

kazandırmasına rağmen, santrifuj pompalarda olduğu gibi akışkana hidrokinetik enerji vermez. Pozitif deplâsmanlı pompalarda küçük hacimdeki akışkan itici (dişler, kanatlar, piston) ile gövde arasına sıkışıp girişten çıkışa iletilir. Bu tip pompalarda çıkışta bir sınırlama yoksa basınç farkı genelde sıfırdır. Eğer çıkış hattında herhangi bir sınırlama (kesit daralması veya bilerek vanalarda sıkıştırma) olursa sistem yapısı gereği ve de akışkan sıkıştırılamaz olduğundan basınç oluşacaktır.

Pozitif deplâsmanlı pompalar, aynı görevi yapmakla birlikte konstriftik bakımdan dişli, pistonlu ve kanatlı olmak üzere üç tiptir.

Hidrolik güç iletim ve kontrol sistemlerinde birçok avantajlı yönlerinden dolayı yüksek basınçlı dıştan düz dişli pompalar en çok kullanılan basınç üreten ünitelerdir. Bu çalışmada pompa ve motor içindeki belli bölgelerden çıkıştan-girişe kaçan iç akışkan kaçakları teorik olarak incelenmiştir (Şekil-1). Dişli pompalarda geometrik büyüklüklerle elde edilen ideal debinin pompa çıkışında elde edilmesi imkansızdır. Çünkü dişlilerin kendi aralarında ve dişli ile gövde arasındaki açıklık (çalışma toleransları) akışkan kaybına neden olur. Yüksek basınç bölgesinden alçak basınç bölgesine geçen yağ sızıntı olarak adlandırılmaktadır. Çoğunlukla sistemin volümetrik dolayısıyla genel verimi bu iç akışkan kaçağına bağlıdır. Eş çalışan yüzey çiftleri; dişli tepesi-gövde, yanal yüzler-plâkalar veya pompa gövdesi ve dişlilerin kavrama bölgeleridir. Bu yüzden bu çalışmada teorik olarak radyal aralık (dişli tepesi-gövde arası) ve yanal yüz kaçakları incelenmeye çalışılmaktadır.

2- RADYAL ARALIK KAÇAĞI

Dişli pompa dizaynı için; dişlinin diş üstü çapı ile gövde iç çapı arasında bir çalışma boşluğunun bulunması zorunludur. Bu boşluğun gereğinden daha büyük seçilmesi, yağın, yüksek basınç bölgesinden alçak basınç bölgesine olan sızıntıyı artıracaktır.

Şekil-2'de, dişli dış çapı ile gövde arasındaki h radyal aralığında dikkate alınmış sonsuz küçük elemanter akışkan elemanı görülmektedir. Bu eleman üzerindeki kuvvet dengesinden

$$\frac{dP}{dx} = \frac{d\tau}{dy} \quad (1)$$

ifadesi elde edilir. Kullanılan yağın mineral esaslı Newtonien olmasından $\tau = n \frac{du}{dy}$ ilişkisi değerlendirildiğinde (1) eşitliğinden sınır şartları olarak $y=0$ için $u=0$ ve $y=h$ için $u=U_{\max}$ alınırsa,

$$u = \frac{1}{2n} \frac{dP}{dx} (y^2 - h y) + \frac{y}{h} U_{\max} \quad (2)$$

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

$$Q = \int_0^h b u dy \quad (3)$$

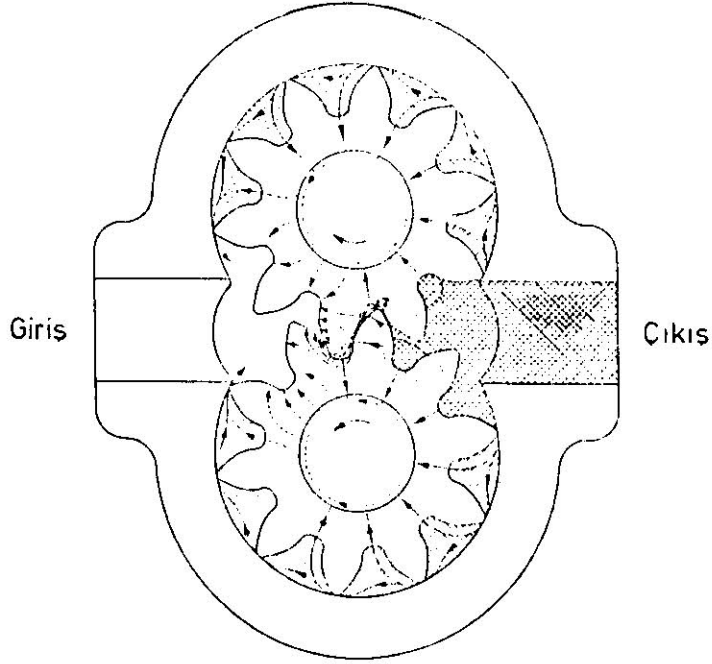
elde edilebilir. (2) eşitliği yardımıyla

