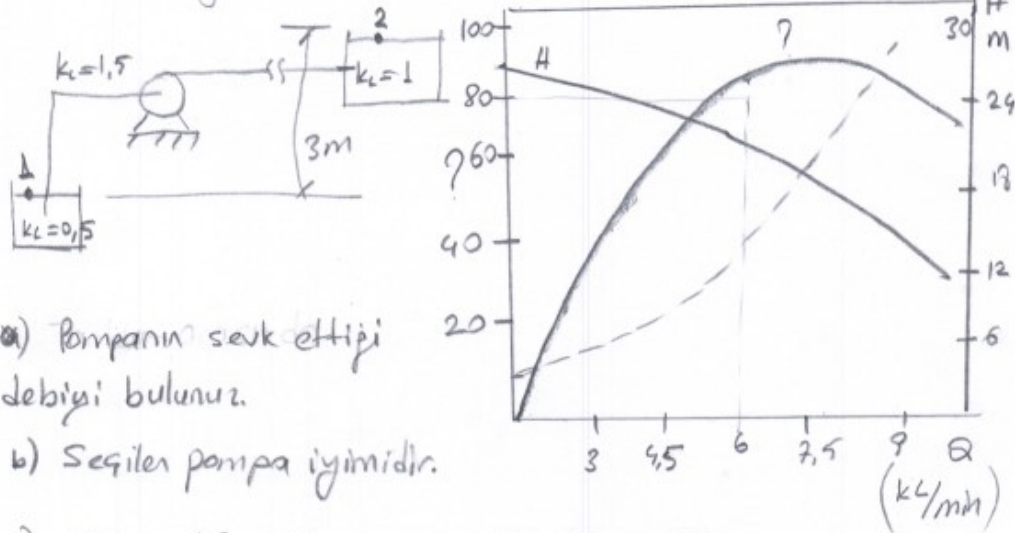


ÖRNEK<sup>M</sup>

Su 1. tanktan 2. tanka şekilde pürlüdüğü gibi pompalanmaktadır. Boru çapı 15 cm ve boru boyu 60 m dir. Diğer kayıp katsayıları şekil üzerinde verilmiştir.  $f=0.02$  dir. Bu pompanın performans karakteristiği şekilde verilmiştir.



- Pompanın sevki ettiği debiyi bulunuz.
- Seçilen pompa iyimidir.
- Eğer  $\Delta z = 24$  m ve  $\Delta z = 30$  m olursa pompanın çalışma durumu nasıl değişir.

Çözüm: ① ile ② arasındaki enerji dengesini yazarsak

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + H_p = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \sum h_{kT}$$

$$H_p = (z_2 - z_1) + \sum h_{kT}$$

$$H_p = (z_2 - z_1) + \left( f \cdot \frac{L}{D} + \sum K \right) \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$\sum K = 0,5 + 1,5 + 1,0 = 3,0$$

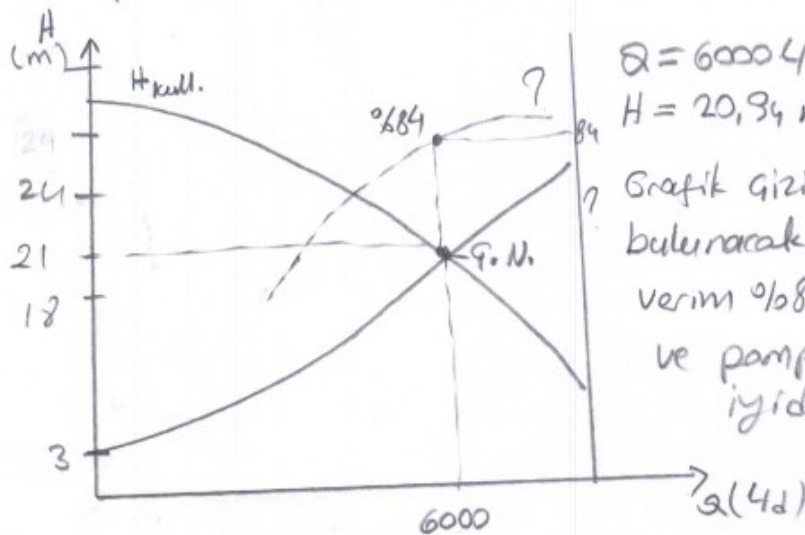
$$V = \frac{Q}{\pi D^2} \cdot \frac{4}{\pi D^2}$$

