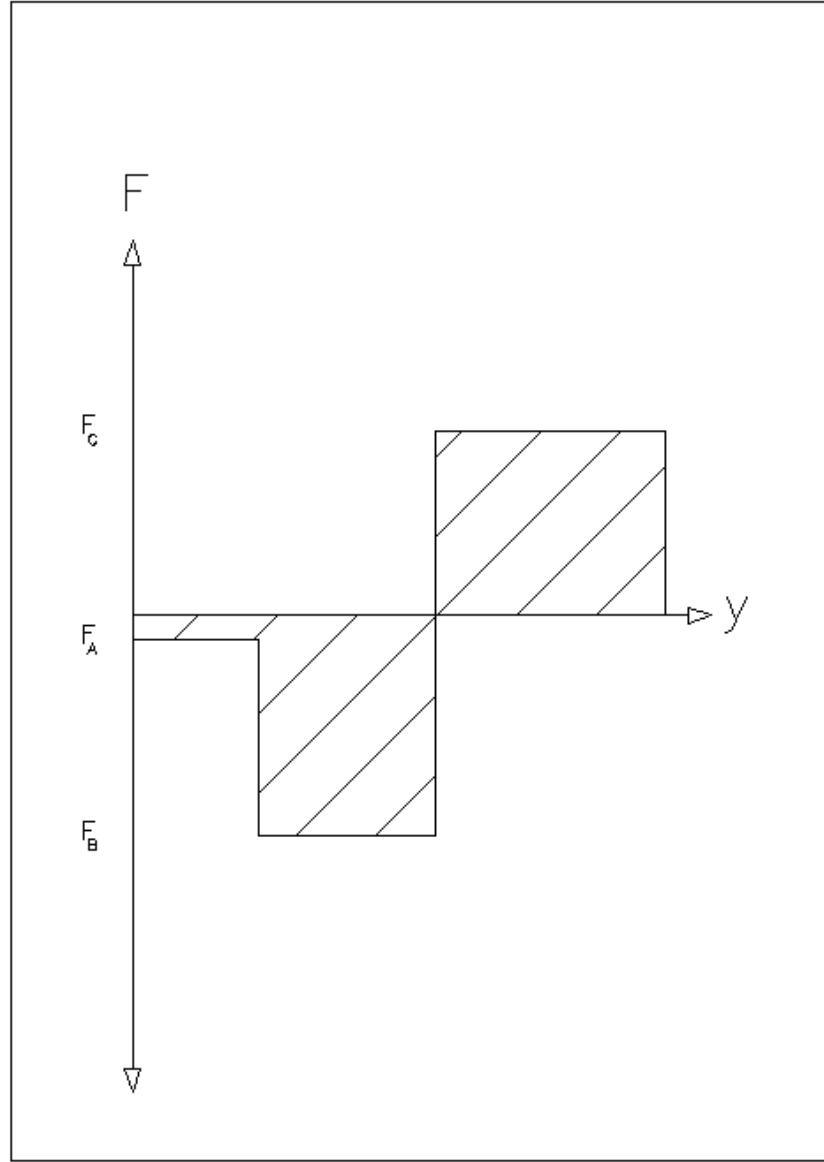
$$F_{BX} = -102,65 \text{ N}$$

olarak bulunur. B noktasına göre moment alınırsa, denklem 6.55 elde edilir.

$$F_{n3} \cdot (b + c) = F_{n2} \cdot c + F_{AX} \cdot (a + b + c) \quad (6.55)$$

$$F_{AX} = -12,25 \text{ N}$$

olarak bulunur. Böylece mile etkiyen kuvvetler bulunmuş olur. Şekil 6.12’de mile etkiyen kuvvetin Y doğrultusunda değişimi görülmektedir.



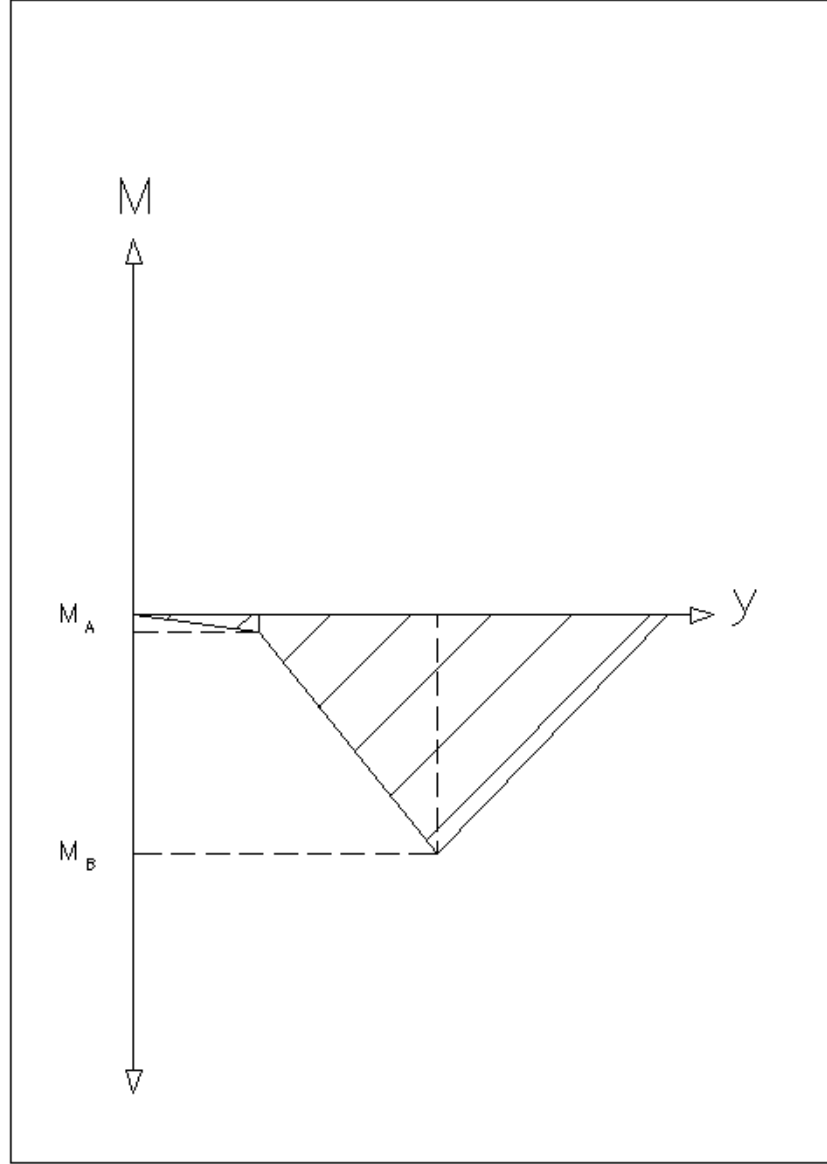
Şekil 6.12 : 3 numaralı mile etkiyen kuvvetlerin Y doğrultusunda değişimi

Burada

$$F_A = -12,25 \text{ N}$$

$$F_B = -122,05 \text{ N}$$

$F_C = 102,65 \text{ N}$ 'dur. Bu kuvvetlere göre Y doğrultusunda moment değişimini çizmek istersek Şekil 6.13 elde edilir.



Şekil 6.13 : 3 numaralı milde Y doğrultusundaki moment değişimi

Burada

$$M_A = -887,08 \text{ N.mm}$$

$$M_B = -13092,49 \text{ N.mm}$$

olarak tespit edilir. A noktasındaki yuvarlanmalı yatağı tespit etmek için denklem 6.43 ile eksenel yükün radyal yüke oranı “e*” ile ifade edilebilir:

$$e^* = \frac{F_{AY}}{F_{AX}} \quad (6.43)$$

$$e^* = 21,17$$

SKF firmasının FY 25 TF yatak ünitesi seçilirse;

Zarf: FY 505 M

Yatak: YAR 205-2F

Tip: Sabit bilyalı yuvarlanmalı yatak

Dinamik Yük Katsayısı (C) = 14000 N

Statik Yük Katsayısı (C_0) = 7800 N

$\frac{F_{AY}}{C_0} = 0,033$ olarak bulunur ve cetvelden “e” elde edilebilir.

$$e = 0,23$$

$e^* > e$ olduğundan

$X = 0,56$ ve $Y = 1,9$ olarak tespit edilir. Bu değerler denklem 6.44’de yerine koyulursa;

$$F = X.F_{AX} + Y.F_{AY} \quad (6.44)$$

$F = 499,34$ N olarak bulunur ve bu değerde denklem 6.45’de yerine koyulursa yatağın dayanabileceği milyon cinsinden devir sayısı,

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \quad (6.45)$$

$L = 22039,6$ olarak bulunur. Bu sayıyı denklem 6.46 vasıtasıyla saat cinsinden ifade etmek istersek;

$$L_h = \frac{10^6.L}{60.n} \quad (6.46)$$

$L_h = 1153990,7$ saat olur. Sonuç olarak, aralıklarla çalışacak bu sistem için yatağın ömrü fazlasıyla yeterlidir.

B noktasındaki yuvarlanmalı yatak için SKF firmasının FY 25 TF yatak ünitesi seçilirse;

Zarf: FY 505 M

Yatak: YAR 205-2F

Tip: Sabit bilyalı yuvarlanmalı yatak

Dinamik Yük Katsayısı (C) = 14000 N

Statik Yük Katsayısı (C_0) = 7800 N

Bu yatağa gelen herhangi bir eksenel yük olmadığından;

$X = 1$ ve $Y = 0$ olarak tespit edilir. Bu değerler denklem 6.47’de yerine koyulursa;

$$F = X.F_{BX} + Y.F_{BY} \quad (6.47)$$

$F = 102,65$ N olarak bulunur ve bu değerde denklem 6.45’de yerine koyulursa yatağın dayanabileceği milyon cinsinden devir sayısı,

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \quad (6.45)$$

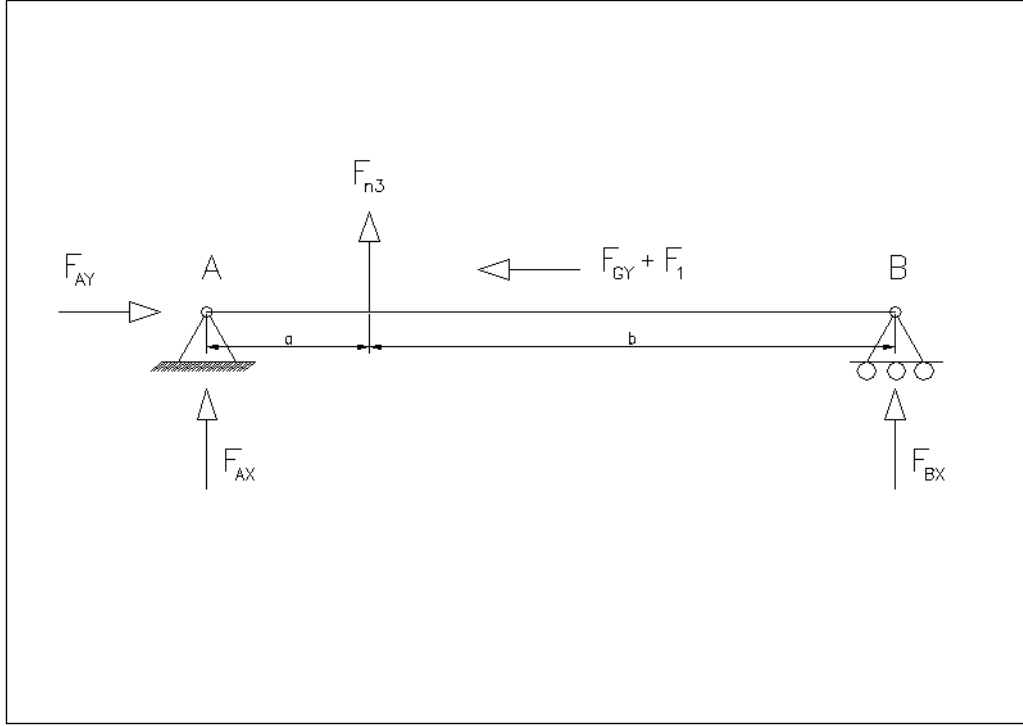
$L = 2537224,18$ olarak bulunur. Bu sayıyı denklem 6.46 vasıtasıyla saat cinsinden ifade etmek istersek;

$$L_h = \frac{10^6.L}{60.n} \quad (6.46)$$

$L_h = 132848746$ saat olur. Sonuç olarak, aralıklarla çalışacak bu sistem için yatağın ömrü fazlasıyla yeterlidir.

6.3.4 4 NUMARALI MİL İÇİN YUVARLANMALI YATAK HESAPLARI

Şekil 6.14’de 4 numaralı mile etkiyen kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.14 : 4 numaralı mile etkiyen kuvvetler

Buradaki teğetsel kuvvet (F_{n3}) zincir seçimi hesaplarında $F_{n3} = 109,81$ N olarak tayin edilmişti. Pime etkiyen maksimum kuvvet (F_{N4}) güç iletimi hesaplarında $F_{N4} = 200$ N olarak belirlenmişti. Ayrıca mil ve mil üstündeki parçaların ağırlıkları tablo 6.1 vasıtasıyla $F_{GY} = 48,4$ N olarak bulunabilir. Şekil 6.14’de belirlenmemiş olan mesnet noktalarına etkiyen kuvvetler ve “a” ile “b” mesafeleridir. “a” ve “b” mesafeleri teknik resim vasıtasıyla belirlenebilir ve uygun ölçüler seçilebilir. Teknik resim vasıtasıyla seçilen ölçüler:

$$a = 72,45 \text{ mm}$$

$$b = 227,55 \text{ mm}$$

Kuvvet dengesi gereği Y doğrultusunda etkiyen kuvvetler toplamı “sıfır” olmalıdır. Denklem 6.36 ve 6.56 vasıtasıyla A noktasına etkiyen F_{AY} kuvveti tayin edilebilir.

$$\sum F_Y = 0 \quad (6.36)$$

$$F_{AY} = F_{N4} + F_{GY} \quad (6.56)$$

$$F_{AY} = 248,4 \text{ N}$$

Kuvvet dengesi gereği X doğrultusunda etkiyen kuvvetler toplamı “sıfır” olmalıdır. Denklem 6.38 ve 6.57’de bu ifade edilmektedir.

$$\sum F_X = 0 \quad (6.38)$$

$$F_{n4} = F_{AX} + F_{BX} \quad (6.57)$$

Moment dengesi gereği mile etkiyen momentler toplamı sıfır olmalıdır. Denklem 6.40’da bu ifade edilmektedir.

$$\sum M = 0 \quad (6.40)$$

A noktasına göre moment alınırsa, denklem 6.58 elde edilir.

