

**T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**POZİTİF VE NEGATİF TASHİHLİ DİŞLİLERİN DİŞLİ
POMPA VERİMİ ÜZERİNE OLAN ETKİLERİNİN
ARAŞTIRILMASI**

Aydın DİKİCİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA EĞİTİMİ ANABİLİM DALI**

**Tez Yöneticisi
Yrd. Doç. Dr. Halis ÇELİK**

**ELAZIĞ
1996**

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

POZİTİF VE NEGATİF TASHİHLİ DİŞLİLERİN DİŞLİ
POMPA VERİMİ ÜZERİNE OLAN ETKİLERİNİN
ARAŞTIRILMASI

Aydın DİKİCİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA EĞİTİMİ ANABİLİM DALI

Bu tez,..... Tarihinde, Aşağıda Belirtilen Jüri
Tarafından Oybirliği / Oyçokluğu ile Başarılı / Başarısız Olarak
Değerlendirilmiştir.

(İmza)

(İmza)
(İmza)

Danışman
Yrd. Doç. Dr. Halis ÇELİK

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

POZİTİF VE NEGATİF TASHİHLİ DİŞLİLERİN DİŞLİ POMPA VERİMİ
ÜZERİNE OLAN ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Aydın DİKİCİ

Fırat Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Eğitimi Anabilim Dalı
1996, Sayfa: 71

Diş sayısı 14'ten az olan dişlilerin kullanılması gerektiğinde kayma ve kavrama durumlarının düzeltilmesi, mevcut bir dişli kutusunda eksenler arasının sağlanması tashih yöntemi ile yapılır. Bu yöntemin esası, dişli bölüm dairelerinin dişli gruplarında birbirlerine göre çeşitli konumlarda

çalıştırılabilmesidir. Doğal olarak tashih yapılmış bir dişlinin bölüm dairesi de yer değiştirecektir.

Bu yöntem kullanılarak arızalanmış dişli pompaların atılmadan yeniden kullanıma sunulması mümkün olup olmadığı pozitif ve negatif tashih yapılmış dişlilerin dişli pompa verimine ne derecede etki ettiği araştırılmıştır. Bu amaçla bir deney seti kurulmuştur.

Deney setinde kullanılan pompa, elektrik motoru, pompanın farklı devirlerde çalıştırılabileceği bir kayış kasnak sistemi ile bir birine akuple edilmiştir. Dişli pompanın yağ emdiği deponun hemen üzerinde pompa - motor ikilisinin birbiri ile yatakladığı sac altlık bulunmaktadır. Bu şekilde pompa depodan yağı direkt olarak emmektedir.

Yağ basma yüksekliğinin pompa üzerindeki etkisinin araştırılması için basma hattı belirli mesafelerde konulan yağ alma ağızları ile birlikte düşey olarak kurulmuştur.

Bu çalışmanın temelini oluşturan tashihli dişliler belirlenen tashih değerine göre imal ettirilmiş ve hacimsel verim üzerindeki etkileri, orjinal pompa ile karşılaştırılmıştır.

Birinci bölümde; dişli pompaların endüstrideki yeri ve önemi, arızalandığında tamirinin mümkün olmayışı ve dolayısıyla milli ekonomiye olan kaybı vurgulanmıştır. İkinci bölümde hidrolik pompalar genel olarak ele alınmıştır. Üçüncü bölümde dişli pompalar ve özellikleri geniş olarak ele alınmıştır. Dördüncü bölümde dişlilerde tashihin yapılması ve yöntemleri anlatılmıştır. Beşinci bölümde deney setinin kurulması ve deneylerin yapılması anlatılmıştır. Altıncı bölümde deney sonuçları değerlendirilmiştir. Yedinci bölümde sonuç ve öneriler verilmiştir.

SUMMARY**MSc Thesis****AN INVESTIGATION ON EFFECTS OF THE POZITIF AND NEGATIF
CORRECTIVE GEARS ON THE PRODUCTS OF GEAR PUMPS****Aydın DİKİCİ****Fırat University****Graduate School of Natural and Applied Sciences****Department of Machine Education****1996, Page: 71**

When it was necessary to use the gears having teeth less than 14, the correction of sliding and clutching, arranging the intervals of the axes in a gear box are made with the correction method. The basis of this method is to be able to operate the gear diametral pitch in gear groups in several positions. Naturally, the diametral pitch, of which gear has been corrected, will change its place.

By using this method it was searched whether it was possible to reverse the broken gear pumps or not, and it was searched the effects of positive and negative corrective gears on the product of gear pump. For this purpose an experiment set was set up.

The pump and electrical motor used in the experiment set were assembled each other with a belt system which would work the pump at different

periods. There is a sheet iron over the oil tank where the pump and the motor are sited. In this way, the pump sucks the oil directly from the tank.

Pressure line has been sited at certain intervals vertically with the oil taps in order to search the effects of the height of oil pressure on the pump.

The corrective gears which forms the bases of this study were produced according to the correction values and the effects on the voluminous product were compared with the original pump.

In the first part, the place and importance of the gear pumps in industry, the impossibility of their repairing when broken down and thus the effect to the national economy were emphasized. In the second part, hydrolic pumps were investigated in general. In the third part, gear pumps and their features were estimated in the broad sense. In the fourth part, the correction of gears and its methods were estimated. In the fifth part, setting up the experiment set and doing the experiments were included. In the sixth part, the results of the experiment were estimated. In the seventh part, the conclusion and proposals were given.

ÖNSÖZ

Hızla gelişen teknoloji ile birlikte, endüstriyel hayatta önemli bir yere sahip olan hidrolik dişli pompalar, gün geçtikçe daha da gelişmekte ve hidrolik sistemler içerisinde konumunu daha da pekiştirmektedir.

Pozitif ve negatif tashihli dişlilerin, dişli pompası verimi üzerine olan etkilerinin araştırılması konulu tez çalışmasında beni çalışmaya teşvik eden ve çalışmalar sırasında yardımını esirgemeyen danışmanım ve hocam Teknik Eğitim Fakültesi Öğretim Üyesi sayın Yrd. Dr. Halis ÇELİK'e, değerli yardımlarını esirgemeyen Öğretim üyesi sayın Yrd. Doç. Dr. Ali İNAN'a, sayın Yrd. Doç. Dr. Aydın DURMUŞ'a ve deney setinin elektrik aksamının kurulmasında yardımcı olan Teknik Eğitim Fakültesi Elektronik ve Bilgisayar Bölümü Öğretim Görevlisi sayın Mehmet GEDİKPINAR'a teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca deney setinin kurulmasında yardımlarını esirgemeyen ve halen görev yapmakta olduğum 100-Yıl Endüstri Meslek Lisesi Müdürü sayın Hasan ARSLAN'a, Sıhhi Tesisat Bölüm Şefi sayın Metin İLHAN'a Tashihli dişlilerin imalatında yardımlarını esirgemeyen YAPAR-İŞ LTD. ŞTİ. Müdürü sayın Nevzat HALICI'ya teşekkürlerimi sunarım.

Aydın DİKİCİ

İÇİNDEKİLER

ÖZET	III
SUMMARY.....	V
ÖNSÖZ	VII
İÇİNDEKİLER	VIII
ŞEKİLLER LİSTESİ	XI
TABLolar LİSTESİ.....	XIII
SEMBOLLER LİSTESİ.....	XIV

BÖLÜM I

GİRİŞ	1
-------------	---

BÖLÜM II

2. HİDROLİK POMPALAR.....	2
2.1. Hidrostatik Güç İletim Sistemi	3
2.2. Hidrolik Pompaların Çeşitleri	4
2.2.1. İçten Dişli Pompalar.....	5
2.2.2. Kanatlı Pompalar	7
2.2.3. Eğik Plakalı Pistonlu Pompalar.....	8
2.2.4. Radyal Pistonlu Pompalar.....	9
2.3. Pompa Seçimi	10

BÖLÜM III

3. DİŞLİ POMPALAR.....	12
3.1. Dişli Pompaların Yapısı ve Şekli	12
3.2. Dişli Pompalarda Yer Değiştirme Hacmi	14
3.3. Dişli Pompalarda Sızıntı Kayıpları.....	17
3.3.1. Dişli Pompada Diş Üstü-Gövde Yağ Kaçaçakları	18
3.3.2. Dişli Pompada Dişli Yan Yüz Aralık Kaçağı	23
3.4. Dişli Pompalarda Kullanılan Hidrolik Yağlar	29

BÖLÜM IV

4.TASHİHLİ DİŞLİLER.....	30
4.1. Tashih Yapılırken Dikkat Edilmesi Gereken Temel Hususlar	31
4.2. Tashih Yöntemleri	34
4.2.1. Kavrama Açısını Değiştirmek.....	35
4.2.2. Diş Yüksekliğini Bitirmek Süretiyle Yapılan Tashih.....	36
4.2.3. Diş Kalınlığını Değiştirerek Yapılan Tashih	37
4.2.4. Profil Kaydırmak Süretiyle Yapılan Tashih.....	37
4.3. Silindirik Düz Dişliler	40
4.4. Diametral Pitc (DP) dişliler	44

BÖLÜM V

5. DENEY SETİNİN KURULMASI.....	46
5.1. Deney Setinin Kurulması.....	46
5.2. Deney Setinde Kullanılan Dişliler.....	50
5.2.1. Dişli Pompa Orjinal Dişli Çiftinin Tashih Miktarının Belirlenmesi	51

5.2.2. Döndören Bir Numaralı Dişlinin Tashih Değerinin Hesaplanması.....	51
5.3. Dişli Pompanın Orjinal Pinyon Dişlisinin Tashih Değerinin Hesaplanması.....	52
5.3.1. İmalatı Yapılan Dişlilerin Tashih Değerlerinin Belirlenmesi ...	53

BÖLÜM VI

6. DENEYLERİN YAPILMASI VE DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ	55
6.1. Bir Numaralı Musluktan Alınan Yağ Miktarlarının Karşılaştırılması	62
6.2. İki Numaralı Musluktan Alınan Yağ Miktarlarının Karşılaştırılması	64
6.3. Üç Numaralı Musluktan Alınan Yağ Miktarlarının Karşılaştırılması	65

BÖLÜM VII

7. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	67
8. KAYNAKLAR	69
9. EKLER.....	72

ŞEKİLLER LİSTESİ

2.1. Temel Hidrolik Sistemler	2
2.2. Hidrolik Pompaların Çeşitleri.....	5
2.3. Hilal Tip İçten Dişli Pompa	5
2.4. Geretor Tipi İçten Dişli Pompa	6
2.5. Rotorun Eksen Kaçıklığı Ayarlanabilen Değişken Debili Kanatlı Pompa.....	7
2.6. Eğik Plakalı Pistonlu Pompa	8
2.7. Radyan Pistonlu Pompa.....	10
3.1. Tipik Bir Dişli Pompa	12
3.2. Dişli Pompanın Elamanları	13
3.3. Basınç Değişimi.....	15
3.4. Pompa Karakteristik Eğrisi	17
3.5. Elamenter Akış Elamanına Etkiyen Kuvvetler	21
3.6. Kaçak Debinin Film Kalınlığı İle Değişimi.....	22
3.7. Kaçak Debinin Film Kalınlığı İle Değişimi.....	23
3.8. Dişli Pompa Yan Yüzeyindeki Karakteristik Bölgeler	24
3.9. Yanal Yüz Akışkan Kaçağının Film Kalınlığı İle Değişimi.....	25
3.10. Yanal Yüz Kaçak Debinin Film Kalınlığı İle Değişimi	26
3.11. Yanal Yüz Kaçak Debinin Film Kalınlığı İle Değişimi	27
3.12. Dişli Kavrama Bölgesi	27
3.13. Diş Üstü İle Yanal Yüz Kaçağının Mukayesesi.....	28
4. 1. Evolvent Profilli Dişli.....	31
4.2. Dişli Diş Üstü Yükseklikleri Ve Kavrama Doğrusu.....	32
4.3. Aktif Profil	33
4.4. Pozitif Ve Negatif Tashihin Yapılması	38
4.5. Profil Kaydırmalı Dişli Çifti.....	39
4.6. Tashih İle Diş Profilinin Aldığı Şekiller	40

4.7. Diş Çalışma Boşluğu	41
4.8. Silindirik Düz Dişli Görünüşü.....	42
5.1. Deney Setinin Karşısından Görünüşü	48
5.2. Deney Setinde Kullanılan Pompa, Yağ Deposu Ve Elektrik Motorunun Yakından Görünüşü	49
5.3. Deney Setinin Sağdan Görünüşü.....	49
5.4. Deney Setinin Soldan Görünüşü.....	50



TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 2.1. Çoşitli Hidrolik Pompalar Ve Çalışma Basınçları.....	11
Tablo 4.1. Kavrama Açısına Bağlı Olarak Minimum Diş Sayısındaki Değişme	35
Tablo 4.2. Diş Yüksekliğini Değiştirmek Süretiyle Yapılan Tashih	36
Tablo 4.3. Standart Modül Değerleri.....	41
Tablo 6.1 Nolu deney sonuçları	56
Tablo 6.2 " " "	56
Tablo 6.3 " " "	57
Tablo 6.4 " " "	57
Tablo 6.5 " " "	58
Tablo 6.6 " " "	58
Tablo 6.7 " " "	59
Tablo 6.8 " " "	59
Tablo 6.9 " " "	60
Tablo 6.10 " " "	60
Tablo 6.11 " " "	61
Tablo 6.12 " " "	61

SEMBOLLER LİSTESİ

- ξ : Bağlantı parçaları için sürtünme katsayısı
 λ : Boru için sürtünme katsayısı
 η : Dinamik viskozite
 δ : Özgül kütle (kg/m^3)
 α_0 : Kavrama açısı
 ΔH : Toplam basma yüksekliği (m)
 A : Alan (m^2)
 a : Eksenler arası mesafe (mm)
 b : Dişli genişliği (mm)
 C : Akışkan hızı (m/s)
 D : Çap (m)
 d_0 : Bölüm dairesi çapı (mm)
 d_k : Diş üstü dairesi çapı (mm)
 d_w : Yuvarlama dairesi çapı (mm)
 g : Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
 h : Boyutsuz film kalınlığı
 L : Diş tepesi genişliği (mm)
 L : Uzunluk (m)
 M_n : Normal modül
 M_p : Pompa verimi
 n : Devir sayısı (dev/dk)
 p : Basınç (Bar)
 P_{den} : Deneysel pompa gücü (watt)
 P_{orj} : Orjinal pompa gücü (watt)
 $Q_{t,k}$: Kaçak debi (m^3/s)
 V : Hacimsel debi (m^3/s)
 w : Açısal hız ($1/\text{sn}$)
 x : Tashih değeri
 z : Diş sayısı

BÖLÜM I

1. GİRİŞ

Hidrolik kumanda sistemleri Endüstrinin bütün alanlarında kullanılmakta ve her geçen gün uygulama alanı daha da genişlemektedir. Teknolojik gelişmelerle ve Elektronik elamanlarla birlikte hidrolik devre elamanlarıda geliştirilmekte ve otomatik sistemlere müsait hale getirilmektedir. Sıkıştırılmaz akışkanların kalınlığı "Hidrolik Sistemler" günümüz endüstriyel hayatının ayrılmaz parçası haline gelmiştir. Basınçlı yağın kullanıldığı bu sistemlerde doğrusal, dairesel ve açısal hareketler kolaylıkla üretilmektedir.

Bu çalışmada, hidrolik sistemler içerisinde özel yeri olan dişli pompalar geniş olarak ele alınmıştır.

Yapısının basit olmasına rağmen dişlilerin aşınması sonucu tamirinin mümkün olmayışı gibi istenmeyen durumlar pompanın tamamen elden çıkmasına sebep olmakta ve oldukça büyük ekonomik kayıplar meydana gelmektedir. Piyasada satılan en küçük kapasiteli düz dişli tip bir pompanın günümüz fiyatlarında 18 - 20 milyon TL. seviyelerinde olduğu düşünülürse milli ekonomiye olan kaybın ne derece büyük olduğu kolayca anlaşılabilir.

Arızalı Dişli pompanın yeniden kullanıma sunulabilmesi için öncelikle dişlilerinin tashihli olarak yeniden imal edilmesi gerekmektedir. Dişlilere tashih yapılmasındaki amaç, dişli pompa verimine ne derece etkili olabildiğini deneylerle görmektir. Deneylerin yapılabilmesi özellikle deney setinin kurulmasını gerektirir.

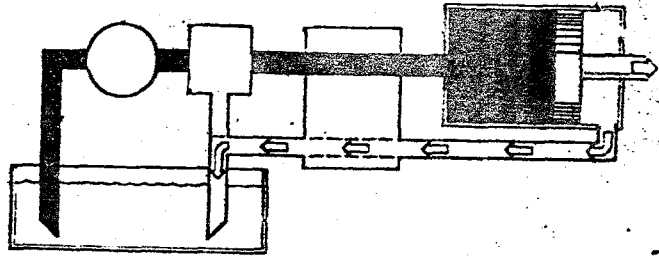
BÖLÜM II

2. HİDROLİK POMPALAR

Hidrolik pompalar, yağ deposunda sabit halde bulunan yağı harekete geçiren, sisteme belirli basınçta ve debide hareketi, sabit bir vaziyette çalışıyorsa genelde bir elektrik motorundan, seyyar bir vaziyette çalışıyorsa hareketi genellikle içten yanmalı bir motordan alırlar.

Endüstriyel hidrolik güç iletim ve kontrol sistemleri birçok avantajlı yönlerinden dolayı uygulamada mekanik ve elektriksiz sistemler yanında tercih edilmektedir. Hidrostatik tahrik olarak da adlandırılan bu tür sistemlerin enerji üreten ana elemanları pompalardır. Bu pompalar geometrik yapıları gereği, emdikleri akışkanı çıkışa sevk etmek zorunda olduklarından pozitif iletimli olarak adlandırılırlar (koç, Canbulut, 1988, Canbulut, Koç, 1989).

Pozitif iletimli pompalar, küçük hacimdeki akışkanı itici (dişler, kantlar, piston) ile gövde arasına sıkıştırıp girişten çıkışa iletilir. Eğer çıkış hattında bir sınırlama (kesit daralması veya kapalı vana) olursa sistem yapısı gereği basınç oluşacaktır. (Şekil 1.1.) (Canbulut, Koç, 1985)



Şekil 2.1. Temel hidrolik sistem

2.1. Hidrostatik Güç İletim Sistemi

Bir hidrolik güç sistemi ile yapılabilecek iki kontrol vardır. Birincisi, tork ya da kuvvetin bağlı olduğu basınç kontrolü, ikincisi hızın bağlı olduğu akışkan debisinin kontrolü (Russel, 1975). Buradan da anlaşılacağı üzere güç bağımlı bir değişkendir. Yük istekleri gerekli tork ve hızı belirlerler. Bunlar saptandığında güç kendiliğinden ortaya çıkmaktadır. Burada torku artırmanın iki yolu vardır; ya da değiştirme artırılır. Ancak, tork verimi basınca bağlı olabilir, bazen basıncın yükselmesi verimde düşüşe yol açar ve elde edilen net sonuç sıfır ya da sıfıra yakın olur.

Burada bahsedilen ikinci önemli hususta hızdır. Genellikle, herkezin fziyolojik olarak bir an önce bitirilmesini ister. Motor yer değiştirmesi tork esasına göre seçildiğine göre, pompa ebadı ve sistem gücü maximum hız ile belirlenir. Dolayısıyla, hız maliyeti tesir eden önemli bir husustur.