$$H_p = (z_2 - z_1) + \left[ f \frac{L}{D} + \sum K \right] \frac{4^2 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot D^5 \cdot 2 \cdot g}$$

$$H_p = 3 + \left[ 0,02 \frac{60}{0,15} + 3,0 \right] \frac{16 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot 0,15^5 \cdot 2 \cdot 9,81}$$

$$H_p = 3 + 1795 Q^2 \quad (m^3/s) \text{ Debi}$$

$$H_p = 3 + 4,986 \times 10^{-7} Q^2 \rightarrow \text{Debi (L/dak)}$$

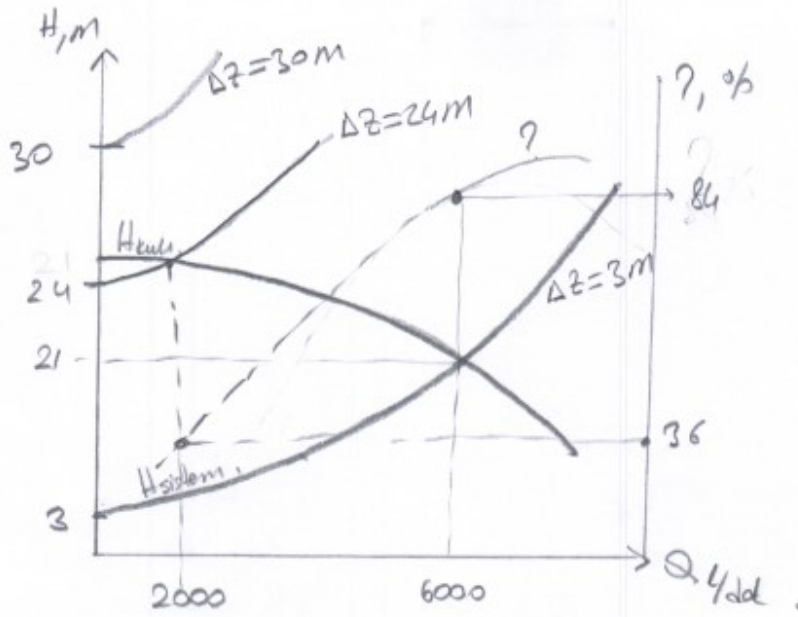


$$Q = 6000 \text{ L/d kesilir}$$

$$H = 20,94 \text{ m}$$

Grafik çizilerek  
bulunarak.

verim %84 bulunur  
ve pompa seçimi  
iyidir.



Eğer  $\Delta z = 24 \text{ m}$  olursa verim %36 olarak seçim köle olacaktır.

Eğer  $\Delta z = 30 \text{ m}$  olursa pompa  $H_{kul}$  ve  $H_{sistem}$  eğrileri kesismemektedir. Yani 30 çalışma limitinin dışındadır.

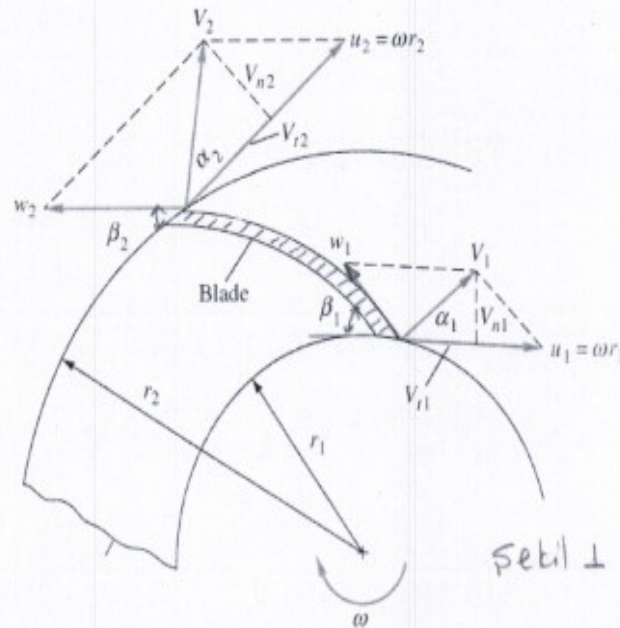
Bu pompayı geliştirmek için,  $Q = 6000 \text{ l/dk} = 0,1 \text{ m}^3/\text{s}$