$$Q = b \left(\frac{h \omega r d}{2} - \frac{h^3 \Delta P}{12n L} \right) \quad (4)$$

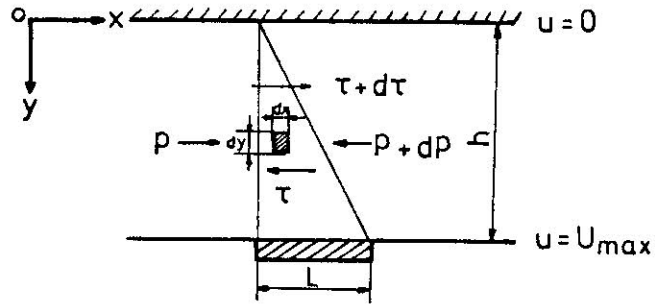
bir diş tepesinden çıkışa sürüklenen akışkan miktarı bulunur. Eşitliğin sağ tarafındaki 1. terim diş tepesine viskoz yapışma dolayısıyla çıkışa iletilen akışkanı, 2. terim ise basınç farkı dolayısıyla girişe geri dönen akışkan miktarını vermektedir. (4) yeniden düzenlenirse,

$$Q_{t.k} = b \left(\frac{h^3 \Delta P}{12n L} - \frac{h \omega r d}{2} \right) \quad (5)$$

diş tepesinden girişe kaçan akışkan miktarını veren ifade bulunur. Burada b: dişli genişliği, h: film kalınlığı, ΔP : bir dişin sağ ve solundaki basınçların farkı, n: dinamik viskozite, L: diş tepesi geniş-



Şekil-1: Tipik bir dıştan dişli pompa



Şekil-2: Elemanter akış elemanına etkiyen kuvvetler

liği, ω : açısai hızdır. Kaçak debi b, η, L, u değerlerinin sabit olması halinde sistem basıncı ve film kalınlığının büyümesi ile artacaktır.

Dişli pompadaki basınç artışı lineer kabul edildiğinden [3] , gövde ile aynı anda temasta n adet diş varsa (5) bağıntısından herhangi bir diş boşluğundaki (P_n) basıncı ve dişin yan yüzeylerindeki basınç farkı (ΔP_n) bulunabilir. Diş tepesinden geriye doğru kaçan akışkan miktarı,

$$Q_n = b \left(\frac{(P_{n+1} - P_n) h_n^3}{12 \eta L_n} - \frac{\omega r_d h_n}{2} \right) \quad (6)$$

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,

$$Q_1 = Q_2 = \dots = Q_n = Q \quad (7)$$

rahatlıkla görülebilir.

Toplam kaçak debi ifadesi ise;

$$\sum_{i=1}^n Q = \frac{b}{12 \eta} \left(\sum_{i=1}^n \frac{h_i^3 (P_{i+1} - P_i)}{L_i} \right) - \frac{\omega r_d}{2} \sum_{i=1}^n h_i \quad (8)$$

eşitliği ile bulunabilir.

Burada da film ve diş tepesi genişliğinin sabit ve $P_1 = P_{gir} = 0$, $P_{n+1} = P_{çık} = P_s$ (sistem basıncı) olduğu kabul edilirse,

$$Q = \frac{b h^3}{12 \eta L} P_s - \frac{b \omega r_d h}{2} \quad (9)$$

toplam kaçak debi değeri bulunur. Fakat bu eşitlikten görülmektedir ki,

yapılan kabuller ile herhangi bir diş tepesinden kaçan debi ile toplam debi değeri birbirine eşittir.

