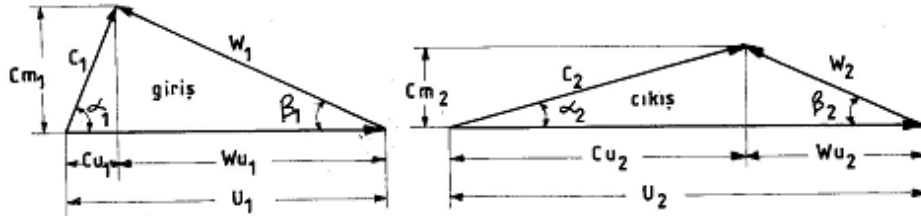


5. SANTRİFÜJ POMPALARDA TEORİK ESASLAR

5.1. Hız Üçgenleri

Suyun çark içindeki hareketine etki eden çeşitli hız bileşenleri, hız vektörleri halinde gösterilerek incelenir. Hız vektörlerinin oluşturduğu diyagram üçgen şeklindedir ve hız üçgeni olarak isimlendirilir. Hız üçgenleri çark kanatları üzerinde herhangi bir nokta için çizilebilir. Fakat burada önemli olan hız üçgenleri, suyun çark giriş ve çıkış noktalarında çizilecek üçgenlerdir. Bu noktalarda çizilen üçgenler giriş ve çıkış hız üçgenleri olarak isimlendirilir. Şekil 5.1'de giriş ve çıkış hız üçgenleri görülmektedir.



Şekil 5.1. Hız üçgenleri (Karassik vd. 1985)

Suyun çark kanatları arasındaki hareketi incelenirken üç hız göz önüne alınır. Bunlar:

1) Çevre hız (U): Çevre hızı, çarkın dönmesi sonunda incelenen noktada oluşan çevre hızıdır.

2) Mutlak hız (C): Mutlak hız çark içinde hareket eden suyun gövdeye göre hızıdır. Mutlak hız, çevre hızı ile bağıl hızın vektörel toplamıdır.

3) Bağıl hız (W): Bağıl hız, suyun çarka göre hızıdır.

Hız vektörleri ile çizilen hız üçgeninin elemanları giriş için (1), çıkış için ise (2) indisi ile gösterilmektedir. Çevre hızı ile mutlak hız arasındaki açı (α), çevre hızı ile bağıl hız arasındaki açı (β) ile gösterilir. (C_u) mutlak hızın teğetsel bileşeni, (W_u) bağıl hızın teğetsel bileşeni veya diğer bir deyişle çevre hız vektörü üzerindeki izdüşümüdür. (C_m) ise mutlak hızın dikey bileşenidir. (C_m) bileşeni radyal pompalarda radyal, aksiyal pompalarda ise aksiyal doğrultudadır.

5.2. Suyun Çark İçindeki Hareketi ve Temel Denklem

Santrifüj pompalarda suyun pompa çarkına $\alpha_1 = 90^\circ$ olacak şekilde girmesi nedeniyle $C_{u1} = 0$ olur ve

$$H_{te0\infty} = \frac{U_2 \cdot C_{u2}}{g}$$

elde edilir (Karassik vd. 1985). Bu eşitlik santrifüj pompalarda **“temel denklem** veya **euler eşitliği”** olarak bilinir.

Temel denklem, sonsuz sayıda kanatları bulunan bir çark ve ideal akış için uygulanabilir. Gerçekte kanat sayısı belirlidir ve yakın iki kanat arasında giderek genişleyen bir kanal vardır. Suyun çarkta akışı sırasında meydana gelen sirkülasyon akımı nedeniyle kanatların ön ve arka yüzlerinde su zerreciklerinin bağıl hızları birbirinden farklıdır. Bu olay sonucu bağıl hızın, çevre hızı ile yaptığı (β_2) açısı küçülür ve (α_2) açısı ise büyür. Sonuçta çarkın meydana getireceği yükseklik azalır. Çünkü hız üçgenlerindeki ilgilere de görüleceği gibi $C_{u2} = C_2 \cdot \cos \alpha_2$ bağıntısı nedeni ile (α_2) açısının büyümesi, bu açının kosinüs değeri ile ilgili bulunan (C_{u2}) değerini küçültmektedir. η_k kanat sayısına bağlı bir verim değeri kabul edilirse temel denklem aşağıdaki gibi olur.

$$H_{te0} = \eta_k \cdot H_{te0\infty} = \eta_k \cdot \frac{U_2 \cdot C_{u2}}{g}$$

$H_{te0\infty}$: Sonsuz sayıda kanat durumu için yükseklik,

H_{te0} : Belirli sayıda kanat için yükseklik,

η_k : Kanat verimidir.