$$W_{mil} = \frac{\gamma Q H_s}{\eta} = \frac{9810 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \cdot 0,1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 20,94 \text{ m}}{0,84}$$

$$W_{mil} = 24454 \text{ W}$$

$$\boxed{W_{mit} = 24,5 \text{ kW}} \quad \text{motor pücu perekli}$$

## Temel pompa Teorisi :



idealleştirilmiş hız diyagramı şekilde gösterilmiştir. Ayrıca, çarka  $\beta_1$  kanat açısına teğet olan  $w_1$  hız bileşeni ve çarkın çevresel hızı ile aynı değerde olan çevresel hız  $u_1 = \omega \cdot r_1$  ile  $r_1$  den girdiği kabul edilir. Mutlak giriş hızı  $w_1$  ve  $u_1$ 'in vektörel toplamı olup  $V_1$  ile gösterilir. Benzer olarak akış çarktan kanat açısı  $\beta_2$ 'ye teğet  $w_2$  hızı ve çevresel hız  $u_2 = \omega \cdot r_2$  hızı olarak üzere toplam  $V_2$  hızı ile  $r_2$ 'den çıkar.

Acisal momentum teoremi' göre momentumun momenti  $\vec{r} \times \vec{V}$  çarpımıyla tanımlandığından  $\vec{V}_1$  ve  $\vec{V}_2$ 'nin

Yalnızca tepeysel bileşenleri mil torquesi ile ilişkilidir.  
 bu tepeysel bileşenler  $V_{1t}$  ve  $V_{2t}$  ile gösterilmiştir.  
 Mil için Euler-turbinine denklemini gösterildiği gibi  
 giriş - çıkış momentum momentinde meydana gelen değişime  
 eşit olmaktadır.

$$T_{mil} = \rho Q (r_2 V_{2t} - r_1 V_{1t})$$

Yada  $\alpha_1$  ve  $\alpha_2$  açıları ile mutlak hız vektörlerin büyüklükleri  
 cinsinden

$$T_{mil} = \rho Q (r_2 V_2 \cos \alpha_2 - r_1 V_1 \cos \alpha_1)$$

Basitleştirilmiş analizde tersinmez kayıplar söz konusu değildir.  
 Ağızdan pompa verimi  $\boxed{\eta = 1}$  olup hidrolik güç  $W_h$  ile  
 mil gücü  $W_{mil}$  aynıdır.

$$W_{mil} = W \cdot T = \rho Q W (r_2 V_{2t} - r_1 V_{1t}) = W_h = \rho g Q H$$

Buradan  $H$  çekilirse

$$H = \frac{1}{g} (W r_2 V_{2t} - W r_1 V_{1t})$$

$$H = \frac{1}{g} [u_2 V_{2t} - u_1 V_{1t}] \quad \text{ olur.}$$



Çark kanatlarının şeklini tasarlamak üzere  $V_{1t}$  ve  $V_{2t}$  hız bileşenlerini kanat açıları  $\beta_1$  ve  $\beta_2$  cinsinden elde etmek için trigonometrik ilişkiler kullanılmalıdır.