Gövde ile aynı anda 5 dişin temasda olduğu kabul edilir ise, kaçak debi ifadesi,

$$Q_{t.k} = b \left(\frac{h^3 P_s}{60 n L} - \frac{\omega r_d h}{2} \right) \quad (10)$$

tek dişli için elde edilir. Bu ifadede görüldüğü gibi gövde ile aynı anda temasda olan diş sayısının artması akışkan kaçağını azaltacaktır.

Şekil-3 değişik basınç ve devir sayılarında kaçak debi-film kalınlığı değişimini göstermektedir. Film kalınlığının büyümesi ile; önce çıkışa sürüklenen akışkan miktarında bir artma gözlenirken, film kalınlığının, her basınç ve devir sayısına göre değişen belli bir limit değerinden sonra, dişli hareketinin tersi yönünde oluşan basınç gradyanının etkisi ile girişe dönen akışkanda artış görülmektedir. 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 viskoz akışkanın devir sayısının düşmesi ile azalmasındandır. Bu nedendir ki yüksek basınçlı dişli pompalarda devir sayısının büyük seçilmesi gerekir. Bu tip pompalarda tepe kaçağının olmaması için, alçak basınçlı pompaya nazaran daha hassas işlenmesi istenir.

Boyutsuz büyüklüklerle çalışmak, dizayncıların istedikleri boyutu kullanarak çalışma serbestliği sağlaması bakımından, çalışmamızın bu bölümünde, aşağıdaki gibi boyutsuz parametreler tanımlayarak, incelemeyi daha genel hale getirebiliriz. (10) denklemi,

$$\bar{Q}_{t.k} = \frac{Q_{t.k}}{\omega \cdot r_d}, \quad \bar{b} = \frac{b}{r_d}, \quad \bar{h} = \frac{h}{r_d}, \quad \bar{L} = \frac{L}{r_d}, \quad \bar{P} = \frac{\Delta P}{n \omega} \quad (11)$$

boyutsuz parametrelerin yardımı ile,

$$\bar{Q}_{t.k} = \frac{\bar{b}}{2} \left(\frac{\bar{P} \cdot \bar{h}^3}{30 \cdot \bar{L}} - \bar{h} \right) \quad (12)$$

şeklinde boyutsuz olarak ifade edilir.

Şekil-4 ise boyutsuz $\bar{Q}_{t.k}$ ile, boyutsuz film kalınlığı \bar{h} 'ın değişik \bar{P} değerindeki değişimini vermektedir.

Eğrinin formu Şekil-3 ile benzer bir görünümündedir. Buradada önce \bar{h} 'ın artması ile dış üstüne yapışarak çıkışa sürüklenen akışkanda artma görülürken, her \bar{P} değeri için değişik limit \bar{h} değerinden sonra, girişe doğru akışkan kaçağı başlamakta ve yine değişik film kalınlıklarında kaçak bölgesine girilmektedir. Şekil-4'de bulunan değerden boyutlu büyüklüğe geçişi bir misalle şu şekilde açıklayabiliriz. Boyutsuz film kalınlığının $\bar{h} = 10 \cdot 10^{-4}$ ve \bar{P} 'inde $200 \cdot 10^4$ seçilmesi halinde $\bar{Q}_{t.k} = 16,5 \cdot 10^{-5}$ olmaktadır. Boyutlu değerini bulmak için (11)'deki değeri alınır ve $n:1500$ dev/dak, $r_d: 20 \cdot 10^{-3}$ m. seçilmesi halinde $Q_{t.k} = 20,7 \cdot 10^{-2}$ cm³/sn olmaktadır.

Radyal akışkan kaçağı ile ilgili yapılan bu analiz, tek dişli içindi, sistemde iki dişli olduğundan, bulunan değerlerin iki katının alınması ile sistemin toplam radyal kaçağı bulunur.

3. DIŞLI YAN YÜZ ARALIK KAÇAĞI

Dişli düz yan yüzü ile yan plâkalar (bazı dizaynlarda pompa gövdesi) arasında uygun bir çalışma boşluğunun bulunması pompa dizaynı için gereklidir. Bu boşluğun gereğinden fazla büyük veya küçük seçilmesi, volümetrik ve genel verimi arzu edilmeyen ölçüde etkileyecektir. Burada film kalınlığının üst ve alt limitleri tesbit edilerek, volümetrik verimi maksimum seviyede tutacak teorik çalışma yapılmıştır. Bu amaçla Şe-

kil -5'deki dişli çiftini iki bölgeye ayırarak inceleyebiliriz.

