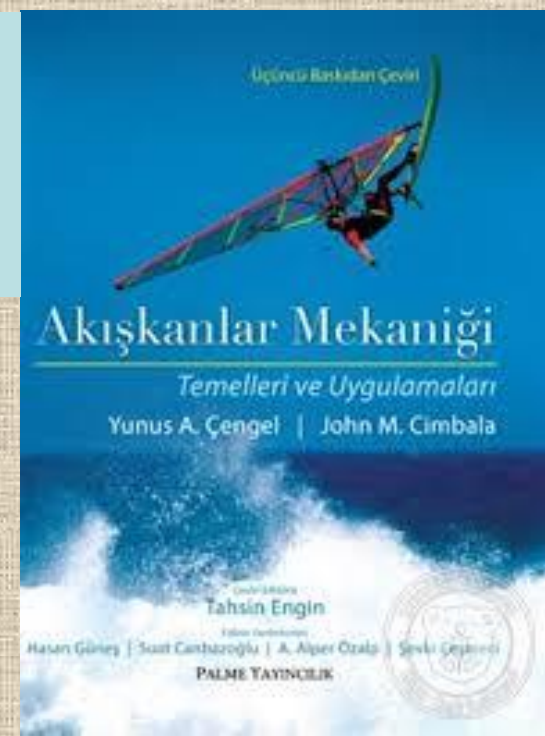


Akışkanlar Mekaniği: Temelleri ve Uygulamaları

3'üncü Baskıdan Çeviri

Yunus A. Çengel, John M. Cimbala

McGraw-Hill, 2014



Bölüm 14

TÜRBOMAKİNALAR

İngilizce orijinal sunum esas alınarak

**Tahsin Engin, Hasan Güneş, A. Alper Özalp ve Suat Canbazoğlu
tarafından hazırlanmıştır.**



Modern ticari uçaklarda kullanılan jet motorları, hem pompa (kompresör) hem de türbin bölümleri bulunan oldukça karmaşık türbomakinalardır.

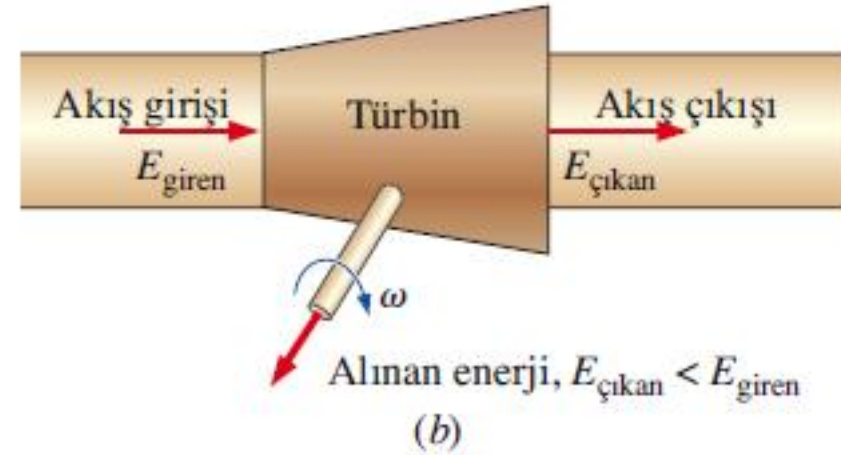
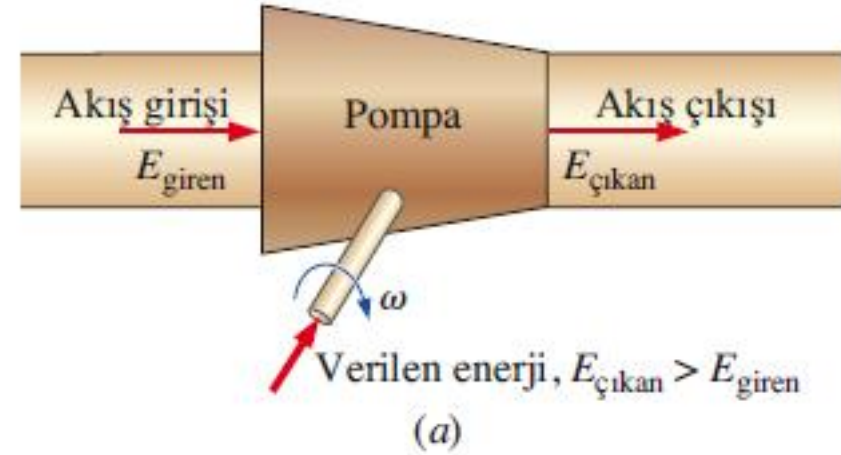
Öğrenim Amaçları

- Çeşitli pompa veya türbin tiplerini tanıyabilmeli ve nasıl çalıştıklarını anlayabilmelidir
- Var olan pompa veya türbinlere geometrik olarak benzer yeni pompa ve türbinleri tasarlamak için boyut analizini uygulayabilmelidir
- Pompa veya türbinlerin giriş ve çıkışındaki akışların temel vektör analizini yapabilmelidir
- Pompa ve türbinlerin ön tasarımı ve seçimi için özgül hız kavramını kullanabilmelidir

14-1 ■ SINIFLANDIRMA VE TERMINOLOJİ

Pumpalar: Kendilerine verilen enerjinin büyük bir kısmını genellikle dönen bir mil vasıtasıyla akışkana aktarmalarından ötürü **enerji soğuran makinalar** olarak ta adlandırılırlar. Akışkanın enerjisindeki artış, genellikle basıncında meydana gelen artış olarak kendini gösterir.

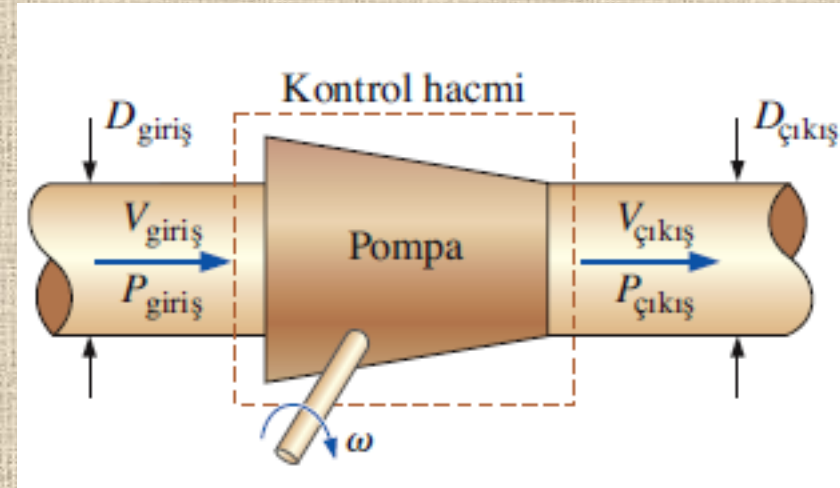
Türbinler: **Enerji üreten makinalar** olup, bu makinalar akışkandan enerjiyi çeker ve bunun önemli bir kısmını bazı mekanik enerji biçimlerine, genellikle dönen bir mil işine çevirirler. Bir türbin çıkışında akışkan enerji kaybına uğrar ve bu kayıp genellikle basınç düşüşü şeklinde gerçekleşir.



(a) Pompa akışkana enerji verir, (b) türbin ise akışkandan enerji çeker.

Bir pompanın amacı akışkana enerji vermek ve böylece basıncını yükseltmektir, pompa boyunca akışkanın hızının mutlaka artması gerekmez.

Bir türbinin amacı akışkandan enerji çekmek ve böylece basıncını düşürmektir, türbin boyunca akışkanın hızının mutlaka düşmesi gerekmez.



Daimi akış halinde kütlenin korunumu yasası, bir pompadan çıkan kütleli debinin pompaya giren kütleli debiye eşit olmasını gerektirir. Giriş ve çıkış en-kesitlerinin aynı olduğu ($D_{\text{çıkış}} = D_{\text{giriş}}$) sıkıştırılamaz akış için $V_{\text{çıkış}} = V_{\text{giriş}}$ ancak $P_{\text{çıkış}} > P_{\text{giriş}}$ olur.

Pompa: Sıvı basan akım makinaları pompa olarak adlandırılır.

Fan: Göreceli olarak düşük basınç artışı sağlayan yüksek debili bir gaz pompasıdır. Tavan fanları, evlerde kullanılan fanlar ve pervaneler buna örnektir.

Üfleç: Göreceli olarak orta seviye ile yüksek seviye arasında basınç artışı ve debi sağlayan bir gaz pompasıdır. Santrifüj üfleçler ve otomobillerin havalandırma sistemlerindeki sincap kafesi üfleçler, fırınlarda kullanılan üfleçler ile yaprak toplama üfleçleri buna örnek gösterilebilir.

Kompresör: Tipik olarak düşük ile orta seviye arasındaki debileri çok yüksek basınçla pompalamak üzere tasarlanmış gaz pompalarıdır. Bunlara örnek olarak pnömatik sistemleri çalıştıran ve otomobil servis istasyonlarında lastikleri şişirmede kullanılan hava kompresörleri, ısı pompalarında, buzdolaplarında ve klimalarda kullanılan çevrim akışkanını tesisatta dolaştıran kompresörler verilebilir.

	Fan	Üfleç	Kompresör
ΔP	Düşük	Orta	Yüksek
$\dot{V}$	Yüksek	Orta	Düşük

Pompalar gazlarla kullanıldıkları zaman, basınç artışı ve debinin büyüklüğüne bağlı olarak; fan, üfleç veya kompresör olarak adlandırılır.

Türbomakinalar: Enerjinin dönen bir mil vasıtasıyla verildiği veya alındığı pompa ve türbinlerdir.

Türbomakina ve **türbomakinalar** kelimeleri, dönen bir mil kullanıp kullanmadıklarına bakılmaksızın, literatürde tüm pompa ve türbin tipleri için sıklıkla kullanılmaktadır.



(a)

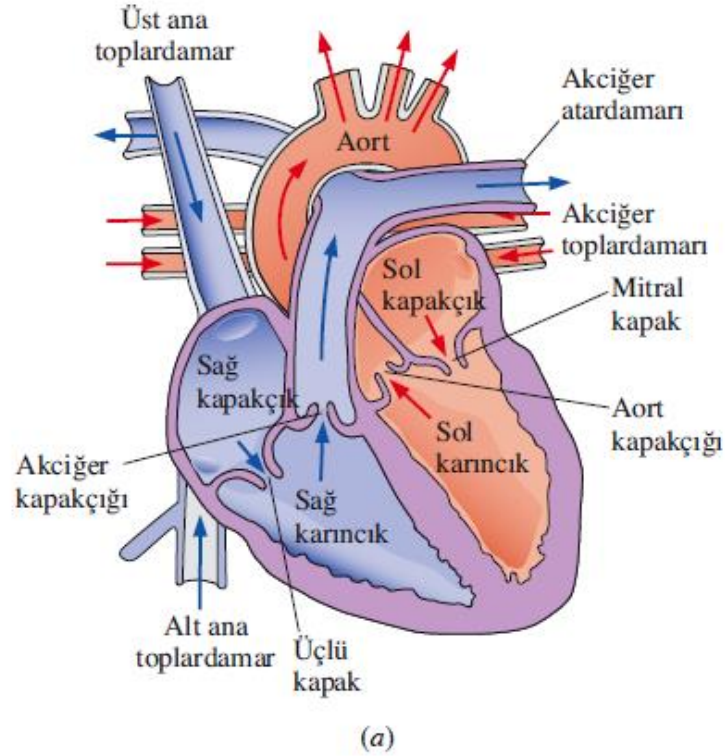


(b)

Tüm pompaların dönen bir mili yoktur; (a) elle çalışan bu lastik şişirme pompası yardımıyla lastiğe havayı pompalamak için gerekli enerji, bir kimsenin kolunu yukarı-aşağı hareket ettirmesi ile verilir; (b) buna benzer bir mekanizma, eski moda bir kuyu pompasıyla (tulumbayla) suyu pompalamada kullanılır.

Akım makinaları ayrıca, enerji transferinin biçimine göre genel anlamda *hacimsel (pozitif deplasmanlı)* veya *dinamik makinalar* olarak da sınıflandırılır.

Pozitif Deplasmanlı Makinalar: Akışkan kapalı bir hacme yönlendirilir. Akışkana enerji transferi, bu hacmin genişlemesi veya daralmasına yol açacak şekilde kapalı hacim sınırının hareketiyle sağlanır. Böylece akışkan sırasıyla içeri emilir ve dışarı sıkıştırılır.



(a) İnsan kalbi hacimsel pompaya bir örnektir; kan, karıncık olarak adlandırılan kalp odacıklarının genişleyip kasılması ile pompalanır.



(b) Evinizdeki su sayacı hacimsel türbine bir örnektir; çıkış milinin her bir dönüşü için su, hacmi bilinen bir odacığa dolup boşalır.

Dinamik Makinalar: Kapalı bir hacim yoktur; bunun yerine akışkana enerji aktaran veya akışkandan enerji çeken dönen kanatlar vardır.

Pompalarda bu dönen kanatlara **çark kanatları**, türbinlerde ise **türbin çarkı kanatları** veya **türbin kepçeleri** adı verilir.

Dinamik pompalara örnek olarak **kapalı pompalar** ve **kanallı pompalar** (aracınızın motorundaki su pompasında olduğu gibi bunlarda kanatların etrafını çevreleyen bir gövde veya mahfaza vardır) ile açık pompalar (bu tip pompalarda evinizdeki tavan fanında, bir uçağın üzerindeki pervanede veya bir helikopter üzerindeki rotorda olduğu gibi kanatları çevreleyip kapatan bir gövde -veya mahfaza-yoktur) verilebilir.

Dinamik türbinlere örnek olarak ise, bir hidroelektrik santral (HES)'de sudan enerji çeken hidrolik türbin (veya hidrotürbin) gibi **kapalı türbinler** ve rüzgârdan enerji çeken rüzgâr türbini gibi **açık türbinler** verilebilir.



A wind turbine is a good example of a dynamic machine of the open type; air turns the blades, and the output shaft drives an electric generator

14-2 ■ POMPALAR

Pompadan geçen akışkanın kütleli debisi $\dot{m}$ belli başlı bir pompa performans parametresidir.

Sıkıştırılmaz akış için hacimsel debinin kullanımı kütleli debiden daha yaygındır.

Türbomakina endüstrisinde hacimsel debiye *kapasite* adı verilir ve basit olarak kütleli debinin akışkan yoğunluğuna bölümüyle elde edilir:

$$\text{Hacimsel debi (kapasite):} \quad \dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Bir pompanın performansı, giriş ve çıkışı arasındaki Bernoulli yükü (yüksekliği)nde meydana gelen değişim olarak tanımlanan pompanın manometrik basma yüksekliği (net yükü) H ile karakterize edilir ve uygulamada bazen pompanın manometrik yüksekliği veya basma yüksekliği olarak da ifade edilir.

$$\text{Manometrik basma yüksekliği: } H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{\text{çıkış}} - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{\text{giriş}}$$

Bir sıvının pompalanması durumunda girişteki Bernoulli yükü, girişte akışın merkezine yerleştirilmesiyle elde edilen **enerji eğim çizgisi** $EEÇ_{giriş}$ 'e eşdeğerdir.

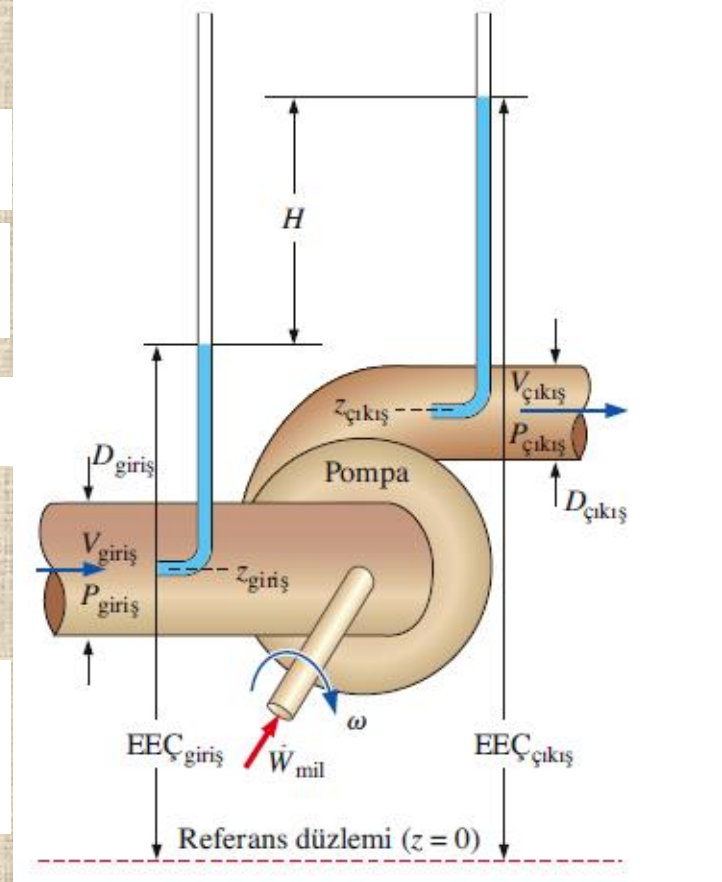
Bir sıvı pompası için manometrik basma yüksekliği: $H = EEÇ_{çıkış} - EEÇ_{giriş}$

$D_{çıkış} = D_{giriş}$ ve $z_{çıkış} = z_{giriş}$ özel durumu: $H = \frac{P_{çıkış} - P_{giriş}}{\rho g}$

Hidrolik güç: $\dot{W}_{hidrolik\ güç} = \dot{m}gH = \rho g \dot{V}H$

Mil gücü: $\dot{W}_{mil} = \omega T_{mil}$

Pompa verimi: $\eta_{pompa} = \frac{\dot{W}_{hidrolik\ güç}}{\dot{W}_{mil}} = \frac{\rho g \dot{V}H}{\omega T_{mil}}$



Bir pompanın **manometrik basma yüksekliği** H , girişten çıkışa Bernoulli yükünde oluşan değişim olarak tanımlanır. Bir sıvı için bu, keyfi bir referans düzlemine göre enerji eğim çizgisindeki değişime eşdeğerdir: $H = EEÇ_{çıkış} - EEÇ_{giriş}$. $\dot{W}_{mil}$ pompaya verilen harici güç olan mil gücüdür.

Pompa Performansa Eğrileri ve Pompanın Borulama Sistemiyle Eşleştirilmesi

Serbest Debi: Bir pompadan geçen maksimum hacimsel debi, manometrik basma yüksekliği sıfır olduğunda ($H = 0$) oluşur ve buna **pompanın serbest debisi** denir.

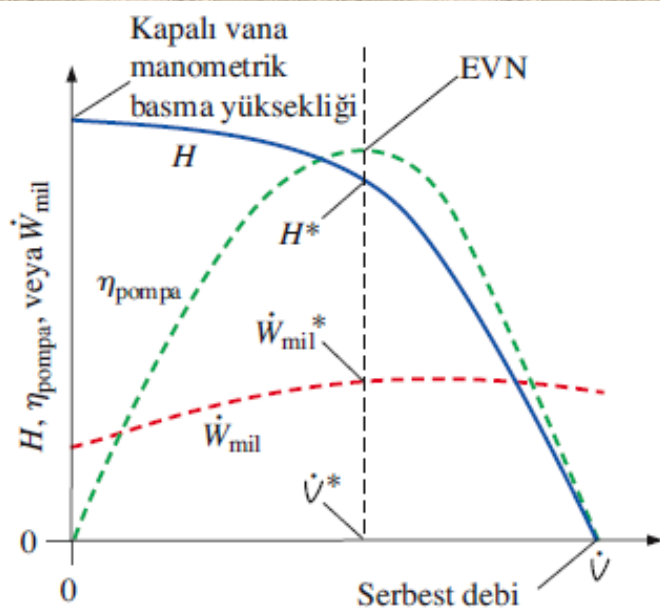
Kapalı Vana Manometrik Basma Yüksekliği: Hacimsel debi $\dot{V} = 0$ olduğunda görülen manometrik basma yüksekliği olup, bu durum pompa çıkış ağzının (debi ayar vanasının) tamamen kapatılmasıyla elde edilir. Bu koşullarda H büyük, ancak $\dot{V}$ sıfırdır ve sonuçta pompa verimi yine sıfır olur, çünkü pompa faydalı iş yapmamaktadır.

En İyi Verim Noktası (EVN): Pompa verimi, kapalı vana durumu ile serbest debi durumu arasında bir yerde maksimum değerine ulaşır ve yıldızlı simgelerle gösterilir (H^* , $\dot{V}^*$, $\dot{W}_{mil}^*$).

Pompa Performans Eğrileri: $\dot{V}$ 'nin fonksiyonu olarak verilen H , η_{pompa} ve $\dot{W}_{mil}$ eğrilerine pompa performans eğrileri (veya **karakteristik eğriler**) adı verilir.

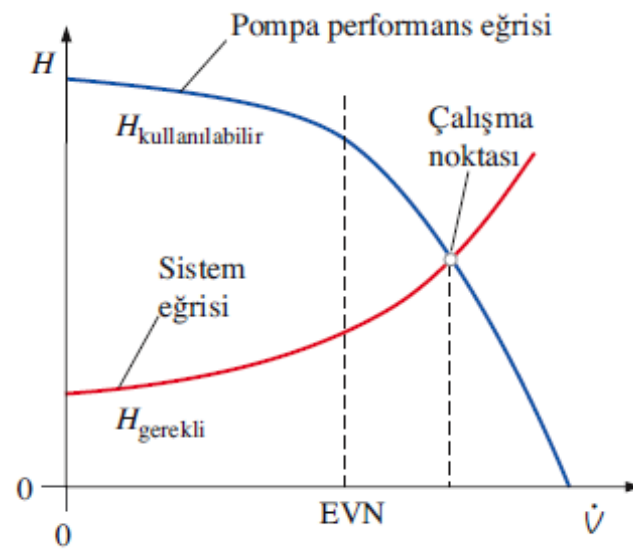
Çalışma Noktası veya Hizmet Noktası: Tipik uygulamalarda $H_{gerekli}$ ve $H_{kullanılabilir}$ tek bir debi değerinde birbirleriyle eşleşir. Bu nokta sistemin çalışma noktası veya hizmet noktasıdır. **Bir pompanın daimi koşullarda sadece kendi performans eğrisi boyunca çalışabileceği unutulmamalıdır.**

Bir borulama sisteminin daimi çalışma noktası, $H_{gerekli} = H_{kullanılabilir}$ şartının sağlandığı debide meydana gelir.



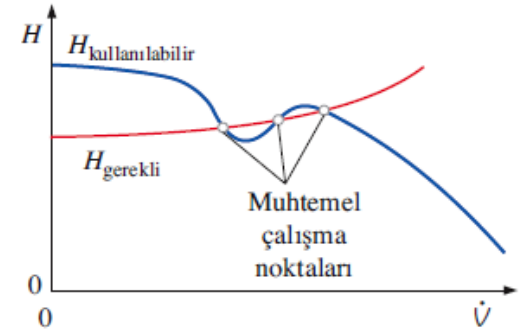
ŞEKİL 14-8

Geriye eğimli kanatlara sahip bir santrifüj pompanın tipik *pompa performans eğrileri*. Eğri şekilleri diğer pompa tipleri için farklı olabilir ve mil hızı değiştiğinde bu eğriler değişir.



ŞEKİL 14-9

Bir borulama sisteminin *çalışma noktası*, sistem eğrisi ile pompa performans eğrisinin kesiştiği hacimsel debide oluşur.



ŞEKİL 14-10

Birden fazla çalışma noktasının bulunabildiği durumlardan kaçınmak gerekir. Böyle durumlarda farklı bir pompa kullanılmalıdır.

$$H_{\text{gerekli}} = h_{\text{pompa},f} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2 - \alpha_1 V_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + h_{L,\text{toplam}}$$

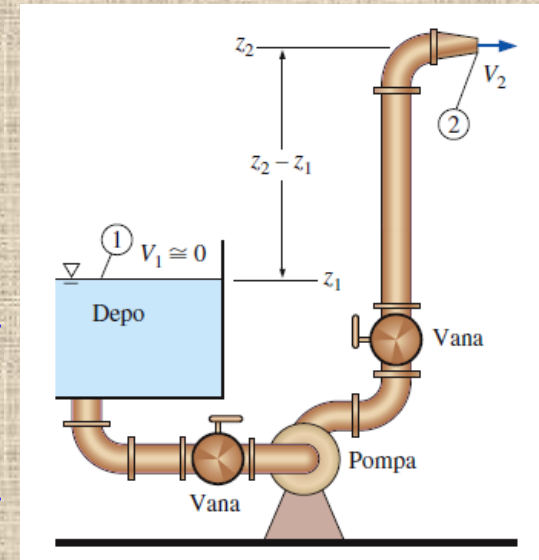
Yukarıdaki denklem akışkana aktarılan faydalı pompa yükünün (manometrik basma yüksekliğinin) dört iş yaptığını ifade etmektedir:

- 1 noktasından 2 noktasına (sağdaki ilk terim) akışkanın *statik basıncını* artırır.
- 1 noktasından 2 noktasına (sağdaki ikinci terim) akışkanın *dinamik basıncını* (kinetik enerjisini) artırır.
- 1 noktasından 2 noktasına (sağdaki üçüncü terim) akışkanın *yüksekliğini* (potansiyel enerjisini) artırır.
- Borulama sistemindeki *tersinmez yük kayıplarını* (sağdaki son terim) karşılar.

Çalışma noktası:

$$H_{\text{gerekli}} = H_{\text{kullanılabilir}}$$

Sayfadaki ilk denklem bir pompanın bir borulama sistemindeki rolüne işaret etmektedir. Diğer bir ifadeyle pompa bir akışkanın statik basıncını, dinamik basıncını ve yüksekliğini artırır (ya da azaltır) ve tersinmez kayıpları karşılar.



ÖRNEK 14-1 Bir Havalandırma Sistemindeki Fanın Çalışma Noktası

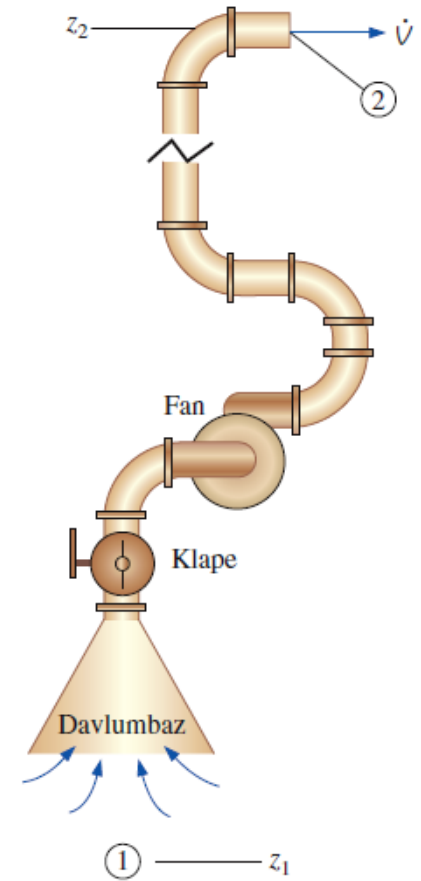
Bir kuru temizleme işleminden çıkan hava ve kirleticilerin tahliyesinde yerel bir havalandırma sistemi (davlumbaz ve tahliye kanalı) kullanılmaktadır (Şekil 14-12). Kanal, boyuna dikişli galvanizli çelikten yuvarlak olarak yapılmış olup her 0.76 m'de bir ek yeri mevcuttur. Kanalın iç çapı 0.230 m ve toplam boyu 13.4 m'dir. Kanal üzerinde beş adet CD3-9 (90°'lik) tipi dirsek bulunmaktadır. Kanalın eşdeğer pürüzlülük yüksekliği 0.15 mm olup, her bir dirseğin yerel kayıp katsayısı $K_L = C_0 = 0.21$ 'dir. Havalandırma endüstrisinde (ASHRAE, 2001) yerel kayıp katsayısı için daha çok C_0 gösterimi kullanılır. Yeterli havalandırma sağlamak için kanaldan geçmesi gereken minimum hacimsel debi 25 °C'de $\dot{V} = 0.283 \text{ m}^3/\text{s}$ olarak verilmektedir. Davlumbaz üreticisi kanaldaki hıza göre giriş kayıp katsayısını katalogunda 1.3 olarak vermektedir. Kanaldaki klape tam açıkken klape kayıp katsayısı 1.8 olmaktadır. Giriş ve çıkış çapları 228.6 mm olan mevcut bir santrifüj fana ait performans verileri üretici tarafından Tablo 14-1'deki gibi verilmiştir. Bu havalandırma sisteminin çalışma noktasını belirleyiniz. Gerekli ve kullanılabilir fan basınç artışı hacimsel debinin fonksiyonu olarak çiziniz. Seçilen fan sizce uygun mudur?

ÇÖZÜM Verilen bir fan ve kanal sisteminin çalışma noktasını belirleyecek, gerekli ve kullanılabilir basınç artışı hacimsel debinin fonksiyonu olarak çizilecektir. Ayrıca seçilen fanın uygun olup olmadığı belirlenecektir.

Kabuller 1 Akış daimidir. 2 Havadaki kirleticilerin konsantrasyonu düşük ve akışkan özellikleri havanınkilerle aynıdır. 3 Çıkıştaki akış tam gelişmiş türbülanslı boru akışı olup $\alpha = 1.05$ 'tir.

Özellikler 25 °C'deki hava için $\nu = 1.562 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ ve $\rho = 1.184 \text{ kg}/\text{m}^3$ 'tür. Standart atmosfer basıncı $P_{\text{atm}} = 101.3 \text{ kPa}$ 'dır.

Analiz Yükler cinsinden verilen daimi akış enerji denklemini (Denklemler 14-6), odada bulunan durgun hava bölgesindeki 1 noktasından, kanal çıkışındaki 2 noktasına uygularsak,



ŞEKİL 14-12

Örnek 14-1'deki havalandırma sistemi. Fan ve tüm yerel kayıplar gösterilmiştir.

$$H_{\text{gerekli}} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2 - \alpha_1 V_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + h_{L, \text{toplam}} \quad (1)$$

elde ederiz. Denklem 1'de 1 noktasındaki hava hızı ihmal edilebilir, çünkü havanın durağana yakın olması için bu nokta (kasıtlı olarak) davlumbaz girişinden yeterince uzakta seçilmiştir. Hüzme (jet), binanın çatısında dış havaya boşaldığından, 1 noktasında P_1 basıncı P_{atm} 'e ve 2 noktasında da P_2 basıncı $P_{\text{atm}} - \rho g(z_2 - z_1)$ 'e eşittir. Böylece basınç terimleri ile yükseklik terimleri sadeleşir ve Denklem 1,

$$\text{Gerekli manometrik basma yüksekliği: } H_{\text{gerekli}} = \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_{L, \text{toplam}} \quad (2)$$

haline indirgenir. Denklem 2'de yer alan toplam yük kaybı, sürekli yük kayıpları ile yerel kayıpların toplamından oluşur ve hacimsel debiye bağlıdır. Kanal çapı sabit olduğundan,

$$\text{Toplam tersinmez yük kaybı: } h_{L, \text{toplam}} = \left(f \frac{L}{D} + \sum K_L \right) \frac{V^2}{2g} \quad (3)$$

olacaktır. Boyutsuz pürüzlülük $\varepsilon/D = (0.15 \text{ mm})/(230 \text{ mm}) = 6.52 \times 10^{-4}$ bulunur. Kanalda akan havanın Reynolds sayısı ise,

$$\text{Reynolds sayısı: } \text{Re} = \frac{DV}{\nu} = \frac{D}{\nu} \frac{4\dot{V}}{\pi D^2} = \frac{4\dot{V}}{\nu \pi D} \quad (4)$$

olarak ifade edilebilir. Reynolds sayısı hacimsel debi ile değişmektedir. Gerekli minimum debide kanaldaki hava hızı $V = V_2 = 6.81 \text{ m/s}$ alınarak Reynolds sayısı,

$$\text{Re} = \frac{4(0.283 \text{ m}^3/\text{s})}{(1.562 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})\pi(0.230 \text{ m})} = 1.00 \times 10^5$$

bulunur. Bu Reynolds sayısı ve bağıl pürüzlülük için Moody diyagramından (veya Colebrook denkleminde) sürtünme faktörü $f = 0.0209$ olarak elde edilir. Tüm yerel kayıp katsayılarının toplamı ise,

$$\text{Yerel kayıplar: } \sum K_L = 1.3 + 5(0.21) + 1.8 = 4.15 \quad (5)$$

olacaktır. Gerekli minimum debi için bulunan bu değerler Denklem 2'de yerine yazılırsa, fanın minimum debideki gerekli manometrik basma yüksekliği,

$$H_{\text{gerekli}} = \left(\alpha_2 + f \frac{L}{D} + \sum K_L \right) \frac{V^2}{2g}$$

$$= \left(1.05 + 0.0209 \frac{13.4 \text{ m}}{0.230 \text{ m}} + 4.15 \right) \frac{(6.81 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} = 15.2 \text{ m (hava sütunu)} \quad (6)$$

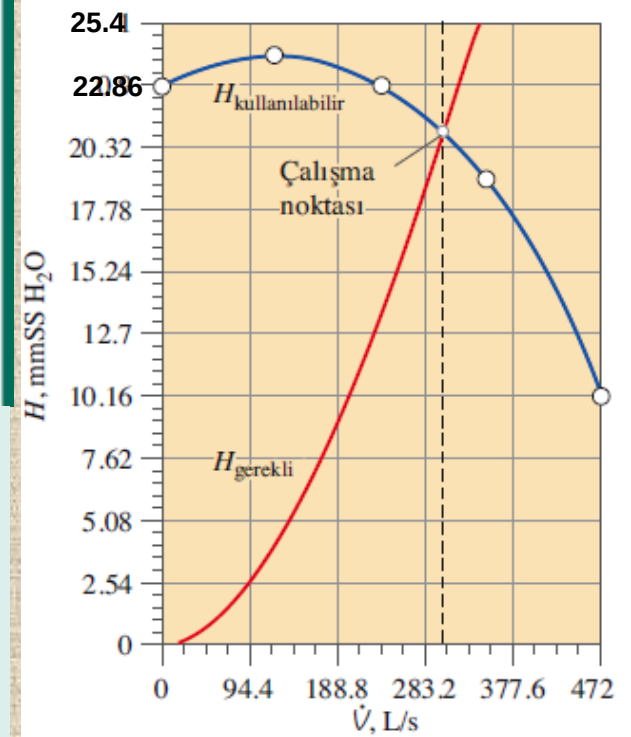
olarak bulunur. Pompa manometrik basma yüksekliğinin, doğal olarak pompalanan akışkanın eşdeğer sütunu yüksekliği cinsinden ifade edildiğine dikkat ediniz. Verilen durumda akışkan havadır. Bunu suyun eşdeğer sütun yüksekliğine çevirmek için hava yoğunluğunun su yoğunluğuna oranıyla çarpmamız gerekir:

$$H_{\text{gerekli, mSS}} = H_{\text{gerekli, mhS}} \frac{\rho_{\text{hava}}}{\rho_{\text{su}}}$$

$$= (15.2 \text{ m}) \frac{1.184 \text{ kg/m}^3}{998.0 \text{ kg/m}^3} = 0.018 \text{ mhS} \quad (7)$$

Hesaplamalar birkaç hacimsel debi için tekrarlanıp Şekil 14–13'te fanın kullanılabilir manometrik basma yüksekliği ile karşılaştırılmıştır. Çalışma noktası, hem gerekli hem de kullanılabilir manometrik basma yüksekliğinin **21.08 mmSS** (su sütunu veya yüksekliği) olduğu **306.76 L/s**'lik bir debide gerçekleşir. Buna göre **seçilen fan, söz konusu iş için fazlasıyla yeterlidir** diyebiliriz.