Pompa ve motor imalatçıları için maximum debi basınç değerlerini vermektedirler. Bu konuda yeterli bilgi sahibi olmayan kimse, bu iki maximum veriden yararlanarak belli bir güce taşıyacak bir pompa ve motor kombinasyonu yapılabileceğini düşünebilir. Çoğu kez de durumun düşündükleri gibi olmadığını anlarlar.

Pompalar ve motor üzerinde yazan basınç dereceleri bazen karışıklığa sebep olabilmektedir. Genellikle pompa ve motorlar için, basınç dereceleri yatakların B-10 yaşantı süresine göre verilir. (Bu NFP Teknik Komitesi tarafından teklif edilen bir standarttır.). İmalatçılar genellikle iki basınç derecesi vermektedirler:

Sürekli Görev Derecesi: Pompa ve motorun, imalatçının verdiği yaşam süresi için sürekli olarak çalıştırabileceği basınç seviyesidir (Russel, 1975).

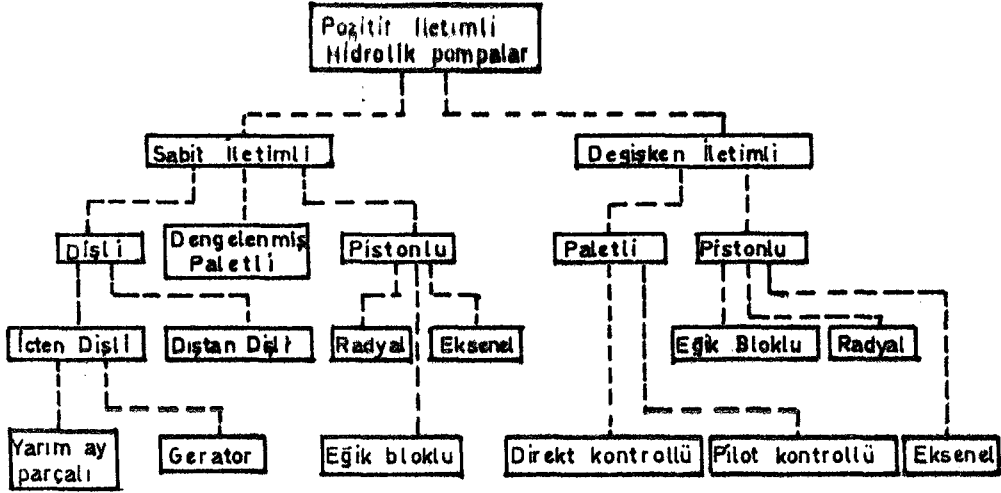
Geçici (Maximum) Basınç Derecesi: Pompa ve motorun dayanabileceği en yüksek seviyedir. Çok kısa süreler dışında bu basınçta çalıştırmamak gerekir (Russel, 1975).

Gerçek sistem basıncının belirlenmesinde de bilinmesi gereken bir nokta vardır. Bazı kullanıcılar pompanın etiketinde verilen basıncı, örneğin 210 kg/cm² pompanın çıkış basıncı sanır. Pompanın, çevrildiğinde bu basıncı hemen vreceğini düşünür. Halbuki, pozitif yerdeğiştirmeli pompalar basınç yaratmazlar. Sadece akışkanı sistemdeki bir dirence karşı pompalar.

Şu da unutulmamalıdır ki yeterli debi ve basınçta yağın üretilmediği durumlarda sistemden istenen fonksiyonlar yerine getirilmeyecektir. Pompanın çalıştırılması ve bakımı için üretici firmaların tavsiyeleri dikkate alınmalıdır. Ayrıca pompa için üretici firmanın tavsiye ettiği tipte hidrolik yağ kullanılmalıdır. uygun viskozitede seçilmeyen yağlar pompanın verimine etki eder ve pompanın emişini güçleştirir (Karacan, 1987)

2.2. Hidrolik Pompaların Çeşitleri

Hidrolik pompalar konstrüksiyonları ve diğer özellikleri açısından çok farklı şekillerde yapılmışlardır. Sabit iletimli olanlarda, birim zamanda basılan yağ miktarı yani pompanın debisi sabittir. Bunlara Fiks pompa da denir (Karacan, 1989). Diğer tiplerinde ise pompanın yapısı bakımından bastığı akışkan debisini arttırmak veya azaltmak mümkün olduğu için bunlara da değişken iletimli değişken kapasiteli pompalar denir.

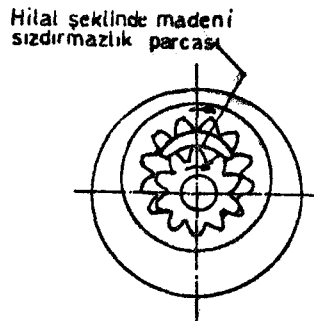


Şekil 2.2. Hidrolik pompaların çeşitleri

2.2.1. İçten Dişli Pompalar

İçten dişli pompa denince ilk akla gelen hilal tip içten dişli pompalardır. Bu pompalar, çeşitli hidrolik akışkanlarla, yüksek basınçlı ve az gürültülü çalışması sayesinde giderek yaygın bir kullanıma daha küçüktür.

Pompa tahrik mili, pinyon dişliyi, pinyon dişli de, iç ayna dişliyi tahrik ederek döndürür. Dıştan dişli pompalarda olduğu gibi, akışkan dönen diş ve sabit hilalin oluşturduğu boşlukları doldurur. Hem dış dişli, hem de pinyon dişli birlikte çalışarak, akışkanı pompanın içinden sevk ederler. Hilal, düşük basınçlı girişini yüksek basınçlı pompa çıkışından ayırır. Dıştan dişli pompa gibi hilal dişli pompa da dengesizdir. Bu pompanın yapısından kaynaklanan avantajı, akışkan giriş çıkış alanlarının dıştan dişli pompalarla mukayese edildiğinde çok daha uzun düzenlenmiş olmasıdır (Rohner, 1994) (Şekil 2.3.)



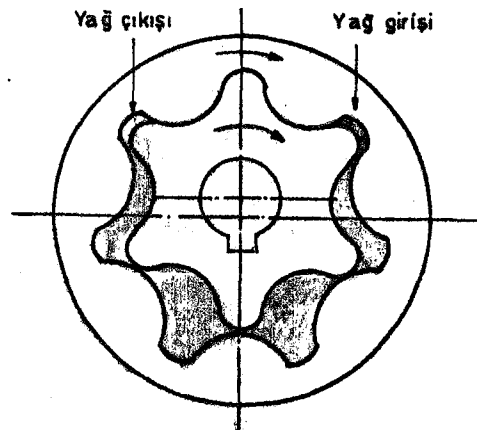
Şekil 2.3. Hilal Tip İçten Dişli pompa

İçten dişli pompalar ile son zamanlarda yapılan bazı modellerde 300 bar ve 125 l/dk'ya varan kapasitelere ulaşılmıştır. Çok kademeli içten dişli pompalar en sessiz, basıncı en yüksek pompalardır (Pinches, Ashby, 1994).

İçten dişli pompalara Gerotor tipi içten dişli pompaları da eklemek mümkündür.

Gerotor pompaların çalışması, hilal tipi pompaların çalışmasına çok büyük benzerlikler gösterir. Pompa mili aynı zamanda iç rotora kamalanmıştır. Ve rotor ile rotor aynası aynı yöne dönerler. İç rotorun, rotor aynasına göre bir dişi eksiktir. Bu düzenleme sayesinde pompalama boşlukları oluşmuştur.

Rotor saat yönünde dönerken (Şekil 2.4) pompa boşlukları, X noktasına ulaşıncaya dek yavaş yavaş pompa giriş tarafındaki boşluklar açılır ve sonra çıkış tarafına doğru dönerken, giderek hacimleri azalır. İç rotorun dış uçları, pompalama cephelerini birbirinden ayıracak şekilde dış rotor aynasına temas ederler (Rohner, 1994).

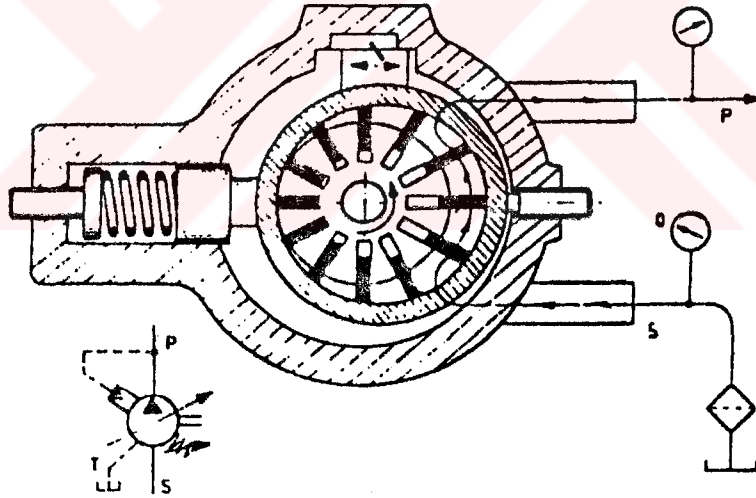


Şekil 2.4. Gerotor tipi içten dişli pompa

Gerotor tipi pompaların gürültü seviyesi diştan dişli pompalara göre daha düşük, kirlilik toleransı da daha yüksektir (Pinches, Asby, 1994).

2.2.2. Kanatlı Pompalar

Kanatlı pompalar hidrolik devrelerde çok rastlanan bir pompa tipidir. 100-200 bar civarında basınçlı akışkanı sisteme basab ortada dönen bir rotor ve bunun içinde döndüğü gövdeden meydana gelir. Rotorun gövde eksenini ile arasındaki kaçıklık artırıldıkça pompanın debisi artar. Rotorla gövde iç dairesi arasındaki eksen kaçıklığı azaldıkça da pompanın debisi azalır. "Sabit iletimli (sabit debili) olduğu gibi değişken debili olarak da üretilen bu pompalarda rotorun eksen kaçıklığı bir vida ile ayarlanabilir" (Karacan, 1989).



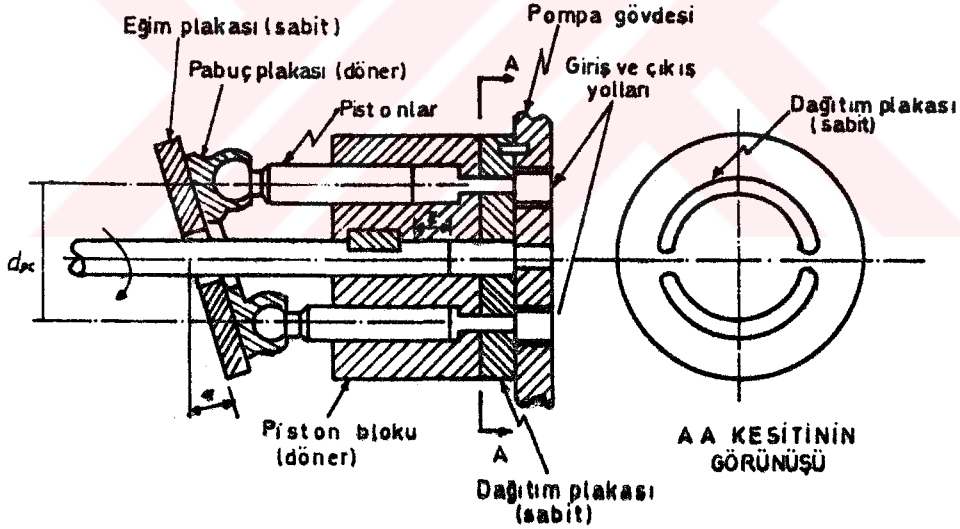
Şekil 2.5. Rotorun eksen kaçıklığı ayarlanabilen değişken debili kanatlı pompa

"Rotorun dönmesi esnasında merkezkaç kuvvetinin etkisiyle kanatlar yuvalarından çıkıp dairesel gövdeye doğru hareket eder. Bu kuvvet kanat altlarına basınçlı yağ gönderilmesiyle artırılır. Bu aynı zamanda sızdırmazlığı iyileştirir" (pinches, Ashby, 1994). Ancak bu ve benzeri sebeplerden dolayı kanatlı pompaların devir sayısı 600 dev/dk dan yukarı çıkamaz.

2.2.3. Eğik Plakalı Pistonlu Pompalar

Eğik plakalı pompalar piston blokunun tahrik mili ile ypması sonucu gidip gelme hareketi yapan pistonlardan oluşur. Pistonlar bir dağıtım plakası takımının kullanımı ile akışkanı emme ağzından basma deliğine pompalmaktadır. "Pistonların ileri geri hareketini sağlayan eğik kam plakası döner değildir ve eğim plakası olarak adlandırılır. Bu plaka $\pm 18^\circ$ 'ye kadar ayrılanabilir" (Karacan, 1989).

Eğik plakalı pistonlu, bazı üretici firmaların verilerine göre $1,6 \times 10^4$ bar seviyelerine çıkabilmektedir. Ancak en iyi çalışma verimi $1,0 \times 10^4$ bar seviyelerindedir (Edge, Darling, 1986).



Şekil 2.6. Eğik plakalı pistonlu pompa

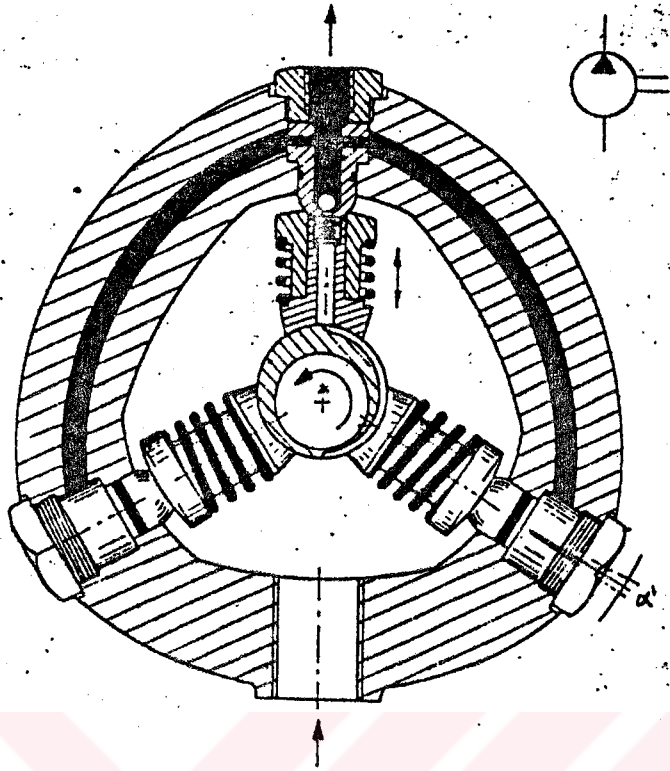
Pistonların ileri geri hareketini sağlayan eğik kam-plakası döner değildir ve eğim plakası olarak adlandırılır. Bazı tiplerde silindir bloku sabit olup kam-plakası tahrik mili ile döner. Bu durumlarda ise yalpalı plaka (wobble plate) olarak adlandırılır (pinches, Asby, 1994).

Eğim plakasının eğimi değitirildiğine pistonun hareket ettiği mesafe değişir. Sonuğa pompalanan akışkan miktarı da değişir. Bu değişken çıkışlı, eğik plakalı pistonlu pompaların bir özelliğidir. Eğim plakasının açısı sıfırını geçerse tahrik milinin dönme yönü değişmemesine rağmen akış yönünü ters yöne çevirir.

Eğik plakalı pistonlu pompalar, pozitif iletimli pompalar grubunda erişilebilecek basınç seviyesinin diğer tip pompalarla mukayese edildiğinde çok yüksek olması (500 bar ve daha yüksek) ve konstrüktif düzenlemelerle değişken debili yapılabilmeleri nedeniyle en çok kullanılan g üreten ünitelerdir. Ayrıca pistonlu pompalarda piston çapı ve sayısı arttıkça pompa debisi ve basıncı artmaktadır (Koç, nver, 1992).

2.2.4. Radyal Pistonlu Pompalar

Bu tip pompada pistonlar ana gövdeye radyal olarak yerleştirilmiş olup tahrik mili üzerindeki eksantrik yatakta yay basıncı altındadır. Akışkan ekvalf aracılığı ile pistonu girer ve çıkar. Bu zel tasarımda her pistonun çıkışından dolayı küçük pistonlar ileri geri hareket ettirilir ve emilen akışkan basınç hattına yüksek basınçta basılır. Eksen kaçıklığı değiştirilerek farklı debiler elde edilir (Karacan, 1988).



Şekil 2.7. Radyal pistonlu pompa

2.3. Pompa Seçimi

Belirli tipte bir pompanın seçilmesinde göz önünde bulundurulacak bazı önemli hususlar bulunmaktadır. Bunlar şöyledir:

- Maximum çalışma basıncı
- Maximum debi
- Kontrol (mekanizmasının) tipi
- Pompa çalışma hızı
- Akışkan tipi
- Pompanın kirliliğe karşı toleransı
- pompanın gürültüsü
- Pompanın verimi
- Maliyet
- bulunabilirlik ve değiştirilebilirlik
- Bakım ve yedek parça

Pompayı seçtikten ve aldıktan sonra da üretici firmanın önerilerine ve uyarılarına titizlikle uymak gerekir. Kullanılacak akışkanın özellikleri ve kullanılacak filtrenin süzme kapasitesi pompanın verimini büyük ölçüde etkiler. Konu ile ilgili yazılı dökümanlar temin edilmeli ve büyük ölçüde etkiler. Konu ile ilgili yazılı dökümanlar temin edilmeli ve işin başlangıcında incelenmeli ve uyarılara göre hareket edilmelidir. Tablo 2.1.'de çeşitli hidrolik pompalar ve çalışma basınçları görülmektedir.

Pompa türü	Çalışma basıncı (Sürekli çalışma)		maximum debi oranı (litrel olarak)	
	Maximum	Normal	Den	e' kadar
Hassas dişli	300	170	0.25	760
İçten dişli				
tek kademeli	210	100	0.6	740
çok kademeli	300	200	2	620
Dengelenmiş kanatlı	175	100	6	360
Basınç dengeli kanatlı	175	100	1	400
Kam rotorlu	175	120	1	600
Eksenel Pistonlu eğim plakalı				
Port plakalı	350	200	0.7	600
Oturmayüzeyli valfler	700	350	1	760
değişken debili	350	200	1	1450
Eksenel Pistonlu				
eğik eksenli	350	300	7.5	3500
değişken iletimli	350	350	17	3500
Radyal pistonlu	1720	300	0.3	1000
değişken iletimli	350	175	1	580
Hat tipi plancer	1000	400	0.1	600

Tablo 2.1 - Çeşitli hidrolik pompalar ve çalışma basınçları

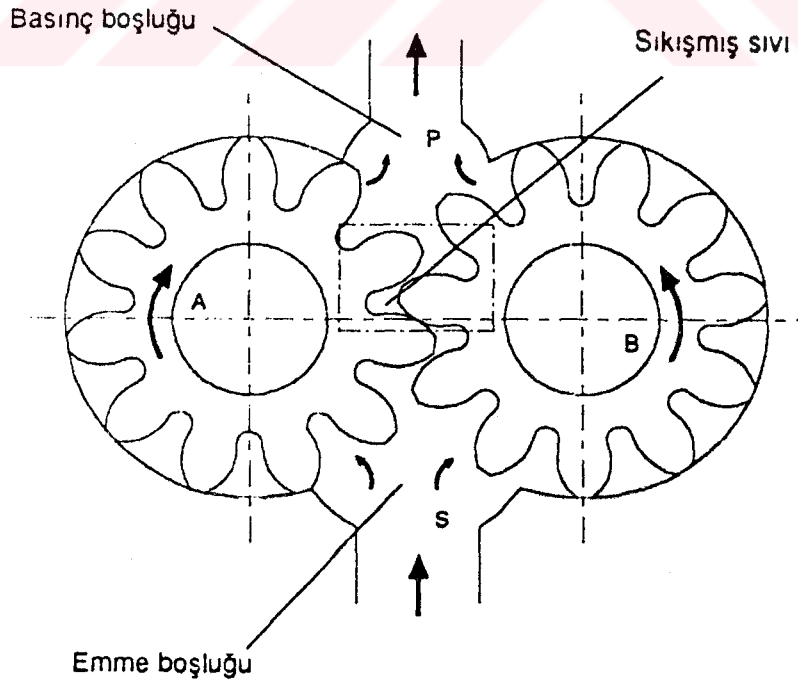
BÖLÜM III

3. DIŞLİ POMPALAR

Dişli pompalar, gelişen teknoloji ile endüstride daha geniş kullanım alanları bulunmuştur. Yapısının basit, maliyetinin diğer pompalara tercih edilmesine yardımcı olmaktadır.