Birinci bölge olarak dişlinin üçüncü ve ikinci çeyreği, ikinci bölge olarakda dördüncü ve birinci çeyrek dikkate alınabilir. Burada açıkça görüldüğü gibi IV. çeyrek ili birinci çeyrek arasındaki basınç farkının III. çeyrek ile ikinci çeyrek arasındaki basınç farkından büyük olması ikinci bölgedeki akışkan kaçağını artıracaktır. Ayrıca dişlinin hareket yönü dikkate alındığında, birinci bölgede kaçağa karşı koyma yönünde olduğu halde II. bölgenin hareket yönü kaçağı artırıcı rol oynamaktadır. Bu nedenle birinci bölgedeki kaçak, ikinci bölgeye göre ihmal edilebilir diyebiliriz. Ancak iki bölge arasında kıyas yapabilmek için, ikisi içinde kaçak debi ifadeleri çıkarılarak incelenmiştir.

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

Burada,

r_m : mil yarıçapı, r_o : ortalama yarıçapı ve $r_d - r_m = b$, $L = \pi \cdot r_o$ (akışkanın girişten çıkışa takip ettiği ortalama yol) tanımı ile,

Birinci bölge için,

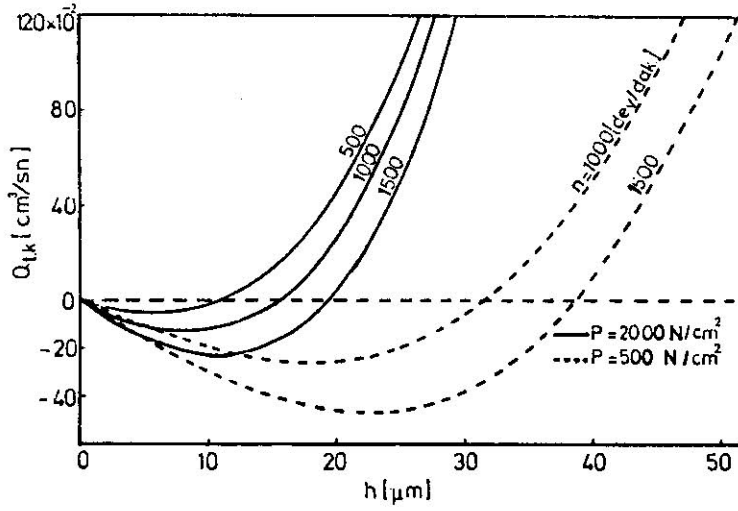
$$Q_I = \int_0^h b U_0 dy \quad (13)$$

yazılır ve U_0 yerine (2)'deki değeri konup integre edilir sonrada I. bölgedeki kaçak debiyi ($Q_{y.k.I}$) bulmak için eksi ile çarparsak,

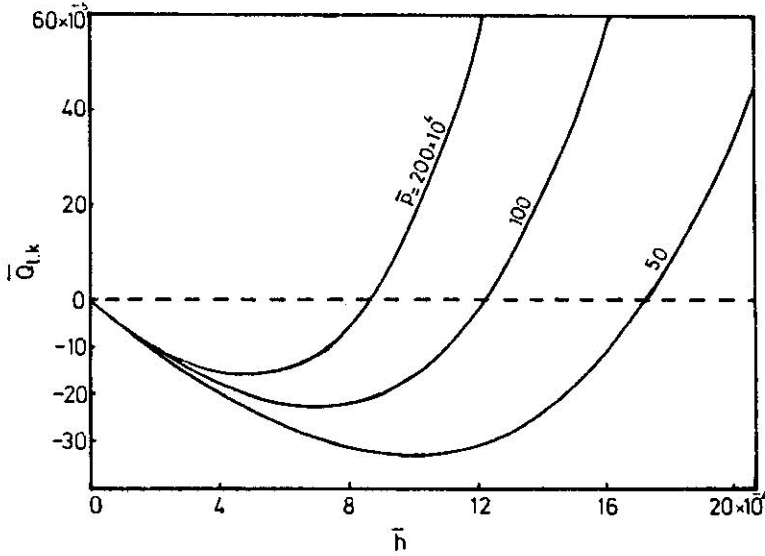
$$Q_{y.k.I} = b \left(\frac{h^3 \Delta P}{12 n L} - \frac{\omega r_o h}{2} \right) \quad (14)$$

kaçak debi ifadesi elde edilir.