İrdeleme Satın alınan fan gerekenden bir miktar daha güçlüdür ve bu da gerekenden fazla debi demektir. Aradaki fark azdır ve kabul edilebilir seviyededir. İhtiyaç duyulursa debiyi tekrar $0.283 \text{ m}^3/\text{s}$ ($= 283 \text{ L/s}$)'ye düşürmek için kelebek damperin klapesi kısmen kapatılabilir. Bununla birlikte bir hava kirliliği kontrol sistemiyle kullanılması durumunda güvenlikle ilgili nedenlerden ötürü fanın büyük seçilmesi küçük seçilmesinden tabii ki daha iyi olacaktır.

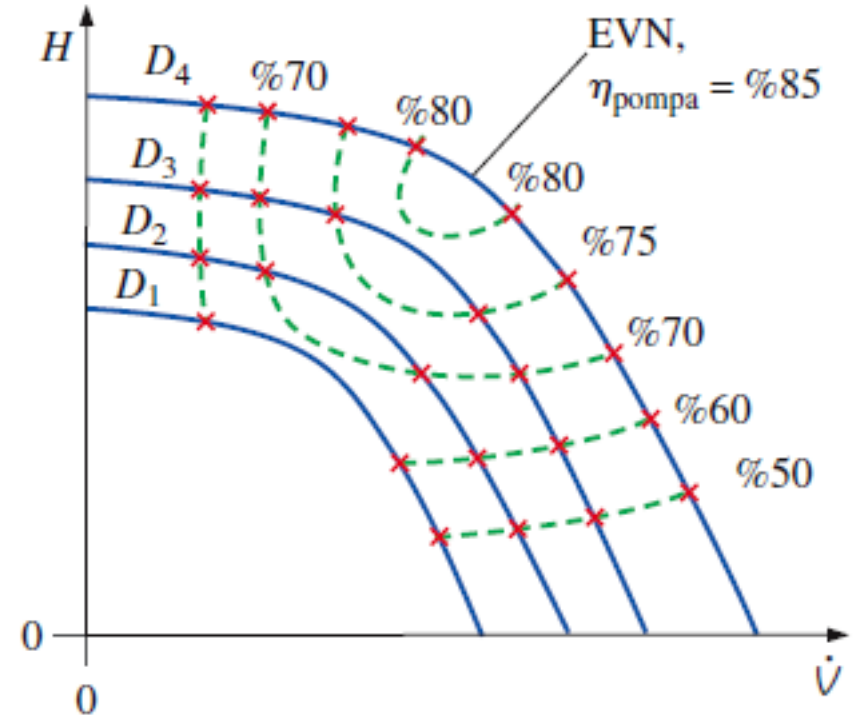


ŞEKİL 14–13

Örnek 14–1'deki havalandırma sistemi için manometrik basma yüksekliğinin hacimsel debi ile değişimi. Kullanılabilir ve gerekli manometrik basma yüksekliği (H) değerlerinin kesiştiği nokta çalışma noktasıdır.

Pompa endüstrisinde tek bir gövde için birkaç çark çapının seçenek olarak sunulması yaygın bir uygulamadır. Bunun birkaç nedeni vardır:

- (1) Üretim maliyetlerinden tasarruf sağlamak,
- (2) Basit bir çark değişimi ile kapasite artışı sağlamak,
- (3) Tesisat montajlarını standartlaştırmak
- (4) Teçhizatın farklı bir uygulama için tekrar kullanımını sağlamak.



ŞEKİL 14-14

Aynı gövde çapına ancak farklı çark çaplarına sahip bir santrifüj pompa ailesinin tipik pompa performans eğrileri.

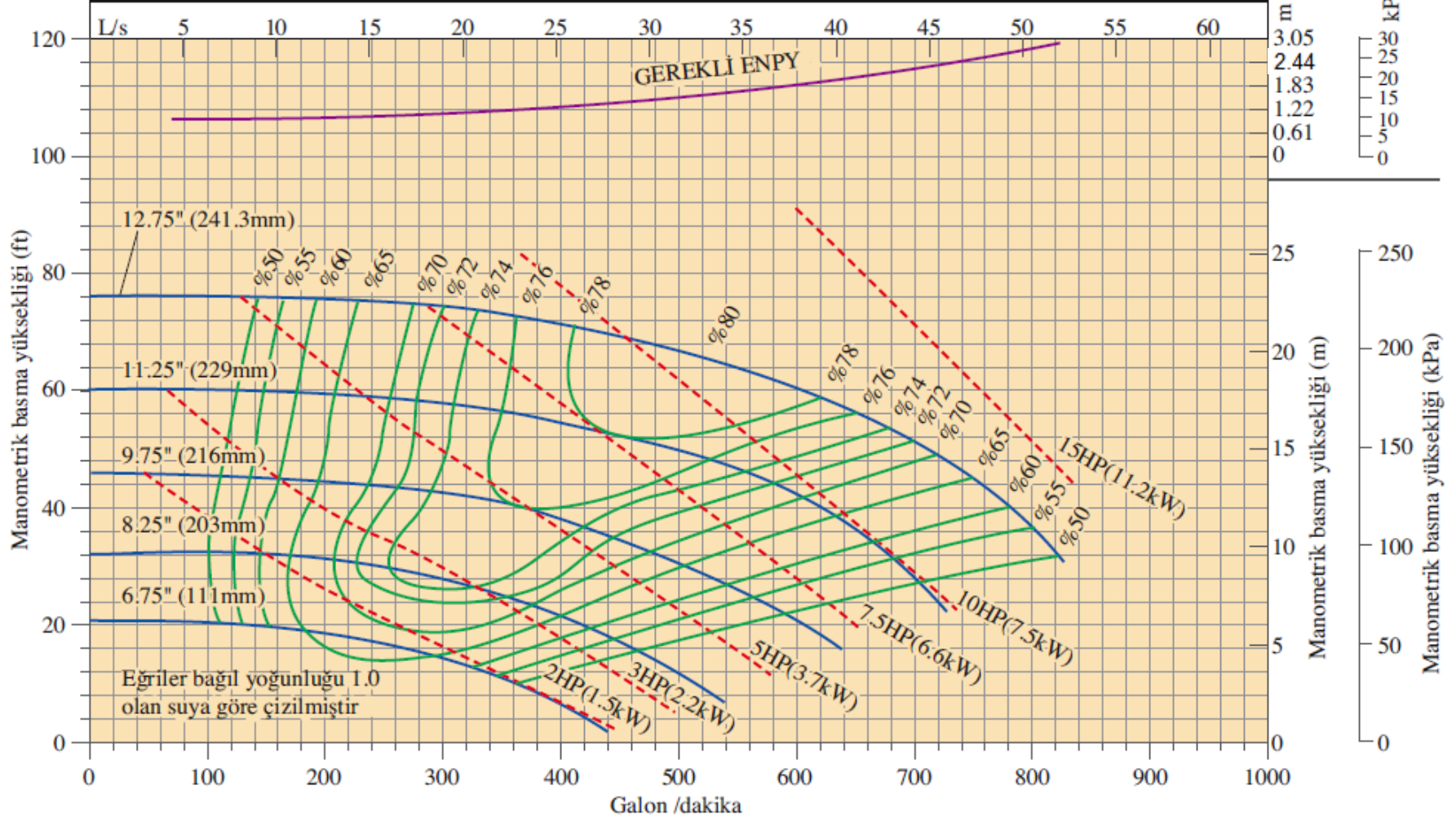


Model 4013
FI & CI Serisi

1160 devir/dakika

Eğri no. 2313
Min. çark çapı 111 mm
Ebat 5 × 4 × 12.75

ENPY



Bir santrifüj pompa ailesi için üretici tarafından verilen performans grafiği örneği. Her pompa aynı gövdeye, ancak farklı bir çark çapına sahiptir.

Bir güç santralindeki yıkama işleminde 23.34 L/s suya gereksinim duyulmaktadır. Bu debide gerekli manometrik basma yüksekliği 7.315 m civarındadır. İşe yeni başlayan bir mühendis; bazı kataloglara göz atıp Şekil 14-15'teki Taco Model 4013 FI & CI serisinden 203 mm çark çaplı pompayı seçmeye karar veriyor ve performans grafiğinde belirtildiği gibi bu pompayı 1160 devir/dakika hızda çalıştırırsa performans eğrisinin $H = 7.315$ m'de 23.34 L/s'lik debi ile kesişeceğini düşünüyor. Verim konusunda oldukça endişeli olan başmühendis ise, performans eğrilerine baktıktan sonra bu çalışma noktasında pompanın veriminin sadece %70 olacağını belirterek bunun yerine 241.3 mm'lik pompanın bu debide daha yüksek bir verime (%76.5 civarında) ulaşacağına dikkat çekmektedir. Ayrıca, pompa bu yüksek verimde çalışsın diye, gerekli manometrik basma yüksekliğini arttırmak için pompa çıkışına bir kısma vanasının konulabileceğini belirtmektedir. Bunun sonucunda yeni mühendisten kendi yaptığı çark çapı seçimini (203 mm) doğrulamasını, yani hangi çark seçiminin (203 mm veya 241.3 mm) en az elektrik tüketimi ile çalışacağını (Şekil 14-16) hesaplamasını istemektedir. Bu karşılaştırmayı yaparak sonuçları irdeleyiniz.

ÇÖZÜM Verilen bir debi ve manometrik basma yüksekliği için hangi çark çapının en az miktarda güç gerektireceğini hesaplayacağız ve elde ettiğimiz sonuçları irdeleyeceğiz.

Kabuller 1 Su 21 °C'dedir. 2 Akış şartları (hacimsel debi ve yük) sabittir.

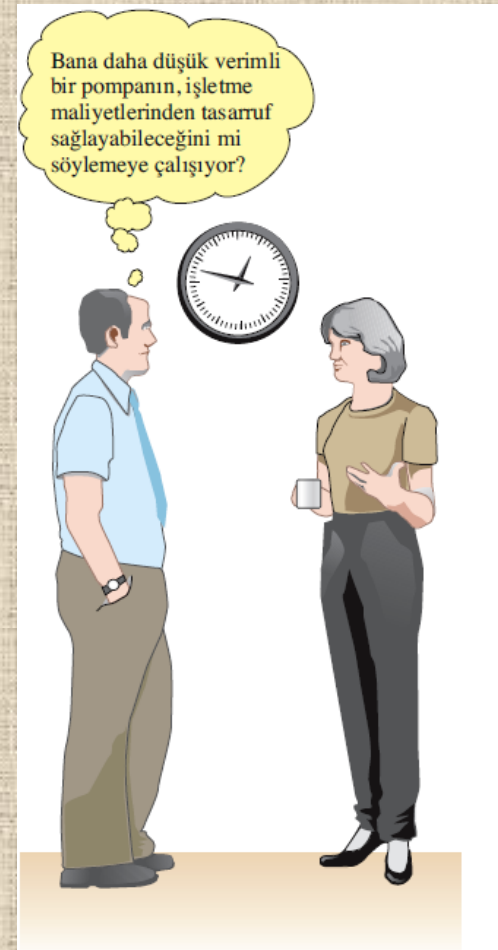
Özellikler 21 °C'deki su için $\rho = 997.95 \text{ kg/m}^3$ 'tür.

Analiz Yeni mühendis, Şekil 14-15'teki performans grafiğinde gösterilen mil gücü konturlarına dayanarak küçük çarklı pompanın motordan 2.38 kW güç çekeceğini öngörmektedir. Bunu da Denklem 14-5'i kullanarak doğrulamaktadır.

203 mm çaplı çark seçeneği için gerekli $\dot{W}_{\text{mil}}$:

$$\dot{W}_{\text{mil}} = \frac{\rho g \dot{V} H}{\eta_{\text{pompa}}} = \frac{(997.95 \text{ kg/m}^3)(9.81 \text{ m/s}^2)(23.34 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s})(7.315 \text{ m})}{0.70}$$

$$\times = (10^{-3} \text{ kW/W}) = 2.38 \text{ kW}$$



ŞEKİL 14-16

Bazı uygulamalarda aynı pompa ailesinde yer alan daha düşük verimli bir pompanın çalışması daha az enerji gerektirebilir. Bununla birlikte daha iyi bir seçenek, en iyi verim noktası pompanın gerekli çalışma noktasında olan bir pompa olurdu, ancak böyle bir pompa her zaman piyasada bulunmayabilir.

Benzer şekilde büyük çark seçeneği için; $\dot{V} = 23.34 \text{ L/s}$, $H = 21.95 \text{ m}$ ve $\eta_{\text{pompa}} = 0.765$ olan çalışma noktasını dikkate alarak (Şekil 14–15),

241.3 mm çaplı çark seçeneği için gerekli mil gücü: $\dot{W}_{\text{mil}} = 6.8 \text{ kW}$

bulunur. Açıkça görülmektedir ki **küçük çark çapı seçeneği, düşük verimine rağmen daha iyi bir tercihtir. Çünkü büyük çarklı pompanın gücünün yarısından daha az güç kullanmaktadır.**

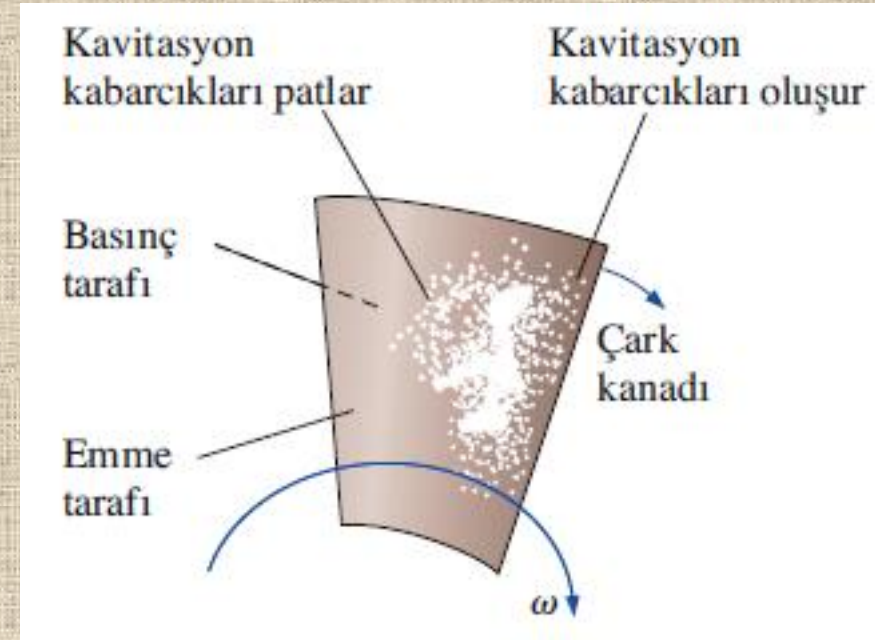
İrdeleme Büyük çarklı pompa biraz daha yüksek verimle çalışsa da, istenen debide 21.95 m civarında bir manometrik basma yüksekliği sağlamaktadır. Bu ise çok fazladır ve kısma vanasının bu manometrik basma yüksekliği ile 7.315 mSS (su sütunu) değerindeki gerekli yük arasındaki farkı telafi etmesi gerekir. Ancak kısma vanası, atık mekanik enerjiden başka bir şeye yol açmaz. Bu yüzden pompa veriminden elde edilecek kazanç, fazlasıyla kısma vanası içerisindeki kayıplara harcanacaktır. Eğer yük ve debi ihtiyacı ileride artacak olursa, aynı gövde için daha büyük bir çark satın alınabilir.

Pompa Kavitasyonu ve Emmedeki Net Pozitif Yük

Sıvılar pompalanırken pompa içerisindeki yerel basıncın sıvıya ait P_v buhar basıncının altına düşmesi mümkündür.

$P < P_v$ olduğunda *kavitasyon* kabarcıkları denen içi buhar ile dolu kabarcıklar oluşur.

Sıvı yerel olarak kaynar ve bu durum genellikle basıncın en düşük olduğu döner çark kanatlarının emme tarafında gerçekleşir.



Emmedeki Net Pozitif Yük (ENPY):

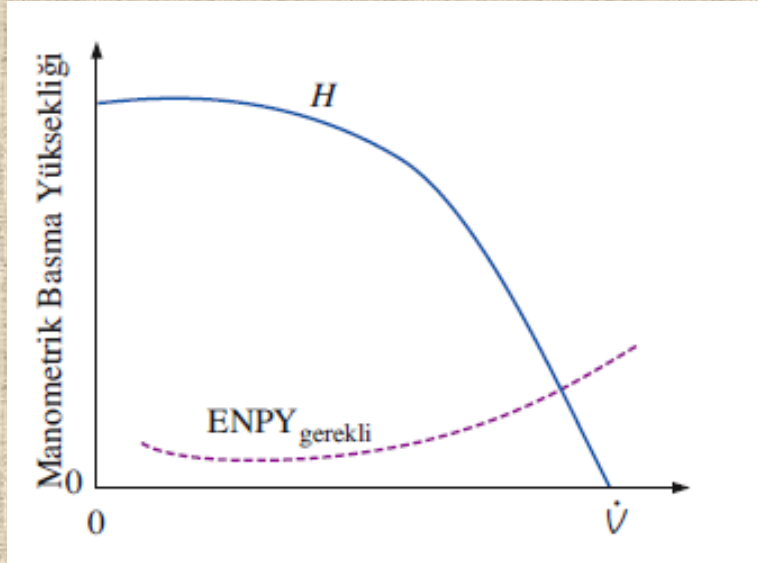
Pompa girişindeki durma basıncı yükü ile buhar basıncı yükü arasındaki fark olarak tanımlanır.

Bir çark kanadının emme tarafında oluşan ve patlayan kavitasyon kabarcıkları.

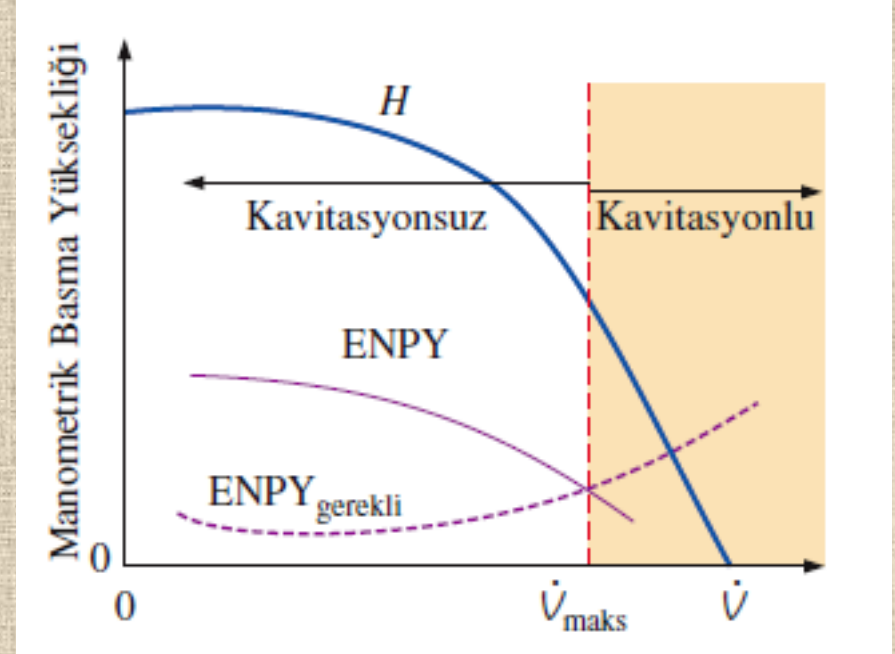
Emmedeki net pozitif yük:

$$\text{NPSH} = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} \right)_{\text{pompa girişi}} - \frac{P_v}{\rho g}$$

Gerekli Emmedeki Net Pozitif Yük (ENPY_{gerekli}): Pompada kavitasyon oluşmaması için gerekli minimum ENPY olarak tanımlanır.



Manometrik basma yüksekliğinin ve gerekli emmedeki net pozitif yükün hacimsel debi ile değişimlerinin çizildiği tipik pompa performans eğrisi.



Manometrik basma yüksekliğinin ve gerekli emmedeki net pozitif yükün hacimsel debi ile değişimlerinin çizildiği tipik pompa performans eğrisi.

Şekil 14-15'te verilen 229 mm çark çapına sahip Taco Model 4013 FI & CI Serisinden bir santrifüj pompa, serbest su yüzeyi pompa girişinin merkezinden 1.2192 m yukarıda bulunan bir depodan 25 °C sıcaklığındaki suyu pompalamak için kullanılmaktadır (Şekil 14-20). Depodan pompaya kadar olan 3.20 m boyundaki borulama sistemi 101.6 mm iç çapına ve 0.508 mm ortalama iç pürüzlülük yüksekliğine sahip dökme demir borudan oluşmaktadır. Bu borulama sisteminde bazı yerel kayıp elemanları bulunmaktadır. Bunlar; keskin kenarlı bir giriş ($K_L = 0.5$), flanşlı pürüzsüz üç adet 90°'lik dirsek (her biri için $K_L = 0.3$) ve bir adet flanşlı tam açık glob vanadır ($K_L = 6.0$). Kavitasyonsuz olarak pompalanabilecek maksimum hacimsel debiyi (L/dakika olarak) hesaplayınız. Su daha sıcak olsaydı, bu debi artarmıydı azalmıydı? Neden? Kavitasyona meydan vermeden bu maksimum debiyi nasıl arttırılabileceğinizi irdeleyiniz.

ÇÖZÜM Verilen bir pompa ve borulama sistemi için kavitasyonsuz olarak pompalanabilecek maksimum hacimsel debiyi hesaplayacağız. Bunun yanı sıra su sıcaklığının etkisini ve maksimum debiyi nasıl arttırılabileceğimizi irdeleyeceğiz.

Kabuller 1 Akış daimidir. 2 Sıvı sıkıştırılmazdır. 3 Pompa girişindeki akış türbülanslı ve tam gelişmiş olup, $\alpha = 1.05$ 'tir.

Özellikler $T = 25^\circ\text{C}$ 'deki su için $\rho = 997.0 \text{ kg/m}^3$, $\mu = 8.91 \times 10^{-4} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$, ve $P_v = 3.169 \text{ kPa}$ 'dır. Standart atmosfer basıncı $P_{\text{atm}} = 101.3 \text{ kPa}$.

Analiz Yükler cinsinden verilen daimi akıştaki enerji denklemini, depo yüzeyindeki 1 noktasından pompa girişindeki 2 noktasına uzanan bir akım çizgisi boyunca uygulayalım:

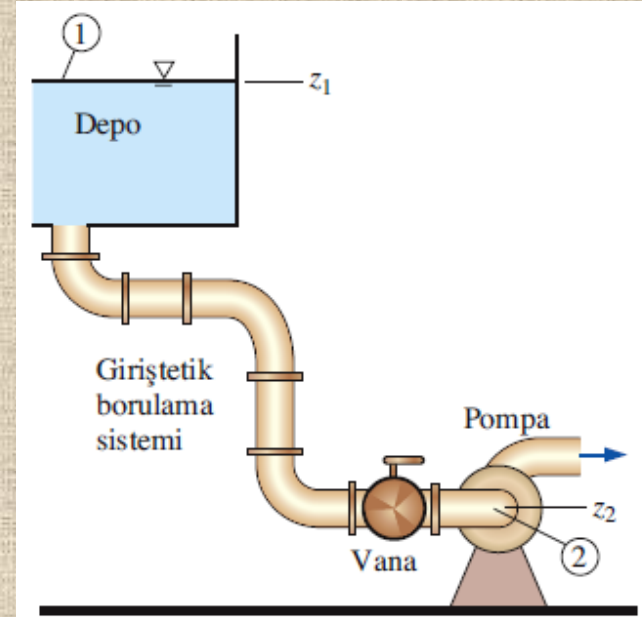
$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} + z_1 + h_{\text{pompa},f} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + z_2 + h_{\text{turb},f} + h_{L,\text{toplam}} \quad (1)$$

Denklem 1'de depo yüzeyindeki su hızını ihmal ettik ($V_1 \cong 0$). Borulama sisteminde türbin bulunmamaktadır. Ayrıca her ne kadar sistemde bir pompa bulunuyorsa da, 1 ve 2 noktaları arasında hiçbir pompa yoktur. Bu nedenle pompa manometrik basma yüksekliği de denklemde yer almaz. Denklem 1'i pompa girişindeki yük olarak ifade edilen ve akışkan sütunu olarak basınç olan $P_2/\rho g$ için çözersek,

$$\text{Pompa girişindeki basınç yükü: } \frac{P_2}{\rho g} = \frac{P_{\text{atm}}}{\rho g} + (z_1 - z_2) - \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} - h_{L,\text{toplam}} \quad (2)$$

elde ederiz. Depo yüzeyi atmosfere açık olduğundan Denklem 2'de $P_1 = P_{\text{atm}}$ aldığımızı dikkat ediniz.

Pompa girişindeki kullanılabilir emmedeki net pozitif yük Denklem 14-8'den elde edilir. Denklem 2'nin yerine konulmasıyla,



ŞEKİL 14-20

Örnek 14-3 için depodan (1), pompa girişine (2) emme hattındaki borulama sistemi.

Kullanılabilir ENPY:
$$ENPY = \frac{P_{atm} - P_v}{\rho g} + (z_1 - z_2) - h_{L, toplam} - \frac{(\alpha_2 - 1)V_2^2}{2g} \quad (3)$$

olur. P_{atm} , P_v ve yükseklik farkı bilindiğinden geriye sadece hacimsel debiye bağlı olan borulama sistemindeki tersinmez yük kaybının hesaplanması kalır. Boru çapı sabit olduğundan,

Tersinmez yük kaybı:
$$h_{L, toplam} = \left(f \frac{L}{D} + \sum K_L \right) \frac{V^2}{2g} \quad (4)$$

olarak yazılır. Problemin geri kalanı en kolay şekilde bilgisayarda çözülür. Verilen bir hacimsel debi için, V hızını ve Reynolds sayısı Re 'yi hesaplarız. Re ve boru pürüzlülüğü bilindiği için Moody diyagramından (veya Colebrook denkleminden) sürtünme faktörü f 'yi hesaplarız. Tüm yerel kayıp katsayılarının toplamı,

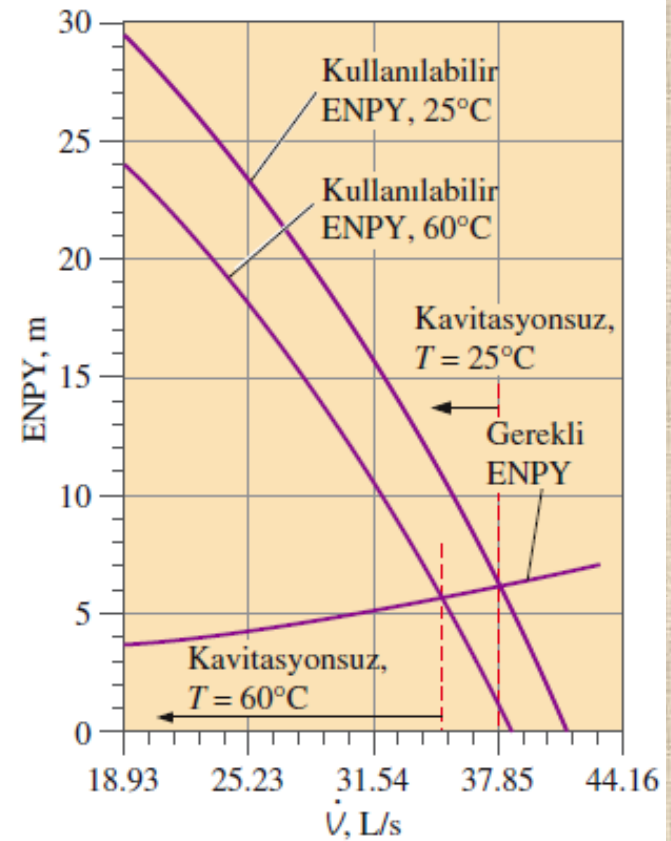
Yersel kayıp katsayıları toplamı:
$$\sum K_L = 0.5 + 3 \times 0.3 + 6.0 = 7.4 \quad (5)$$

olarak bulunur. Hesaplamanın nasıl yapılacağını göstermek için bir hesaplamayı elle yapalım. $\dot{V} = 25.23$ L/s'lik bir debide borudaki ortalama su hızı,

$$V = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{4\dot{V}}{\pi D^2} = \frac{4(0.02523 \text{ m}^3/\text{s})}{\pi(0.1016)^2} = 3.112 \text{ m/s} \quad (6)$$

olup buna karşılık gelen Reynolds sayısı $Re = \rho V D / \mu = 3.538 \times 10^5$ olarak bulunur. Bu Reynolds sayısında $\epsilon/D = 0.005$ için Colebrook denklemi $f = 0.0306$ sonucunu verir. Verilen akışkan özellikleriyle f , D , L değerlerini ve Denklem 4, 5 ve 6'yı Denklem 3'te yerine koymak suretiyle, bu debideki kullanılabilir emmedeki net pozitif yük aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\begin{aligned} ENPY &= \frac{(101300 - 3169) \text{ N/m}^2}{(997.0 \text{ kg/m}^3)(9.81 \text{ m/s}^2)} \left(\frac{\text{kg} \cdot \text{m/s}^2}{\text{N}} \right) + 1.219 \text{ m} \\ &\quad - \left(0.0306 \frac{3.20 \text{ m}}{0.1016 \text{ m}} + 7.4 - (1.05 - 1) \right) \frac{(3.112 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} \\ &= 7.148 \text{ m} \end{aligned} \quad (7)$$



ŞEKİL 14-21

Örnek 14-3'te verilen pompa için debinin fonksiyonu olarak iki farklı sıcaklıktaki emmedeki net pozitif yük. Kavitasyonun, kullanılabilir ve gerekli ENPY değerlerinin kesiştiği noktadan büyük debilerde oluştuğu öngörülmüştür.