$$F_{n3} \cdot a + F_{BX} \cdot (a + b) = 0 \quad (6.58)$$

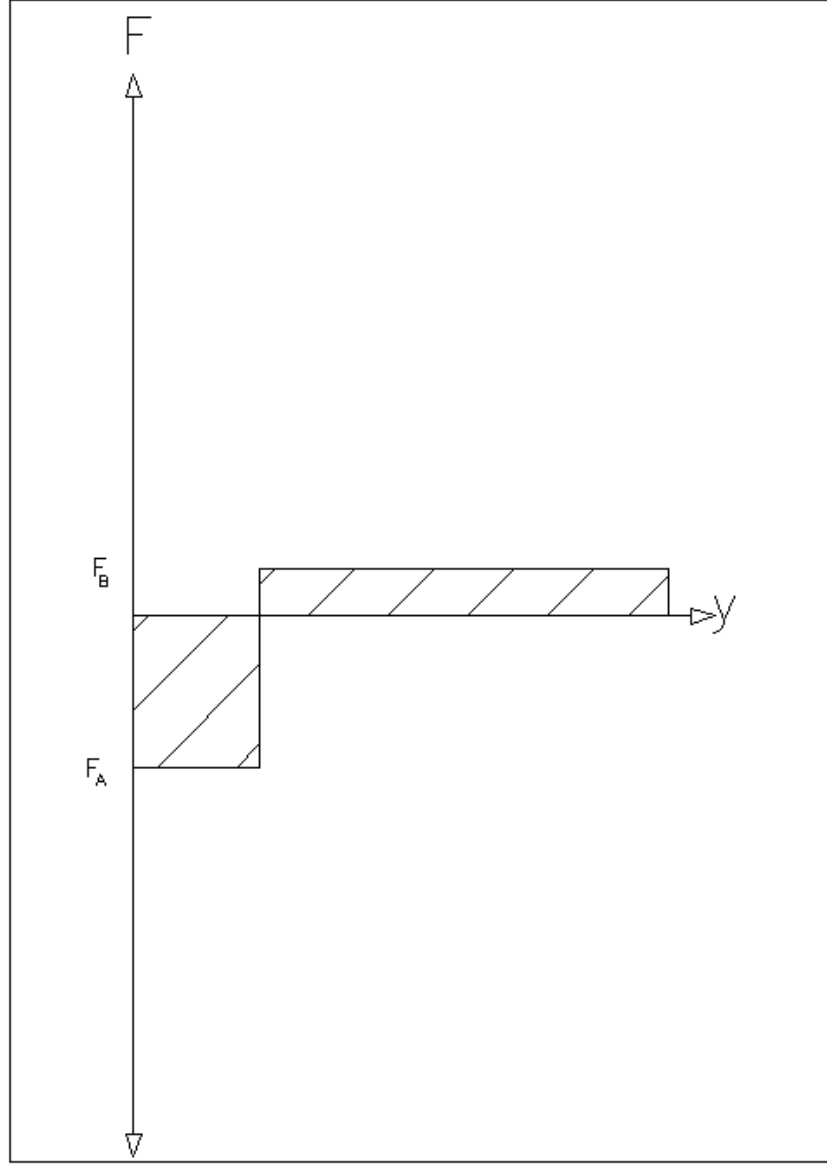
$$F_{BX} = -26,52 \text{ N}$$

olarak bulunur. B noktasına göre moment alınırsa, denklem 6.59 elde edilir.

$$F_{n3} \cdot b + F_{AX} \cdot (a + b) = 0 \quad (6.59)$$

$$F_{AX} = -83,29 \text{ N}$$

olarak bulunur. Böylece mile etkiyen kuvvetler bulunmuş olur. Şekil 6.15’de mile etkiyen kuvvetin Y doğrultusunda değişimi görülmektedir.

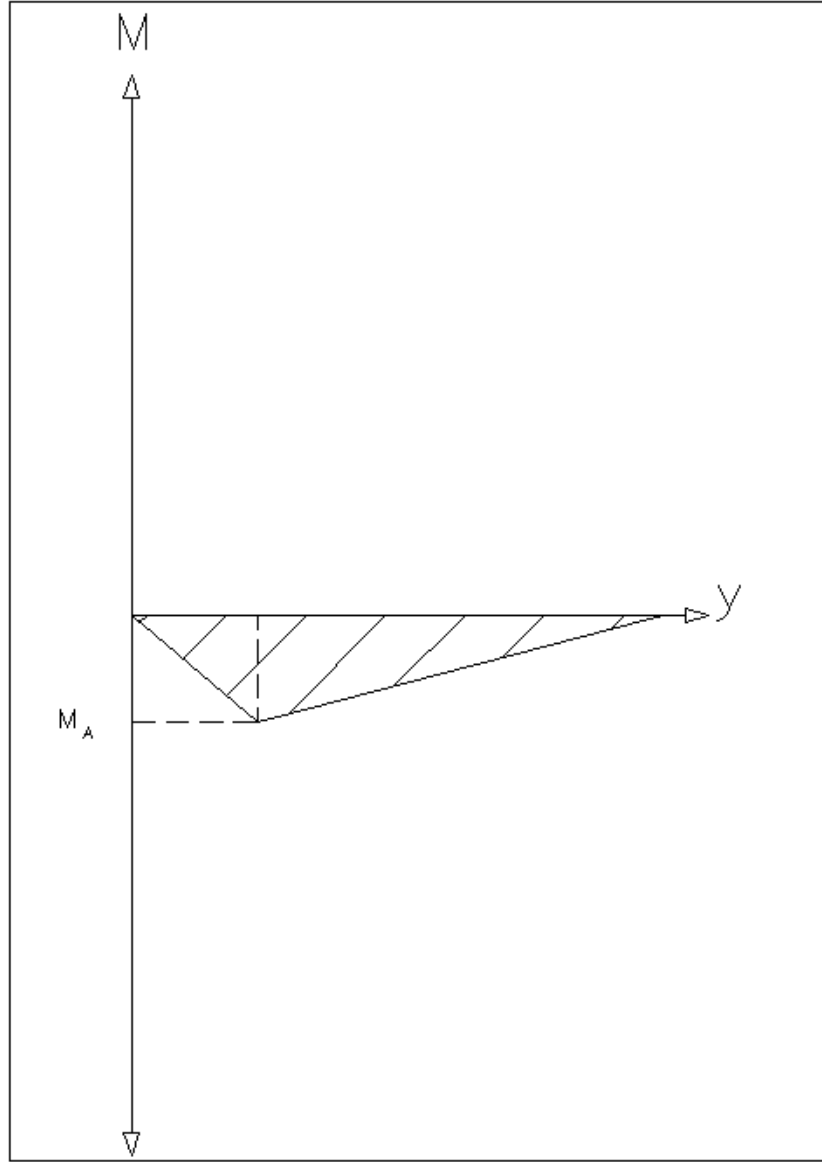


Şekil 6.15 : 4 numaralı mile etkiyen kuvvetlerin Y doğrultusunda değişimi

Burada

$$F_A = -83,29 \text{ N}$$

$F_B = 26,52 \text{ N}$ ’dur. Bu kuvvetlere göre Y doğrultusunda moment değişimini çizmek istersek Şekil 6.16 elde edilir.



Şekil 6.16 : 4 numaralı milde Y doğrultusundaki moment değişimi

Burada

$$M_A = -6034,42 \text{ N.mm}$$

olarak tespit edilir. A noktasındaki yuvarlanmalı yatağı tespit etmek için denklem 6.43 ile eksenel yükün radyal yüke oranı “e*” ile ifade edilebilir:

$$e^* = \frac{F_{AY}}{F_{AX}} \quad (6.43)$$

$$e^* = 2,98$$

SKF firmasının FY 25 TF yatak ünitesi seçilirse;

Zarf: FY 505 M

Yatak: YAR 205-2F

Tip: Sabit bilyalı yuvarlanmalı yatak

Dinamik Yük Katsayısı (C) = 14000 N

Statik Yük Katsayısı (C_0) = 7800 N

$$\frac{F_{AY}}{C_0} = 0,032 \text{ olarak bulunur ve cetvelden “e” elde edilebilir.}$$

$$e = 0,23$$

$e^* > e$ olduğundan

$X = 0,56$ ve $Y = 1,9$ olarak tespit edilir. Bu değerler denklem 6.44’de yerine koyulursa;

$$F = X.F_{AX} + Y.F_{AY} \quad (6.44)$$

$F = 518,6$ N olarak bulunur ve bu değerde denklem 6.45’de yerine koyulursa yatağın dayanabileceği milyon cinsinden devir sayısı,

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \quad (6.45)$$

$L = 19673,4$ olarak bulunur. Bu sayıyı denklem 6.46 vasıtasıyla saat cinsinden ifade etmek istersek;

$$L_h = \frac{10^6.L}{60.n} \quad (6.46)$$

$L_h = 1030096,5$ saat olur. Sonuç olarak, aralıklarla çalışacak bu sistem için yatağın ömrü fazlasıyla yeterlidir.

B noktasındaki yuvarlanmalı yatak için SKF firmasının FY 25 TF yatak ünitesi seçilirse;

Zarf: FY 505 M

Yatak: YAR 205-2F

Tip: Sabit bilyalı yuvarlanmalı yatak

Dinamik Yük Katsayısı (C) = 14000 N

Statik Yük Katsayısı (C_0) = 7800 N

Bu yatağa gelen herhangi bir eksenel yük olmadığından;

$X = 1$ ve $Y = 0$ olarak tespit edilir. Bu değerler denklem 6.47’de yerine koyulursa;

$$F = X.F_{BX} + Y.F_{BY} \quad (6.47)$$

$F = 26,52$ N olarak bulunur ve bu değerde denklem 6.45’de yerine koyulursa yatağın dayanabileceği milyon cinsinden devir sayısı,

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \quad (6.45)$$

$L = 147131962$ olarak bulunur. Bu sayıyı denklem 6.46 vasıtasıyla saat cinsinden ifade etmek istersek;

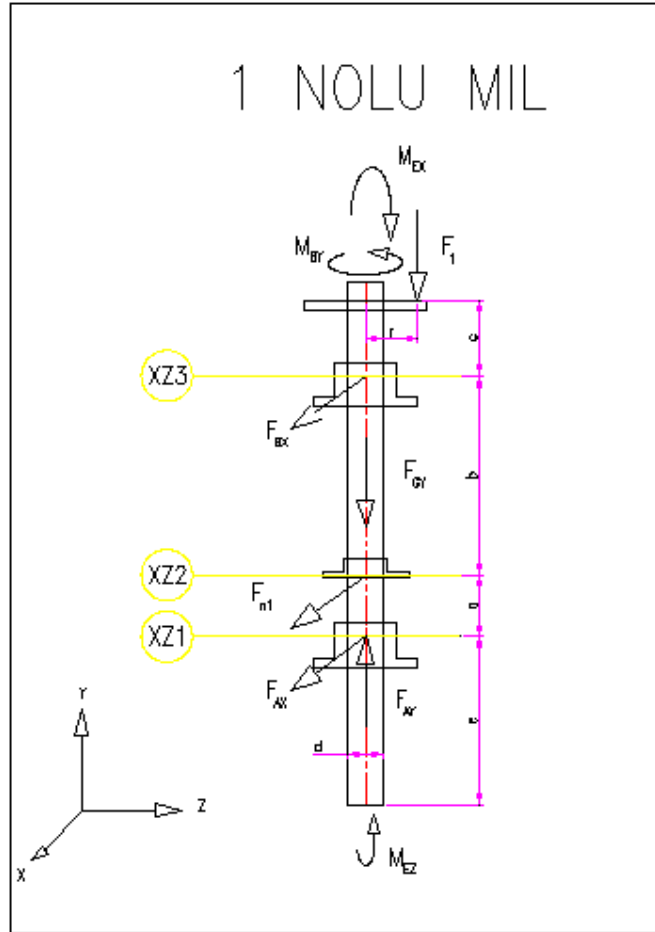
$$L_h = \frac{10^6.L}{60.n} \quad (6.46)$$

$L_h = 7703811438$ saat olur. Sonuç olarak, aralıklarla çalışacak bu sistem için yatağın ömrü fazlasıyla yeterlidir [7,12].

6.4 MİL MUKAVEMET HESAPLARI

6.4.1 1 NUMARALI MİL İÇİN MUKAVEMET HESAPLARI

Şekil 6.17’de 1 numaralı mile etkiyen kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.17 : 1 numaralı mile etkiyen kuvvetler

Burada çizim ile belirlenen ve bir kısmını yuvarlanmalı yatak hesaplarında da kullandığımız ölçüler ifade edilebilir:

$$a = 72,45 \text{ mm}$$

$$b = 227,55 \text{ mm}$$

$$c = 71,8 \text{ mm}$$

$$e = 130,2 \text{ mm}$$

$$r = 60 \text{ mm}$$

Bu noktada mil mukavemet hesaplarının yapılabilmesi için bir mil çapı tayin edilmesi gerekir. Mil çapı;

$$d = 25 \text{ mm}$$

olarak tayin edildi. Yapılacak hesaplarda bu mil çapının uygun olup olmadığı görülecek ve eğer gerekirse, çap arttırılacaktır.

Şekil 6.17’de görüldüğü üzere, XZ1, XZ2 ve XZ3 kesitleri kritik kesitlerdir. Bu durumda en kritik kesit XZ2 olarak belirlenmiştir. XZ2 kesitinde kesme, burulma ve eğilme gerilmeleri mevcuttur.

Güç iletimi hesabından 1 numaralı mile etkiyen burulma momenti;

$$M_{BY} = M_G = 21824 \text{ N.mm olarak belirlenmiştir.}$$

Burulma momenti vasıtasıyla milde meydana gelen burulma gerilmesi, denklem 6.60 vasıtasıyla şöyle ifade edilir:

$$\tau_{BZX} = \frac{16.M_{BY}}{\pi.d^3} \quad (6.60)$$

$$\tau_{BZX} = 7,11 \text{ N/mm}^2$$

Zincir seçimi hesapları bölümünde, zincir dolayısıyla mile etkiyen kuvvet;

$F_{n1} = 348,92 \text{ N}$ olarak belirlenmişti. Bu kuvvetin milin XZ2 düzleminde meydana getirdiği kesme gerilmesi, denklem 6.61 ile şöyle ifade edilir:

$$\tau_{KZX} = \frac{4.F}{\pi.d^2} \quad (6.61)$$

$$\tau_{KZX} = 0,71 \text{ N/mm}^2$$

Bu iki gerilme değerinin toplamı, denklem 6.62 vasıtasıyla yapılabilir:

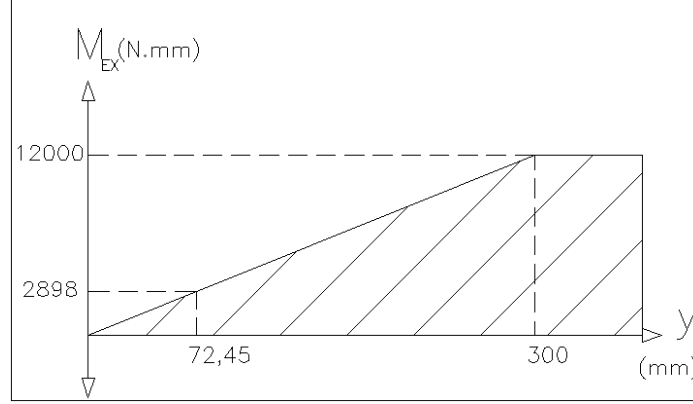
$$\tau_{ZX} = \tau_{KZX} + \tau_{BZX} \quad (6.62)$$

$$\tau_{ZX} = 7,82 \text{ N/mm}^2$$

Y doğrultusunda pim üzerine uygulanan yük sebebiyle oluşan eğilme gerilmesini tayin etmek için, (M_{EX}) momentini bilmek gerekir. Bu moment değeri, denklem 6.63 vasıtasıyla tayin edilir:

$$M_{EX} = F_{N1} \cdot r \quad (6.63)$$

$M_{EX} = 12000 \text{ N.mm}$ olarak bulunur. Şekil 6.18 ile de Y doğrultusunda bu moment vasıtasıyla XZ2 kesitinde meydana gelen moment tespit edilebilir:



Şekil 6.18 : 1 numaralı milde Y doğrultusundaki moment değişimi

Denklem 6.64 ile Y doğrultusunda bu moment vasıtasıyla meydana gelen eğilme gerilmesi tespit edilebilir:

$$\sigma_{EY1} = \frac{32 \cdot M_{EX}}{\pi \cdot d^3} \quad (6.64)$$

$$\sigma_{EY1} = 1,89 \text{ N/mm}^2$$

Yuvarlanmalı yatak hesabı bölümünde şekil 6.7 vasıtasıyla 1 numaralı mildeki moment değişimi incelenmişti. Burada bulunan moment;

$$M_{EZ} = M_A = 19174,31 \text{ N.mm}$$

Denklem 6.65 ile de Y doğrultusunda bu moment vasıtasıyla meydana gelen eğilme gerilmesi tespit edilebilir:

$$\sigma_{EY2} = \frac{32 \cdot M_{EZ}}{\pi \cdot d^3} \quad (6.65)$$

$$\sigma_{EY2} = 12,5 \text{ N/mm}^2$$

Y doğrultusundaki eğilme gerilmeleri toplamı (σ_Y), denklem 6.66'da ifade edilmiştir:

$$\sigma_Y = \sqrt{\sigma_{EY1}^2 + \sigma_{EY2}^2} \quad (6.66)$$

$\sigma_Y = 12,64 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunur.