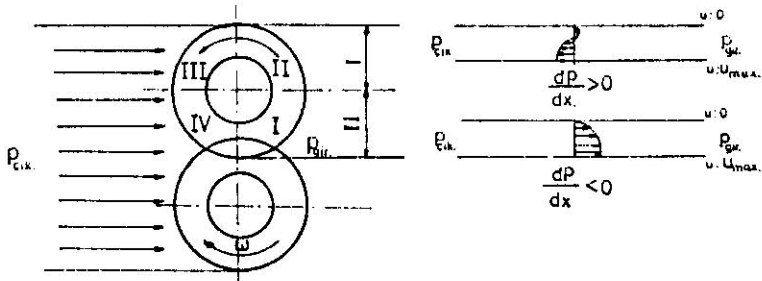
Dişli yan yüz kaçağını incelerken, diş boşluklarının bulunmadığını, yani iki tarafından yataklanmış bir diskin yan yüzeylerinden olan akışkan kaybı dikkate alınacaktır.



Şekil -3: Kaçak debinin film kalınlığı ile değişimi



Şekil-4: Kaçak debinin film kalınlığı ile değişimi



Şekil-5: Dişli pompa yan yüzeyindeki karakteristik bölgeler

Bu kabuller ile yapılan değerlendirme neticesinde Şekil-6 I. bölge için kaçak debi-film kalınlığı değişimini vermektedir.

Görüldüğü gibi, belirli bir (ΔP) basınç değerinde ve film kalınlığının belli bir limitine kadar, eğrilerin negatif bölgede kalması, kaçağın I.bölge için söz konusu olmadığını doğrulamaktadır.

II.bölge için, Şekil-5'de tarif edilen şekli ile π ile 2π arasındaki bölge dikkate alınmıştır. (10) eşitliğinin ikinci bölge için düzenlenmesi ile,

$$Q_{y.k.II} = b \left(\frac{\Delta P h^3}{12 \eta L} + \frac{\omega r_o h}{2} \right) \quad (15)$$

kayıp debi ifadesi elde edilir. Bu analiz neticesi, Şekil-7 ikinci bölge için kayıp debi-film kalınlığı değişimi görülmektedir. Film kalınlığının artması, her basınç değeri için ikinci bölgedeki yan yüz kaçağını artırmaktadır.

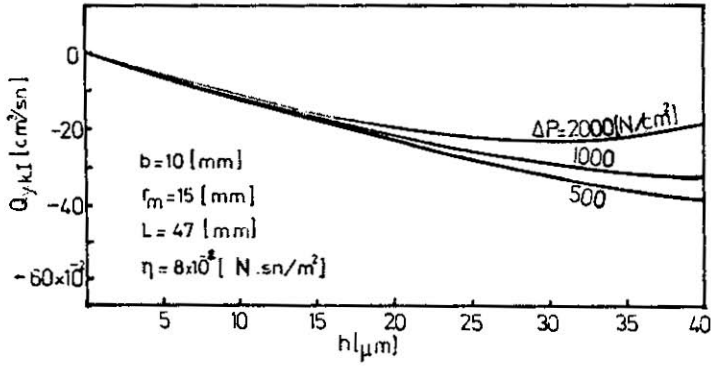
Asıl kaçak bölgesi burası olduğundan, incelemeyi tek bir diş genişliği için yaptığımızda, b değerinin aynı fakat L'nin değişmiş (küçülmüş) olmasından kayıp debi-film kalınlığı ilişkisi Şekil-8'deki gibidir.

