

T.C.  
ANADOLU ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

EŞDEĞER DEVİR SAYISINDA DÖNEN  
İMALATI GERÇEKLEŞTİRİLMİŞ HELİS VE DÜZ DİŞLİ  
POMPALARIN KAREKTERİSTİKLERİ VE MUKAYESESİ

( Yüksek Lisans Tezi )

Makina Müh. ALİ BAŞARAN

ESKİŞEHİR -1986

T. C.  
ANADOLU ÜNİVERSİTESİ  
MERKEZ KÜTÜPHANESİ

## ÖNSÖZ

Hazırlanan bu eserde önce dişli pompaların genel tanımı ve sırasıyla ; dişli pompalara ait teorik bilgiler, dişli pompa elemanları, dişli pompa tasarımı ve dişli pompaların hesapları yapılmıştır.

Daha sonra, dişli pompalarda elde edilen karakteristikler ve mukayesesi ele alınmıştır.

Ana gaye imâlatı yapılan dişli pompadan düz ve helis dişlilerle karakteristikleri elde edilirken bunların mukayesesi ve ayrıca Universal Frezede ( TOS ) açılan helis dişlide uygun karakteristikğin elde edilemeyeceğinin açıklanmasıdır.

Kasım 1986

Ali BAŞARAN

## TEŞEKKÜR

Kişiye yapılan, karşılığını ödemesi olanaksız yardımlar için, karşısındakilere borcunu ödüyebileceği yollardan biri de; İçtenlikle edilen bir teşekkürdür.

Araştırmalarım da emeği geçenlere borcumu ben de, acizane böyle ödemek istiyorum.Yapılan yardımlar karşısında deve de kulak kalsa da...

Öncelikle bana dişli pompaları sevdiren, bu çalışmanın yapılmasına olanak tanıyan ve her konuda destek olup, yardımlarını esirgemeyen, Sayın Hocam Yrd.Doç.Dr. Yaşar PANCAR Bey'e teşekkürü borç bilirim.

Ayrıca, bu konudaki araştırmaların yapılmasında, tüm kolaylıkların sağlanmasında yardımlarını esirgemeyen, Okul müdürüm, Hasan EFE, bölüm şefim Yalçınkaya ARSLANTAŞ, atelye şefim Hayrettin YEŞİLBAĞ ve mesai arkadaşım Tahsin ATILGAN Bey'lere de teşekkürü borç bilirim.

Araştırmalarımın deneysel kısmının yapımında gereken tüm kolaylıkları, olanakları dahilinde sağlayan Anadolu Üniversitesi Mimarlık ve Mühendislik Fakültesi Hidrolik laboratuvarı teknisyeni Necdet DURAN Bey'e ve Aktaş Endüstri Meslek lisesi Torna Tesviye bölümü teknisyenleri, Güven ÇAPUR, Eyüp ERDİŞ Bey'lere de teşekkür ederim.

Bunun yanında yine adlarını hatırlayamadığım yardımcı dokunanlara da teşekkürü borç bilirim.

Ali BAŞARAN  
Ankara

## SUMMARY

In this study, a spur gear and helical gear pump has been designed and manufactured.

(  $H_m - Q$  ) Curves for spur gear and helical gear pump at certain power and different revolutions has been determined and results obtained were discussed.

From the results, the slopes of the (  $H_m - Q$  ) curves for spur gear pump have been found more vertical than the, slopes for helical gear pump, although the reverse was expected.

This result was explained by mismanufacturing conditions.

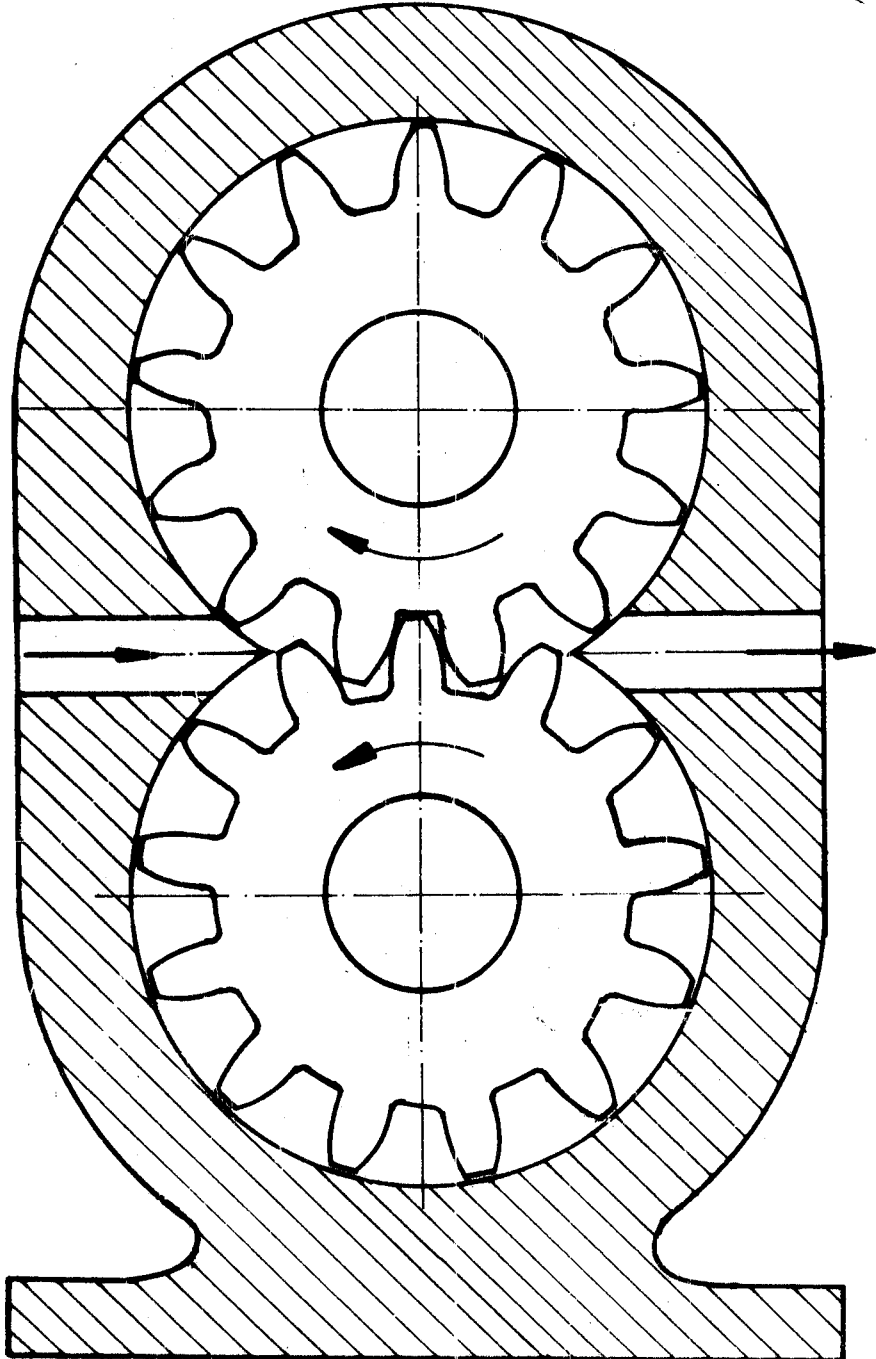
## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ .....	iii
TEŞEKKÜR .....	iv
ÖZET .....	v
SUMMARY .....	vi
İÇİNDEKİLER .....	vii
TABLOLAR- DİYAGRAMLAR .....	viii
ŞEKİLLER .....	ix
1.0. DIŞLI POMPALAR .....	1
1.1. Dişli pompa Gelişme Safhaları .....	6
1.1.1. Dişli pompalarda diş alanının eksik dolması .....	7
2.0. TEORİK BİLGİLER .....	9
2.1. Dişli Çarklar .....	9
2.2. Dişli Kanunu .....	10
2.2.1. Profillerin diş başı ve diş dibi daireleri .....	10
2.3. Alın Dişli Çarklar .....	14
2.3.1. Modül ve diş sayısı cinsinden diğer Büyüklerin hesabı .....	15
2.3.2. Kavrama Eğrisi .....	17
2.4. Dişli Şekilleri .....	18
2.5. Helisel Dişliler .....	18
2.5.1. Eksenleri paralel helibel dişliler.....	19
2.5.2. Eksenleri dik veya istavroz helisel dişliler .....	19

2.6. Dişlilerin İmalatı .....	20
2.6.1. Evolvent profilli düz dişlilerin imalatı.	20
2.6.1.1. Dökme Metodu .....	20
2.6.1.2. Modül Frezeleme Metodu .....	21
2.6.1.3. Yuvarlanma metodu .....	21
3.0. POMPA ELEMANLARI .....	27
3.1. Gövde .....	27
3.2. Dişliler .....	27
3.3. Yataklar .....	27
3.4. Ön ve arka kapaklar .....	27
4.0. DIŞLİ POMPA TASARIMI .....	28
4.1. Dişli pompalarda basınç, debi, güç ve verim ilişkileri .....	28
4.1.1. Teorik debi .....	28
4.1.2. Efektif debi .....	28
4.1.3. Volümetrik verim .....	28
4.1.4. Pompa giriş gücü .....	29
4.1.5. Mekanik verim .....	29
4.2. Dişli pompa tasarımında ele alınması gereken faktörler .....	30
4.3. Pompa seçimi .....	31
4.4. Dişli pompanın tipik kullanma yerleri .....	33
5.0. İMALATI GERÇEKLEŞTİRİLEN DIŞLİ POMPANIN HESAPLARI...	34
5.1. Pompa gücü .....	34
5.2. Dişli Mukavemet hesapları .....	36
5.3. Dişli çarkın boyutlandırılması .....	37
5.4. Diş genişliği hesabı .....	41
5.5. Helis dişli mukavemet hesapları .....	42

5.6. Isınmaya karşı kontrol .....	43
5.7. Pompa mili hesabı .....	44
5.8. Yatak boyu .....	47
5.9. Yatağa gelen yük .....	47
5.10. Pompa giriş ve çıkış çapları tayini .....	47
5.11. Kapak ve gövde kalınlığı .....	48
5.12. Dişli çark imalinde yardımcı hesaplar.....	49
6.0. DENEYSEL ÇALIŞMALAR .....	50
7.0. SONUÇ .....	66
DİPNOTLAR .....	67
BİBLİYOĞRAFYA .....	70
EKLER .....	71

Önceleri, 30-40 bar basınç değerleri ile hidrolik pompalar arasında, en alt sırada yer alan dişli pompalar; bugün 250, hatta bazı özel imal usulleri kullanılarak 350 bar'a ulaşan basınç seviyelerinde başarı ile kullanılmaktadır. Dişli pompalar, iki dişliden meydana gelmektedir. Bunlardan biri iç dişlide olabilmektedir.



Şekil. 1 . Düz dişli pompa çalışma prensibi



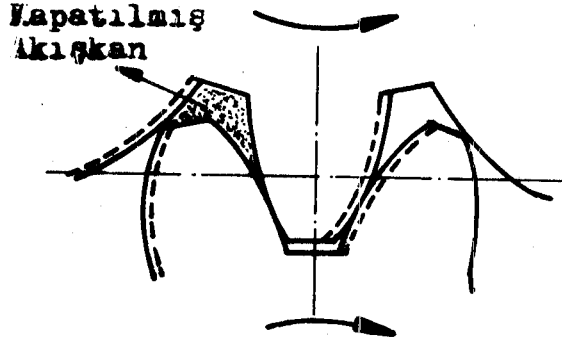
Dişliler, düz, helis, spiral profilli olabilirler. Genellikle, düz veya helis profiller çok kullanılır. Bu tip profillerin imali kolay olduğu gibi tamirat kolaylığı nedeniyle tercih edilir. Bu dişlilerden biri tahrik edilirse, diğeri de aksi yönde döner. Şekil 1 ' de görüldüğü gibi akışkanı emme kanalından alarak, basma kanalına basar. Burada iki diş arasındaki boşluk, emme tarafından dolar ve basma tarafından boşalır. Başka bir deyişle, emme kısmından doldurulan hacimle zorlanarak basma kısmına verilir. Bu suretle volümetrik bir pompalama işlemi yapılmış olur.

Bir iç dişlinin kullanılması ile, dişli pompanın ana boyutları büyük ölçüde azaltılır. Dişli, diş sayısının artmasıyla pompanın büyüklüğünde artar. Buna karşılık, ana boyutları küçültmek için, diş sayısı azaltıldığında, dişlilerin temas ettiği noktalarındaki yağın basıncında bir azalma görülecektir. Diğer taraftan az sayıda dişe sahip olan dişliler, çok sayıda dişe sahip dişlilere oranla; kötü çalışma şartları altında daha az mukavimdirler. Pompa verimi daha düşük olur.

Dişli pompa dişlileri tam hassasiyetinde yapıldığı zaman, karşı dişli ile birbirlerini öyle sıkı kavrarlar ki, sıvının bir kısmı diş alanında kapatılır, veya kavrama noktasında meydana gelen küçük bir açıklık sıvının geçmesini sağlar. Bunu aşağıdaki " Şekil 2 " de görmek mümkündür.

Aşağıdaki Şekil 2 ' de kapatılmış akışkanda yüksek basınç kuvveti dişlinin devrini engellemeye çalışır. Güçte bir düşmeye, mil yataklarındaki ilave bir yüke, akışkanın ısınmasına

yol açar. Bu kusur, küçük dişli pompalarda diş profilinde tashihlerle engellenebilir. Diş eksenlerinde profil kaydırma ile ( 0,2 - 0,5 mm.) yok edilebilir.



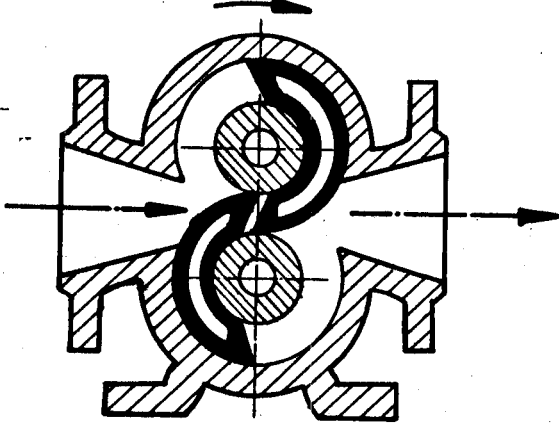
Şekil. .2. Kapatılmış akışkanın dişlilerde durumu

Bazı durumlarda pompa, gövde ve kapağında sıkışma yerlerini emme ve basma taraflarına bağlayan özel kanallar açılır.

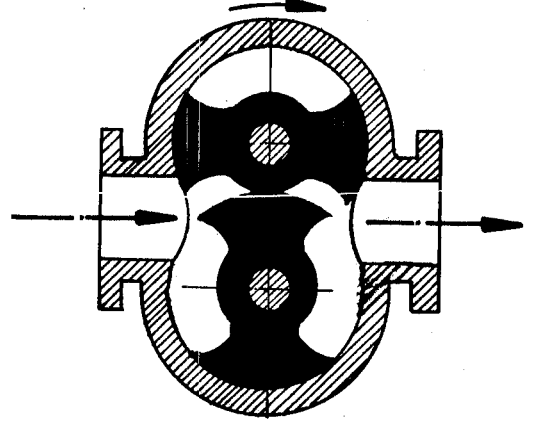
Dişli pompalar, tarafından sağlanan basınç iki veya daha fazla, ikili, üçlü, sonsuz dişli pompaların birbiri ardı sıra birleştirildiği " kademeli " pompaların kullanılması ile artırılabilir. Her bir kademenin kapasitesi bir sonraki kademedен daha yüksektir. Yine her bir kademe muayyen basınçlı ve artan sıvıya yan geçit ile bir kurtarma valfi takımına sahiptir.

Bir emme kaldırıcı kuvvetine sahip olmadığından dolayı, negatif kaldırıcı kuvvetle işlemek için en iyidir.

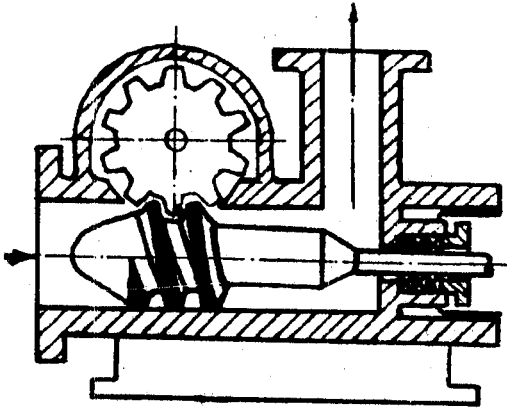
Aşağıda değişik dişli pompa şekilleri görülmektedir.



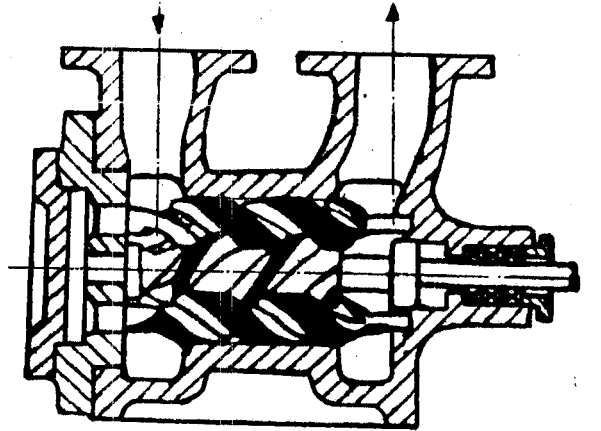
a- Tek dişli pompa



b- İki dişli pompa



c- Sonsuz dişli Pompa



d- Üçlü helisel dişli Pompa

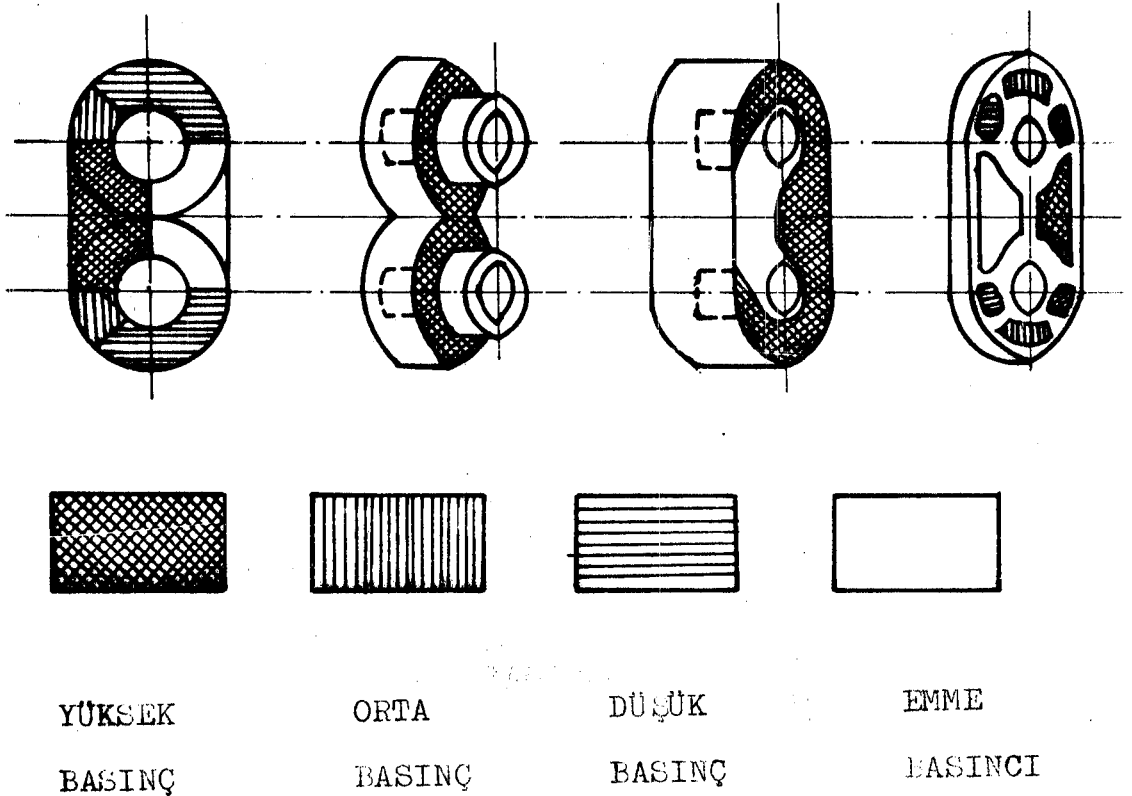
Şekil. .3. Dişli Pompa Çeşitleri (1)

### 1.1. DİŞLİ POMPA GELİŞME SAFHALARI :

Dişlilerle, gövde arasındaki açıklık istenilen toleranslarla uygun imâl yöntemleriyle işlenebilir. Önemli olan dişli yan yüzeyleridir. Dengesiz basınç yüklenmesinden dolayı basınç yükseldikçe artan kaçaqları önleyebilmektir. Bunun için birtakım yollar denenmiştir.

İki dişliyi sabit ön ve arka kapaklar arasına sıkıştırmak yerine çıkış basıncı ile uygun şekilde yüklenmiş ve dişlilere doğru artan basınçla birlikte büyüyen bir kuvvetle bastırılan pleytler yardımıyla sızdırmazlık sağlanabilir. Tabii ki en ideali taşlama tezgahında yüzeylerin taşlanmasıdır.

Basınç dengeleme sistemleri dişlilere yataklık ederler. Şekil .4. de basınç dengeleme sistemleri görülmektedir. <sup>(2)</sup>



Şekil .4. Basınç dengeleme sistemleri.

Basınç dengeleme sistemlerinde, şekil .4. de;

a-Dişli yan yüzeylerinde dönüş yönüne göre basınç dağılımı gösterilmiştir.

b-Aynı zamanda dişlilere yataklık eden, kayabilen burçlu tip.Bu tipte basınç dengelemesi söz konusu değildir.

c-Eğilebilir pleytli tipler.Şekildeki b' tipine göre daha dengeli bir yapıya sahiptirler.Günümüzde hala kullanılmaktadır.

d-Plastik halkalar yardımıyla basınç alanı,

Dişli pompanın, kapasitesi'de önemlidir.Diş alanlarının pompa çevresindeki giriş yatağı arasından geçerken sıvı ile tam olarak nasıl doldurulacağını kapasite tayin eder.Diş alanlarının dolması sırasıyla aşağıdaki şartlara bağlıdır;

1-Dişlilerin dönme hızına, diş alanlarının giriş yatağı arasından geçmesi için gerekli zamana,

2-Sıvının arasından giriş yatağına aktığı geçitlerin şekline,

3-Sıvının giriş yatağındaki basınca ,

4-Sıvının giriş geçitlerindeki hız derecesine,

5-Pompanın sıvının viskozitesine,

6-Sıvının içindeki hava ve gaz mevcudiyetine.

1.1.1. Dişli pompalarda diş alanlarının eksik dolması:

1-Volumetrik verimi,dolayısıyla kapasiteyi azaltır,

2-Sıvının özelliğini kaybettirir,

3-Pompanın içini bozar ve pompa parçalarının eskimesini artırır,

#### 4.-Pompanın ömrü azalır

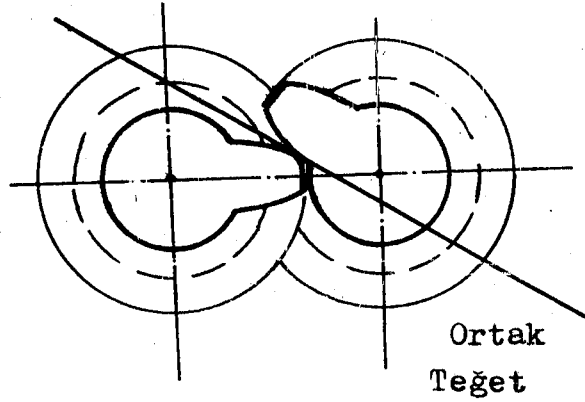
Bu yukarıdaki zararlarudan dolayı dış alanı giriş yatağına tam olarak sıvı ile dolmamışken, boşaltma yatağına ulaştığı zaman sıvı ile dolacaktır. Böylece dış alanlarına doğru ters bir sıvı akışı oluşacaktır. Bu boşaltma esnasında çarpma basıncı pompa kapasitesinde bir azalma ve dişlilerle, mil yataklarında zamansız aşınmaya sebep olan bir çarpma ortaya çıkar.

Bu çarpma basıncı, sistemin alet ve boru hatlarının sallanmasına sebep olur. Sistemin çeşitli parçalarındaki manşon ve rekorlarda sızıntıya yol açar.