5.3. Santrifüj Pompalarda Kuramsal ve Gerçek Verdi-Yükseklik Karakteristik Eğrileri

Temel denklemdeki (C_{u2}) değeri, çıkış hız üçgeninden aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Karassik vd. 1985);

$$C_{u2} = U_2 - W_{u2} = U_2 - \frac{C_{m2}}{tg \cdot \beta_2}$$

Bu değer temel denklemde yerine konursa;

$$H_{te0\infty} = \frac{U_2 \left(U_2 - \frac{C_{m2}}{tg \cdot \beta_2} \right)}{g} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cdot C_{m2}}{g \cdot tg \beta_2}$$

Bulunur (Karassik vd. 1985). Çark kanatları arasındaki kanal genişliği (b_2) ve çark dış çapı (D_2) ise çıkış verdisi;

$$Q = C_{m2} \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \text{ olarak yazılabilir.}$$

Buradan görüldüğü gibi C_{m2} vektörü verdi ile ilgilidir ve çarkın çıkışında doğrudan doğruya verdiyi sağlar.

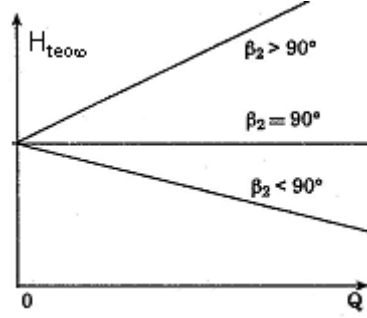
$$C_{m2} = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} \text{ değeri yukarıda yazılan temel denklemde yerine}$$

konursa:

$$H_{te0\infty} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cdot Q}{g \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot tg \beta_2}$$

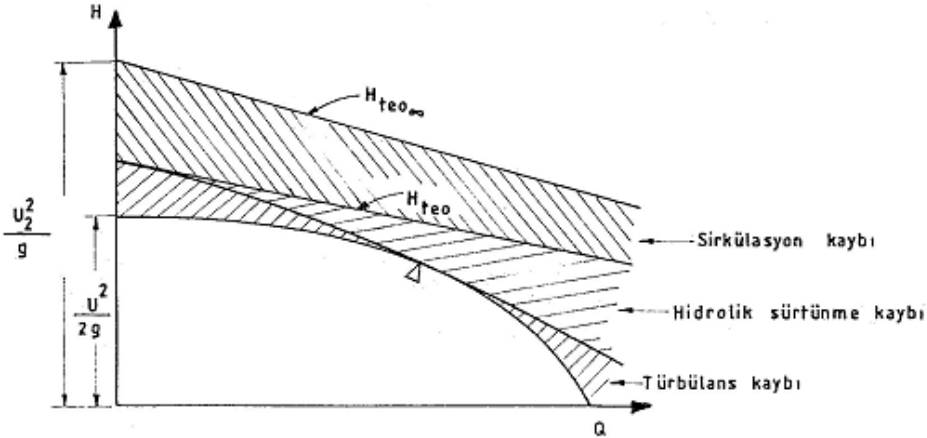
Bulunur (Özgür 1983). Buradan görüldüğü gibi çap ve genişliği belli pompanın sabit çalışma hızı için (Q) verdisi ile ($H_{te0\infty}$) yüksekliği arasında doğrusal bir

ilişki bulunmaktadır. Bu ilişkiyi veren doğrunun eğimi (β_2) açısının değerine bağlı bulunmaktadır (Şekil 5.3). Verdinin sıfır olması halinde ($C_{m2} = 0$ hali) $\left(H_{te0\infty} = \frac{U_2^2}{g} \right)$ değerini alır. Bu değer ordinatta başlangıç noktasıdır. ($\beta_2 = 90^\circ$) olması halinde doğru yataydır.



Şekil 5.3. Verdi ile teorik yükseklik arasındaki ilişki (Özgür 1983, Karassik vd. 1985)

($\beta_2 < 90^\circ$) için verdi arttıkça yükseklik azalacak, buna karşılık ($\beta_2 > 90^\circ$) için verdinin artması ile yükseklikte artmaktadır. Bu durumda mutlak hız çevre hızından daha büyük olmaktadır. Santrifüj pompalarda genellikle ($\beta_2 < 90^\circ$) ilişkisi vardır. Bu ilişkiye göre çizilen ($H_{te0\infty} - Q$) eğrisi, azalan eğri şeklindedir (Şekil 5.4).