Gerekli emmedeki net pozitif yük Şekil 14–15'ten elde edilir. Örneğimizdeki 25.23 L/s'lik debide $ENPY_{gerekli}$ 1.22 m'nin hemen üzerindedir. Gerçekleşen ENPY bunun çok üzerinde olduğundan, bu debide kavitasyondan endişe etmemize gerek yoktur. ENPY'yi hacimsel debinin fonksiyonu olarak hesaplamada EES (veya bir hesap çizelgesi) programı kullanılabilir. Sonuçlar Şekil 14–21'de çizilmiştir. Bu şekle göre 25 °C'de **kavitasyon yaklaşık olarak 37.86 L/s'nin üzerindeki debilerde oluşmaktadır**. Bu değer serbest debiye yakındır.

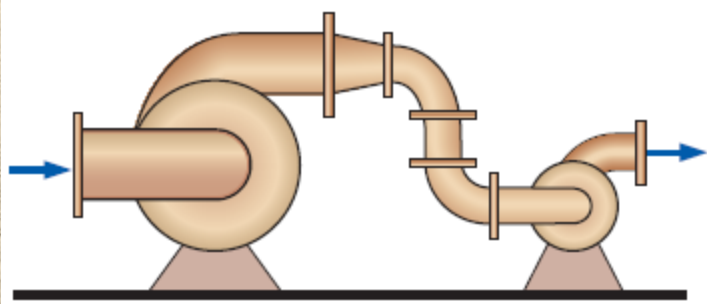
Eğer su 25 °C'den daha sıcak olsaydı, buhar basıncı artar, buna karşılık viskozite düşer ve yoğunluk hafifçe azalır. Yapılan hesaplamalar $\rho = 983.3 \text{ kg/m}^3$, $\mu = 4.67 \times 10^{-4} \text{ kg/m} \cdot \text{s}$ ve $P_v = 19.94 \text{ kPa}$ olduğu $T = 60$ °C için tekrarlanır. Buradan elde edilen sonuçlar da Şekil 14–21'de çizilmiştir. Gördüğümüz kadarıyla **kavitasyonsuz maksimum hacimsel debi, sıcaklığın artmasıyla azalmaktadır** (60°C'de yaklaşık olarak 35 L/s'ye düşmektedir). Bu azalma sezgilerimizi doğrulamaktadır, zira daha sıcak su, başlangıca göre kaynama noktasına zaten daha yakındır.

Son olarak, acaba maksimum debiyi nasıl arttırabiliriz? *Bunun için ENPY'yi arttıran her hangi bir değişikliğin faydası olur*. Depodaki su yüzeyinin seviyesini (hidrostatik yüksekliği arttırmak için) yükseltebiliriz. Sadece bir dirseğin yeteceği şekilde borulama sistemini değiştirebilir ve mevcut glob vana yerine küresel vana kullanabiliriz (yerel kayıpları azaltmak için). Boru çapını büyütülebilir ve yüzey pürüzlülüğünü düşürebiliriz (sürekli yük kayıplarını azaltmak için). Bu probleme özel olarak yerel kayıpların önemi daha fazladır. Fakat pek çok problemde sürekli yük kayıpları daha önemli olup en etkili yol boru çapını arttırmaktır. Santrifüj pompaların giriş çaplarının çıkış çaplarından daha büyük olmasının bir nedeni de budur.

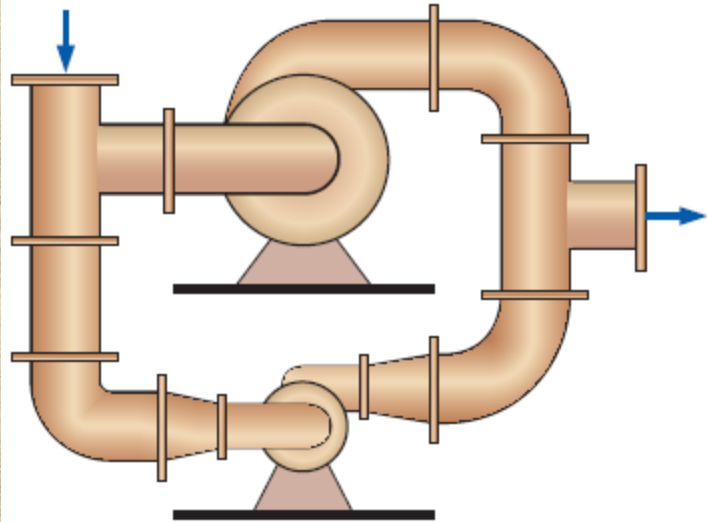
İrdeleme $ENPY_{gerekli}$ 'nin su sıcaklığına bağlı olmadığına dikkat ediniz. Ancak gerçekleşen veya kullanılabilir ENPY sıcaklıkla düşer (Şekil14–21)

Seri ve Paralel Bağlı Pompalar

Hacimsel debiyi veya basınç artışını az bir miktar artırma ihtiyacıyla karşı karşıya kaldığınızda, mevcut pompaya seri ya da paralel şekilde daha küçük bir pompanın sisteme ilavesini düşünebilirsiniz.



(a)

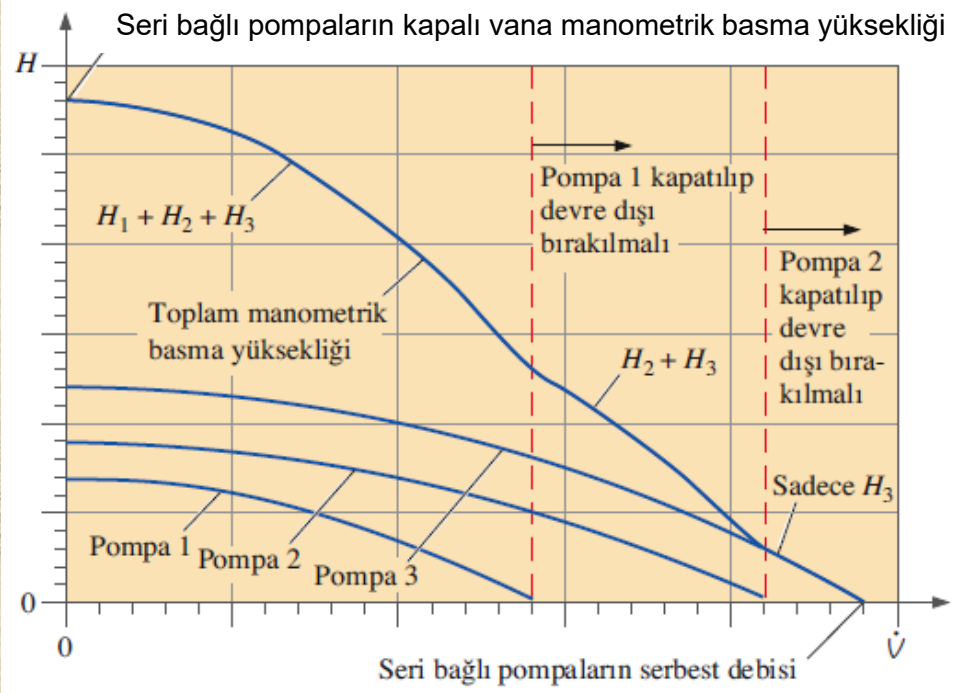


(b)

Çok farklı iki pompanın (a) seri veya (b) paralel olarak bağlanması bazen sorunlara yol açabilir.

n adet seri bağılı pompa için toplam manometrik basma yüksekliği :

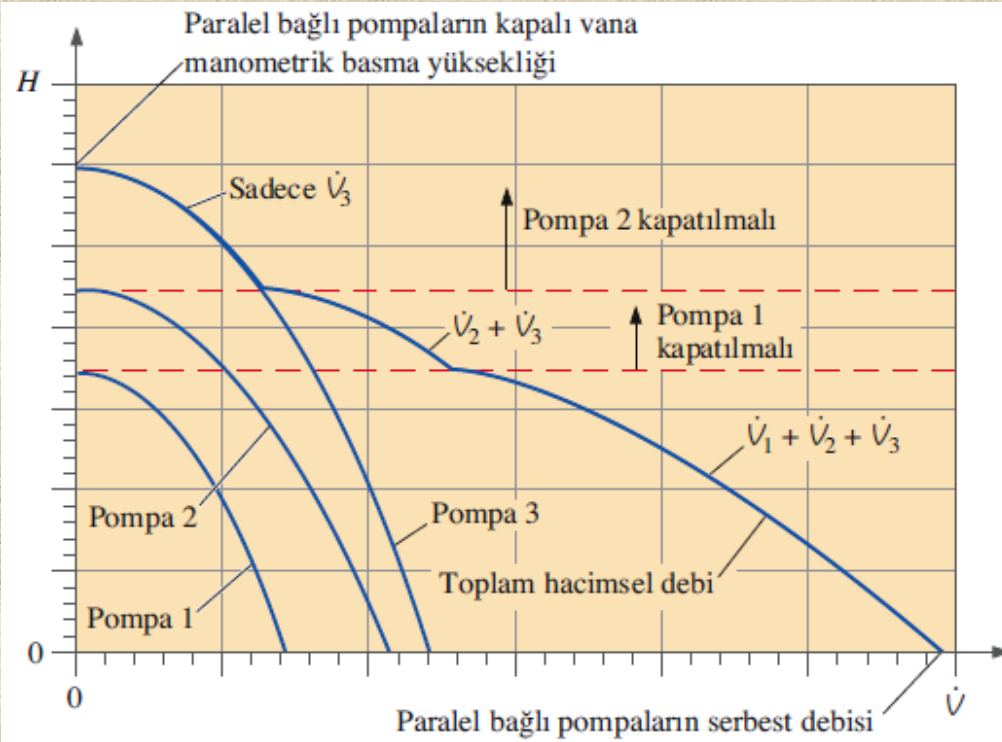
$$H_{\text{toplam}} = \sum_{i=1}^n H_i$$



ŞEKİL 14-23

Seri bağılı farklı üç pompa için pompa performans eğrisi (koyu mavi). Düşük hacimsel debi değerlerinde toplam manometrik basma yüksekliği, her bir pompanın manometrik basma yüksekliklerinin toplamına eşittir. Bununla birlikte pompanın hasara uğramasına ve toplam manometrik basma yüksekliğinde kayba meydan vermemek için, serbest debisinden daha büyük debilerde çalışan pompalar, düşey kesikli kırmızı çizgilerle gösterildiği gibi durdurulup devre dışı bırakılmalıdır. Eğer her üç pompa da özdeş olsaydı, herhangi bir pompanın kapatılmasına gerek kalmazdı, zira her pompanın serbest debisi aynı hacimsel debide oluşurdu.

n adet paralel bağlı pompa için toplam hacimsel debi: $\dot{V}_{\text{toplam}} = \sum_{i=1}^n \dot{V}_i$



ŞEKİL 14-24

Paralel bağlı üç pompa için pompa performans eğrisi (koyu mavi). Düşük bir manometrik basma yüksekliğinde toplam hacimsel debi her bir pompanın hacimsel debilerinin toplamına eşittir. Bununla birlikte pompanın hasara uğramasına ve toplam debide kayba meydan vermemek için, kapalı vana manometrik basma yüksekliğinden daha büyük basma yüksekliklerinde çalışan bir pompa, yatay kesikli gri çizgilerle gösterildiği gibi durdurulup devre dışı bırakılmalıdır. Ters akışı önlemek için bu pompanın borusu da bir vana ile ayrıca kapatılmalıdır. Eğer her üç pompa da özdeş olsaydı, herhangi bir pompanın kapatılmasına gerek kalmazdı, zira bu durumda her bir pompanın kapalı vana manometrik basma yüksekliği aynı manometrik basma yüksekliğinde olurdu.

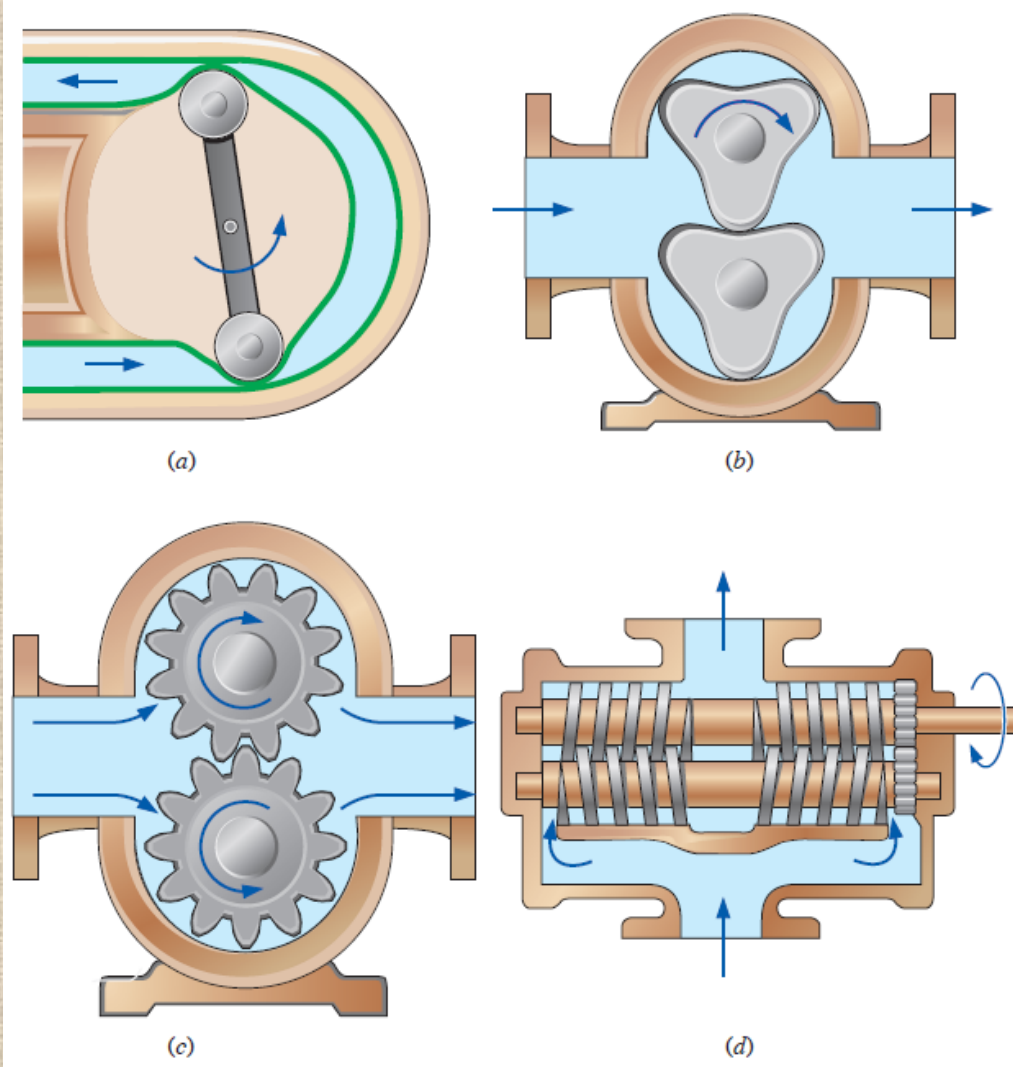


Gerektiğinde büyük bir hacimsel debiye ulaşabilmek için birkaç özdeş pompa paralel bağlı olarak çalıştırılır. Şekilde paralel bağlı üç pompa görülmektedir.

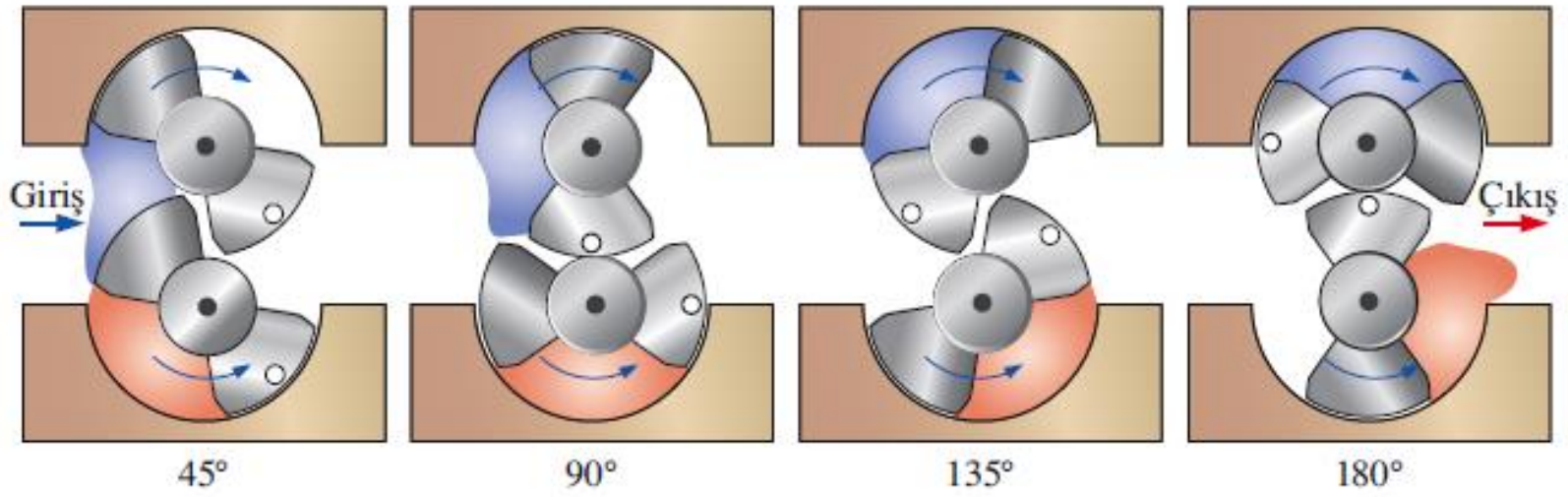
Hacimsel (Pozitif Deplasmanlı) Pompalar

Akışkan, bir genişleme hacmine emilir ve sonra bu hacim daralırken dışarı itilir, ancak hacimdeki bu değişime neden olan mekanizma çeşitli tasarımlarda önemli farklılıklar gösterir.

Hacimsel pompalar viskoz sıvıları veya yoğun karışımları pompalama gibi yüksek basınç uygulamaları için idealdir. Ayrıca tıbbi uygulamalarda olduğu gibi, bu tür pompalar çok hassas miktarlarda sıvı dozajlamasının veya ölçümünün yapıldığı alanlarda da son derece uygun pompalardır.

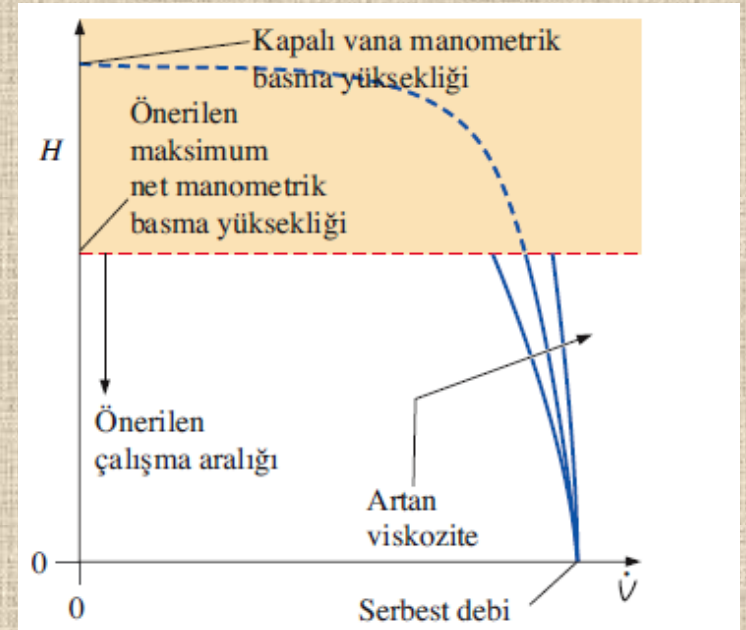


Hacimsel (pozitif deplasmanlı) pompa örnekleri: (a) Esnek borulu peristaltik pompa, (b) üç loplu dönel pompa, (c) dişli pompa ve (d) çift vidalı pompa.



Bir hacimsel pompa tipi olan iki loplü dönel bir pompanın çalışmasındaki dört evre (tam turun sekizde biri). Mavi bölge üst rotora itilen akışkan kütleini, kırmızı bölge ise ters yönde dönen alt rotora itilen akışkan kütleini temsil etmektedir. Akış soldan sağa doğrudur.

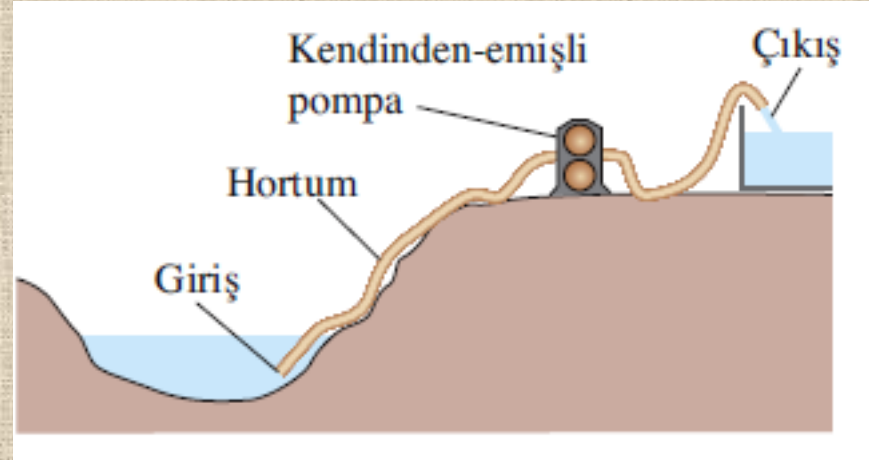
Aynı hızda ancak farklı viskozitelere sahip akışkanlarla çalıştırılan bir dönel pompaya ait performans eğrilerinin karşılaştırılması. Aşırı yüklenmeden kaçınmak için motor gölgeli kısımda çalıştırılmamalıdır.



Hacimsel pompalar dinamik pompalara göre pek çok avantaja sahiptir.

Örnek olarak bir hacimsel pompa, kaymaya (kayma şekil değişimine) duyarlı sıvılar için daha uygundur, zira bunlarda oluşan kayma, aynı basınç ve debide çalışan bir dinamik pompadakinden çok daha azdır.

Kan kayma akışına karşı duyarlı bir sıvıdır ve yapay kalplerde hacimsel pompaların kullanılmasının bir nedeni de budur.



İçi “boş” olduğunda bile bir sıvıyı emebilen pompaya kendinden emişli pompa denir.

Hacimsel pompa için hacimsel debi:

$$\dot{V} = \dot{n} \frac{V_{\text{kapalı}}}{n}$$

ÖRNEK 14-4 Bir Hacimsel Pompadan Geçen Debi

Şekil 14-27'dekine benzer iki loplu dönel bir hacimsel pompa, Şekil 14-30'da çizildiği gibi 0.45 cm^3 SAE 30 motor yağını, her birinin hacmi V_{lop} olan loplardan geçirmektedir. $\dot{n} = 900$ devir/dakika olması durumunda geçen hacimsel debiyi hesaplayınız.

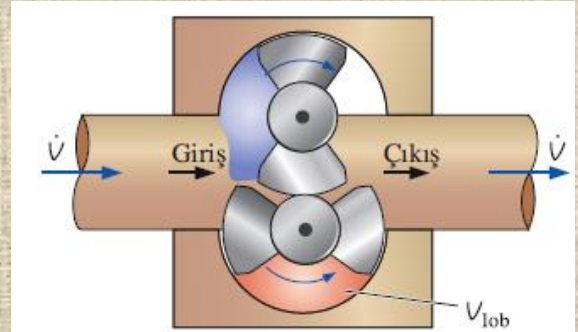
ÇÖZÜM Verilen lop hacmi ve dönme hızı için bir hacimsel pompadan geçen debi hesaplanacaktır.

Kabuller 1 Akış ortalama olarak daimidir. 2 Loplar arasındaki veya loblar ile gövde arasındaki boşluklardan herhangi bir kaçak yoktur. 3 Yağ sıkıştırılmaz akışkandır.

Analiz Şekil 14-27 incelendiğinde, karşıt olarak dönen iki milin yarım turu için ($n = 0.5$ devir için 180°) pompalanan toplam yağ hacminin $V_{\text{kapalı}} = 2V_{\text{lop}}$ olduğu görülmektedir. Buna göre hacimsel debi Denklem 14-11 den aşağıdaki gibi bulunur:

$$\dot{V} = \dot{n} \frac{V_{\text{kapalı}}}{n} = (900 \text{ devir/dakika}) \frac{2(0.45 \text{ cm}^3)}{0.5 \text{ devir}} = 1620 \text{ cm}^3/\text{dakika}$$

İrdeleme Eğer pompada kaçaklar olsaydı hacimsel debi daha az olurdu. Hacimsel debi hesabı için yağın yoğunluğuna ihtiyaç yoktur. Bununla beraber akışkan yoğunluğu arttıkça gerekli mil momenti ve dolayısıyla mil gücü de artar.



ŞEKİL 14-30

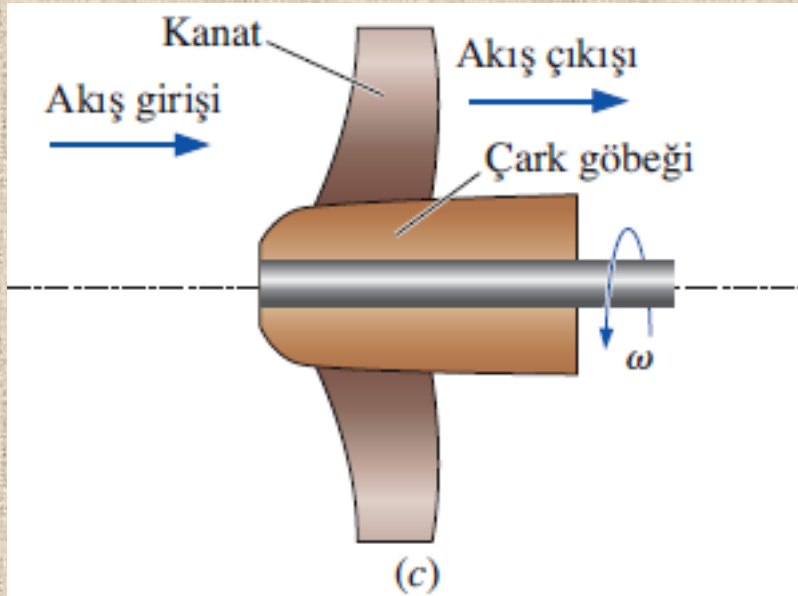
Örnek 14-4'te verilen iki loplu dönel pompa. Akış soldan sağa doğrudur.

Dinamik Pompalar

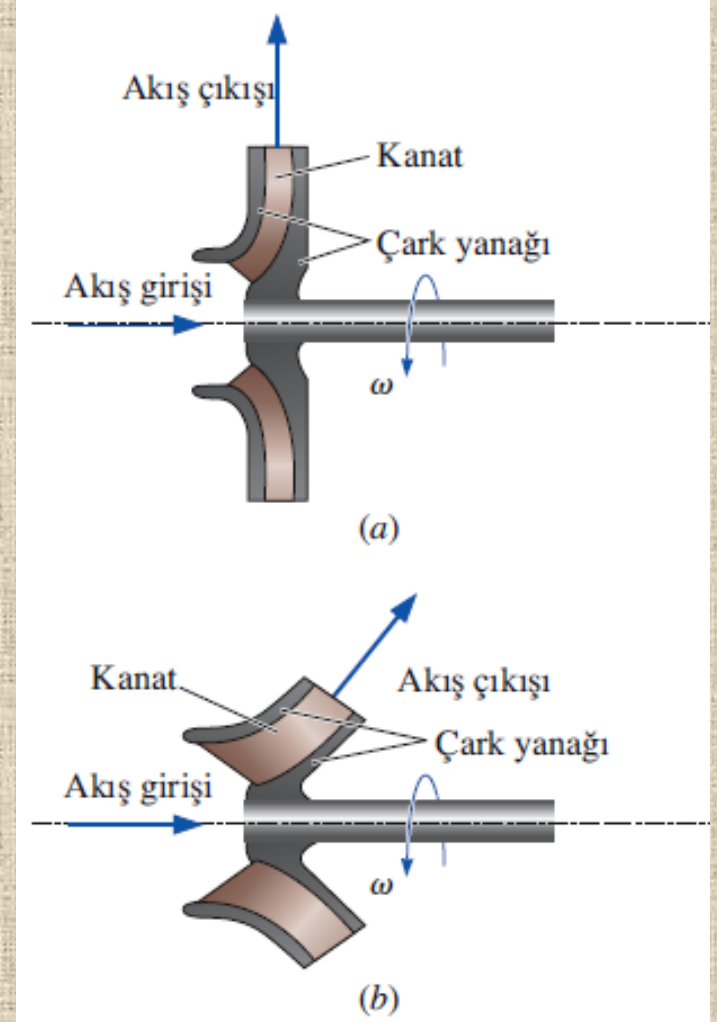
Akışkana momentum aktarımı yapan ve **çark kanatları** veya **rotor kanatları** adı verilen döner kanatlı üç temel *dinamik pompa* tipi vardır.

Bu nedenle dinamik pompalar bazen **rotodinamik pompalar** veya kısaca **dönel pompalar** adını alır.

Dönel pompalar, akışın pompadan çıkış biçimine göre sınıflandırılır: **Santrifüj akış**, **eksenel akış** ve **karışık (yari-eksenel) akış**.



Üç temel tip dinamik pompanın çarkı (döner kısım): (a) Santrifüj akış, (b) karışık akış ve (c) eksenel-akış.



Santrifüj Akışlı Pompa: Akışkan pompa merkezine eksenel olarak (dönen mil eksenini ile aynı doğrultuda) girer ve pompa gövdesinin dış yarıçapı boyunca radyal (veya teğetsel) olarak çarkı terk eder.

Bu nedenle santrifüj pompalara **radyal akışlı pompalar** da denir.

Eksenel Akışlı Pompa: Akışkan, pompaya eksenel olarak girer ve çıkar. Pompa orta kısmının, motor, mil, göbek vs. tarafından kapatılması nedeniyle bu akış tipik olarak pompanın dış kesimi boyunca gerçekleşir.

Karışık Akışlı Pompa : Santrifüj ile eksenel arasındadır ve akış pompaya eksenel olarak girer, ancak bu girişin merkezden olması gerekmez. Çıkışta ise akış radyal ile eksenel arasındaki bir açıyla pompayı terk eder.

Santrifüj Pompalar

Santrifüj Pompalar ve Üfleçler salyangoz şekilli gövdeleriyle kolayca tanınır

Bulaşık makinalarında, jakuzilerde, çamaşır makinaları ve kurutucularında, saç kurutma makinalarında, vakumlu temizleyicilerde, elektrik süpürgelerinde, mutfak davlumbazlarında, banyo havalandırma fanlarında, yaprak toplama üfleçlerinde, fırınlarda vb. olmak üzere evinizin her köşesinde bunlardan vardır.

Bu tür pompalar arabalarda kullanılır (motordaki su pompası, ısıtıcının/klimanın hava üfleci, vb.).