## 2.0. TEORİK BİLGİLER.

### 2.1. Dişli Çarklar :

Eksenleri birbirine paralel olan dişli çarklara "Alın Dişli " çarklar denir. Dişli çarklar, dönme hareketlerini birbirine ve dolayısıyla bağlı oldukları millere rijit bir şekilde geçiren elemanlardır. Hareketin bir çarktan ötekine nakli çarkların çevrelerinde bulunan dişlerin birbirlerini kavraması suretiyle sağlanır. Eş çalışan iki dişli-<sup>(3)</sup>den birinin diş profilleri diğerinin diş profilini o şekilde kavramalıdır ve itmelidir ki, dişlerin evvelce seçilmiş olan yuvarlanma daireleri birbirleri üzerinde kaymadan yuvarlansınlar.



Şekil. 5 .Dişli çark çalışma prensibi

Bu husus sağlandığı takdirde eş dişlilerden biri sabit bir  $\omega_1$  açısal hızı ile döndürüldüğü zaman, ikinci dişliden sabit bir  $\omega_2$  açısal hızı elde edilsin.  $\omega_1$  ve  $\omega_2$  açısal hızları arasındaki oran dişlilerin  $Z_1$  ve  $Z_2$  diş sayılarına bağlıdır.

$$\text{Tahvil oranı} : \frac{\omega_1}{\omega_2} : \frac{Z_2}{Z_1}$$

## 2.2. Dişli Kanunu :

Eş iki diş profilinin temas noktasındaki müşterek profil normali daima her iki yuvarlanma dairesinin temas noktasından geçer.

### 2.2.1. Profillerin diş başı ve diş dibi

#### daiireleri:

Profillerin seçilen bir  $R_0$  " Taksimat Dairesi" üzerindeki çevresel uzaklıklarına hatve adı verilir, " t " ile gösterilir. Profillerin yuvarlanma dairesi olarak, taksimat daireleri alınarak çizilir ve işlenirler.

Diş sayısını, " Z " ile gösterelim. Z ' tam sayı olmak zordur. Z ' diş adedi verilirse, bütün büyüklükler hesaplanabilir.

$$h_1 = M \quad \text{alınır.}$$

$$h_2 = 7 / 6 \cdot M$$

$$D_0 = Z \cdot M \quad \text{dir.}$$

$$\text{Sölüm dairesi çevresi } D_0 = Z \cdot t$$

Bu bağıntılardan anlaşılacağı gibi, 3,1415926 irrasyonel sayısının mevcudiyeti sebebi ile şayet " t " hatvesi ( m m ) cinsinden yuvarlak bir rakam olarak seçilirse "  $D_0$  " rasyonel bir sayı olamaz. Bu mahsuru gidermek için " t " yerine ;

$$M = \frac{t}{\pi} \quad \text{değeri kullanılır.}$$



" M " modül ( m m ) olarak ifade edilir.

Böylece, bölüm dairesi çevresi bağıntısında;

$$t \cdot Z = D_o ,$$

$$t = \frac{D_o}{Z} \quad \text{yazabiliriz.}$$

Diş yanığı genişliğini " S ",

Diş oluğu genişliğini " W " ile gösterelim.

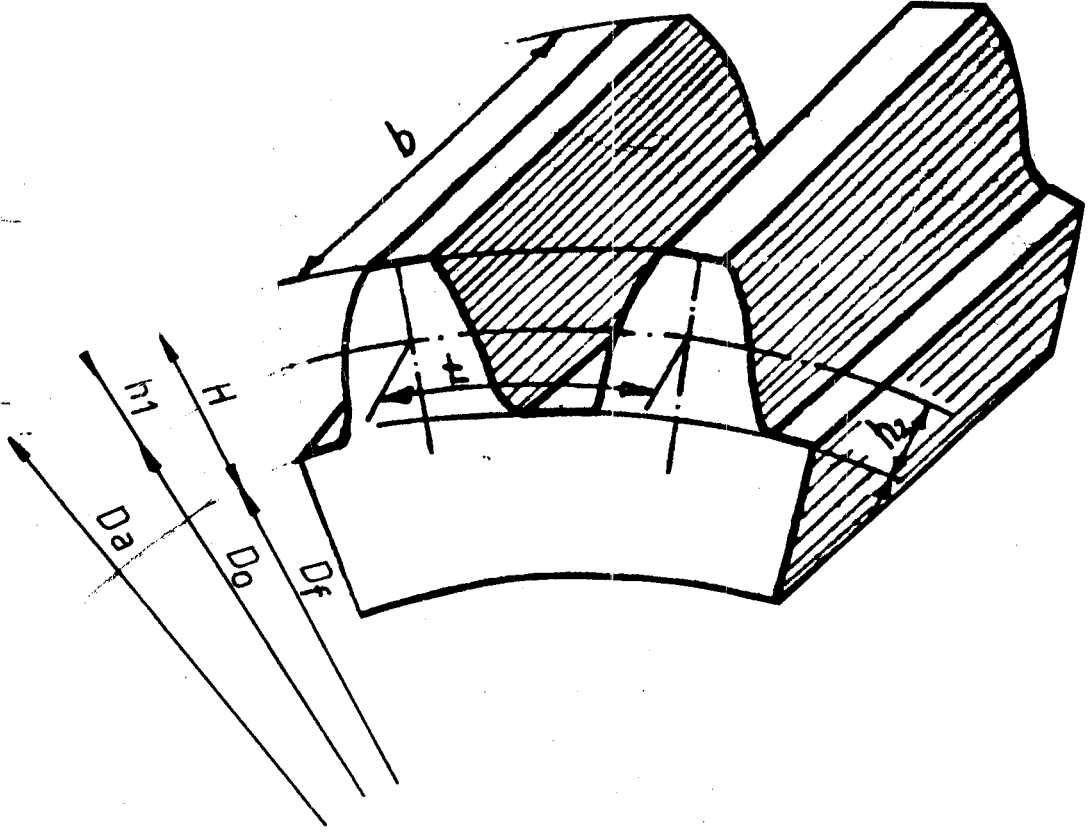
Diş aralığı toplamı, diş hatvesi " t " ye eşittir.

$$S - W = t \quad \text{olur.}$$

Dişlilerin ileri ve geri çalışmalarında boşluk olmaması için teorik olarak ;

$$S = W \quad \text{seçilmesi icap eder.}$$

Fakat pratikte küçük bir miktar diş boşluğuna ihtiyaç vardır.



Şekil-6-Düz dişli elamanlarının ölçüleri<sup>(4)</sup>

- $t$  : Diş adımı ( Hatvesi)
- $H$  : Diş yüksekliği
- $h_1$  : Diş üstü yüksekliği
- $h_2$  : Diş dibi yüksekliği
- $b$  : Diş genişliği
- $w$  : Diş oluğu genişliği
- $S$  : Diş yanağı genişliği
- $D_0$  : Bölüm dairesi çapı
- $D_a$  : Diş üstü çapı
- $D_f$  : Diş dibi çapı

Çark eksenine dik düzlemle dişin profilini verir. Bu profil dış tarafta diş üstü dairesi iç tarafta ise diş dibi dairesi ile sınırlanmıştır.

Münferit bir dişli konstrüksiyonunda, eş çalışacak dişli çarkların imâlinde aşağıdaki metodların sağlanması şarttır ;

1- Her iki dişli çarkta taksimat aynı olmalıdır.

2- Bir dişli çarkın diş başına ait kavrama eğrisi eş çalışan dişli çarkın diş dibine ait kavrama eğrisine uyum sağlamalıdır.

3- Taban derinliği ( diş derinliği ) , diğer eş dişli çarkın diş başı yüksekliğinden fazla olmalıdır.

Diş dibi derinliği  $h_2 = 1,2 \cdot m$

Diş üstü derinliği  $h_1 = m$  ' dir.

4- Eş dişli çarkın diş kalınlığı, diş boşluğuna eşit olmalıdır.

### 2.3. Alın dişli çarklar :

İki diş arasındaki kavis uzunluğuna diş taksimi " hatvesi " denir. Hatve " t " ile gösterilir. Çevresi ;  
 $2 R = Z \cdot t$  ' olan taksimat dairesi üzerinden ölçülür. Taksimat dairesi yarıçapı R ve hatve dişli çarkın büyüklüğünü, diş şeklini tayin eden büyüklüklerdir.

Dişli çarka ait muhtelif değerleri mümkün mertebe basit bir şekilde ifade edebilmek için genel olarak yuvarlanma dairesi, taksimat dairesi olarak alınır.

Bu takdirde çevrim oranı ;

$$i = \frac{R_2}{R_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Eksenler arası mesafede ;

$$a = \left( \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) m \quad \text{bulunur.}$$

Taksimat dairesi için yapılan bu basitleştirici kabul sadece " Tarak bıçak ( Kramayer şeklindeki bıçak) ile açılmış özel tashihli dişli çarklarda " uygulanır.

Bu alın dişli çarklarda ;

hatve ,  $t = m \cdot \pi$  ' ifadesiyle hesaplanır.

$$2 R = Z \cdot ( t / \pi ) = Z \cdot m$$

Eksenler arası mesafe;

$$a = ( Z_1 + Z_2 ) : 2 \cdot ( t / \pi )$$

$$a = ( Z_1 + Z_2 ) : 2 \cdot m \quad \text{bulunur.}$$

2.3.1. Modül ve diş sayısı cinsinden diğer (5)  
büyüklüklerin hesabı :

Modül	$m = t / \pi$
Hatve	$t = m \cdot \pi$
Bölüm dairesi çapı	$D_o = Z \cdot m$
Diş dibi derinliği	$h_2 = 1,2 \cdot m$
Diş üstü derinliği	$h_1 = m$
Diş üstü çapı	$D_a = D_o + 2 \cdot m$
Diş dibi çapı	$D_f = D_o - 2 \cdot 1,2 \cdot m$ $D_f = D_o - 2,4 \cdot m$
Yükseklik	$h = h_1 + h_2$ $h = 2,2 \cdot m$
Diş yanığı genişliği	$S = 19 / 40 \cdot t$
Diş oluğu genişliği	$W = 21 / 40 \cdot t$
Diş boşluğu	$D_b = W - S$ $D_b = (21 / 40 - 19/40) \cdot t$ $D_b = 1 / 20$
Eksenler arası mesafe	$a = (Z_1 + Z_2) : 2 \cdot m$ $a = (D_o + D_o) : 2$
Çevrim oranı	$i = R_2 / R_1 = Z_2 / Z_1$

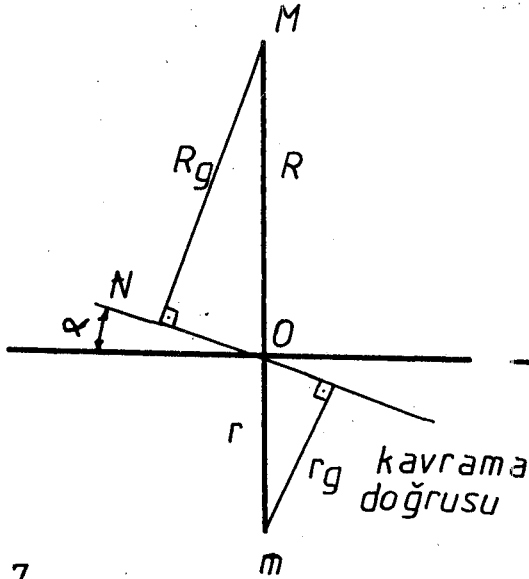
		SEMBOL	FORMÜL
Çevrim oranı		$i$	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{d_{o2}}{d_{o1}} = \frac{z_2}{z_1}$
Devir sayısı	Döndüren çark	$n_1$	$n_1 = i \cdot n_2$
	Döndürülen çark	$n_2$	$n_2 = \frac{n_1}{i}$
Açısal hız	Döndüren çark	$w_1$	$w_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = i \cdot w_2$
	Döndürülen çark	$w_2$	$w_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{w_1}{i}$
Diş sayısı	Döndüren çark	$z_1$	$z_1 = \frac{z_2}{i} = \frac{d_{o1}}{m}$
	Döndürülen çark	$z_2$	$z_2 = i \cdot z_1$
Diş taksimatı		$t$	$t = \pi \cdot m$
Modül		$m$	$m = \frac{t}{\pi} = \frac{d_o}{z}$
Taksimat dairesi çapı		$d_o$	$d_o = m \cdot z$
Diş başı yüksekliği		$h_k$	$h_k = y \cdot m$
Taban derinliği		$h_f$	$h_f = h_k + s_k$
Baş başluğu		$s_k$	$s_k = (0.1 \dots 0.3) m$
Çarkın dış çapı		$d_k$	$d_k = d_o + 2 h_k$
Çarkın taban çapı		$d_f$	$d_f = d_o - 2 h_f$
Diş kalınlığı		$s_o$	$s_o = \frac{t}{2} = \frac{\pi}{2} m$
Diş yüksekliği		$h$	$h = h_k + h_f$
Dişler arası boşluk		$l_o$	$l_o = \frac{t}{2} - \frac{\pi}{2} m$

Tablo . 1 .Dişli çark boyutları (6)

### 2.3.2. Kavrama Eğrisi :

Bir dişli çarkta bir dişin, bu diş ile eş çalışacak olan karşı diş ile kavrama durumuna girdiği anda karşı diştten ayrıldığı ana kadar temas noktasının geometrik yerine kavrama eğrisi denir.

Evolvent profilli dişlilerde kavrama eğrisi bir doğru olarak elde edilir. Sikloid profilli dişlilerde kavrama eğrisi dairesel yaylar şeklinde elde edilir.

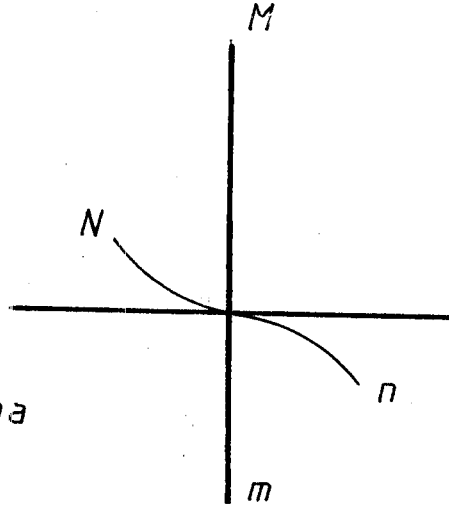


Şekil. 7 .

Evolvent profilli dişli kavrama eğrisi.

$Nn$  : Kavrama Uzunluğu.

$\alpha$  : Kavrama açısı.



Şekil. 8.

Sikloid profilli dişli kavrama eğrisi.

Şekildedeki görüldüğü gibi N ve n noktaları arasında kalan kısma dişli çarkın kavrama uzunluğu denir. Bir dişli çiftinde kavrama uzunluğunun bölüm dairesi üzerindeki izdüşümünün, diş hatvesine bölümüne " Kavrama Oranı " denir.

Kavrama oranı " $\epsilon$ " ile gösterilir. Bir dişli çiftinin normal çalışabilmesi için kavrama oranının birden küçük olması istenir.

#### 2.4. Dişli Şekilleri :

Dişli çarkların birçok biçimleri vardır. Bunlar imâl edilirken gürültü, sürtünme ve aşınmanın mümkün olduğu kadar az olabilmesini temin için karışık şekil ve konstrüksiyon hesaplarına göre çok diş biçimleri tespit edilmiştir.

Bu gün modern diş imâl tekniği o kadar ilerlemiştir. Hemen hemen hiç ses çıkarmadan çalışabilen dişlileri imâl etmek imkânları mevcuttur. Dişliler, dişli tacının içinde veya dışında bulduklarına göre iç veya dış dişliler diye adlandırılır.

Bu dişlilerin diş biçimlerini, evolvent veya sikloid dişlileri adını alırlar. Yukarıdada açıkladığımız teknolojik metod ve eğrilerle, imâl edilerek mekanik alanda en çok kullanılan dişli sistemleri aşağıdadır.

- 1 - Düz dişliler,
- 2 - Konik dişliler,
- 3 - Konik helisel dişliler,
- 4 - Helisel dişliler,
- 5 - Gönye ve ok dişliler,
- 6 - Sonsuz vida karşılık dişlileri,
- 7 - Zincir dişlileri,
- 8 - Mandal dişlileri.

#### 2.5. Helisel Dişliler:

Helisel dişliler, yüksek hızlarda tatlı ve sessiz çalışması gereken yerlerde kullanılır. Bu dişlilerde dişler eksene paralel olmayıp bir açı teşkil ederler. Teorik olarak dişlerin eksen tarafında dönen bir helis meydana getirmeleri gerekirse, pratikte düz olarakta yapılmaktadır.



Bu şekilde yapılan hata çok az olup, kısa bir zaman çalıştıktan sonra normal şeklini alır.

Helisel dişlilerin diğer dişli sistemlerine tercih edilen önemli özelliği, diş kavramalarının yavaş olması nedeniyle yüksek dönme sayılarıyla tatlı ve sessiz olarak çalışırlar. Karışık eksen açılarındaki büyük kuvvetleri iletirler. Zararlarına gelince, diş yanaklarındaki sürtünme, eğri olmasıyla düz dişlilerden daha çoktur.

Aynı zamanda aksenal bir basınç meydana gelerek, yataklara geçeceğinden o alandaki sürtünmeyi artırır. Bu durumun önüne geçebilmek için, eksenleri birbirine paralel olan helis açıları eşit ve aksi yönde yapılmış bir çift helisel dişli konstrüksiyonu gerekmektedir.

Helisel dişliler kullanıldıkları yer ve görecekları iş bakımından başlıca iki şekilde yapılırlar.

#### 2.5.1. Eksenleri paralel helisel dişliler :

Aralarında sürtünme olmamakla beraber birbirlerini eksenleri yönünde itmeye çalışırlar. Bu durum göz önünde bulundurularak pratikte helis açıları  $22^{\circ}$  den yukarı yapılmamaktadır.

#### 2.5.2. Eksenleri dik veya istavroz helisel dişliler:

Bu dişliler birbirlerinin üzerinden sürtünerek veya yuvarlanarak çalışırlar. Fazla aşındıklarından kuvvet kaybına uğrarlar. Bu bakımdan verim düşük olur. Kuvvet iletiminde kullanılması zararlıdır. Zaten çalışma anında birbirlerine olan değmeleri aynı noktadan geçtiği için hareket iletiminde kullanılmaları daha doğru ve faydalıdır.

## 2.6. Dişlilerin İmalatı:

Dişli imalatında bazı prensipler kullanılmaktadır.

1- İki parça halinde döküp, birleşme yüzeylerinin çok iyi alıştıırılması gerekir.

2- Tek parça olarak dökülüp, sonradan orta kısmından ikiye bölünür. Bu gibi dişlilerde, kesmeden meydana gelecek hataları önlemek için modelin ortasına ayrıca parça konur.

3- Çok ağır dişlilerde, birleştirme işi civata ile yapılmaktadır. Dişlinin taç ve göbek ayrı ayrı civatalanmalıdır.

### 2.6.1. Evolvent profilli düz dişlilerin imalatı:

Dişlilerin çalışması dolayısıyla verimleri bakımından normal bir fayda temin edilebilmesi için aşağıdaki esasları aaima göz önünde bulundurmak gerekir.

1- Dişlilerin hareket bakımından durumları,

2- Dişlilerin kuvvet bakımından durumları,

3- Dişlilerin gereç bakımından durumları,

Şimdide yukarıda yazılı esaslar dahilinde dişlilerin üç şekilde nasıl imâl edildiiklerini açıklayalım.

#### 2.6.1.1. Dökme Metodu:

Dökme dişlilerin yapılma şekilleri pratik olduğu kadar önemsizdir. Dişliler işlenmiş olduklarından, gerek hassas gerekse yüksek hızla çalışması elverişli değildir. Bu bakımdan hassasiyete karşı daha ucuz yapılması gereken kolay işletmelerde kullanılır.

### 2.6.1.2. Modül Frezeleme Metodu :

Düz, helisel, konik ve sonsuz vida dişlileri esas itibariyle özel tezgahlarda açılabilir. Bu şekilde açılan dişlilerin profilleri normal diş profillerine göre hatalı olmakla beraber memleketimizde bu usül daha çok kullanılmaktadır.

### 2.6.1.3. Yuvarlanma Metodu :

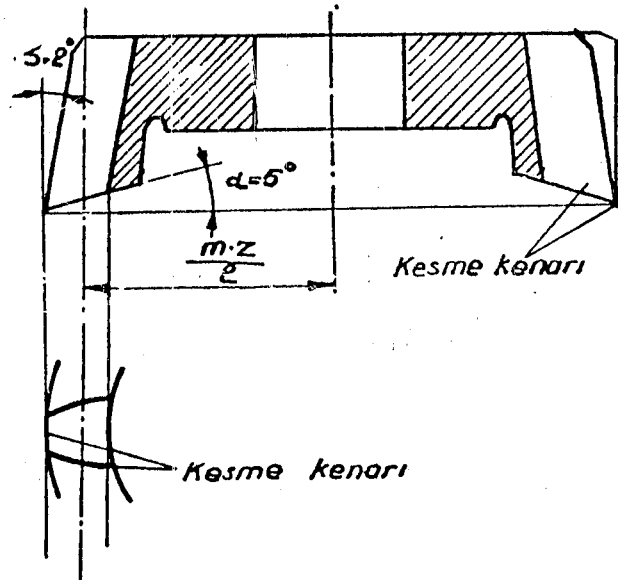
Yuvarlanma metodu ile dişliler üç değişik şekilde açılır.

#### 1 . Fellow Usulü :

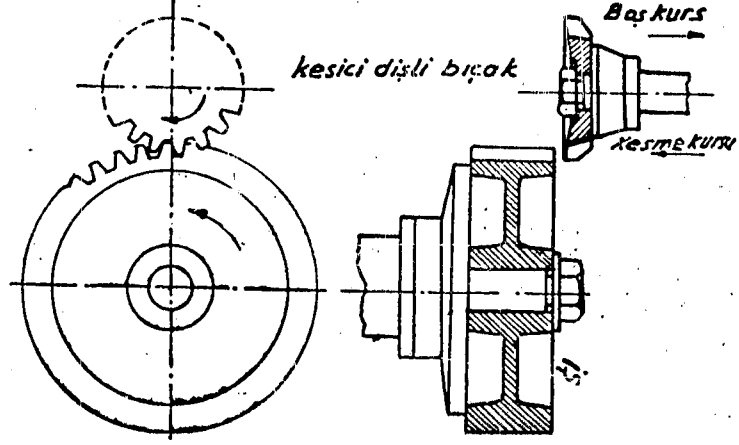
(7)

(Pinyon bıçaklı dişli çark plânyası)

Bu usülde kesici bıçak olarak, dişleri evolvent biçiminde olan bir dişli çark kullanılır. Çarkın kesme yapabilmesi için dişlilere uygun talaş ve boşluk açısı verilir. Aşağıdaki şekil 9 ' de görüldüğü gibi bıçaga plânya bıçaklarında olduğu gibi ileri geri alternatif bir hareket verilir.



Şekil.9 . Evolvent profilili pinyon bıçak



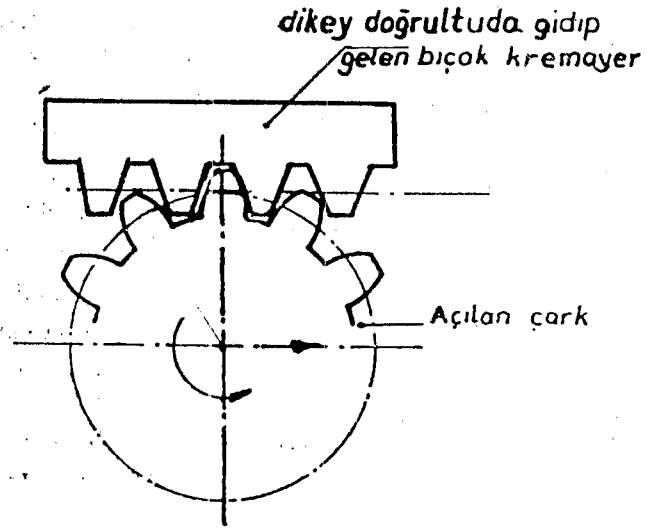
Şekil:10.Pinyon bıçaklı planyalama usulü dişli kesme Aynı zamanda kendi ekseni etrafında döner.Üzerine diş açılacak parçada döndürülür.Çakı ve parçanın dönme miktarı,beraber çalışan iki dişlinin dönmesi gibidir.Bunu yukarıdaki şekil 10 ' de görebiliriz.Bu usülle helisel dişlilerde kesilebilir.Helisel dişli kesecek bıçak dişinin kesilecek dişli helisine uyacak şekilde bir helise sahip olması gerekir.

## 2.Maag Usulü :

(Kramayer bıçaklı dişli çark planyası)

Bu usulde kesici bıçak olarak kramayer biçimli bir tarak çakı kullanılır.<sup>(8)</sup>Çakı yalnız alternatif olarak hareket eder.İş hem kendi ekseni etrafında döner hemde çakı yönünde doğrusal olarak hareket eder.İşin dönme ve ilerleme miktarı birbiri üzerinde çalışan bir dişli ve kramayermiş gibi,işe kramayer üzerinde yuvarlanma gibi hareket verir.