Yan yüzey kaçağının maksimum değere ulaştığı bölge iki dişlinin temas bölgesidir. Bu analiz Şekil-9'un dikkate alınması ile, (11) eşitliği yeniden düzenlenir ise,

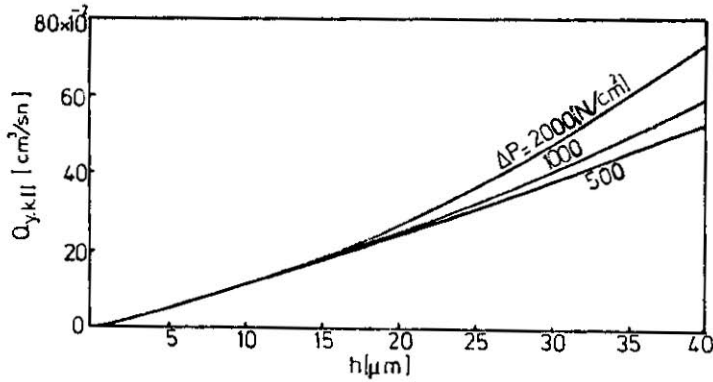
$$Q_{y.k.m} = b \left(\frac{\Delta P . h^3}{12 \eta L} + 2 \frac{\omega r_d h}{2} \right) \quad (16)$$

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

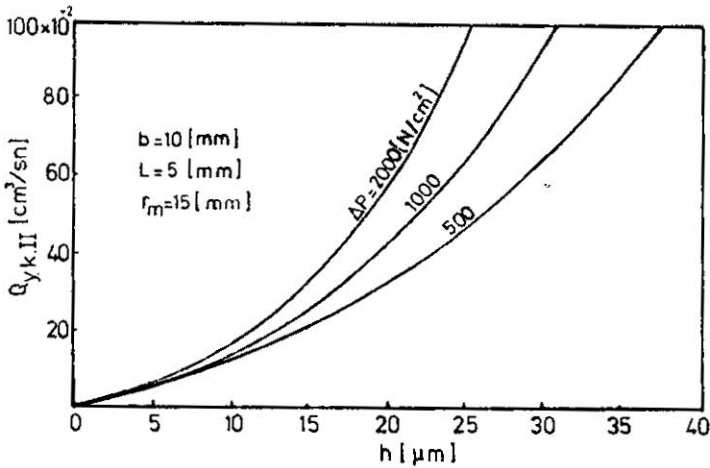
Radyal aralık kaçağı ile, yanal yüzde bir diş bölgesinden meydana gelen kaçak (ikinci bölgede), bir mukayese olması bakımından Şekil-10'da birlikte gösterilmiştir.



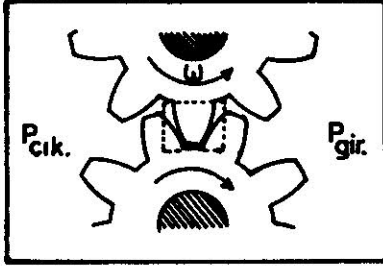
Şekil-6: Yanal yüz akışkan kaçağının film kalınlığı ile değişimi



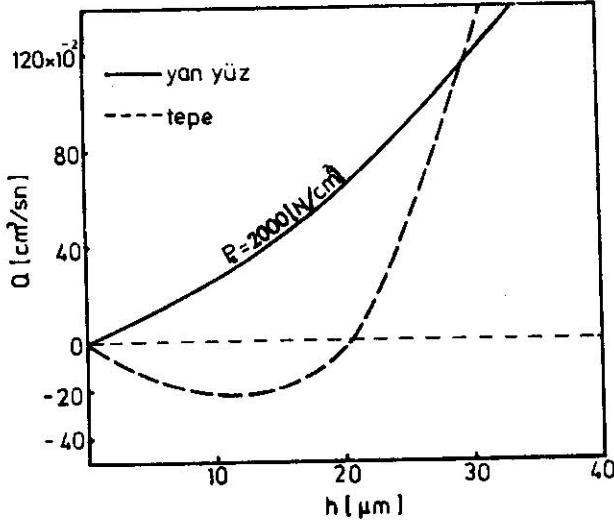
Şekil-7: Yanal yüz kaçak debisinin film kalınlığı ile değişimi



Şekil-8: Yanal yüz kaçak debisinin film kalınlığı ile değişimi



Şekil-9: Dişli kavrama bölgesi



Şekil-10: Tepe kaçağı ile yanal yüz kaçağının mukayesesi

Film kalınlığı ne olursa olsun yanal yüzün ikinci bölgesinde devamlı bir kaçak mevcut olduğu halde, tepe kaçağı ise film kalınlığının belli bir limit değerinden sonra olmaktadır. Burada şuda açıkça görülmektedir ki film kalınlığının belli bir değerinden sonra tepe kaçağı, yan yüz kaçağından daha büyük değerler almaya başlamaktadır. En az kaybı verecek olan film kalınlığının seçilmesi halinde, görülmektedir ki sistemin volümetrik verimine etkili olan kaçak yan yüz kaçağıdır.