3.1. Dişli Pompaların Yapısı ve Çalışma Şekli

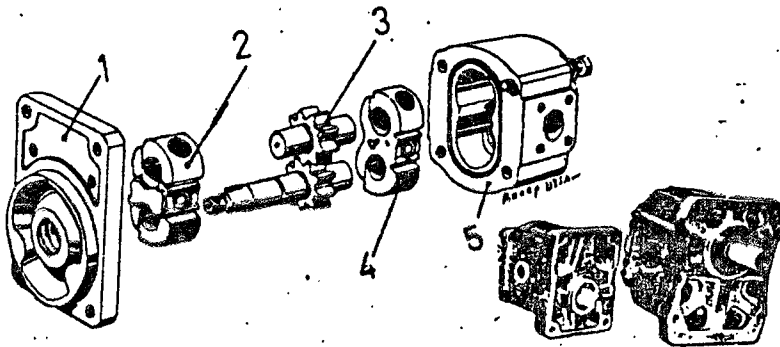
Dişli pompaların yapısı basit olup birbiriyle tatlı çalışan iki dişliden meydana gelir. Dönen ve döndüren dişler genellikle düz dişli olmakla beraber, helisel ve (V) dişli olarak da yaptıkları vardır (Karacan, 1988).



Şekil 3.1 Tipik bir dişli pompa

Dişli pompaların gürültü seviyesi diğer tip diş pompalara göre yüksektir. Gürültü seviyesi helisel dişli kullanılarak azaltma çalışılmış ancak dolayı uygulama alanları daha sınırlı kalmıştır. Ancak her dişli kendi tasarımına göre özel üstünlüklere sahiptir ama hepsi de aynı şekilde çalışır. Örneğin düz dişlilerin üretilmesi ekonomiktir ama darbeli basma akışına sahiptirler. Helisel dişli pompalar dişlerin açılı olmasından dolayı sadece düşük hızlar için uygundur (Sever, 1994).

Dişli pompaların çoğunun gövdesi dökme demirden ve çelikten Alüminyum alaşımdan yapılır. Gövde ve iç dişliler, giriş ve çıkış bağlantılarını içine alacak şekilde işlenmiş ve delinip diş açılmış olduğu için yan kapaklar civata ile bağlanabilir. Yan kapaklarda civata ile bağlantı için delinmiş olup ortadaki gövde ile yan kapaklar arasında tam merkezlenmiş bir geçme elde etmek için pimlenebilir. Yan kapaklar aynı zamanda mil destek yataklarının takılabileceği şekilde işlenmiştir. Bu yataklar yüksük veya sürtünmesiz tipte olabilirler. Ek olarak tahrik mili tarafındaki yan kapak akış kaçağını engellemek için sızdırmazlık araçları ile alıştırılmıştır. Şekil 3.2'de bir dişli pompanın açılmış montaj resmi görülmektedir.



Şekil 3.2. Dişli pompanın elamanları

1. Ön kapak 2. Ön burç 3. Dişli çarklar 5. Gövde

Dişli pompalar hareketli bir elektrik moturu yada içten yanmalı bir motordan almaktadır. Ancak pompa direkt tahrik yapılırken elastik kavramları kullanılmasına özen gösterilmelidir.

3.2. Dişli Pompalarda Yerdeğiştirme Hacmi

Yerdeğiştirme hacmi V (taşıma hacmi, strok hacmi de denir), pompanın büyüklüğünü ifade eden bir ölçüdür. Bunun da pompanın her bir dönmesinde 1 veya her bir strokunda taşınan sıvının hacmi ifade edilir (Merkle, Thomes, Schrader, 1991).

Bir dakika taşınan sıvının hacmi, hacimsel debi Q olarak tanımlanır. Bu değer, yerdeğiştirme hacmi V ve devir sayısı n ile hesaplanır.

$$Q=n.V \dots \dots \dots (3.1)$$

$$V=A.C \dots \dots \dots (3.2)$$

Süreklilik denklemi(3.2) de denilen bu formülden de anlaşılacağı gibi devir sayısı ne kadar büyükse hacimsel debi de o oranda büyüktür.

Pompa seçiminde (Q) devir sayısına (n) bağımlı olması nedeniyle, pompa seçiminde tahrik devir sayısı önemlidir.

Burada şunu da unutmamak gerekir ki, eğer bir pompa ilk harekete geçecek ise pompa çıkışının yüksüz olması gerekmektedir. Genel olarak hidropompalarda en çok kullanılan devir sayısı, en yaygın trifaze motorlarınkine uygun olarak $n=1500$ dev/dk dır. Hangi pompanın kullanılacağını belirlemede gerekli işletme basıncını da bilmek gerekir. Bu basınç pompa tarafından sürekli korunabilmelidir. Pompa buna ek olarak kesintisiz çalışma sırasındaki maksimum basıncı ve istenilebilecek muhtemel bir kısa süreli yüksek bir

basıncıda karşılayabilmelidir. Şekil 3.3'te bir programın çalışma esnasında zamana göre basınç değişimlerini gösteren grafik görülmektedir.

Pompanın Gücü;

$$P_{\text{pompa}} = \delta \cdot g \cdot V \cdot \Delta H / \eta_p \dots \dots \dots (3.3)$$

formolüyle hesaplanır. Burada, ΔH tesis kayıplarıdır.

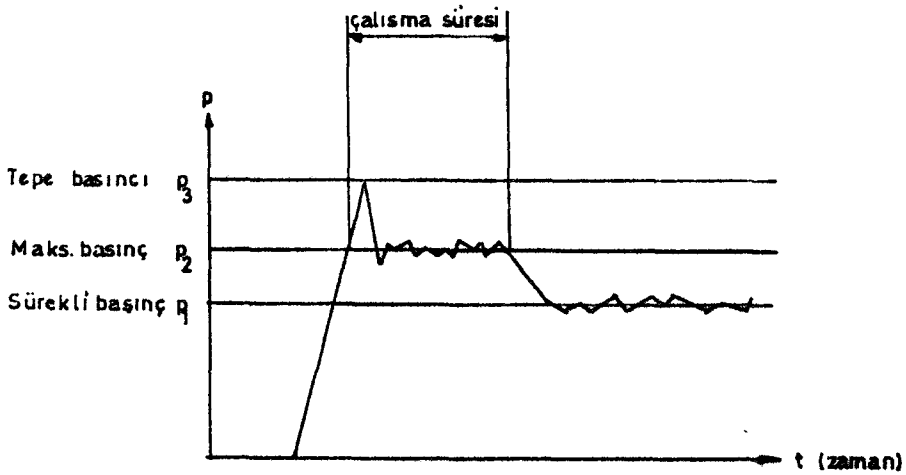
$$\Delta H = \frac{P_2 - P_1}{\delta \cdot g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2 \cdot g} + Z_2 - Z_1 + \Delta H_s \dots \dots \dots (3.4.)$$

Buradaki formölde

$$\Delta H_{\text{Boru}} = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{C^2}{2 \cdot g} \dots \dots \dots (3.5)$$

$$\Delta H_{\text{dirsel, vana, vb.}} = \xi \cdot \frac{C^2}{2 \cdot g} \dots \dots \dots (3.6)$$

Formülleriyle hesaplanır.



Şekil 3.3. Basınç değişimi

Şekil 3.1'de verilen dişli pompa kesit resminde emme boşluğu 'S' tanka bağlıdır. Dişli pompalar şu prensibe göre çalışırlar.

- Dişli çarklardan biri tahrik miline bağlı olup, diğeri dişlerin birbirini kavraması ile döner. Emme boşluğunda, dişli çarklarında, dişli çarklardan birinin diğeri dişlinin diş boşluğunu terk etmesi ile hacim genişlemesi olacağından, burada alçak basınç meydana gelir. Hidrolik akışkan diş boşluğunu doldurarak, çarkın hareketi ile gövdenin iç çeperini takip ederek basma boşluğuna P'ye doğru yer değiştirir. Basma boşluğunda dişlilerin birbirini kavraması ile, dişli boşluğunu terketmeye zorlanan akışkan, bu şekilde iletim boşlukları arasında, birbirlerini kavraması ile bu şekilde iletim hattına doğru yer değiştirir.

- Emme ve basma boşlukları arasında birbirlerini kavrayan dişlerin arasında sıkışmış akışkan meydana gelir. Burada sıkışan akışkanın bir kanal ile basınç boşluğuna gidişi temin edilir. Zira bu şekilde kapalı bir yerde sıkışan hidrolik akışkan, basınçta ani yükselmelere, gürültüye ve tahribata neden olur (Merkle, Schrader, Thomes, 1991).

Ayrıca hidrolik akışkanın akış esnasında ters yönde karşılaştığı dirençlerden dolayı, sistemde bir basınç meydana gelir. Basıncın büyüklüğünü, iç ve dış dirençler ile hacimsel debi tayin eder.

- Faydalı kuvvetler, mekanik sürtünmeler, statik kuvvetler ve ivmelendirme kuvvetleri dış dirençleri oluşturur.

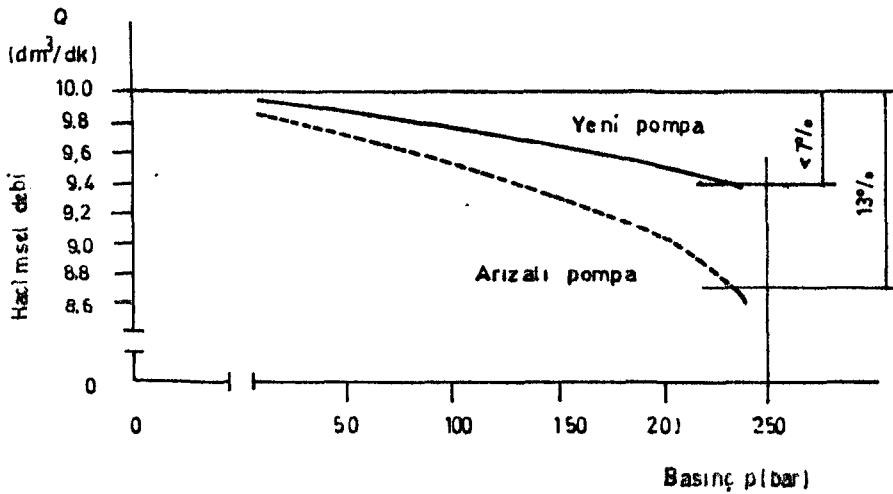
- İç dirençler, hatlarda ve yapı elemanlarında sıvı sürtünmesi ve akış kayıpları (akış kontrol noktalarında) şeklinde meydana gelen toplam sürtünmeler olarak ifade edilebilir (Merkle, 1991).

- Bir hidrolik sistemdeki akışkan basıncı, pompa vasıtasıyla önceden belirlenmeyip, dirençlere bağlı olarak oluşur ve sınır şartlarında hidrolik sistemdeki bir elemanın ani parçalanmasına neden olabilecek kadar hızlı yükselebilir. Bu ve benzeri ani basınç yükselmelerine karşı hidrolik sistemde pompa basınç sınırlama valfi konulur. Bazı dişli pompalar üzerinde emniyet debisinin akabileceği kapasite olmalıdır(Şekil 3.3).

3.3. Dişli Pompalarda Sızıntı Kayıpları

Dişli pompalar dizaynlarından kaynaklanan ve zamanla olan diş üstü (çalışma toleransları), dişli yan yüzeyleri vb. aşınmaları nedeniyle gerçek yer değiştirme hacmi, teorik yer değiştirme hacminden küçüktür. Gerçek debi (Q_0) dikkate alınmasıyla elde edilir. Ancak şunu da unutmamak gerekir ki; pompa içerisinde bir miktar kaçak yağın olması pompa iç elemanlarının yağlanması için gereklidir (Merkle, 1991).

Bu ve benzeri sebeple bir pompanın bağımlı olarak debide ki değişimini gösteren basınç karakteristik eğrileri çıkarılmıştır. Şekil 3.4.'te yeni bir pompa ile arızalı bir pompa arasında ki karakteristik eğrileri gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Pompa karakteristik eğrisi

Pompa karakteristik eğrilerinden şu bilgiler elde edilmektedir:

- $P=0$ için pompa Q debisinin tamamını iletir.
- $P>0$ için pompadaki kaçak yağ nedeniyle Qdebisi düşmektedir.
- Karakteristik eğrisinin gidişi pompanın hacimsel verimi (η_h) hakkında bilgi vermektedir.

Genelde bir hidrolik devrede, pompa seçimi, emniyetli ve uzun ömürlü olması arzu edildiğinden son derece önemlidir. Bu seçimin yapılabilmesi içinde pompanın çalışma prensibinin ve bazı temel karakteristik özelliklerinin bilinmesi gerekir. Bu bilhassa pompa üreticileri için dikkate alınması zorunlu olan bir husustur (Canbulut, Koç, 1987).

Daha önceden bahsedildiği gibi dişli pompalar, dizaynlarından kaynaklanan iç sızıntı kayıplarına sahiptirler. Bunlar

- Diş üstü-gövde
- Dişli yan yüzeyi-Burçlar (bazı dizaynlarda pompa gövdesi)
- Dişli mili ile yatakları arası kaçaklardır.

3.3.1. Dişli Pompada Diş üstü-Gövde Yağ Kaçakları

Dişli pompada dişüstü ile gövde arasında dizayndan kaynaklanan bir çalışma boşluğunun bulunması zorunludur. Bu boşluğun gereğinden fazla büyük seçilmesi yada zamanla aşınmadan dolayı bu boşluğun çalışma tolerans sınırlarının dışına çıkmasıyla, yağın yüksek basınç bölgesinden geriye doğru basınç bölgesine kaçıışı artırır.

Şekil 3.5'de dişli çapı ile gövde arasındaki h radyal aralığında dikkate alınmış sonsuz küçük elemanter akışkan elamanı görülmektedir. Bu elaman üzerindeki kuvvet dengesinden

$$\frac{dP}{dx} = \frac{d\tau}{dy} \dots\dots\dots (3.7)$$

ifadesi elde edilir. Kullanılan yağın mineral esaslı Newtonien olmasından

$T = \frac{du}{dy}$ ilişkisi değerlendirildiğinde (3.2) eşitliğinden sınır şartları olarak $y=0$

için $U=0$ ve $y=h$ için $u=U_{\max}$ alınırsa,

$$U = \frac{1}{2n} \cdot \frac{dP}{dx} (y^2 - hy) + \frac{y}{h} U_{\max} \dots\dots\dots (3.8)$$

hız dağılımı elde edilir. U hızı ile hareket eden b genişliğindeki dişlide diş üstü ile gövde arasındaki akışkan miktarı

$$Q = \int_0^h b \cdot U dy \dots\dots\dots (3.9)$$

elde edilebilir. (3) eşitliğin yardımıyla

$$Q = b \left(\frac{h^3 \Delta P}{12nL} - \frac{h^2 r d}{2} \right) \dots\dots\dots (3.10)$$

bir diş tepesinden çıkışa sürüklenen akışkan miktarı bulunur. Eşitliğin sağ tarafındaki 1. terim diş tepesine viskoz yapışma dolayısıyla çıkışa iletilen akışkanı, 2. terim ise basınç farkı miktarını vermektedir. (5) yeniden düzenlenirse;

$$Q_{t,k} = b \left(\frac{h^3 \Delta P}{12nL} - \frac{h^2 r d}{2} \right) \dots\dots\dots (3.11)$$

diş tepesinden girişe kaçan akışkan miktarını veren ifade bulunur. Kaçak debi b , n , L , u , değerlerinin sabit büyümesi ile artacaktır (Koç, Canbulut, 1985).

Dişli pompadaki basınç artışı lineer kabul edildiğinden (Canbulut, 1986), gövde ile aynı anda temasda n adet diş varsa (6) bağıntısından herhangi bir diş boşluğundaki (P_n) basıncı ve dişin yan yüzeylerindeki basınç farkı (ΔP_n) bulunabilir. Diş tepesinden geriye doğru kaçan akışkan miktarı

$$Q_n = b \left(\frac{(P_{n+1} - P_n) h_n^3}{12nL_n} - \frac{w r_d h_n}{2} \right) \dots \dots \dots (3.12)$$

her bir diş için bulunabilir.

Her diş için P_n değerlerinin aynı olduğu ve film kalınlığı (h_n) ile diş tepesi genişliği (L_n)'nin sabit kabul edilmesi, her diş tepesinden kaçan akışkan miktarının birbirine eşit olacağı,

$$Q_1 = Q_2 = \dots \dots \dots = Q_n = Q \dots \dots \dots (3.13)$$

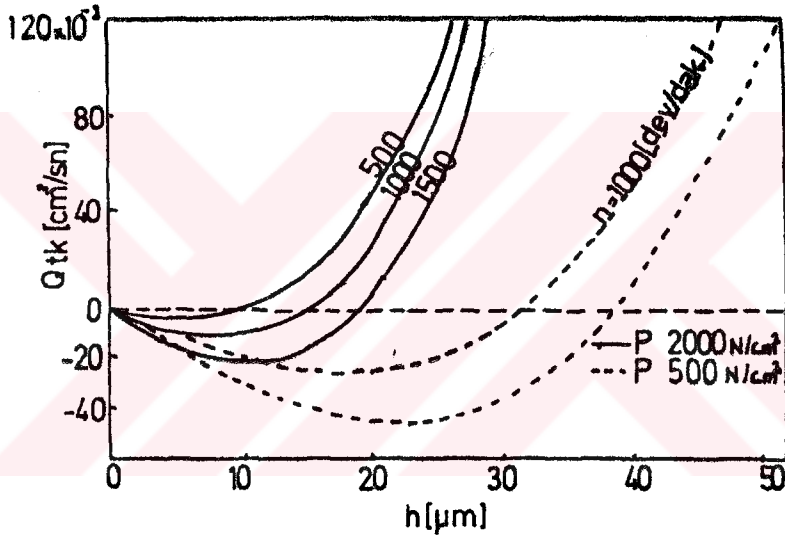
rahatlıkla görülebilir.