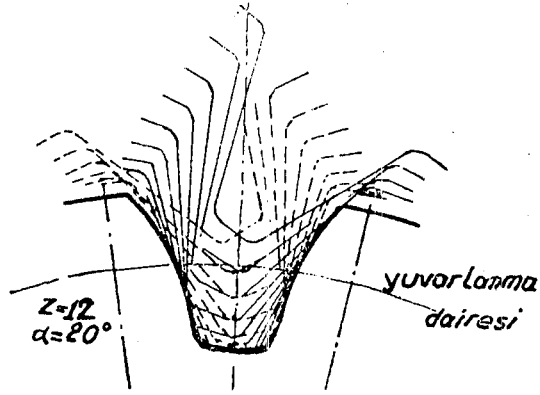
Kramayer çakının boyu, fazla uzun olmadığı için çakının doğrusal yönündeki bir hareketi ile bütün dişler tamamlanamaz, işi taşıyan masa tamamlanan dişlerden sonra otomatik olarak geri çekilir. Yine otomatik olarak bölünecek miktar kadar işi çevirdikten sonra tekrar kesme hareketine geçer.



Şekil. 11 .Kramayer bıçakla dişli planyalama.

Özel hallerde kesilecek diş sayısı kadar tarak çakıda diş sayısı mevcutsa masanın bir doğrusal hareketinde dişler tamamlanabilir. Şekil 11 'de tarak çakı ile bir diş profilinin nasıl meydana geldiği gösterilmiştir. Şekil 12 'de sanki dişli çark sabitte, çakı hareketli imiş gibi görünüyorsa da gerçekte çakı sabittir. Anlaşılma kolaylığı açısından iş parçasının yaptığı hareketi çakı yapıyormuş gibi gösterilmiştir.

Maag usulü ile helisel dişliler, düz dişliler açılır. Helisel dişliler dişli keserken tarak çakı helis açısına uygun bir açı kadar çevrilir.



Şekil. 12 .Maag usulü ile dişli açmada diş profilinin meydana gelişi.

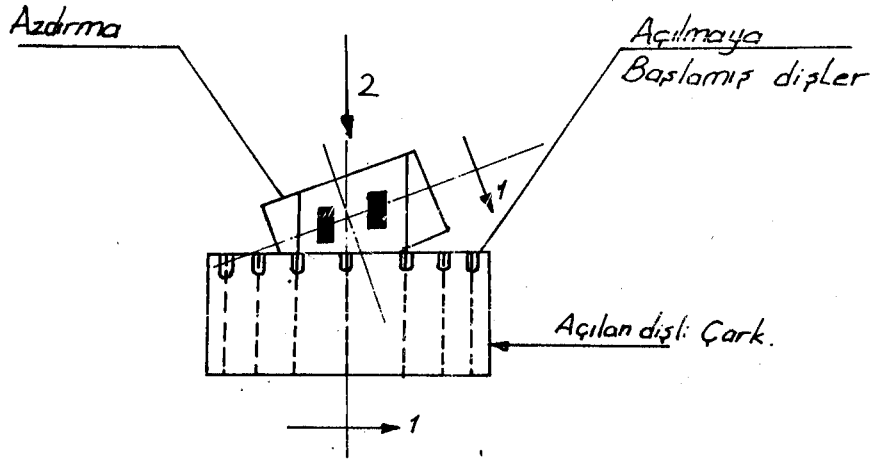
### 3.Azdırma ile dişli açma yöntemi :

Azdırma : Ön frezeleme işlemi bittikten sonra, çapı ve adımı nihayetsiz vida çap ve adımına eşit bir tarak çakıya azdırma denir.Azdırma ile dişli açma yönteminde çakı olarak azdırma kullanılır.<sup>(9)</sup>

Azdırmanın kavrama açısının açılacak dişli kavrama açısında olması gerekir.Bu işlem düz ve helisel dişli açmada yapılabilir.

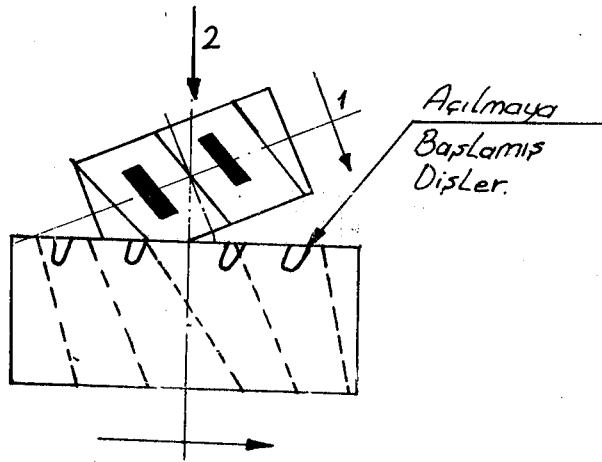
Düz dişli açarken azdırma dişlerinin kesilecek dişlinin dişleri doğrultusuna gelebilmesi için azdırma, kendi helis açısı kadar döndürülür.Şekil 13 ' de görülmektedir. Böylece kesilecek dişli dişli çark dişlerine, azdırma dişleri paralel hale getirilmiş olur.

(1 hareketi) Diş açılacak çarkla, azdırma ikiside kendi eksenini etrafında döner.Bu dönme tıpkı bir azdırma ile sonsuz vidanın dönmesi gibi,azdırma bir devir yaptığında çark 1 diş kadar döndürülür.Başka bir deyişle çark 1 devir yaptığında azdırma, çarkın Z diş sayısı kadar döndürülür.



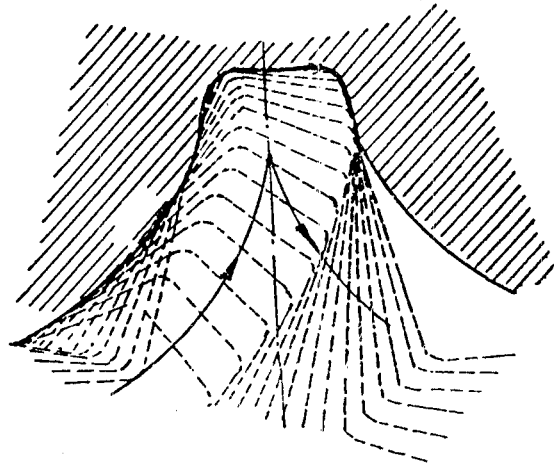
Şekil. 13. Azdırma ile düz dişli açma.

Belirli bir talaş derinliği verildikten sonra çakı ve iş parçası kendi eksenleri etrafında dönerlerken çakıya ayrıca dikey yönde ( 2 ilerlemesi ) tezgâhın açabileceği talaş kalınlığı kadarda bir ilerleme verilerek, dişlinin boydan boya işlenmesi mümkün olur. (10)



Şekil. 14 .Azdırma ile helis dişli açma.

Helisel dişli açarken, azdırma, kendi helis açısı + çarkın helis açısı kadar çevrilir. Azdırma ile diş profilinin nasıl meydana geldiğini de aşağıdaki Şekil ' 15 ' de görebiliriz.



Sekil:15. Açıma ile dis ngünü.

Dis profilinin revçanı gelisi.



#### 4.0. DİŞLİ POMPA TASARIMI :

4.1. Dişli pompalarda basınç, debi, güç ve verim ilişkileri :

4.1.1. Teorik debi :

Pompanın belirli bir devirde teorik olarak bastığı akışkan miktarıdır. (  $Q_t$  ).

$$Q_t = V \cdot n \quad ( \text{lt} / \text{dak.} )$$

V : Pompanın belirli bir devirde bastığı akışkan miktardır. Pompa geometrisi ile ilgilidir.

$$V = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot m^2 \cdot [ Z + \frac{1 \cdot \pi^2 \cdot \cos^2 \psi}{12} ] ( \text{lt.} ) \quad (11)$$

12

n : Pompanın devir sayısı. ( d/ dak ).

b : Diş genişliği ( mm. )

m : Modül ( mm. )

Z : Diş sayısı

$\psi$  : Kavrama Açısı ( ° )

4.1.2. Efektif debi : (  $Q_e$  )

Pompanın belirli devirde bastığı gerçek akışkan miktarıdır.

4.1.3. Volümetrik verim : (  $\eta_v$  )

Efektif debinin teorik debiye oranıdır ;

$$\eta_v = \frac{Q_e}{Q_t}$$

4.1.4. Pompa giriş gücü : (  $N_g$  ).

Pompanın girişine tatbik edilen güçtür.

4.1.5. Mekanik Verim : (  $\eta_m$  ).

$$\eta_m = \frac{Q_t \cdot P / 441,176}{N_g}$$

P : Basınç ( bar )

$Q_t$  : Teorik debi ( lt / dak )

$N_g$  : Giriş gücü ( PS ).

4.1.6. Pompa çıkış gücü : (  $N_ç$  ).

$$N_ç = \frac{P \cdot Q_e}{441,176} \quad ( PS ).$$

P : Basınç ( bar ).

$Q_e$  : Efektif debi ( lt/dak ).

$N_ç$  : PS.

4.1.7. Toplam verim :

$$\eta_T = \frac{N_ç}{N_g}$$

$N_ç$  : Pompanın çıkış gücü ( PS )

$N_g$  : Pompanın giriş gücü ( P S ).

4.2.Dişli pompa tasarımında ele alınması gereken faktörler :

I . Sayfa (28) den neticeler şöyle özetlenebilir.

1.Diş genişliği, kavrama açısı ve diş sayısı sabit tutulursa; teorik debi, diş modülünün karesi ile orantılı olarak artar,

2.Diş genişliği, kavrama açısı ve diş sayısı sabit tutulursa; teorik debi, bölüm dairesi yarıçapının karesi ile orantılı olarak artar,

3.Diş genişliği, kavrama açısı ve modül sabit tutulursa, teorik debi, kabaca diş sayısı ile orantılı olarak artar,

4.Diğer değişkenler sabit tutularak kavrama açısı ne kadar büyük seçilirse, teorik debide o derece büyük olur,

5.Teorik debi diş genişliği ile orantılı olarak artar,

II.Bütün pozitif iletim pompalarında geçerli olan bir konu da, debinin değişkenliğidir.Bütün tiplerinde, iletim noktaları kesikli olarak, çıkış ağzı ile temasa geldikleri için gerçekte debi kesiklidir.Literatürde bu özellik " Düzgünsüzlük Faktörü " olarak şu şekilde formüllendirilir.

$$D_f = \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \psi}{4 \cdot [z - (1 - \frac{\cos \psi}{2})]} \quad (12)$$

Sayfa (30) da çıkarılan ' $D_f$ ' düzgünlük faktörü formülünden şu neticeler çıkarılabilir.

1. Diş sayısı arttıkça, düzgünlük faktörü azalır,

2. Kavrama açısı küçüldükçe, düzgünlük faktörü büyür.

Ana milin mukavemeti ile orantılı olarak, birden fazla dişli pompa , bir ara parçası yardımıyla yan yana bağlanabilir.

#### 4.3. Pompa Seçimi:

Pompa seçimi yapılırken aşağıdaki şartlar göz önünde bulundurulmalıdır.

1. Çalışma basıncı,
2. Debi ( Verdi ) ,
3. Verimlilik,
4. Kontrol imkânları,
5. Ağırlık,
6. Devir sayısı,
7. Akışkan cinsi,
8. Titreşim ve ses,
9. Maliyet ,
10. Bakım kolaylığı,
11. Yedek parça ve bakım servis hizmetleri.

Tablo . 2 .Pompa seçimi.

Bu tabloda ençok kullanılan seri imalat tipleri verilmiştir.Pompaların verilen bu değerlerin altında ve üstünde imâl edilmeleri mümkündür.(B)

-Tabloda gürültü faktöründe en küçük rakam en az gürültüyü ifade eder.

POMPA TİPİ	Maksimum Basınç(Bar)	VERİM ( % )		DÖNME HIZI(d/dk)		GÜRÜLTÜ Faktörü	Debi değiştirilme imkanı	kapasite 1500d/dk litre/dk
		Volümetrik	Toplam	Minimum	Maksimum			
DİŞLİ POMPA (Hassas )	210	95	90	500	3500	3	YOK	1-400
DİŞLİ POMPA (Basit tip)	40	60	50		3500	4	YOK	
EGİK EKSENLİ PİSTONLU	350	95	90		3500	4	VAR	20-450
DÜZ EKSENLİ PİSTONLU	250	95	90		3500	4	VAR	20-150
RADYAL PİSTONLU (Kaymalı Valf )	350	95	90	700	3500	5	VAR	20-200
RADYAL PİSTONLU (Oturmalı Valf)	350	95	90		3500	4	VAR	20-150
PALETLİ	100	80	75	500	1800	2	VAR	1-400
PALETLİ (Dengeli)	175	90	85	500	3000	2	YOK	1-1000

## 4.4. Dişli pompanın tipik kullanma yerleri :

1. Hafif işlerde, ucuz pampalar : Dişli, paletli
2. Orta-ağır işlerde : Dişli, iki kademeli paletli
3. Takım tezgahlarında : Dişli, değişken debili paletli, Sabit debili paletli, pistonlu
4. Plastik enjeksiyon presleri : Dişli, paletli , değişken debili paletli, pistonlu
5. Ağır iş presleri : Çok pistonlu ( Radyal, aksenal)
6. Değişken debi isteyen yerler : Paletli, eğik aksenli aksenal, radyal,
7. Hidrostatik transmisyonlar : Radyal, eğik aksenli, pistonlu
8. Uçak sanayiinde : Düz, eğik aksenli, pistonlu, dişli.

$$P_a = \frac{22 \cdot 40}{600 \cdot 0,88} = 1,6667 \text{ kW.}$$

$P_a = 1,6667 \text{ kW}$  ' ise,

$P_a = 2,2667 \text{ PS}$  olur.

Pompa tahriki için gerekli motor gücü ;

$$N_m = P \cdot \alpha$$

$$P < 5 \text{ PS} \quad \text{ise} \quad \alpha = 1,3$$

$$P = 5 + 25 \text{ PS} \text{ ise} \quad \alpha = 1,2$$

$$P > 25 \text{ PS} \quad \text{ise} \quad \alpha = 1,05$$

$$N_m = 2,2667 \cdot 1,3$$

$N_m = 2,94671 \text{ PS}$  'lik motor gerekli .

$N_m = 2,2 \text{ kW}$  motor seçildi.

(15)

$$P_a = \frac{10 \cdot Q_h \cdot P}{60 \cdot 102 \cdot \eta_{\text{gen}}}$$

$Q_h = \text{Lt} / \text{dak,}$  ..... Debi,

$P = \text{Ata}$  ..... Basınç,

$\eta_{\text{gen}}$  ..... Genel verim.

$$P_a = \frac{10 \cdot 22 \cdot 40,7747}{60 \cdot 102 \cdot 0,88} = 1,665634 \text{ kW .}$$

Pompa motor gücünü değişik formüllerle hesapladık.

Çıkan sonuçlar ;

$P_a = 1,6667 \text{ kW}$  ve  $P_a = 1,665634 \text{ kW}$  , bulundu.

$N_m = 2,2 \text{ kW}$  ' lik motor seçildiğinden emniyetlidir.

## 5.2. Dişli Mukavemet Hesapları :

Müsaade edilen dişli yüzey basıncı ,

$$k_{\text{müs.ed}} = \frac{k_{\text{sınır}}}{s_f} \cdot J' \cdot J'' \quad \dots (\text{kp/cm}^2) \quad (16)$$

Dişli pompanın çalıştığı yağ SAE 20 W seçildiğinde, 50 °C ' deki bu yağın kinematik viskozitesi  $\nu = 16$  °E 'dir.

Tablo 4 ' den alınan değerler ile,

$s_f$  = Diş kenar emniyet katsayısı ..... 1,5 ,

$J'$  = Malzeme katsayısı ..... 1 ,

$J''$  = Yağın viskozite katsayısı ..... 1,05 ...

$$k_{\text{müs.ed}} = \frac{32}{1,5} \cdot 1 \cdot 1,05 = 22,4 \text{ kp/cm}^2.$$

Maksimum yüzey basıncı ;

$$P_{\text{max}} = f_k \sqrt{k_{\text{müs.ed}}}$$

$$f_k = \sqrt{E / 2,86} \quad \dots \text{Dişli malzemesine bağlı katsayı.}$$

Tablo 5 ' den  $f_k = 857$  alındı.

$$P_{\text{max}} = 857 \cdot \sqrt{22,4} = 4056 \text{ kp/cm}^2$$

Müsaade edilen yüzey basıncı ( St 60 malzeme için ) <sup>(17)</sup>

$$P_{\text{müs.ed}} = 6200 \text{ kp/cm}^2 ;$$

$$6200 \text{ kp/cm}^2 > 4056 \text{ kp/cm}^2$$

olduğundan , malzeme yüzey basıncına karşı emniyet-

lidir.



## 5.3. Dişli Çarkın Boyutlandırılması :

Bölüm dairesi çapı hesabı : (  $d_o$  ' ın hesabı )

$$b \cdot d_o^2 = 2 \cdot f^2 \cdot \frac{71620 \cdot P}{P_{max}^2 \cdot n \cdot \psi_w} \cdot \frac{i + 1}{i} \dots (\text{cm}^3) \quad (18)$$

Burada ;

b = Diş genişliği

i = Çevirme oranı ..... 1 ,

P = Motor gücü ..... 2,9467 PS ,

 $P_{max}$  = Maksimum yüzey basıncı.. 4056 kp /  $\text{cm}^2$ , $\psi_w$  = Eğim açısına bağlı katsayı  $\alpha = 20^\circ$  için, $\psi_w = 1,42$  olarak ( Tablo 6 ) den alındı. $2 f^2 =$  ( Tablo 5 ) 'den alınan katsayı ...  $4,6 \cdot 10^6$ 

$$f = \sqrt{E / (2,86 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha)}$$

$$b \cdot d_o^2 = 4,6 \cdot 10^6 \cdot \frac{71620 \cdot 2,9467}{4056^2 \cdot 600 \cdot 1,42} \cdot \frac{1 + 1}{1}$$

$$b \cdot d_o^2 = 138,5232 \text{ cm}^3.$$

Tablo 7 ' den mil ile dişlinin aynı yapılması halinde,

$$b = 1,2 d_{mil}$$

$$D_o = 2,5 d_{mil}$$

$$1,2 \cdot d_{mil} \cdot (2,5 d_{mil})^2 = 127,32295$$

$$7,5 \cdot d_{mil}^3 = 127,32295 \text{ cm}^3$$

$$d_{mil}^3 = 16,9763 \text{ cm}^3$$

$$d_{mil} = 2,57 \text{ cm.}$$

 $d_{mil} = 26 \text{ mm.}$  ideal mil çapı olarak alındı.

Helisel dişli çarkta;

$$D_o = 2,5 \cdot d_{mil} \quad D_o = 2,5 \cdot 26 \quad D_o = 65 \text{ mm.}$$

$$b = 1,2 \cdot d_{mil} \quad b = 1,2 \cdot 26 \quad b = 31,2 \text{ mm.}$$

$$b = 32 \text{ mm.}$$

Normal modül  $m_o = 5 \text{ mm.}$

Helis ayar açısı  $\beta = 20^\circ$

Alın modülü  $m_s = m_o / \cos \beta$

$$= 5 / \cos 20^\circ = 5,392 \text{ mm.}$$

Diş sayısı  $Z = D_o / m_s$

$$= 65 / 5,392$$

$$= 12 \text{ dişli ( Helis )}$$

Normal adım  $t_o = m_o \cdot \pi$

$$= 5,3,14 = 15,7 \text{ mm.}$$

Alın adım  $t_s = m_s \cdot \pi$

$$= 5,392 \cdot 3,14$$

$$= 16,93 \text{ mm.}$$

Diş yüksekliği  $h = 2,2 \cdot m_o$

$$= 2,2 \cdot 5$$

$$= 11 \text{ mm.}$$

Diş dibi yüksekliği  $h_1 = 1,2 \cdot m_o$

$$= 1,2 \cdot 5$$

$$= 6 \text{ mm.}$$

Diş üstü yüksekliği  $h_2 = m_o$

$$= 5 \text{ mm.}$$

Diş üstü çapı

$$\begin{aligned}
 D_a &= D_o + 2 \cdot m_o \\
 &= 65 + 2 \cdot 5 \\
 &= 75 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Diş dibi dairesi çapı

$$\begin{aligned}
 D_t &= D_o - 2 \cdot h_1 \\
 &= 65 - 2 \cdot 6 \\
 &= 53 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Aks ( eksenler ) arası

$$\begin{aligned}
 a &= ( D_o + D_o ) / 2 \\
 &= ( 65 + 65 ) / 2 \\
 &= 65 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Sanal diş sayısı

$$\begin{aligned}
 Z_i &= Z / \cos^3 B \\
 &= 12 / \cos^3 20^\circ \\
 &= 14 \text{ diş}
 \end{aligned}$$

Helis adımı

$$\begin{aligned}
 H &= D_o \cdot \pi \cdot \cotg B \\
 &= 65 \cdot \pi \cdot \cotg 20^\circ \\
 &= 560,76 \text{ mm.}
 \end{aligned}$$

Alın kesitteki kavrama açısı  $\alpha_{s0} = \tan \alpha_{s0}$ 

$$\begin{aligned}
 \tan \alpha_{s0} &= \tan \alpha_{no} / \cos \beta \\
 &= \tan 20^\circ / \cos 20^\circ \\
 &= 0,3873 . \\
 &= 21^\circ 8" .
 \end{aligned}$$

Düz dişli çarkın boyutları ;

$$D_o = 2,5 \cdot d_{mil} \quad D_o = 2,5 \cdot 26 \quad D_o = 65 \text{ mm.}$$

$$b = 1,2 \cdot d_{mil} \quad b = 1,2 \cdot 26 \quad b = 31,2$$

$$b = 32 \text{ mm.}$$

Modül  $m = 5 \text{ mm.}$

Diş sayısı  $Z = D_o / m$

$$Z = 65 / 5$$

$$Z = 13 \text{ dişli ( düz )}$$

Adım  $t = m \cdot \pi$

$$t = 5 \cdot 3,14 = 15,7 \text{ mm.}$$

Diş yüksekliği  $h = 2,2 \cdot m$

$$h = 2,2 \cdot 5$$

$$h = 11 \text{ mm.}$$

Diş dibi yüksekliği  $h_1 = 1,2 \cdot m$

$$h_1 = 1,2 \cdot 5$$

$$h_1 = 6 \text{ mm.}$$

Diş üstü yüksekliği  $h_2 = m$

$$h_2 = 5 \text{ mm.}$$

Diş üstü çapı  $D_a = D_o + 2 \cdot m$

$$D_a = 65 + 2 \cdot 5 = 75 \text{ mm.}$$

Diş dibi dairesi çapı  $D_t = D_o - 2 \cdot h_1$

$$= 65 - 2 \cdot 6 = 53 \text{ mm.}$$

Aks (eksenler)arası  $a = ( D_o + D_o ) / 2$

$$= ( 65 + 65 ) / 2$$

$$= 65 \text{ mm.}$$

#### 5.4. Diş genişliği hesabı :

Dişli pompalarda dişli genişliğini hesaplarırken makina elemanları sistemiyle moment ileten dişli hesaplarını dişli pompa özel hesapları ile karıştırmamak gerekir.

Burada özel hesabı gerektiren husus sistemin debisidir. Önemli olan nokta hesaplanan dişli boyutlarının söz konusu debisini sağlayıp sağlamadığıdır.