Bulunan bu gerilme değerleri biçim değiştirme enerjisi hipotezi ile değerlendirilmesi gerekir. Lokal koordinatlara göre biçim değiştirme enerjisi hipotezi, denklem 6.67 ile tayin edilir.

$$\sigma_V = \sqrt{\frac{(\sigma_X - \sigma_Y)^2 + (\sigma_Y - \sigma_Z)^2 + (\sigma_X - \sigma_Z)^2 + 6.(\tau_{XY}^2 + \tau_{YZ}^2 + \tau_{ZX}^2)}{2}} \quad (6.67)$$

Burada σ_Y ve τ_{ZX} dışındaki diğer bileşenlerin değerleri sıfıra eşittir. Böylece denklem sadeleşir ve denklem 6.68 elde edilir:

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_Y^2 + 3.\tau_{ZX}^2} \quad (6.68)$$

$\sigma_V = 17,65 \text{ N/mm}^2$ olarak tespit edilir.

K_Y : Yüzey Pürüzlülük Faktörü

K_B : Boyut Faktörü

K_ζ : Çentik Faktörü

S : Emniyet Katsayısı olmak üzere, denklem 6.69 vasıtasıyla dinamik emniyet gerilmesi bulunabilir:

$$\sigma_{Dem} = 0,5 \cdot \frac{K_Y \cdot K_B}{K_\zeta \cdot S} \sigma_k \quad (6.69)$$

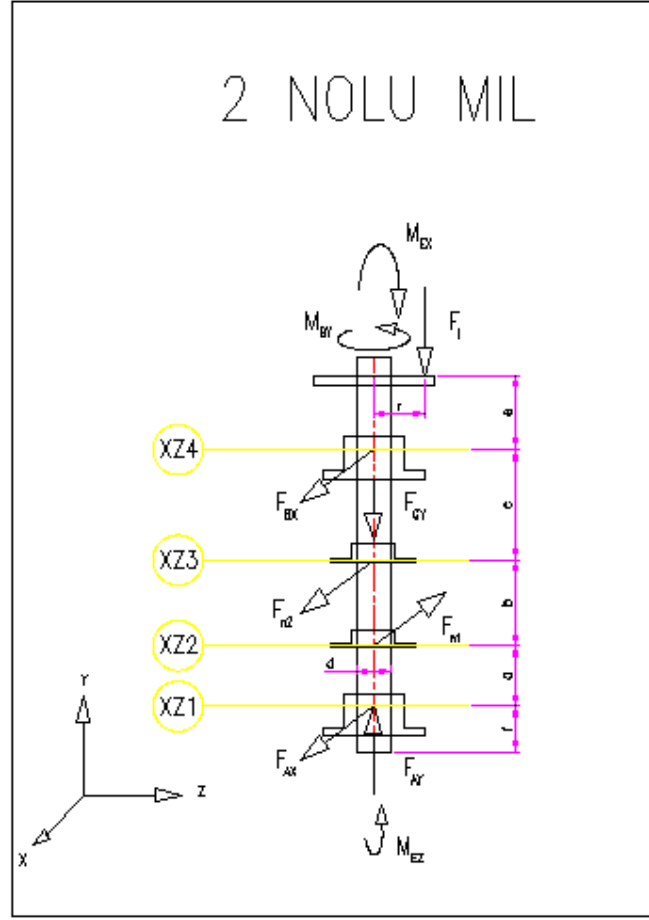
Burada ;

DIN 17100 St 44.2 mil malzemesi için kopma değeri olan $\sigma_k = 420 \text{ N/mm}^2$; $K_Y = 0,92$; $K_B = 0,88$; $K_\zeta = 1,42$ ve $S = 2$ değerleri yerine koyulursa;

$\sigma_{Dem} = 59,85 \text{ N/mm}^2$ bulunur. Bu değer, biçim değiştirme enerjisi hipotezi uygulanarak bulunan değerden büyük olduğundan ($\sigma_{Dem} > \sigma_V$), seçilen çap ve malzeme çifti için mil emniyetlidir.

6.4.2 2 NUMARALI MİL İÇİN MUKAVEMET HESAPLARI

Şekil 6.19’da 2 numaralı mile etkiyen kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.19 : 2 numaralı mile etkiyen kuvvetler

Burada çizim ile belirlenen ve bir kısmını yuvarlanmalı yatak hesaplarında da kullandığımız ölçüler ifade edilebilir:

$$a = 72,45 \text{ mm}$$

$$b = 100 \text{ mm}$$

$$c = 127,55 \text{ mm}$$

$$e = 71,8 \text{ mm}$$

$$f = 30,2 \text{ mm}$$

$$r = 60 \text{ mm}$$

Bu noktada mil mukavemet hesaplarının yapılabilmesi için bir mil çapı tayin edilmesi gerekir. Mil çapı

$$d = 25 \text{ mm}$$

olarak tayin edildi. Yapılacak hesaplarda bu mil çapının uygun olup olmadığı görülecek ve eğer gerekirse, çap arttırılacaktır.

Şekil 6.19'da görüldüğü üzere, XZ1, XZ2, XZ3 ve XZ4 kesitleri kritik kesitlerdir. Bu durumda en kritik kesit XZ2 olarak belirlenmiştir. XZ2 kesitinde kesme, burulma ve eğilme gerilmeleri mevcuttur.

Güç iletimi hesabından 2 numaralı mile etkiyen burulma momenti;

$$M_{BY} = 15805 \text{ N.mm olarak belirlenmiştir.}$$

Burulma momenti vasıtasıyla milde meydana gelen burulma gerilmesi, denklem 6.60 vasıtasıyla şöyle ifade edilir:

$$\tau_{BZX} = \frac{16.M_{BY}}{\pi.d^3} \quad (6.60)$$

$$\tau_{BZX} = 5,15 \text{ N/mm}^2$$

Zincir seçimi hesapları bölümünde, zincir dolayısıyla mile etkiyen kuvvet;

$F_{n1} = 348,92 \text{ N}$ olarak belirlenmişti. Bu kuvvetin milin XZ2 düzleminde meydana getirdiği kesme gerilmesi, denklem 6.61 ile şöyle ifade edilir:

$$\tau_{KZX} = \frac{4.F}{\pi.d^2} \quad (6.61)$$

$$\tau_{KZX} = 0,71 \text{ N/mm}^2$$

Bu iki gerilme değerinin toplamı, denklem 6.62 vasıtasıyla yapılabilir:

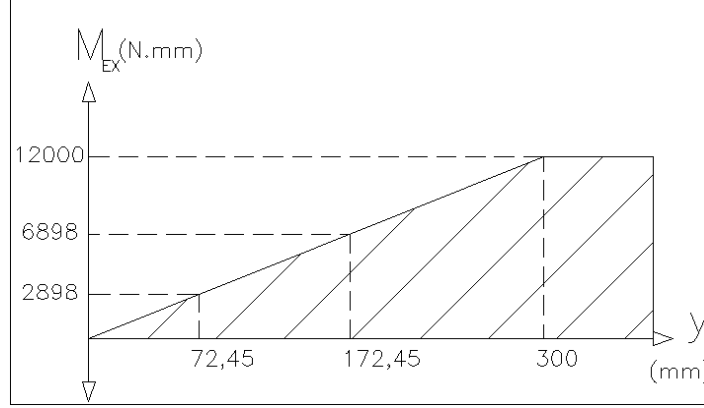
$$\tau_{ZX} = \tau_{KZX} + \tau_{BZX} \quad (6.62)$$

$$\tau_{ZX} = 5,86 \text{ N/mm}^2$$

Y doğrultusunda pim üzerine uygulanan yük sebebiyle oluşan eğilme gerilmesini tayin etmek için, (M_{EX}) momentini bilmek gerekir. Bu moment değeri, denklem 6.63 vasıtasıyla tayin edilir:

$$M_{EX} = F_{N1} \cdot r \quad (6.63)$$

$M_{EX} = 12000 \text{ N.mm}$ olarak bulunur. Şekil 6.20 ile de Y doğrultusunda bu moment vasıtasıyla XZ2 kesitinde meydana gelen moment tespit edilebilir:



Şekil 6.20 : 2 numaralı milde Y doğrultusundaki moment değişimi

Denklem 6.64 ile Y doğrultusunda bu moment vasıtasıyla meydana gelen eğilme gerilmesi tespit edilebilir:

$$\sigma_{EY1} = \frac{32 \cdot M_{EX}}{\pi \cdot d^3} \quad (6.64)$$

$$\sigma_{EY1} = 1,89 \text{ N/mm}^2$$

Yuvarlanmalı yatak hesabı bölümünde şekil 6.10 vasıtasıyla 2 numaralı mildeki moment değişimi incelenmişti. Burada bulunan moment;

$$M_{EZ} = M_A = 12252,8 \text{ N.mm}$$

Denklem 6.65 ile de Y doğrultusunda bu moment vasıtasıyla meydana gelen eğilme gerilmesi tespit edilebilir:

$$\sigma_{EY2} = \frac{32 \cdot M_{EZ}}{\pi \cdot d^3} \quad (6.65)$$

$$\sigma_{EY2} = 7,98 \text{ N/mm}^2$$

Y doğrultusundaki eğilme gerilmeleri toplamı (σ_Y), denklem 6.66'da ifade edilmiştir:

$$\sigma_Y = \sqrt{\sigma_{EY1}^2 + \sigma_{EY2}^2} \quad (6.66)$$

$\sigma_Y = 8,21 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunur.

Bulunan bu gerilme değerleri biçim değiştirme enerjisi hipotezi ile değerlendirilmesi gerekir. Lokal koordinatlara göre biçim değiştirme enerjisi hipotezi, denklem 6.67 ile tayin edilir.

$$\sigma_V = \sqrt{\frac{(\sigma_X - \sigma_Y)^2 + (\sigma_Y - \sigma_Z)^2 + (\sigma_X - \sigma_Z)^2 + 6.(\tau_{XY}^2 + \tau_{YZ}^2 + \tau_{ZX}^2)}{2}} \quad (6.67)$$

Burada σ_Y ve τ_{ZX} dışındaki diğer bileşenlerin değerleri sıfıra eşittir. Böylece denklem sadeleşir ve denklem 6.68 elde edilir:

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_Y^2 + 3.\tau_{ZX}^2} \quad (6.68)$$

$\sigma_V = 12,12 \text{ N/mm}^2$ olarak tespit edilir.

K_Y : Yüzey Pürüzlülük Faktörü

K_B : Boyut Faktörü

K_ζ : Çentik Faktörü

S : Emniyet Katsayısı olmak üzere, denklem 6.69 vasıtasıyla dinamik emniyet gerilmesi bulunabilir:

$$\sigma_{Dem} = 0,5 \cdot \frac{K_Y \cdot K_B}{K_\zeta \cdot S} \sigma_k \quad (6.69)$$

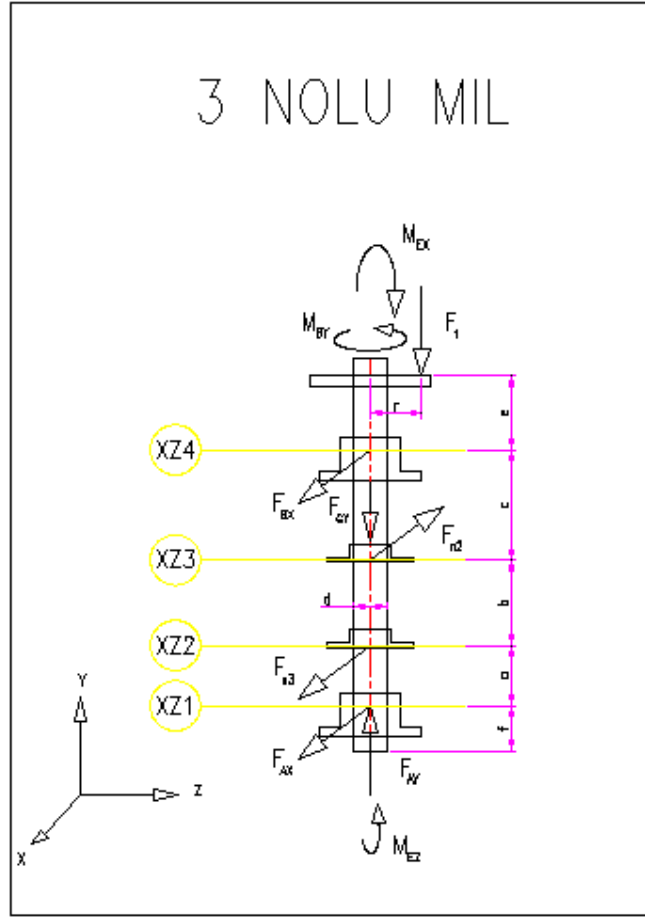
Burada ;

DIN 17100 St 44.2 mil malzemesi için kopma değeri olan $\sigma_k = 420 \text{ N/mm}^2$; $K_Y = 0,92$; $K_B = 0,88$; $K_\zeta = 1,42$ ve $S = 2$ değerleri yerine koyulursa;

$\sigma_{Dem} = 59,85 \text{ N/mm}^2$ bulunur. Bu değer, biçim değiştirme enerjisi hipotezi uygulanarak bulunan değerden büyük olduğundan ($\sigma_{Dem} > \sigma_V$), seçilen çap ve malzeme çifti için mil emniyetlidir.

6.4.3 3 NUMARALI MİL İÇİN MUKAVEMET HESAPLARI

Şekil 6.21’de 3 numaralı mile etkiyen kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.21 : 3 numaralı mile etkiyen kuvvetler

Burada çizim ile belirlenen ve bir kısmını yuvarlanmalı yatak hesaplarında da kullandığımız ölçüler ifade edilebilir:

$$a = 72,45 \text{ mm}$$

$$b = 100 \text{ mm}$$

$$c = 127,55 \text{ mm}$$

$$e = 71,8 \text{ mm}$$

$$f = 30,2 \text{ mm}$$

$$r = 60 \text{ mm}$$

Bu noktada mil mukavemet hesaplarının yapılabilmesi için bir mil çapı tayin edilmesi gerekir. Mil çapı

$$d = 25 \text{ mm}$$

olarak tayin edildi. Yapılacak hesaplarda bu mil çapının uygun olup olmadığı görülecek ve eğer gerekirse, çap arttırılacaktır.

Şekil 6.21’de görüldüğü üzere, XZ1, XZ2, XZ3 ve XZ4 kesitleri kritik kesitlerdir. Bu durumda en kritik kesit XZ3 olarak belirlenmiştir. XZ3 kesitinde kesme, burulma ve eğilme gerilmeleri mevcuttur.