Toplam kaçak debi ifadesi ise;

$$\sum_{i=1}^n Q = \frac{b}{12n} \left(\sum_{i=1}^n \frac{h_i^3 (P_{i+1} - P_i)}{L_i} \right) - \frac{w r_d}{2} \sum_{i=1}^n h_i \dots \dots \dots (3.14)$$

eşitliği ile bulunabilir.

görülmektedir (Koç, Canbulut, 1985). Kaçak bölgesine ise, devir sayısı ve sistem basıncına göre değişen film kalınlıklarında girilmektedir. Burada şunu açıkça görmekteyiz ki, aynı devir sayısında, sistem basıncının küçük seçilmesi kaçak bölgesine daha büyük film kalınlığında girilmesini sağlamaktadır. Aynı sistem basıncında, devir sayısının düşük seçilmesi, daha küçük film kalınlıklarında kaçak bölgesine girilmektedir. Bunun nedeni diş tepesine yapışarak çıkışa sürüklenen akışkanın devir sayısının düşmesi ile azalmasındadır. Bu nedenle ki yüksek basınçlı pompaya göre daha hassas işlenmesi gerekir.



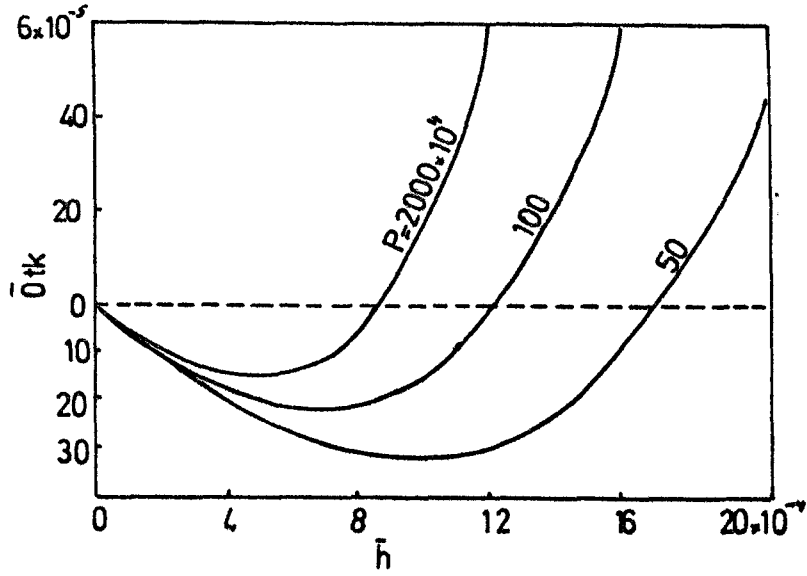
Şekil 3.6. Kaçak debinin film kalınlığı ile değişimi

$$Q_{tk} = \frac{Q_{tk}}{w \cdot r_d}, \quad b = \frac{b}{r_d}, \quad L = \frac{L}{r_d}, \quad p = \frac{\Delta P}{\eta w} \dots \dots \dots (3.17)$$

boyutsuz parametrelerin yardımı ile,

$$Q_{tk} = \frac{b}{2} \left(\frac{p \cdot h^3}{30 \cdot L} - h \right) \dots \dots \dots (3.18)$$

şeklinde boyutsuz olarak ifade edilir.



Şekil 3.7. Kaçak debinin film kalınlığı ile değişimi

Şekil 3.7'de boyutsuz $Q_{t,k}$ ile, boyutsuz film kalınlığı h 'in değişik P değerindeki değişimini vermektedir. Eğrinin formu şekil 3.6'ya benzemektedir. Burada da h 'nin artmasıyla dış üstüne yapışarak çıkışa sürüklenen akışkanda artma görülmektedir. Ancak her p değeri için değişik limit h değerinden sonra girişe doğru akışkan kaçağı başlamakta ve yine değişik film kalınlıklarında kaçak bölgesinde girilmektedir.

Burada şunu unutmamak gerekir; h değerinin büyümesi ancak zamanla dış üstünün yorulma nedeni ile aşınması ile mümkündür.

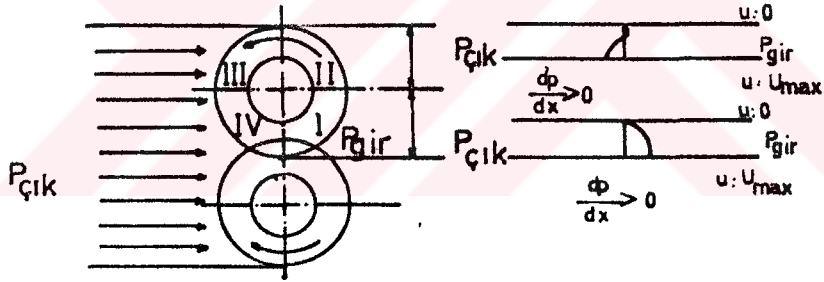
Diş üstünden olan akışkan kaçağı ile ilgili analizler, bir dişli içindi, sistemde iki dişli bulunduğundan, bulunan değerlerin iki katının alınması ile sistemin toplam diş üstü yağ kaçağı bulunur.

3.3.2. Dişli Pompada Dişli Yan Yüz Aralık Kaçağı

Daha öncede bahsedildiği dişli yan yüz boşluğu, aşınmanın önlenmesi ve yağlama için bulunmaktadır. Dişli yan yüzeyi ile gövde arasındaki boşluğun

her yerde aynı olduğu ve diş boşluklarının bulunmadığını yani iki taraftan yataklanmış bir diskin yan yüzeylerinde olan akışkan kaybı dikkate alınacaktır.

Bu amaçla dişli çiftini şekil 3.8'de görüldüğü gibi iki ayrı bölgeye ayırarak inceleyebiliriz. Birinci bölge olarak dişlinin üçüncü ve ikinci çeyreği, ikinci bölge olarak da dördüncü ve birinci çeyrek dikkate alınabilir (Koç, Canbulut, 1985). Şekilden de açıkça görüldüğü gibi dördüncü çeyrek ile ikinci çeyrek arasındaki basınç farkından büyük olması ikinci bölgedeki akışkan kaçağını arttıracaktır. Ayrıca dişlinin hareket yönü dikkate alındığında birinci bölgede kaçağa karşı kayma yönünde olduğu halde ikinci bölgenin hareket yönü kaçağı artırıcı rol oynamaktadır. Bu nedenle birinci bölgedeki kaçak ikinci bölgeye ihmal edilebilir. Ancak iki bölge arasında kıyas yapabilmek için, ikisi içinde kaçak debi ifadeleri çıkararak incelenmiştir.



Şekil 3.8. Dişli Pompa Yan Yüzeyindeki Karakteristik Bölgeler

Dişlinin hızı U_0 , akışkanın hareket halinde olduğu kesitte $h(r_d-r_m)$ olarak alınabilir.

Burada,

r_m : mil yarıçapı, r_0 : Ortalama yarıçapı ve $r_d-r_m=b$, $L=\pi.r_0$ akışkanın girişten çıkışa takip ettiği ortalama yol tanımı ile,

Birinci bölge için,

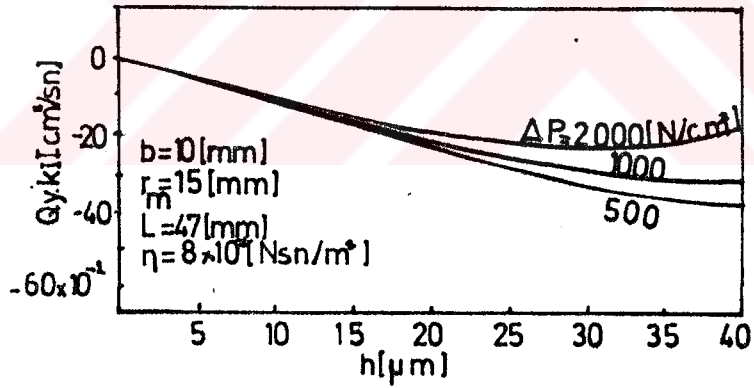
$$Q_1 = \int_0^h b \cdot U_0 \cdot dy \dots\dots\dots (3.19)$$

yazılır ve U_0 yerine (3.3)'deki değeri konup integre edilir sonrada I. bölgedeki kaçak debiyi ($Q_{y.k.I}$) bulmak için eksi ile çarparsak,

$$Q_{y.k.I} = b \left(\frac{h^3 \Delta P}{12 \eta L} - \frac{w r_0 h}{2} \right) \dots\dots\dots (3.20)$$

kaçak debi ifadesi elde edilir.

Bu kabuller ile yapılan değerlendirmeler sonucunda şekil 3.9'da I. Bölge için kaçak debi film kalınlığı değişimi vermektedir.



Şekil 3.9. Yanal yüz akışkan kaçağının film kalınlığı ile değişimi

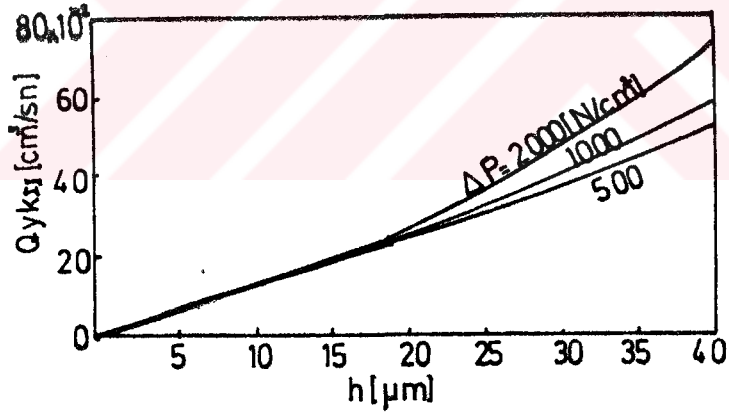
Şekilde de görüldüğü gibi, belirli bir ΔP basınç değerinde ve film kalınlığının belirli bir limitine kadar eğrilerin negatif bölgede kalması, kaçağın I. bölgede için sözkonusu olmadığını doğrulamaktadır.

II. Bölge için, Şekil 3.8'deki tarif edilen şekil ile π ve 2π arasındaki bölge dikkate alınmıştır. (3.16) eşitliğinin ikinci bölge için düzenlenmesi ile,

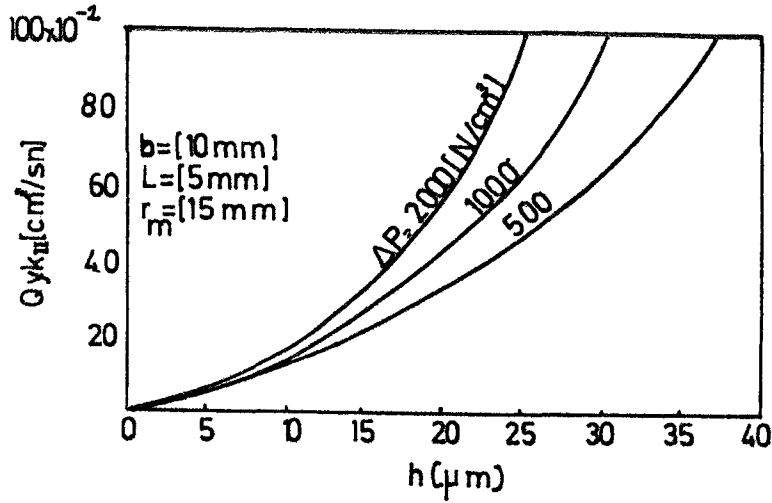
$$Q_{y.k.ii} = b \left(\frac{\Delta P h^3}{12\eta L} - \frac{w r_0 h}{2} \right) \dots\dots\dots(3.21)$$

kayıp debi ifadesi elde edilir. Bu analiz sonucu, şekil 3.10. ikinci bölge için kayıp debi film kalınlığı değişimi görülmektedir. Film kalınlığı artması, her basınç değeri için ikinci bölgedeki yan yüz kaçağı artmaktadır.

Asıl kaçak bölgesi burası olduğundan incelemeyi tek bir diş genişliği için yapıldığında b değerinin aynı fakat L'nin değişmiş (küçülmüş) olmasından kayıp debi-film kalınlığı ilişkisi Şekil 3.11'deki gibidir.



Şekil 3.10. Yanal yüz kaçak debinin film kalınlığı ile değişimi



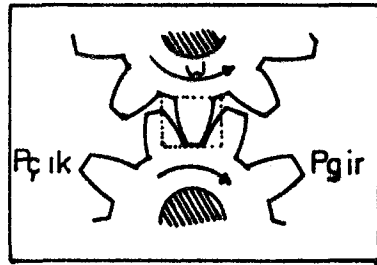
Şekil 3.11. Yanal yüz kaçak debinin film kalınlığı ile değişimi

Yan yüzey kaçağının maksimum değere ulaştığı bölge iki dişlinin temas bölgesidir. Bu analiz Şekil 3.12'nin dikkate alınmasıyla (3.17) eşitliği yeniden düzenlenir ise,

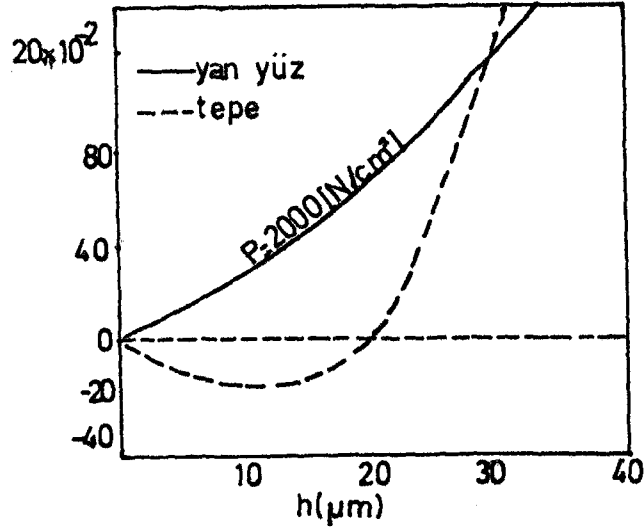
$$Q_{y.k.m} = b \left(\frac{\Delta P h^3}{12 \eta L} - 2 \frac{w r_d h}{2} \right) \dots \dots \dots (3.22)$$

yanal yüz kaçağının maksimum ($Q_{y.k.m}$) şekli bulunur.

Diş üstü yağ kaçağı ile, yanal yüzde bir diş bölgesinden meydana gelen kaçak (ikinci bölgede), bir mukayese olması bakımından Şekil 2.13'de birlikte gösterilmiştir.



Şekil 3.12. Dişli kavrama bölgesi



Şekil 3.13 Diş üstü ile yanal yüz kaçağının mukayesesi

Film kalınlığı ne olursa olsun yanal yüzün ikinci bölgesindeki devamlı bir kaçak olduğu halde, tepe kaçağı ise film kalınlığının belli bir limit değerinden sonra olmaktadır (Koç, Canbulut, 1985). Burada şunu da açıkça görmekteyiz ki film kalınlığının seçilmesi halinde, görülmektedir ki, sistemin hacimsel verimine etkili olan kaçak yan yüz kaçağıdır.

Dişli pompalarda yağ kaçaqları ile ilgili olarak literatürde pek fazla çalışma bulunmamaktadır. Wilson hacimsel verim üzerine yaptığı çalışmada yağ kaçaqlarından yüzeysel olarak bahsetmiştir (Wilson, 1946). Henke, dişli pompalardaki akışkan kaçağının bulunmasında kullanılacak amprik bağıntılar vermiştir (Henke, 1955). Ancak kaçaqların bulunmasında (Canbulut, 1986) Canbulut tarafından yapılan çalışmalar Henke'nin çalışmalarına göre daha gerçekçi sonuçlar vermektedir. Hame ise diş temas bölgesindeki, yanal yüz ile diş üstü yağ kaçaqları karşılaştırmalı olarak incelenmiş ve yanal yüz kaçağının diğerlerine göre daha büyük olduğu sonucuna varmıştır (Horne, 1958). Koç ise çok önemli olan yanal yüz kaçağı üzerine yaptığı çalışmada; sabit açıklıklı, hareketli (yüzen) ve hidrodinamik yatak şeklinde çalışan üç tip yan plakanın bilgisayar yardımıyla, bahsedilen kaçağı kontrol edip optimum değerde

tutabilmek için nasıl dizayn edilebileceğini göstermiştir (Koç, 1981). Schweitzer dişli pompaların uçaklarda, alçak ve yüksek irtifalardaki basınç değişimlerini ve de yağ havanın etkisi üzerinde çalışmalar yapmıştır (Schweitzer 1945).

3.4. Dişli Pompalarda Kullanılan Hidrolik Yağlar

Dişli pompalar için endüstride çeşitli hidrolik yağlar bulunmaktadır. Bu yağlar, dış ortam sıcaklığına bağlı olarak hidrolik sistemler için seçilmektedirler.

Dişli pompalar, yataklarının da aynı yağlam asisteminden yararlandığı sistemler olduklarından yağ seçiminde hem dişli takımları hem de yataklar göz önünde tutulmalıdır. Endüstride, kış ayları için SAE 10W/30, yaz ayları için SAE 10W/40 birim numaralı motor yağları dişli pompa sistemlerinde kullanılmaktadır (Root, 1976). Bu yağların özgül kütleleri 15 °C de 0.879 - 0.889 gr/cm³ arasındadır (İnan, 1983).

BÖLÜM IV

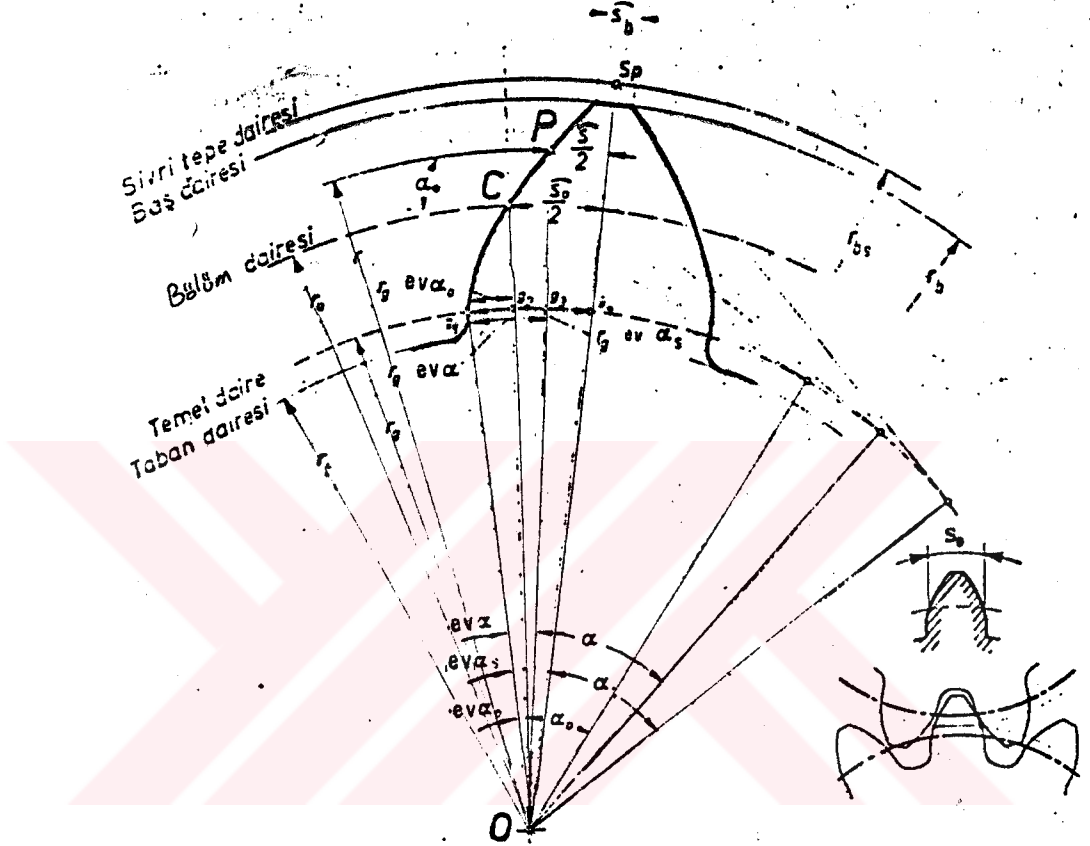
4. TASHİHLİ DİŞLİLER

Yirminci asırda evolvent dişliler kesin olarak dişli mekanizmalarının temel elamanları olmuşlardır. Bu husuda Realaux, Fölmer, Grübner ve Kurtzbach gibi araştırmacı ve mühendislerin büyük çalışmaları olmuştur. Standart kavrama açısından ve büyüklüklerdeki evolvent dişliler (Şekil 4.1). Bir üsre sonra tekniğin gittikçe artan yüksek güç ve işletme şartlarına cevap veremez olmuştur. Bunun üzerine yeni dişli sistemlerin araştırılmasına geçilmiştir. Bu arada mevcut sistem üzerinde bazı değişiklikler yapmak suretiyle belirli isteklere daha iyi cevap verebilen dişlileri ve mekanizmaları geliştirmenin mümkün olduğu görülmüştür. Bu tip dişlilere genel olarak tashih edilmiş dişliler denilmektedir (Ulukan 1970). Bu yöndeki ilk çalışmalarda İngiliz R. Buchanan (1770-1916), Alman C. H. Wiebe (1861), Paul Hoppe (1873), Max Fölmer (1873-1941), İsviçreli Max Maag (1883-1960), Alman Karl Kutzbach (1922) tarafından yapılmıştır.