Dişli boyutlarının debiye göre değişimini veren formüller mevcuttur.

$$Q_t = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot m^2 \cdot \left[ Z + \left( \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \psi}{12} \right) \right] \cdot n \quad (19)$$

Buradan b diş genişliği çekilirse,

$$b = \frac{Q_t}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot \left[ Z + \left( \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \psi}{12} \right) \right] \cdot n}$$

elde edilir.

b = Diş genişliği ( cm )

$Q_t$  = Teorik debi ( cm<sup>3</sup> / dak )

m = Modül ( cm )

Z = Diş sayısı

n = Devir sayısı ( Dev / dak )

$$Q_t = Q_e / \eta_v$$

$$Q_t = 22 / 0,88$$

$$Q_t = 25 \text{ Lt} / \text{dak.}$$

$$Q_t = 25000 \text{ cm}^3 / \text{dak.}$$

$$b = \frac{25000}{2 \cdot \pi \cdot 0,5^2 \cdot 12 + (\pi^2 \cdot \cos^2 20 / 12) \cdot 600}$$

$$b = 2,201 \text{ cm. } b = 22 \text{ mm alındı.}$$

5.5. Helis dişli mukavemet hesapları :

$$P = \frac{\check{Y}(\text{müs.ed}) \cdot b \cdot m_o \cdot d_o \cdot e \cdot n}{2 \cdot q \cdot 71620} \psi_h \quad (\text{PS}) \quad (20)$$

$$\check{Y}(\text{müs.ed}) = \text{Müsaade edilen eğilme gerilmesi;} \quad (21)$$

$$\text{St. 60 için } \check{Y}(\text{müs.ed}) = 1250 \text{ kp/cm}^2$$

$$b = \text{Diş genişliği } 2,2 \text{ cm,}$$

$$m_o = \text{Normal modül } 0,5 \text{ cm,}$$

$$e = \text{Karşı dişli sayısına bağlı bir katsayı}$$

$$e = 1,25 \quad (22)$$

$$D_o = \text{Bölüm dairesi çapı } 6,5 \text{ cm}$$

$$n = \text{Devir sayısı } 600 \text{ dev/dak}$$

$$\psi_h = \text{Eğim açısına bağlı katsayı}$$

$$\psi_h = 1,354 \quad (\text{Tablo } 8).$$

$$q = \text{Profil kaydırmasız dişli form katsayısı}$$

$$q = 4,6$$

$$P = \frac{1250 \cdot 0,5 \cdot 2,2 \cdot 6,5 \cdot 600}{2 \cdot 4,6 \cdot 71620} \cdot 1,354$$

$$P = 11,0195 \text{ PS.}$$

Görüldüğü gibi, mukavemet yönünden yapılan hesapta dişlilerin, pompaya verilen gücün 10 PS kadar üzerindeki gücü iletecektir. Dişliler eğilmeye karşı emniyetlidir.

5.6. Isınmaya karşı kontrol :

$$P = \frac{D_o \cdot b}{10 \cdot f_r} \quad (23)$$

$D_o$  = Bölüm dairesi çapı 65 mm,

$b$  = Diş genişliği 22 mm,

$f_r$  = Dişlilerin sürtünme gücü katsayısı,

$$f_r = \frac{i+1}{7 \cdot Z \cdot i} \quad (24)$$

$i$  = Çevrim oranı 1

$Z$  = Diş sayısı 12

$$f_r = \frac{1+1}{7 \cdot 12 \cdot 1}$$

$$f_r = 0,0238$$

$$P = \frac{6,5 \cdot 2,2}{10 \cdot 0,0238}$$

$$P = 60,084 \text{ PS.}$$

Isınma için 60,084 PS 'lik güç gerekmektedir.Oysa pompa 2,9467 PS 'lik bir güç ile tahrik edilmektedir.Dolayısıyla dişlilerin ısınarak çalışmayı engellemesi söz konusu değildir.

$$60,084 \text{ PS} > 2,9467 \text{ PS}$$

## 5.7. Pompa mili hesabı :

Şekil de bir helisel dişliye gelen kuvvetler ile yatağa etkiyen kuvvetler şematik olarak gösterilmiştir.

$$M_d = 71620 \cdot \frac{P}{n}$$

Döndürme momenti

$$M_d = 71620 \cdot 2,9467 / 600$$

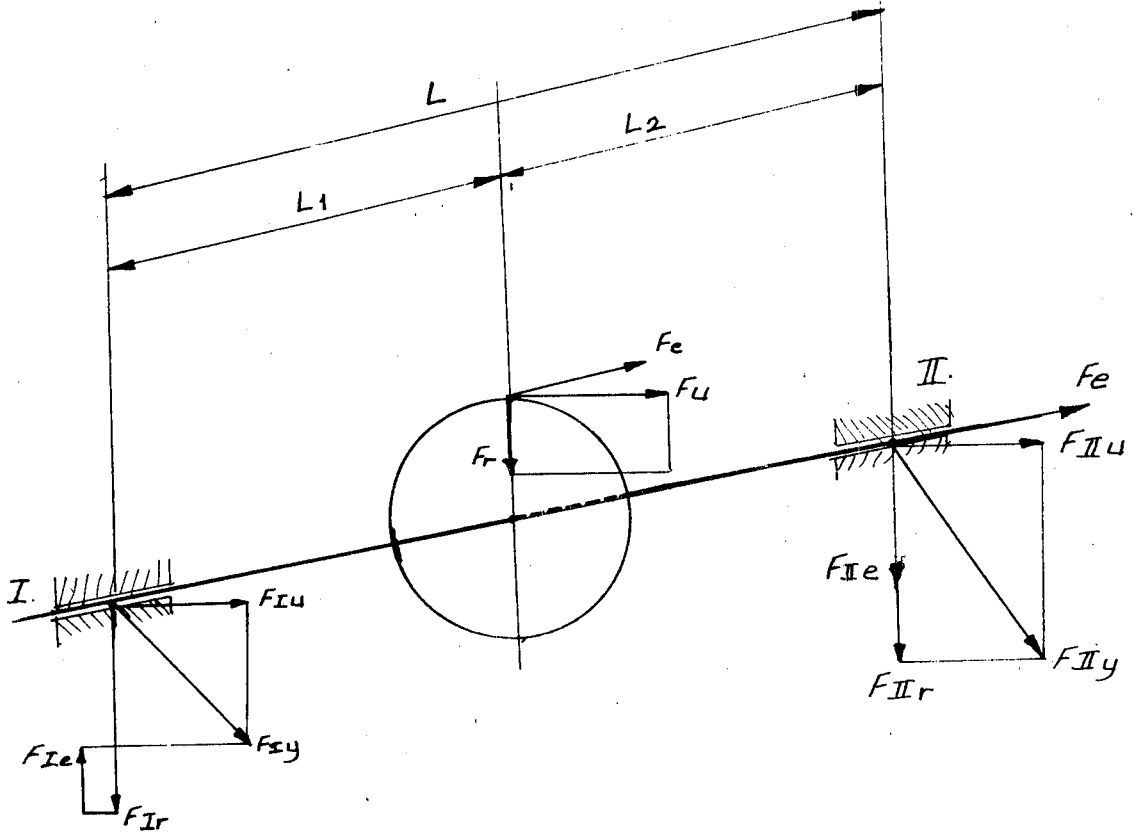
$$M_d = 351,737 \text{ kpcm.}$$

$$F_u = 2 \cdot M_d / D_o$$

Çevresel kuvvet

$$F_u = 2 \cdot 351,73 / 6,5$$

$$F_u = 54,11 \text{ kp.}$$



Şekil. 16 .Helisel dişli ve yatağa gelen kuvvetler.



$$F_e = F_u \cdot \tan \beta_o \quad \text{Eksenel kuvvet}$$

$$F_e = 54,11 \cdot \tan 20^\circ$$

$$F_e = 19,7 \text{ kp.}$$

$$F_r = F_u \cdot \tan \alpha_{so} \quad \text{Radyal kuvvet}$$

$$F_r = 54,11 \cdot \tan 21,43^\circ$$

$$F_r = 21,24 \text{ kp.}$$

$$F_r = 21,3 \text{ kp.}$$

$$\text{Yatak uzunluğu } b = 20 \text{ mm.}$$

$$\text{Diş genişliği } b_{\text{dişli}} = 22 \text{ mm.}$$

$$L = b_{\text{dişli}} + b + 2$$

$$L = 20 + 22 + 2$$

$$L = 44 \text{ mm.}$$

$$F_{lu} = F_u \cdot L_{11} / L$$

$$F_{lu} = 54,11 \cdot 2,2 / 4,4$$

$$F_{lu} = 27 \text{ kp.}$$

$$F_{le} = F_e \cdot r_o / L$$

$$F_{le} = 21,9 \cdot 3,25 / 4,4$$

$$F_{le} = 16,176 \text{ kp.}$$

$$F_{1r} = F_r \cdot L_{11} / L$$

$$F_{1r} = 21,9 \cdot 2,2 / 4,4$$

$$F_{1r} = 10,65 \text{ kp.}$$

Yataklara gelen kuvvetler ;

$$F_{y1} = \sqrt{F_{1u}^2 + (F_{1r} - F_{1e})^2}$$

$$F_{y1} = \sqrt{27^2 + (10,65 - 16,176)^2}$$

$$F_{y1} = 27,6 \text{ kp.}$$

$$L_1 = L_2 \quad \dots\dots \text{den ,}$$

$$F_{y1} = F_{y11} \text{ olur.}$$

$$M_{eg} = F_r \cdot L / 4$$

$$M_{eg} = 21,9 \cdot 4,4 / 4$$

$$M_{eg} = 23,43 \text{ kpcm.}$$

$$M_d = F_r \cdot D_o / 2$$

$$M_d = 21,9 \cdot 6,5 / 2$$

$$M_d = 69,225 \text{ kpcm.}$$

$$M_v = 0,5 \left[ M_{eg} + \sqrt{(M_d^2 - M_{eg}^2)} \right]$$

$$M_v = 0,5 \cdot \left[ 23,43 + \sqrt{(69,225^2 - 23,43^2)} \right]$$

$$M_v = 44,284 \text{ kpcm.}$$

Mil çapının kontrolü ise ;

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_v}{(1 - c^4) \cdot \pi \cdot \tau_{\text{müs.ed}}}}$$

$$c = \frac{d_i}{d} = 0,4$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32.44,284}{(1-0,4^4) \cdot \pi \cdot 200}}$$

$d = 1,323$  cm bulunmuştur.

$d_{mil} = 26$  mm alınmıştır. Bu değer emniyet içindedir.

5. 8. Yatak boyu ( Pompalar için ) :

$$b = 1,2 \cdot d_{mil}$$

$$b = 1,2 \cdot 13,323$$

$b = 15,98$  mm çıktı .Biz  $b = 20$  mm aldık.

5.9. Yatağa gelen yük :

$$F = P_m \cdot ( b \cdot d )$$

$P_m =$  Orta yüzey kalitesinde  $45$  kp alındı. (25)

$$F = 45 \cdot ( 2,2 \cdot 2,6 )$$

$$F = 257,4 \text{ kp.}$$

$$F_{y1} = F_{y11} = 27,559 \text{ kp.}$$

$$27,559 \text{ kp} \quad 257,4 \text{ kp}$$

5.10. Pompa giriş ve çıkış çapları tayini:

Süreklilikten ;

$$Q = A \cdot V = n \cdot d^2 \cdot V / 4$$

$$Q = 22 \text{ lt / dak} = 3,666 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{sn}$$

$$V = 5 \text{ m / sn}$$

(26)

$$d = \left( \frac{4 \cdot 3,666 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 5} \right)^{0,5}$$

$$d = 0,0096 \text{ m.}$$

$$d = 10 \text{ mm.}$$

5.11.Kapak ve gövde kalınlığı :

Kapağı gövdeye tespit etmek için 8 adet M 8 altı köşe alyen gömme başlıklı civata kullanılmıştır.

Kapağa etki eden kuvvet ;

$$F = S \cdot P$$

$$F = \left( 2 \cdot n \cdot \frac{D_a^2}{4} \right) \cdot P$$

$$P = \frac{22}{0,981} = 22,426 \text{ kp/ cm}^2.$$

$$F = \left( 2 \cdot n \cdot \frac{7,5^2}{4} \right) \cdot 22,426$$

$$F = 1980,496 \text{ kp.}$$

Bir civataya gelen kuvvet ;

$$F_1 = \frac{F}{8}$$

$$F_1 = \frac{1980,496}{8} = 247,562 \text{ kp.}$$

$$M 8 \text{ civatanın çekirdek kesit alanı} = 38,6 \text{ mm}^2$$

Bir civata için;

$$\sigma = \frac{247,562}{38,6} = 6,413 \text{ kp/ mm}^2.$$

$$St 38 \text{ civata için } \sigma_{müs} = 40 \text{ kp / mm}^2$$

$$40 \text{ kp/ mm}^2 > 20,12 \text{ kp / mm}^2 \text{ olduğundan civatalar}$$

kapağa gelen yükü emniyetle karşılarlar.

5.12. Dişli çark imâlinde yardımcı hesaplar:

(Helisel dişli çarkta )

Delikli ayna hesabı :

$$N = \frac{K}{Z}$$

K = Sonsuz vida çarkı diş sayısı 40

Z = Açılacak diş sayısı 12

$$N = \frac{40}{12} = 3 \frac{4}{12} = 3 \frac{1}{3} = 3 \frac{12}{36}$$

36 delikli aynada 3 tam tur çevrilip 12 delik atlatılacak.

Çark donanımı :

$$\frac{Z}{Z_1} = \frac{40.H_t}{H}$$

$$\frac{Z}{Z_1} = \frac{40.5}{506} = \frac{40.5}{40.14} = \frac{40.25}{40.70}$$

40 dişli çark, tezgah tabla miline,

40 dişli çark, ara miline,

25 dişli çark, ara miline,

70 dişli çark, delikli ayna kuyruk malafasına,  
takılır.

(Düz dişli çarkta) :

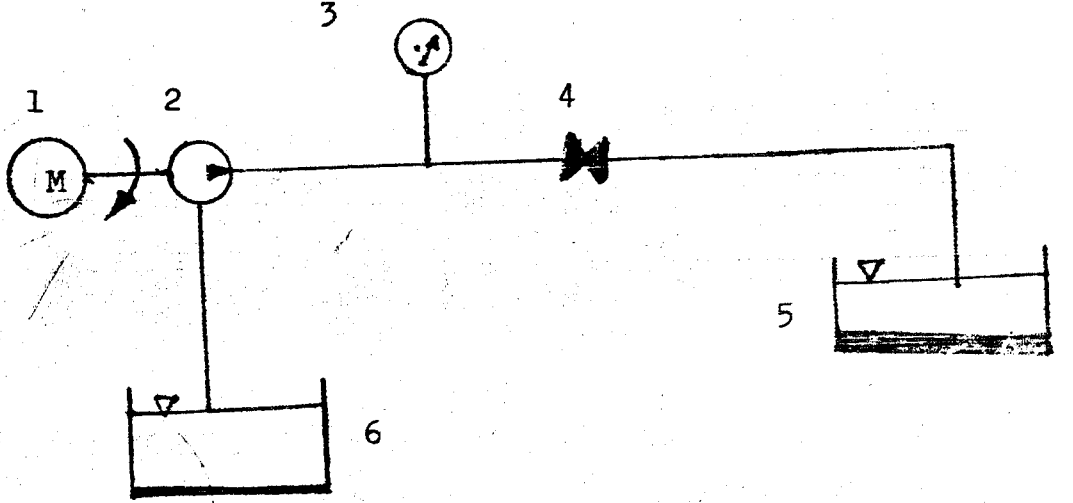
$$N = \frac{K}{Z}, \quad N = \frac{40}{13} = 3 \frac{1}{13} = 3 \frac{3}{39}$$

39 delikli aynada 3 tam tur çevrilip 3 delik atlatılacak.

### 6.0. DENEYSSEL ÇALIŞMALAR:

Dişli pompa imalatından sonraki işlem olan deney bölümünde eldeki motorlarla ve makinalarla deney yapıldı. Deneyin ilk bölümü Eskişehir Anadolu Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Hidrolik laboratuvarında 1,1-2,2-3-4kW 'lık motorlarla  $H_m - Q$  eğrileri elde edilmiştir.

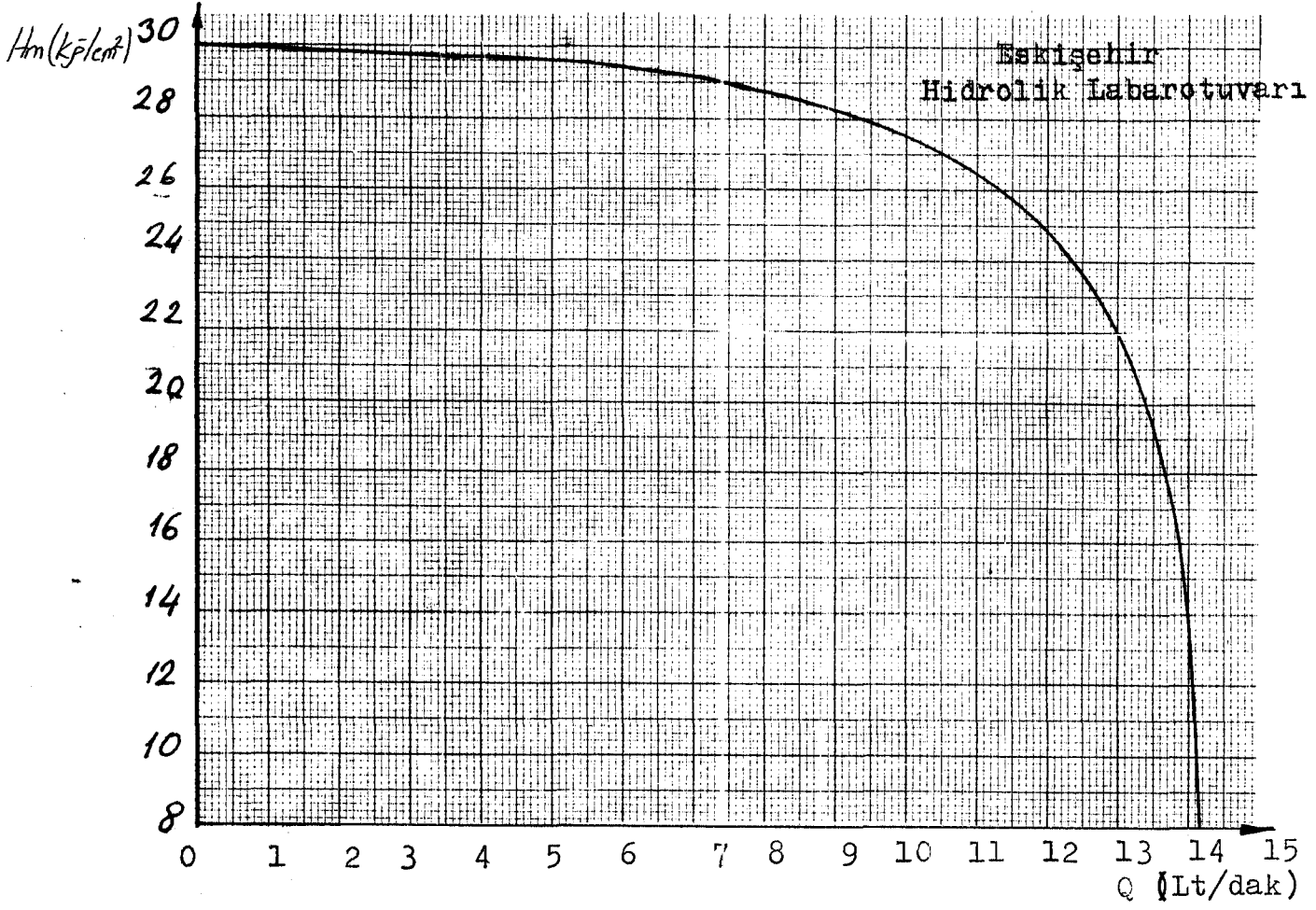
Deneyin ikinci bölümünde ise Ankara Aktaş Endüstri Meslek Lisesi Freze atelyesinde TOS Frezede 4 kW lık motorla değişik devirlerde  $H_m - Q$  eğrileri elde edilmiştir. Bu eğriler diyagramlar halinde görülmektedir.



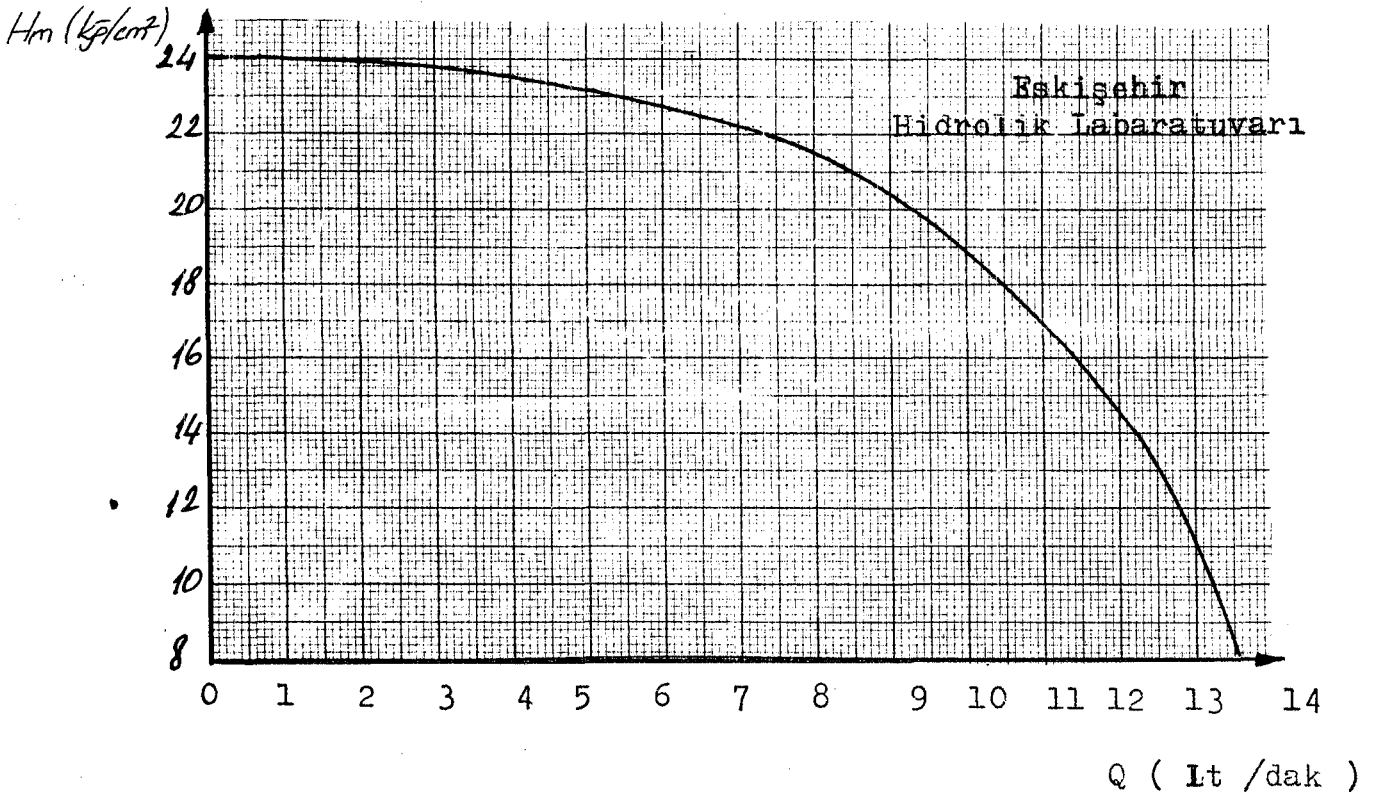
Labaratuvar Deneý seti:

- 1 - Tahrik motoru
- 2 - Dişli Pompa
- 3 - Manometre
- 4 - Vana
- 5 - Boşaltma tankı
- 6 - Emme Tankı

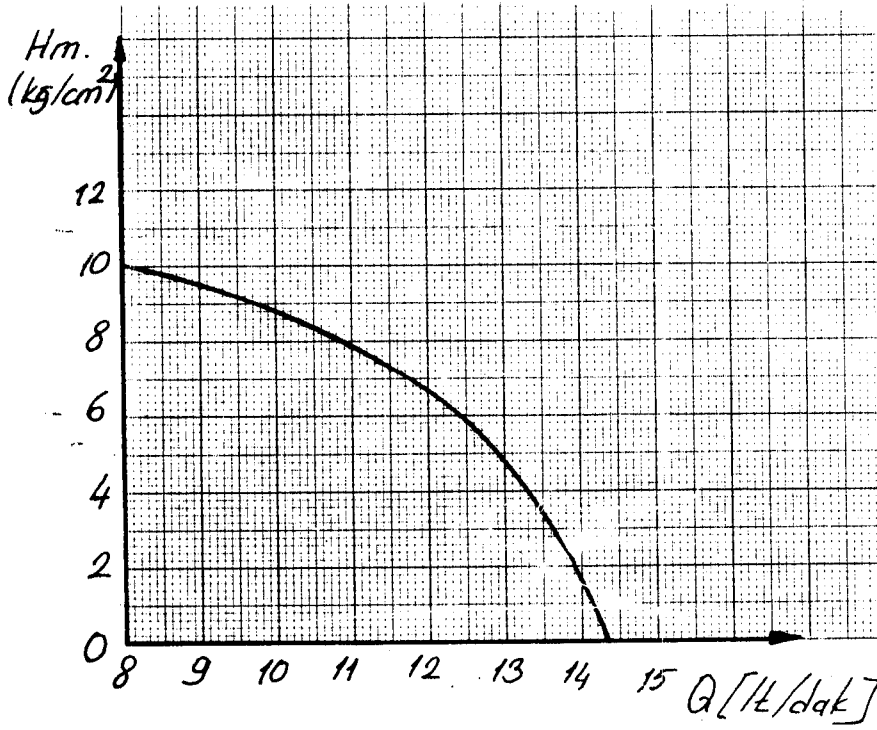
Düz dişli ile 2,2 kW'lik motorla yapılan (Hm-Q) eğrisi