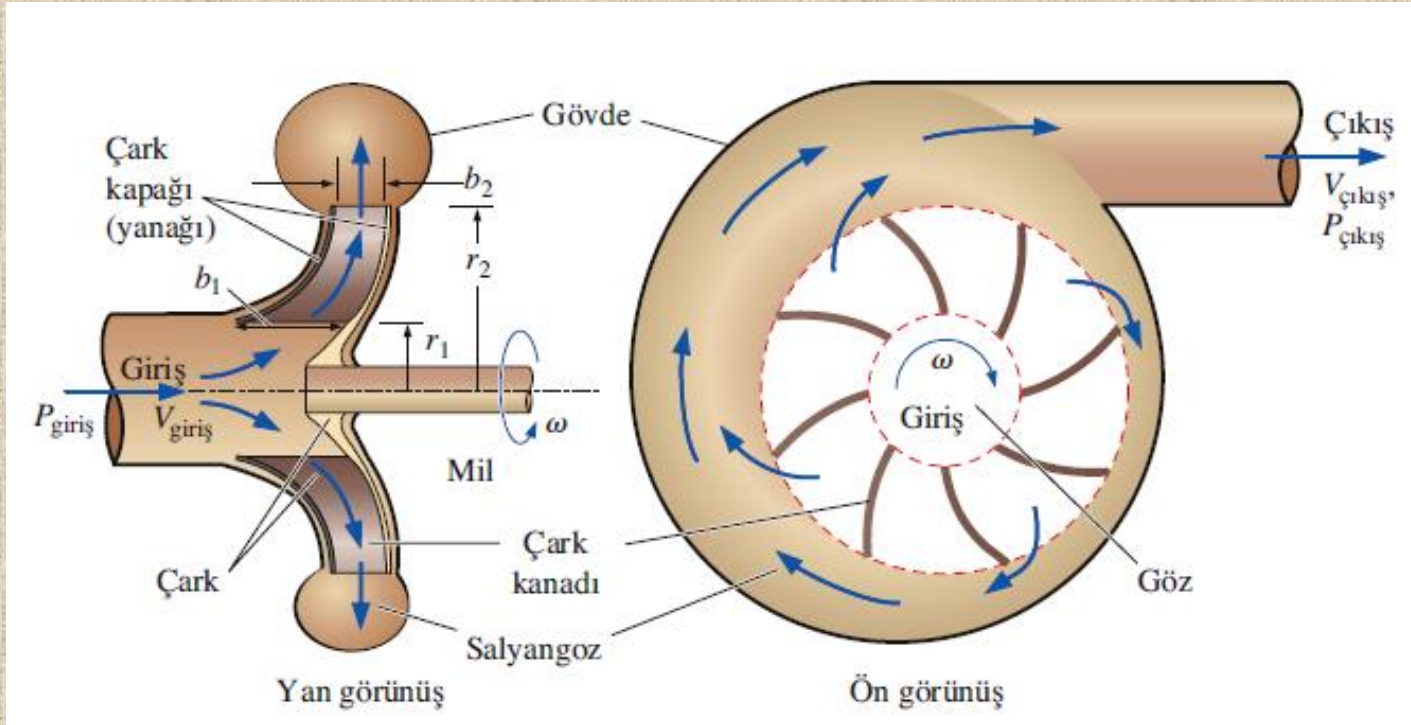
Santrifüj pompalar endüstride de yaygın olarak bulunur ve bina havalandırma sistemlerinde, yıkama işlerinde, soğutma havuzlarında, soğutma kulelerinde ve akışkanların pompalandığı sayısız başka endüstriyel işlemlerde kullanılır.



Salyangoz şekilli gövdeye sahip tipik bir santrifüj üfleç.

Çark veya **Rotor**: Pompa terminolojisinde, mil, göbek, çark kanatları ve çark kapağından oluşan dönel gruba çark veya rotor denir.

Çark Yanağı (Kapağı): Genellikle kanatların rijitliğini artırmak üzere çark bir çark yanağı ile çevreleyip kapatılır.



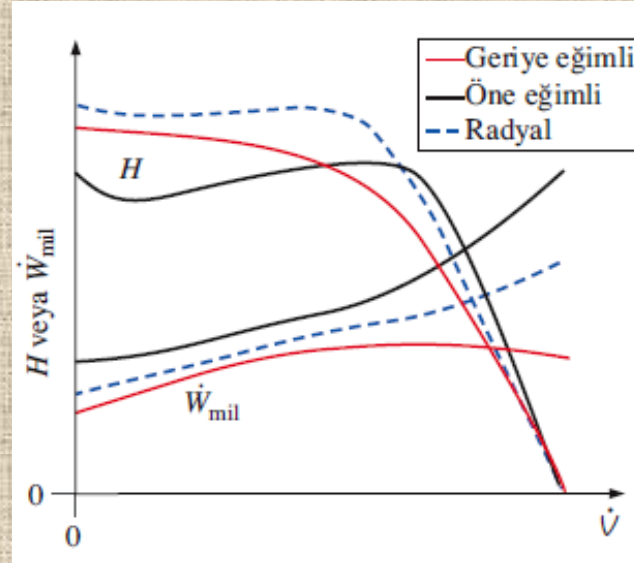
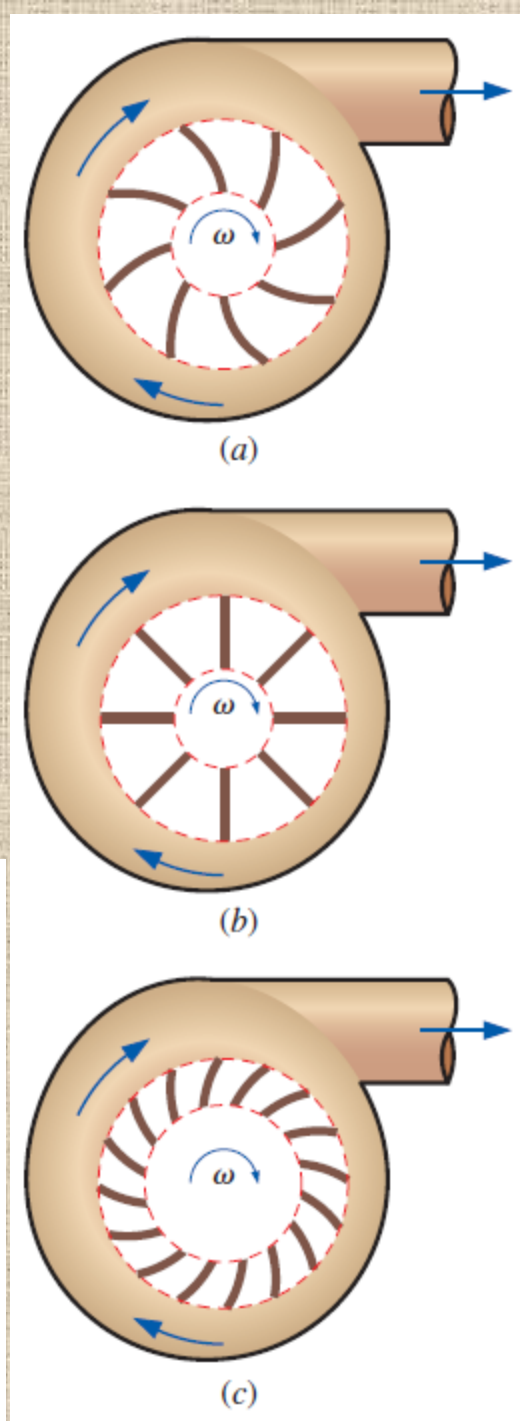
Tipik bir santrifüj pompanın yan ve ön görünüşleri. Akışkan pompanın ortasından (göz) aksenal olarak girer, dönel kanat ünitesi (çark) tarafından dışa doğru savrulur, genişleyen yayıcıda (salyangoz) yayılır ve pompa dışına itilir. r_1 ve r_2 sırasıyla çark kanadının giriş ve çıkışının radyal konumu olarak; b_1 ve b_2 ise çark kanadının giriş ve çıkışındaki aksenal kanat genişlikleri olarak tanımlanmıştır.

Çark kanadı geometrisine göre üç tip santrifüj pompa vardır: *Geriye eğimli kanatlar*, *radyal kanatlar* ve *öne eğimli kanatlar*.

Geriye eğimli kanatlı santrifüj pompalar en yaygın olanıdır. Akışkanın kanat aralarına girmesi ve kanatları terk etmesi en az miktarda dönüşle gerçekleştiğinden, üzü arasında en yüksek verimi bu pompalar sağlar.

Radyal kanatlı santrifüj pompalar (ayrıca **düz kanatlar** olarak ta adlandırılır) en basit geometrik yapıya sahip olup üzü arasında geniş bir hacimsel debi aralığında en yüksek basınç artışını sağlar.

Öne eğimli kanatlı santrifüj pompalar radyal veya geriye eğimli kanatlı pompalardan daha düşük olmakla birlikte, geniş bir hacimsel debi aralığında hemen hemen sabit bir basınç artışı sağlar.

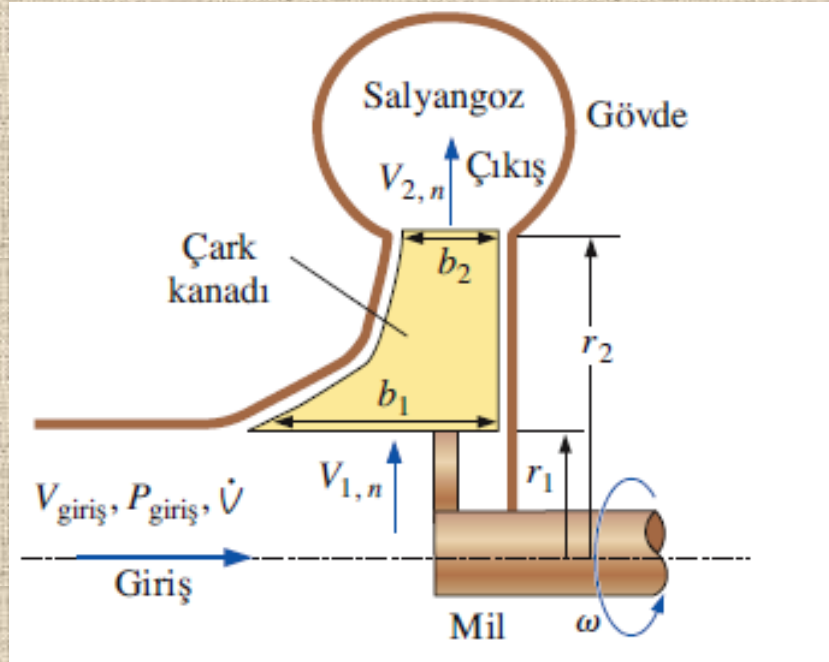


(a) Geriye eğimli kanatlı, (b) radyal kanatlı ve (c) öne eğimli kanatlı üç tip temel santrifüj pompa, (d) üç pompa tipinin manometrik basma yüksekliklerinin ve mil güçlerinin karşılaştırılması.

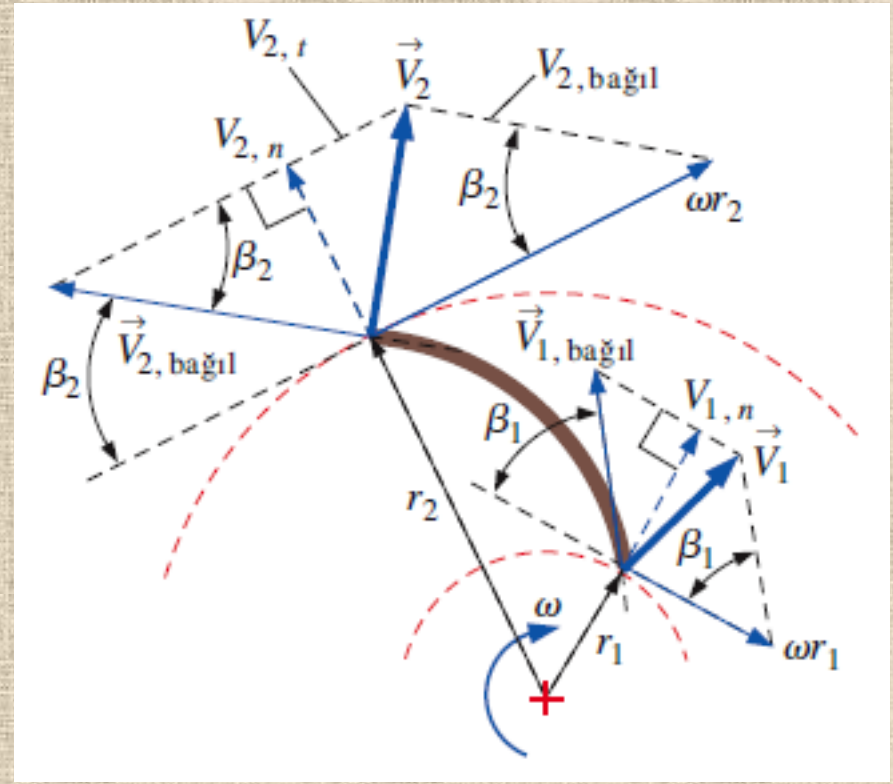
Hacimsel Debi:

$$\dot{V} = 2\pi r_1 b_1 V_{1,n} = 2\pi r_2 b_2 V_{2,n}$$

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

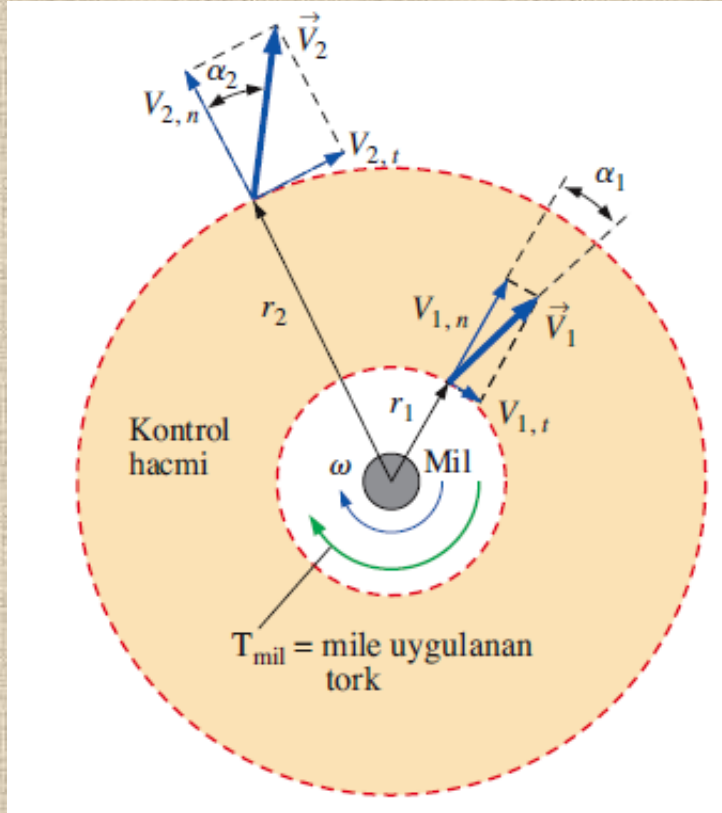


Hız vektörlerinin analizi için kullanılan basitleştirilmiş santrifüj pompanın yakın yan görünüşü; $V_{1,n}$ ve $V_{2,n}$ sırasıyla r_1 ve r_2 yarıçaplarındaki ortalama normal (radyal) hız bileşenleri olarak tanımlanmıştır.



Hız vektörlerinin analizi için kullanılan basitleştirilmiş santrifüj pompanın yakından ön görünüşü. Akışkanın mutlak hız vektörleri koyu oklarla gösterilmiştir. Bağlı hız vektörleriyle gösterildiği gibi, kanatlarla dönen bir referans koordinat sisteminden bakıldığında akışın her noktada kanat yüzeyine teğet olduğu kabul edilmiştir.

Kanat ile dönmekte olan bir referans koordinat sisteminden bakıldığında, akışın her noktada kanat yüzeyine teğet olduğunu kabul edelim.



Bir santrifüj pompanın açısal momentum analizi için kullanılan kontrol hacmi (gölge bölge); mutlak teğetsel hız bileşenleri $V_{1,t}$ ve $V_{2,t}$ ile gösterilmiştir.

Mil momenti, *Euler türbomakina denklemi* (*Euler türbin formülü* olarak da adlandırılır) ile verildiği gibi, girişten çıkışa momentumun momentinde meydana gelen değişime eşit olmaktadır:

Euler türbomakina denklemi:

$$T_{\text{mil}} = \rho \dot{V} (r_2 V_{2,t} - r_1 V_{1,t})$$

Alternatif biçim, Euler türbomakina denklemi:

$$T_{\text{mil}} = \rho \dot{V} (r_2 V_2 \sin \alpha_2 - r_1 V_1 \sin \alpha_1)$$

$$\dot{W}_{\text{mil}} = \omega T_{\text{mil}} = \rho \omega \dot{V} (r_2 V_{2,t} - r_1 V_{1,t}) = \dot{W}_{\text{hidrolik güç}} = \rho g \dot{V} H$$

Euler basma yüksekliği:

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

Bir santrifüj üfleç $\dot{n} = 1750$ devir/dakika (183.3 rad/s) hızla dönmektedir. Hava kanatlara normal (dik) olarak ($\alpha_1 = 0^\circ$) girmekte ve Şekil 14-38'de çizildiği gibi radyal doğrultudan 40° saparak ($\alpha_2 = 40^\circ$) çıkmaktadır. Giriş yarıçapı $r_1 = 4.0$ cm ve giriş kanat eni $b_1 = 5.2$ cm'dir. Çıkış yarıçapı $r_2 = 8.0$ cm ve çıkış kanat eni $b_2 = 2.3$ cm'dir. Hacimsel debi 0.13 m³/s olarak verilmektedir. Verimi %100 kabul ederek bu üfleç tarafından sağlanan manometrik basma yüksekliğini, eşdeğer milimetre su sütunu (mmSS) yüksekliği cinsinden hesaplayınız. Ayrıca gerekli mil gücünü watt olarak belirleyiniz.

ÇÖZÜM İdeal bir üflecin verilen bir hacimsel debi ve dönme hızı için mil gücü ve manometrik basma yüksekliğini hesaplayacağız.

Kabuller 1 Akış ortalama olarak daimidir. 2 Rotor kanatları ile üfleç gövdesi arasındaki boşluklardan kaçak yoktur. 3 Hava sıkıştırılmazdır. 4 Üflecin verimi %100'dür (tersinmez kayıp yoktur).

Özellikler Havanın yoğunluğu $\rho_{\text{hava}} = 1.20$ kg/m³'tür.

Analiz Hacimsel debi (kapasite) verildiğinden, Denklem 14-12'yi kullanarak girişteki ve çıkıştaki normal hız bileşenleri hesaplanır:

$$V_{1,n} = \frac{\dot{V}}{2\pi r_1 b_1} = \frac{0.13 \text{ m}^3/\text{s}}{2\pi(0.040 \text{ m})(0.052 \text{ m})} = 9.947 \text{ m/s} \quad (1)$$

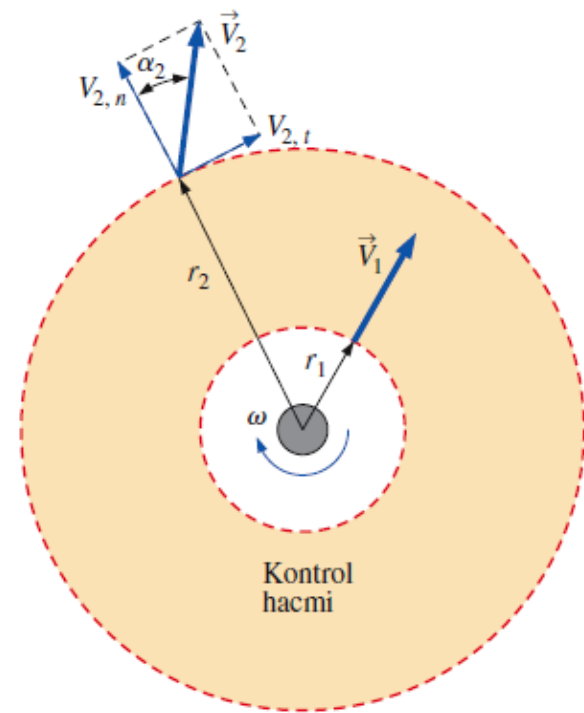
$\alpha_1 = 0^\circ$ olduğundan $V_1 = V_{1,n}$ ve $V_{1,t} = 0$ olur. Benzer yolla, $V_{2,n} = 11.24$ m/s ve

$$V_{2,t} = V_{2,n} \tan \alpha_2 = (11.24 \text{ m/s}) \tan(40^\circ) = 9.435 \text{ m/s} \quad (2)$$

bulunur. Manometrik basma yüksekliği Denklem 14-17'den

$$H = \frac{\omega}{g} (r_2 V_{2,t} - \underbrace{r_1 V_{1,t}}_0) = \frac{183.3 \text{ rad/s}}{9.81 \text{ m/s}^2} (0.080 \text{ m})(9.435 \text{ m/s}) = 14.1 \text{ m} \quad (3)$$

olarak bulunur. Denklem 3'te manometrik basma yüksekliğinin metre hava, yani pompalanan akışkan sütunu yüksekliği olarak verildiğine dikkat ediniz. Bu basıncı eşdeğer milimetre su sütunu (mmSS) birimine dönüştürmek için hava yoğunluğunun su yoğunluğuna oranıyla çarpmamız yeterlidir:



ŞEKİL 14-38

Örnek 14-5'teki santrifüj üfleç için kontrol hacmi ve mutlak hız vektörleri. Verilen görünüş üfleç eksenini boyuncadır.

$$H_{\text{su sütunu}} = H \frac{\rho_{\text{hava}}}{\rho_{\text{su}}} \\ = (14.1 \text{ m}) \frac{1.20 \text{ kg/m}^3}{998 \text{ kg/m}^3} \left(\frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}} \right) = \mathbf{17.0 \text{ mm su}} \quad (4)$$

Son olarak gerekli mil gücü hesaplamak için Denklem 14–16'yı kullanalım:

$$\dot{W} = \rho g \dot{V} H = (1.20 \text{ kg/m}^3)(9.81 \text{ m/s}^2)(0.13 \text{ m}^3/\text{s})(14.1 \text{ m}) \left(\frac{\text{W} \cdot \text{s}}{\text{kg} \cdot \text{m/s}^2} \right) \\ = \mathbf{21.6 \text{ W}} \quad (5)$$

İrdeleme Denklem 5'te kilogram, metre ve saniye'den watt'a olan birim dönüşümüne dikkat ediniz. Bu dönüşüm türbomakina hesaplamalarının çoğunda faydalı olmaktadır. Havaya aktarılan gerçek manometrik basma yüksekliği verimsizliklerden ötürü Denklem 3 ile hesaplanandan daha düşük olacaktır. Benzer şekilde gerçek mil gücü de, üfleçteki verimsizlikler, mil üzerindeki sürtünme vb. sebeplerden dolayı Denklem 5 ile hesaplanandan daha büyük olacaktır.

$$V_2^2 = V_{2, \text{bağlı}}^2 + \omega^2 r_2^2 - 2\omega r_2 V_{2, \text{bağlı}} \cos \beta_2$$

$$V_{2, \text{bağlı}} \cos \beta_2 = \omega r_2 - V_{2, t}$$

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

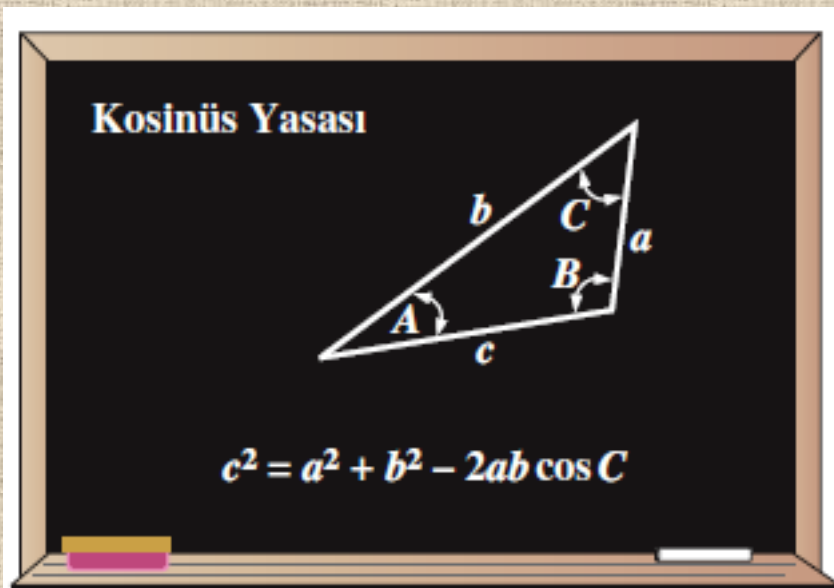
Euler basma yüksekliği:

$$H = \frac{1}{2g} [(V_2^2 - V_1^2) + (\omega^2 r_2^2 - \omega^2 r_1^2) - (V_{2, \text{bağlı}}^2 - V_{1, \text{bağlı}}^2)]$$

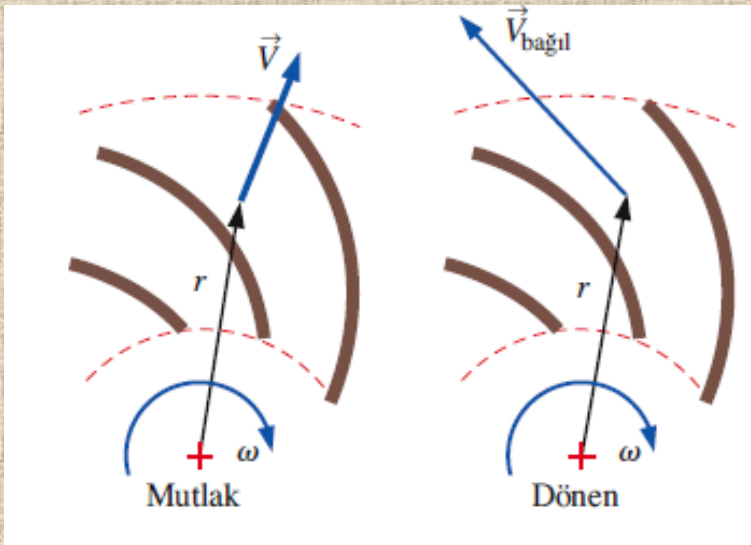
$$\left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V_{\text{bağlı}}^2}{2g} - \frac{\omega^2 r^2}{2g} + z \right)_{\text{çıkış}} = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V_{\text{bağlı}}^2}{2g} - \frac{\omega^2 r^2}{2g} + z \right)_{\text{giriş}}$$

Dönen referans koordinat sisteminde
Bernoulli Denklemi:

$$\frac{P}{\rho g} + \frac{V_{\text{bağlı}}^2}{2g} - \frac{\omega^2 r^2}{2g} + z = \text{sabit}$$



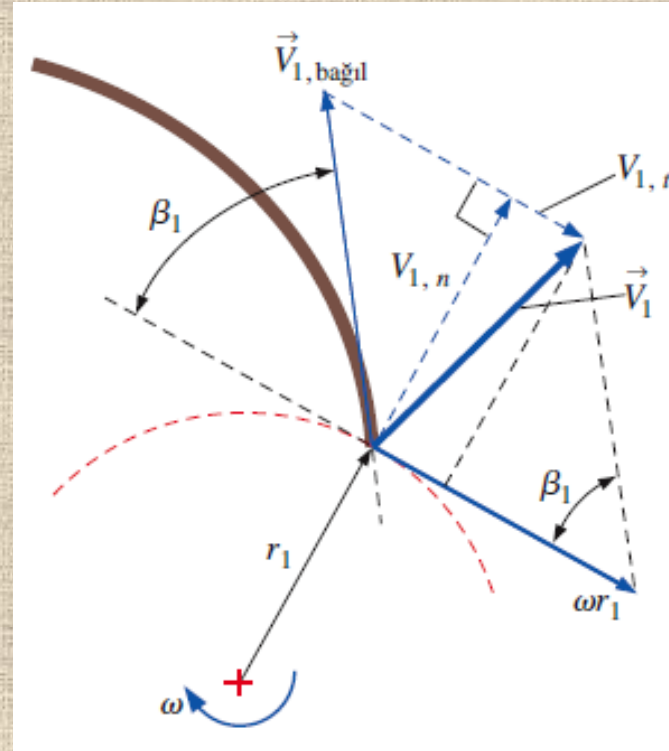
Bir santrifüj pompanın analizinde
kosinüs yasasından faydalanılır.



$$V_{1,t} = \omega r_1 - \frac{V_{1,n}}{\tan \beta_1}$$

$$\omega r_1 = \frac{V_{1,n}}{\tan \beta_1}$$

$$\dot{V} = 2\pi b_1 \omega r_1^2 \tan \beta_1$$



Tersinmez kayıplar olmaksızın bir çark boyunca olan akışın belirlenmesinde, genellikle çark ile beraber dönen bir bağıl referans koordinat sistemi ile çalışmak daha uygundur. Bu durumda Bernoulli denklemi, Denklem 14–22’de gösterildiği gibi ilave bir terim alır.

Çark kanadı girişindeki hız vektörlerinin önden yakın görünüşü. Mutlak hız vektörü kalın okla gösterilmiştir.

ÖRNEK 14-6 Bir Santrifüj Pompanın Ön Tasarımı

Oda sıcaklığı ve atmosfer basıncındaki sıvı çevrim akışkanı R-134a'yı pompalamak üzere bir santrifüj pompa tasarlanacaktır. Çarkın giriş ve çıkış yarıçapları sırasıyla $r_1 = 100$ mm ve $r_2 = 180$ mm'dir (Şekil 14-42). Çark giriş ve çıkış genişlikleri ise $b_1 = 50$ mm ve $b_2 = 30$ mm olarak verilmektedir (Şekil 14-42'de sayfa düzleminin içine doğru). Çark 1720 devir/dakika ile döndüğünde, pompanın 14.5 m'lik bir Euler basma yüksekliğinde 0.25 m³/s sıvı çevrim akışkanını basması istenmektedir. Bu çalışma şartlarının pompanın tasarım şartları olduğu duruma göre kanat şeklini tasarlayınız (şekilde çizildiği gibi $V_{1,t} = 0$ 'dır). Diğer bir ifadeyle β_1 ve β_2 açılarını hesaplayınız ve kanadın şeklini irdeleyiniz. Ayrıca pompa için gerekli mil gücünü belirleyiniz.

ÇÖZÜM Verilen bir debi, Euler basma yüksekliği ve santrifüj pompa boyutları için kanat şeklinin (giriş (hücum) kenarı ve çıkış (fırar) kenarı açıları) tasarımı yapılacaktır. Ayrıca pompa için gerekli mil gücü hesaplanacaktır.

Kabuller 1 Akış daimidir. 2 Akış sıkıştırılmazdır. 3 Çark içerisinde tersinmez kayıp yoktur. 4 Bu yalnızca bir ön tasarımıdır.

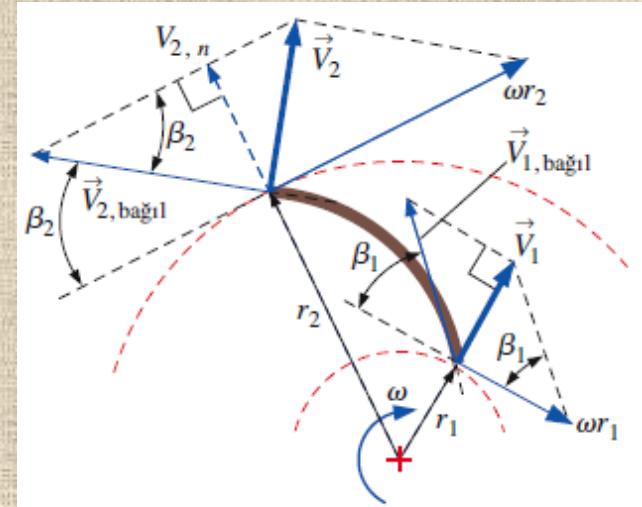
Özellikler $T = 20$ °C'de bulunan R-134a sıvı çevrim akışkanı için $v_f = 0.0008157$ m³/kg. Buna göre $\rho = 1/v_f = 1226$ kg/m³.

Analiz Denklem 14-3'ten gerekli hidrolik güç hesaplanır:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{hidrolik güç}} &= \rho g \dot{V} H \\ &= (1226 \text{ kg/m}^3)(9.81 \text{ m/s}^2)(0.25 \text{ m}^3/\text{s})(14.5 \text{ m}) \left(\frac{\text{W} \cdot \text{s}}{\text{kg} \cdot \text{m/s}^2} \right) \\ &= 43600 \text{ W}\end{aligned}$$

Gerçek bir pompadaki gerekli mil gücü bundan daha büyük olacaktır. Ancak bu ön tasarım için yaklaşıtlara uygun olarak $\dot{W}_{\text{mil}}$ yaklaşık olarak $\dot{W}_{\text{hidrolik güç}}$ 'e eşit olacak şekilde verimi % 100 kabul ediyoruz.

$$\dot{W}_{\text{mil}} \cong \dot{W}_{\text{hidrolik güç}} = 43600 \text{ W} \left(\frac{\text{BG}}{745.7 \text{ W}} \right) = 58.5 \text{ BG}$$



ŞEKİL 14-42

Örnek 14-6'daki santrifüj pompanın çark tasarımı için bağıl ve mutlak hız vektörleri ile geometrik çizim.

Sonucu, verilen niceliklere uygun şekilde iki anlamlı basamağa göre $\dot{W}_{mil} \approx 59 \text{ BG}$ olarak ifade edebiliriz.