Başlangıçta tashih daha çok altan kesme olayını önlemek, bu suretle de daha düşük diş sayılarına inmek için yapılan bir işlem olarak ortaya çıkmıştır. Teknolojideki gelişmelerle bu gün tashihin özellikle yüksek güçlü mekanizmalarda, planet mekanizmalarında zorunlu yöntem haline gelmesini sağlamıştır. Çünkü uygun tashih metodlarıyla dişlilerin yük taşıma kabiliyetlerini 1,2-2 misli arttırmak mümkündür.

Glaeson Work, Oerlikon, Caterpillar ve Ingersol mil makina şirketleri helezonik konik dişliler, hipoid dişliler alın dişlileri ve helisel dişlilerin yeni nesil computer kontrollü makinelerle geliştirilmesinde öncü oldular. Gleason Work mühendisleri Zeiss makinelerinde kullanıma sunulan dişli diş yüzeylerini tasarlanması için kalıplaşmış temel ölçüm yöntemleri geliştirdiler. Caterpillar

muhendisleri koordinat ölçümleri için sahip oldukları makinaları geliştirdiler ve dişli diş yüzeylerinin düzeltilmesi ve tasarlanması için makinalarını kullandılar (Chambers, Brown, 1987).



Şekil 4.1. Evolvent profilli Dişli

4.1. Tashih Yapılırken Dikkat Edilmesi Gereken Temel Hususlar

Bu konuda bahsedilecek tashih yöntemlerinden hangisi olursa olsun bunların hepsi için ortak olan ve dikkat edilmesi gereken hususlar şunlardır.

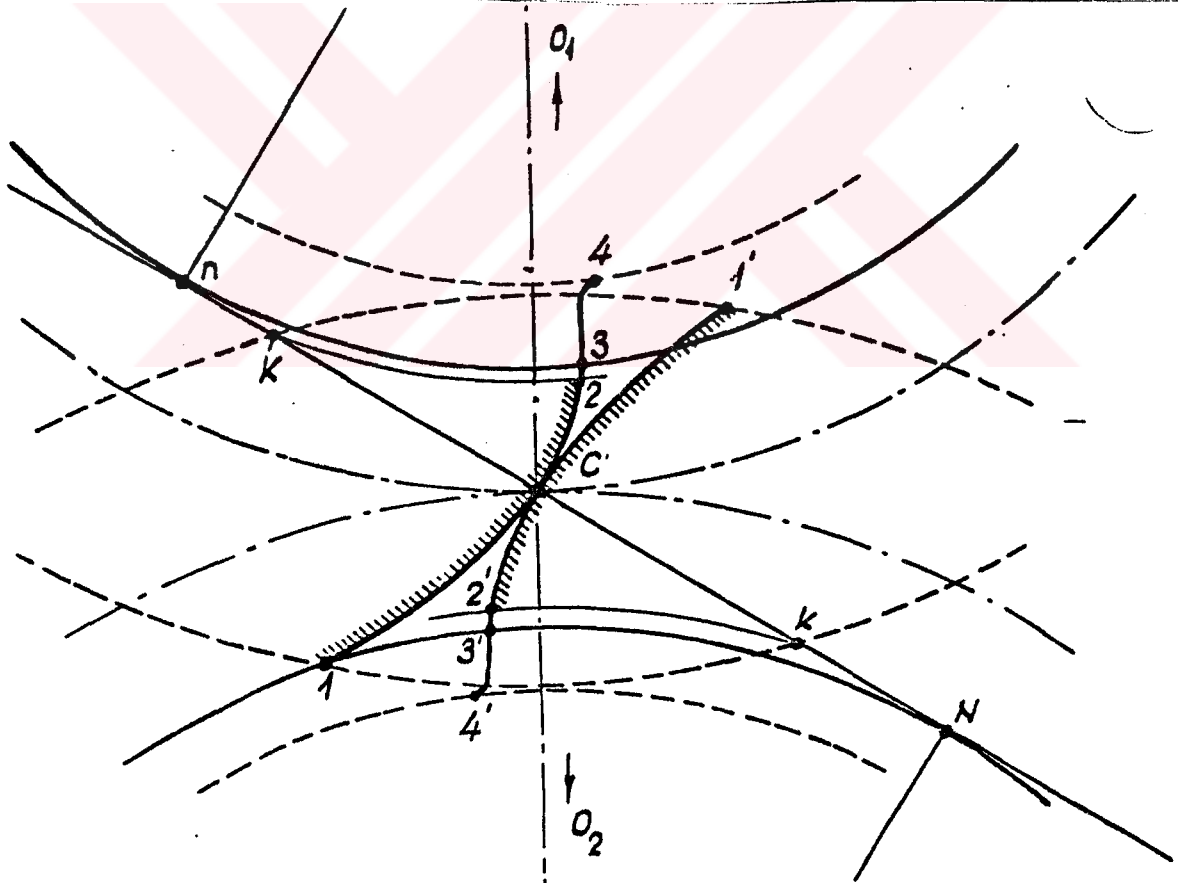
- Bir evolvent dişli çiftinde diş üstü yükseklikleri (h_b) sınırlıdır. Dişlilerin diş üstü daireleri kavrama doğrusunu n ve N noktaları dışında kesemez (Şekil 4.2).

Kavrama oranı $\varepsilon > 1$ olmalıdır. Uygulamalarda $\varepsilon=1,08-1,10$ arasında olması tercih edilmektedir. Normal dişli çarklarda diş üstü yüksekliği genel olarak $h_b=y.m$ şeklinde gösterilirse,

Diş disli mekanizmalarında;

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left[\sqrt{\left(\frac{Z_1 + Z_2}{\cos \alpha_0} \right)^2} + \sqrt{\left(\frac{Z_1 + Z_2}{\cos \alpha_0} \right)^2 - Z_2^2} - (Z_1 + Z_2) \tan \alpha_0 \right] \dots \dots \dots (4.3)$$

Kavrama oranı ε 'nin yukarıda belirtilen minimum değerden daha büyük olması dişlilerin yüksek hızlarda sakin çalışmalarını sağlar (Ulukan, 1970).



Şekil 4.3. Aktif profil.

4.3. tashih o şekilde yapılmalıdır ki aktif profil mümkün olduğu kadar büyük ve uygun bölgede olmalıdır (şekil 4.3). Aktif profil evolventin çalışmaya iştirak eden kısmıdır. Evolventin temel daireye yakın bölgelerinin eğrilik yarıçaplar çok küçüldüğü için, bu bölgelerin kavramaya girmesi halinde gerilmeler çok büyük olacak ayrıca bu noktalarda kayma hızı da yüksek olduğundan aşınma büyük olacaktır (Ulukan, 1970).

- Yüksek güçlü ve hızlı dişli çark mekanizmalarında tashih, ya eş diş dibi mukavemeti yönünde veya minimum aşınma meydana getirecek yönde geliştirilmesi gerekir. ayrıca dişlilerin semante veya nitrüre edilmiş olup olmadıklarının tashih üzerinde önemli rol oynadığı da bilinmektedir.

Sertleşmiş dişlilerde diş üstü kalınlığı 0.25 mm den küçük olmaması gerekmektedir.

4.2. Tashih Yöntemleri

Teknolojik gelişmelere paralel olarak çeşitli tashih yöntemleri denenmiştir. Bunlar sırasıyla

- Kavrama açısını değiştirmek (Plessing)
- Diş yüksekliğini değiştirmek (Lasche-Jung)
- Diş kalınlıklarını değiştirmek
- Profil kaydırmak (MAAG)

Günümüzde en geniş uygulama alanı bulan yöntem profil kaydırma yöntemidir. Deney setinde kullandığımız dişli pompa için imal edilen dişlilerde bu tashih yöntemiyle imal edilmiştir. Bu nedenle bu tashih yöntemi daha geniş ele alınacaktır. Ancak bilgi olması açısından diğer tashih yöntemlerinden de kısaca bahsedilecektir.

4.2.1. Kavrama Açısını Değiştirmek

Evolvent dişli çiftinde büyük dişlinin diş üstü dairesi kavrama eğrisi hiçbir zaman n noktası dışında kesmemesi gerektiği daha önce bahsedilmişti. Ancak sınır durumda diş sayıları arasındaki bağıntı şöyledir:

$$Z = \frac{\left(\frac{Z_1}{Z} \sin \alpha_0\right)^2 - y^2}{y - \frac{Z_1}{Z} \sin^2 \alpha_0} \dots\dots\dots(4.4)$$

Standart dişliler $y=1$ dir. Tablo 4.1'de kavrama açısı ile teorik pratik en küçük diş sayısı arasındaki ilişkiyi göstermektedir.

α_0	$Z_{min, teorik}$	$Z_{min, pratik}$
15°	30	25
$17^\circ 30'$	22	18
20°	17	14
25°	11	9
30°	8	7

Tablo 4.1. Kavrama açısına bağlı olarak minumum diş sayısındaki değişme

Kısaca özetlenirse, kavrama açısını büyütme ile daha küçük diş sayıları, eğilme ve ezilme bakımından daha dayanıklı diş formu elde edilmektedir. Buna karşılık kavrama oranı biraz küçültmekte, diş başı sivrilmektedir.

4.2.2. Diş Yüksekliğini Değiştirmek Suretiyle Yapılan Tashih

Diş yüksekliği faktörü y nin standart değerden ($y=1$) büyük veya küçük alınması sınır diş sayısı ve kavrama oranını değiştirir. Tablo 4.2. bu ilişkiyi göstermektedir.

Y	Z_{min}	ε
0.5	9	0.86
0.8	14	1.32
1.0	17	1.66
1.2	21	1.89
1.5	26	2.30

Tablo 4.2. Diş yüksekliği faktörüne bağlı olarak sınır diş sayısı ve kavrama oranının değişimi ($Z_1=Z_2=3$ için)

$y < 1$ olan dişlilere tıknaz, $y > 1$ olan dişlilere ise uzun dişli denilmektedir. Uygulamalarda tıknaz dişliler için $Y=0.8$ alınır. Mesala $Z_1=Z_2=14$ de ve $y=0.8$, $\varepsilon=1.32$ kafi derecede büyük dişlidir. $y=0.5$ sadece kavrama olarak kullanılan dişliler için geçerlidir. Tıknaz dişliler, uzun dişlilere göre daha az aşınma göstermektedir. Ancak yüksek devirlerde daha gürültü çalışmaktadırlar. Uzun dişlilerde daha çok $y=1.2$ alınmaktadır. Kavrama oranı $\varepsilon=2$ 'ye yaklaşmıştır. Diş sayıları 28'den küçük alınmaz. Dişliler elastik olup, sesiz çalışmaktadırlar. bu sistemle yapılmış dişliler özellikle A.B.D.'de uygulama alanları bulunmuştur. Ancak bu tashih yönteminin tek mahzuru özel bıçaklara ihtiyaç göstermesidir (Ulukan, 1970).

4.2.3. Diş kalınlığını Değiştirerek Yapılan Tashih

Bu çok nadir olarak uygulama alanı bulmuş bir tashih şeklidir. Bunun başlıca nedeni, dişli profilinin tek taraflı işlenmesini veya her iki dişli için de farklı bıçakların kullanılmasını gerektirir.

4.2.4. Profil Kaydırmak Suretiyle Yapılan Tashih

Dişli çark imalatında en çok kullanılan tashih yöntemi budur. Bunun başlıca nedeni, standard takım ve tezgahlarla bu dişli sisteminin yapılabilmesidir. Ayrıca dişli çarkların mukavemeti, yüzey basıncı ve aşınma bakımından yük taşıma kabiliyetini arttırmak ve sessiz bir çalışma elde etmek için profil kaydırma yöntemi uygulanmaktadır (Akkurt, 1986).

Profil kaydırma yönteminin amaçlarını şu şekilde sıralayabiliriz:

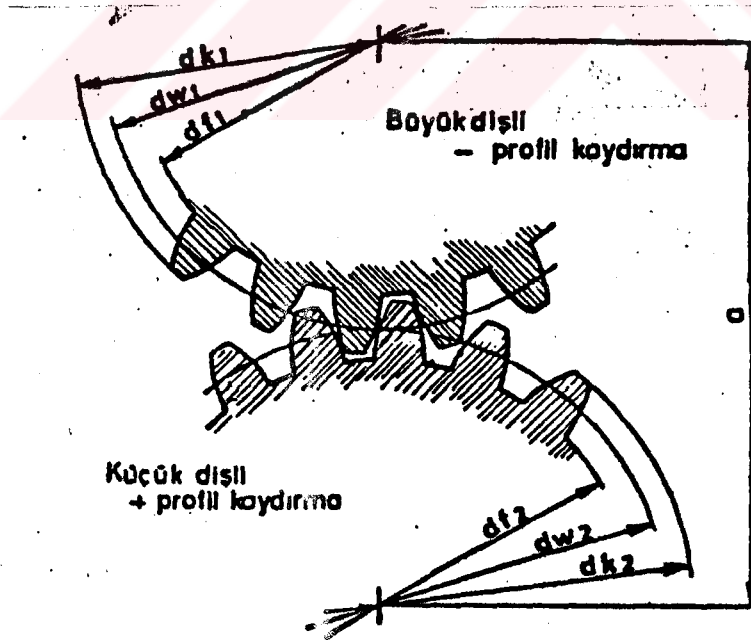
- Alt kesilmeyi önlemek
- Belirli diş sayısındaki ve standard modüldeki bir dişli çark mekanizmasını arzu edilen bir eksenler arası mesafesine yerleştirmek.
- Gerek mukavemet ve gerekse yüzey basıncı bakımından dişli çark mekanizmasının yük taşıma kabiliyetini arttırmak.
- Her iki dişli çarkın diş profillerinin bağıl kayma hızlarını eşitlemek veya mümkün olduğunca azaltmak.
- Daha sessiz bir çalışma elde etmek için mekanizmanın kavrama oranını büyütmek.

Profil kaydırma yapılmamış sıfır dişli çark mekanizmalarının yanında profil kaydırma bakımından, sıfır kaydırmak (0) ve kaydırmalı (V) dişli çark mekanizmaları bulunmaktadır. V-0 dişli mekanizması ile ancak alt kesilme önlenir. k dişli mekanizması ile yukarıda bahsedilen bütün amaçlar gerçekleştirilebilir.

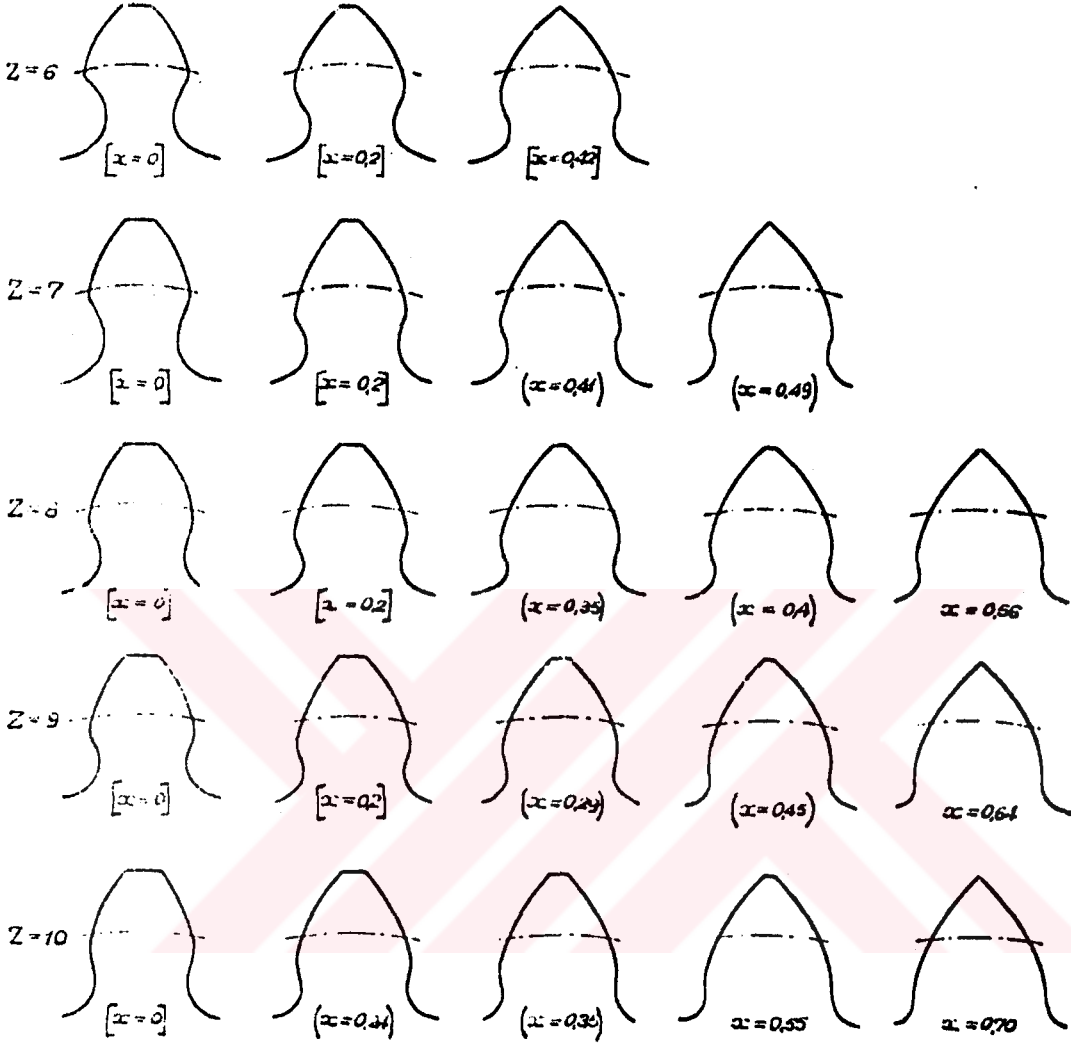
Profil kaydırılmış bir dişliyi imal etmek için kesici takım (azdırma) normal masefeden $+X$ mn miktarı kadar geri geri çekilirse dişlide pozitif profil kaydırma yapılmış olur (Şekil 4.4. sağ taraf).