Kaçaklarla ilgili, literatürde fazla çalışma yoktur. Mevcut olanlarda ampirik esasa dayanmaktadır. Wilson volümetrik verim üzerine yaptığı çalışmada, kaçaklardan yüzeysel olarak bahsetmiştir [1]. Henke dişli pompalardaki akışkan kaçağının bulunmasında kullanılabilecek ampirik bağıntılar vermiştir [2]. Ancak kaçakların bulunmasında [3]'de yapılan çalışmalar [2]'deki neticelere göre daha gerçekçi sonuçlar vermektedir. Horne ise diş temas bölgesindeki, yanal yüz ile radyal bölgedeki kaçakları mukayeseli olarak incelemiş ve yanal yüz kaçağının diğerlerine göre daha büyük olduğu sonucuna varmıştır [4]. 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 [5].

4- SONUÇ

Geometrik büyüklüklerle elde edilen ideal debinin, yukardaki analizden görüldüğü üzere; iç akışkan kaçağı nedeniyle elde edilmesi imkânsızdır. Yapılan bu çalışmada teorik olarak gösterilmiştir ki, yan yüz kaçağı tepe kaçağının yanında çok büyük bir öneme sahiptir. Bu ise daha önce yapılan çalışmalar ile uyum sağlamaktadır. Radyal aralık kaçağı; film kalınlığının 5-15 μm arasında seçilmesi (Şekil-3) en emniyetli değere yaklaştırmaktadır. Yanal yüz kaçağı ise (Şekil-7) film kalınlığı ne olursa olsun mevcuttur. Sıfır aralıksız bir pompa yapılamayacağına ve çalışan yüzeyler arasında; metal-metal sürtünmesini önlemek, yani hem aşınmayı, hemde tahrik momentini azaltmak için bir yağlayıcı film bulunacaktır. Bu ise Şekil-5'den görüldüğü gibi IV.bölgeden I.gölgeye olan akışkan kaçağını kaçınılmaz kılmaktadır. Şekil-7'de ise 0-15 μm arasındaki film kalınlığında, değişik basınç değerleri için kaçak, h 'ın artması ile eğimi aynı kalan bir doğru şeklinde artmaktadır. 15 μm 'den sonra basıncın değişmesi ile aynı film kalınlığındaki kaçakda değişmektedir. Pompa dizayncılarına 0,5-15 μm arasındaki çalış- ma boşluğunu, emniyetli bir çalışma için tavsiye edebiliriz.

Belirtilen bu tolerans değerlerine ise günümüz teknolojisi ile hızla yaklaşılmaktadır. Hema Hidrolik'in yapmış olduğu deneysel çalışmada, volümetrik verimin % 96 - % 97 civarında olduğu belirtilmiştir [6].

KAYNAKLAR

- 1- Wilson, W.E.: "Rotary Pump Theory" Trans of ASME, Vol.68, PP.377-386, (1946).
- 2- Henke, R.W.: "Internal leakage in gear pumps", Applied Hydraulics,

Vol.8, PP. 63-66, Dec. (1955).

- 3- Canbulut, F.: "Yüksek basınçlı dişli pompalarda iç akışkan kaçağı, tahrik momenti ve dişli elâstik deformasyonlarının teorik analizi". Yüksek lisans tezi olarak Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsüne sunulacaktır (1986)
- 4- Horne, P.M.: "An intruduction to positive displacement pumps for oil hydraulic systems". Journal of the institution of the certificated Engineers, (1958), South Africa.
- 5- Koç, E.: "Wear Plate Lubrication in External Gear Pumps". M.SC Qual Thesis, Birmingham University, (1981).
- 6- Hema Hidrolik Makina Sanayii ve Tic.A.Ş.,Pompa Üretim Katoloğu, (1985).
- 7- Beacham, T.E.: "High Pressure Gear Pumps", Proc.I.Mech.E.,Vol. 155, PP. 417-452, (1946)