Güç iletimi hesabından 3 numaralı mile etkiyen burulma momenti;

$$M_{BY} = 10178 \text{ N.mm olarak belirlenmiştir.}$$

Burulma momenti vasıtasıyla milde meydana gelen burulma gerilmesi, denklem 6.60 vasıtasıyla şöyle ifade edilir:

$$\tau_{BZX} = \frac{16.M_{BY}}{\pi.d^3} \quad (6.60)$$

$$\tau_{BZX} = 3,32 \text{ N/mm}^2$$

Zincir seçimi hesapları bölümünde, zincir dolayısıyla mile etkiyen kuvvet;

$F_{n2} = 224,7 \text{ N}$ olarak belirlenmiştir. Bu kuvvetin milin XZ3 düzleminde meydana getirdiği kesme gerilmesi, denklem 6.61 ile şöyle ifade edilir:

$$\tau_{KZX} = \frac{4.F}{\pi.d^2} \quad (6.61)$$

$$\tau_{KZX} = 0,46 \text{ N/mm}^2$$

Bu iki gerilme değerinin toplamı, denklem 6.62 vasıtasıyla yapılabilir:

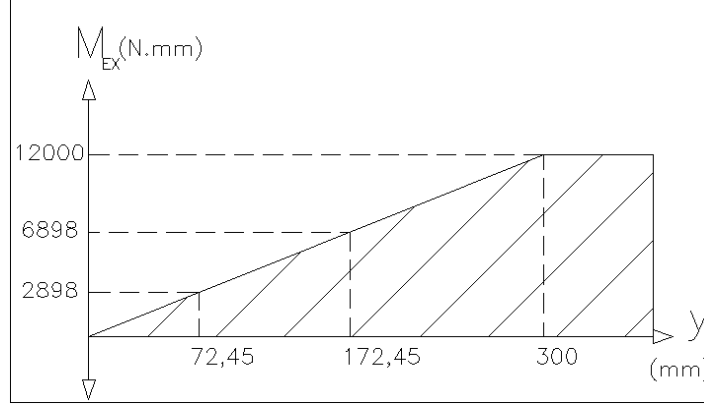
$$\tau_{ZX} = \tau_{KZX} + \tau_{BZX} \quad (6.62)$$

$$\tau_{ZX} = 3,78 \text{ N/mm}^2$$

Y doğrultusunda pim üzerine uygulanan yük sebebiyle oluşan eğilme gerilmesini tayin etmek için, (M_{EX}) momentini bilmek gerekir. Bu moment değeri, denklem 6.63 vasıtasıyla tayin edilir:

$$M_{EX} = F_{N1} \cdot r \quad (6.63)$$

$M_{EX} = 12000 \text{ N.mm}$ olarak bulunur. Şekil 6.22 ile de Y doğrultusunda bu moment vasıtasıyla XZ3 kesitinde meydana gelen moment tespit edilebilir:



Şekil 6.22 : 3 numaralı milde Y doğrultusundaki moment değişimi

Denklem 6.64 ile Y doğrultusunda bu moment vasıtasıyla meydana gelen eğilme gerilmesi tespit edilebilir:

$$\sigma_{EY1} = \frac{32 \cdot M_{EX}}{\pi \cdot d^3} \quad (6.64)$$

$$\sigma_{EY1} = 4,5 \text{ N/mm}^2$$

Yuvarlanmalı yatak hesabı bölümünde şekil 6.13 vasıtasıyla 3 numaralı mildeki moment değişimi incelenmişti. Burada bulunan moment;

$$M_{EZ} = M_B = 13092,49 \text{ N.mm}$$

Denklem 6.65 ile de Y doğrultusunda bu moment vasıtasıyla meydana gelen eğilme gerilmesi tespit edilebilir:

$$\sigma_{EY2} = \frac{32 \cdot M_{EZ}}{\pi \cdot d^3} \quad (6.65)$$

$$\sigma_{EY2} = 8,53 \text{ N/mm}^2$$

Y doğrultusundaki eğilme gerilmeleri toplamı (σ_Y), denklem 6.66'da ifade edilmiştir:

$$\sigma_Y = \sqrt{\sigma_{EY1}^2 + \sigma_{EY2}^2} \quad (6.66)$$

$\sigma_Y = 9,65 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunur.

Bulunan bu gerilme değerleri biçim değiştirme enerjisi hipotezi ile değerlendirilmesi gerekir. Lokal koordinatlara göre biçim değiştirme enerjisi hipotezi, denklem 6.67 ile tayin edilir.

$$\sigma_V = \sqrt{\frac{(\sigma_X - \sigma_Y)^2 + (\sigma_Y - \sigma_Z)^2 + (\sigma_X - \sigma_Z)^2 + 6.(\tau_{XY}^2 + \tau_{YZ}^2 + \tau_{ZX}^2)}{2}} \quad (6.67)$$

Burada σ_Y ve τ_{ZX} dışındaki diğer bileşenlerin değerleri sıfıra eşittir. Böylece denklem sadeleşir ve denklem 6.68 elde edilir:

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_Y^2 + 3.\tau_{ZX}^2} \quad (6.68)$$

$\sigma_V = 11,23 \text{ N/mm}^2$ olarak tespit edilir.

K_Y : Yüzey Pürüzlülük Faktörü

K_B : Boyut Faktörü

K_ζ : Çentik Faktörü

S : Emniyet Katsayısı olmak üzere, denklem 6.69 vasıtasıyla dinamik emniyet gerilmesi bulunabilir:

$$\sigma_{Dem} = 0,5 \cdot \frac{K_Y \cdot K_B}{K_\zeta \cdot S} \sigma_k \quad (6.69)$$

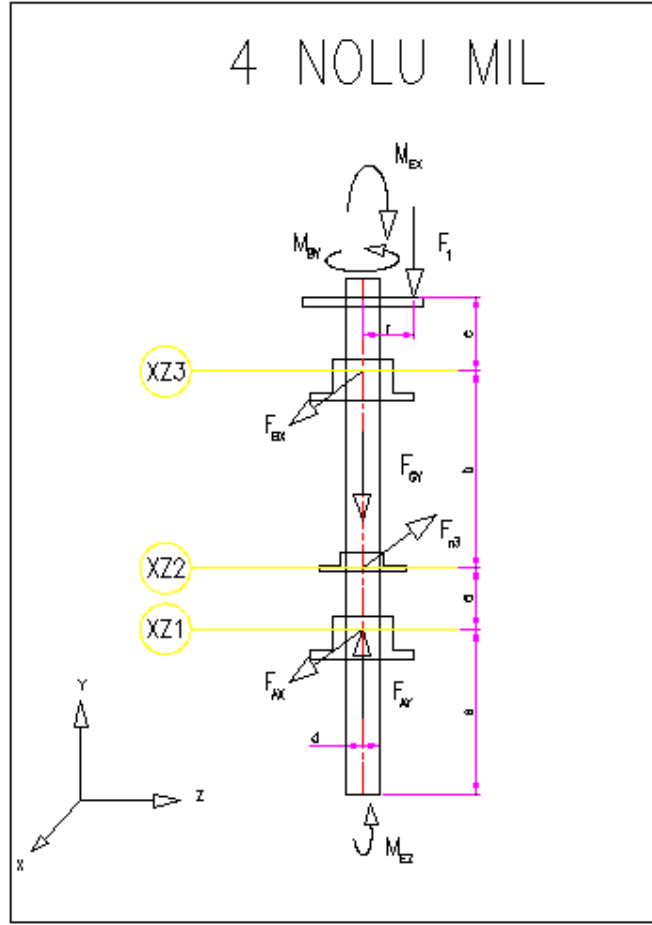
Burada ;

DIN 17100 St 44.2 mil malzemesi için kopma değeri olan $\sigma_k = 420 \text{ N/mm}^2$; $K_Y = 0,92$; $K_B = 0,88$; $K_\zeta = 1,42$ ve $S = 2$ değerleri yerine koyulursa;

$\sigma_{Dem} = 59,85 \text{ N/mm}^2$ bulunur. Bu değer, biçim değiştirme enerjisi hipotezi uygulanarak bulunan değerden büyük olduğundan ($\sigma_{Dem} > \sigma_V$), seçilen çap ve malzeme çifti için mil emniyetlidir.

6.4.4 4 NUMARALI MİL İÇİN MUKAVEMET HESAPLARI

Şekil 6.23’de 4 numaralı mile etkiyen kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 6.23 : 4 numaralı mile etkiyen kuvvetler

Burada çizim ile belirlenen ve bir kısmını yuvarlanmalı yatak hesaplarında da kullandığımız ölçüler ifade edilebilir:

$$a = 72,45 \text{ mm}$$

$$b = 227,55 \text{ mm}$$

$$c = 71,8 \text{ mm}$$

$$e = 30,2 \text{ mm}$$

$$r = 60 \text{ mm}$$

Bu noktada mil mukavemet hesaplarının yapılabilmesi için bir mil çapı tayin edilmesi gerekir. Mil çapı

$$d = 25 \text{ mm}$$

olarak tayin edildi. Yapılacak hesaplarda bu mil çapının uygun olup olmadığı görülecek ve eğer gerekirse, çap arttırılacaktır.

Şekil 6.23’de görüldüğü üzere, XZ1, XZ2 ve XZ3 kesitleri kritik kesitlerdir. Bu durumda en kritik kesit XZ3 olarak belirlenmiştir. XZ3 kesitinde kesme, burulma ve eğilme gerilmeleri mevcuttur.

Güç iletimi hesabından 4 numaralı mile etkiyen burulma momenti;

$$M_{BY} = 4800 \text{ N.mm} \text{ olarak belirlenmişti.}$$

Burulma momenti vasıtasıyla milde meydana gelen burulma gerilmesi, denklem 6.60 vasıtasıyla şöyle ifade edilir:

$$\tau_{BZX} = \frac{16.M_{BY}}{\pi.d^3} \quad (6.60)$$

$$\tau_{BZX} = 1,56 \text{ N/mm}^2$$

Yuvarlanmalı yatak hesapları bölümünde, yatak dolayısıyla mile etkiyen kuvvet;

$F_{BX} = 26,52 \text{ N}$ olarak belirlenmişti. Bu kuvvetin milin XZ3 düzleminde meydana getirdiği kesme gerilmesi, denklem 6.61 ile şöyle ifade edilir:

$$\tau_{KZX} = \frac{4.F}{\pi.d^2} \quad (6.61)$$

$$\tau_{KZX} = 0,05 \text{ N/mm}^2$$

Bu iki gerilme değerinin toplamı, denklem 6.62 vasıtasıyla yapılabilir:

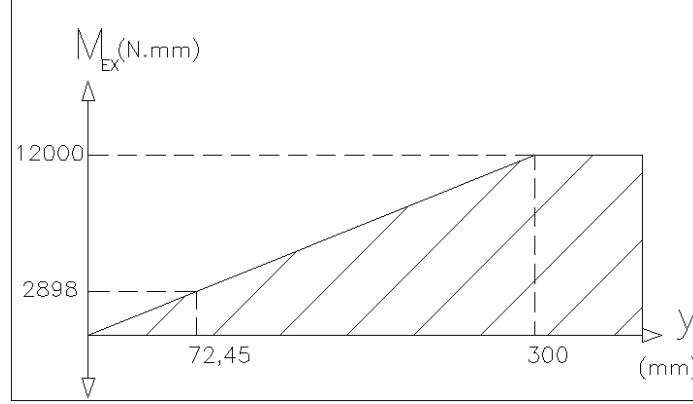
$$\tau_{ZX} = \tau_{KZX} + \tau_{BZX} \quad (6.62)$$

$$\tau_{ZX} = 1,61 \text{ N/mm}^2$$

Y doğrultusunda pim üzerine uygulanan yük sebebiyle oluşan eğilme gerilmesini tayin etmek için, (M_{EX}) momentini bilmek gerekir. Bu moment değeri, denklem 6.63 vasıtasıyla tayin edilir:

$$M_{EX} = F_{N1} \cdot r \quad (6.63)$$

$M_{EX} = 12000 \text{ N.mm}$ olarak bulunur. Şekil 6.18 ile de Y doğrultusunda bu moment vasıtasıyla XZ3 kesitinde meydana gelen moment tespit edilebilir:



Şekil 6.24 : 4 numaralı milde Y doğrultusundaki moment değişimi

Denklem 6.64 ile Y doğrultusunda bu moment vasıtasıyla meydana gelen eğilme gerilmesi tespit edilebilir:

$$\sigma_{EY1} = \frac{32 \cdot M_{EX}}{\pi \cdot d^3} \quad (6.64)$$

$$\sigma_{EY1} = 7,82 \text{ N/mm}^2$$

Y doğrultusundaki eğilme gerilmeleri toplamı (σ_Y), denklem 6.66'da ifade edilmiştir:

$$\sigma_Y = \sqrt{\sigma_{EY1}^2 + \sigma_{EY2}^2} \quad (6.66)$$

$$\sigma_Y = 7,82 \text{ N/mm}^2 \text{ olarak bulunur.}$$

Bulunan bu gerilme değerleri biçim değiştirme enerjisi hipotezi ile değerlendirilmesi gerekir. Lokal koordinatlara göre biçim değiştirme enerjisi hipotezi, denklem 6.67 ile tayin edilir.

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (6.67)$$

Burada σ_y ve τ_{zx} dışındaki diğer bileşenlerin değerleri sıfıra eşittir. Böylece denklem sadeleşir ve denklem 6.68 elde edilir:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_y^2 + 3.\tau_{zx}^2} \quad (6.68)$$

$\sigma_v = 8,31 \text{ N/mm}^2$ olarak tespit edilir.

K_y : Yüzey Pürüzlülük Faktörü

K_B : Boyut Faktörü

K_ζ : Çentik Faktörü

S : Emniyet Katsayısı olmak üzere, denklem 6.69 vasıtasıyla dinamik emniyet gerilmesi bulunabilir:

$$\sigma_{Dem} = 0,5 \cdot \frac{K_y \cdot K_B}{K_\zeta \cdot S} \sigma_k \quad (6.69)$$

Burada ;

DIN 17100 St 44.2 mil malzemesi için kopma değeri olan $\sigma_k = 420$

N/mm^2 ; $K_y = 0,92$; $K_B = 0,88$; $K_\zeta = 1,42$ ve $S = 2$ değerleri yerine koyulursa;

$\sigma_{Dem} = 59,85 \text{ N/mm}^2$ bulunur. Bu değer, biçim değiştirme enerjisi hipotezi uygulanarak bulunan değerden büyük olduğundan ($\sigma_{Dem} > \sigma_v$), seçilen çap ve malzeme çifti için mil emniyetlidir [6].

6.5 KAMA HESAPLARI

6.5.1 1 NUMARALI MİL ÜSTÜNDEKİ 1 NUMARALI ZİNCİR İÇİN KAMA HESABI

Kamaya etkiyen burulma momenti

$$M_{D1} = 15805 \text{ N.mm}$$

olarak belirlenmişti.