Dönmenin söz konusu olduğu problemlerde dönme hızı $\dot{n}$ (devir/dakika)'yı Şekil 14-43'te gösterildiği gibi ω (rad/s)'ye dönüştürmemiz gerekir:

$$\omega = 1720 \frac{\text{devir}}{\text{dakika}} \left(\frac{2\pi \text{ rad}}{\text{devir}} \right) \left(\frac{1 \text{ dakika}}{60 \text{ s}} \right) = 180.1 \text{ rad/s} \quad (1)$$

Bu durumda Denklem 14-25'i kullanarak kanat açıları hesaplanır:

$$\beta_1 = \arctan \left(\frac{\dot{V}}{2\pi b_1 \omega r_1^2} \right) = \arctan \left(\frac{0.25 \text{ m}^3/\text{s}}{2\pi (0.050 \text{ m})(180.1 \text{ rad/s})(0.10 \text{ m})^2} \right) = 23.8^\circ$$

β_2 açısı ise daha önce temel analiz için çıkarılan denklemler kullanılarak bulunur. İlk olarak $V_{1,t} = 0$ olan tasarım şartı için Denklem 14-17,

$$\text{Euler basma yüksekliği:} \quad H = \frac{1}{g} (\omega r_2 V_{2,t} - \underbrace{\omega r_1 V_{1,t}}_0) = \frac{\omega r_2 V_{2,t}}{g}$$

haline indirgenir. Bu ifadeden teğetsel hız bileşeni,

$$V_{2,t} = \frac{gH}{\omega r_2} \quad (2)$$

olarak elde edilir. Denklem 14-12'yi kullanarak normal hız bileşeni,

$$V_{2,n} = \frac{\dot{V}}{2\pi r_2 b_2} \quad (3)$$

hesaplanır. Ardından Denklem 14-23'ü türetirken kullanılan trigonometrik ilişki, giriş kenarı yerine bu sefer *çıkış kenarında* yazılırsa,

$$V_{2,t} = \omega r_2 - \frac{V_{2,n}}{\tan \beta_2}$$

sonucuna ulaşılır, Bu ifadeden β_2 çekilerek,

$$\beta_2 = \arctan \left(\frac{V_{2,n}}{\omega r_2 - V_{2,t}} \right) \quad (4)$$



ŞEKİL 14-43

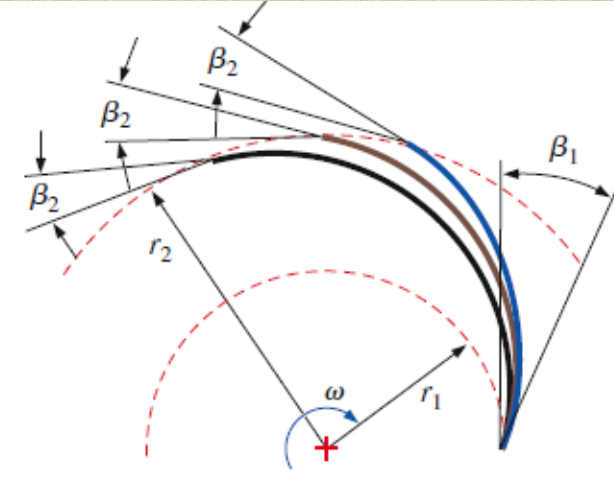
Doğru birim dönüştürme, dönme hızı birimlerinin rad/s olmasını gerektirir.

elde edilir. Denklem 2 ve 3'ün Denklem 4'te yerine yazılması ve sayısal değerlerin yerine konulmasıyla,

$$\beta_2 = 14.7^\circ$$

bulunur. Sonuçları iki anlamlı rakama göre yeriyoruz. Buna göre ön tasarım kanat açıları $\beta_1 \cong 24^\circ$ ve $\beta_2 \cong 15^\circ$ olan *geriye eğimli* bir çark kanadını gerektirmektedir.

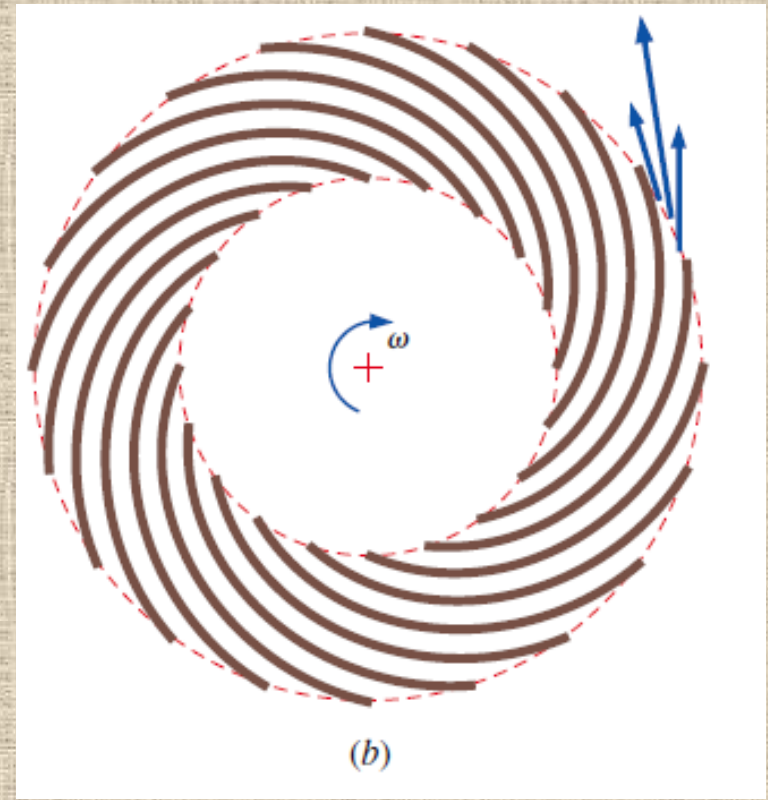
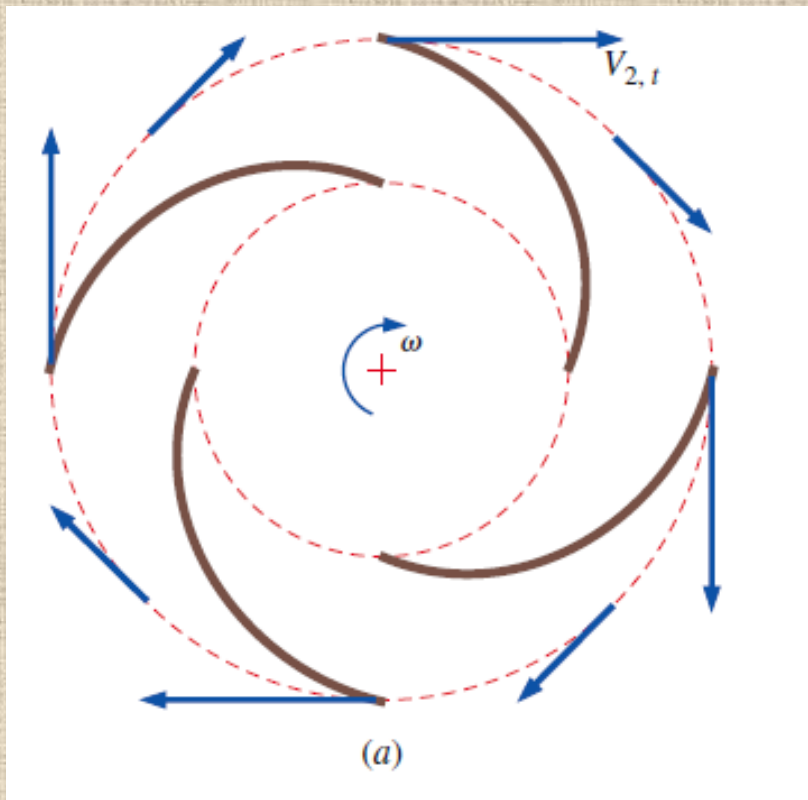
Kanat giriş ve çıkış kenarı açıları bilindiğine göre çark kanadının ayrıntılı *şekli*, yarıçapı r_1 'den r_2 'ye artırırken kanat açısı β 'yı, β_1 'den β_2 'ye düzgün bir şekilde değiştirmek suretiyle tasarlanır. Şekil 14-44'te çizildiği gibi, $\beta_1 \cong 24^\circ$ ve $\beta_2 \cong 15^\circ$ değerlerine bağlı kalsak da β açısını yarıçap ile nasıl değiştireceğimize bağlı olarak kanat farklı şekiller alabilir. Şekilde her üç kanat da r_1 yarıçapındaki aynı konumdan (sıfır mutlak açı) başlamaktadır ve her üç kanadın da giriş kenarı açısı $\beta_1 \cong 24^\circ$ 'dir. Orta uzunluktaki kanat (Şekil 14-44'teki kahverengi olan), β açısının r_1 ile *lineer* olarak değiştirilmesi suretiyle elde edilmiştir. Bu kanadın çıkış kenarı, r_2 yarıçapını yaklaşık 93° 'lik bir mutlak açıyla kesmektedir. Uzun kanat ise (şekildeki siyah olan), β açısının r_1 yakınında r_2 yakınındakinden daha hızlı bir şekilde değiştirilmesiyle çizilmiştir. Bu kanat dış yarıçapı 114° civarındaki bir mutlak açı ile kesmektedir. Son olarak, en kısa olan kanat (Şekil 14-44'teki mavi olan), giriş kenarı civarında daha az eğriliğe, buna karşın çıkış kenarı civarında ise daha belirgin bir eğriliğe sahiptir. Bu kanat ise r_2 yarıçapını yaklaşık 77° 'lik bir mutlak açı ile kesmektedir. *Hangi kanat şeklinin en iyi olduğu çok açık değildir.*



ŞEKİL 14-44

Örnek 14-6'daki santrifüj pompa çarkının tasarımı için olası üç kanat şekli. Her üç kanat da $\beta_1 = 24^\circ$ giriş (hücum) kenar açısına ve $\beta_2 = 15^\circ$ çıkış (fırlar) kenar açısına sahip olmakla beraber β 'nın yarıçapla değişimi bakımından farklıdır. Çizim ölçeklidir.

İrdeleme Burada yapılanın tersinmez kayıpların ihmal edildiği bir ön tasarım olduğu unutulmamalıdır. Gerçek bir pompada kayıplar vardır ve gerekli mil gücü burada hesaplanandan daha yüksek (muhtemelen %20–30 daha yüksek) olur. Kayıpların bulunduğu gerçek bir pompadaki daha kısa bir kanat daha az yüzey sürtünme direncine sahiptir, ancak hızların en yüksek olduğu çıkış kenarı civarında akışın daha keskin dönüş yapmasından ötürü, kanat üzerindeki normal gerilmeler daha büyüktür. Eğer kanatlar çok kalın yapılmışsa, bilhassa yüksek yoğunluklu sıvı pompalanmasında bu durum yapısal sorunlara yol açabilir. Daha uzun bir kanat ise daha fazla yüzey sürtünme direncine, buna karşın daha düşük normal gerilmelere sahiptir. Ayrıca Şekil 14–44'te basit bir kanat hacmi hesabı yapılırsa, kanatların sonlu kalınlıkta olmasından ötürü aynı kanat sayısı için kanatlar ne kadar uzarsa, akışın o denli blokaja maruz kalacağı (tikanacağı) görülebilir. Buna ilave olarak, kanat yüzeyleri boyunca büyüyen sınır tabakaların yer değiştirme kalınlığı etkisi (Bölüm 10), uzun kanatlar için daha da belirgin blokaja yol açar. Kanadın kesin şeklinin belirlenmesi için bir miktar da olsa mühendislik optimizasyonu yapılması gerektiği açıktır.



(a) Çok az kanatlı bir santrifüj pompa çarkı aşırı sirkülasyon (dolanım) akış kaybına yol açar – r_2 dış yarıçapındaki teğetsel hız, kanatlar arasındaki boşlukta kanatların çıkış kenarlarında olduğundan daha küçüktür (mutlak teğetsel hız vektörleri gösterilmiştir).

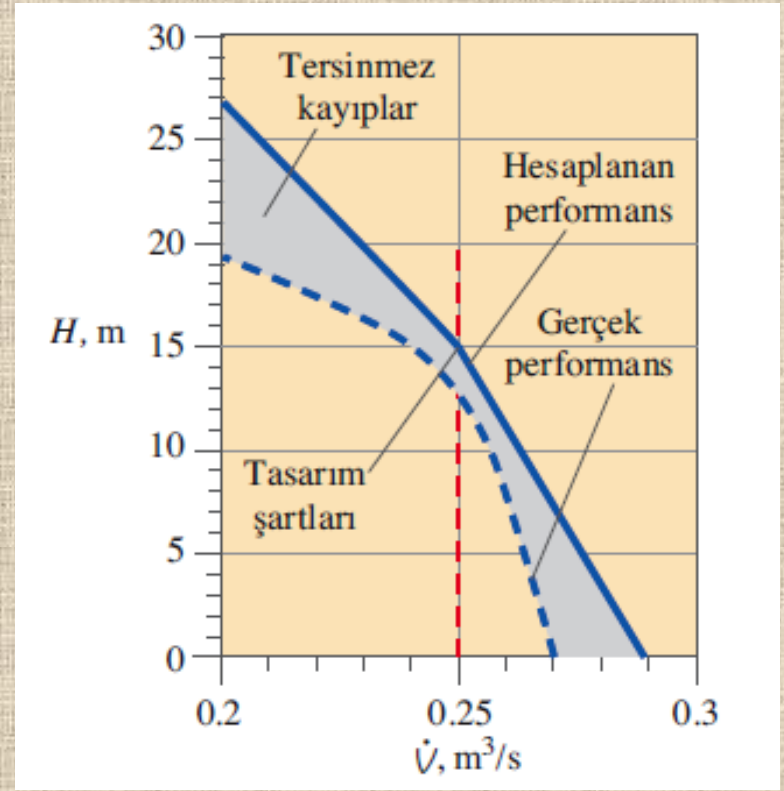
(b) Diğer yandan gerçek çark kanatları sonlu kalınlıkta olduğundan, çok fazla kanadın bulunması aşırı akış blokajına ve yüksek yüzey sürtünme direnci sebebiyle aralık kayıplarına yol açar (çarkla beraber dönen bir referans koordinat sisteminde bir kanat dizininden çıkan hız vektörleri gösterilmiştir). Sonuçta pompa mühendisleri hem kanat şeklini hem de kanat sayısını optimize etmek durumundadır.

Tasarım şartlarında hesaplanan performans gerçek performansa yakın olsa da, tasarım şartlarının uzağında bu iki eğri önemli ölçüde birbirlerinden ayrılmaktadır.

Tüm hacimsel debilerde gerçek manometrik basma yüksekliği, hesaplanan manometrik basma yüksekliğinden *daha düşüktür*.

Bu durum aşağıdaki tersinmez etkilerden kaynaklanmaktadır;

- kanat yüzeyleri boyunca olan sürtünme,
- kanatlarla gövde arasındaki akışkan kaçağı,
- göz bölgesinde akışkanın ön-dönmesi,
- kanat giriş kenarlarındaki (şok veya çarpma kayıpları) veya akış geçitlerinin genişleme bölümlerindeki akış ayrılmaları,
- sirkülasyon (dolanım) akış kaybı,
- geçit kaybı,
- salyangoz içerisinde ve diğer kısımlardaki dönen akışkan kütlelerinin tersinmez kaybı.



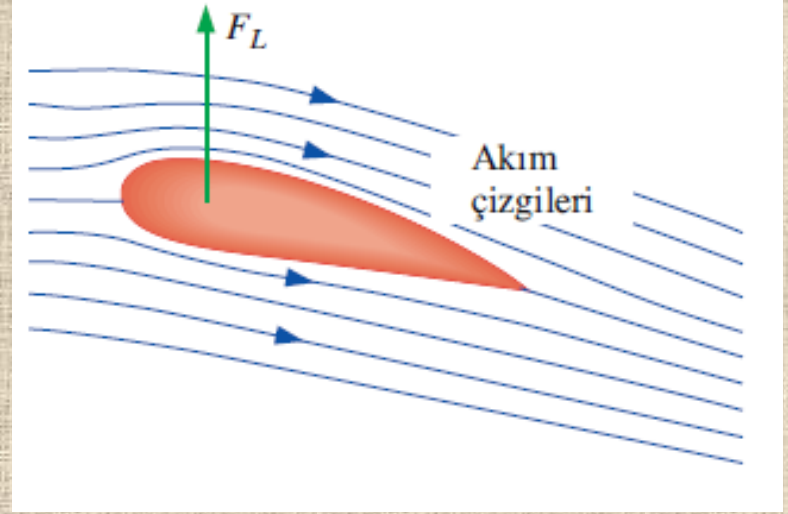
Örnek 14 – 6' da verilen pompa için manometrik basma yüksekliğinin hacimsel debi ile değişimi. Hesaplanan ile gerçek performans arasındaki fark, hesaplamada göz ardı edilen tersinmezliklerden ileri gelmektedir.

Eksenel Pompalar

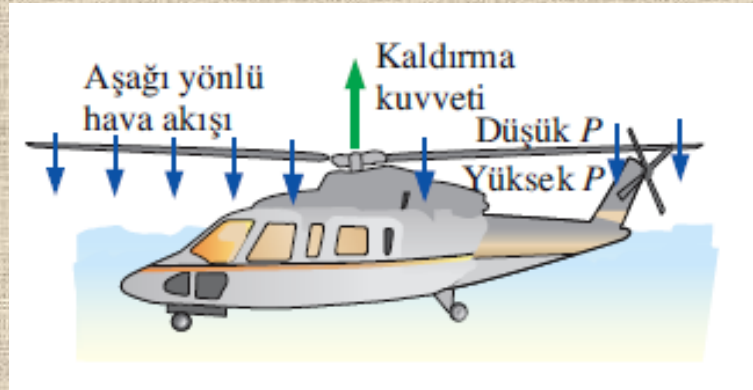
Eksenel pompalar, santrifüj kuvvetler olarak bilinen kuvvetlerden faydalanmaz. Bunun yerine, dönerken akışkanın momentumunu değiştirmek suretiyle kaldırma meydana getiren çark kanatları daha çok bir uçağın kanadı gibi davranır.

Kanat üzerindeki kaldırma kuvveti, kanadın üst ve alt yüzeyleri arasındaki basınç farkından ileri gelir ve akış yönünün değişimi rotor düzlemi boyunca **aşağı yönlü bir hava akımı**na neden olur.

Zaman ortalamalı olarak bakıldığında, aşağı doğru bir hava akımına sebep olan rotor düzlemi boyunca bir basınç sıçraması mevcuttur.



Eksenel akışlı bir pompanın kanatları tıpkı bir uçağın kanadı gibi çalışır. Kaldırma kuvveti F_L oluşturulurken, hava kanatlar tarafından aşağı doğru yönlendirilir.



Bir tür eksenel akışlı pompa olan bir helikopterin rotor düzlemi boyunca aşağı yönlü hava akımı ve basınç artışı.

Rotor düzleminin düşey hale getirildiğini düşününüz, bu durumda bir **pervanemiz** var demektir.

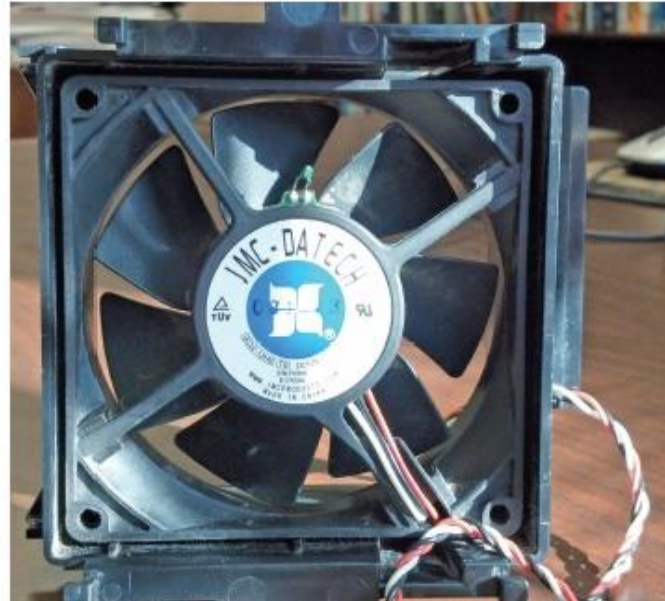
Hem helikopter rotoru hem de uçak pervanesi, kanatların uçları etrafında bir kanal veya gövde bulunmadığından dolayı **açık eksenel akışlı fanlara** örnektir.

Bu tip bir fanının etrafını çeviren gövdesi, akışı yönlendiren ve kanat uçlarındaki bazı kayıpları ortadan kaldıran kısa bir kanal vazifesi görür.

Bilgisayarınızdaki küçük soğutma fanı da tipik bir eksenel akış fan olup minyatür bir pencere fanı görünümündedir. Bu ise **kanallı eksenel akış fanına** bir örnektir.



(a)



(b)

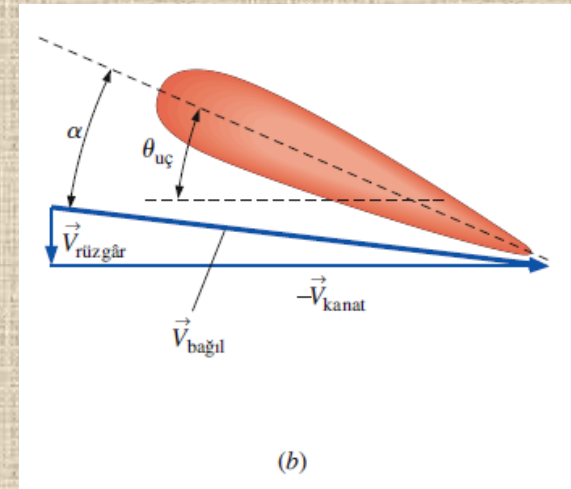
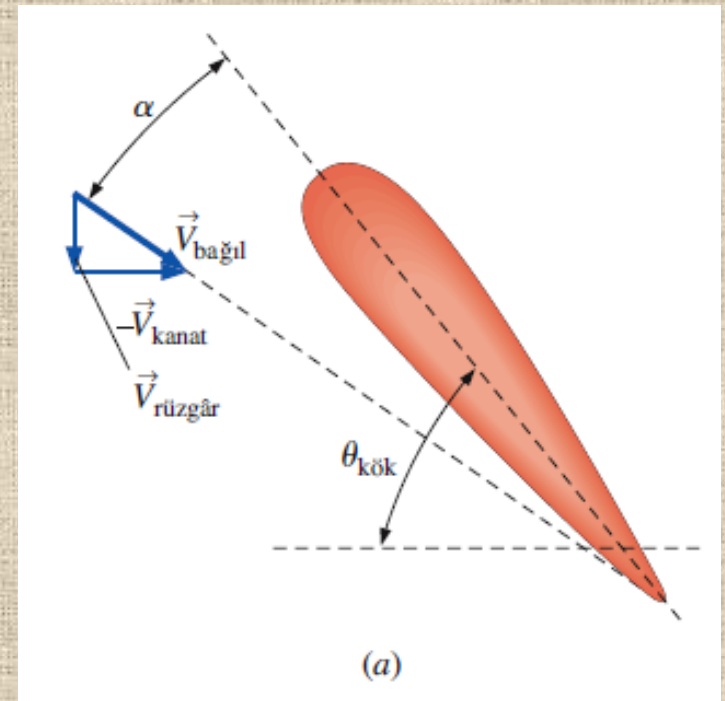
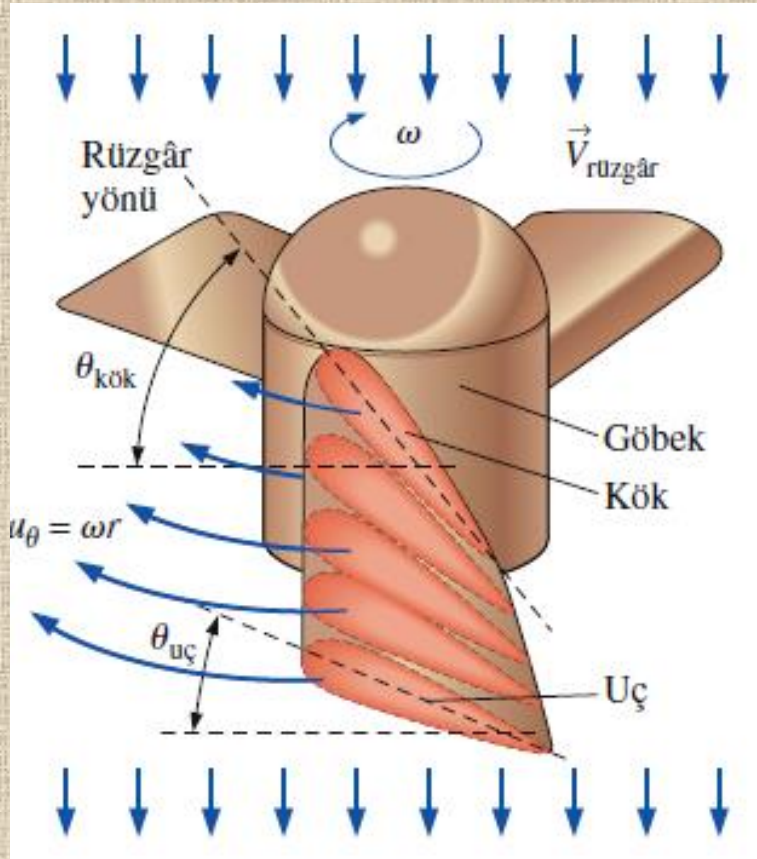
$$u_{\theta} = \omega r$$

$$\vec{V}_{\text{bağıl}} \cong \vec{V}_{\text{rüzgâr}} - \vec{V}_{\text{kanat}}$$

Eksenel akış fanları açık veya kanallı olabilir: (a) pervane açık bir fan, (b) bilgisayar soğutma fanı ise kanallı bir fanıdır.

$$u_{\theta} = \omega r$$

$$\vec{V}_{\text{bağlı}} \cong \vec{V}_{\text{rüzgâr}} - \vec{V}_{\text{kanat}}$$



İyi tasarlanmış bir rotor veya pervane kanadında, uç kanattan biri boyunca mavi en-kesit dilimleriyle gösterildiği gibi burulma vardır; kanadın teğetsel hızının yarıçapla artmasından ötürü kökteki kanat eğim açısı θ uçtakinden daha yüksektir.

$\vec{V}_{\text{bağlı}}$ vektörünün iki yarıçapta çizim yoluyla hesaplanması: Rotor kanadının (a) kökü ve (b) ucu.

$$\vec{V}_{\text{bağıl}} \cong \vec{V}_{\text{rüzgâr}} - \vec{V}_{\text{kanat}}$$

Yukarıdaki denklem birkaç nedenden dolayı tam değildir:

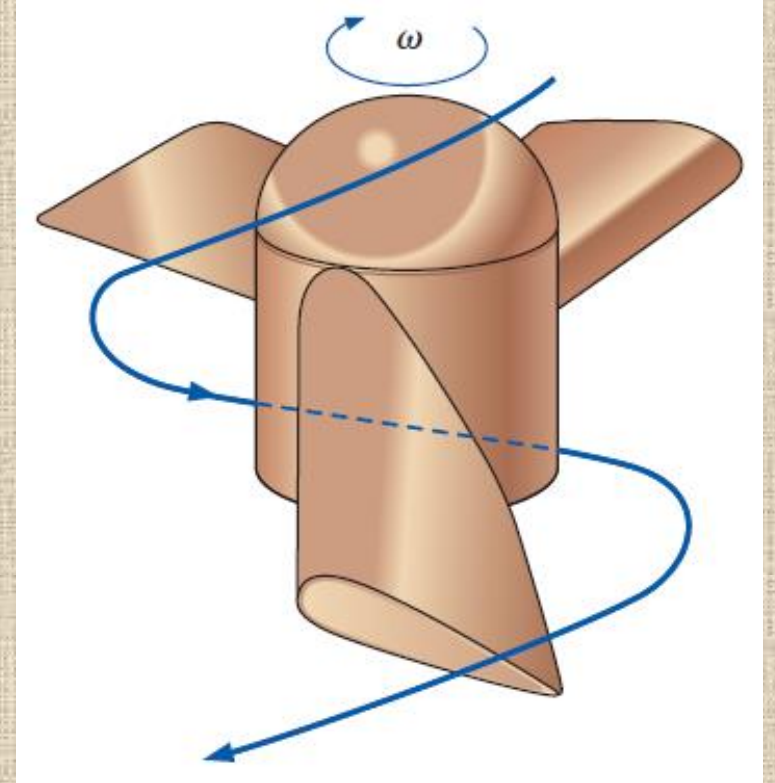
İlk olarak, rotorun dönme hareketinin hava akışında bir miktar **dönme**ye neden olmasıdır.

Bu durum kanadın rüzgâra göre etkin teğetsel hızının düşmesine yol açar.

İkinci olarak, rotor göbeğinin sonlu boyutta olmasından dolayı havanın göbek etrafında ivmelenmesi kanadın köküne yakın en-kesitlerde rüzgâr hızının artmasına neden olur.

Üçüncü olarak, rotor veya pervanenin eksenini rüzgâra tam paralel olmayabilir.

Son olarak, hızla dönen rotora yaklaştıkça rüzgârın ivmelenmesi nedeniyle rüzgârın kendi hızının kolayca belirlenememesidir.



Bir rotorun veya pervanenin dönen kanatları, etraftaki akışkanda dönme (girdap) oluşmasına yol açar.

ÖRNEK 14-7 Bir Uçağın Pervanesindeki Burulmanın Hesaplanması

Radyo kumandalı bir model uçağın pervanesini tasarladığınızı düşününüz. Pervanenin toplam (kanat) çapı 34.0 cm, göbek çapı ise 5.5 cm'dir (Şekil 14-53). Pervane 1700 devir/dakika hızla dönmekte ve pervane en-kesiti için seçilen kanat, 14° 'lik hücum açısında maksimum verime ulaşmaktadır. Uçak 13.4 m/s hızla uçarken, pervane kanadı boyunca her noktada $\alpha = 14^\circ$ olacak şekilde kanat kökünden ucuna doğru kanat eğim açısını hesaplayınız.

ÇÖZÜM Pervane kanadı boyunca her yarıçaptaki hücum açısının $\alpha = 14^\circ$ olması için kökten pervane ucuna kadar kanat eğim açısı θ 'nin ne olması gerektiği hesaplanacaktır.

Kabuller 1 Verilen bu düşük hızlarda hava sıkıştırılmazdır. 2 Havanın pervaneye yaklaşırken ivmelenmesinden ve dönme oluşturmaktan kaynaklanan ikincil etkiler ihmal edilmektedir. Diğer bir ifadeyle, $\vec{V}_{\text{rüzgâr}}$ hızının büyüklüğü uçağın hızına eşit kabul edilmektedir. 3 Uçak, pervane eksenine rüzgâr hızına paralel olacak şekilde uçmaktadır.