Helis dişli ile 2,2 kW'lik motorla yapılan (Hm - Q ) eğrisi

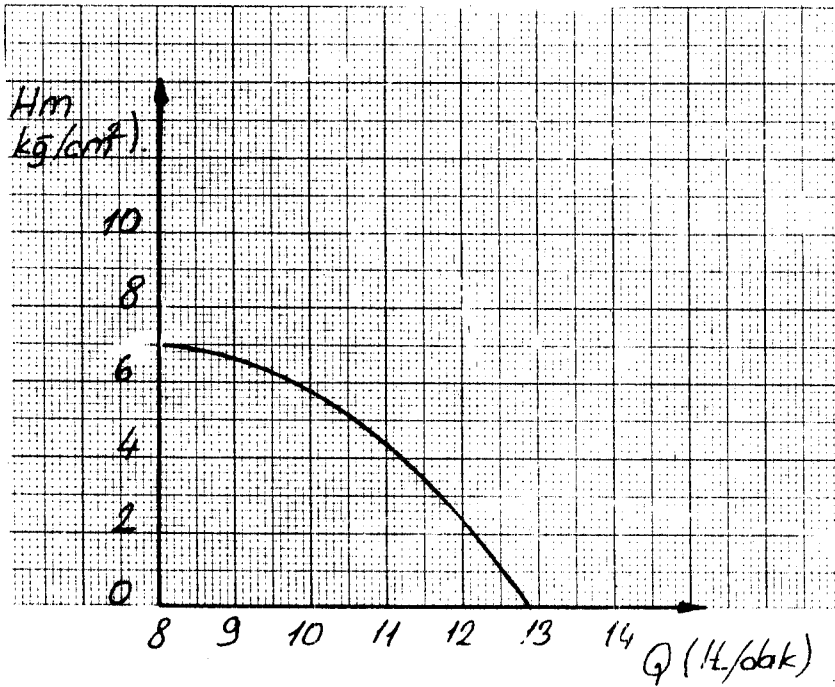


Düz dişli ile 3 kW' lik motorla yapılan ( Hm-Q ) eğrisi



Eskişehir  
Hidrolik Labarotuvanı

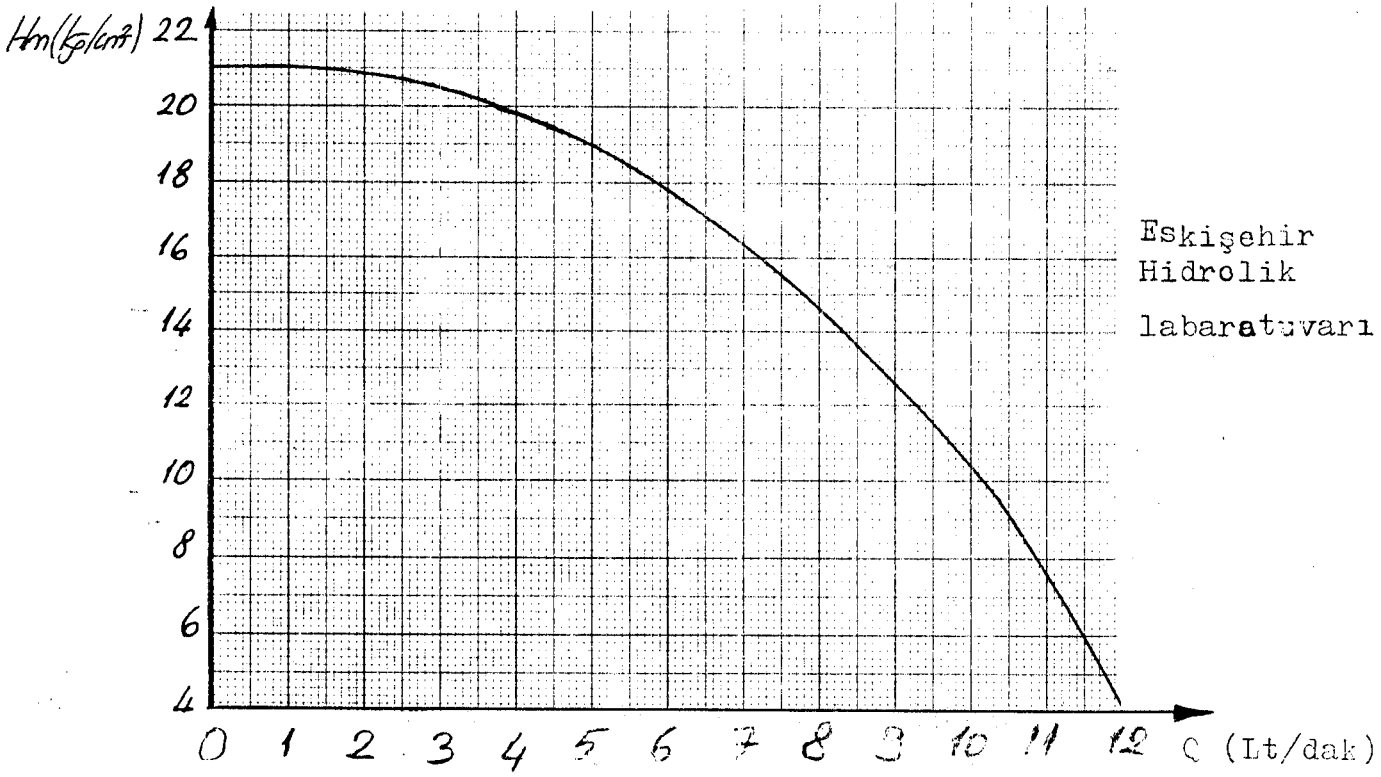
Helis dişli ile 3 kW'lik motorla yapılan ( Hm-Q ) eğrisi



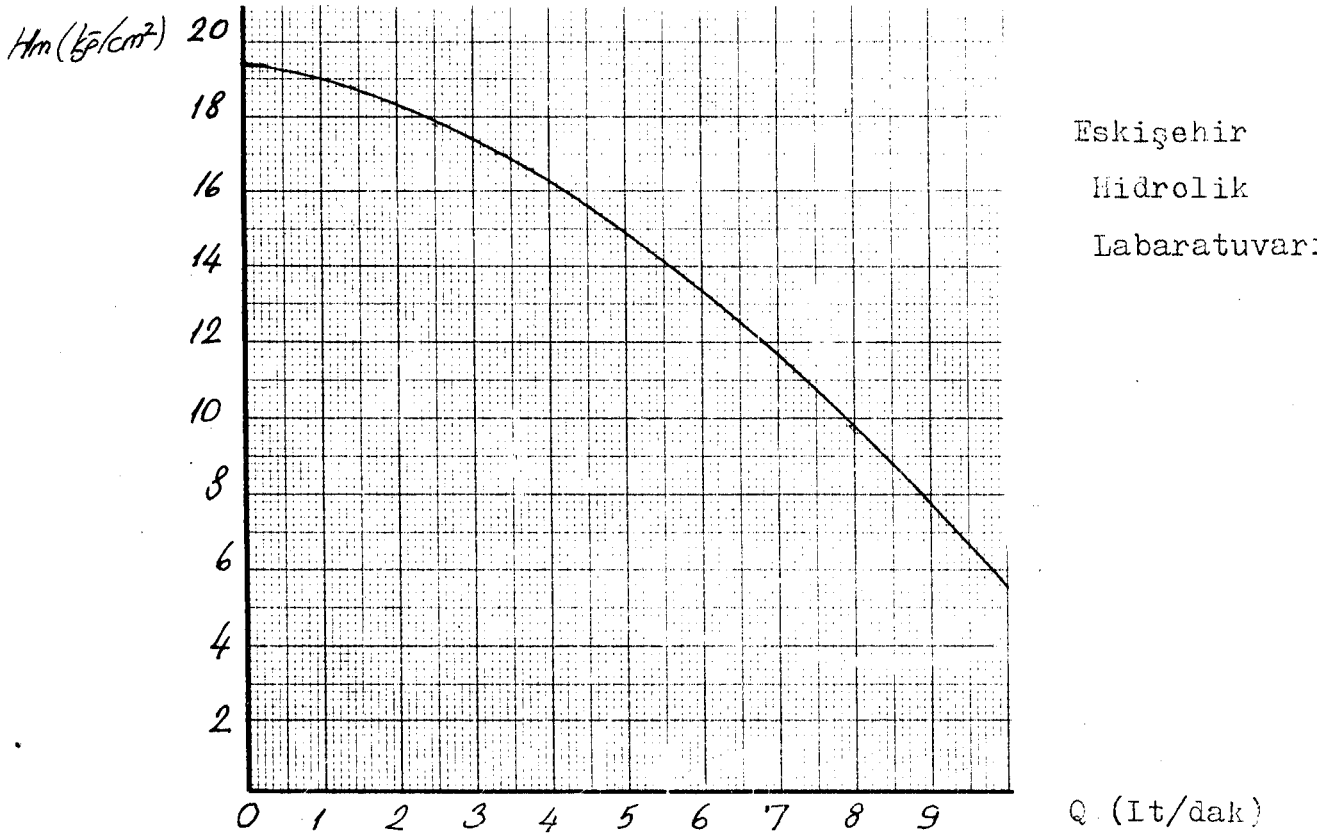
Eskişehir  
Hidrolik Labaratuva



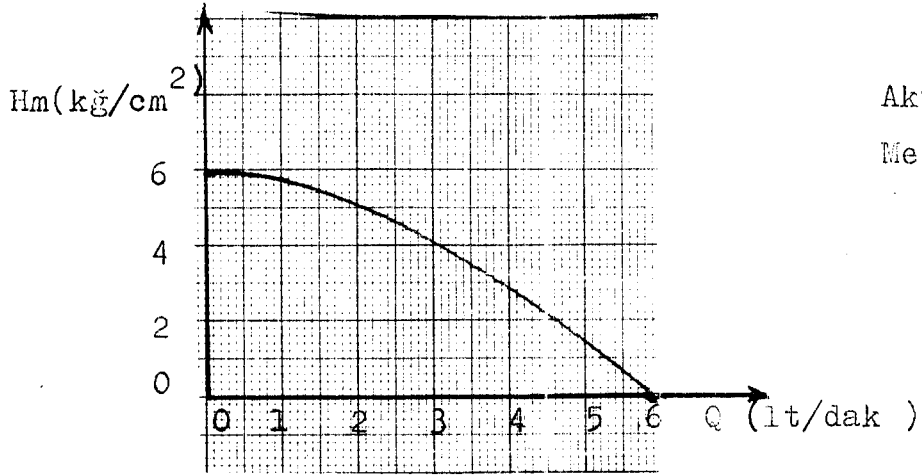
Düz dişli ile 4 kW 'lik motorla yapılan (Hm-Q ) Eğrisi



Helisel dişli ile 4 kW 'lik motorla yapılan (Hm-Q ) eğrisi

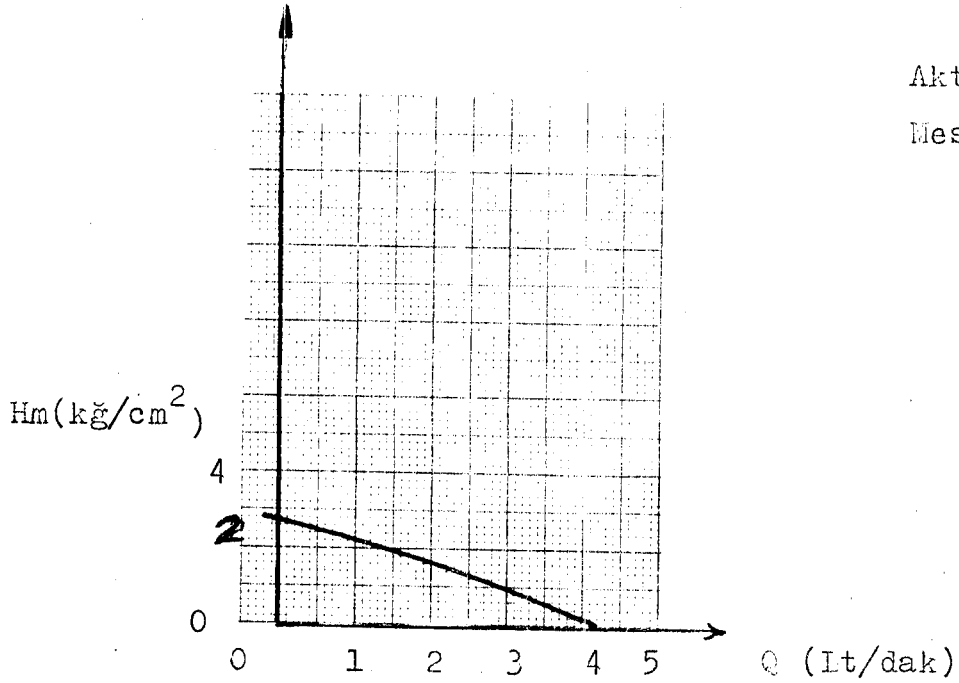


Düz dişli il e yapılan 4 kW ile 125 Dev/dak ile Hm-Q eğrisi



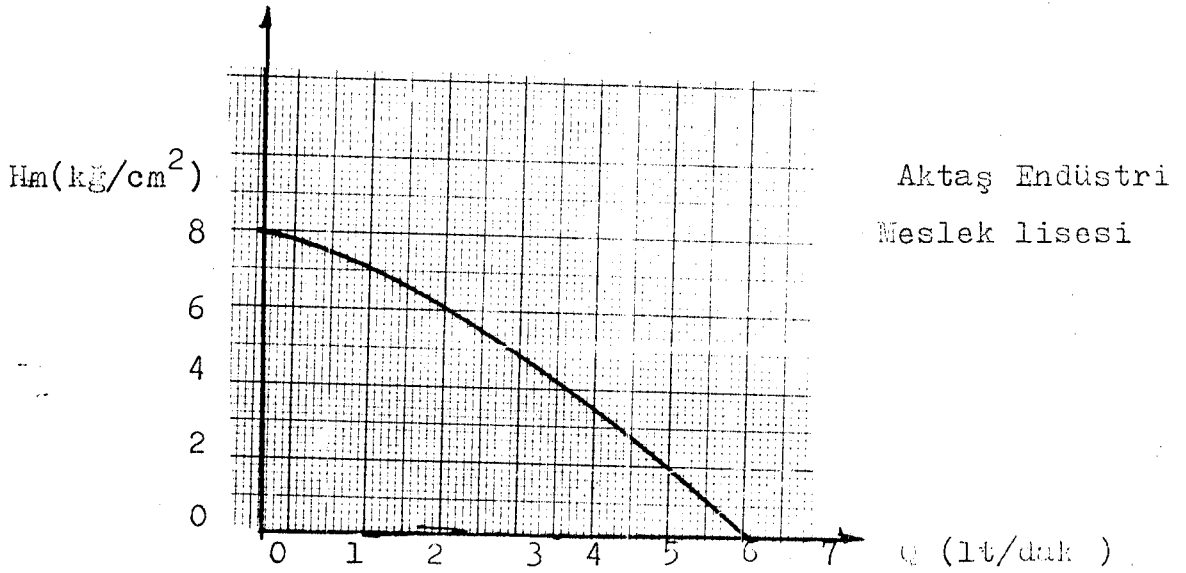
Aktaş Endüstri  
Meslek Lisesi

Helis dişli yapılan 4 kW ile 125 dev/dak ile Hm-Q eğrisi

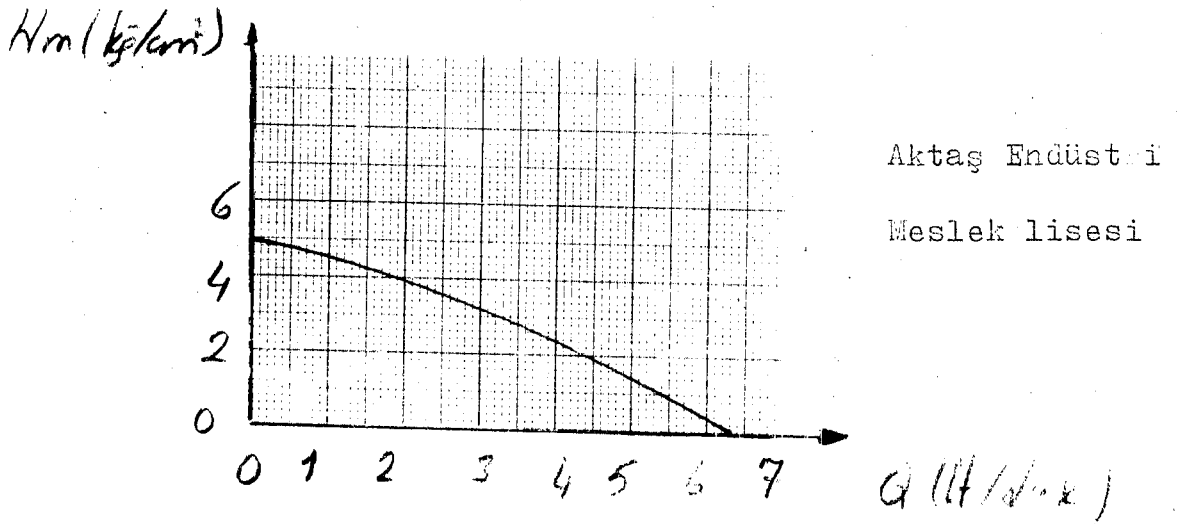


Aktaş Endüstri  
Meslek Lisesi

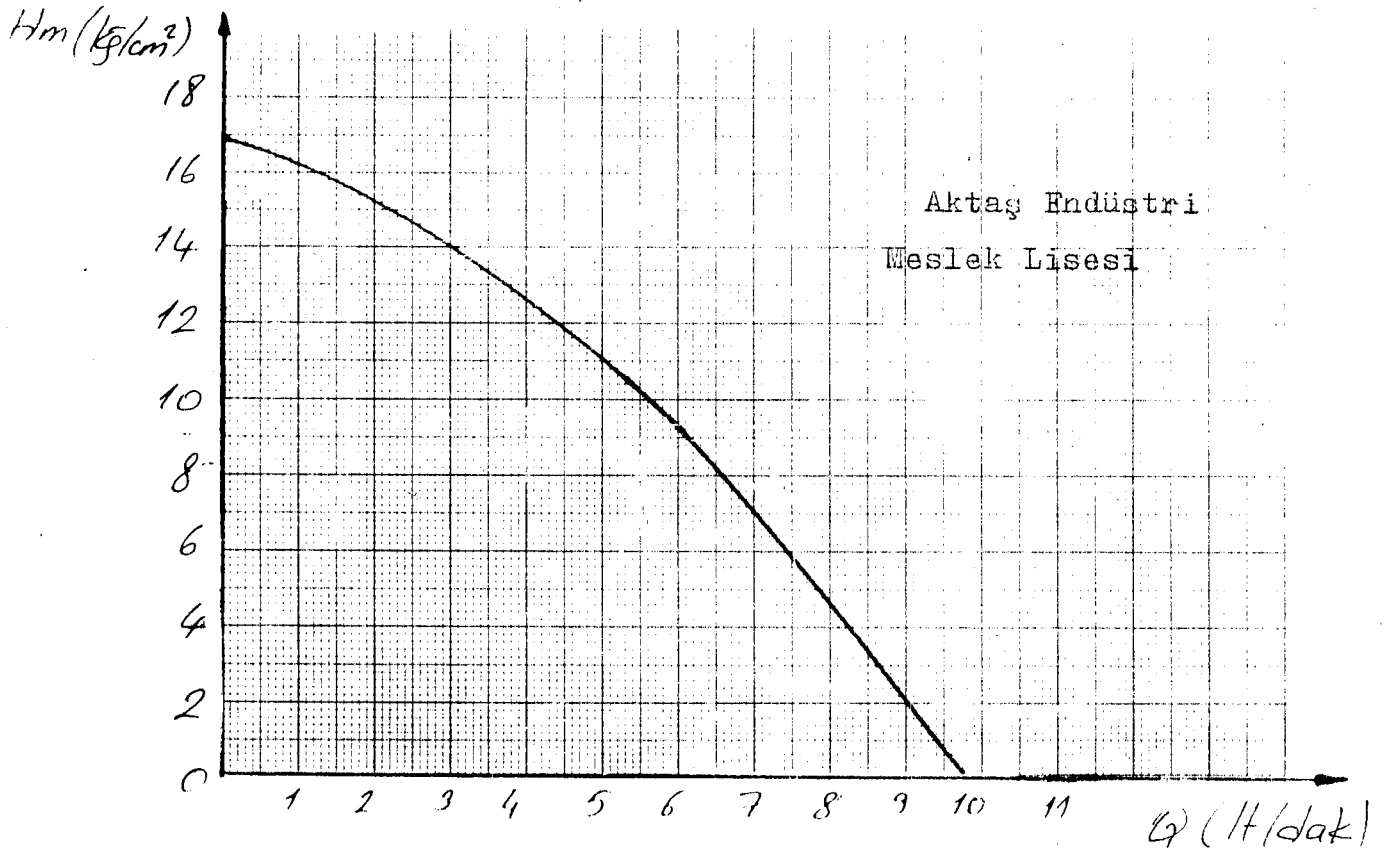
Düz dişli ile yapılan 4 kW' lik 250 dev/dak ile Hm-Q eğrisi



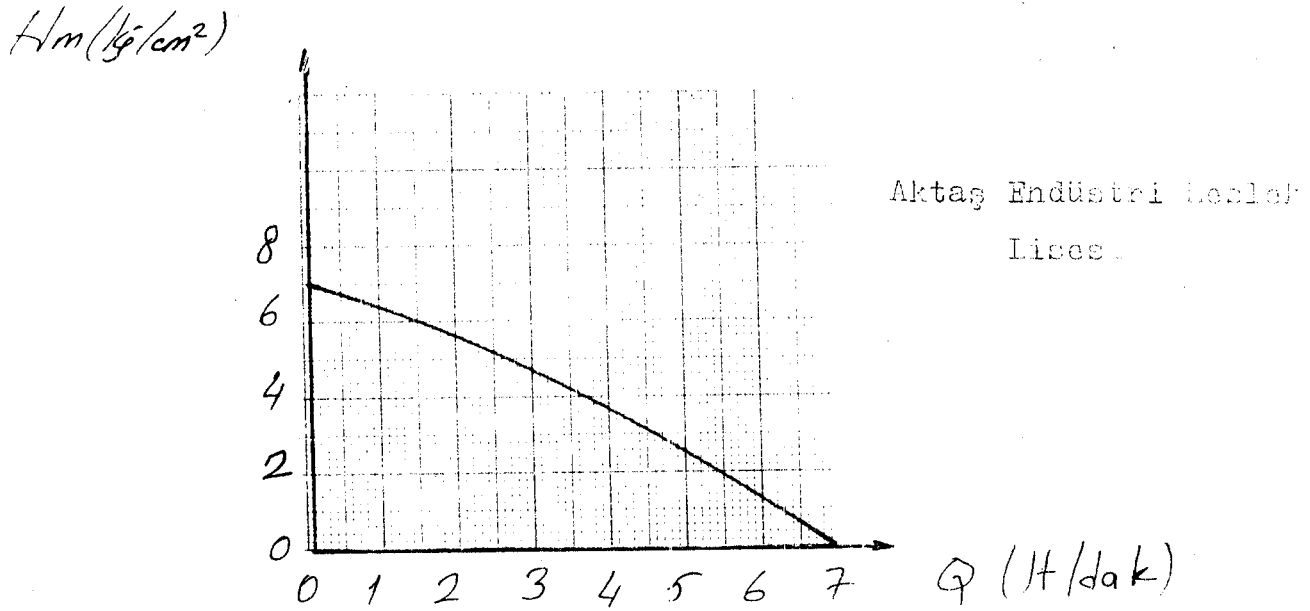
Helis dişli ile yapılan 4 kW' lik 250 dev/dak ile Hm-Q eğrisi