$d = 25$ mm için kama ölçüleri;

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

$$h = 7 \text{ mm}$$

$$t_1 = 4 \text{ mm}$$

$$t_2 = 3,3 \text{ mm}$$

$$l_1 = 25 \text{ mm}$$

bulunabilir. Kamanın yüzey basıncı hesabı denklem 6.70 vasıtasıyla yapılabilir:

$$p = \frac{2.M_D}{t_2.l.d} \leq p_{em} \quad (6.70)$$

Burada (l) kama boyu denklem 6.71 ile hesap edilir:

$$l = l_1 - b \quad (6.71)$$

$$l = 17 \text{ mm olur.}$$

Yukarıdaki değerler denklem 6.70'de yerine koyulursa;

$$p = 22,54 \text{ N/mm}^2 \text{ olur. DIN 17100 St 52.3 kama malzemesi için akma değeri}$$

$\sigma_{ak} = 290 \text{ N/mm}^2$ olarak standartlarda belirtilir. Denklem 6.72 vasıtasıyla emniyet yüzey basıncı bulunabilir:

$$p_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{S} \quad (6.72)$$

(S) emniyet katsayısı 5 olarak alınabilir ($S = 5$). Böylece;

$$p_{em} = 58 \text{ N/mm}^2 \text{ olur.}$$

$p_{em} > p$ olduğundan kama yüzey basıncı açısından mukavimdir. Kama kesme gerilmesi ise, denklem 6.73 ile ifade edilebilir:

$$\tau = \frac{2.M_D}{b.l.d} \leq \tau_{em} \quad (6.73)$$

$$\tau = 9,29 \text{ N/mm}^2 \text{ olur.}$$

Denklem 6.74; kesme ve burulma gerilmesinin, çekme-basma ve eğilme gerilmesinin biçim değiştirme enerjisi hipotezine göre durumunu ifade eder:

$$\tau_{AK} = 0,577 \cdot \sigma_{AK} \quad (6.74)$$

$$\tau_{AK} = 167,33 \text{ N/mm}^2$$

Denklem 6.75 vasıtasıyla emniyet kesme gerilmesi bulunabilir:

$$\tau_{em} = \frac{\tau_{AK}}{S} \quad (6.75)$$

(S) emniyet katsayısı 5 olarak alınabilir ($S = 5$). Böylece;

$$\tau_{em} = 33,466 \text{ N/mm}^2$$

$\tau_{em} > \tau$ olduğundan kama kesme gerilmesi bakımından mukavimdir.

6.5.2 2 NUMARALI MİL ÜSTÜNDEKİ 1 NUMARALI ZİNCİR İÇİN KAMA HESABI

Kamaya etkiyen burulma momenti

$$M_{D1} = 15805 \text{ N.mm}$$

olarak belirlenmişti. $d = 25 \text{ mm}$ için kama ölçüleri;

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

$$h = 7 \text{ mm}$$

$$t_1 = 4 \text{ mm}$$

$$t_2 = 3,3 \text{ mm}$$

$$l_1 = 25 \text{ mm}$$

bulunabilir. Kamanın yüzey basıncı hesabı denklem 6.70 vasıtasıyla yapılabilir:

$$p = \frac{2 \cdot M_D}{t_2 \cdot l \cdot d} \leq p_{em} \quad (6.70)$$

Burada (l) kama boyu denklem 6.71 ile hesap edilir:

$$l = l_1 - b \quad (6.71)$$

$l = 17 \text{ mm}$ olur.

Yukarıdaki değerler denklem 6.70'de yerine koyulursa;

$p = 22,54 \text{ N/mm}^2$ olur. DIN 17100 St 52.3 kama malzemesi için akma değeri

$\sigma_{ak} = 290 \text{ N/mm}^2$ olarak standartlarda belirtilir. Denklem 6.72 vasıtasıyla emniyet yüzey basıncı bulunabilir:

$$p_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{S} \quad (6.72)$$

(S) emniyet katsayısı 5 olarak alınabilir ($S = 5$). Böylece;

$$p_{em} = 58 \text{ N/mm}^2 \text{ olur.}$$

$p_{em} > p$ olduğundan kama yüzey basıncı açısından mukavimdir. Kama kesme gerilmesi ise, denklem 6.73 ile ifade edilebilir:

$$\tau = \frac{2.M_D}{b.l.d} \leq \tau_{em} \quad (6.73)$$

$$\tau = 9,29 \text{ N/mm}^2 \text{ olur.}$$

Denklem 6.74; kesme ve burulma gerilmesinin, çekme-basma ve eğilme gerilmesinin biçim değiştirme enerjisi hipotezine göre durumunu ifade eder:

$$\tau_{AK} = 0,577.\sigma_{AK} \quad (6.74)$$

$$\tau_{AK} = 167,33 \text{ N/mm}^2$$

Denklem 6.75 vasıtasıyla emniyet kesme gerilmesi bulunabilir:

$$\tau_{em} = \frac{\tau_{AK}}{S} \quad (6.75)$$

(S) emniyet katsayısı 5 olarak alınabilir ($S = 5$). Böylece;

$$\tau_{em} = 33,466 \text{ N/mm}^2$$

$\tau_{em} > \tau$ olduğundan kama kesme gerilmesi bakımından mukavimdir.

6.5.3 2 NUMARALI MİL ÜSTÜNDEKİ 2 NUMARALI ZİNCİR İÇİN KAMA HESABI

Kamaya etkiyen burulma momenti

$$M_{D2} = 10178 \text{ N.mm}$$

olarak belirlenmişti. $d = 25 \text{ mm}$ için kama ölçüleri;

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

$$h = 7 \text{ mm}$$

$$t_1 = 4 \text{ mm}$$

$$t_2 = 3,3 \text{ mm}$$

$$l_1 = 25 \text{ mm}$$

bulunabilir. Kamanın yüzey basıncı hesabı denklem 6.70 vasıtasıyla yapılabilir:

$$p = \frac{2.M_D}{t_2.l.d} \leq p_{em} \quad (6.70)$$

Burada (l) kama boyu denklem 6.71 ile hesap edilir:

$$l = l_1 - b \quad (6.71)$$

$$l = 17 \text{ mm olur.}$$

Yukarıdaki değerler denklem 6.70'de yerine koyulursa;

$$p = 14,51 \text{ N/mm}^2 \text{ olur. DIN 17100 St 52.3 kama malzemesi için akma değeri}$$

$\sigma_{ak} = 290 \text{ N/mm}^2$ olarak standartlarda belirtilir. Denklem 6.72 vasıtasıyla emniyet yüzey basıncı bulunabilir:

$$p_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{S} \quad (6.72)$$

(S) emniyet katsayısı 5 olarak alınabilir ($S = 5$). Böylece;

$$p_{em} = 58 \text{ N/mm}^2 \text{ olur.}$$

$p_{em} > p$ olduğundan kama yüzey basıncı açısından mukavimdir. Kama kesme gerilmesi ise, denklem 6.73 ile ifade edilebilir:

$$\tau = \frac{2.M_D}{b.l.d} \leq \tau_{em} \quad (6.73)$$

$$\tau = 5,99 \text{ N/mm}^2 \text{ olur.}$$

Denklem 6.74; kesme ve burulma gerilmesinin, çekme-basma ve eğilme gerilmesinin biçim değiştirme enerjisi hipotezine göre durumunu ifade eder:

$$\tau_{AK} = 0,577.\sigma_{AK} \quad (6.74)$$

$$\tau_{AK} = 167,33 \text{ N/mm}^2$$

Denklem 6.75 vasıtasıyla emniyet kesme gerilmesi bulunabilir:

$$\tau_{em} = \frac{\tau_{AK}}{S} \quad (6.75)$$

(S) emniyet katsayısı 5 olarak alınabilir (S = 5). Böylece;

$$\tau_{em} = 33,466 \text{ N/mm}^2$$

$\tau_{em} > \tau$ olduğundan kama kesme gerilmesi bakımından mukavimdir.

6.5.4 3 NUMARALI MİL ÜSTÜNDEKİ 1 NUMARALI ZİNCİR İÇİN KAMA HESABI

Kamaya etkiyen burulma momenti

$$M_{D2} = 10178 \text{ N.mm}$$

olarak belirlenmişti. $d = 25 \text{ mm}$ için kama ölçüleri;

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

$$h = 7 \text{ mm}$$

$$t_1 = 4 \text{ mm}$$

$$t_2 = 3,3 \text{ mm}$$

$$l_1 = 25 \text{ mm}$$

bulunabilir. Kamanın yüzey basıncı hesabı denklem 6.70 vasıtasıyla yapılabilir:

$$p = \frac{2.M_D}{t_2.l.d} \leq p_{em} \quad (6.70)$$

Burada (l) kama boyu denklem 6.71 ile hesap edilir:

$$l = l_1 - b \quad (6.71)$$

$l = 17$ mm olur.

Yukarıdaki değerler denklem 6.70'de yerine koyulursa;

$p = 14,51 \text{ N/mm}^2$ olur. DIN 17100 St 52.3 kama malzemesi için akma değeri

$\sigma_{ak} = 290 \text{ N/mm}^2$ olarak standartlarda belirtilir. Denklem 6.72 vasıtasıyla emniyet yüzey basıncı bulunabilir:

$$p_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{S} \quad (6.72)$$

(S) emniyet katsayısı 5 olarak alınabilir ($S = 5$). Böylece;

$$p_{em} = 58 \text{ N/mm}^2 \text{ olur.}$$

$p_{em} > p$ olduğundan kama yüzey basıncı açısından mukavimdir. Kama kesme gerilmesi ise, denklem 6.73 ile ifade edilebilir:

$$\tau = \frac{2.M_D}{b.l.d} \leq \tau_{em} \quad (6.73)$$

$$\tau = 5,99 \text{ N/mm}^2 \text{ olur.}$$

Denklem 6.74; kesme ve burulma gerilmesinin, çekme-basma ve eğilme gerilmesinin biçim değiştirme enerjisi hipotezine göre durumunu ifade eder:

$$\tau_{AK} = 0,577.\sigma_{AK} \quad (6.74)$$

$$\tau_{AK} = 167,33 \text{ N/mm}^2$$

Denklem 6.75 vasıtasıyla emniyet kesme gerilmesi bulunabilir:

$$\tau_{em} = \frac{\tau_{AK}}{S} \quad (6.75)$$

(S) emniyet katsayısı 5 olarak alınabilir ($S = 5$). Böylece;

$$\tau_{em} = 33,466 \text{ } N/mm^2$$

$\tau_{em} > \tau$ olduğundan kama kesme gerilmesi bakımından mukavimdir.

6.5.5 3 NUMARALI MİL ÜSTÜNDEKİ 2 NUMARALI ZİNCİR İÇİN KAMA HESABI

Kamaya etkiyen burulma momenti

$$M_{D3} = 4975 \text{ N.mm}$$

olarak belirlenmişti. $d = 25 \text{ mm}$ için kama ölçüleri;

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

$$h = 7 \text{ mm}$$

$$t_1 = 4 \text{ mm}$$

$$t_2 = 3,3 \text{ mm}$$

$$l_1 = 25 \text{ mm}$$

bulunabilir. Kamanın yüzey basıncı hesabı denklem 6.70 vasıtasıyla yapılabilir:

$$p = \frac{2.M_D}{t_2.l.d} \leq p_{em} \quad (6.70)$$

Burada (l) kama boyu denklem 6.71 ile hesap edilir:

$$l = l_1 - b \quad (6.71)$$

$$l = 17 \text{ mm olur.}$$

Yukarıdaki değerler denklem 6.70'de yerine koyulursa;

$$p = 7,1 \text{ } N/mm^2 \text{ olur. DIN 17100 St 52.3 kama malzemesi için akma değeri}$$

$\sigma_{ak} = 290 \text{ } N/mm^2$ olarak standartlarda belirtilir. Denklem 6.72 vasıtasıyla emniyet yüzey basıncı bulunabilir:

$$p_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{S} \quad (6.72)$$

(S) emniyet katsayısı 5 olarak alınabilir ($S = 5$). Böylece;

$$p_{em} = 58 \text{ } N/mm^2 \text{ olur.}$$

$p_{em} > p$ olduğundan kama yüzey basıncı açısından mukavimdir. Kama kesme gerilmesi ise, denklem 6.73 ile ifade edilebilir:

$$\tau = \frac{2.M_D}{b.l.d} \leq \tau_{em} \quad (6.73)$$

$$\tau = 2,93 \text{ } N/mm^2 \text{ olur.}$$

Denklem 6.74; kesme ve burulma gerilmesinin, çekme-basma ve eğilme gerilmesinin biçim değiştirme enerjisi hipotezine göre durumunu ifade eder:

$$\tau_{AK} = 0,577.\sigma_{AK} \quad (6.74)$$

$$\tau_{AK} = 167,33 \text{ } N/mm^2$$

Denklem 6.75 vasıtasıyla emniyet kesme gerilmesi bulunabilir:

$$\tau_{em} = \frac{\tau_{AK}}{S} \quad (6.75)$$

(S) emniyet katsayısı 5 olarak alınabilir ($S = 5$). Böylece;

$$\tau_{em} = 33,466 \text{ } N/mm^2$$

$\tau_{em} > \tau$ olduğundan kama kesme gerilmesi bakımından mukavimdir.

6.5.6 4 NUMARALI MİL ÜSTÜNDEKİ 1 NUMARALI ZİNCİR İÇİN KAMA HESABI

Kamaya etkiyen burulma momenti

$$M_{D3} = 4975 \text{ N.mm}$$

olarak belirlenmişti. $d = 25 \text{ mm}$ için kama ölçüleri;

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

$$h = 7 \text{ mm}$$

$$t_1 = 4 \text{ mm}$$

$$t_2 = 3,3 \text{ mm}$$

$$l_1 = 25 \text{ mm}$$

bulunabilir. Kamanın yüzey basıncı hesabı denklem 6.70 vasıtasıyla yapılabilir:

$$p = \frac{2.M_D}{t_2.l.d} \leq p_{em} \quad (6.70)$$

Burada (l) kama boyu denklem 6.71 ile hesap edilir:

$$l = l_1 - b \quad (6.71)$$

$$l = 17 \text{ mm olur.}$$

Yukarıdaki değerler denklem 6.70'de yerine koyulursa;

$$p = 7,1 \text{ N/mm}^2 \text{ olur. DIN 17100 St 52.3 kama malzemesi için akma değeri}$$

$\sigma_{ak} = 290 \text{ N/mm}^2$ olarak standartlarda belirtilir. Denklem 6.72 vasıtasıyla emniyet yüzey basıncı bulunabilir:

$$p_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{S} \quad (6.72)$$

(S) emniyet katsayısı 5 olarak alınabilir ($S = 5$). Böylece;

$$p_{em} = 58 \text{ N/mm}^2 \text{ olur.}$$

$p_{em} > p$ olduğundan kama yüzey basıncı açısından mukavimdir. Kama kesme gerilmesi ise, denklem 6.73 ile ifade edilebilir:

$$\tau = \frac{2.M_D}{b.l.d} \leq \tau_{em} \quad (6.73)$$

$$\tau = 2,93 \text{ N/mm}^2 \text{ olur.}$$

Denklem 6.74; kesme ve burulma gerilmesinin, çekme-basma ve eğilme gerilmesinin biçim değiştirme enerjisi hipotezine göre durumunu ifade eder:

$$\tau_{AK} = 0,577.\sigma_{AK} \quad (6.74)$$

$$\tau_{AK} = 167,33 \text{ N/mm}^2$$

Denklem 6.75 vasıtasıyla emniyet kesme gerilmesi bulunabilir:

$$\tau_{em} = \frac{\tau_{AK}}{S} \quad (6.75)$$

(S) emniyet katsayısı 5 olarak alınabilir ($S = 5$). Böylece;

$$\tau_{em} = 33,466 \text{ N/mm}^2$$

$\tau_{em} > \tau$ olduğundan kama kesme gerilmesi bakımından mukavimdir.