Analiz Havanın kanada göre hızı, herhangi bir yarıçapta Denklem 14-27 kullanılarak hesaplanır. Keyfi bir r yarıçapındaki hız vektörleri Şekil 14-54'te çizilmiştir. Geometriden yararlanarak,

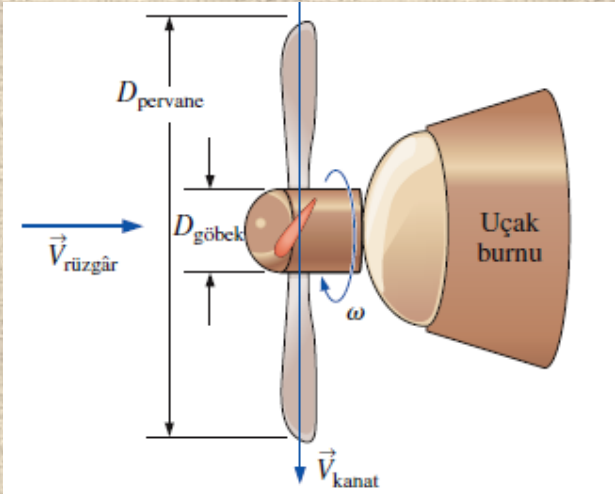
$$\text{Keyfi bir } r \text{ yarıçapındaki eğim açısı:} \quad \theta = \alpha + \phi \quad (1)$$

olduğu görülür. Ayrıca,

$$\phi = \arctan \frac{|\vec{V}_{\text{rüzgâr}}|}{|\vec{V}_{\text{kanat}}|} = \arctan \frac{|\vec{V}_{\text{rüzgâr}}|}{\omega r} \quad (2)$$

yazılabilir. Burada r yarıçapındaki kanat hızı için Denklem 14-26'yı da kullandık. Kökte ($r = D_{\text{göbek}}/2 = 2.75 \text{ cm}$) ise Denklem 2,

$$\theta = \alpha + \phi = 14^\circ + \arctan \left[\frac{13.4 \text{ m/s}}{(1700 \text{ dev/dak})(0.0275 \text{ m})} \left(\frac{1 \text{ rot}}{2\pi \text{ rad}} \right) \left(\frac{60 \text{ s}}{\text{dak}} \right) \right] = 83.9^\circ$$



ŞEKİL 14-53

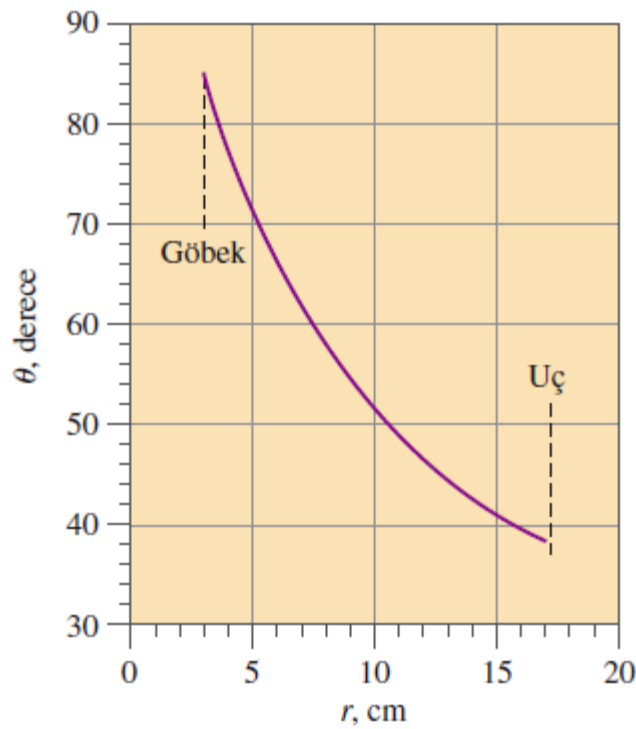
Örnek 14-7'de verilen model uçak pervanesinin tasarımı için ölçeysiz çizim.

sonucunu verir. Benzer şekilde uçtaki ($r = D_{\text{pervane}}/2 = 17.0 \text{ cm}$) eğim açısı,

$$\theta = \alpha + \phi = 14^\circ + \arctan \left[\frac{13.4 \text{ m/s}}{(1700 \text{ dev/dak})(0.17 \text{ m})} \left(\frac{1 \text{ rot}}{2\pi \text{ rad}} \right) \left(\frac{60 \text{ s}}{\text{dak}} \right) \right] = 37.9^\circ$$

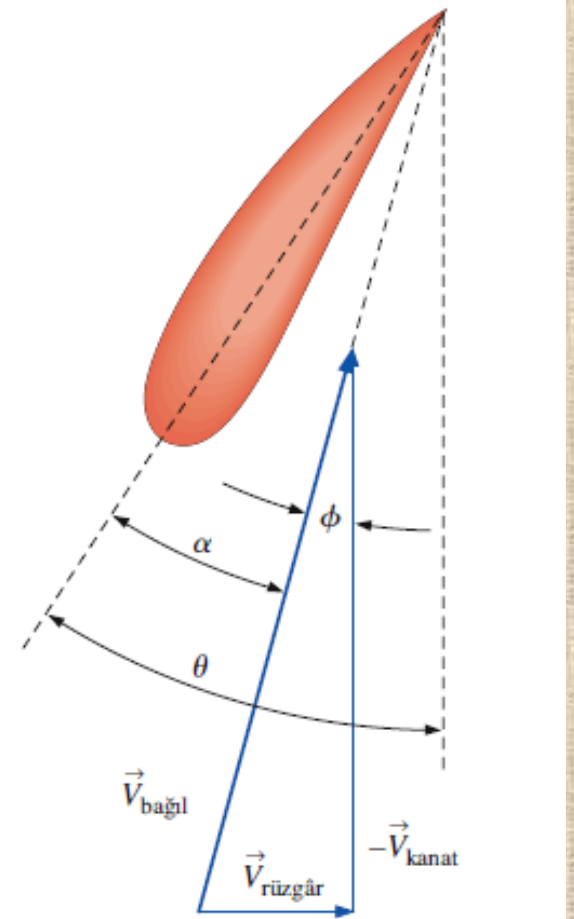
olarak hesaplanır. Kök ve uç arasında kalan yarıçaplarda θ 'yı r 'nin fonksiyonu olarak hesaplamak için Denklem 1 ve Denklem 2 kullanılır; Bunlara ait sonuçlar Şekil 14–55'te çizilmiştir.

İrdeleme Denklem 2'deki arctan fonksiyonu nedeniyle eğim açısı doğrusal değildir.



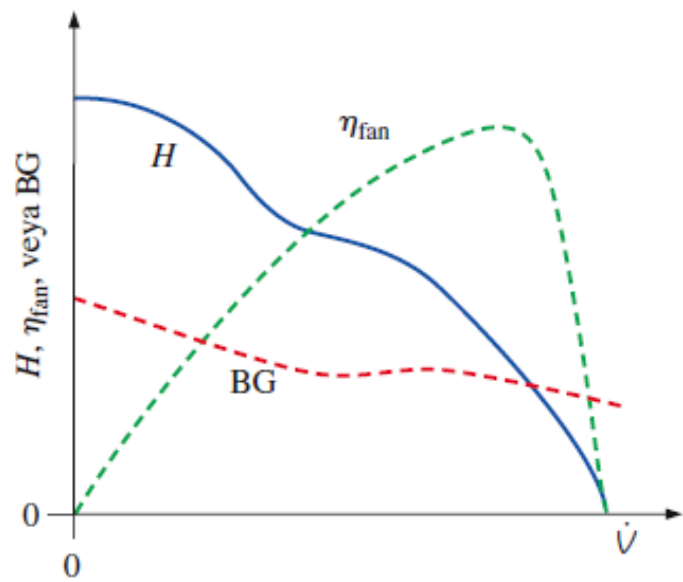
ŞEKİL 14–55

Örnek 14–7'de verilen pervane için yarıçapın fonksiyonu olarak kanat eğim açısı.



ŞEKİL 14–54

Örnek 14–7'de verilen pervane için keyfi bir r yarıçapındaki hız vektörleri.



Pervaneli bir fanın (eksenel fan) tipik fan performans eğrileri.

Santrifüj fanlardan farklı olarak bu durumda mil gücü debi ile *azalır*.

Verim eğrisi de santrifüj fanlara kıyasla daha fazla sağa doğru yatar.

Bunun sonucunda, en iyi verim noktasından daha yüksek hacimsel debilerde verim hızla düşer.

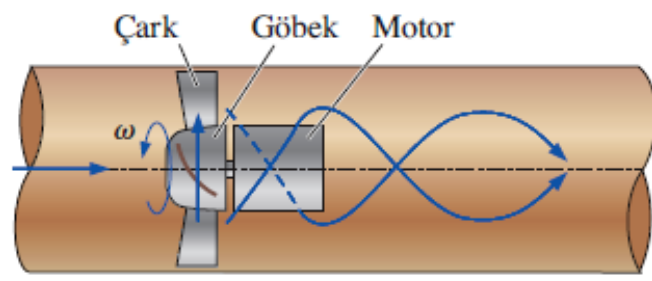
Manometrik basma yüksekliği eğrisi de hacimsel debi ile (her ne kadar bazı dalgalanmalar olsa da) sürekli bir düşme gösterir ve şekli bir santrifüj fanınkinden oldukça farklıdır.

Eğer manometrik basma yüksekliği gereksinimi çok fazla değilse, daha yüksek hacimsel debilere ulaşmak için pervaneli fanlar maksimum verim noktalarının dışında çalıştırılabilir.

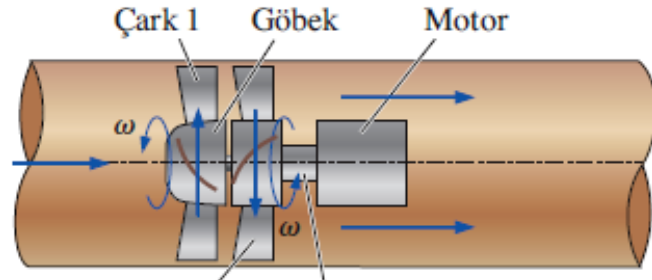
Yüksek $\dot{V}$ değerlerinde $\dot{W}_{mil}$ azaldığından, fanın yüksek debilerde çalıştırılmasının güç sarfiyatı bakımından bir sakıncası yoktur. Bu nedenle biraz *küçük boyutlandırılmış* bir fanı kurmak ve onu en iyi verim noktası dışında çalışmaya zorlamak daha caziptir.

Eğer fan maksimum veriminin *below* çalıştırılırsa, akış gürültülü ve kararsız olabilir. Bu da fanın *büyük boyutlandırılmış* (gereğinden büyük) olabileceğini gösterir.

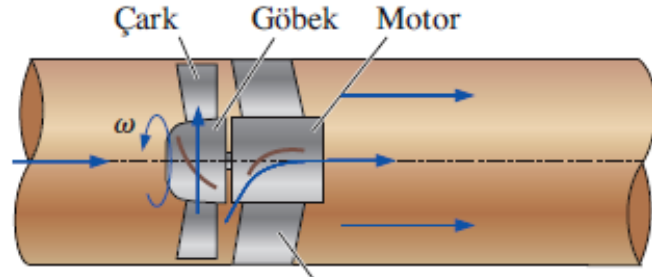
Bu nedenlerden ötürü pervaneli fanı maksimum verim noktasında veya bunun biraz üzerinde çalıştırmak genellikle en iyi yoldur.



(a)



Çark 2
(b)



Stator
(c)

Bir kanal içerisindeki akışı hareket ettirmede kullanıldığında, tek çarklı bir eksenel akış fanına **eksenel-boru fanı** denir.

Bir çift karşıt dönüşlü rotor kanatları oluşturmak üzere mevcut rotora seri olarak *zıt yönde* dönen ikincil bir rotor eklenebilir. Bu tür bir fana **karşıt-dönüşlü eksenel akışlı fan** adı verilir. Yukarıkım rotorunun neden olduğu dönme böylece aşağıkım rotorunun oluşturduğu zıt dönme ile yok edilmiş olur. Alternatif olarak, dönen çarkın yukarıkımına veya aşağıkımına **stator kanatları** dizisi ilave edilir.

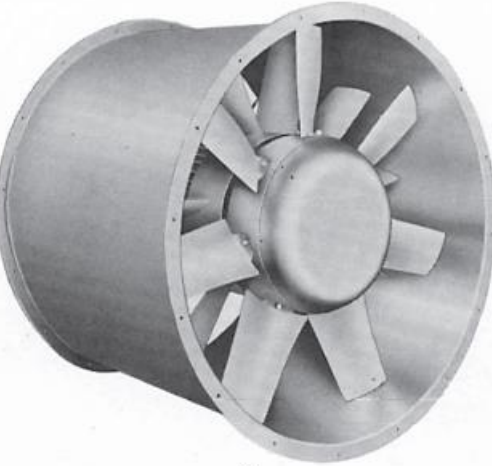
Adından da anlaşılacağı gibi stator kanatları *sabit* (dönmeyen) kılavuz kanatlar olup, sadece akışa yeniden yön verirler.

Bir rotor kanatları dizisi (**çark** veya **rotor**) ve sabit yönlendiriciler olarak adlandırılan bir stator kanatları dizinine (stator) sahip olan eksenel akış fanına **sabit yönlendirici (kılavuz) kanatlı eksenel akışlı fan** denir.

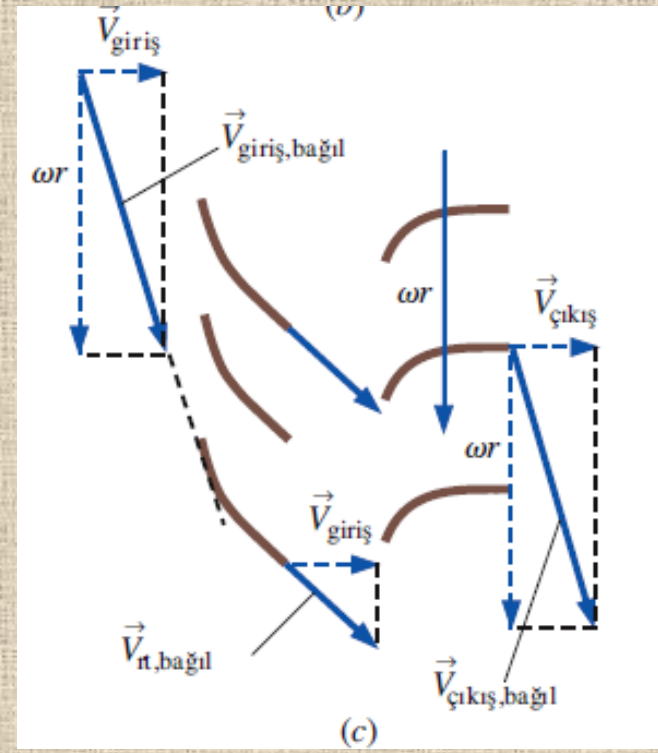
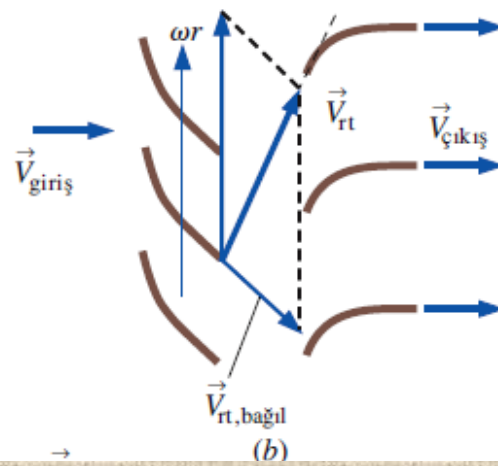
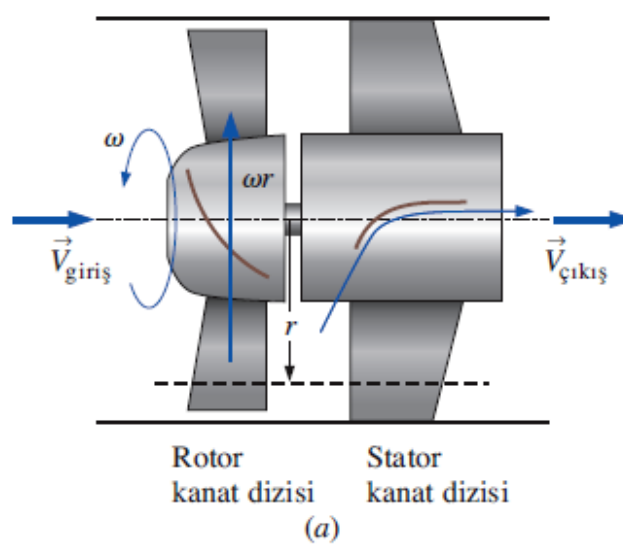
Eksenel-boru fanı (a) çıkan akışkana dönme aktarırken, (b) karşıt dönüşlü eksenel-akışlı fan ve (c) sabit yönlendirici kanatlı eksenel akışlı fan dönmeyi ortadan kaldırmak için tasarlanır.



(a)

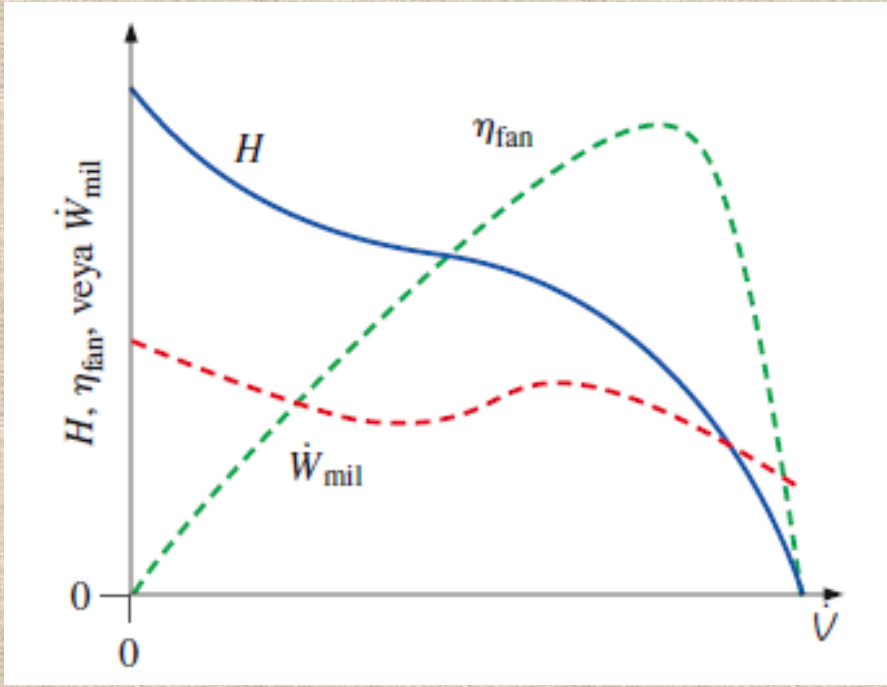


(b)

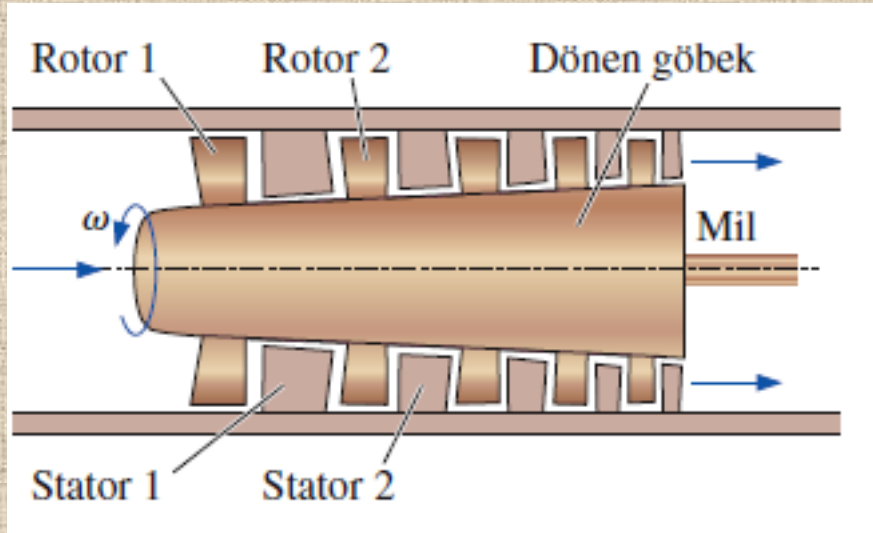


r yarıçapında sabit yönlendirici kanatlı aksenal akışlı fanın, iki-boyutlu kanat dizini yaklaşıtırmıyla analizi; (a) tam görünüş, (b) mutlak referans koordinat sistemi ve (c) dönen rotor kanatlarına (çark) göre bağıl referans koordinat sistemi.

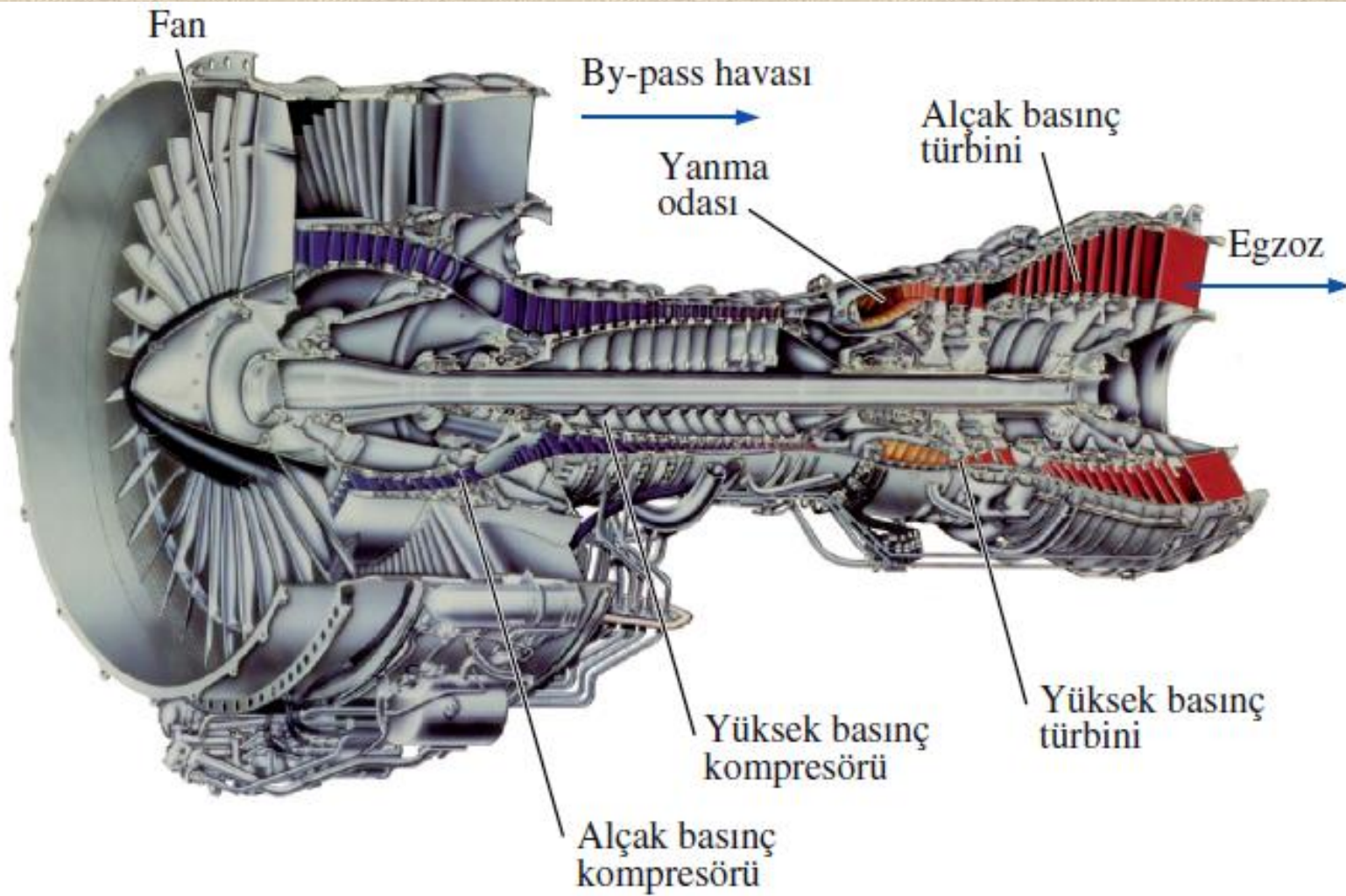
Eksenel akışlı fanlar: (a) Stator kanatları bulunmayan, kayışla tahrik edilen aksenal-boru fanı ve (b) dönmeyi azaltıp verimi yükselten stator kanatlarına sahip bir sabit yönlendirici kanatlı direkt tahrik edilen aksenal akışlı fan.



Bir sabit yönlendirici kanatlı aksenal akışlı fanın tipik fan performans eğrileri.



Çok kademeli bir aksenal-akışlı pompa iki veya daha fazla rotor-stator çiftinden oluşur.



Pratt & Whitney PW4000 türbofan motoru, çok kademeli aksenal akışlı türbomakinaya bir örnektir.

Bir rüzgâr tüneli için sabit yönlendirici kanatlı eksenel akışlı fan tasarımı yapılacaktır. Fanın aşağıdaki gibi herhangi bir dönme olmaması istenmektedir. Çark kanatlarını kaza ile fan içerisine kaçabilecek nesnelerden korumak amacıyla, stator kanatlarının rotor kanatlarının *yukarı*akım bölgesinde olması gerektiğine karar verilmiştir (Şekil 14-63). Masrafları azaltmak için hem stator hem de rotor kanatları sac metalden yapılacaktır. Her bir stator kanadının giriş kenarı eksenel olarak ($\beta_{sl} = 0^\circ$) hizalanmış olup çıkış kenarı çizimde gösterildiği gibi eksen ile $\beta_{st} = 60^\circ$ 'lik açı yapmaktadır. ("sl" alt indisi stator giriş (hücum) kenarını, "st" alt indisi ise stator çıkış (fırlar) kenarını göstermektedir.) 16 adet stator kanadı bulunmaktadır. Tasarım şartlarında kanatlardan geçen eksenel akış hızı 47.1 m/s olup çark 1750 devir/dakika ile dönmektedir. $r = 0.40$ m'lik bir yarıçapta rotor kanatlarının giriş ve çıkış kenar açılarını hesaplayıp kanadın şeklini çizin. Kaç adet rotor kanadı bulunmalıdır?

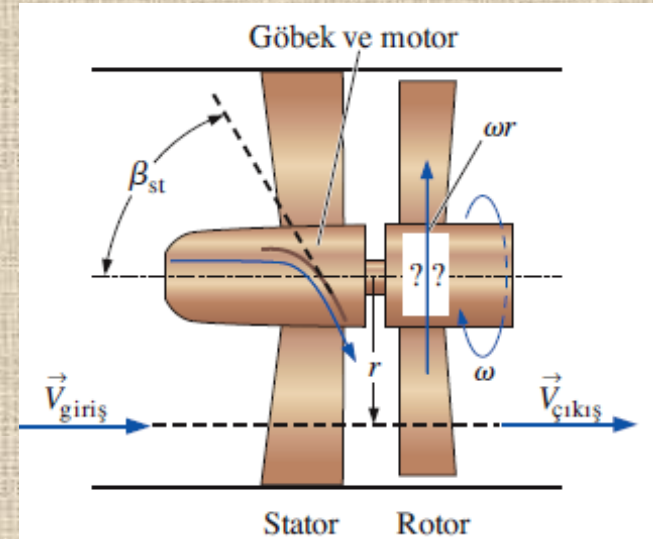
ÇÖZÜM Verilen akış şartları ve ön görülen yarıçaptaki stator kanat şekli için rotor kanadının tasarımı yapılacaktır. Bunun için rotor kanadının giriş ve çıkış kenarlarının açıları hesaplanıp şekli çizilecektir. Ayrıca kaç tane rotor kanadının yapılması gerektiğine karar verilecektir.

Kabuller 1 Hava yaklaşık olarak sıkıştırılmazdır. 2 Göbek ile kanat ucu arasındaki akış kesiti sabittir. 3 İki-boyutlu kanat dizisi analizi uygundur.

Analiz Öncelikle mutlak bir referans koordinat sistemine göre stator kanatlarına ait bir kademeli dizinin (kaskad kanat dizisi) iki-boyutlu akış yaklaşımını kullanmak suretiyle statordan geçen akış analiz edilir (Şekil 14-64). Akış eksenel olarak (yatay şekilde) girmekte ve 60° aşağı doğru döndürülmektedir. Kütle korunumunu sağlamak için hızın eksenel bileşeninin sabit kalması gerektiğinden, statorun çıkış kenarını terk eden hızın büyüklüğü ($\vec{V}_{st}$),

$$V_{st} = \frac{V_{giriş}}{\cos \beta_{st}} = \frac{47.1 \text{ m/s}}{\cos(60.0^\circ)} = 94.2 \text{ m/s} \quad (1)$$

olarak hesaplanır. Burada $\vec{V}_{st}$ hızının yönü stator çıkış kenarı ile aynı kabul edilmiştir. Diğer bir ifadeyle, akışın kanatlarda düzgün bir şekilde döndüğü ve Şekil 14-64'te gösterildiği gibi kanat çıkış kenarına paralel olarak çıktığı kabul edilmiştir.



ŞEKİL 14-63

Örnek 14-8'deki sabit yönlendirici kanatlı eksenel akışlı fanın şematik çizimi. Stator rotordan öncedir ve rotor kanadının şekli bilinmemekte olup tasarımı yapılacaktır.

$\vec{V}_{st}$ 'yi rotor kanatlarıyla hareket eden *bağıl* referans koordinat sistemine göre yazalım. 0.40 m'lik yarıçapta rotor kanatlarının teğetsel hızı,

$$u_{\theta} = \omega r = (1750 \text{ dev/dak}) \left(\frac{2\pi \text{ rad}}{\text{devir}} \right) \left(\frac{1 \text{ dak}}{60 \text{ s}} \right) (0.40 \text{ m}) = 73.30 \text{ m/s} \quad (2)$$

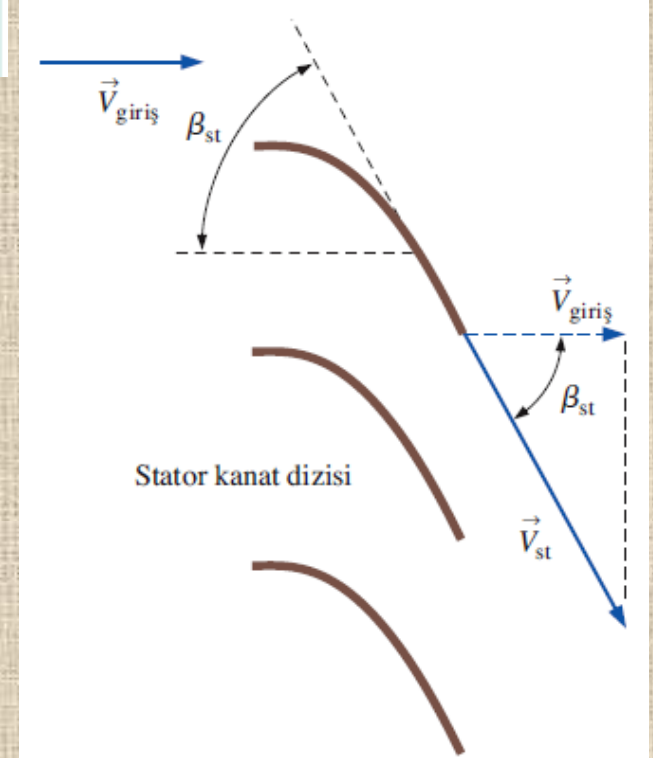
olarak elde edilir. Rotor kanat dizisvi Şekil 14-63'te yukarı doğru hareket ettiğinden, $\vec{V}_{st}$ hızını Şekil 14-65'teki dönen referans koordinat sistemine taşımak için büyüklüğü Denklem 2 ile verilen aşağı yönlü hızı buna eklemek gerekir. Rotorun giriş kenarı açısı β_{ri} trigonometri kullanılarak bulunur:

$$\begin{aligned} \beta_{ri} &= \arctan \frac{\omega r + V_{giriş} \tan \beta_{st}}{V_{giriş}} \\ &= \arctan \frac{(73.30 \text{ m/s}) + (47.1 \text{ m/s}) \tan(60.0^\circ)}{47.1 \text{ m/s}} = 73.09^\circ \end{aligned} \quad (3)$$

Şimdi ise hava, bir mutlak referans koordinat sistemine göre rotor kanadının çıkış kenarını sıfır açıyla (eksenel olarak, dönmesiz) terk edecek şekilde kanatlar tarafından döndürülmelidir. Buradan rotorun çıkış kenarı açısı β_{rt} belirlenir. Bunun için rotorun çıkış kenarını terk eden bağıl hız $\vec{V}_{rt, bağıl}$ 'a ωr büyüklüğündeki bir *yukarı* yönlü hızı (Denklem 2) eklediğimizde, mutlak referans koordinat sistemine geri dönüştürüp rotor çıkış kenarını terk eden hızı $\vec{V}_{rt}$ 'yi elde ederiz. Eksenel (yatay) olması gereken hız da bu hız yani $\vec{V}_{rt}$ 'dir. Ayrıca sıkıştırılamaz akış gereği kütle korunumuna göre $\vec{V}_{rt}$ hızı $\vec{V}_{giren}$ 'e eşit olmalıdır. Geriye giderek Şekil 14-66'da $\vec{V}_{rt, bağıl}$ hızı çizilir. Trigonometriden,

$$\beta_{rt} = \arctan \frac{\omega r}{V_{giriş}} = \arctan \frac{73.30 \text{ m/s}}{47.1 \text{ m/s}} = 57.28^\circ \quad (4)$$

elde edilir.



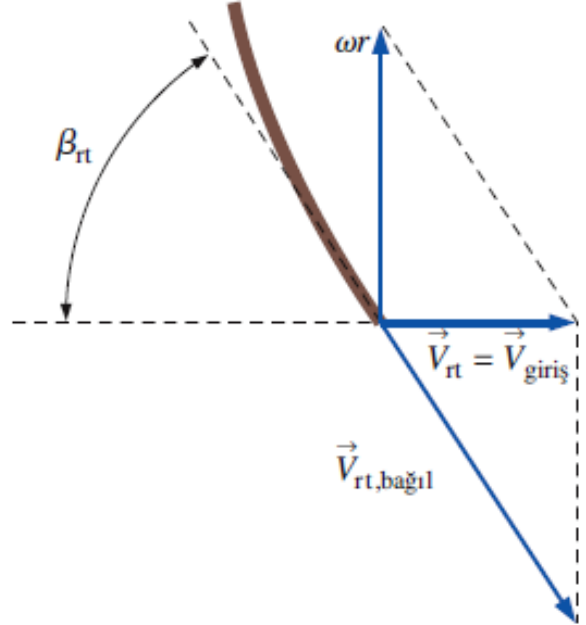
ŞEKİL 14-64

Örnek 14-8'deki sabit yönlendirici kanatlı aksel akışlı fanın stator kanat dizisinin hız vektörü analizi; mutlak referans koordinat sistemi.