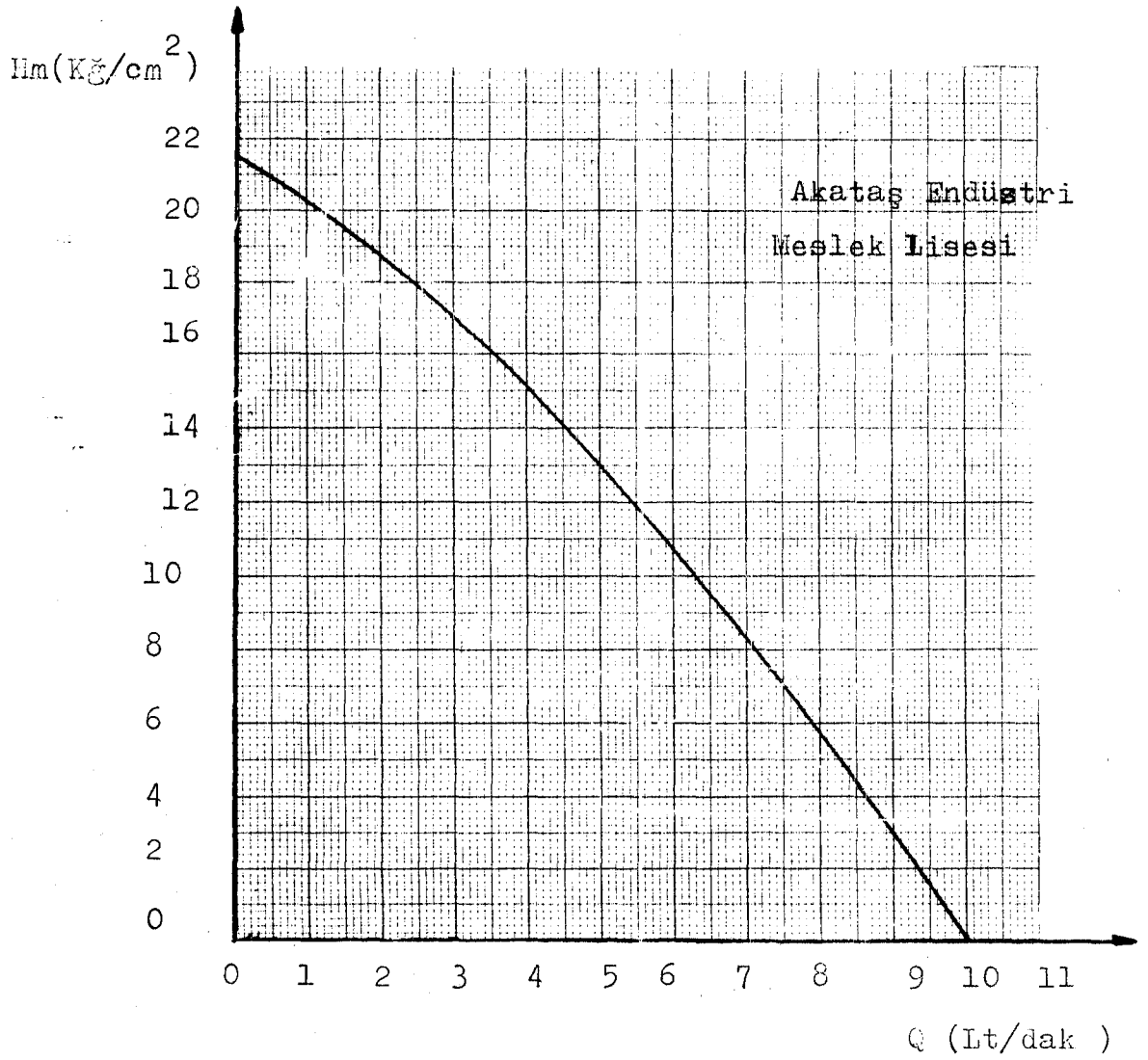
Düz dişli ile 4 kW'lık 355 dev/dak ile yapılan  $H_m-Q$  eğrisi



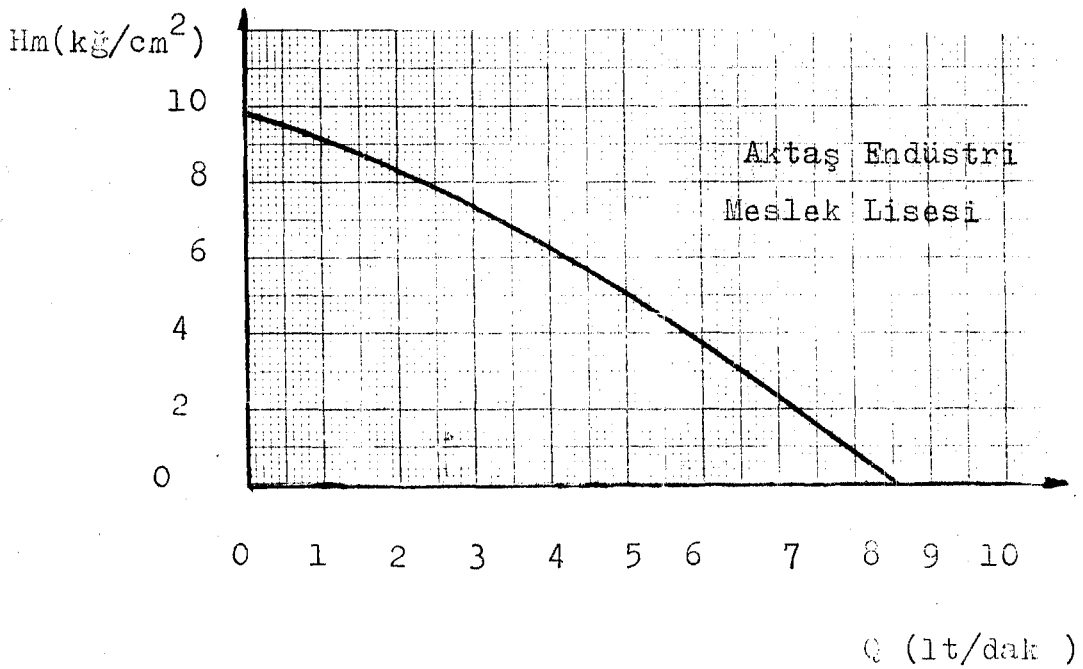
Helis Dişli ile 4 kW'lık 355 dev/dak ile yapılan  $H_m-Q$  eğrisi



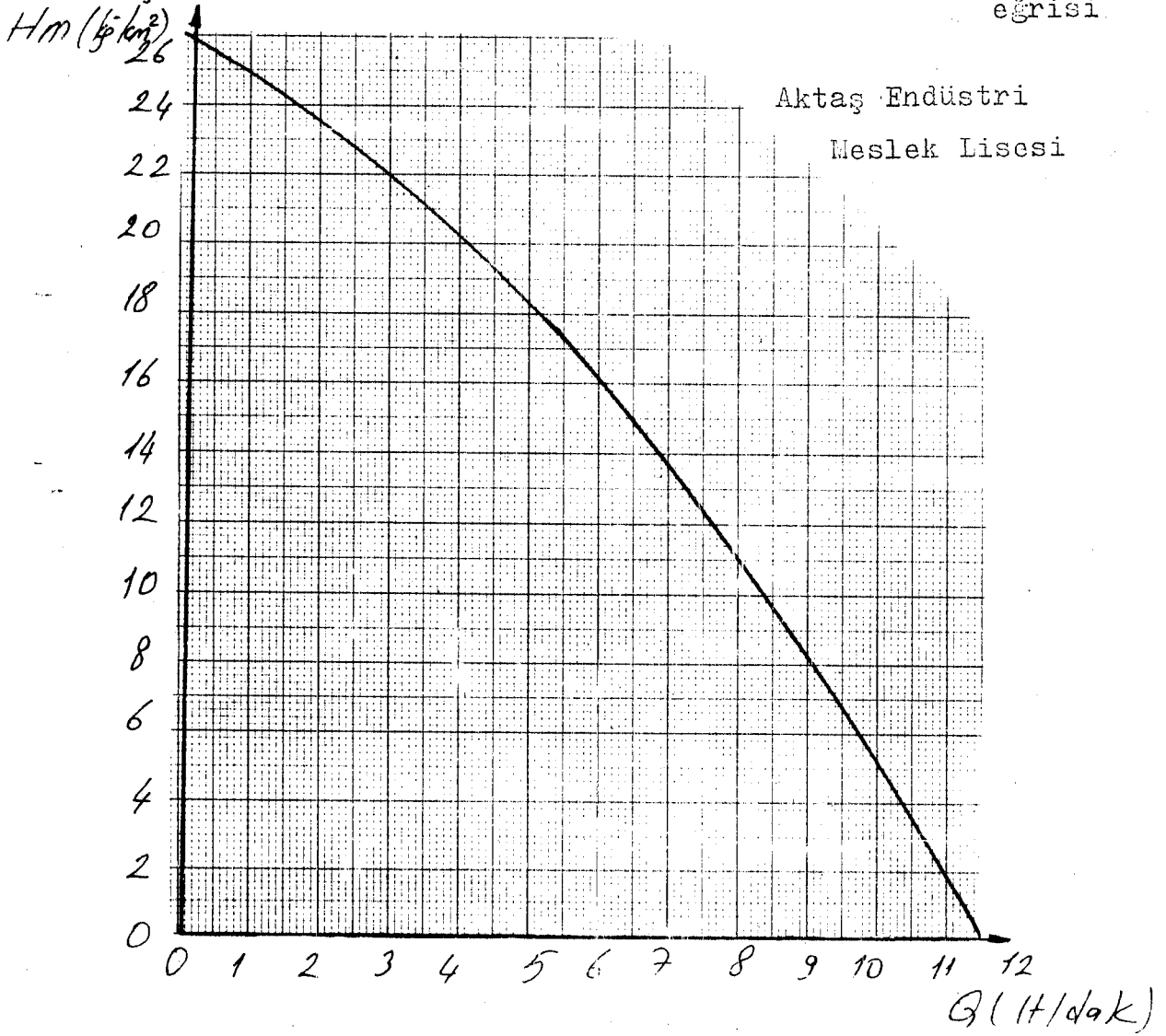
Düz dişli 4 kW 500 dev/ dak ile yapılan Hm-Q eğrisi



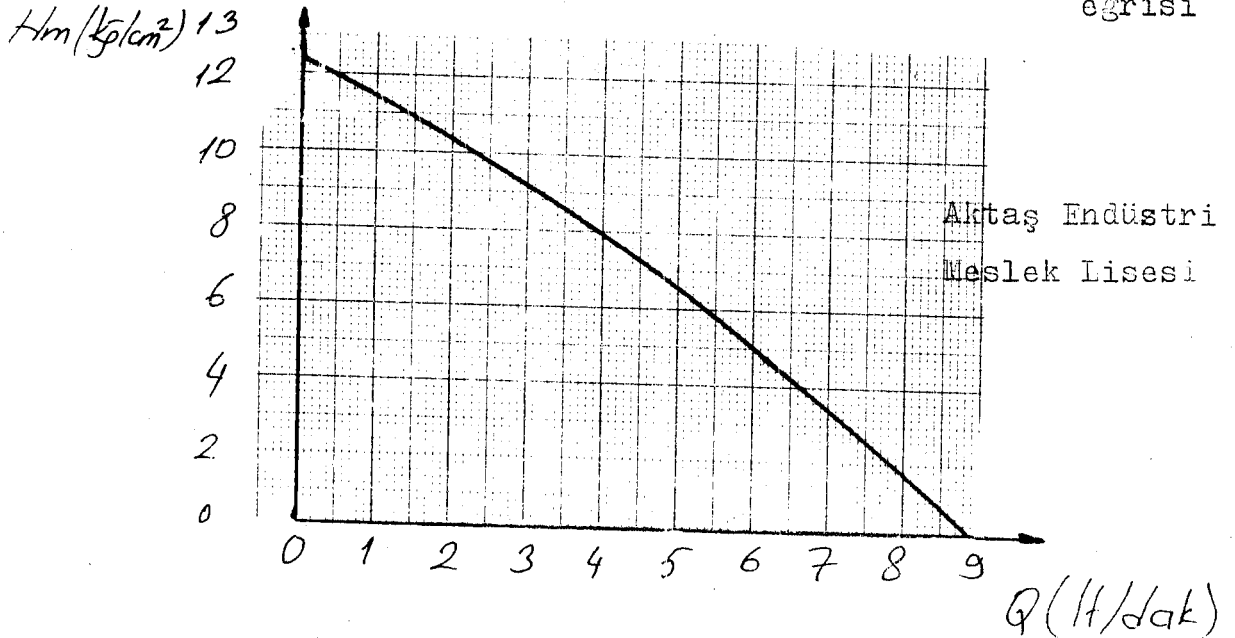
Helis dişli ile 4kW lik 500 dev/dak ile yapılan Hm-Q eğrisi



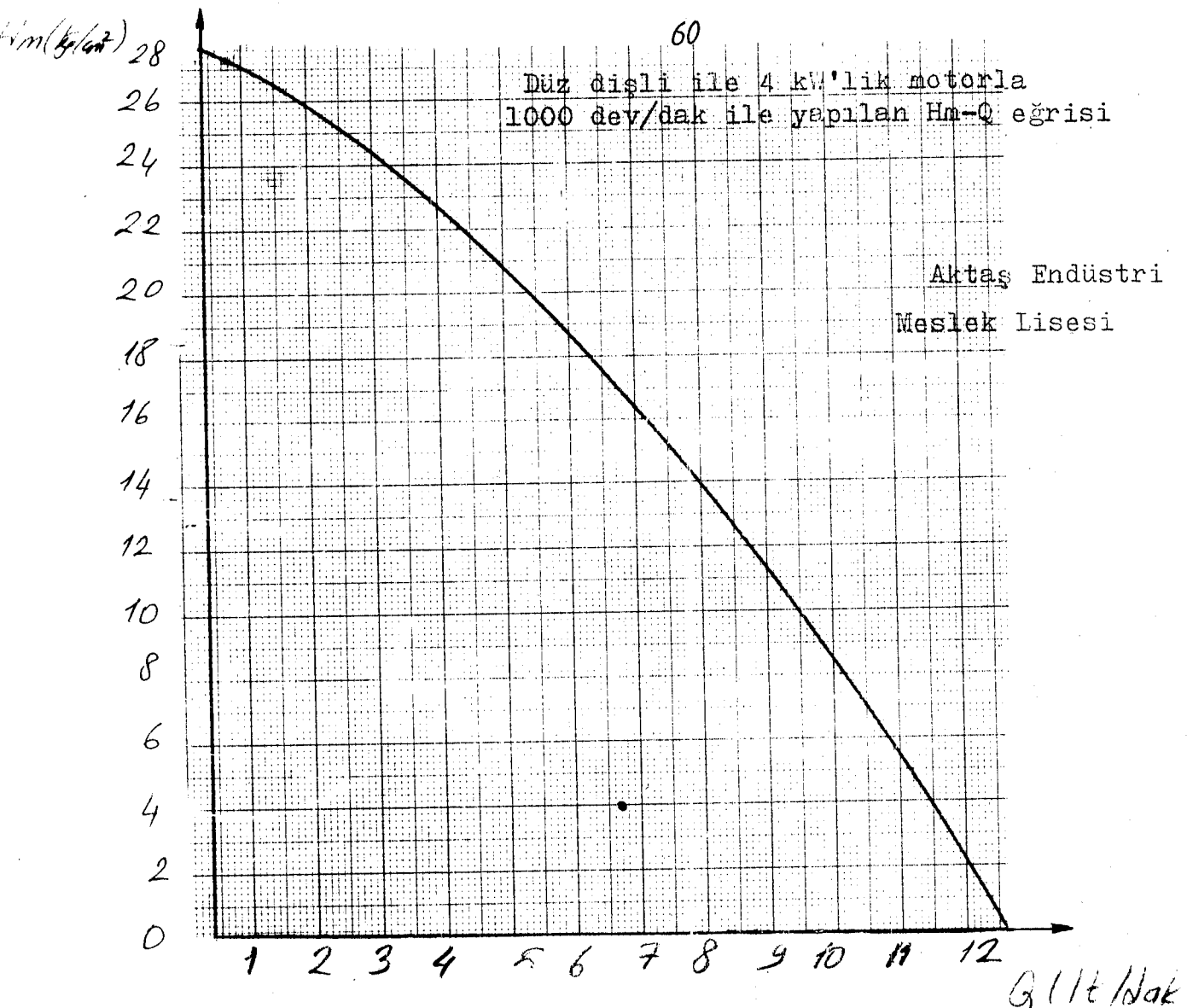
Düz dişli ile 4kW 'lık motorla 710 dev/dak ile yapılan  $H_m-Q$  eğrisi.