6.5.7 KAVRAMANIN SİSTEM TARAFINDAKİ KAMASI İÇİN HESAP

Kamaya etkiyen burulma momenti

$$M_G = 21824 \text{ N.mm}$$

olarak belirlenmişti. $d = 23 \text{ mm}$ için kama ölçüleri;

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

$$h = 7 \text{ mm}$$

$$t_1 = 4 \text{ mm}$$

$$t_2 = 3,3 \text{ mm}$$

$$l_1 = 40 \text{ mm}$$

bulunabilir. Kamanın yüzey basıncı hesabı denklem 6.70 vasıtasıyla yapılabilir:

$$p = \frac{2.M_D}{t_2.l.d} \leq p_{em} \quad (6.70)$$

Burada (l) kama boyu denklem 6.71 ile hesap edilir:

$$l = l_1 - b \quad (6.71)$$

$$l = 32 \text{ mm olur.}$$

Yukarıdaki değerler denklem 6.70'de yerine koyulursa;

$$p = 17,97 \text{ N/mm}^2 \text{ olur. DIN 17100 St 52.3 kama malzemesi için akma değeri}$$

$$\sigma_{ak} = 290 \text{ N/mm}^2 \text{ olarak standartlarda belirtilir. Denklem 6.72 vasıtasıyla emniyet}$$

yüzey basıncı bulunabilir:

$$p_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{S} \quad (6.72)$$

(S) emniyet katsayısı 5 olarak alınabilir ($S = 5$). Böylece;

$$p_{em} = 58 \text{ N/mm}^2 \text{ olur.}$$

$p_{em} > p$ olduğundan kama yüzey basıncı açısından mukavimdir. Kama kesme gerilmesi ise, denklem 6.73 ile ifade edilebilir:

$$\tau = \frac{2.M_D}{b.l.d} \leq \tau_{em} \quad (6.73)$$

$$\tau = 7,41 \text{ N/mm}^2 \text{ olur.}$$

Denklem 6.74; kesme ve burulma gerilmesinin, çekme-basma ve eğilme gerilmesinin biçim değiştirme enerjisi hipotezine göre durumunu ifade eder:

$$\tau_{AK} = 0,577.\sigma_{AK} \quad (6.74)$$

$$\tau_{AK} = 167,33 \text{ N/mm}^2$$

Denklem 6.75 vasıtasıyla emniyet kesme gerilmesi bulunabilir:

$$\tau_{em} = \frac{\tau_{AK}}{S} \quad (6.75)$$

(S) emniyet katsayısı 5 olarak alınabilir ($S = 5$). Böylece;

$$\tau_{em} = 33,466 \text{ N/mm}^2$$

$\tau_{em} > \tau$ olduğundan kama kesme gerilmesi bakımından mukavimdir.

6.5.8 KAVRAMANIN REDÜKTÖR TARAFINDAKİ KAMASI İÇİN HESAP

Kamaya etkiyen burulma momenti

$$M_G = 21824 \text{ N.mm}$$

olarak belirlenmişti. $d = 25 \text{ mm}$ için kama ölçüleri;

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

$$h = 7 \text{ mm}$$

$$t_1 = 4 \text{ mm}$$

$$t_2 = 3,3 \text{ mm}$$

$$l_1 = 40 \text{ mm}$$

bulunabilir. Kamanın yüzey basıncı hesabı denklem 6.70 vasıtasıyla yapılabilir:

$$p = \frac{2.M_D}{t_2.l.d} \leq p_{em} \quad (6.70)$$

Burada (l) kama boyu denklem 6.71 ile hesap edilir:

$$l = l_1 - b \quad (6.71)$$

$$l = 32 \text{ mm olur.}$$

Yukarıdaki değerler denklem 6.70'de yerine koyulursa;

$$p = 16,53 \text{ N/mm}^2 \text{ olur. DIN 17100 St 52.3 kama malzemesi için akma değeri}$$

$\sigma_{ak} = 290 \text{ N/mm}^2$ olarak standartlarda belirtilir. Denklem 6.72 vasıtasıyla emniyet yüzey basıncı bulunabilir:

$$p_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{S} \quad (6.72)$$

(S) emniyet katsayısı 5 olarak alınabilir ($S = 5$). Böylece;

$$p_{em} = 58 \text{ N/mm}^2 \text{ olur.}$$

$p_{em} > p$ olduğundan kama yüzey basıncı açısından mukavimdir. Kama kesme gerilmesi ise, denklem 6.73 ile ifade edilebilir:

$$\tau = \frac{2.M_D}{b.l.d} \leq \tau_{em} \quad (6.73)$$

$$\tau = 6,82 \text{ N/mm}^2 \text{ olur.}$$

Denklem 6.74; kesme ve burulma gerilmesinin, çekme-basma ve eğilme gerilmesinin biçim değiştirme enerjisi hipotezine göre durumunu ifade eder:

$$\tau_{AK} = 0,577.\sigma_{AK} \quad (6.74)$$

$$\tau_{AK} = 167,33 \text{ N/mm}^2$$

Denklem 6.75 vasıtasıyla emniyet kesme gerilmesi bulunabilir:

$$\tau_{em} = \frac{\tau_{AK}}{S} \quad (6.75)$$

(S) emniyet katsayısı 5 olarak alınabilir ($S = 5$). Böylece;

$$\tau_{em} = 33,466 \text{ N/mm}^2$$

$\tau_{em} > \tau$ olduğundan kama kesme gerilmesi bakımından mukavimdir.

6.5.9 DİSK ALTINDAKİ PULUN KAMASI İÇİN HESAP

Kamaya etkiyen burulma momenti

$$M_G = 4800 \text{ N.mm}$$

olarak belirlenmişti. $d = 20 \text{ mm}$ için kama ölçüleri;

$$b = 6 \text{ mm}$$

$$h = 6 \text{ mm}$$

$$t_1 = 3,5 \text{ mm}$$

$$t_2 = 2,8 \text{ mm}$$

$$l_1 = 12 \text{ mm}$$

bulunabilir. Kamanın yüzey basıncı hesabı denklem 6.70 vasıtasıyla yapılabilir:

$$p = \frac{2.M_D}{t_2.l.d} \leq p_{em} \quad (6.70)$$

Burada (l) kama boyu denklem 6.71 ile hesap edilir:

$$l = l_1 - b \quad (6.71)$$

$$l = 6 \text{ mm olur.}$$

Yukarıdaki değerler denklem 6.70'de yerine koyulursa;

$p = 28,58 \text{ N/mm}^2$ olur. DIN 17100 St 52.3 kama malzemesi için akma değeri $\sigma_{ak} = 290 \text{ N/mm}^2$ olarak standartlarda belirtilir. Denklem 6.72 vasıtasıyla emniyet yüzey basıncı bulunabilir:

$$p_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{S} \quad (6.72)$$

(S) emniyet katsayısı 5 olarak alınabilir ($S = 5$). Böylece;

$$p_{em} = 58 \text{ N/mm}^2 \text{ olur.}$$

$p_{em} > p$ olduğundan kama yüzey basıncı açısından mukavimdir. Kama kesme gerilmesi ise, denklem 6.73 ile ifade edilebilir:

$$\tau = \frac{2.M_D}{b.l.d} \leq \tau_{em} \quad (6.73)$$

$$\tau = 13,3 \text{ N/mm}^2 \text{ olur.}$$

Denklem 6.74; kesme ve burulma gerilmesinin, çekme-basma ve eğilme gerilmesinin biçim değiştirme enerjisi hipotezine göre durumunu ifade eder:

$$\tau_{AK} = 0,577.\sigma_{AK} \quad (6.74)$$

$$\tau_{AK} = 167,33 \text{ N/mm}^2$$

Denklem 6.75 vasıtasıyla emniyet kesme gerilmesi bulunabilir:

$$\tau_{em} = \frac{\tau_{AK}}{S} \quad (6.75)$$

(S) emniyet katsayısı 5 olarak alınabilir ($S = 5$). Böylece;

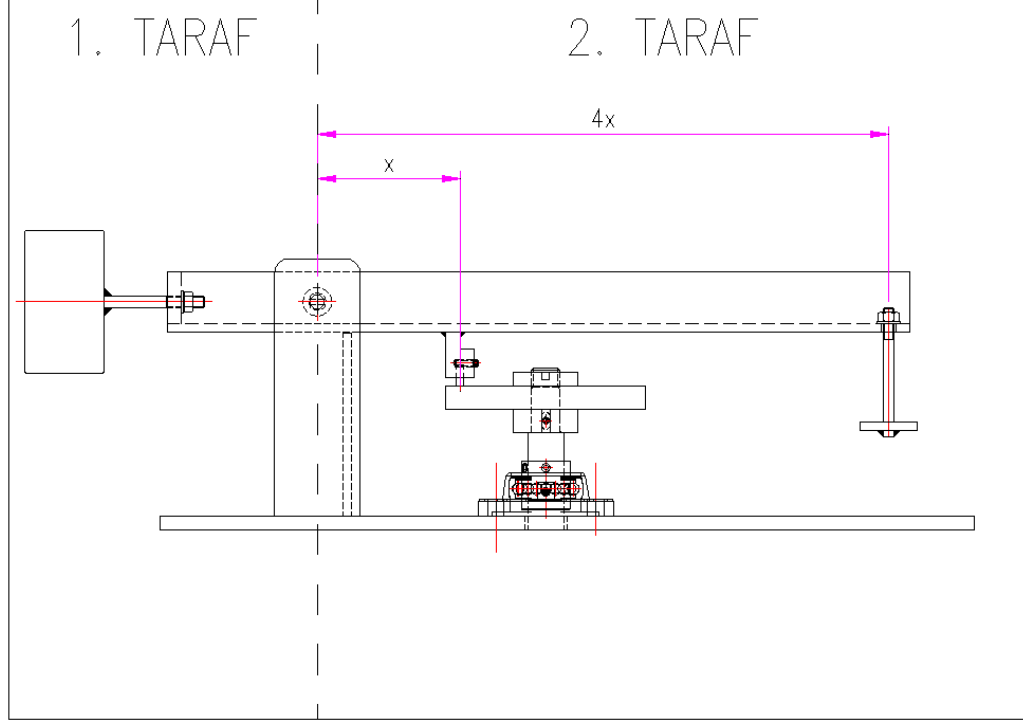
$$\tau_{em} = 33,466 \text{ N/mm}^2$$

$\tau_{em} > \tau$ olduğundan kama kesme gerilmesi bakımından mukavimdir [7].

6.6 KOL HESAPLARI

6.6.1 ÖLÜ AĞIRLIK HESABI

Şekil 6.25’de kol mekanizmasının bir görünüşü gösterilmiştir.



Şekil 6.25 : Kol mekanizmasının görünüşü

Disk üstüne basan pime etkiyen normal kuvveti tam olarak bilebilmek için, kol sistemini ağırlığının alınması gerekir. Böylece kol mekanizmasının 2. tarafında bulunan askıya ne kadar ağırlık eklenirse eklensin, bu ağırlığın 4 katı oranında pime etkiyeceği söylenebilir. Kol sisteminin ağırlığının dengelemesi için öncelikle 2. taraf için aşağıdaki tablo oluşturulmuştur (Tablo 6.14). Tablo 6.15’de ise 1. tarafın ağırlık ve mesnete göre moment hesabı yer almaktadır.

Tablo 6.14: 2.Tarafın ağırlık ve mesnete göre moment hesabı

NO	AD	ADET	KALINLIK (m)	EN (m)	BOY (m)	ÇAP (m)	ALAN (m ²)	MALZEME	YOĞUNLUK (kg/m ³)	AĞIRLIK (Kg)	MESNETE MESAFE (m)	MOMENT (Kg.m)
1	UPN 65	1			0,415			ST 37.2	7,09	2,94235	0,2075	0,6105376
2	SAPLAMA	1			0,084	0,008	5,027E-05	ST 37.2	7850	0,0331451	0,4	0,013258
3	RONDELA	1	0,0016			0,016	0,0001225	ST 37.2	7850	0,0015389	0,4	0,0006156
4	SOMUN	1						8 KALİTE	7850	0,0052	0,4	0,00208
5	DİSK	1	0,006			0,04	0,0012566	ST 37.2	7850	0,0591876	0,4	0,023675
6	MENGENE1	1	0,01	0,03	0,032			ST 37.2	7850	0,07536	0,095	0,0071592
7	MENGENE2	1	0,01	0,03	0,02			ST 37.2	7850	0,0471	0,105	0,0049455

Ağırlık Toplamı = 3,164 kg

Moment Toplamı = 0,66 kg.m

Tablo 6.15: 1.Tarafın ağırlık ve mesnete göre moment hesabı

NO	AD	ADET	KALINLIK (m)	EN (m)	BOY (m)	ÇAP (m)	ALAN (m ²)	MALZEME	YOĞUNLUK	AĞIRLIK (Kg)	MESNETE MESAFE (m)	MOMENT (Kg.m)
1	UPN 65	1			0,105			ST 37.2	7,09	0,74445	0,0525	0,0390836
2	SAPLAMA	1			0,061	0,008	5,027E-05	ST 37.2	7850	0,0240696	0,115	0,002768
3	RONDELA	1	0,0016			0,016	0,0001225	ST 37.2	7850	0,0015389	0,0942	0,000145
4	SOMUN	1						8 KALİTE	7850	0,0052	0,09015	0,0004688
5	SAC	1	0,01				0,0017843	ST 37.2	7850	0,1400676	0,1	0,0140068
6	ÖLÜ AĞ.	1			0,055	0,1	0,007854	ST 37.2	7850	3,3909566	0,178	0,6035903

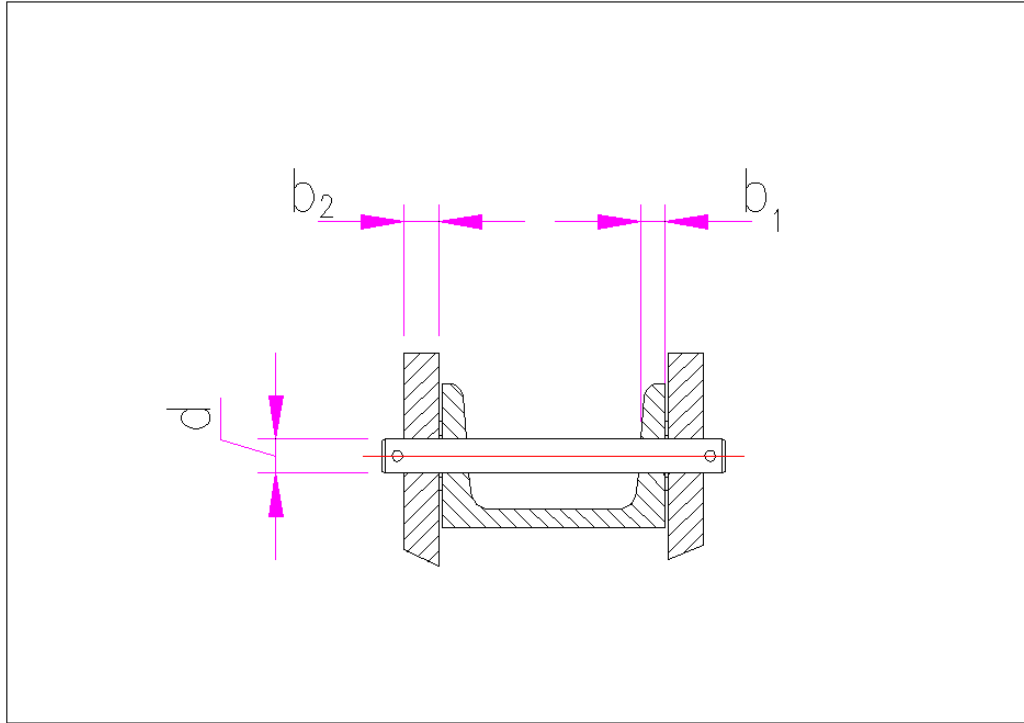
Ağırlık Toplamı = 4,31 kg

Moment Toplamı = 0,66 kg.m

Tablo 6.14 ve 6.15’de görüldüğü üzere mesnete göre sistemin her iki tarafının momenti birbirine eşittir. Değişen numunelere göre veya başka sebeplerle yine de bu dengenin bozulması durumunda sistem için belirlenen $D=100$ mm çapındaki ve $L=55$ mm boyundaki ölü ağırlığın bir yüzüne kaynatılmış saplama vasıtasıyla operatöre ayar imkanı sağlanmıştır. Böylece 2. taraftaki askıya asılacak ağırlığın 4 katı kadar bir kuvvet pime etkiyecektir. Sistemin kuvvet oranı 4:1 olarak belirlenmiştir.