Bu yarıçapta rotor kanadının 73.1° (Denklem 3) civarında bir giriş kenarı açısına ve 57.3° (Denklem 4) civarında da bir çıkış kenarı açısına sahip olduğu anlaşılmaktadır. Bu yarıçapta rotor kanadının çizimi Şekil 14-65'te verilmiş olup toplam eğrilik küçüktür; girişten çıkış kenarına 16° 'den daha az.

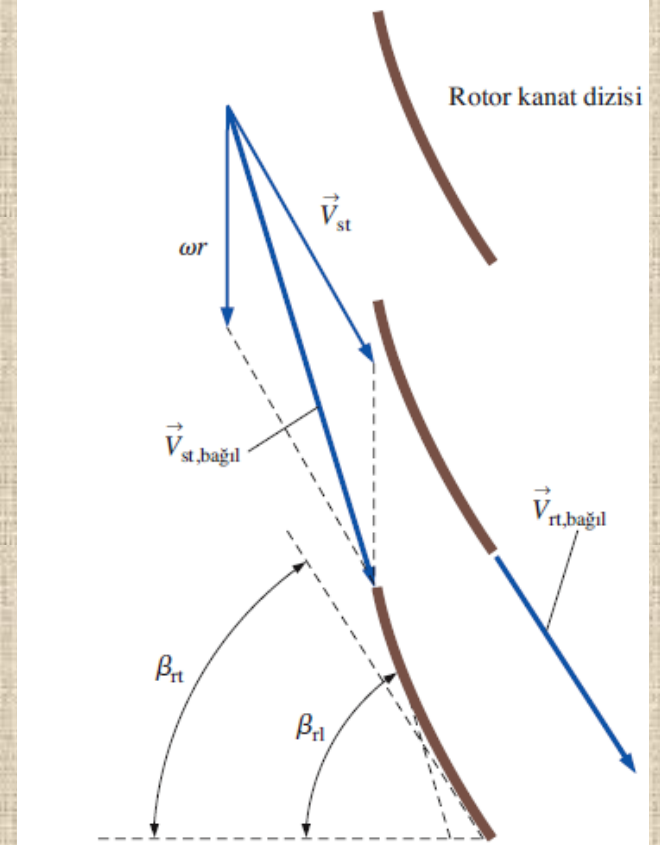
Son olarak, stator kanadı art izlerinin rotor kanadı giriş kenarlarıyla etkileşimini engellemek için, stator kanatlarıyla hiçbir ortak bölüni bulunmayacak şekilde rotor kanatlarının sayısı seçilir. 16 tane stator kanadı olduğundan, 13, 15 veya 17 gibi bir sayıda rotor kanadı alınır. 14 sayısı uygun olmaz; çünkü 16 sayısı ile 2 ortak bölüne sahiptir. 12 daha kötü bir seçim olurdu, zira ortak bölün olarak hem 2'yi hem de 4'ü 16 ile paylaşmaktadır.

İrdeleme Burada verilen hesaplamalar göbekten uca tüm yarıçaplar için tekrar edilebilir ve böylece rotorun tamamı tasarlanmış olur. Daha önce de değinildiği gibi kanatta burulma (dönme) vardır.



ŞEKİL 14-66

Örnek 14-8'deki rotor çıkış kenarı hızının analizi; mutlak referans koordinat sistemi.

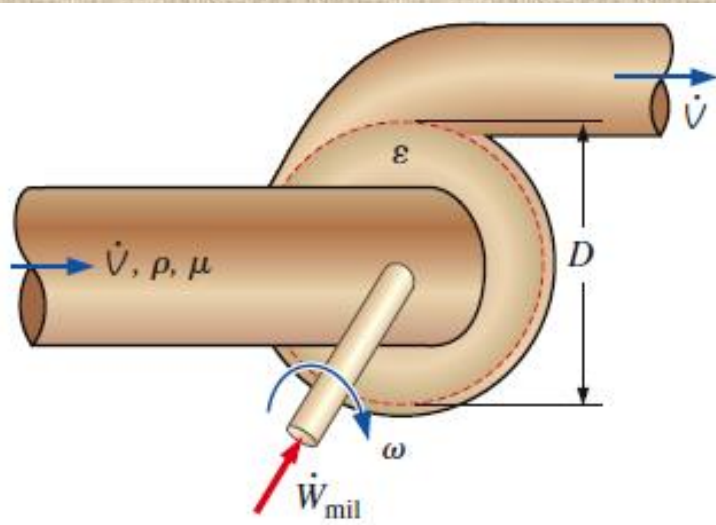


ŞEKİL 14-65

Örnek 14-8'deki stator çıkış kenarı hızının rotor giriş kenarına çarptığı andaki analizi; bağıl referans koordinat sistemi.

14-3 ■ POMPA ÖLÇEKLENDİRME YASALARI

Boyut Analizi



$$gH = f(\dot{V}, D, \epsilon, \omega, \rho, \mu)$$

$$k = n - j = 7 - 3 = 4 \text{ } \Pi \text{ vardır.}$$

$$\Pi_1 = \frac{gH}{\omega^2 D^2} \quad \Pi_2 = \frac{\dot{V}}{\omega D^3}$$

$$\Pi_3 = \frac{\rho \omega D^2}{\mu} \quad \Pi_4 = \frac{\epsilon}{D}$$

$$\frac{gH}{\omega^2 D^2} = \text{fonksiyon} \left(\frac{\dot{V}}{\omega D^3}, \frac{\rho \omega D^2}{\mu}, \frac{\epsilon}{D} \right)$$

$$\frac{\dot{W}_{\text{mil}}}{\rho \omega^3 D^5} = \text{fonksiyon} \left(\frac{\dot{V}}{\omega D^3}, \frac{\rho \omega D^2}{\mu}, \frac{\epsilon}{D} \right)$$

$$\text{Re} = \frac{\rho \omega D^2}{\mu}$$

Boyutuz pompa parametreleri:

$$C_H = \text{Yük katsayısı} = \frac{gH}{\omega^2 D^2}$$

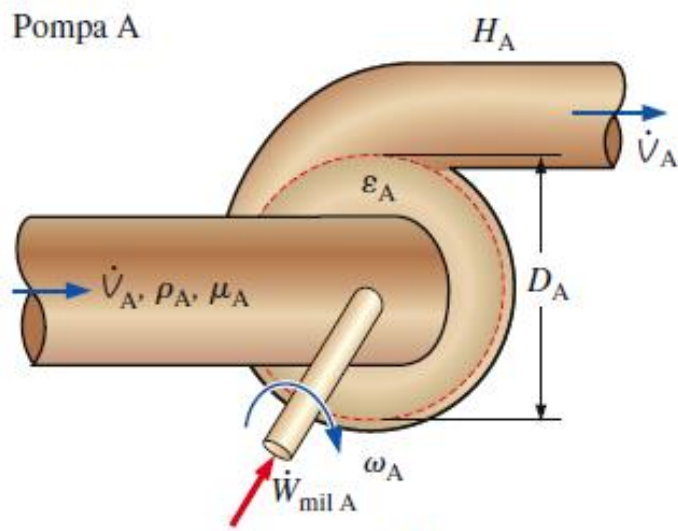
$$C_Q = \text{Debi katsayısı} = \frac{\dot{V}}{\omega D^3}$$

$$C_P = \text{Güç katsayısı} = \frac{\dot{W}_{\text{mil}}}{\rho \omega^3 D^5}$$

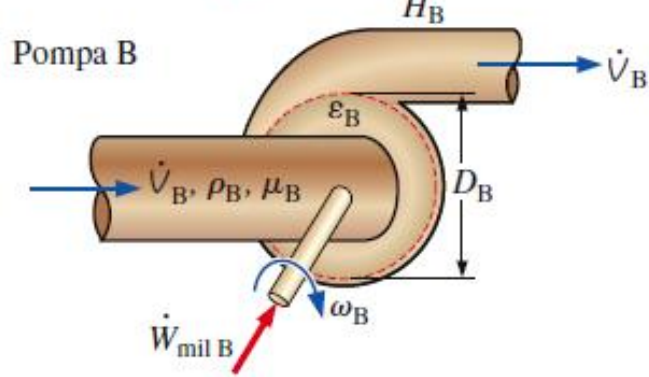
$$C_{\text{ENPY}} = \text{Emme yükü katsayısı} = \frac{g \text{NPSH}_{\text{gerekli}}}{\omega^2 D^2}$$

Bir pompanın boyut analizi.

Pompa A



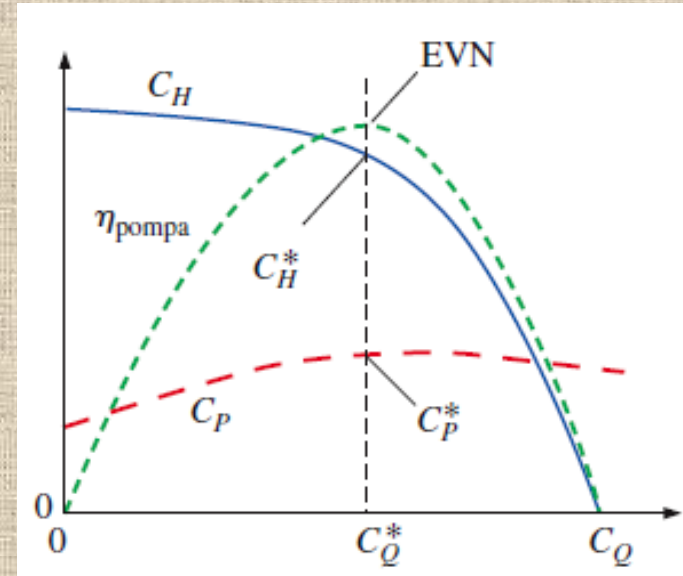
Pompa B



$$C_H \cong \text{fonksiyon}(C_Q) \quad C_P \cong \text{fonksiyon}(C_Q)$$

$$\eta_{\text{pompa}} = \frac{\rho(\dot{V})(gH)}{\dot{W}_{\text{mil}}} = \frac{\rho(\omega D^3 C_Q)(\omega^2 D^2 C_H)}{\rho \omega^3 D^5 C_P}$$

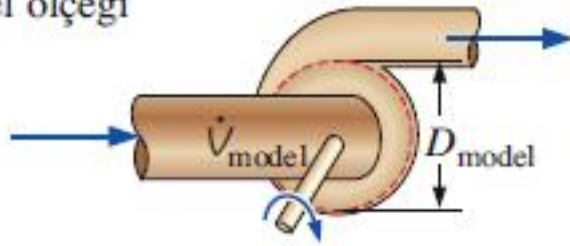
$$= \frac{C_Q C_H}{C_P} \cong \text{fonksiyon}(C_Q)$$



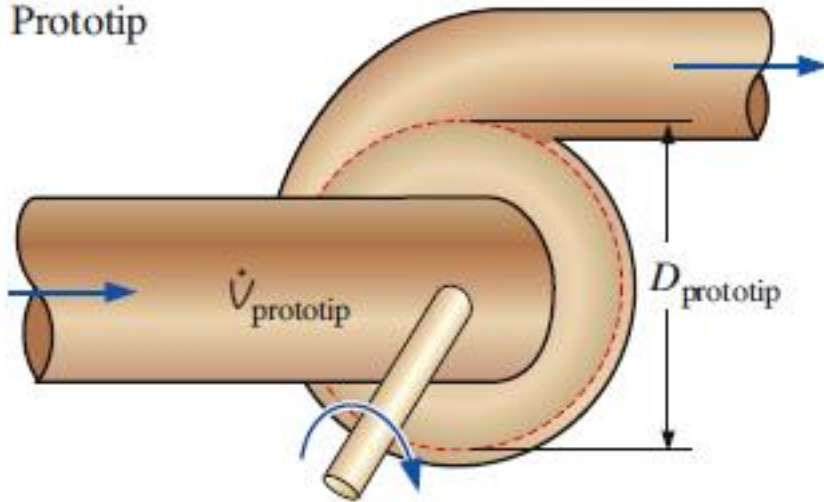
Boyut analizi, geometrik olarak benzer iki pompanın ölçeklendirilmesinde faydalıdır. Eğer A pompasının boyutsuz tüm pompa parametreleri B pompasınıninkilere eşdeğerse, bu durumda iki pompa dinamik olarak benzerdir.

Boyutsuz pompa parametreleri cinsinden çizildiklerinde, geometrik olarak benzer bir pompa ailesindeki tüm pompaların performans eğrileri tek bir boyutsuz pompa performans eğrileri takımının üzerine düşer. En iyi verim noktasındaki değerler yıldızla gösterilmiştir.

Model ölçeği



Prototip



Tam ölçekli bir pompa prototipinin performansını kestirmek üzere küçük ölçekli bir model pompa kullanıldığında, modelin ölçülen verimi tipik olarak prototipinkinden bir miktar daha düşüktür. Pompa boyutunun artmasıyla pompa veriminde oluşacak iyileşmeyi hesaba katmak için Denklem 14–34 gibi ampirik düzeltme denklemleri geliştirilmiştir.

Pompalar için Moody verim düzeltme denklemi:

$$\eta_{\text{pompa, prototip}} \cong 1 - (1 - \eta_{\text{pompa, model}}) \left(\frac{D_{\text{model}}}{D_{\text{prototip}}} \right)^{1/5} \quad (14-34)$$

Pompa Özgöl Hızı

Pompa özgöl hızı:

$$N_{Sp} = \frac{C_Q^{1/2}}{C_H^{3/4}} = \frac{(\dot{V}/\omega D^3)^{1/2}}{(gH/\omega^2 D^2)^{3/4}} = \frac{\omega \dot{V}^{1/2}}{(gH)^{3/4}}$$

Ne yaptın? Boyutsuz bir parametreyi boyutlu bir parametreye mi dönüştürdün? Bu, yapman gerekenin tam tersi bir şey!

Pompa özgöl hızı, alışlagelen ABD birimleri: $N_{Sp, ABD} = \frac{(\dot{n}, \text{rpm})(\dot{V}, \text{gpm})^{1/2}}{(H, \text{ft})^{3/4}}$

Pompa özgöl hızı alışlagelen Avrupa birimleri :

$$N_{Sp, Avr} = \frac{(\dot{n}, \text{Hz})(\dot{V}, \text{m}^3/\text{s})^{1/2}}{(gH, \text{m}^2/\text{s}^2)^{3/4}}$$

Pompa özgöl hızı, bir pompanın optimum şartlardaki (en iyi verim noktasındaki) çalışmasını tanımlamada kullanılır ve pompa ön seçimi ve/veya tasarımı için faydalıdır.

Pompa özgöl hızının boyutsuz bir parametre olmasına rağmen, uyumsuz birimler kullanarak boyutlu bir büyüklük olarak yazılması yaygın bir uygulamadır.

Dönüşüm oranları

$$\frac{N_{Sp}}{N_{Sp, ABD}} = 3.658 \times 10^{-4}$$

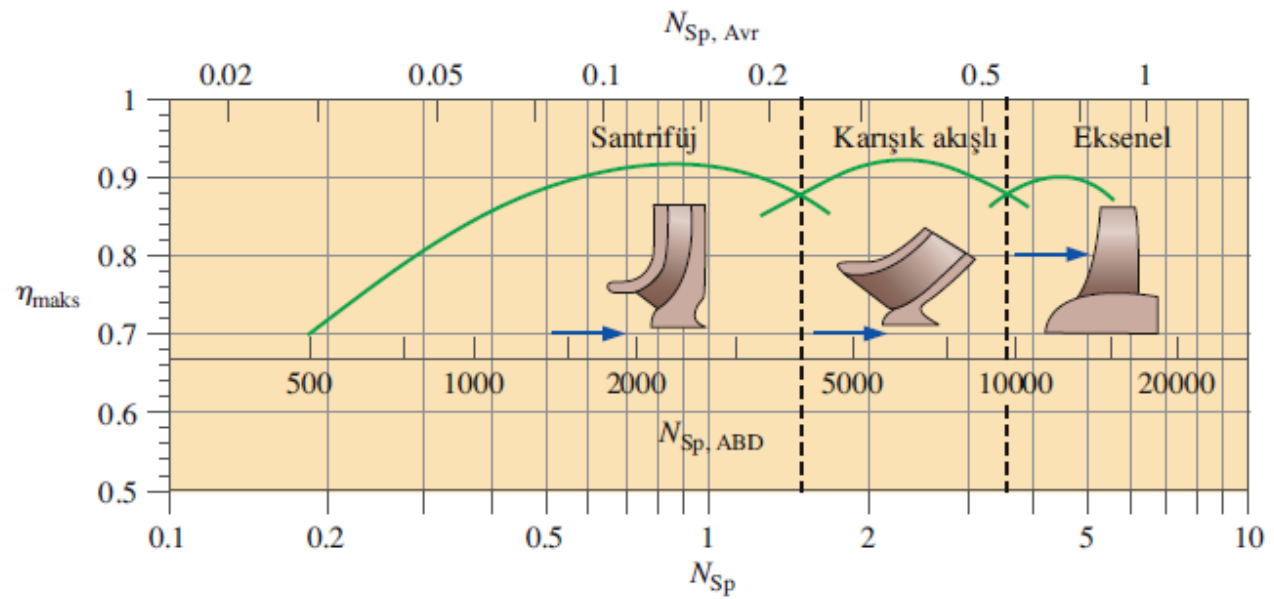
$$\frac{N_{Sp}}{N_{Sp, Avr}} = 2\pi$$

$$\frac{N_{Sp, Avr}}{N_{Sp, ABD}} = 5.822 \times 10^{-5}$$

$$\frac{N_{Sp, ABD}}{N_{Sp}} = 2734$$

$$\frac{N_{Sp, Avr}}{N_{Sp}} = \frac{1}{2\pi}$$

$$\frac{N_{Sp, ABD}}{N_{Sp, Avr}} = 17,180$$



Üç temel dinamik pompa tipi için pompa özgül hızının fonksiyonu olarak maksimum verim. Yatay eksenler boyutsuz pompa özgül hızını (N_{Sp}), alışlagelen ABD birimlerindeki pompa özgül hızını ($N_{Sp, ABD}$) ve alışlagelen Avrupa birimlerindeki pompa özgül hızını ($N_{Sp, Avr}$) göstermektedir.

Pompa özgül hızının, boyutsuz tanımı ile boyutlu alışlagelen ABD ve Avrupa tanımlamaları arasındaki dönüşümler. Sayısal değerler dört anlamlı basamağa göre verilmiştir. $N_{Sp, ABD}$ için verilen dönüşümlerde standart yerçekimi ivmesi kabul edilmiştir.

ÖRNEK 14–9 Pompa Ön Tasarımı İçin Pompa Özgöl Hızının Kullanılması

Oda sıcaklığındaki benzini 20.19 L/s (320 galon/dakika) debide pompalamak için bir pompa tasarlanacaktır. Gerekli manometrik basma yüksekliği 7.163 m (23.5 ft) (benzin sütunu) olup pompa milinin 1170 devir/dakika hızla dönmesi öngörülmüştür. Pompa özgöl hızını hem boyutsuz olarak hem de alışlagelen ABD birimlerinde hesaplayınız. Elde ettiğiniz sonuca göre bu uygulama için hangi tür dinamik pompanın en uygun olacağına karar veriniz.

ÇÖZÜM Pompa özgöl hızını hesaplayıp bu özel uygulama için bir santrifüj pompanın mı, karışık akışlı bir pompanın mı yoksav eksenel akışlı bir pompanın mı en iyi seçim olacağını belirleyeceğiz.

Kabuller 1 Pompa en iyi verim noktası civarında çalışmaktadır. 2 Maksimum verimin pompa özgöl hızı ile değişim eğrisi büyük oranda Şekil 14–73 ile örtüşmektedir.

Analiz İlk olarak pompa özgöl hızını alışlagelen ABD birimlerinde hesaplayalım:

$$N_{Sp, ABD} = \frac{(1170 \text{ devir/dak})(320 \text{ galon/dak})^{1/2}}{(23.5 \text{ ft})^{3/4}} = 1960 \quad (1)$$

Şekil 14–72’de verilen dönüşüm çarpanını kullanarak bunu boyutsuz pompa özgöl hızına dönüştürelim:

$$N_{Sp} = N_{Sp, ABD} \left(\frac{N_{Sp}}{N_{Sp, ABD}} \right) = 1960(3.658 \times 10^{-4}) = 0.717 \quad (2)$$

İster Denklem 1’i, istersek Denklem 2’yi kullanalım, Şekil 14–73 **bir santrifüj pompanın en uygun seçim olduğunu** göstermektedir.

İrdeleme Akışkan özelliklerinin hesaplamalarımıza hiç dahil olmadığına dikkat ediniz. Aslında su yerine benzin pompalıyor olmamızın hiçbir farkı yoktur. Bununla birlikte pompanın mil gücü akışkan yoğunluğuna *bağlıdır*.

Benzeşim Yasaları

Benzeşim yasaları:

$$\frac{\dot{V}_B}{\dot{V}_A} = \frac{\omega_B}{\omega_A} \left(\frac{D_B}{D_A} \right)^3 \quad (14-38a)$$

$$\frac{H_B}{H_A} = \left(\frac{\omega_B}{\omega_A} \right)^2 \left(\frac{D_B}{D_A} \right)^2 \quad (14-38b)$$

$$\frac{\dot{W}_{\text{mil},B}}{\dot{W}_{\text{mil},A}} = \frac{\rho_B}{\rho_A} \left(\frac{\omega_B}{\omega_A} \right)^3 \left(\frac{D_B}{D_A} \right)^5 \quad (14-38c)$$

14–38 Denklemleri hem pompalar hem de türbinler için uygulanır.

A ve B, geometrik olarak benzer herhangi iki türbomakina arasındaki, hatta aynı makinanın iki türdeş durumu arasındaki herhangi iki türdeş durumu temsil edebilir.

Örnek olarak devir sayısının değiştirilmesi veya aynı pompa ile farklı bir akışkanın pompalanması verilebilir.

Debi:

$$\frac{\dot{V}_B}{\dot{V}_A} = \left(\frac{\omega_B}{\omega_A} \right)^1 = \left(\frac{\dot{n}_B}{\dot{n}_A} \right)^1$$

Manometrik basma yüksekliği:

$$\frac{H_B}{H_A} = \left(\frac{\omega_B}{\omega_A} \right)^2 = \left(\frac{\dot{n}_B}{\dot{n}_A} \right)^2$$

Güç:

$$\frac{\dot{W}_{\text{mil},B}}{\dot{W}_{\text{mil},A}} = \left(\frac{\omega_B}{\omega_A} \right)^3 = \left(\frac{\dot{n}_B}{\dot{n}_A} \right)^3$$

Benzeşim yasaları, değişen tek şeyin mil dönme (açısal) hızı ω veya dk daki devir sayısı $\dot{n}$ olduğu tek bir pompaya uygulandığında, Denklem 14–38 yukarıdaki ifadelere indirgenir. Bu ifadelerde debi, manometrik basma yüksekliği ve mil gücü için üstel olarak ω (veya $\dot{n}$)'nın sırasıyla 1., 2. ve 3. dereceden kuvvetlerinin kullanılabileceğini hatırlayınız.

Bir araştırmacı, akış görselleştirme araştırması yapmak için küçük bir kapalı çevrim su tüneli kullanmaktadır. Araştırmacı, tünelin test bölümündeki su hızını iki katına çıkarmak istemektedir ve bunu yapmanın en az masraflı yolunun pompa hızını iki katına yükseltmek olduğunu düşünmektedir. Bu arada gözden kaçırdığı şey, yeni elektrik motorunun ne kadar daha fazla güçlü olması gerektiğidir! Eğer araştırmacı akış hızını iki katına çıkaracaksa, motor gücünü yaklaşık olarak kaç kat arttırması gerekecektir.

ÇÖZÜM ω 'nın ikiye katlanması halinde pompa motoruna verilen gücün kaç kat arttırılması gerektiğini hesaplayacağız.

Kabuller 1 Su aynı sıcaklıkta kalmaktadır. 2 Pompa hızı iki katına çıktığında, pompa baştaki şartlara türdeş olan şartlarda çalışmaktadır.

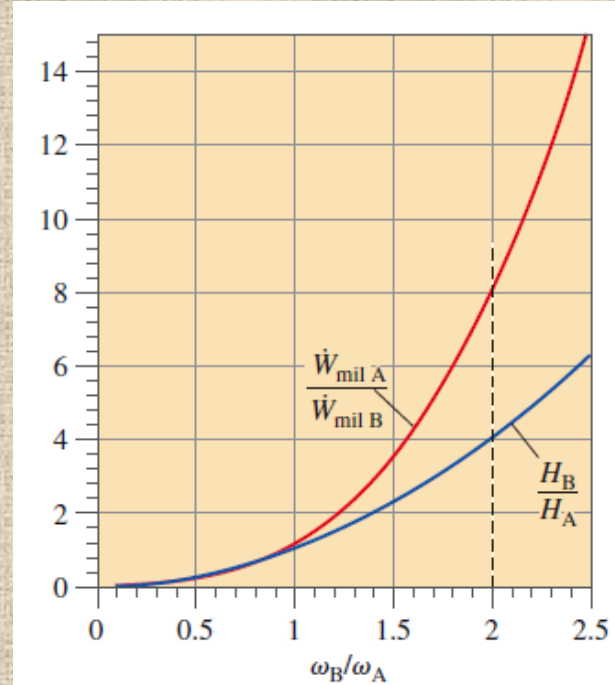
Analiz Ne çap ne de yoğunluk değiştiğinden, Denklem (14-38c),

$$\frac{\dot{W}_{\text{mil,B}}}{\dot{W}_{\text{mil,A}}} = \left(\frac{\omega_B}{\omega_A} \right)^3 \quad (1)$$

Gerekli mil gücü oranı:

haline gelir. Denklem 1'de $\omega_B = 2\omega_A$ alınarak $\dot{W}_{\text{mil,B}} = 8\dot{W}_{\text{mil,A}}$ bulunur. Buna göre **pompa motoruna verilen güç 8 katına çıkarılmalıdır**. Benzer bir analiz Denklem 14-38b'yi kullanarak yapıldığında pompa manometrik basma yüksekliğinin 4 katına yükseldiği görülür. Şekil 14-75'ten görüldüğü gibi hem manometrik basma yüksekliği hem de güç pompa hızının artmasıyla hızla artmaktadır.

İrdeleme Borulama sistemiyle ilgili olarak herhangi bir analizi dahil etmediğimizden, elde edilen yalnızca yaklaşık bir sonuçtur. Pompa içerisinden geçen akış hızını ikiye katlamak kullanılabilir manometrik basma yüksekliğini 4 katına çıkarırken, su tünelineki akış hızını iki katına çıkarma işleminin, sistemin *gerekli* manometrik basma yüksekliğini de aynı oranda (4 kat) arttıracığı sonucunu doğurmaz (örneğin, çok yüksek Re değerleri hariç sürtünme faktörü Reynolds sayısı ile azalır). Başka bir deyişle, kabul 2'in doğruluğu kesin değildir. Sistem doğal olarak gerekli ve kullanılabilir yüklerin (enerjilerin) denkleştiği bir çalışma noktasına kendini ayarlar, ancak bu yeni nokta başlangıçtaki çalışma noktası ile türdeş olmak zorunda değildir. Bununla beraber, verilen yaklaşımların birinci merteben bir sonuç olarak faydalıdır. Araştırmacının ayrıca yüksek hızdaki kavitezyon olasılığını da dikkate alması gerekir.



ŞEKİL 14-75

Bir pompanın hızı arttırıldığında, manometrik basma yüksekliği hızla artar; mil gücü ise daha da büyük bir hızla artar.

Mezun olduktan sonra pompa imalatı yapan bir firmada işe başladınız. Firmanızın en çok satan ürünlerinden biri de bir su pompasıdır. Buna pompa A diyelim. Bu pompanın çapı $D_A = 6$ cm olup, $\dot{n}_A = 1725$ devir/dakika ($\omega_A = 180.6$ rad/s) dönme hızındaki performans verileri Tablo 14–2’de gösterilmiştir. Pazar araştırma bölümü, yeni bir ürün olarak oda sıcaklığındaki sıvı çevrim akışkanı R-134a’yı pompalamada kullanılacak daha büyük bir pompayı (buna da pompa B diyelim) tasarlamayı önermektedir. Yeni pompa, en iyi verim noktası mümkün olduğunca $\dot{V}_B = 2400$ cm³/s’e yakın bir hacimsel debide ve $H_B = 450$ cm (R-134a)’lık bir manometrik yükseklikte oluşacak şekilde tasarlanacaktır. Başmühendis (patronunuz), geometrik olarak ölçekli şekilde büyütülmüş bir pompanın tasarlanıp tasarlanamayacağını ve istenen şartları karşılamak üzere yapılıp yapılamayacağını belirlemek için size bazı ön analizler yapmanızı söylüyor; (a) A pompasının performans eğrilerini hem boyutsuz hem de boyutlu olarak çiziniz, en iyi verim noktasını tespit ediniz (b) Yeni ürün için gerekli pompa çapı D_B ’yi dönme hızı $\dot{n}_B$ ’yi ve pompanın mil gücü $W_{\text{mil } B}$ ’yi hesaplayınız.

ÇÖZÜM (a) Bir su pompası için verilen pompa performans tablosunu kullanarak boyutlu ve boyutsuz performans eğrileri ile EVN’yi belirleyeceğiz. (b) Sıvı çevrim akışkanı R-134a için kullanılmak üzere, verilen tasarım şartlarında EVN’de çalışan geometrik olarak benzer bir pompa tasarlayacağız.

Kabuller 1 Yeni pompa mevcut pompaya geometrik olarak benzer şekilde mal edilebilir. 2 Her iki sıvı da (su ve sıvı çevrim akışkanı R-134a) sıkıştırılamazdır. 3 Her iki pompa da daimi şartlarda çalışmaktadır.

Özellikler Oda sıcaklığında (20 °C) suyun yoğunluğu $\rho_{\text{su}} = 998.0$ kg/m³, sıvı çevrim akışkanı R-134a’nın yoğunluğu ise $\rho_{\text{R-134a}} = 1226$ kg/m³tür.

Analiz (a) İlk olarak, düzgün pompa performans eğrileri elde etmek için Tablo 14–2’deki verilere ikinci mertebeden en küçük kareler polinom eğri uydurma yöntemini uygulayalım. Bu eğriler, denklem 14–5’ten elde edilen mil gücü eğrisi ile birlikte Şekil 14–76’da çizilmiştir. Yaklaşık olarak en iyi verim noktası olan $\dot{V}_A = 500$ cm³/s debideki veriler için, birim dönüşümlerinin de dahil edildiği örnek bir hesaplama Denklem 1’de gösterilmiştir:

1725 devir/dakika hızla oda sıcaklığında çalışan bir su pompasına ait üreticiden alınan performans verileri (Örnek 14–11)*

$\dot{V}$, cm ³ /s	H , cm	η_{pompa} , %
100	180	32
200	185	54
300	175	70
400	170	79
500	150	81
600	95	66
700	54	38

* Manometrik basma yüksekliği cmSS (su sütunu) olarak verilmiştir.

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{mil A}} &= \frac{\rho_{\text{su}} g \dot{V}_A H_A}{\eta_{\text{pompa, A}}} \\ &= \frac{(998.0 \text{ kg/m}^3)(9.81 \text{ m/s}^2)(500 \text{ cm}^3/\text{s})(150 \text{ cm})}{0.81} \left(\frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \right)^4 \left(\frac{\text{W}\cdot\text{s}}{\text{kg}\cdot\text{m/s}^2} \right) \\ &= 9.07 \text{ W}\end{aligned}\quad (1)$$

En küçük kareler eğri uydurma yöntemi tabloda görülen verilerdeki saçılımı düzgünleştirdiği için, Şekil 14-76'da çizilen $\dot{V}_A = 500 \text{ cm}^3/\text{s}$ 'deki $\dot{W}_{\text{mil A}}$ 'nın gerçek değerinin Denklem 1 ile hesaplanandan biraz farklılık göstereceğine dikkat ediniz.