Şekil 5.4. Kuramsal ve gerçek yükseklik-verdi eğrisi (Özgür 1983)

Pratikte $H_{te0\infty}$ eğrisi hiçbir zaman elde edilemez. Bunun nedeni çeşitli kayıplardır (Şekil 5.4).

5.4. Santrifüj Pompalarda Kayıplar ve Verimler

Pompada meydana gelen kayıplar göz önüne alınarak verim tanımlamaları yapılır. Dört tip verim tanımlaması yapılmaktadır. Bunlar;

- Volumetrik verim,
- Hidrolik verim,
- Mekanik verim,
- Toplam pompa verimidir.

Volumetrik verim: Çarktan çıkan verdi aynen basma borusuna geçmez. Suyun bir kısmı çarkın dış tarafından tekrar emme tarafına geçer ya da mil ile salmastra kutusu arasında sızmayla kaybolur. Verdide bu azalma “volumetrik verim” ya da “kaçak verim” olarak tarif edilir. Volumetrik verim aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_s} \cdot 100$$

$$\eta_v = \frac{fBG - sBG}{fBG} \cdot 100 \text{ olur.}$$

Burada;

- η_v : Volumetrik verim (%),
- Q : Pompanın verdisi (m^3/s),
- Q_s : Sızmayla kaybolan verdi (m^3/s),
- fBG : Fren gücü (BG),
- sBG : Sızma ile kaybolan güç (BG).

Şekil 5.7’de özgül hız (n_q) ve verdiye (Q) bağlı olarak volumetrik verim değerleri verilmiştir.

Hidrolik verim: Su çarkın içinden geçerken çeşitli sürtünme ve çalkantı (türbülans) kayıplarının güce etkisini açıklayan verim hidrolik verimdir. Hidrolik verim pompada elde edilen gerçek manometrik yükseklik ile teorik yükseklik arasındaki orandır.

$$\eta_h = \frac{H_m}{H_{teo}} \cdot 100 \text{ veya } \eta_h = \frac{fBG - hkBG}{fBG} \cdot 100$$

olur. Pompanın ölçüleri toplam yükseklik (H_{teo}) cinsinden yazılırsa;

$$H_m = \eta_h \cdot H_{teo} \quad H_{teo} = \eta_k \cdot H_{teo\infty} \quad \text{ve} \quad H_m = \eta_h \cdot \eta_k \cdot H_{teo\infty}$$

eşitlikleri yazılabilir. Hidrolik verim yukarıdaki formüllerle bulunabileceği gibi aşağıdaki formülle de bulunabilir (Karassik vd. 1985).

$$\eta_h = \left(1 - \frac{0,071}{Q^{0,25}}\right) \cdot 100$$

η_h : Hidrolik verim (%),
 Q : Pompanın verdisi (m^3/s)'dir.

Verdiyle hidrolik verim arasındaki ilişki grafik olarak Şekil 5.8'de görülmektedir. Yukarıda ve bir önceki konuda verilen kanat verimi için değişik formüller geliştirilmiştir. Bunlardan bir tanesi Amerika'da kullanılan aşağıdaki bağıntıdır.

$$\eta_k = 1 - \frac{\pi \cdot \sin \beta_2}{z}$$

Eşitlikte;

η_k : Kanat verimi (-),
 β_2 : Çark çıkışında bağıl hız (W_2) ile çark çevre hızı (U_2) arasındaki açı ($^\circ$),
 z : Çarktaki kanat sayısıdır (adet).