6.6.2 MESNET KISMINDAKİ PERNONUN HESABI

Şekil 6.26’da mesnetin bir görünüşü gösterilmiştir.



Şekil 6.26 : Mesnet görünüşü

Burada perno malzemesi olarak DIN 17100 St 37.2 malzeme seçilmiştir. Perno çapı olarak ise

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

belirlenmiştir. DIN 17100 St 37.2 malzeme için emniyet yüzey basıncı (p_{em}) ve emniyet eğilme gerilmesi (σ_{em}) değerleri aşağıdaki gibidir;

$$p_{em} = 85 \text{ N/mm}^2 ; \sigma_{em} = 80 \text{ N/mm}^2$$

UPN 65 profilin yanak kalınlığı (b_1);

$$b_1 = 7,1 \text{ mm}$$

Plaka kalınlığı (b_2)

$$b_2 = 10 \text{ mm olarak belirlenmiştir.}$$

Plakalardaki yüzey basıncı denklem 6.76 vasıtasıyla belirlenir:

$$p_1 = \frac{F}{2.(2.b_2).d} \leq p_{em} \quad (6.76)$$

$p_1 = 0,312 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunur. Bu değer emniyet yüzey basıncından küçük olduğundan ($p_{em} > p_1$); plakalar yüzey basıncına karşı mukavimdir.

UPN 65 profildeki yüzey basıncı denklem 6.77 vasıtasıyla belirlenir:

$$p_2 = \frac{F}{(2.b_1).d} \leq p_{em} \quad (6.77)$$

$p_2 = 0,88 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunur. Bu değer emniyet yüzey basıncından küçük olduğundan ($p_{em} > p_2$); UPN 65 profil yüzey basıncına karşı mukavimdir.

Eğilme gerilmesini kontrol etmek için, denklem 6.78 uygulanmalıdır.

$$\sigma_e = \frac{16.F.(b_1 + b_2)}{\pi.d^3} \leq \sigma_{em} \quad (6.78)$$

$\sigma_e = 10,86 \text{ N/mm}^2$ olarak bulunur. Bu değer emniyetli eğilme gerilmesinden küçük olduğundan ($\sigma_{em} > \sigma_e$); perno eğilme gerilmesine karşı mukavimdir [7].

7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Dünya çapındaki istatistiklere göre, makina elemanlarının büyük bir kısmının işe yaramaz hale gelmesinin ana nedeni aşınmadır. İlaveten, sürtünme sonucunda meydana gelen enerji kayıpları ekonomik anlamda önlemleri değer ifade etmektedir. Aşınma sonucunda oluşan malzeme kayıpları ve makina onarım zamanı da göz önüne alınırsa, tribolojinin makina konstrüksiyonunda ne denli önem arz ettiği görülmüş olur [7].

Tribolojik araştırmaların büyük kısmında sürtünme ve aşınmayı simüle eden tribometreler kullanılmaktadır. Bir tribometrenin amacı, kontrollü şartlar altında sürtünme ve aşınma mekanizmalarını simüle etmektir. Daha önce bahsedildiği üzere, sürtünme ve aşınma mekanizmalarının ölçümü, çeşitli metotlar ile yapılabilmektedir.

Bu tez kapsamında; polimer malzemelerden hazırlanmış dört adet numunenin metal yüzeye karşı, tartma yöntemiyle aşınma testine imkan verecek şekilde bir tribometre konstrüksiyonu yapılmıştır. Montaj resmi ve imalat teknik resimleri ekler bölümünde irdelenebileceği gibi, teorik anlamda imal edilmesinde ve verimli çalışmasında herhangi bir engel görülmemektedir.

Teze başlarken; konstrüksiyonu yapılacak olan tribometrenin polimer numune ile metal disk çifti için, kuru sürtünme durumunda çalışacağı düşünülmüştür. Ancak polimer malzeme ile metal yüzey arasında kuru sürtünme katsayısının en fazla ($\mu = 0,4$) olabileceği göz önüne alınırsa, yukarıda bahsi geçen konstrüksiyon sürtünme katsayısının ($\mu = 0,4$) değerini aşmayacak şekilde tüm sürtünme çeşitleri için (kuru, sınır ve sıvı) ve tüm malzeme çiftleri için kullanılabilir.

Tribometrenin diğer bir sınır şartı da tatbik edilecek yük konusudur. Pim üstüne tatbik edilecek en fazla kuvvet 200 N olmalıdır. Diğer bir deyişle kuvvet oranının 4:1 olduğu göz önüne alınarak, askı tertibatı üstüne asılabilecek en fazla yük 50 N olmalıdır.

Sistem için son sınır şartı ise, alternatif akım elektrik motorunun frekans konvertörü aracılığıyla ayar edileceği devir sayısı konusudur. Sistem en fazla 320 dev/dak devir sayısı ile çalıştırılmalıdır. Bir başka deyişle pimin disk üzerine temas noktasında izafi çevre hızı en fazla $v = 2 \text{ m/s}$ olmalıdır.

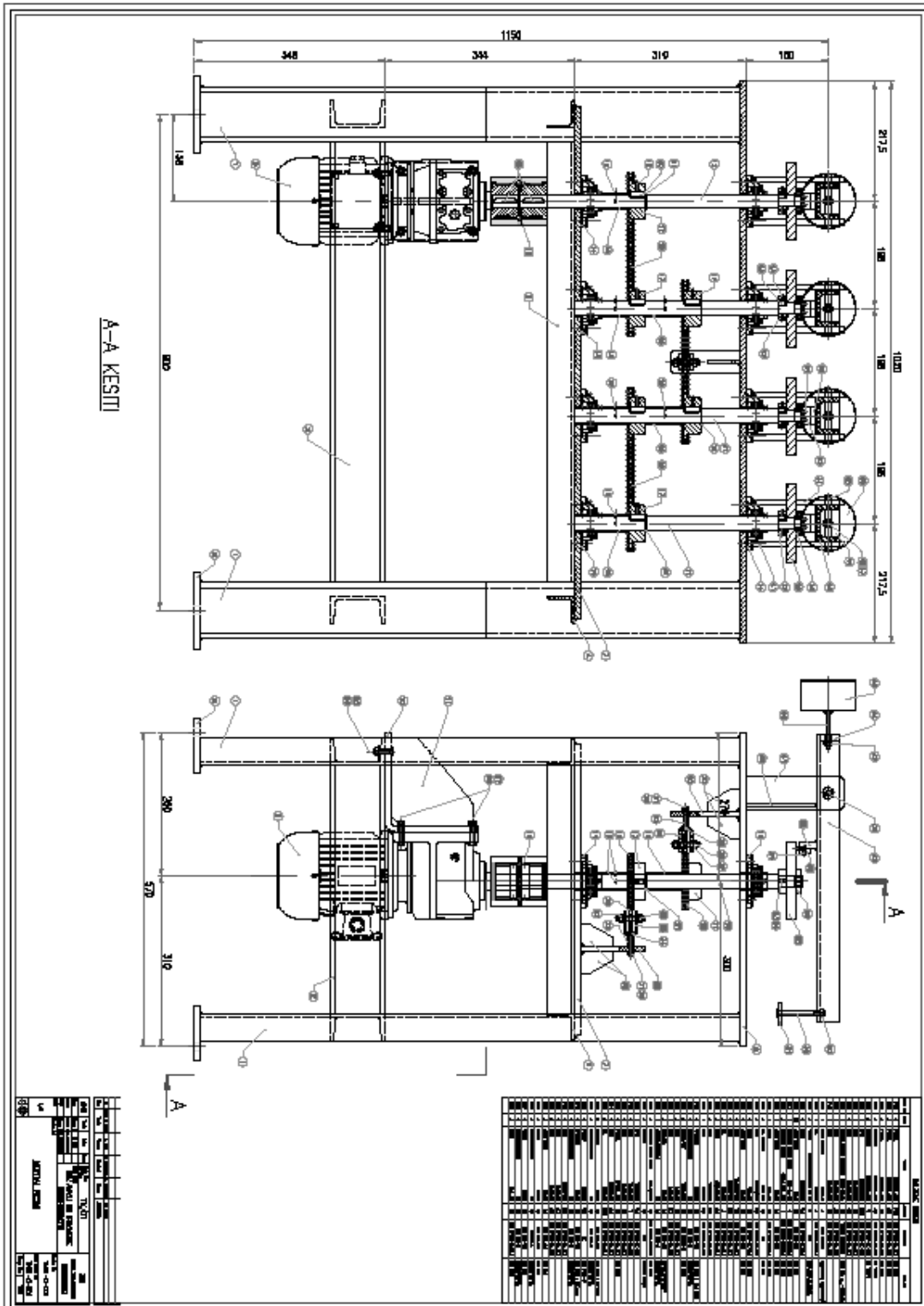
Sonuç olarak; İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Hilmi İleri Makina Elemanları Labaratuarı için tasarlanan çok amaçlı tribometre, ileride İstanbul Teknik Üniversitesi öğrencileri tarafından imal edilebilir. İmal edilen tribometre ile yukarıda belirtilen sınır şartları göz önüne alınarak, çeşitli malzeme çiftleri için deneyler ve araştırmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Koç, E.**, 2004. Makina Elemanları Cilt 2. Nobel Kitabevi, Adana.
- [2] **Dowson, D.**, 1998. History of Tribology. Professional Engineering Publishing Limited, London.
- [3] **Rabinowicz, E.**, 1965. Friction and Wear of Materials. John Wiley and Sons, New York.
- [4] **Stachowiak, G. W., Batchelor, A. W., Stachowiak, G. B.**, 2004. Experimental Methods in Tribology. Elsevier Sc. Pub., Amsterdam.
- [5] **Temiz, V.**, 2004. Plastik Malzemelerle Konstrüksiyon. İ.T.Ü Makina Fakültesi Matbaası, İstanbul.
- [6] **Çakır, A., Baykara, C., Yenilmez, A.**, 2001. Makina Elemanları 1. İ.T.Ü Makina Fakültesi Matbaası, İstanbul.
- [7] **Akkurt, M.**, 2000. Makina Elemanları Cilt: 1-2. Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [8] **Gediktaş, M.**, 1993. Zincir ve Zincir Mekanizmaları. Anadolu Matbaası, İstanbul.
- [9] **Url-1** <<http://www.cmsmakina.com>>, erişim 02.04.2008.
- [10] **Url-2** <<http://www.gamak.com.tr>>, erişim 08.02.2008.
- [11] **Url-3** <<http://www.yr.com.tr>>, erişim 11.02.2008.
- [12] **Url-4** <<http://www.skf.com>>, erişim 28.02.2008.

EKLER

EK 1 : Sistemin Montaj ve İmalat Teknik Resimleri

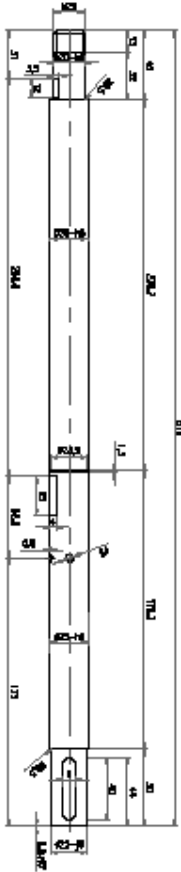


ITU FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ	COK AMACLI BIR TRIBOMETRE KONSTRUKSIYONU IMALAT RESİMLERİ	Rev. No.	0
		Tarih	10.04.2008
		Sayfa No	01 / 14

27	3	MIL	ø25x415	5	DIN 17100-St 44.2	-
POZ NO	ADET	ACIKLAMA		AGIRLIK	MALZEME	NOTLAR

0	Nisan 10, 2008	U.SAY	C.BAYKARA	C.BAYKARA	ILK YAYIN	Resim No	TK01-4-001
Rev.	Tarih	Çizen	Kontrol	Onay	Acıklama	İlgili Resim No	TK01-0-001
						Çizim No	TK01
						Çizim	1/10

ITU FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ	COK AMAÇLI BİR TRIBOMETRE KONSTRUKSIYONU İMALAT RESİMLERİ	Rev. No. Tarih Sayfa No	0 10.04.2008 02 / 14
--	--	-------------------------------	----------------------------

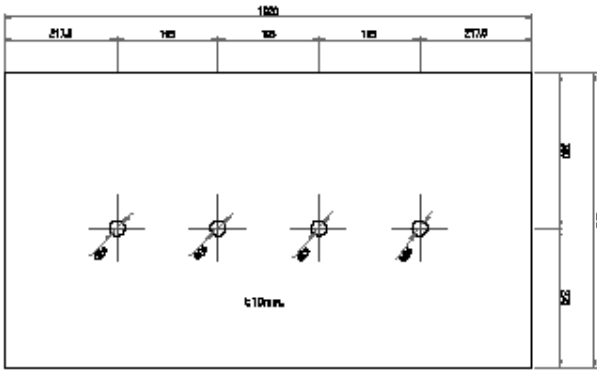


P.13
 MIL B25xS13 - (1 adet)
 St 44-2

13	1	MIL	ø25xS13	2	DIN 17100-St 44.2	-
POZ NO	ADET	AÇIKLAMA	AĞIRLIK	MALZEME	NOTLAR	

0	Nisan 10, 2008	U.SAY	C.BAYKARAC	C.BAYKARA	İLK YAYIN	Resim No	TKD1-4-001
Rev.	Tarih	Çizen	Kontrol	Onay	Açıklama	İlgili Resim No	TKD1-0-001
						Dersya No	TKD1
						Çizcek	1/10

ITU FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU	COK AMAÇLI BİR TRIBOMETRE KONSTRUKSIYONU İMALAT RESİMLERİ	Rev. No.	0
		Tarih	10.04.2008
		Sayfa No	03 / 14



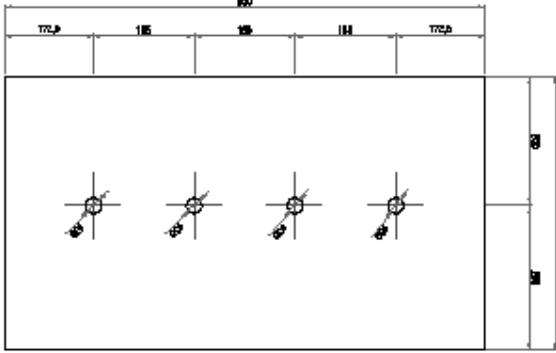
P.0 SAC 10x570x1020- (1 adet)
St 37-2

6	1	SAC	10x570x1020	45,5	DIN 17100-St 37.2
POZ NO	ADET	ACIKLAMA	AGIRLIK	MALZEME	NOTLAR

0	Nisan 10, 2008	U.SAY	C.BAYKARAC	C.BAYKARAC	İLK YAYIN
Rev.	Tarih	Çizen	Kontrol	Onay	Acıklama

Resim No	TKD1-4-001
İlgili Resim No	TKD1-0-001
Çizim No	TKD1
Çizim	1/10

ITU FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ	COK AMAÇLI BİR TRIBOMETRE KONSTRUKSIYONU İMALAT RESİMLERİ	Rev. No.	0
		Tarih	10.04.2008
		Sayfa No	04 / 14