Bu her iki durumda da kesici takım profil referans doğrusu o merkezinden geçen eksenini terk eder. Bölüm daireleri olan d_0 yerine d_w bölüm dairesinde olur. (Şekil 4.5). Negatif profil kaydırma dişin kaydırma kabiliyetini kötüleştirdiği için belirli iki eksen arası mesafesini elde etmek gayesiyle gerektiği zaman kullanılır. Diş sayısı 100'den fazla olursa bu mahzur ortadan kalmaktadır (Düzgün, 1993).

Şekil 4.6'da görülen profil tablosunda tashih faktörünün büyüklük ve işaretinin diş formu üzerindeki kuvvetli etki görülmektedir. bu şekillerden genel olarak pozitif profil kaydırma diş sayısı Z büyüdükçe diş formu kuvvetlenmekte, diş tepesi sivrilmektedir.



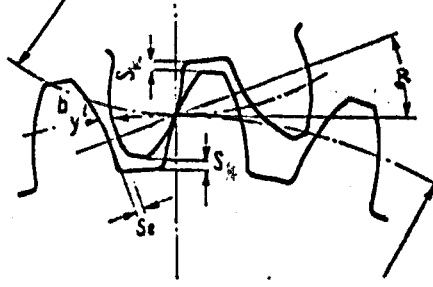
Şekil 4.6. Profil kaydırma dişli çifti



Şekil 4.6. Tashih ile diş profilinin aldığı şekiller

4.3. Silindirik Düz Dişliler

Bu dişliler eksenleri birbirine paralel olan millerle kullanılır. Evolvent profil düz dişliler bölüm dairesinde yuvarlanarak çalışır, çalışma anında diş üstü, karşı dişlinin diş dibine değmez, dişlerin kavranmasından dolayı kayma olmaz. Diş boşluğu (S_w) hesap sonucunda daima kontrol edilmelidir (Düzgün, 1993).



Şekil 4.7. Diş Çalışma Boşluğu

Diş çalışma boşluğu

$$S_k=0.167 mn \text{ (min)}$$

$$S_k=0.3 mn \text{ (max)}$$

Bir dişli profilinin modül mn ve yan yüzeylerinin açısı α_0 (profil açısı) olmak üzere iki faktör tarafından tayin edilir. Modül, dişlerin bölüm dairesi üzerindeki kalınlığını, diş üstü ve taban yükseklerini tayin etmektedir. m ve α_0 'ın değeri standarttır. Modülün standard değerleri tablo 4.3.'te verilmiştir. α_0 için

$$\alpha_0=14.5^\circ ; 15^\circ ; 20^\circ ; 22.5^\circ ; 25^\circ$$

standart değerleri kabul edilmiştir. Almanya dahil birçok Avrupa ülkesinde 1920'de beri α_0 için 20° standart değerleri kullanılmaktadır (Bosch, 1968). Türkiye'de henüz bu hususta değeri yoktur; buna rağmen genellikle $\alpha_0=20^\circ$ kullanılmaktadır (Akkurt, 1990).

1	1.75	2.5	3.75	4	5.5	7	10	13	16	22	32
1.25	2	2.75	3.5	4.5	6	8	11	14	18	25	36
1.5	2.25	3	3.75	5	6.5	9	12	15	20	28	40

Tablo 4.3. Standart modül değerleri

diş üstü dairesi çapı,

$$d_a = d_0 + 2m_n \dots \dots \dots (4.8)$$

Temel dairesi çapı,

$$d_g = d_0 \cos \alpha_0 \dots \dots \dots (4.9)$$

iki eksen arası,

$$a = \frac{d_{0_1} + d_{0_2}}{2} \dots \dots \dots (4.10)$$

veya

$$a = \frac{mn.(Z_1 + Z_2)}{2} \dots \dots \dots (4.11)$$

Profil kaydırma yapılmış silindirik düz dişli için aşağıdaki formüller kullanılır.

Bölüm dairesi çapı;

$$d_0 = mn.Z \dots \dots \dots (4.12)$$

yuvarlama dairesi çapı,

$$d_w = d_0 \pm mn.x \dots \dots \dots (4.13)$$

diş üstü dairesi çapı negatif tashih de

$$d_{k1} = (d_0 + 2mnx) - 2mnx \dots \dots \dots (4.14)$$

pozitif tashihde

$$d_{k2} = d_w + 2.mn \dots\dots\dots (4.15)$$

$$d_{k3} = 2.mn(z/2) + 1 + x \dots\dots\dots (4.16)$$

diş dibi dairesi çapı

$$d_f = (d_0 - 2hkw) \pm 2mn.x \dots\dots\dots (4.17)$$

eksenler arası mesafe

$$a = \frac{dw_1 + dw_2}{2} \dots\dots\dots (4.18)$$

dişbaşı yüksekliği,

$$h_k = m_n \pm x.mn \dots\dots\dots (4.19)$$

(4.17) ve (4.19) numaralı formüllerde \pm değeri negatif profil kaydırma -, pozitif profil kaydırma + alınacaktır.

4.4. Diametral Pitch (DP) Dişliler

İngiliz ölçü birimi olan parmak=(25.4) ölçüsünü kabul eden ülkeler dişli hesaplarını modül yerine Dp ile yapmaktadırlar. Bu dişlileri hesaplayabilmek için dişlinin DP modüle çevrilmesi gerekir.

Yani,

$$mn=25,4/DP \dots\dots\dots(4.20)$$

normal modülü tespit ettikten sonra dilinin diğer bütün doneler metrik sistemde olduğu gibi normal modül ile hesaplanır. fakat dış açmada DP tarak (azdırma) kullanılır.



BÖLÜM V

5. DENEY SETİNİN KURULMASI

Deney seti için gerekli olan malzemeler:

- 1 adet 0.55 kw 1400 devirlik elektrik motoru
- 1 adet dıştan düz dişli pompa
- 1 adet hidrolik yağın konulacağı **depo**
- 2 adet devir ayarı için kasnak
- 1 adet adet motor ile pompa hareketirtibatını sağlayan kayış
- 2 adet 15'lik vana
- 3 adet 15'lik musluk
- 1 adet çekvalf
- 2 adet 15'lik nipel
- 1 adet 15'lik dirsek
- 1 adet start-stop şalter
- 1 adet emiş hattı filtresi
- 5 litre 30 numara hidrolik yağ
- Kronometre
- Dijital takometre
- Dijital hassas terazi
- Çeşitli tashih değerlerinde yapılmış pompa dişleri
- Pompa emme ve basma hattı çıkışı için 2 adet flanş

5.1. Deney Setinin Kurulması

Deney seti 100. Yıl Endüstri Meslek Lisesi Sıhhi Tesisat Bölümü Atelyesinde kurulmuştur. (Ek-1).

Öncelikle deneyde kullanılan pompa ile motorun kayış-kasnak sistemiyle çalışabilmesi için elektrik motoru alt tablası üzerine yataklanması yapılmıştır. Bunun için pompanın civata ile alt tablaya tutturulabileceği şekilde 5 mm kalınlığındaki çelik saçtan parça hazırlandı. Bu parça (Ek-1)'de de görüleceği gibi motorun kendi alt tablası üzerinde bir menteşe ve manivelle sistemi ile kayış istenildiği kadar germeye yarar vaziyette bulunmaktadır. Bunun sağlanabilmesi için, elektrik motorunun ayaklarına civata ile tutturulacak 5 m kalınlığındaki saçtan parça hazırlandı. Bu parçanın bir kenarında saç altlık üzerine kaynak edildi. Bu şekilde elektrik motorunun bağlanacağı saç altlık bir taraftan menteşe ile hareketli hale getirildi.

Yağ deposu daha önceden eğitim amaçlı olarak imal edilmişti. Deney setinde deponun amaca uygun olarak kullanımı ise bazı küçük tadilatların yapılmasını gerektirmiştir.

Pompanın depo içerisindeki yağı rahatca emebilmesi için pompa emiş hattı borusu, ucunda filitre takılmış olarak yağ deposunun dibinden 2-3 cm. yukarıda olacak şekilde deponun üstündeki deliğine kaynakla sabitlendi. Kaynak edilen borunun üst ucuna pompanın yağ giriş hattına bağlanan flanşı kaynak edildi ve flanş lastik conta ile sızdırmazlık sağlanacak şekilde pompaya civatalarla sabitlendi.

Pompanın basma hattı şu şekilde düzenlendi;

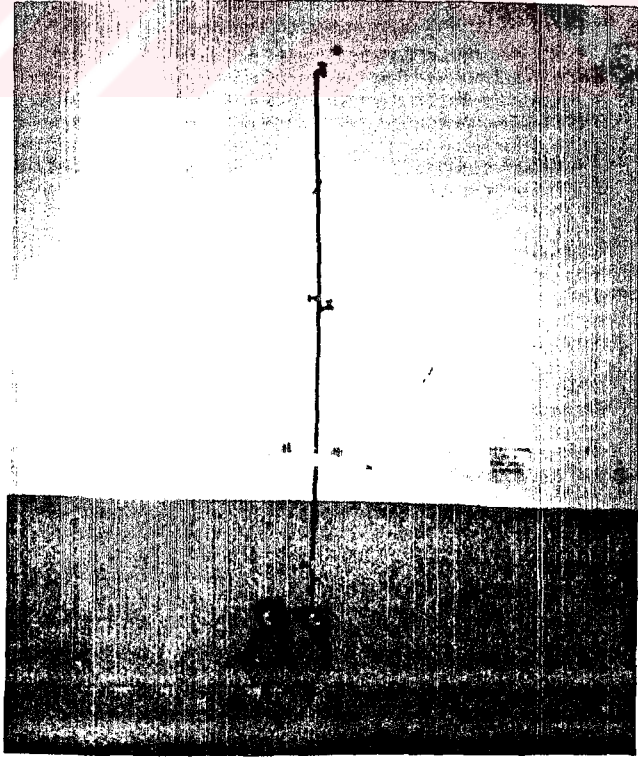
Öncelik pompanın çıkış flanşının ucuna bir manşon kaynatıldı. Kaynatılan manşonun çekvalf ile irtibatı için ucuna bir nipel ve nipelin ucuna ise yine çekvalf takıldı. Bu çekvalfın deney setindeki kullanılış amacı; pompanın çalışıp durdurulduğunda boru hattı içerisindeki yağın geriye depoya kaçmasını önlemektir.

Çekvalf, nipel ile Te parçasına takıldı. Te'nin devam eden ucuna yine nipel ile 1 nolu vana takıldı. Te'nin orta ucuna ise yağın, deney sırasında alınabileceği musluklar takıldı. Bu musluklar 1,5 m ara ile 3 adet olarak kullanılmıştır.

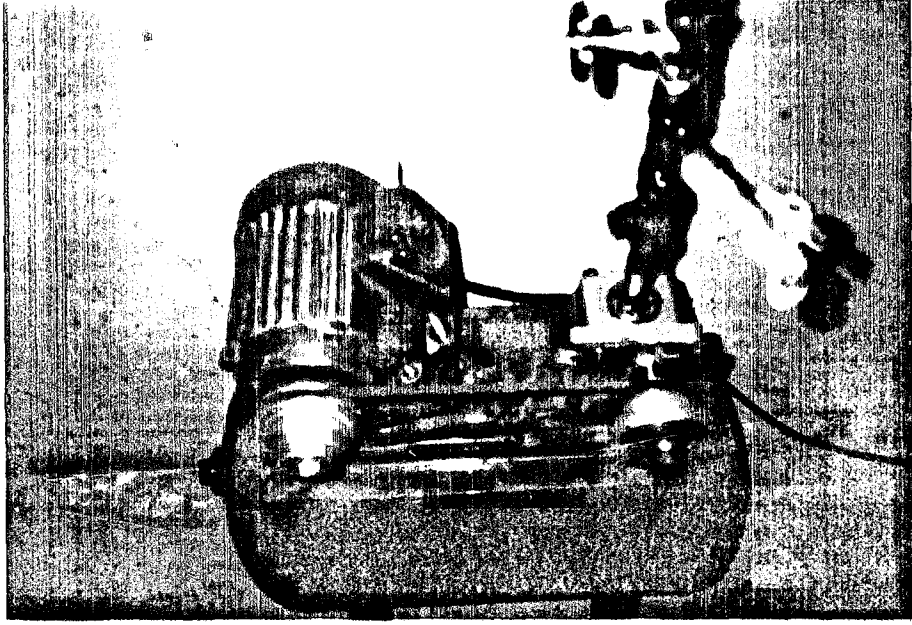
Deney, kronometre zaman tutularak 10 sn'lik süreler halinde yapılmıştır. Şekil 5.1, 5.2, 5.3, 5.4'de deney setinin farklı açılardan çekilmiş fotoğrafları görülmektedir.

Deney setinde kullanılan parçalar farklı renklere boyanmıştır. Yağ deposu ve borular mavi renge; dirsek, Te, nipel vb. parçalar kırmızıya boyanmıştır. Ayrıca deney setinde kullanılan vana, musluk, pompa, elektrik motoru kendi orjinal renginde bırakılmıştır.

Deney setinde devir ayarı için kullanılan kasnaklar pompa devri 1400,1000, 600 dev/dk olacak şekilde 3 kademeli olarak imalatı yaptırıldı.



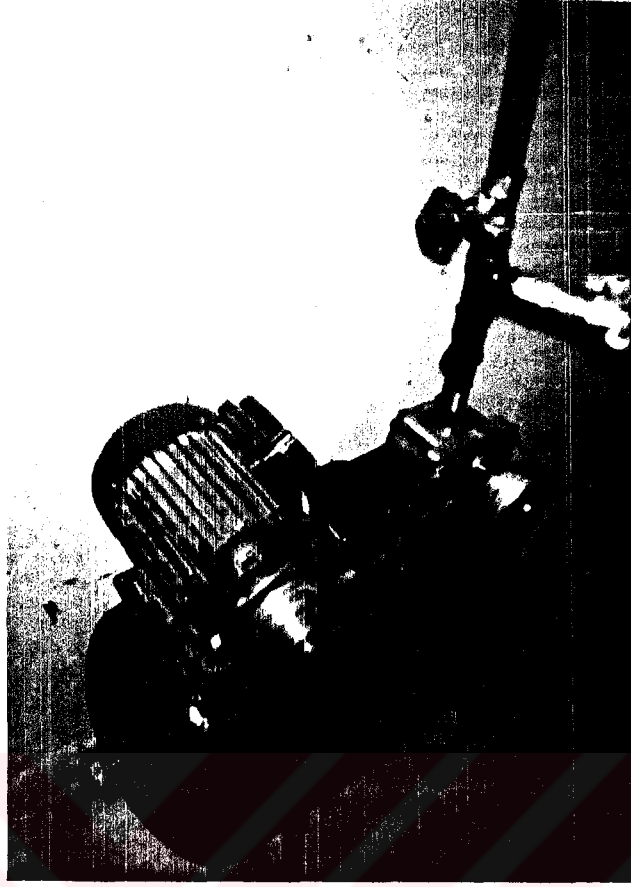
Şekil 5.1: Deney setinin karşıdan görünüşü.



Şekil 5.2: Deney setinde kullanılan pompa, yağ deposu ve elektrik motorunun yakından görünüşü



Şekil 5.3: Deney setinin sağdan görünüşü.



Şekil 5.4: Deney setinin soldan görünüşü.

5.2. Deney Setinde Kullanılan Dişliler

Pompanın orjinal dişli çifti imalat resimleri ekler bölümünde verilmiştir. Pompanın orjinal dişli çifti DP (Dianetral Pitch) olarak imal edildiğinden hesaplamalarda DM, normal modüle çevrilerek yapılmıştır. Dişlilerin piyasada DP modülü olarak imalatının yapılmasında oldukça büyük güçlüklerle karşılaşıldı. Birkere piyasada DP olarak diş açacak takım ve tezgah bulunması mümkün değildi. Bu tip dişliler ancak HEMA, M.K.E. askeri ağır bakım atelyelerinde yapılabilmekteydi.

Bu sebeple dişli pompanın orjinal dişli çifti normal modüle çevrilerek yeniden imalatı yaptırıldı. Yeni yapılan çeşitli tashi değerlerinde imal edilmiştir. Yeni yapılan dişlilerle deneyler yapılırken Adana'da bir atelyede DP modül dişlilerin yapıldığını öğrendik ve pompa için gerekli olan yeni tashihli pinyon dişliler bu atelyede yaptırıldı ve yeni yapılan bu dişlilerle deneyler tekrar baştan yapılmıştır. Bu dişlilerin imalat resimleri ekler bölümünde verilmiştir.

5.2.1. Dişli Pompa Orjinal Dişli Çiftinin Tashih Miktarının Belirlenmesi

Dişli pompanın dişli çifti denklemi:

$$Z = 9$$

$$d_k = 34.92 \text{ mm.}$$

$$b = 13.2 \text{ mm.}$$

$$DP = 8''$$

Hesaplamalar için DP modülü normal modüle çevirecek olursak,

$$Mn = 25.4 / DP \text{ buradan}$$

$$Mn = 25,4 / 8$$

$Mn = 3,175 \text{ mm.}$ bulunur. Hesaplamalarda bu değer dikkate alınacaktır.

5.2.2. Döndüren Bir Numaralı Dişlinin Tashih Değerinin Hesaplanması

$$Z = 9$$

$$d_k = 37.59 \text{ mm.}$$

$$b = 13.2 \text{ mm.}$$

$$DP = 8''$$

$$Mn = 3,175$$

Bu dişlinin bölüm dairesi çapı

$$d_0 = Mn \cdot Z \text{ bağıntısından (Tashihsiz dişli için)}$$

$$d_0 = 3,175 \cdot 9$$

$$d_0 = 28.57 \text{ mm. bulunur.}$$

Tashih miktarı ;

$d_k = 2 Mn (Z / 2 + 1 + x_1)$ bağıntısından

$$34,92 = 2 \cdot 3,175 (9 / 2 + 1 + X_1)$$

$$34,92 = 6,35 (5,5 + x_1)$$

$$34,92 = 34,92 + 6,35 x_1$$

$6,35x_1 = 0$ olur. Bu eşitliğin sağlanabilmesi ancak x_1 'in sıfır olmasıyla mümkündür. O halde 1 numaralı dişlinin tashih değeri $x_1 = 0$ dır. Yani dişli tashihsizdir.

5.3. Dişli Pompanın Orjinal Pinyon Dişlisinin Tashih değerinin hesaplanması

$$Z = 9$$

$$d_k = 34,92$$

$$Mn = 3,175$$

Bölüm dairesi çapı

$$d_0 = Mn \cdot Z \text{ bağıntısından}$$

$$d_0 = 3,175 \cdot 9$$

$$d_0 = 28,57 \text{ bulunur.}$$

Tashih miktarı

$$34,92 = 2 \cdot 3,175 (9 / 2 + 1 + x_1)$$

$$34,92 = 6,35 (5,5 + x_1)$$

$$6,35 \cdot x_1 = 34,92 - 34,92$$

$$x_1 = 0 \text{ olmalı}$$

Orjinal dişliler 0 tashihle imal edilmişlerdir. Bu dişlilerden 1 numaralı dişli sabit tutulup 2 numaralı orjinal dişli ve çeşitli tashih değerlerinde yapılan diğer dişlilerle deneyler yapılacaktır.

5.3.1. İmalatı Yapılan Dişlilerin Tashih Değerlerinin Belirlenmesi

3 nolu dişlinin negatif tashihe sahip olması düşüncesiyle

$x_2 = -0,05$ seçilmiştir.