Helis dişli ile 4 kW lik motorla yapılan 710 dev/dak  $H_m-Q$  eğrisi

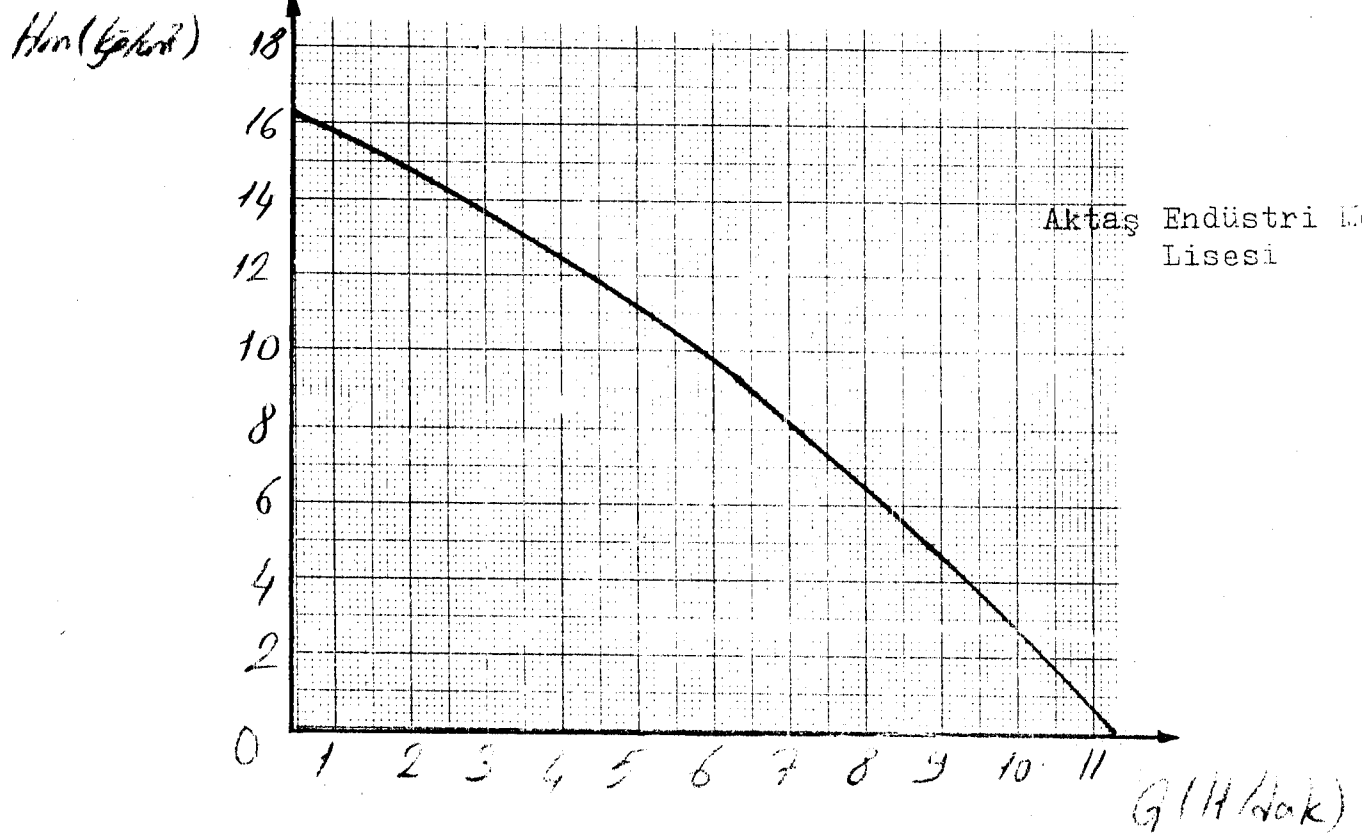


Düz dişli ile 4 kW'lık motorla  
1000 dev/dak ile yapılan Hm-Q eğrisi



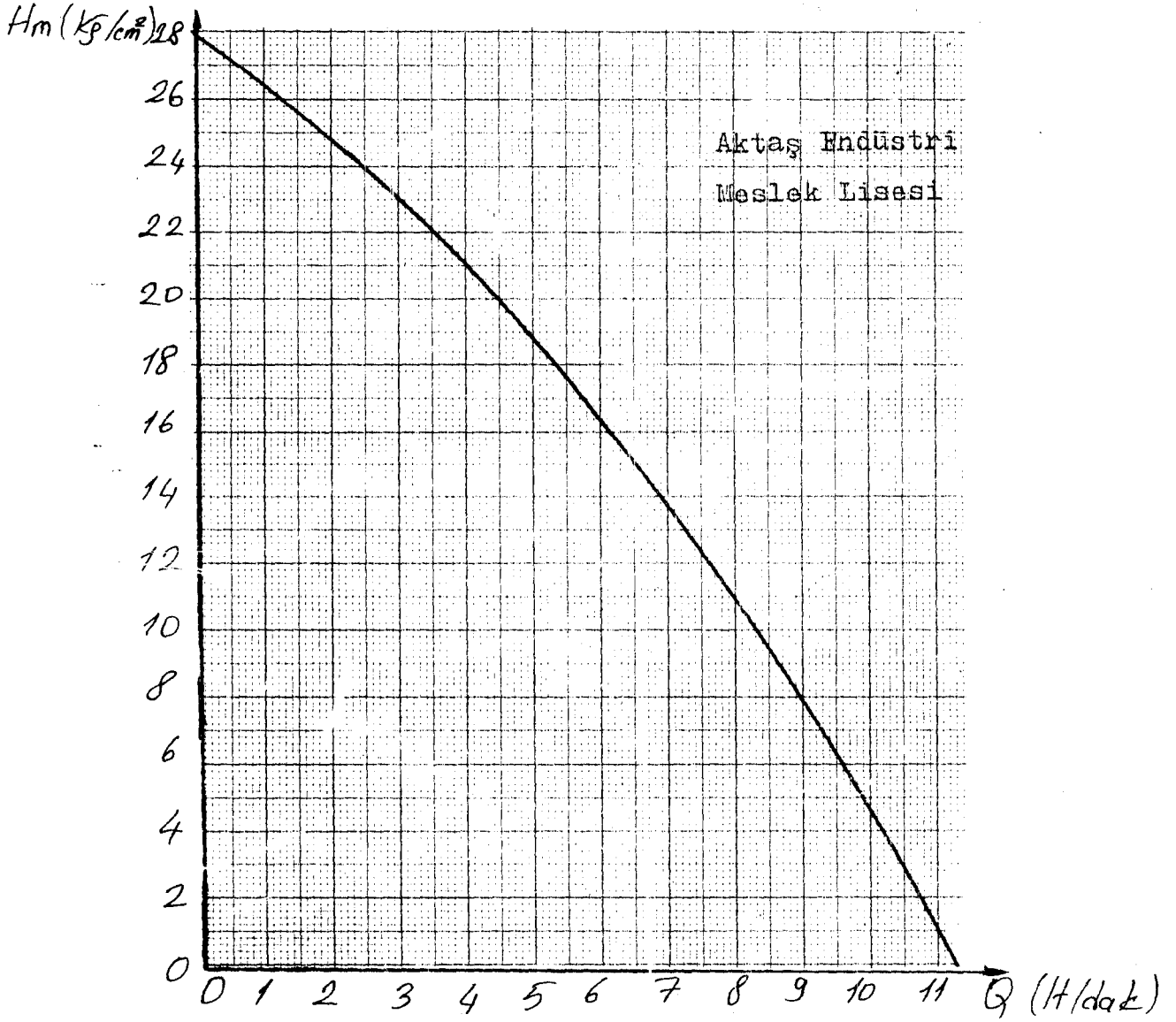
Aktaş Endüstri  
Meslek Lisesi

Helis dişli ile 4 kW ile 1000 dev/dak ile yapılan Hm-Q eğrisi

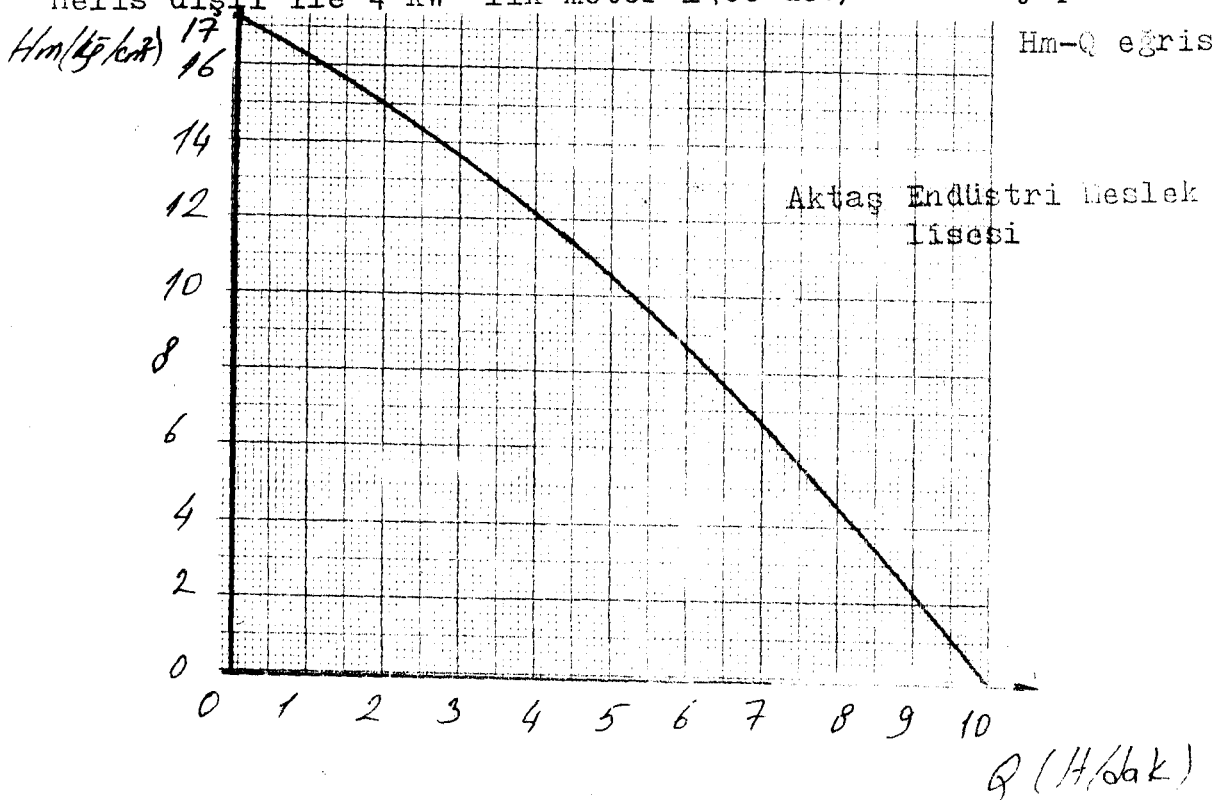


Aktaş Endüstri Meslek  
Lisesi

Düz dişli ile 4 kW'lik motor 1400 dev/dak ile yapılan Hm-Q eğrisi



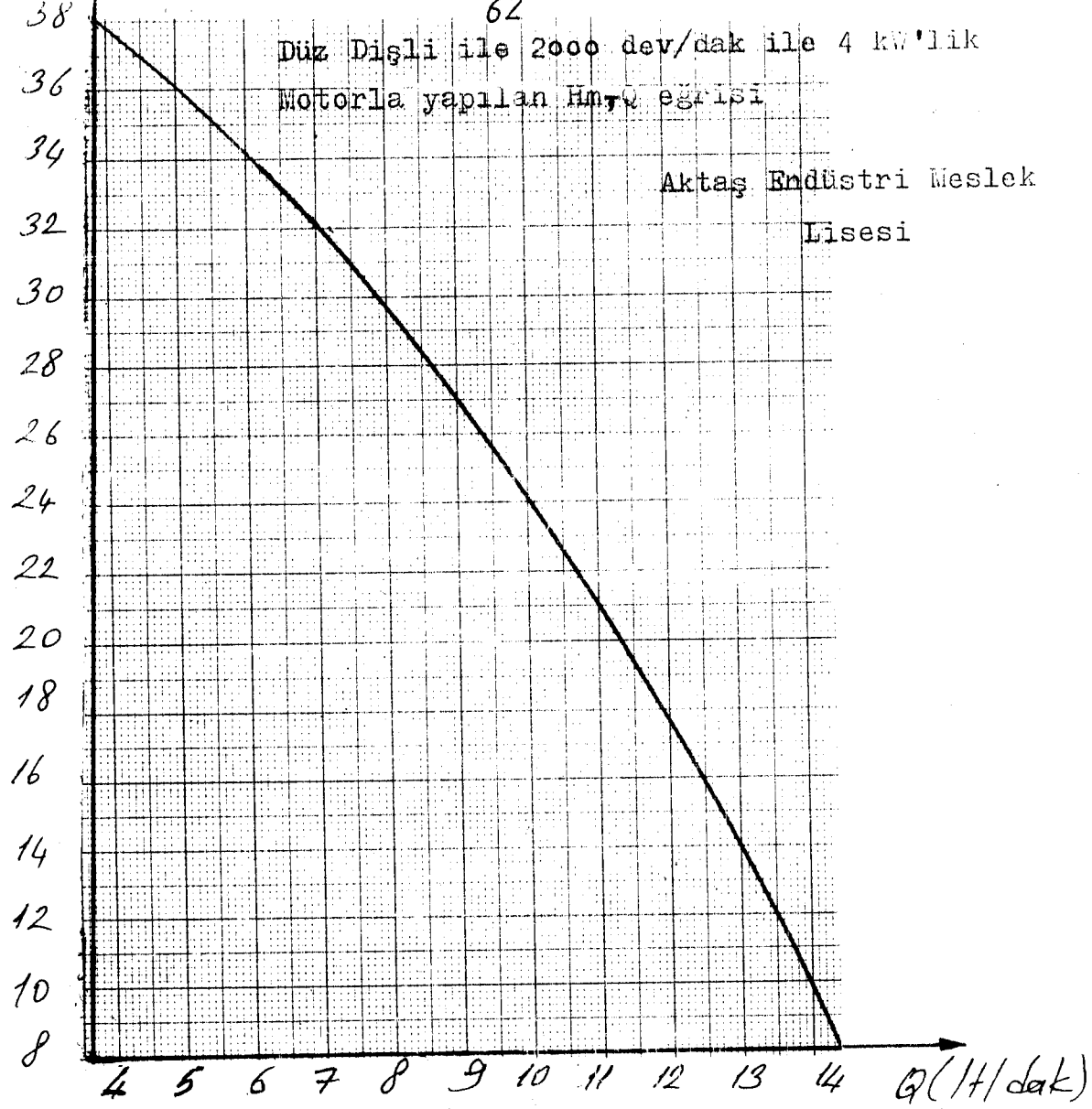
Melis dişli ile 4 kW'lik motor 1400 dev/dak ile yapılan Hm-Q eğrisi





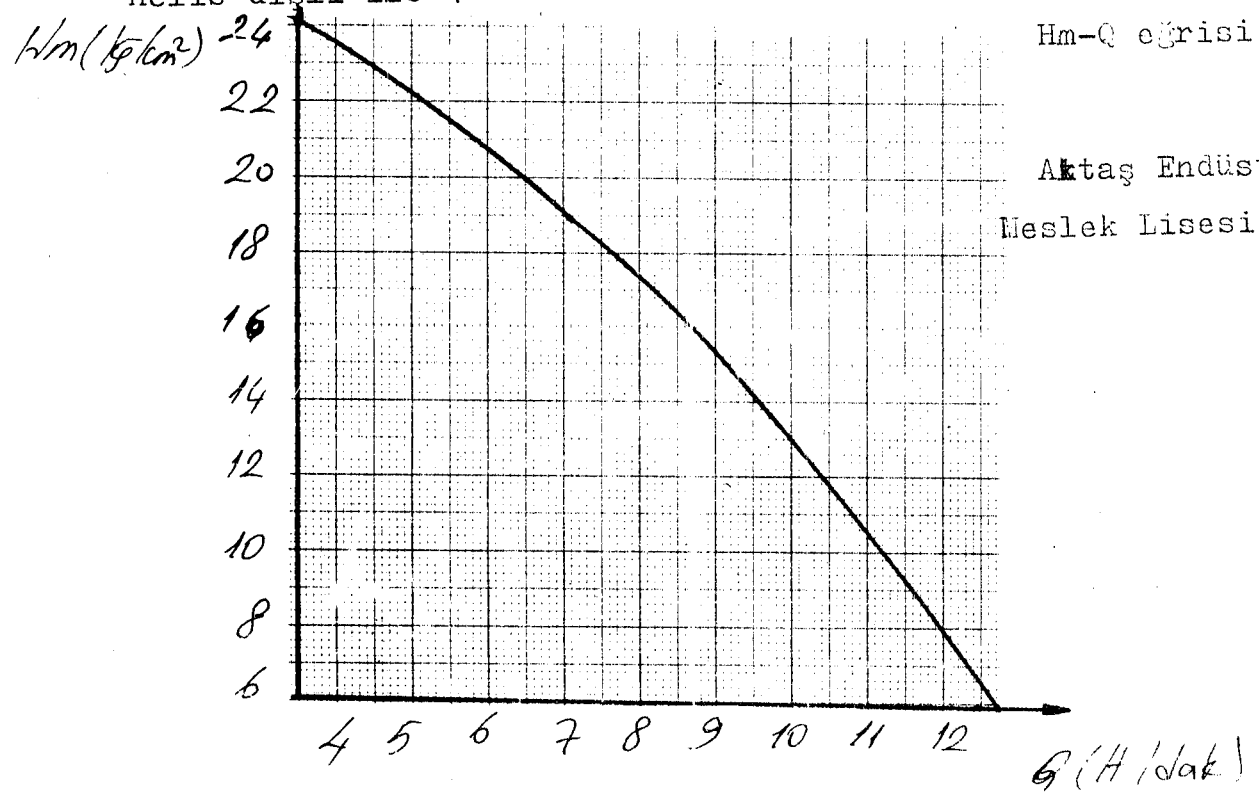
Düz Dişli ile 2000 dev/dak ile 4 kW'lik  
Motorla yapılan Hm-Q eğrisi

Aktaş Endüstri Meslek  
Lisesi



Helis dişli ile 4 kW lik motorla 2000 dev/dak ile yapılan  
Hm-Q eğrisi

Aktaş Endüstri  
Meslek Lisesi



Tablo:3-Pompa değerleri seçimi (27)

POMPA TİPİ	Max. basınç (bar)	Verim %		Devir sayısı (dev/dak)		Gürültü seviyesi	Debi değiş. imkânı
		volüm.	topl.	max.	min.		
Dişli Pompa	210	95	90	3500	500	4	YOK.
Paletli Pompa	100	80	75	1800	500	2	Yok

Tablo:4-Dişli çark ömürleri (28)

$S_F$	1.....1,25 sürekli olarak çalışmayan dişli çarklar 1,25.....2 sürekli olarak çalışan dişli çarklar							
Viskozite $^{\circ}E$	1,5	5	9	13,5	19	26	35	40
$J''$	0,7	0,9	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,35
$J'$	1 = karşı dişli çelik veya çelik döküm ise 1,5 = karşı dişli font ise							

Tablo 5. Dişli çark yüzey basıncı katsayıları.(29)

Dişli çark- ların malze- mesi	Elastikiyet modülü	$f_k \sqrt{\frac{E}{2,86}}$	$\alpha = 20^\circ$ için	
			$f_z \sqrt{\frac{E}{2,86 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha}}$	$2f^2$
<u>Çelik</u> Çelik	$E_1 = 2,1 \cdot 10^6$ $E_2$	857	1512	$4,6 \cdot 10^6$
<u>Çelik</u> Font	$E_1 = 2,1 \cdot 10^6$ $E_2 = 1,05 \cdot 10^6$	700	1234	$3 \cdot 10^6$
<u>Font</u> Font	$E_1$ $E_2 = 1,05 \cdot 10^6$	606	1069	$2,3 \cdot 10^6$
.) Font = Dökme demir		..) $E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ olarak hesaplanır.		

Tablo 6.  $\beta$  eğim açısına göre  $\psi_w$  katsayıları(30) -

$\beta$	$0^\circ$	$5^\circ$	$10^\circ$	$15^\circ$	$20^\circ$	$25^\circ$	$30^\circ$	$35^\circ$	$40^\circ$
$\psi_w$	1,0	1,11	1,22	1,31	1,40	1,47	1,54	1,60	1,66

Tablo:8. D çapının b'nin d mil çapına göre seçimi(31)

BAĞLAMA ŞEKLİ	GOBEK MALZEMESİ			
	GG		St veya GS	
	D	b	D	b
Mil ile dişlinin yekpare yapılması	(2-2,5)d	(1-1,2)d	(2-2,5)d	(1-1,2)d
Konik veya presli bağlama	(2,2-2,6)d	(1,2-1,5)d	(2-2,5)d	(0,8-1)d
Kamalı bağlama	(2-2,2)d	(1,6-2)d	(1,8-2)d	(1,2-1,5)d
Gevşek oturan göbek	(1,8-2)d	(2-2,2)d	(1,6-1,8)d	(2-2,2)d

Tablo:7.  $\beta$  eğim açısına göre  $\psi_h$  katsayıları(32)

$\beta$	$0^\circ$	$5^\circ$	$10^\circ$	$15^\circ$	$20^\circ$	$25^\circ$	$30^\circ$	$35^\circ$	$40^\circ$
$\psi_h$	1,0	1,20	1,28	1,33	1,35	1,36	1,36	1,36	1,35

**SONUÇ :**

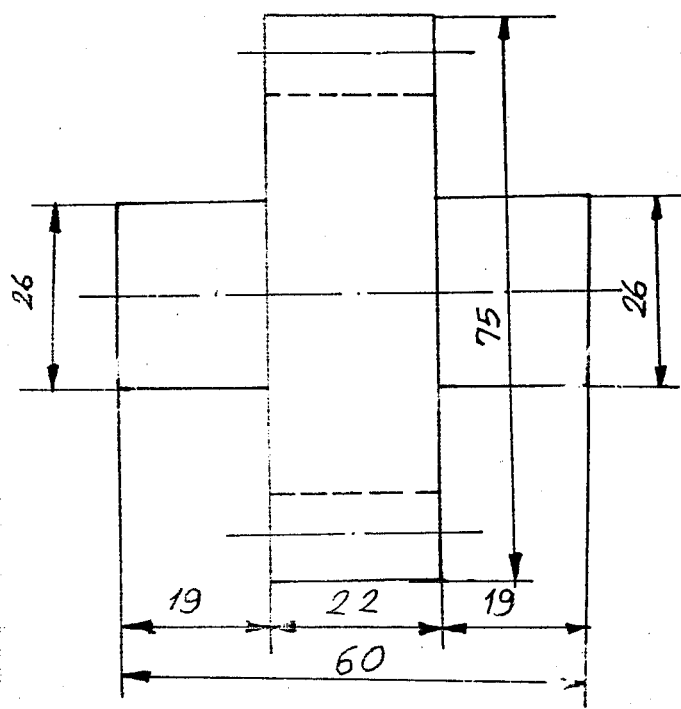
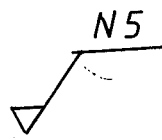
İmâlâtı gerçekleştirilen dişli pompaya ait her iki dişli grubu sırasıyla " 125,250,355,500,710,1000,1400, 2000"dev/dak ' larda denenmiştir.

Sayfadaki deneylerde görüleceği üzere aynı çap ve modüle haiz dişlilerle farklı karakteristikleri elde edilir.Düz dişliye ait karakteristiklerde egim daha fazla olup helisde ise daha düşüktür.

Dolayısıyla adı geçen devir sayısı, çap ve modüle sahip bir pompada düz dişliler tavsiye edilebilir. Helis dişliden çok iyi neticenin alınamamasındaki hata bu dişlinin azdırma yerine freze de modül çakısıyla açılması olduğu söylenebilir.

Bunun için Anadolu Üniversitesi Mimarlık Mühendislik Fakültesi, hidrolik laboratuvarlarında yapılan deneylerle Ankara Aktaş Endüstri Meslek lisesi Freze atelyesinde elde edilen karakteristikler bunu doğrulamaktadır.

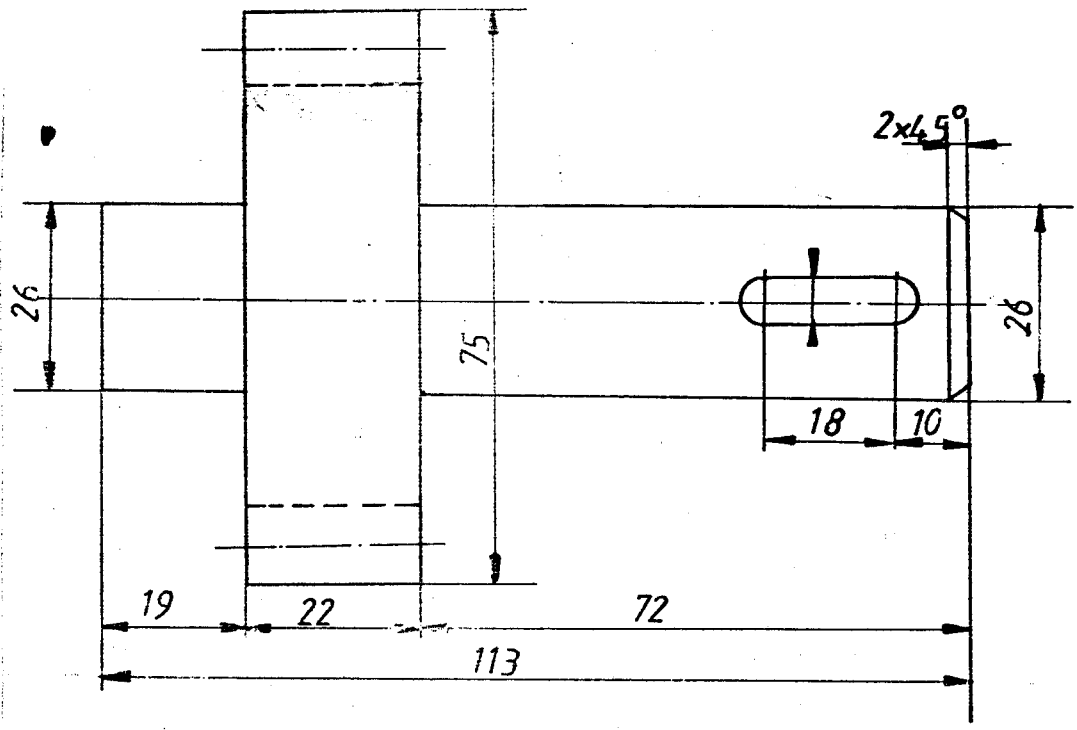
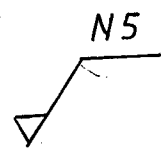




$m = 5$

$Z = 13$

1 / 1	Malzeme	Düz	A. Ü.Fen Bil.Ens.
	St 60	Dişli Çarklar	Makina Müh.Anabilim Dalı Ali BAŞARAN



Sol Helis

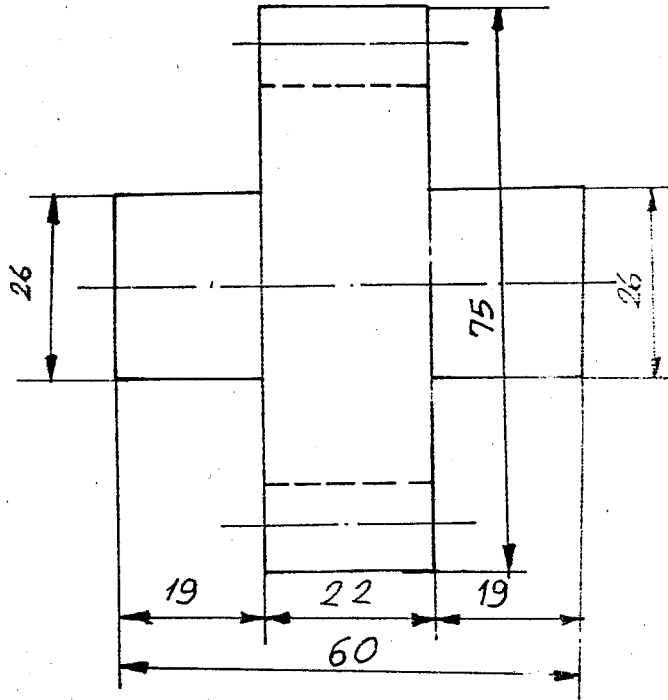
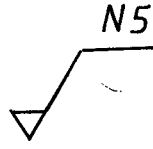
$m = 5$

$Z = 12$

$B = 22^\circ$

1 / 1	Malzeme	Helis Dişli Çarklar	A. Ü. Fen Bil. Ens.
	St 60		Makina Müh. Anabilim Dalı Ali BAŞARAN





Sağ helis

$$m = 5$$

$$Z = 12$$

$$B = 22^\circ$$

1 / 1	Malzeme	Helis Dişli Çarklar	A. Ü. Fen Bil. Ens.
	St 60		Makina Müh. Anabilim Dalı Ali BASARAN

## DİPNOTLAR

1. KARABIYIK , Ahmet, "HEMA hidrolik Makina Sanayii Teknik Bülteni"
2. Mühendis ve Makina, T.M.M.O.B. Makina Müh.Odası yayını  
Cilt 22, sayı 253.
3. OKDAY, Şefik, Makina Elemanları, Dişli Çarklar,  
Cilt 3, say.3 . 1972. İstanbul.
4. ÖZCAN, Şefik-BULUT, Halit; Atelye ve Teknoloji  
Cilt 2, Say, 218 , Ankara. 1974.
5. ÇAKMAK, Suat , Dişli Çarklar, Say, 49, I.D.M.M.A. 1980
6. OKDAY, Şefik , Makina elemanları, Dişli çarklar,  
Cilt 3. Say, 2. 1972. İstanbul.
7. ÖNCÜ, Zühtü, Frezecilik ve Dişli çarklar  
Say. 111. Karabük. 1977.
8. ÖNCÜ , Zühtü, Frezecilik ve Dişli Çarklar,  
Say. 112, Karabük. 1977.
9. ÖNCÜ, Zühtü, Frezecilik ve Dişli çarklar  
Say, 113. Karabük. 1977
10. ÖNCÜ, Zühtü, Frezecilik ve Dişli Çarklar,  
Say, 110 . Karabük. 1977
11. Mühendis ve Makina, T.M.M.O.B. Makina Müh. Odası yayını  
Cilt 22, sayı 255, say, 59.
12. AKÜN, Faruk, Takım tezgahları Cilt I  
İ.T.Ü. İstanbul. 1977
13. ERGİN, A. Su Makinaları Ders notları,  
İ.T.Ü. İstanbul , 1979
14. Institut für landmaschinen Technische Hochschule  
Braunshwiig, Prof. Dr, H. R. Matthies.

15. AKUN, Faruk . Takım Tezgahları Cilt I  
İ.T.Ü. İstanbul.1977.
16. OKDAY, Şefik, Makina Elemanları,Dişli Çarklar,  
Cilt 3.Say,59 .1972.İstanbul.
17. OKDAY, Şefik, Makina Elemanları,Dişli Çarklar,  
Cilt 3.Say, 56 .1972.İstanbul.
18. OKDAY, Şefik, Makina Elemanları,Dişli Çarklar,  
Cilt 3.Say,51. 1972. İstanbul.
19. Mühendis ve Makina, T.M.M.O.B.Makina Müh.Odası yayını,  
Cilt 22,sayı 255.Say.59.
20. OKDAY ,Şefik, Makina Elemanları,Dişli Çarklar,  
Cilt 3.Say,49. 1972.İstanbul.
21. OKDAY, Şefik, Makina Elemanları, Dişli Çarklar,  
Cilt 3 .Say,60.1972.İstanbul.
22. OKDAY, Şefik, Makina Elemanları, Dişli Çarklar.  
Cilt 3. Say 49. 1972.İstanbul.
23. OKDAY, Şefik, Makina Elemanları,Dişli Çarklar,  
Cilt 3 .Say 144.1972.İstanbul.
24. OKDAY, Şefik Makina Elemanları.Dişli Çarklar,  
Cilt 3.Say, 144.1972.İstanbul.
25. OKDAY, Şefik. Makina Elemanları.Dişli Çarklar,  
Cilt 3.Say.71. 1972.İstanbul.
26. MAAG gear Pumps design and applcation  
(MAAG gear-Wheel Company Ltd.Zurich).
27. KARABIYIK, Ahmet, HEMA Dişli Pompa Kataloğu
28. OKDAY , Şefik. Makina Elemanları.Dişli çarklar,

29. OKDAY, Şefik, Makina Elemanları, Dişli Çarklar,  
Cilt 3. Say, 55. 1972. İstanbul.
30. OKDAY , Şefik. Makina Elemanları, Dişli Çarklar.  
Cilt 3. Say, 134. 1972. İstanbul.
31. OKDAY, Şefik, Makina Elemanları, Dişli Çarklar.  
Cilt 3 . Say 97. 1972. İstanbul.
32. Okday Şefik, Makina Elemanları, Dişli Çarklar.  
Cilt 3. Say. 133.

## BİBLİYOGRAFYA

Ahmet KARABIYIK , Hema hidrolik makina sanayii. Teknik Bülten  
ANKARA

A . ERGİN , Su makinaları Ders notları, İ.T.Ü. 1979. İstanbul

Faruk AKÜN , Takım tezgahları, cilt I , İ.T.Ü. 1977. İstanbul

Institut für landmaschinen Technische Hochschule Braunschweig,

Prof. Dr. H.R. Matthies.