Avrupa'da daha çok kullanılan ve Pfeleiderer tarafından verilen kanat verimi formülü ise;

$$\eta_k = \frac{1}{1 + \frac{a}{z} \cdot \left(1 + \frac{\beta_2}{60}\right) \cdot \frac{2}{1 - (r_1/r_2)^2}}$$

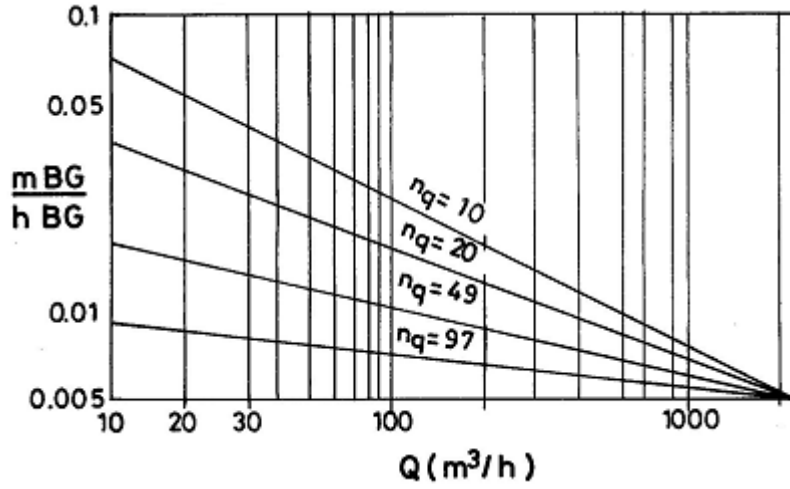
şeklinde verilmektedir (Karassik vd. 1985). Bağıntıda $r_1/r_2 < 1/2$ olduğu koşulda $r_1/r_2 = 1/2$ alınmalıdır. Eşitlikte;

a : Katsayı olup volüt gövdede $a = 0,65 \dots 0,85$, kanatlı difüzör gövdede $a = 0,6$ ve kanatsız difüzör gövdede $a = 0,85 \dots 1,0$ alınabilir.
 z : Kanat sayısı (adet),
 r_1 : Çark giriş yarıçapı (mm),
 r_2 : Çark çıkış yarıçapı (mm).

Mekanik verim: Mekanik sürtünme; pompa mili ile yataklar ve salmastra kutusundaki sızdırmazlık elemanı arasındaki ve çark ile su arasındaki sürtünmeden meydana gelir. Mekanik verim aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\eta_m = \frac{fBG - (dBG + mBG)}{fBG} \cdot 100$$

Şekil 5.9'da özgül hız ve verdiye bağlı olarak yatak ve mil sürtünmesinden kaynaklanan güç kaybı (mBG/hBG) olarak verilmiştir.



Şekil 5.9. Verdi-özgül hızı göre mekanik sürtünme kayıpları (Karassik vd. 1985)

Toplam verim: Toplam verim yukarıda sıraladığımız 3 verimden elde edilir ya da suya verilen güç ile pompa miline verilen güç arasındaki orandır. Buna göre toplam verim;

$$\eta_p = \frac{hBG}{fBG} \cdot 100 \quad \text{veya} \quad \eta_p = \frac{fBG - (sBG + hkBG + dBG + mBG)}{fBG} \cdot 100$$

olur. Buna göre toplam verim pompanın genel güç dengesini tanımlayan bir terim olmaktadır. Pompanın yararlı gücü aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$hBG = \frac{Q \cdot H_m \cdot \gamma}{75}$$

Bu değer yukarıdaki formüllerde yerine konursa toplam verim elde edilir.

$$\eta_p = \frac{Q \cdot H_m \cdot \gamma}{75 \cdot fBG}$$

Mekanik verim değeri güç cinsinden yazılırsa;

$$\eta_m = \frac{(Q + Q_s) \cdot H_{teo} \cdot \gamma}{75 \cdot fBG}$$

olur. Diğer taraftan;

$Q = \eta_v \cdot (Q + Q_s)$ ve $H_m = \eta_h \cdot H_{teo}$ değerleri yerine konursa toplam verim aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\eta_p = \frac{\eta_v \cdot (Q + Q_s) \cdot \gamma \cdot H_{teo} \cdot \eta_h}{75 \cdot fBG} \quad \text{bulunur.}$$

Mekanik verim eşitliğinde fBG-(dBG+mBG) değeri pompa çarkı tarafından suya verilen gücü belirtir. Buna göre;

$$fBG - (dBG + mBG) = \frac{(Q + Q_s) \cdot H_{teo} \cdot \gamma}{75}$$

eşitliği yardımıyla mekanik verim;

$$\eta_m = \frac{(Q + Q_s) \cdot H_{teo} \cdot \gamma}{75 \cdot fBG}$$

olduğundan kısaltmalar yapılırsa;

$$\eta_p = \eta_v \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

şeklinde bulunur. Toplam verim pompa verimi ya da genel verim olarak da adlandırılabilir.