Şekildeki mutlak hız vektörü  $\vec{V}_2$ , bağıl hız vektörü  $\vec{W}_2$  ve  $r_2$  yarıçapındaki kanadın teğetsel hız vektörü ( $\omega \cdot r_2$ ) ik düsturları üsüne kosünüs yasasını uygularsak

$$V_2^2 = W_2^2 + \omega^2 r_2^2 - 2\omega r_2 W_2 \cos \beta_2 \quad \text{--- (1)}$$

ayrıca şekilden  $\frac{W_2}{\cos \beta_2} = \omega r_2 - V_{2t}$  --- (2)

Denklem (1)'de yerine konursa

$$\omega r_2 V_{2t} = \frac{1}{2} (V_2^2 - W_2^2 + \omega^2 r_2^2)$$

Benzer bir denklem kanat girişinde bulunur ve H denkleminde yerine konursa

$$H = \frac{1}{2g} \left[ (V_2^2 - V_1^2) + (\omega^2 r_2^2 - \omega^2 r_1^2) - (W_2^2 - W_1^2) \right]$$

ideal durumda (Tersinme kaybı yok) net yükün,  
+ çark girişinden çıkışına mutlak enerji değişimi  
+ rotor ucunun kinetik enerji değişimi - Bağıl kinetik enerji değişimi ile değeri olduğunu ifade eder.

pompalarda

$$V_{2n} = \frac{Q}{2\pi r_2 b_2} \quad , \quad V_{1n} = \frac{Q}{2\pi r_1 b_1}$$

$b_1, b_2 \rightarrow$  giriş ve çıkıştaki kanat yükseklikleridir.

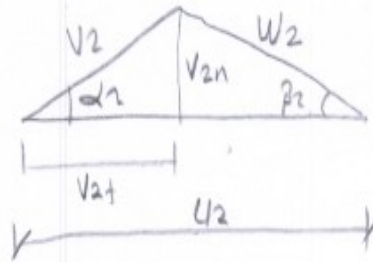
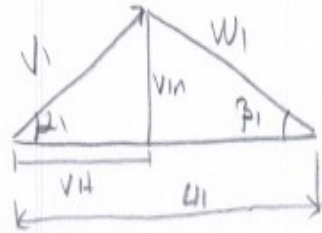
Tasarım debisi  $Q^*$  genellikle akışın çarkın tam dik olarak girdiği kabulü yapılarak bulunur.

$$\alpha_1 = 90^\circ \quad V_{n1} = V_1$$

Şekil 1'den

$$V_{1t} = u_1 - \frac{V_{1n}}{\tan \beta_1}$$

$$V_{2t} = u_2 - \frac{V_{2n}}{\tan \beta_2}$$



ÖRNEK Ticari bir santrifüj pompa için aşağıdaki veriler verilmiştir.

$$r_1 = 10,16 \text{ cm}, r_2 = 17,78 \text{ cm}, \beta_1 = 30^\circ, \beta_2 = 20^\circ$$

dönme sayısı 1440 d/d

a) Tasarım noktası debisini ( $\alpha_1 = 90^\circ$ )

b) Hidrolik güç

c)  $b_1 = b_2 = 4,44 \text{ cm}$  olması durumunda basınç yüksekliğini bulunuz.

\* Tasarım debisi  $Q^*$  akışkanın garbi diğ olarak girildiği kabulü yapılarak bulunur.  $\alpha_1 = 90^\circ, V_{in} = V_1$

Çözüm

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1440}{60} = 150,8 \text{ rad/s}$$

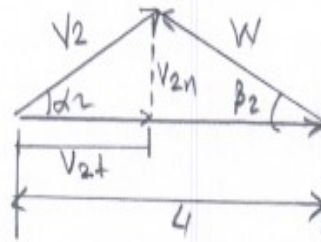
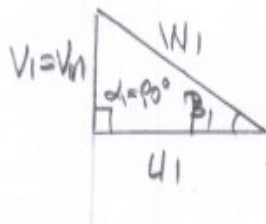
Garbin giriş ve çıkışındaki sürüklenme hızları (Çevresel hız)

$$u_1 = \omega \cdot r_1 = 150,8 \cdot 10,16 \times 10^{-2} = 15,32 \text{ m/s}$$