Halit BULUT -Şefik ÖZCAN , Atelye ve Teknoloji , Cilt 2

1974 .Ankara

Mühendis ve Makina, T.M.M.O.B. Makina Müh. Odası Yayını Cilt 22

sayı 255. Ankara

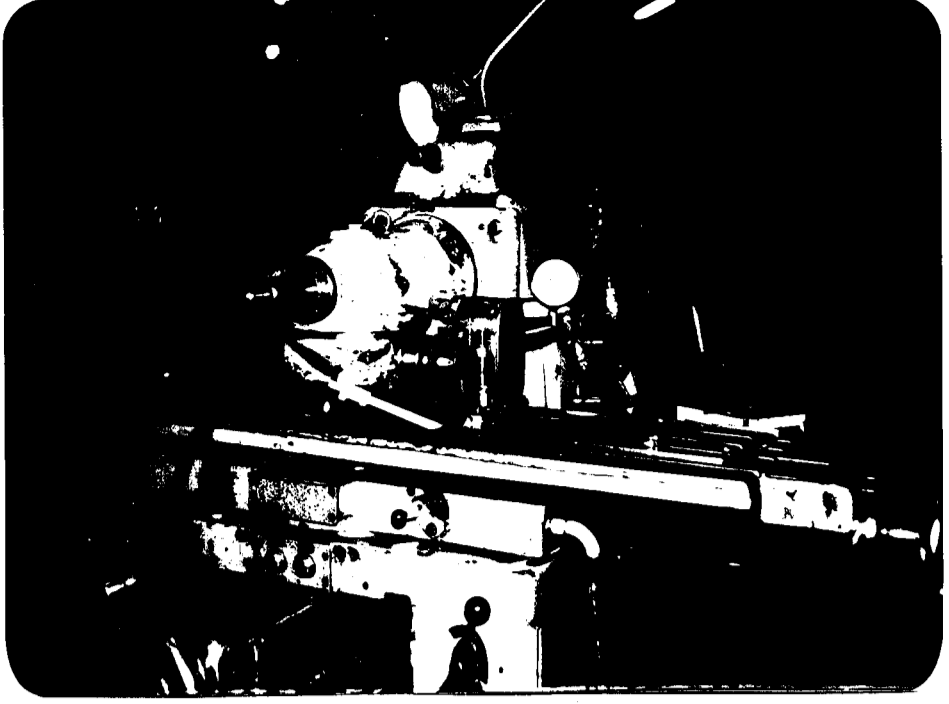
Suat ÇAKMAK , Dişli Çarklar, I.D.M.M.A. 1980. İstanbul.

Şefik OKDAY , Makina Elemanları, Dişli Çarklar Cilt 3

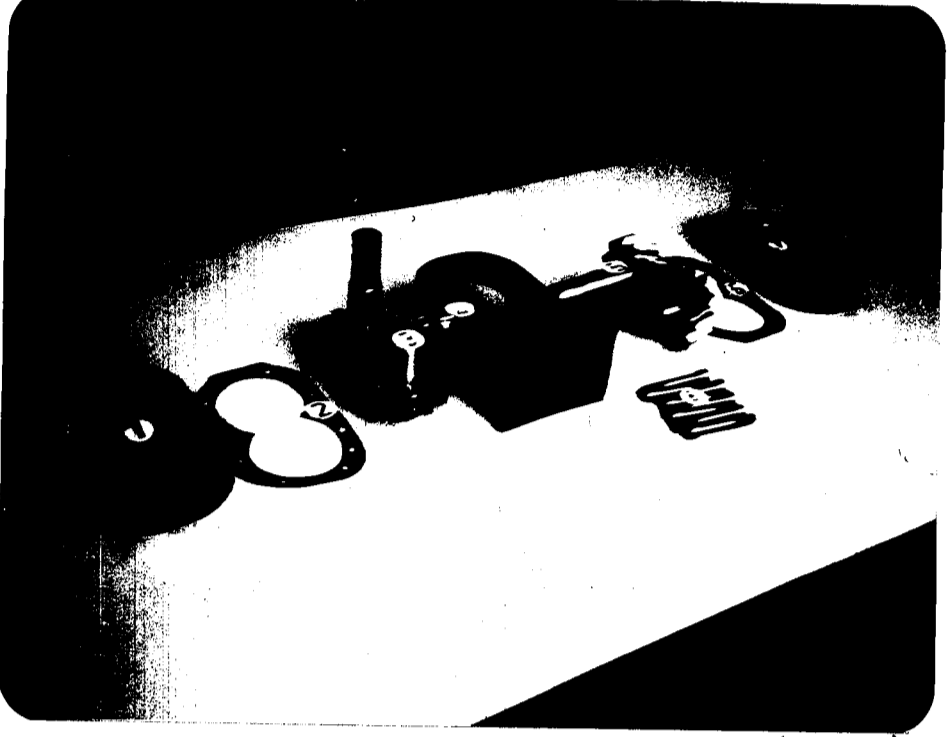
1972. İstanbul.

Zühtü ÖNCÜ , Frezecilik ve Dişli Çarklar , 1977, Karabük.

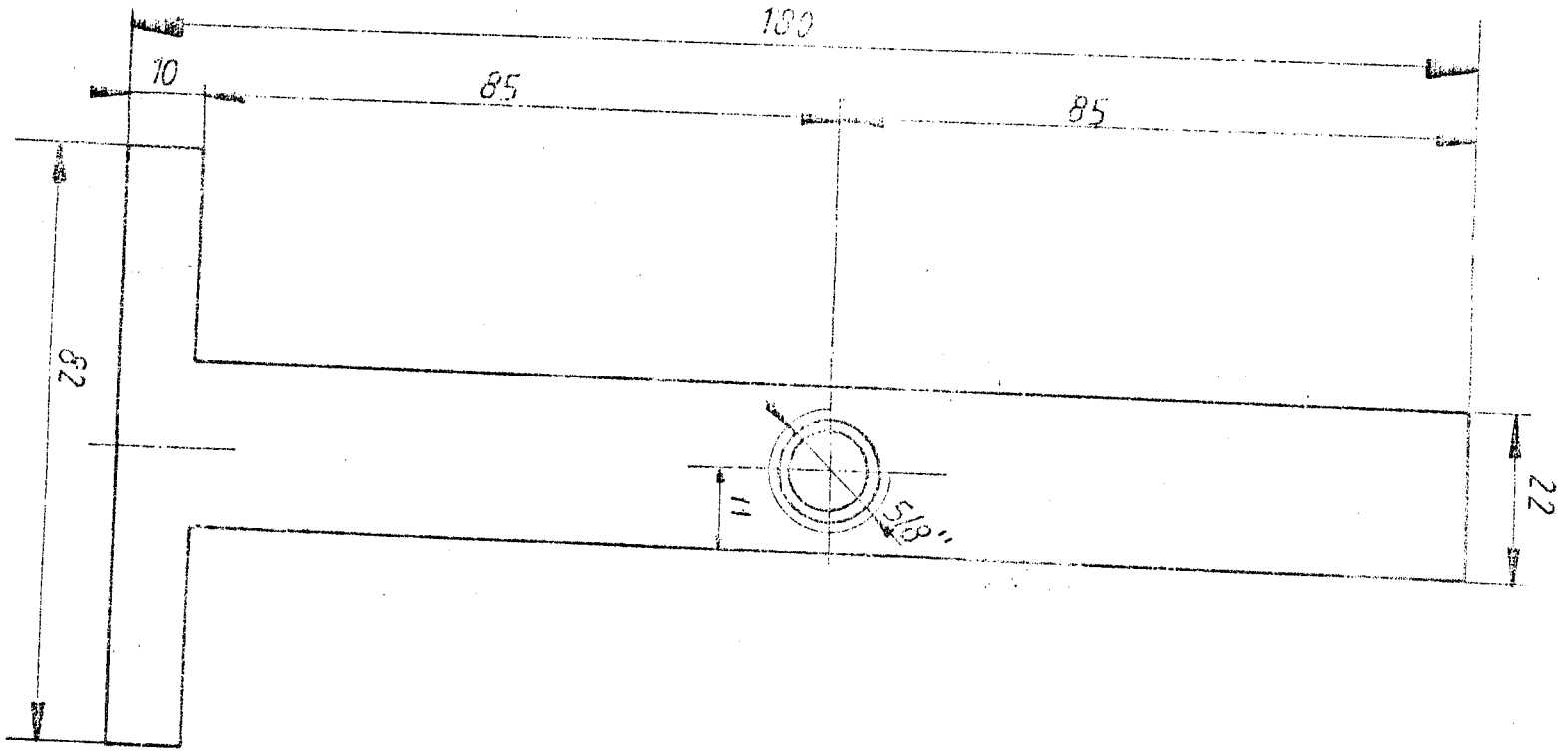
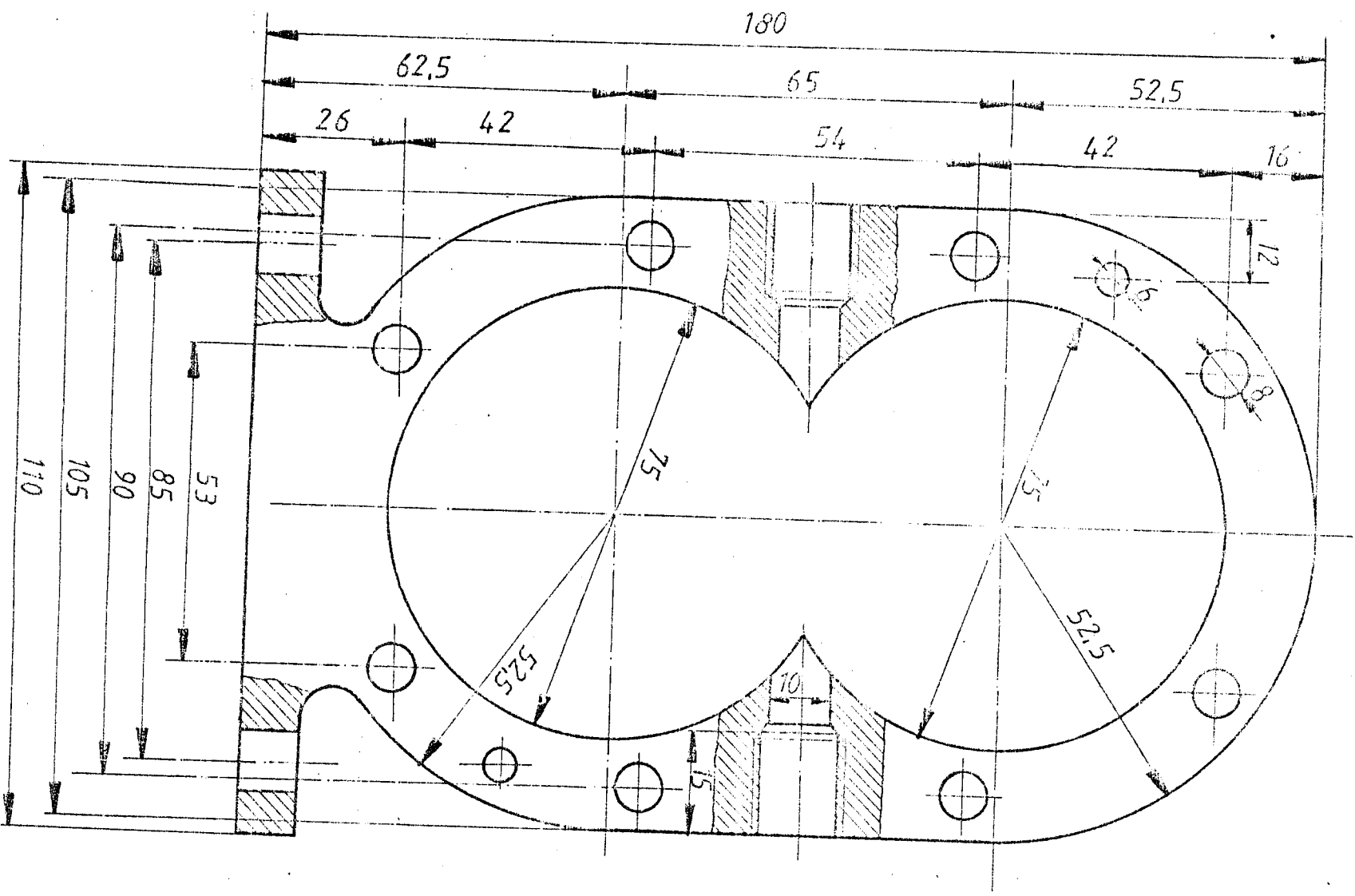
Aşağıdaki resimde dişli pompanın TOS frezede bağlı durumu görülmektedir.



Aşağıdaki resimde dişli pompanın parçaları görülmektedir

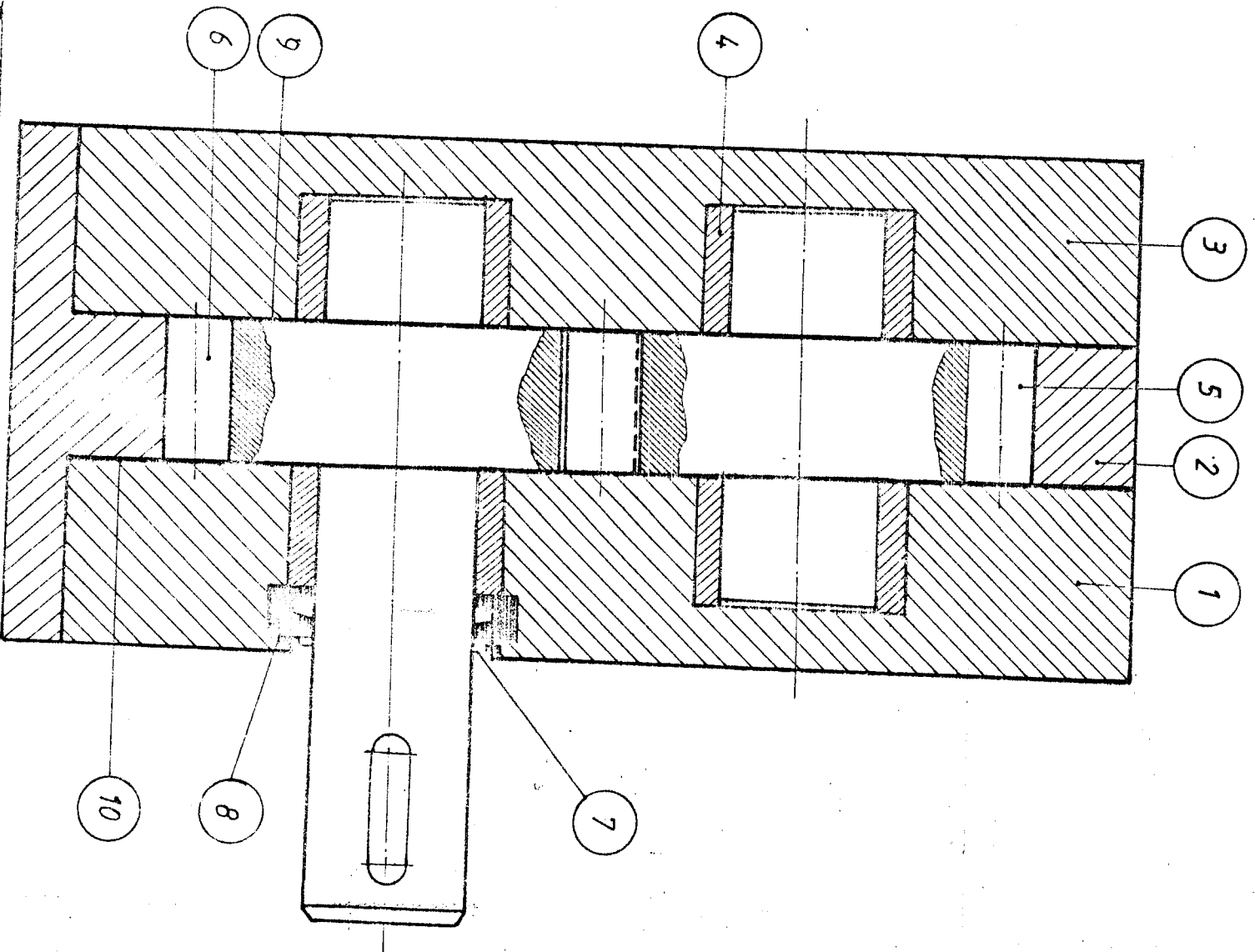
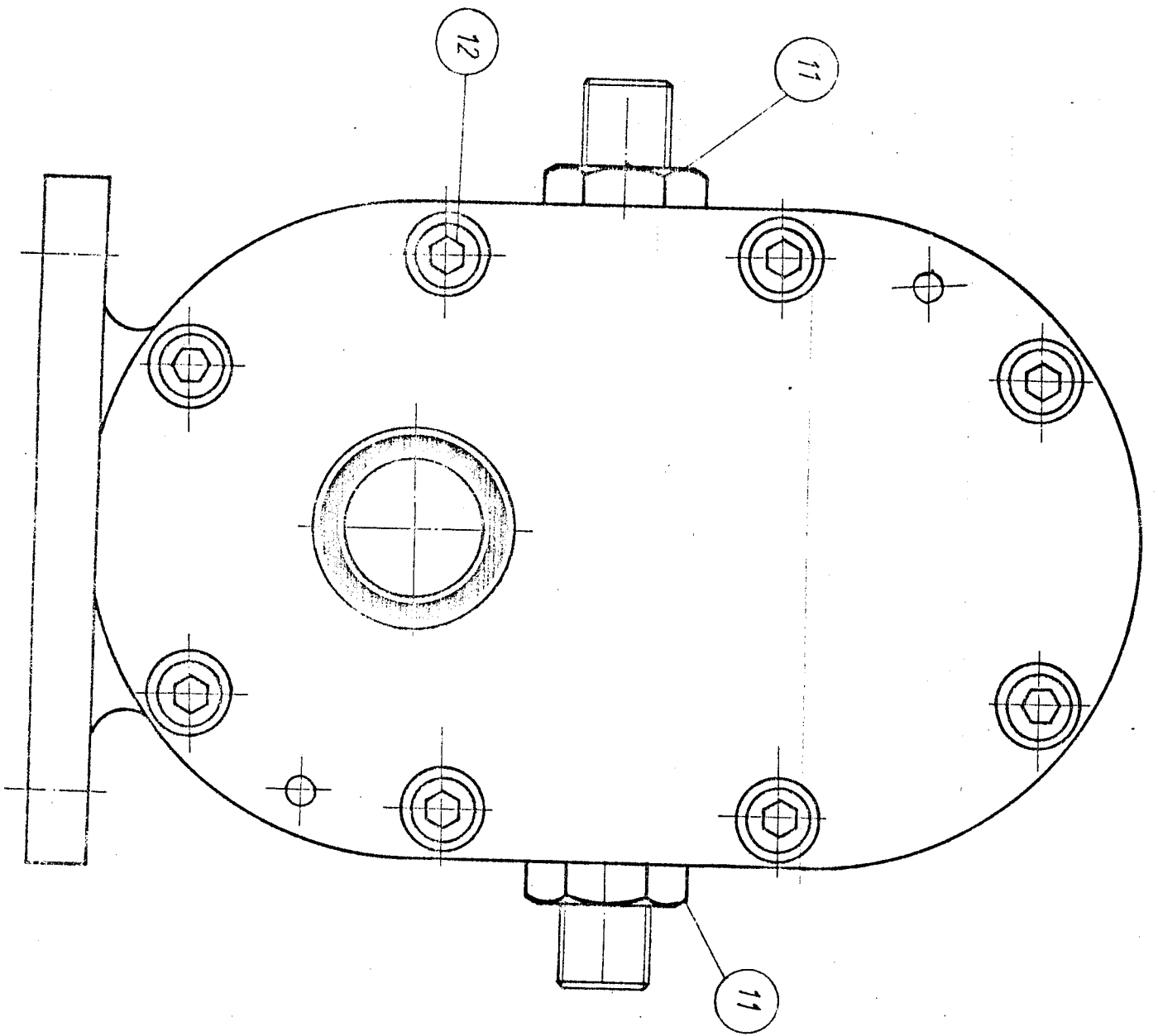




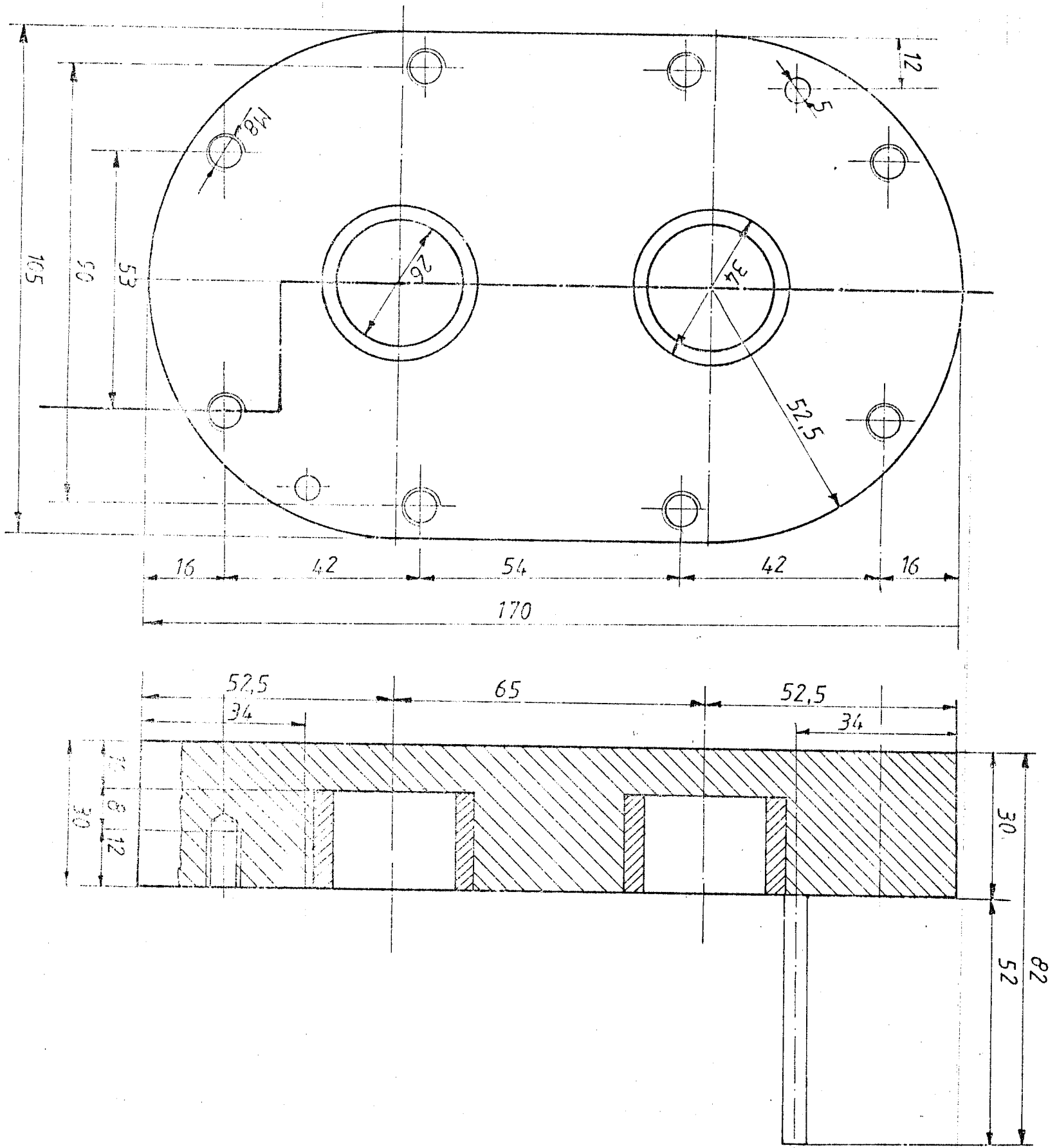


4-1	Matzema	GÖVDE
GG-60		
RISIN NO 2		41 BASAKAT-200093





Sayı	Parça adı	Resim no	Par.No	Malzeme	Açıklamalar
1	Ön Kapak	1	1	GG-60	
1	Anka kapak	2	2	GG-60	
4	Buçuk(yatak)	3	3	GG-60	
1	Selmaç	4	4	Bronz	
1	Lüz ve helis dişli	5	5	St 60	
1	" "	6	6	St 60	
1	" "	7	7	St 60	
1	" "	8	8	OrlinK	8x40x25
1	" "	9	9	St 37	3x35x25
1	" "	10	10		
1	Ön kapak civatası	11	11	M8x60 Allen civata - ST 38	
1	Ön kapak civatası	12	12	ST 37	



1:1	Malzeme	ARKA KAPAK	MI. PASZPZ.N. 8776983
	GG-60		