Bu dişlinin $x_3 = -0,05$ tashih değeriyle dw_3 yuvarlanma dairesi çapı yer değiştirecektir.

$$d_{03} = Mn \cdot Z$$

$$d_{03} = 3,175 \cdot 9$$

$$d_{03} = 28,57 \text{ mm dir.}$$

dw_3 ise ,

$$dw_3 = d_{03} - 2 \cdot Mn \cdot X_3 \text{ bağıntısında}$$

$$dw_3 = 28,57 - 2 \cdot 3,317 \cdot 0,05$$

$$dw_3 = 28,25 \text{ mm olur.}$$

Bunun anlamı dişlide negatif tashih vermekle dişlinin bölüm dairesi çapı yer değiştirir. Bölüm dairesi çapının yeni yerindeki adı yuvarlanma dairesi çapıdır.

4 nolu dişlinin yine negatif tashihli olması düşünülür ve $x_3 = -0,10$ seçildi.

Bu dişlinin yuvarlanma dairesi çapı

$$dw_3 = d_3 - 2 \cdot Mn \cdot x_3 \text{ bağıntısından}$$

$$dw_3 = 28,57 - 2 \cdot 3,175 \cdot 0,10$$

$$dw_3 = 27,93 \text{ mm bulunur.}$$

5 nolu dişlinin pozitif tashihli olması düşünöldü ve bu değerin $x_4 = 0,05$ olmasına karar verildi. Bu dişlinin yuvarlanma dairesi çapı

$$dw_5 = d_{05} + 2 Mn x_5$$

$$dw_5 = 28,57 + 2 \cdot 3,175 \cdot 0,05 \text{ işlemi yapılırsa}$$

$$dw_5 = 28,88 \text{ mm. bulunur.}$$

Pozitif tashih yapılmakla bölüm dairesi çapı yerdeğıştirmiş ve eski yerinden $28,88 - 28,57 = 0,31$ mm dışa kaymıştır.

6 nolu dişlide pozitif tashih seçilmiştir. $x_6 = 0,10$ olması kararlaştırılmıştır. Bu dişlinin yuvarlanma dairesi çapı

$$dw_6 = 28,57 + 2 \cdot 3,175 \cdot 0,10 \text{ işlemi yapılırsa}$$

$$dw_6 = 29,20 \text{ mm bulunur.}$$

Tashih miktarının pozitif yönde birazdaha artmasıylada yuvarlanma dairesinin çapı diş üstüne dahada yaklaşmıştır.

Bütün bu yeni yapılan dişliler imal edildikten sonra pompa üzerinde çalışıp çalışmadığı elle döndürölerek kontrol edilmiştir. Negatif tashihin artmasıyla dişli çifti birbiriyle daha da rahat çalışır hale gelecektir.

Dişlilere pozitif tashih vermekle dişli çifti daha da sıkı birşekilde çalışmaya başlayacaktır.

BÖLÜM VI

6. DENEYLERİN YAPILMASI VE DENEY SONUÇLARININ DEĞERLENDİRİLMESİ

Bütün tashih değerleri için aynı numaralı yağ alma ağızları kendi aralarında karşılaştırılmıştır. Pompa dişlilerine tashih vererek yeniden imal etmek pompa gücünü değiştirecektir. O halde bazı kabullerden faydalanılacaktır. Bunlar şöyledir;

- Pompa toplam verimi dediğimiz M_p , tüm tesis değerleri için yaklaşık aynı kabul edelim.

- Hacimsel debi arttığında boru içerisinde akan akışkanın hızı artar (Süreklilik denkleminde).

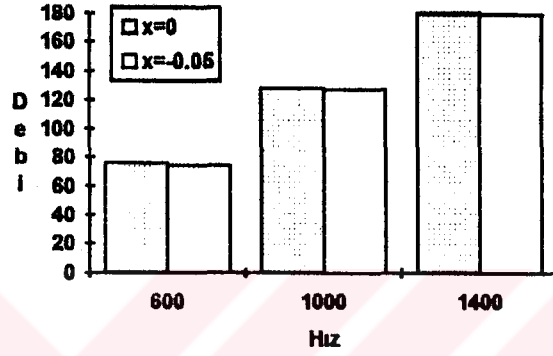
Boru içerisinde akan akışkanın hızı arttıkça sürtünme kayıplarında hızın karesi ile orantılı olarak artar. Bu da toplam basma yüksekliğini azaltır. fakat bizim hacimsel debimizdeki artış miktarını sürtünme kayıplarına etkisi ihmal edilebilecek boyuttadır ve toplam basma yüksekliğine etkisi azdır. Bu düşünceyle birbirlerine oranlanırsa;

$$P_{orj}/P_{den}=V_{orj}/V_{den}$$

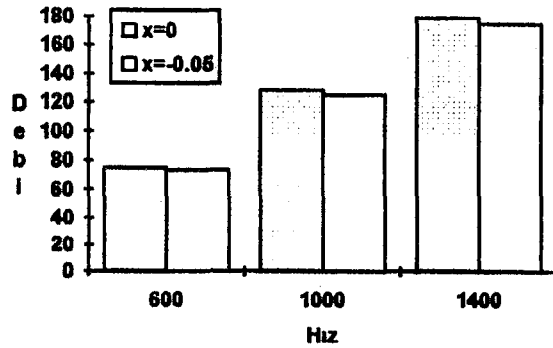
Eşitliği elde edilecektir. Bu eşitlik ile deney sonuçları grafiklerle karşılaştırılmıştır.

Tablo.6.1 . Nolu deney sonuçları ($X_2=-0.05$)

Devir sayısı (dev/dk)	Musluk No	Alınan Yağ Miktarı		Debi (m^3/s) $\times 10^{-6}$
		gr	cm^3	
1400	1	1591	1792	179
1000	1	1130	1273	127
600	1	659	742	74

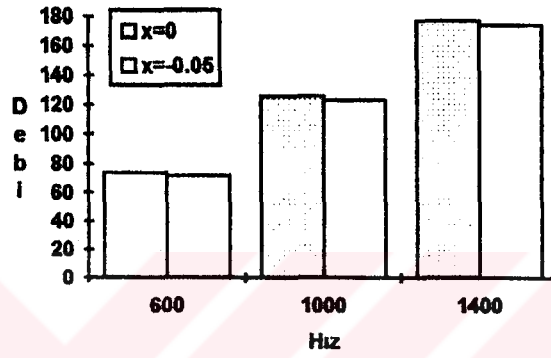
Tablo.6.2 . Nolu Deney Sonuçları ($X_2=-0.05$)

Devir sayısı (dev/dk)	Musluk No	Alınan Yağ Miktarı		Debi (m^3/s) $\times 10^{-6}$
		gr	cm^3	
1400	2	1556	1752	175
1000	2	1119	1260	126
600	2	648	730	73

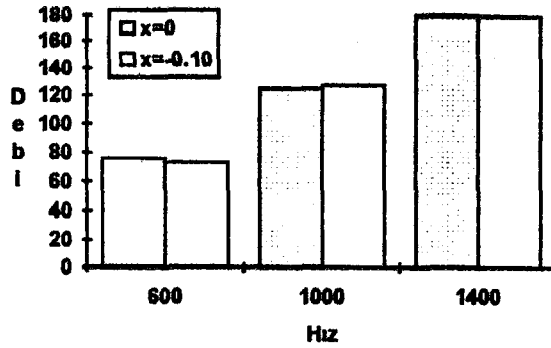


Tablo.6.3 Nolu Deneyin Sonuçları ($X_2=-0.05$)

Devir sayısı (dev/dk)	Musluk No	Alınan Yağ Miktarı		Debi (m^3/s) $\times 10^{-6}$
		gr	cm^3	
1400	3	1551	1744	174
1000	3	1115	1254	125
600	3	643	724	72

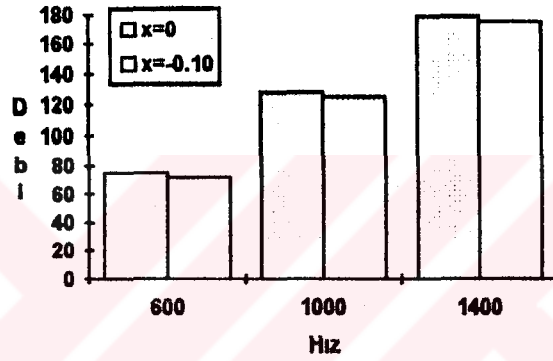
Tablo.6.4 Nolu Deneyin Sonuçları ($X_3=-0.10$)

Devir sayısı (dev/dk)	Musluk No	Alınan Yağ Miktarı		Debi (m^3/s) $\times 10^{-6}$
		gr	cm^3	
1400	1	1588	1788	179
1000	1	1125	1267	127
600	1	651	733	73

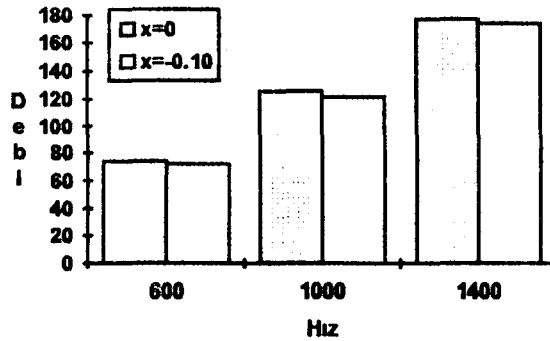


Tablo.6.5 Nolu Deneyin Sonuçları ($X_3=-0.10$)

Devir sayısı (dev/dk)	Musluk No	Alınan Yağ Miktarı		Debi (m^3/s) $\times 10^{-6}$
		gr	cm^3	
1400	2	1551	1747	175
1000	2	1115	1256	126
600	2	642	725	73

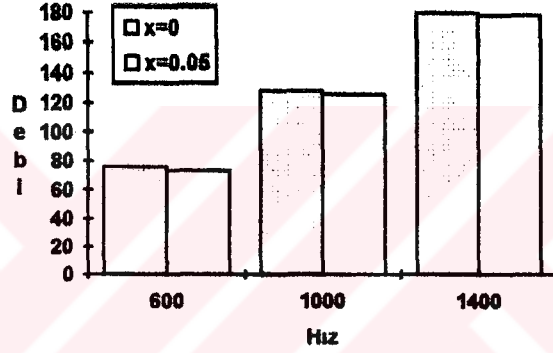
Tablo.6.6 Nolu Deneyin Sonuçları ($X_3=-0.10$)

Devir sayısı (dev/dk)	Musluk No	Alınan Yağ Miktarı		Debi (m^3/s) $\times 10^{-6}$
		gr	cm^3	
1400	3	1548	1743	174
1000	3	1110	1250	125
600	3	639	720	72

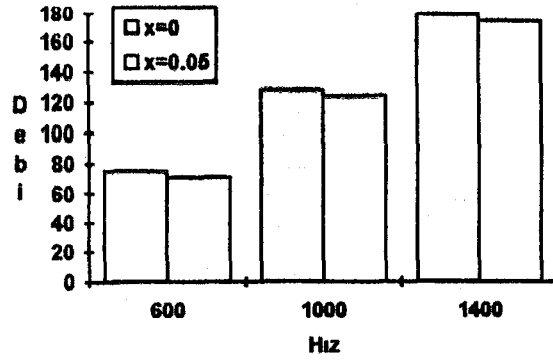


Tablo.6.7 Nolu Deneyin Sonuçları ($X_4=0.05$)

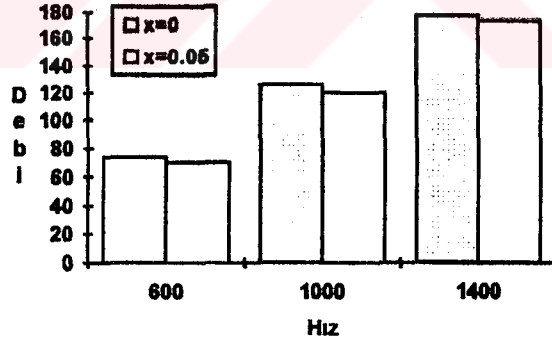
Devir sayısı (dev/dk)	Musluk No	Alınan Yağ Miktarı		Debi (m^3/s) $\times 10^{-6}$
		gr	cm^3	
1400	1	1583	1783	178
1000	1	1127	1269	127
600	1	648	730	73

Tablo.6.8 Nolu Deney Sonuçları ($X_4=0.05$)

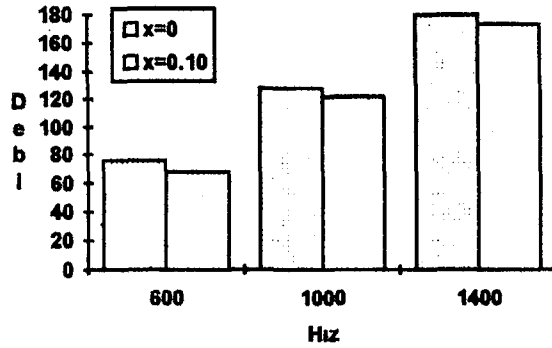
Devir sayısı (dev/dk)	Musluk No	Alınan Yağ Miktarı		Debi (m^3/s) $\times 10^{-6}$
		gr	cm^3	
1400	2	1543	1738	174
1000	2	1110	1250	125
600	2	632	712	71

Tablo.6.9 Nolu Deney Sonuçları ($X_4=0.05$)

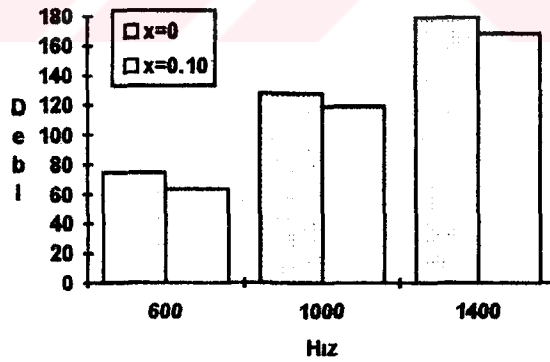
Devir sayısı (dev/dk)	Musluk No	Alınan Yağ Miktarı		Debi (m^3/s) $\times 10^{-6}$
		gr	cm^3	
1400	3	1536	1730	173
1000	3	1012	1140	114
600	3	621	699	70

Tablo.6.10 Nolu Deney Sonuçları ($X_5=0.10$)

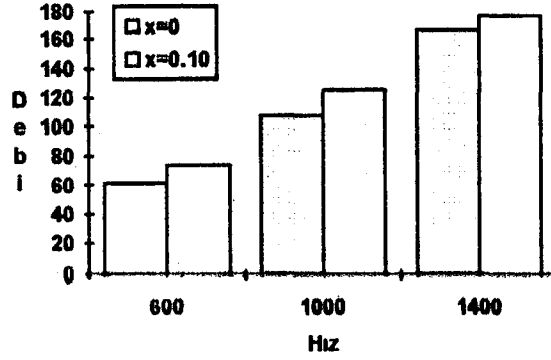
Devir sayısı (dev/dk)	Musluk No	Alınan Yağ Miktarı		Debi (m^3/s) $\times 10^{-6}$
		gr	cm^3	
1400	1	1533	1726	173
1000	1	1080	1218	122
600	1	601	677	68

Tablo 6.11 Nolu Deney Sonuçları ($X_5=0.10$)

Devir sayısı (dev/dk)	Musluk No	Alınan Yağ Miktarı		Debi (m^3/s) $\times 10^{-6}$
		gr	cm^3	
1400	2	1492	1680	168
1000	2	1063	1197	120
600	2	572	644	64

Tablo 6.12 Nolu Deney Sonuçları ($X_5 = 0.10$)

Devir sayısı (dev/dk)	Musluk No	Alınan Yağ Miktarı		Debi (m^3/s) $\times 10^{-6}$
		gr	cm^3	
1400	3	1486	1673	167
1000	3	962	1083	108
600	3	553	623	62



6.1. Bir Numaralı Musluktan Alınan Yağ Miktarlarının Karşılaştırılması

Orjinal pompa ile 1 nolu ağızdan alınan yağ miktarı $X_2=0,05$ tashih değerli 3 numaralı dişli ile alınan sonuçlar karşılaştırılacak olursa;

$P_{orj}/P_{den}=V_{orj}/V_{den}$ formülü yardımıyla,

1400 d/dk da,

$P_{orj}/P_{den}=180/179=1,005$ bulunur.

1000 d/dk da,

$P_{orj}/P_{den}=128/127=1.007$ bulunur.

600 d/dk da,

$P_{orj}/P_{den}=79/74=1.027$ bulunur.

1400 d/dk da %5'lik, 1000 d/dk da %7'lik, ve 600 d/dk da %27'lik sapma görülmüştür.

Aynı hesap yöntemiyle $x_1=0$ tashih değerli dişli ile $x_3=-0.10$ tashih 4 numaralı dişli ile yapılan deney sonuçları karşılaştırılacak olursa;

$P_{orj}/P_{den}=V_{orj}/V_{den}$ eşitsizliği ile her üç devir için elde edilen sonuçlar oranlanırsa,

$$1400 \text{ d/dk} \quad 180/179=1,005 \text{ (\%5'lik sapma)}$$

$$1000 \text{ d/dk} \quad 128/127=1,015 \text{ (\%15'lik sapma)}$$

$$600 \text{ d/dk} \quad 76/73=1,041 \text{ (\%41'lik sapma)}$$

sonuçları elde edilir.

$x_1=0$ tashihli dişli ile $x_4=0,05$ tashih değeri 5 numaralı dişli ile elde edilen sonuçlar dikkate alındığında aşağıdaki sonuçlar bulunmuştur.

$$1400 \text{ d/dk için} \quad 180/178=1,011 \text{ (\%11'lik sapma)}$$

$$1000 \text{ d/dk} \quad 128/126=1,015 \text{ (\%15'lik sapma)}$$

$$600 \text{ d/dk} \quad 76/73=1,041 \text{ (\%41'lik sapma)}$$

sonuçları elde edilmiştir.

$x_1=0$ tashihli dişli ile $x_5=0,10$ tashih değerli 6 numaralı dişli ile elde edilen sonuçlar dikkate alındığında aşağıdaki sonuçlar bulunmuştur.

$$1400 \text{ d/dk} \quad 180/173=1,040 \text{ (\%40'lik sapma)}$$

$$1000 \text{ d/dk} \quad 128/122=1,049 \text{ (\%49'lik sapma)}$$

$$600 \text{ d/dk} \quad 76/68=1,117 \text{ (\%117'lik sapma)}$$

sonuçları elde edilmiştir.

1 numaralı ağızdan alınan yağ miktarları ile elde edilen sonuçlara bakıldığında, tashihli dişlilerle elde edilen sonuçların orjinal pompa değerine oldukça yaklaşıldığı görüldü. Sadece $x_5=0,10$ tashih değerli dişli ile elde edilen sonuçların önemli oranda gerçek değerden sapma olduğu görüldü. Tashih değerinin pozitif yönde büyümesi ile dişli çiftinin çalışması zorlaşmış, diş boşluğunun yağ taşıma kapasitesini düşürmüştür.

6.2. İki nolu Musluktan Alınan Yağ Miktarlarının Karşılaştırılması

$x_1=0$ ile $x_2=-0.05$ tashih değerli dişli ile yapılan deney sonuçlarını birbirine oranladığımızda aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

1400 d/dk için $180/175=1,022$ (%22'lik sapma)

1000 d/dk için $128/125=1,024$ (%24'lik sapma)

600 d/dk için $75/73=1,027$ (%27'lik sapma)

sonuçları elde edilir.