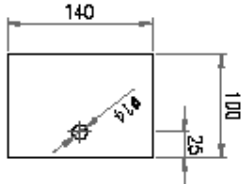
P.7 SAC 10x530x930 - (1 adet)
St 37-2

7	1	SAC	10x530x930	39	DIN 17100-St 37.2
POZ NO	ADET	ACIKLAMA	AGIRLIK	MALZEME	NOTLAR

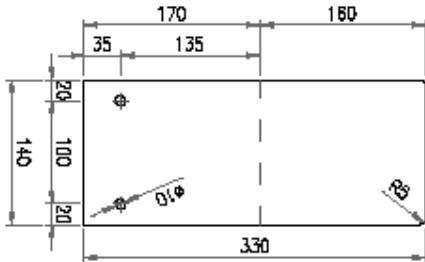
0	Nisan 10, 2008	U.SAY	C.BAYKARAC	C.BAYKARA	İLK YAYIN
Rev.	Tarih	Çizen	Kontrol	Onay	Acıklama

Resim No	TKD1-4-001
İlgili Resim No	TKD1-0-001
Çizim No	TKD1
Çizim	1/10

ITU FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU	COK AMAÇLI BİR TRIBOMETRE KONSTRUKSIYONU İMALAT RESİMLERİ		Rev. No.	0
			Tarih	11.04.2008
			Sayfa No	05 / 14



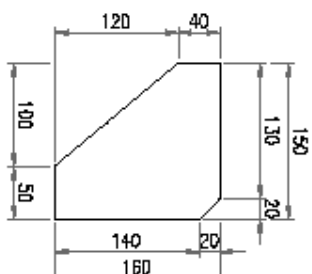
P.8 SAC 10x100x140 - (4 adet)
St 37-2



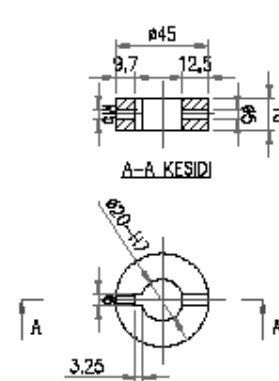
P.10 SAC 10x140x330 - (1 adet)
St 37-2

10	1	SAC	10x140x330	3,5	DIN 17100-St 37.2	
8	4	SAC	10x100x140	4,5	DIN 17100-St 37.2	
POZ NO	ADET	AÇIKLAMA		AGIRLIK	MALZEME	NOTLAR
0	11.04.2008	U. SAY	C.BAYKARAC.BAYKARA	İLK YAYIN		
Rev.	Tarih	Çizen	Kontrol	Onay	Açıklama	
					Resim No	TKD1-4-001
					İlgili Resim No	TKD1-0-001
					Çizim No	TKD1
					Çizim	1/5

ITU FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU	COK AMAÇLI BİR TRIBOMETRE KONSTRUKSIYONU İMALAT RESİMLERİ				Rev. No.	0
					Tarih	11.04.2008
					Sayfa No	06 / 14



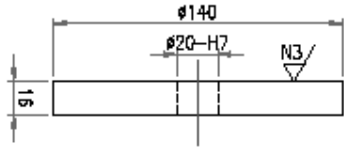
P.11 SAC 10x150x160- (1 adet)
St 37-2



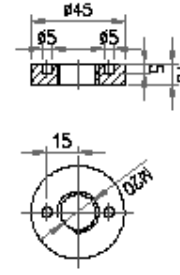
P.22 SAC 10x45/20- (4 adet)
St 37-2

22	4	SAC	10x45/20	0,6	DIN 17100-St 37.2	
11	1	SAC	10x150x160	1,5	DIN 17100-St 37.2	
POZ NO	ADET	ACIKLAMA		AGIRLIK	MALZEME	NOTLAR
					Resim No	TKD1-4-001
0	11.04.2008	U. SAY	C.BAYKARAC.BAYKARA	İLK YAYIN	İlgili Resim No	TKD1-0-001
Rev.	Tarih	Çizen	Kontrol	Onay	Çizim No	TKD1
					Çizim	1/5

ITU FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU	COK AMAÇLI BİR TRIBOMETRE KONSTRUKSIYONU İMALAT RESİMLERİ				Rev. No.	0
					Tarih	11.04.2008
					Sayfa No	07 / 14



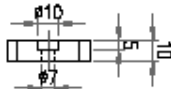
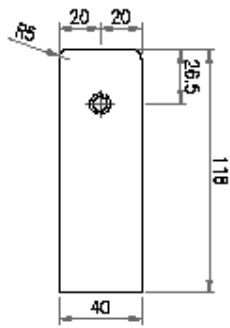
P.25 SAC 16x140/20- (4 adet)
St 37-2



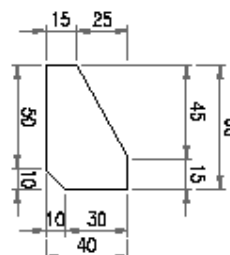
P.26 SAC 10x45/20- (4 adet)
St 37-2

26	4	SAC	10x45/20	0,5	DIN 17100-St 37.2	
25	4	SAC	16x140/20	7,5	DIN 17100-St 37.2	
POZ NO	ADET	AÇIKLAMA		AGIRLIK	MALZEME	NOTLAR
0	11.04.2008	U. SAY	C.BAYKAR	C.BAYKAR	İLK YAYIN	
Rev.	Tarih	Çizen	Kontrol	Onay	Açıklama	
					Resim No	TKD1-4-001
					İlgili Resim No	TKD1-0-001
					Çizim No	TKD1
					Çizim	1/5

ITU FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU	COK AMAÇLI BİR TRIBOMETRE KONSTRUKSIYONU İMALAT RESİMLERİ				Rev. No.	0
					Tarih	11.04.2008
					Sayfa No	08 / 14



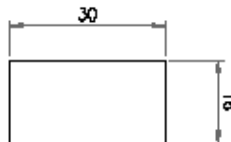
P.28 SAC 10x40x118- (2 adet)
St 37-2



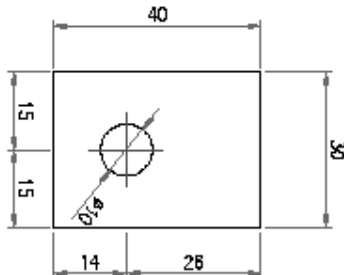
P.30 SAC 5x40x60- (6 adet)
St 37-2

30	4	SAC	5x40x60	0,6	DIN 17100-St 37.2	
29	2	SAC	10x40x118	0,8	DIN 17100-St 37.2	
POZ NO	ADET	AÇIKLAMA		AGIRLIK	MALZEME	NOTLAR
0	11.04.2008	U. SAY	C.BAYKARAC.BAYKARA	İLK YAYIN	Resim No	TKD1-4-001
Rev.	Tarih	Çizen	Kontrol	Onay	İlgili Resim No	TKD1-0-001
					Çizim No	TKD1
					Çizim	1/5

ITU FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU	COK AMAÇLI BİR TRIBOMETRE KONSTRUKSIYONU İMALAT RESİMLERİ				Rev. No.	0
					Tarih	11.04.2008
					Sayfa No	09 / 14



P.34 SAC 5x16x30- (3 adet)
St 37-2



P.35 SAC 5x30x40- (6 adet)
St 37-2

35	6	SAC	5x30x40	0,3	DIN 17100-St 37.2		
34	3	SAC	5x16x30	0,1	DIN 17100-St 37.2		
POZ NO	ADET	AÇIKLAMA			AGIRLIK	MALZEME	NOTLAR
0	11.04.2008	U. SAY	C.BAYKAR	C.BAYKAR	İLK YAYIN	Resim No	TKD1-4-001
Rev.	Tarih	Çizen	Kontrol	Onay	Açıklama	İlgili Resim No	TKD1-0-001
						Dosya No	TKD1
						Çizgi	1/5

ITU FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU	COK AMAÇLI BİR TRIBOMETRE KONSTRUKSIYONU İMALAT RESİMLERİ		Rev. No.	0
			Tarih	11.04.2008
			Sayfa No	10 / 14

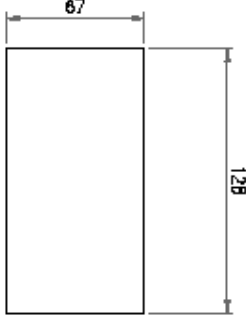
P.40 SAC 10x40x125- (1 adet)
St 37-2

P.41 SAC 10x60x180- (8 adet)
St 37-2

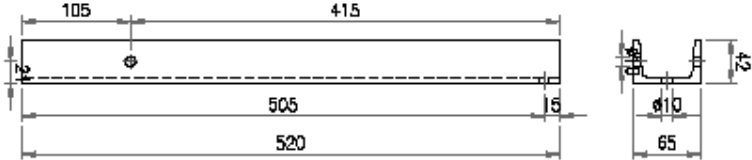
41	8	SAC	10x60x180	7	DIN 17100-St 37.2	
40	1	SAC	10x40x125	0,4	DIN 17100-St 37.2	
POZ NO	ADET	AÇIKLAMA		AGIRLIK	MALZEME	NOTLAR

0	11.04.2008	U. SAY	C.BAYKAR	C.BAYKAR	İLK YAYIN	Resim No	TKD1-4-001
Rev.	Tarih	Çizen	Kontrol	Onay	Açıklama	İlgili Resim No	TKD1-0-001
						Çizim No	TKD1
						Çizim	1/5

ITU FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU	COK AMAÇLI BİR TRIBOMETRE KONSTRUKSIYONU İMALAT RESİMLERİ				Rev. No.	0
					Tarih	11.04.2008
					Sayfa No	11 / 14



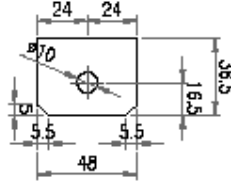
P.42 SAC 6x67x128- (4 adet)
St 37-2



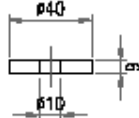
P.43 PROFİL NPU65...520 (4 adet)
St 37-2

43	4	PROFİL	NPU65...520	15	DIN 17100-St 37.2	DIN 1026
42	4	SAC	6x67x128	1,6	DIN 17100-St 37.2	
POZ NO	ADET	AÇIKLAMA		AGIRLIK	MALZEME	NOTLAR
0	11.04.2008	U. SAY	C.BAYKAR	C.BAYKAR	İLK YAYIN	
Rev.	Tarih	Çizen	Kontrol	Onay	Açıklama	
					Resim No	TKD1-4-001
					İlgili Resim No	TKD1-0-001
					Dosya No	TKD1
					Çizik	1/5

ITU FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU	COK AMAÇLI BİR TRIBOMETRE KONSTRUKSIYONU İMALAT RESİMLERİ				Rev. No.	0
					Tarih	11.04.2008
					Sayfa No	12 / 14



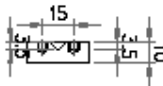
P.44 SAC 10x36.5x48- (4 adet)
St 37-2

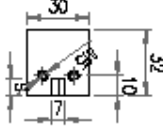


P.61 SAC 6x40/10- (4 adet)
St 37-2

51	4	SAC	6x40/10	0,2	DIN 17100-St 37.2		
44	4	SAC	10x36.5x48	0,6	DIN 17100-St 37.2		
POZ NO	ADET	AÇIKLAMA			AGIRLIK	MALZEME	NOTLAR
0	11.04.2008	U. SAY	C.BAYKARAC.BAYKARA	İLK YAYIN		Resim No	TKD1-4-001
Rev.	Tarih	Çizen	Kontrol	Onay	Açıklama	İlgili Resim No	TKD1-0-001
						Çizim No	TKD1
						Çizim	1/5

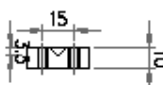
ITU FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU	COK AMAÇLI BİR TRIBOMETRE KONSTRUKSIYONU İMALAT RESİMLERİ				Rev. No.	0
					Tarih	11.04.2008
					Sayfa No	13 / 14

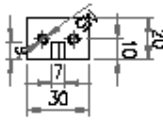




P.52

SAC 10x30x32 - (4 adet)
St 37-2





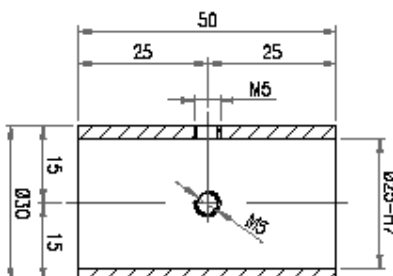
P.53

SAC 10x20x30 - (4 adet)
St 37-2

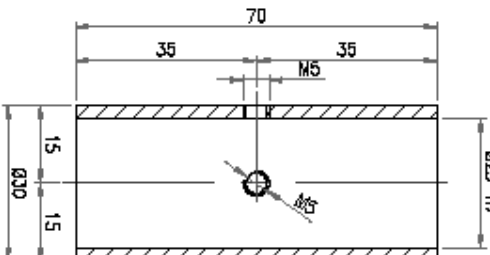
53	4	SAC	10x20x30	0,2	DIN 17100-St 37.2	
52	4	SAC	10x30x32	0,3	DIN 17100-St 37.2	
POZ NO	ADET	AÇIKLAMA		AGIRLIK	MALZEME	NOTLAR

						Resim No	TKD1-4-001
0	11.04.2008	U. SAY	C.BAYKAR	C.BAYKAR	İLK YAYIN	İlgili Resim No	TKD1-0-001
Rev.	Tarih	Çizen	Kontrol	Onay	Açıklama	Çizim No	TKD1
						Çizim	1/5

ITU FEN BİLİMLERİ ENSTİTUSU	COK AMAÇLI BİR TRIBOMETRE KONSTRUKSIYONU İMALAT RESİMLERİ				Rev. No.	0
					Tarih	11.04.2008
					Sayfa No	14 / 14



P.15 BURC Ø30/Ø25x50 - (4 adet)
St 52-3



P.28 BURC Ø30/Ø25x70 - (2 adet)
St 52-3

28	2	BURC	Ø30/Ø25x70	0,2	DIN 17100-St 52.3		
15	4	BURC	Ø30/Ø25x50	0,4	DIN 17100-St 52.3		
POZ NO	ADET	AÇIKLAMA			AGIRLIK	MALZEME	NOTLAR
0	11.04.2008	U. SAY	C.BAYKAR	C.BAYKAR	İLK YAYIN		
Rev.	Tarih	Çizen	Kontrol	Onay	Açıklama	Resim No	TKD1-4-001
						İlgili Resim No	TKD1-0-001
						Çizim No	TKD1
						Çizim	1/5

ÖZGEÇMİŞ

Umut SAY, 1982 yılının Eylül ayında İstanbul'da dünyaya geldi. İlkokul eğitimini Hamdullah Suphi Tanrıöver İlkokulu'nda 1988-1993 yılları arasında tamamladı. Ortaokul eğitimini 1993-1997 yılları arasında Özel Doğuş Lisesi'nin ortaokul kısmında tamamlayan SAY, fen lisesi sınavlarına girerek Kocaeli Körfez Fen Lisesi'ni kazandı. 1997-1999 yılları arasında bu okulda eğitim yapan SAY, 1999 yılındaki elim Marmara depremi sebebiyle 1999-2000 yılları arasında geri kalan lise eğitimini İstanbul Atatürk Fen Lisesi'nde tamamlamak durumunda kaldı. 2000 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünü kazandıktan sonra 2000-2005 yılları arasında bu bölümden lisans diploması almaya hak kazandı. Aynı yıl hem çalışma hayatına hem de yüksek lisans eğitimine başlayan SAY, 2005-2007 yılları arasında Rota Mühendislik, Makina ve İnşaat San. ve Tic. Ltd. Şti. firmasında Proje Mühendisi olarak çalıştıktan sonra, 2008 yılından itibaren Prosen Makina ve Proses Teknolojileri A.Ş firmasında İş Geliştirme Mühendisi olarak görev yapmaktadır.