$$u_2 = \omega \cdot r_2 = 150,8 \cdot 17,78 \times 10^{-2} = 26,81 \text{ m/s}$$



floris ve gılas hız üggenleri



$$u_{1n} = u_1 \cdot \tan 30 = 15,32 \cdot \tan 30 = 8,84 \text{ m/s}$$

$$a) \quad Q_1 = 2\pi r_1 b_1 V_{1n} = 2 \cdot \pi \cdot 10,16 \times 10^{-2} \cdot 4,44 \times 10^{-2} \cdot 8,84$$

$$Q_1 = 0,25 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$b) \quad W_h = \rho Q (u_2 \cdot V_{2t} - u_1 \cdot V_{1t})$$

$$V_{2n} = \frac{Q}{2\pi r_2 b_2} = \frac{0,25}{2\pi \cdot 17,78 \times 10^{-2} \cdot 4,44} = 5,05 \text{ m/s}$$

$$V_{2t} = u_2 - \frac{V_{2n}}{\tan \beta_2} = 26,81 - \frac{5,05}{\tan 20} = 12,92 \text{ m/s}$$

$$W_h = \rho Q u_2 V_{2t} = 1000 \cdot 0,25 \cdot 26,81 \cdot 12,92 = 86619 \text{ W}$$

$$W_h = 86,6 \text{ kW} \quad (W_h = 116 \text{ BG})$$

c) Tersinme kayıplar ihmal edildiği durumda

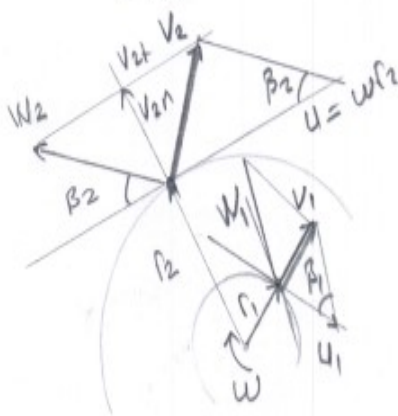
$$W_h = \rho g Q H \rightarrow H = \frac{W_h}{\rho g Q} = \underline{\underline{35,31 \text{ m}}}$$

Örnek: Odası sıcaklığında ve atmosferik basıncıdaki sıvı soğutucu akışkan R-134a'yı pompalanan üzere bir merkezkaç pompa tasarlanacaktır. Garkın giriş yarıçapı  $r_1 = 400 \text{ mm}$  çıkış yarıçapı  $r_2 = 280 \text{ mm}$  dir. Gark giriş ve çıkış genişlikleri  $b_1 = 50 \text{ mm}$ ,  $b_2 = 30 \text{ mm}$  olarak verilmektedir. Gark 1720 d/d döndüğünde pompanın 14,5 m'lik bir net yükte  $0,25 \text{ m}^3/\text{s}$  soğutucu akışkan basması istenmektedir. Bu durumda tanıt açıları  $\beta_1$  ve  $\beta_2$  hesaplayınız. Pompa için gerekli gücü hesaplayınız.

Tasarım şartı tersinmez kayıplar ihmal edilecek.

$$\alpha_1 = 90^\circ \quad V_{1t} = 0$$

$$\rho_{R-134a} = 1226 \text{ kg/m}^3 \rightarrow T = 20^\circ$$



$$W_h = \rho g Q H = 1226 \cdot (9810) 0,25 \cdot 14,5$$

$$W_h = 43600 \text{ W}$$

Gerçek pompa daki mil gücü bundan büyük olacaktır. Ön tasarım için

$$\eta = 100\% \text{ olarak}$$

$$W_{\text{mil}} = W_h = 43600 \text{ W} \text{ kabul edilecektir.}$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = 180,1 \text{ rad/s}$$

$$Q = 2\pi b_1 \cdot \omega r_1 V_{1n} \quad , \quad V_{1n} = \omega r_1 \cdot \tan \beta_1$$