$x_1=0$ ile $x_3=-0.10$ tashih değerli 4 numaralı dişli ile yapılan deney sonuçlarını birbirine oranladığımızda aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

1400 d/dk için $179/175=1,022$ (%22'lik sapma)

1000 d/dk için $128/125=1,024$ (%24'lik sapma)

600 d/dk için $75/72=1,041$ (%27'lik sapma)

sonuçları elde edilir.

$x_1=0$ ile $x_4=-0.05$ tashih değerli 5 numaralı dişli ile yapılan deney sonuçlarını birbirine oranladığımızda aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

1400 d/dk için $179/174=1,028$ (%28'lik sapma)

1000 d/dk için $128/124=1,032$ (%32'lik sapma)

600 d/dk için $75/71=1,056$ (%56'lik sapma)

sonuçları elde edilir

$x_1=0$ ile $x_5=0.10$ tashih değerli 6 numaralı dişli ile yapılan deney sonuçlarını birbirine oranladığımızda aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

1400 d/dk için $179/168=1,065$ (%65'lik sapma)

1000 d/dk için $128/119=1,075$ (%75'lik sapma)

600 d/dk için $75/64=1,171$ (%171'lik sapma)

sonuçları elde edilir.

2 nolu musluktan alınan yağ miktarlarının ölçülmesiyle elde edilen sonuçlarla yapılan hesaplamalara bakıldığında tashih değerinin pozitif yönde artmasıyla pompanın orjinal değerinden daha fazla sapma görülmüştür.

6.3. Üç Nolu Musluktan Alınan Yağ Miktarlarının Karşılaştırılması

$x_1=0$ ile $x_2=-0.05$ tashih değerli 3 numaralı dişli ile yapılan deney sonuçları dikkate alındığında aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

1400 d/dk için $177/174=1,017$ (%17'lik sapma)

1000 d/dk için $126/123=1,024$ (%24'lik sapma)

600 d/dk için $74/72=1,027$ (%27'lik sapma)

değerleri bulundu.

$x_1=0$ ile $x_3=-0.10$ tashih değerli 4 numaralı dişli ile yapılan deney sonuçları dikkate alındığında aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

1400 d/dk için $177/174=1,017$ (%17'lik sapma)

1000 d/dk için $126/125=1,032$ (%32'lik sapma)

600 d/dk için $74/71=1,042$ (%42'lik sapma)

değerleri bulundu.

$x_1=0$ ile $x_4=0.05$ tashih değerli dişli ile yapılan deney sonuçlarının birbiri ile yapılan karşılaştırma sonuçları aşağıda görülmektedir.

1400 d/dk için $177/173=1,023$ (%23'lik sapma)

1000 d/dk için $126/118=1,067$ (%67'lik sapma)

600 d/dk için $74/69=1,072$ (%72'lik sapma)
değerleri bulundu.

$x_1=0$ ile $x_5=0.10$ tashih değerli dişli ile yapılan deney sonuçlarının birbiri ile yapılan karşılaştırma sonuçları aşağıda görülmektedir.

1400 d/dk için $177/167=1,059$ (%59'lik sapma)

1000 d/dk için $126/108=1,166$ (%166'lik sapma)

600 d/dk için $74/62=1,193$ (%193'lik sapma)

değerleri bulundu.

3 numaralı ağızdan alınan yağ miktarlarının karşılaştırılmasıyla elde edilen sonuçlarda diğer deneylerden pek farklılık görülmemektedir. Ancak katın yükselmesiyle orjinal pompa değerlerinden daha fazla uzaklaşmıştır.

BÖLÜM VII

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan deneylerle yağ basma yüksekliğinin, pompanın hacimsel veriminin önemli bir etkisi görülmemiştir. Ancak boru içyüzey sürtünmelerinden dolayı cuzi bir debi azalması görülmüştür. Tashih miktarının negatif olmasıyla yapılan deney sonuçlarından da görüldüğü üzeri (Şekil 5.2 ve şekil 5.3) alınan sonuçlar yeni pompa sonuçlarına oldukça yakındır. Bu sonuçların alınmasında negatif tashih ile bir miktarda olsa artan diş boşluklarının payı büyüktür. Dişlilere pozitif tashih verilmesiyle yapılan deneylerden alınan sonuçlara göre tashih miktarının artması ile pompa debisinde düşme görülmektedir. Bunun sebebi ise tashih pozitif yönde artmasıyla dişli çiftinin çalışması daha da zorlaşmıştır. Dolayısıyla pompa devrinde görülen düşme ile debi de azalmıştır. Burada hemen akla gelen bir durum acaba pompa eski olsaydı ve dişlilerdeki aşınmayı karşılayacak ölçüde bir pozitif tashih değeri ile pompa yeniden eski çalışma verimine ulaşabilirdiydi.

Sonuç olarak kısaca şunu söylemek mümkündür; Eğer tashihli dişliler hassas imal edilebildiği takdirde pompaların yeniden kullanılabilirliği. Çünkü sanayide dişli imalatı ile uğraşan ustaların dişlileri istenildiği hassasiyetle işleyemedikleri görülmüştür. Belirli zaman aralıklarıyla ayar edilmeyen tezgahlardan alınan iş parçaları deneylerimiz için umut kırıcı olmuşsa da birkaç denemelerden sonra elde edilen dişliler deney setinde kullanılmıştır.

Yeni pompanın fiyatından çok daha ucuza mal edilerek mal ettikleri dişlilerle pompanın atılmadan bir süre daha kullanılabilirliği sonucuna varılmıştır.

Yalnız bu çalışmada deneyler basınç altında yapılmalı Atmosfere açık ve max 3 metre boru boyu gerçekleştirildi. İleride yapılacak çalışmalarda boru çıkışında yapay basınç oluşturularak pompanın basınç altında çalıştırılıp deneylerin buna göre yapılması daha faydalı olacaktır. Kayıplar, sızıntılar, pompanın kaç Atm'e basınca kadar çalışabildiğinin tespiti gerekir.

Ayrıca her iki dişiye de metrik olarak imal edip deneylerin ona göre yapılması daha ekonomik olacaktır. Çünkü dişliler DIN normuna göre yapılmıştır ve bizim tezgahlarımız metrik normlara göre çalışmaktadır.



KAYNAKLAR

1. Akkurt, Mustafa (1990). Makina Elamanları Cilt II. Birsen Yayınevi, İSTANBUL
2. Akkurt, Mustafa (1986). Makina Elamanları Cilt III. Birsen Yayınevi, İSTANBUL
3. Canbulut, Fazıl; Koç, Erdem (1989) Yüksek basınçlı Pozitif İletimli Dişli Pompalarda İdeal Moment ve Vizkoz Moment Kayıpları. Doğa TU. Müh. ve Çev. D. 298-308
4. Chamber, R.O.; and Brown, R.E (1987) Coordinate Measunement of Bevel Gear Teeth S.A.E. İnternational off-Highway and Powerplant Congress.
5. Demirtaş, Fayık (1982). Hidrolik ve Pnömatik Şafak Matbaacılık, ANKARA
6. Düzgün, Derviş (19983) Makina Elamanları 3. Baskı Birsen Yayınevi, İSTANBUL
7. Henke, R.W. (1955) İnternal leakage in Gear Pump Applied Hydrovlics Vol.8, pp. 63-66
8. Home, P.M. (1958) An İndroduction to Positive Displacement Pumps For Dil Hydravlic System. Tovrnal of the İnstution of The Certificated Engineers, South Africa.
9. İnan, Ali (1983). Yeni Tip Bir Hidrolik Kavramın Performans Karakteristikleri Üzerine Bir Araştırma Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Matbaası ELAZIĞ
10. Karacan, İsmail (1987). Endüstriyel Hidrolik 4. Baskı, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Matbaası, ANKARA
11. Karacan, İsmail (1989). Hidrolik + Pnömatik Bizim Büro Basımevi, ANKARA
12. Koç Erdem; canbulut, Fazlı (1985). Pozitif Deplasmanlı Pompa ve Motorlarda İç Akışkan Kaçağı Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, Cilt:1 Sayı:2, 243-256, KAYSERİ

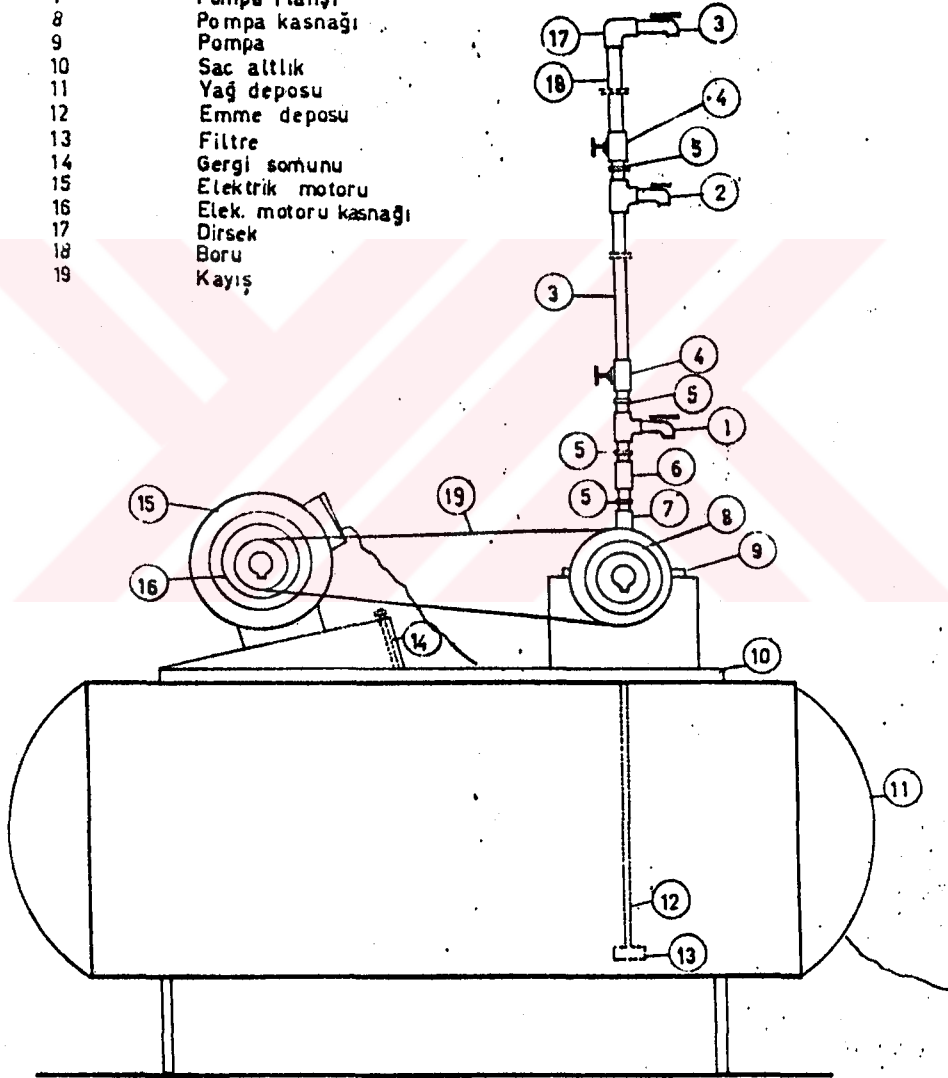
13. Koç, Erdem (1981) Wear Plate Lubrication in External Gear Pumps M.S.C. Qval Thesis, Birmingham University.
14. Koç, Erdem; Ünver, Ertuğrul (1982). Eksenel Pistonlu Pompaların Tasarım İlkeleri ve Performansın Teorik Olarak Araştırılması Mühendis ve Makina Dergisi Cilt:33, sayı:393.
15. Koç, Erdem; Canbuluk, I. (1988) Hidrolik Dişli Pompa ve Motor İmalatında Hassas Toleranlar ve Bunların Sistem Performansına Etkileri, Mühendis ve Makina Dergisi. Cilt. 29, Sayı. 388, 32-34.
16. Litvin, F.L; Yi Zhang; Kieffer. J; Handschuh, R.F. (1981) Identification and Minimization of Deviations of Real Gear Tooth Surfaces. Journal of Mechanical Design March 1991. Vol 113. P.55-62
17. Merkle, D; Schrader, B; Thomes, M. (1991). Hidrolik Çeviri Dr. M. Karıcı. FESTO DIDACTIC, İSTANBUL
18. Merkle, D. (1991)) Çeviri Dr. H. Karıcı. Eletrohidrolik. FESTODIDACTIC, İSTANBUL
19. Merrit, H.e. Hydraulic Control Systems (1967). (John Wiley)
20. Pigott, R.J.S. (1944) Some Characteristics of Rotay Pums in Aviation Service Trans A.S.M.E, Vol:66, PP. 615-623
21. Pinches, J. Michael; Ashby, John. G. (1994) Güç Hidroloji. Çeviren: Mak Müh. Erol Tuna, Evren ofset Basım Sanayii ve Ticaret A.Ş.
22. Pompalar. Çeviren: Y. Mak. Müh. Naci Seyhan, (1994) M.E.B. tarafından Evren Ofset A.Ş.'ne bastırılmıştır.
23. Root, C. Donalt ; Çeviren:Mühendis ve Makina Dergidi Cilt:20, Sayı:233
24. Rohner, Peter (19949, Endüstriyel Hidrolik Kontrol, Çeviren: Mak. Müh. Ferit Erfan, Evren ofset Basım Sanayii ve Ticaret A.Ş.
25. Russel, Henke, P.E. Çeviren: Tezer Sabuncuoğlu (1975) Hidrolik Sistemlerde Gelişmeler. Mühendis ve Makina Dergisi, Cilt:19, Sayı:22. 239-245
26. Sweitzer, P.H. (1945) Effect of Aeration on Gear-Pump Delivery and Lubrication Ceiling. Transactions of the A.S.M.E. February

27. Temel Hidrolik Çeviren: Y. Mak. Müh. Ertuğrul Sever (1994). M.E.B. tarafından Evren ofset A.Ş.'ne bastırılmıştır.
28. Ulukan, Lütfullah (1970). İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Makina Elemanları Kürsüsü
29. Wilson, W.E;(19949. Rotary Pump Theory. transaction of ASME, Vol:68, PP 377-386

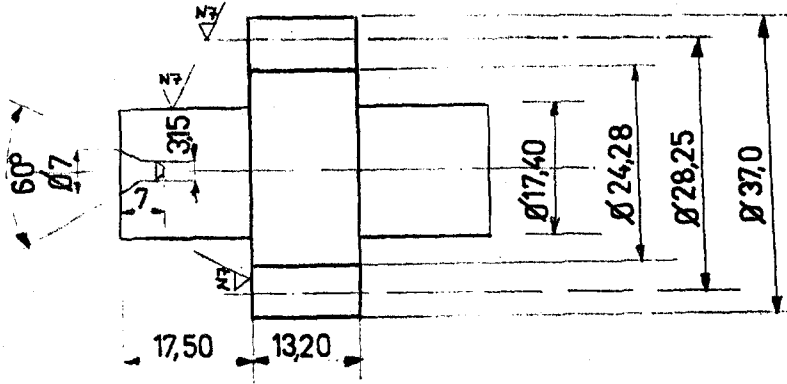


EK-I

PARÇA NO	PARÇA ADI
1	1 Nolu musluk
2	2 Nolu musluk
3	3 Nolu musluk
4	Vana
5	Nipel
6	Manson
7	Pompa flanşı
8	Pompa kasnağı
9	Pompa
10	Sac altlık
11	Yağ deposu
12	Emme deposu
13	Filtre
14	Gergi somunu
15	Elektrik motoru
16	Elek. motoru kasnağı
17	Dirsek
18	Boru
19	Kayış



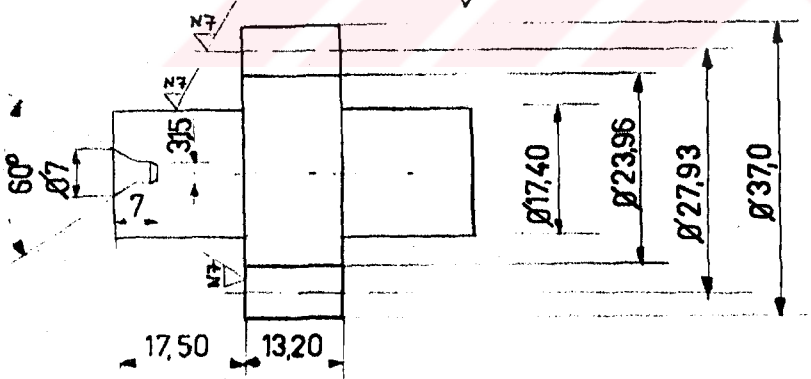
(N7/) N8/



Modül	Mn	3,175
Diş sayısı	Z	9
Tashih	X	-005

1	Pinyon dişli	1	1	Ç . 8620
Parça no	Parça ismi	Adedi	Resim no	Malzeme

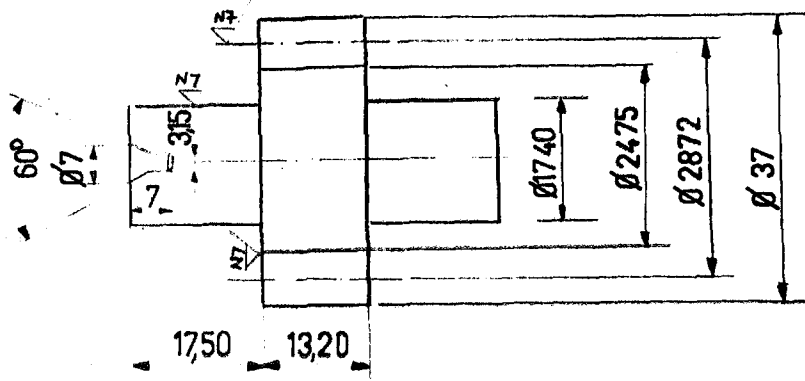
(N7/) N8/



Modül	Mn	3175
Diş sayısı	Z	9
Tashih	X	-010

2	Pinyon dişli	1	2	Ç 8620
Parça no	Parça ismi	Adedi	Resim no	Malzeme

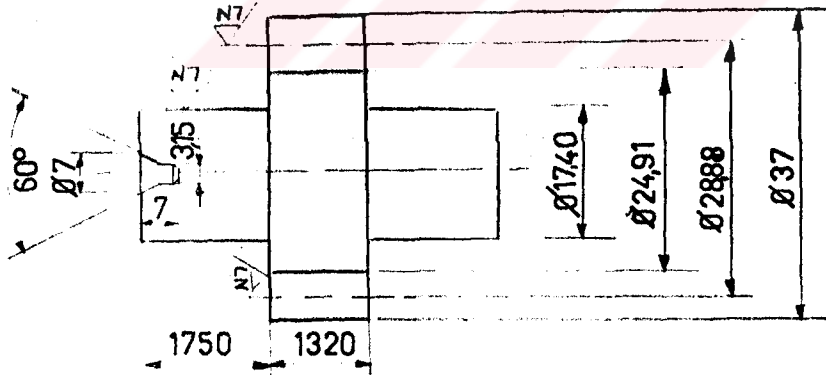
(N7) N8



Modül	M _n	3/8
Diş sayısı	Z	9
Tashi h	X	0,05

3	Pinyon dişli	1	3	Ç 8620
Parça no	Parça ismi	Adedi	Resim no	Malzeme

(N7) N8



Modül	M _n	3/8
Diş sayısı	Z	9
Tashi h	X	0,10

4	Pinyon dişli	1	4	Ç 8620
Parça no	Parça ismi	Adedi	Resim no	Malzeme