$$Q = 2\pi b_1 \cdot \omega r_1^2 \cdot \tan \beta_1$$

$$\beta_1 = \arctan \left[ \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot b_1 \cdot \omega r_1^2} \right] = \frac{0,25}{2 \cdot \pi \cdot 0,05 \cdot 180,1 \cdot 0,1^2}$$

$$\boxed{\beta_1 = 23,8^\circ}$$

$$V_{2n} = \frac{Q}{2\pi b_2 \omega} = 7,36 \quad , \quad H = \frac{1}{\rho} (\omega r_2 V_{2t} - \omega r_1 V_{1t})$$

$$V_{2t} = \omega r_2 - \frac{V_{2n}}{\tan \beta_2} \quad \text{--- (1)} \quad H = \frac{\omega r_2 V_{2t}}{\rho} \quad , \quad V_{2t} = \frac{gH}{\omega r_2} \quad \text{--- (2)}$$

2 ile 1 birleştirilirse

$$\omega r_2 - \frac{V_{2n}}{\tan \beta_2} = \frac{gH}{\omega r_2} \rightarrow \tan \beta_2 = \frac{V_{2n}}{\omega r_2 - \frac{gH}{\omega r_2}}$$

$$\beta_2 = \arctan \left[ \frac{V_{2n}}{\omega r_2 - \frac{gH}{\omega r_2}} \right] = \frac{7,36}{32,43 - 4,27}$$

$$\boxed{\beta = 19,7^\circ}$$

## Pompalarda Kanat Sayısının Tayini

Çarklarda optimum kanat sayısı tespiti için büyük bir deneyim ve bilgi birikimi gerekir. Bilhassa radyal ve (yavaş çark) ve yarı radyal (orta hızlı çark) çarklarda kanat sayısı tespiti daha önce yapılan çok sayıda deney sonuçlarına dayanılarak yapılır. Pompalar konusunda en önemli araştırmacıların başında gelen Pfleiderer *Şekil (3.26)* 'da görülen çark kesitini ele alarak;

$$z = 2 \cdot k \cdot \frac{r_m}{e} \cdot \sin \beta_m \quad (3.18)$$

eşitliğini önermiştir. Bu eşitlikte;

$e$  ( $A_1A_2$ ) orta akım çizgisinin uzunluğu,

$r_m$  ( $A_1A_2$ ) akım çizgisinin ( $S$ ) ağırlık noktasının yarıçapı,

$\beta_m$  Kanat açılarının ortalama değeridir.

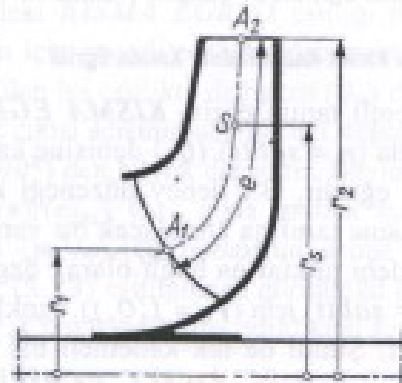
Ortalama açı değeri büyük yaklaşıklıkla;

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (3.19)$$

hesaplanır. ( $k$ ) görgüsel sayısı kanat kalınlığına, ( $A_1A_2$ ) akım çizgisinin ( $e$ ) boyuna ve kanat kanallarının pürüzlülüğüne bağlı olarak değiştiği tespit edilmiştir. Pfleiderer yapılan çalışmalar sonucu bu sayı için sınırı;

$$5 \leq k \leq 8$$

aralığında belirlemiştir.



Şekil (3.26) Kanat Sayısı Belirlenmesi

Genel olarak radyal çarklarda ( $n_q \leq 30$ )

$$r_m = \frac{r_2 + r_1}{2} \text{ ve } e = r_2 - r_1$$

alınarak kanat sayısı eşitliği;

$$z = k \cdot \frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \cdot \sin \beta_m$$

veya,

$$z = k \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta_2 + \beta_1}{2}$$

elde edilir. Uygulamalarda ( $k = 6, 5$ ) kabul edilerek hesaplar yapılır.

#### Çalışma noktası Excel çözüm