Şimdi de Denklem 14-30'u kullanarak Tablo 14-2'deki boyutlu verileri boyutsuz pompa benzerlik parametrelerine dönüştürelim. Daha öncekiyle aynı çalışma şartları (yaklaşık EVN konumunda) için örnek hesaplamalar Denklem 2-Denklem 4'te gösterilmiştir. $\dot{V}_A = 500 \text{ cm}^3/\text{s}$ 'deki debi katsayısı yaklaşık olarak,

$$C_Q = \frac{\dot{V}}{\omega D^3} = \frac{500 \text{ cm}^3/\text{s}}{(180.6 \text{ rad/s})(6.0 \text{ cm})^3} = 0.0128 \quad (2)$$

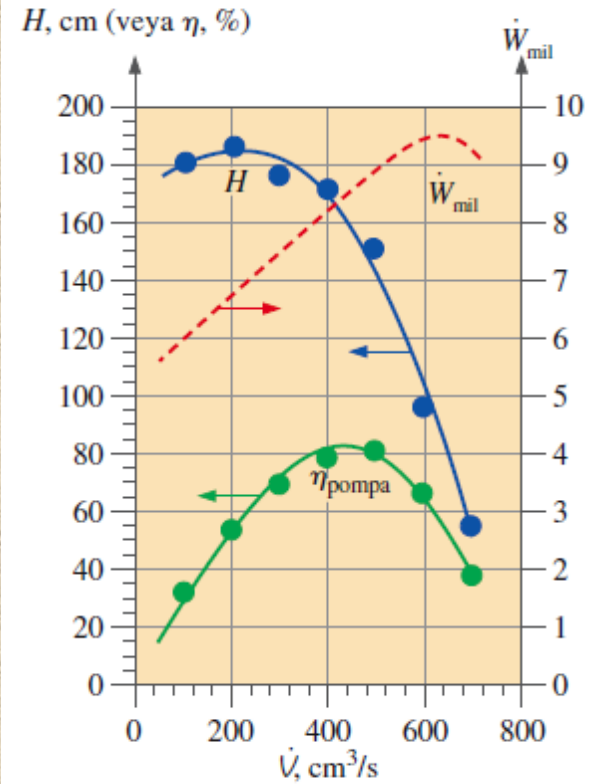
bulunur. Bu debideki yük katsayısı da yaklaşık olarak,

$$C_H = \frac{gH}{\omega^2 D^2} = \frac{(9.81 \text{ m/s}^2)(1.50 \text{ m})}{(180.6 \text{ rad/s})^2 (0.060 \text{ m})^2} = 0.125 \quad (3)$$

olur. Son olarak $\dot{V}_A = 500 \text{ cm}^3/\text{s}$ 'deki güç katsayısı ise yaklaşık olarak,

$$C_P = \frac{\dot{W}_{\text{mil}}}{\rho \omega^3 D^5} = \frac{9.07 \text{ W}}{(998 \text{ kg/m}^3)(180.6 \text{ rad/s})^3 (0.060 \text{ m})^5} \left(\frac{\text{kg}\cdot\text{m/s}^2}{\text{W}\cdot\text{s}} \right) = 0.00198 \quad (4)$$

elde edilir. Bu hesaplamalar (bir hesap çizelgesi yardımıyla) 100 ile 700 cm^3/s aralığındaki $\dot{V}_A$ değerleri için tekrarlanır. Boyutsuz pompa performans eğrilerinin düzgün çıkması için eğri uydurulmuş veriler kullanılır. Bunlar Şekil 14-77'de çizilmiştir. η_{pompa} 'nın yüzde yerine ondalıklı verildiğine dikkat ediniz. Ayrıca, üç eğriyi de bir grafik üzerinde tek bir ordinat ve apsisi 1 civarında olacak şekilde göstermek için; C_Q 100 ile, C_H 10 ile ve C_P 100 ile çarpılmıştır. Bu ölçeklendirme çarpanlarının çok küçükten çok büyüğe kadar geniş bir pompa aralığı için gayet iyi sonuç verdiği görülür. Şekil 14-77'de ayrıca EVN'de düşey bir çizgi çizilmiştir. Eğri uydurulmuş veriler, EVN'deki boyutsuz pompa performans parametrelerini su şekilde vermektedir:



ŞEKİL 14-76

Örnek 14-11'de verilen su pompasının düzgün hale getirilmiş boyutlu performans eğrileri.

$$C_Q^* = 0.0112 \quad C_H^* = 0.133 \quad C_P^* = 0.00184 \quad \eta_{\text{pompa}}^* = 0.812 \quad (5)$$

(b) Yeni pompayı, en iyi verim noktası orijinal pompanın EVN ile türdeş olacak şekilde, ancak farklı bir akışkan, farklı bir pompa çapı ve farklı bir dönme hızı ile tasarlayacağız. Denklem 5'te tanımlanan değerleri kullanmak suretiyle yeni pompanın çalışma şartlarını elde etmek için Denklem 14-30'u kullanalım. Yani $\dot{V}_B$ ve H_B bilindiği için (bunlar tasarım şartlarıdır.) D_B ve ω_B değerleri aynı anda çözülür. ω_B 'yi yok etmek için bazı cebirsel işlemler yapıldıktan sonra B pompasının tasarım çapı,

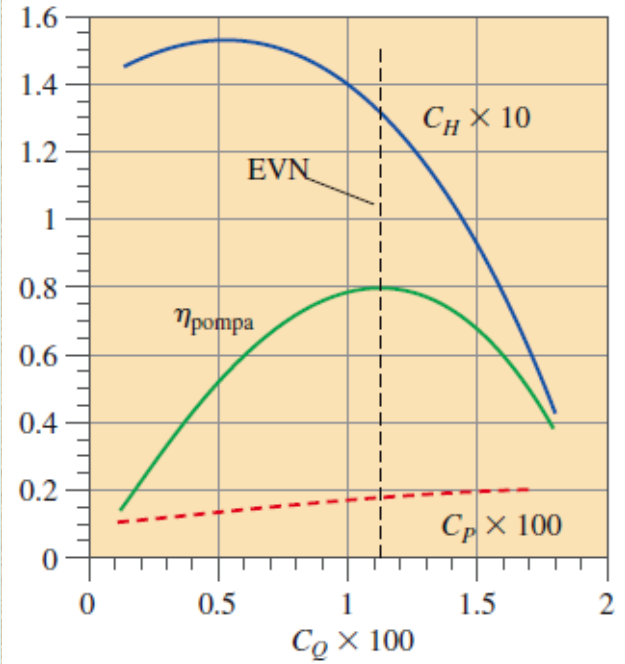
$$D_B = \left(\frac{\dot{V}_B^2 C_H^*}{(C_Q^*)^2 g H_B} \right)^{1/4} = \left(\frac{(0.0024 \text{ m}^3/\text{s})^2 (0.133)}{(0.0112)^2 (9.81 \text{ m/s}^2) (4.50 \text{ m})} \right)^{1/4} = \mathbf{0.108 \text{ m}} \quad (6)$$

olarak bulunur. Diğer bir deyişle, A pompasının $D_B/D_A = 10.8 \text{ cm}/6.0 \text{ cm} = 1.80$ kat büyütülmesi gerekir. D_B değerinin bilinmesiyle B pompasının tasarım dönme sayısı olan ω_B 'yi bulmak üzere Denklem 14-30'a geri dönelim:

$$\omega_B = \frac{\dot{V}_B}{(C_Q^*) D_B^3} = \frac{0.0024 \text{ m}^3/\text{s}}{(0.0112)(0.108 \text{ m})^3} = 168 \text{ rad/s} \rightarrow \dot{n}_B = \mathbf{1610 \text{ dev/dak}} \quad (7)$$

Son olarak, B pompasının gerekli mil gücü Denklem 14-30'dan,

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{mil B}} &= (C_P^*) \rho_B \omega_B^3 D_B^5 \\ &= (0.00184)(1226 \text{ kg/m}^3)(168 \text{ rad/s})^3 (0.108 \text{ m})^5 \left(\frac{\text{W} \cdot \text{s}}{\text{kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}} \right) = \mathbf{160 \text{ W}} \quad (8) \end{aligned}$$



ŞEKİL 14-77

Örnek 14-11'de verilen pompaların düzgünleştirilmiş boyutsuz pompa performans eğrileri; En iyi verim noktası (EVN), η_{pompa} 'nın maksimum olduğu çalışma noktası olarak ön görülmüştür.

bulunur. Buna alternatif bir yaklaşım, bazı ara basamakları elimine ederek doğrudan benzeşim yasalarını kullanmaktır. Bunun için ω_B/ω_A oranını yok ederek D_A için Denklem 14-38a ve Denklem 14-38b çözülür. Ardından bilinen D_A değeriyle EVN'deki eğri uydurulmuş $\dot{V}_A$ ve H_A değerleri yerine konur (Şekil 14-78). Bu yolla elde edilen sonuçlar, daha önce hesaplananlarla uyum içerisinde. Benzer bir yolla ω_B ve $\dot{W}_{mil B}$ de hesaplanabilir.

İrdeleme Her ne kadar arzu edilen ω_B değeri tam olarak hesaplanmış olsa da, tam istenen devirde dönen bir elektrik motorunun bulunması (imkânsız olmasa da) pratik olarak zordur. Standart 60 Hz, 120 V-AC tek fazlı elektrik motorları tipik olarak 1725 veya 3500 devir/dakika'da çalışırken, standart 50 Hz, 220 V-AC tek fazlı elektrik motorları ise tipik olarak 1450 veya 2900 devir/dakika'da çalışır. Bu yüzden doğrudan tahrikli bir pompa ile gerekli devir sayısını karşılamayabilirsiniz. Buna karşın, eğer pompa kayış-tahrikli ise veya bir dişli kutusu (redüktör) ya da bir frekans değiştirici varsa, istenen dönme hızını elde edecek şekilde sistem ayarlanabilir, istenen devir sayısının standart motor devir sayısından az bir miktar düşük olması halinde, standart bir motorun tercih edilmesi de bir seçenek olabilir. Bu durumda gerekenden biraz daha güçlü bir pompa sağlanmış olur. Bu seçeneğin mahsuru pompasının artık tam olarak EVN'de çalışmayacak olmasıdır.

Benzeşim yasalarından,

$$D_B = D_A \left(\frac{H_A}{H_B} \right)^{1/4} \left(\frac{\dot{V}_B}{\dot{V}_A} \right)^{1/2}$$

$$= (6.0 \text{ cm}) \left(\frac{159.3 \text{ cm}}{450 \text{ cm}} \right)^{1/4} \left(\frac{2400 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}}{438 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}} \right)^{1/2}$$

$$= 10.8 \text{ cm}$$

ŞEKİL 14-78

Benzeşim yasaları, yeni pompa çapı D_B 'yi verecek şekilde düzenlenebilir. Benzer yolla ω_B ve $\dot{W}_{mil B}$ de elde edilebilir (burada gösterilmemiştir).

14-4 ■ TÜRİNLER

Türbinler yüzyıllardır nehirlerde ve rüzgârda mevcut bulunan serbest haldeki mekanik enerjiyi genellikle dönen bir mil vasıtasıyla faydalı mekanik enerjiye dönüştürmek için kullanılmaktadır.

Bir hidrotürbinin dönen kısmına bazen **döner teker** veya **rotor** adı verilir. Ancak, biz burada türbinin de dönen kısmına **çark** diyeceğiz.

Aracı akışkan su olduğunda türbomakinalar **hidrolik türbin** ya da **hidrotürbin** olarak adlandırılır.

Aracı akışkan hava olduğunda ve enerji rüzgârdan çekiliyorsa makina anlamına uygun olarak **rüzgâr türbini** adını alır.

Çoğu kimse *yel değirmeni* deyimini ister tahıl öğütmede ister su pompalamada, isterse elektrik üretmede kullanılsın **rüzgâr türbinini** tarif etmede kullanmaktadır.

Buhar enerjisini dönen bir milin mekanik enerjisine dönüştüren türbomakinalara **buhar türbinleri** adı verilir.

Sıkıştırılabilir gazı aracı akışkan olarak kullanan türbinlere daha genel kapsamlı olarak **gaz türbinleri** denir.



Brewster, MA'da, 1800'lerde tahıl öğütmek için kullanılan restore edilmiş bir yel değirmeni. (Kanatların işlevini yerine getirmesi için kaplanması gerektiğine dikkat ediniz.) Elektrik üreten modern "yel değirmenleri" ise daha uygun bir şekilde *rüzgâr türbinleri* olarak adlandırılır.

Genel olarak enerji üreten türbinler, enerji soğuran (tüketen) pompalara nazaran bir miktar daha yüksek toplam (genel) verime sahiptir.

Büyük hidrolik türbinler % 95'in üzerinde toplam verimlere ulaşabilmekle birlikte büyük pompaların en iyi verimi % 90'ın biraz üzerindedir.

Bunun birkaç nedeni vardır:

İlk olarak, pompalar türbinlere göre daha yüksek dönme hızlarında çalışır ve dolayısıyla kayma gerilmeleri ve sürtünme kayıpları daha yüksektir.

İkinci olarak, kinetik enerjinin akış (basınç) enerjisine dönüştürülmesi (pompalar), bunun tersini gerçekleştiren türbinlere göre doğal olarak daha yüksek kayıpla gerçekleşir (türbinler).

Üçüncü olarak, türbinler (özellikle hidrolik türbinler) genellikle pompalardan çok daha büyüktür ve boyut arttıkça viskoz kayıplar önemini kaybeder.

Son olarak, pompaların geniş bir debi aralığında çalışmalarına karşın, elektrik üreten çoğu türbin daha dar bir çalışma aralığında ve kontrollü sabit bir hızda çalıştırılır. Dolayısıyla bu şartlarda çok yüksek verimle çalışmak üzere tasarlanabilir.

Pompalarda yaptığımız gibi türbinleri de *hacimsel* ve *dinamik* olmak üzere iki geniş sınıfa ayırabiliriz,

hacimsel (pozitif deplasmanlı) and *dinamik*.

Çoğunlukla *hacimsel türbinler* hacimsel debi ölçümünde kullanılan küçük makinalardır. Bunun yanında *dinamik türbinler* ise minyatür yapılarından devasa yapılara kadar farklı boyutlarda olur ve hem akış ölçümünde hem de güç üretiminde kullanılır.

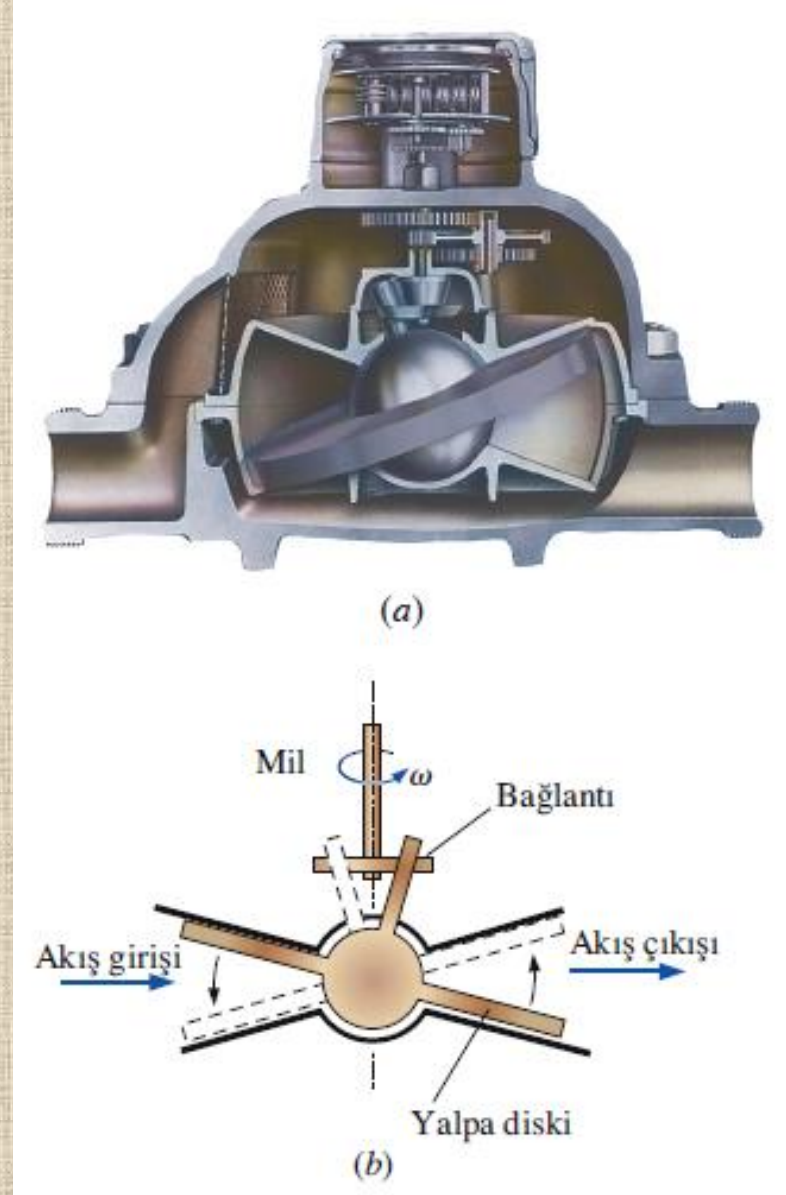
Hacimsel (Pozitif Deplasmanlı) Türbinler

Hacimsel türbin, geriye doğru çalışan bir hacimsel pompa olarak düşünülebilir – akışkan kapalı bir hacim içerisine itildikçe bir mili döndürür veya ileri-geri hareket eden bir biyel yer değiştirir. Ardından, kapalı akışkan hacmi, düzeneğe daha fazla akışkan girdikçe dışarıya doğru itilir.

Böylece hacimsel türbin içerisinde net bir yük kaybı olur. Diğer bir ifadeyle enerji, akan akışkandan çekilir ve mekanik enerjiye dönüştürülür.

Ancak hacimsel türbinler genellikle güç üretmede *değil* daha çok hacimsel debi veya akış hacmi ölçümünde kullanılır.

Yalpa diskli akışkan debi ölçeri, hacimsel debi ölçümünde kullanılan bir tür hacimsel türbindir: (a) Kesit görünüş ve (b) yalpa diskinin hareketini gösteren çizim. Bu tipteki debi ölçer, evlerde su sayacı olarak yaygın şekilde kullanılmaktadır.



Dinamik Türbinler

Dinamik türbinler hem akış ölçüm düzenekleri olarak hem de güç üreticileri olarak kullanılır.

Hidrolik türbinlerde elektrik üretmek için bir barajlardaki büyük yükseklik değişimi kullanılırken, rüzgâr türbinlerinde ise rüzgâr tarafından döndürülen kanatlardan yardımıyla elektrik üretimi yapılır. İki tür temel dinamik türbin vardır—*etki (aksiyon)* ve *tepki (reaksiyon)*.

Etki (Aksiyon) Türbinleri daha yüksek düşü gerektirir ancak daha küçük hacimsel debi ile çalışabilir.

Tepki (Reaksiyon) Turbinleri Tepki türbinleri ise çok daha az düşüler ile çalışabilir ancak yüksek hacimsel debi gerektirir.



(a)



(b)

Dinamik türbin örnekleri: (a) Rüzgâr hızını ölçmede kullanılan tipik üç kepçeli anemometre ve (b) kanat ucu vortekslerinden enerji üretmek için tasarlanmış türbinlere sahip bir Piper PA28 araştırma uçağı.

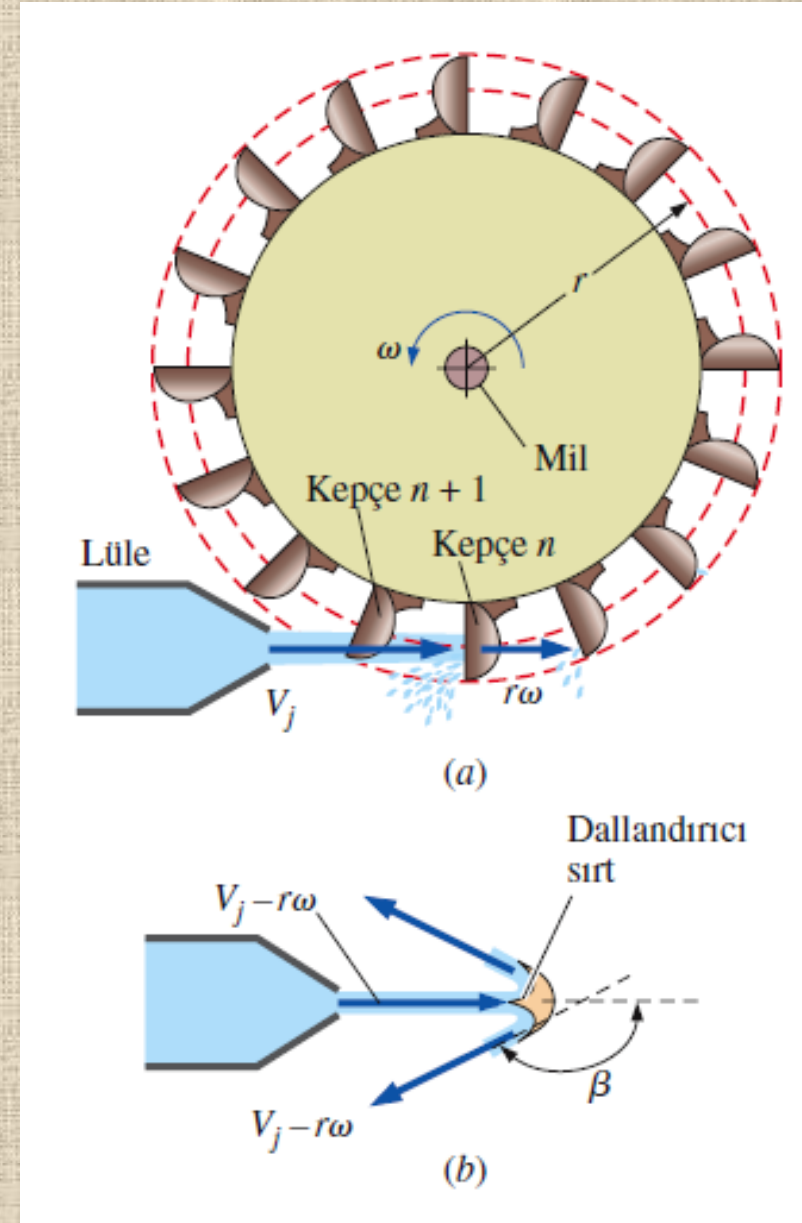
Etki (Aksiyon) Türbinleri

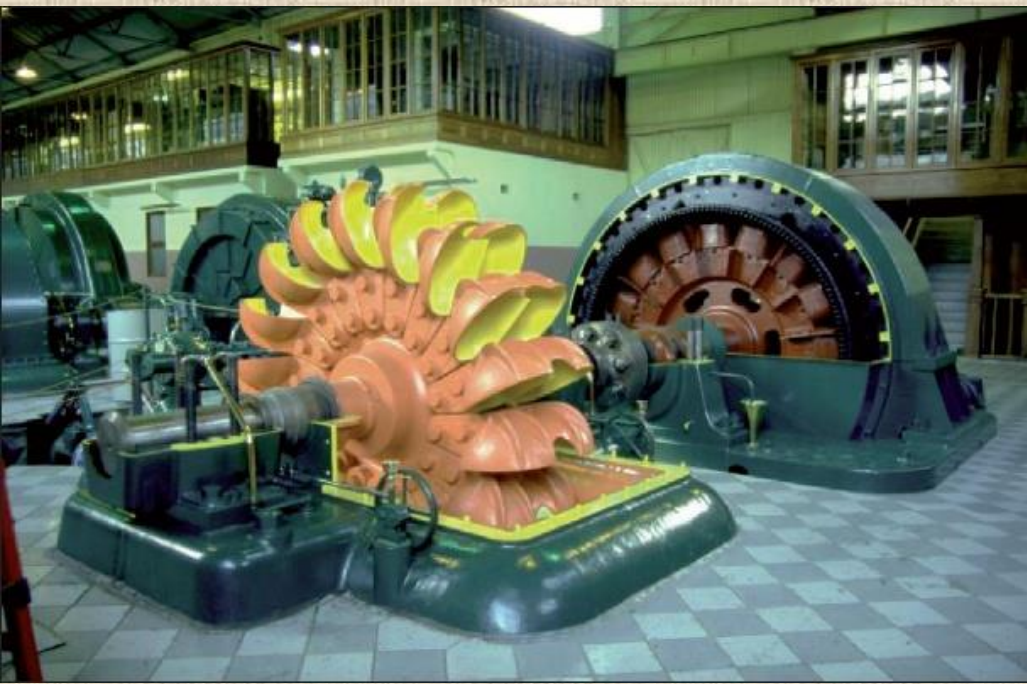
Bir **etki türbininde**, akışkan faydalı mekanik enerjisinin çoğunun kinetik enerjiye dönüştürülmesi için bir lüle içerisinden gönderilir.

Ardından yüksek hızlı jet, enerjiyi yandaki şekilde gösterildiği gibi türbin miline transfer eden kepçe şeklindeki kanatlara çarpar.

Modern ve en verimli etki türbini tipi 1878 yılında Lester A. Pelton (1829-1908) tarafından icat edilmiş olan Pelton türbini olup, dönel çark da onun adına atfen **Pelton çarkı** olarak adlandırılmaktadır.

Pelton tipi bir etki türbininin şematik çizimi; bir ya da daha fazla jetten gelen yüksek hızlı akışkan, türbin miline bağlı kepecelere çarptığında türbin mili döner, (a) Yan görünüş, mutlak referans koordinat sistemi ve (b) n kepeçesinin en-kesitinin alttan görünüşü, dönen referans koordinat sistemi.





Kepçelerin detaylı tasarımını gösteren Pelton çarkına ait yakından bir görünüş; elektrik jeneratörü sağdadır. Bu Pelton çarkı Tazmanya'da bulunan Bothwell yakınlarındaki Waddamana Güç İstasyonu Müzesi'nde sergilenmektedir.



Kepçede su jetinin bölünmesini ve döndürülmesini gösteren çalışır haldeki bir Pelton çarkının alttan görünüşü. Su jeti soldan girmekte ve Pelton çarkı sağa doğru dönmektedir.

Bir türbin için Euler türbomakina denklemi:

$$\dot{W}_{\text{mil}} = \omega T_{\text{mil}} = \rho \omega \dot{V} (r_2 V_{2,t} - r_1 V_{1,t})$$

$$V_{1,t} = r\omega + (V_j - r\omega) \cos \beta$$

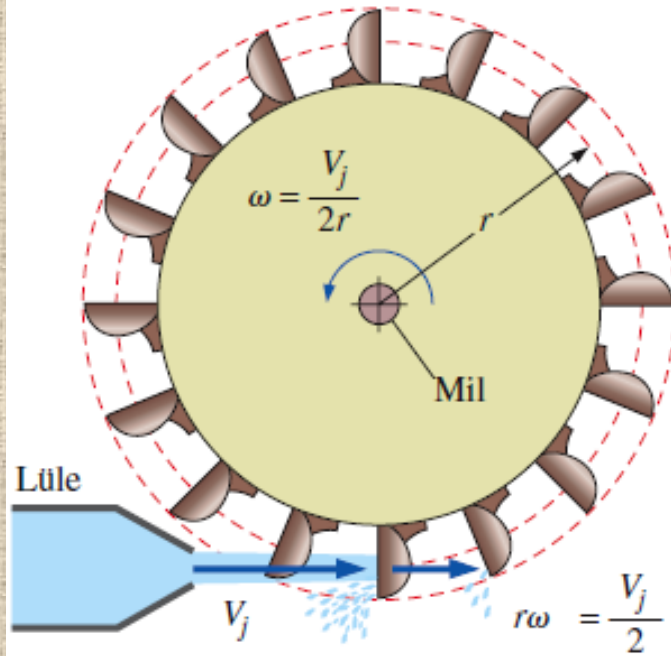
$$\dot{W}_{\text{mil}} = \rho \omega \dot{V} \{V_j - [r\omega + (V_j - r\omega) \cos \beta]\}$$

Alınan mil gücü:

$$\dot{W}_{\text{mil}} = \rho r \omega \dot{V} (V_j - r\omega) (1 - \cos \beta)$$

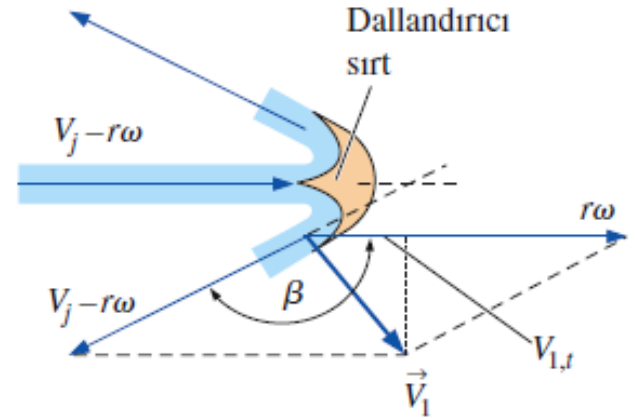
β 'dan dolayı olan verim faktörü:

$$\eta_\beta = \frac{\dot{W}_{\text{mil, gercek}}}{\dot{W}_{\text{mil, ideal}}} = \frac{1 - \cos \beta}{1 - \cos(180^\circ)}$$



ŞEKİL 14-86

Bir Pelton türbini ile ulaşılacak teorik maksimum güç, çark $\omega = V_j/(2r)$ hızı ile dönerken, yani kepçe su jetinin yarı hızıyla hareket ederken oluşur.



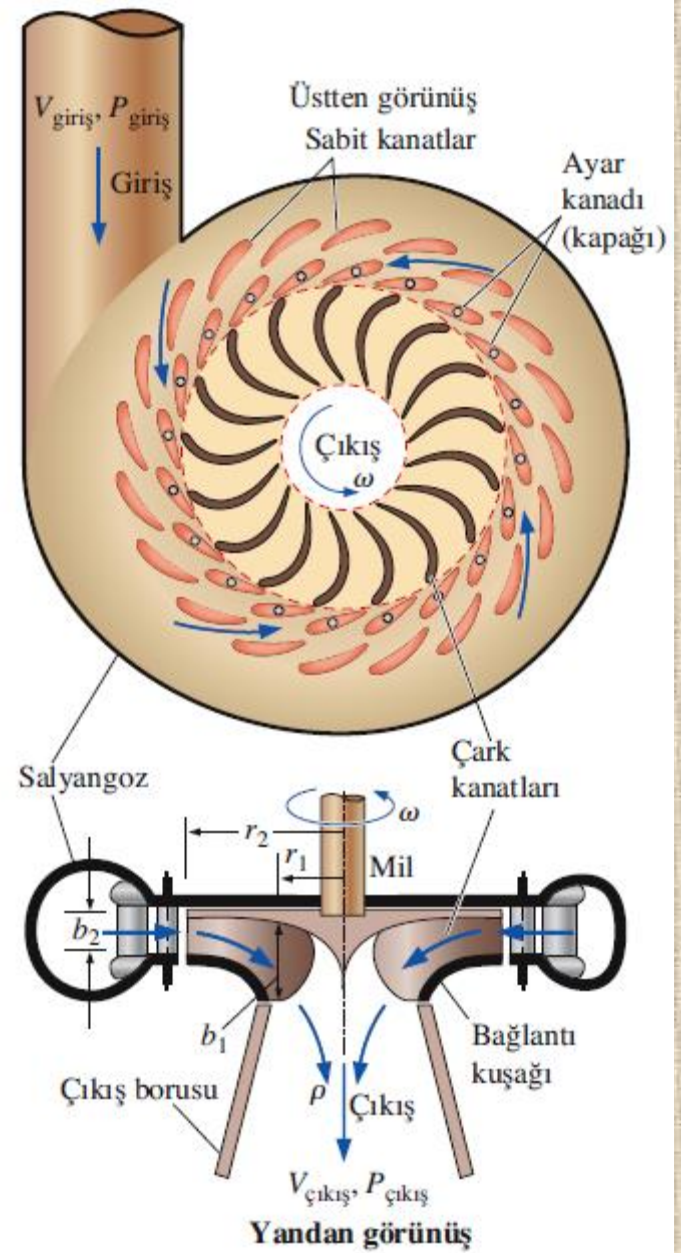
ŞEKİL 14-85

Bir Pelton çarkı kepçesine giren ve kepçeden çıkan akışın hız diyagramı. Kepçe hızını ($r\omega$) sağ tarafa eklemek suretiyle, çıkış hızı, hareketli referans koordinat sisteminden mutlak referans koordinat sistemine ötelenir.

Reaksiyon (Tepki) Türbinleri

Enerji üreten bir başka temel hidrolik türbin tipi, **sabit kanatlar** adı verilen sabit kılavuz kanatlar, **ayar kanatları (kapakları)** denen ayarlanabilir kılavuz kanatlar ve **çark kanatları** denen dönel kanatlardan oluşan **epki (reaksiyon) türbinidir**.

Akış teğetsel olarak yüksek basınçta türbine girer, spiral gövde veya **salyangoz** boyunca hareket ederken sabit kılavuz kanatlar tarafından çarka doğru yönlendirilir ve ardından yüksek bir teğetsel hız bileşenine sahip olarak ayar kanatlarından geçer.



Bir tepki türbini, etki türbininden önemli ölçüde farklılık gösterir; su jetleri kullanmak yerine tepki türbininde gövde dönerek çarkı çeviren suyla dolar. Hidrolik türbin uygulamalarında türbin mili eksenini tipik olarak dikeydir. Üstten ve yandan görünüşler, sabit kanatlar ile ayar kanatları dahil edilerek gösterilmiştir.

İki ana tip tepki türbini vardır — *Francis* ve *Kaplan*.

Francis türbini geometri bakımından bir miktar santrifüj veya karışık akışlı pompaya benzerdir ancak, akış zıt yöndedir.

Bunun tersine **Kaplan türbini** bir ölçüde geriye doğru çalışan bir *eksenel akışlı* fan gibidir.

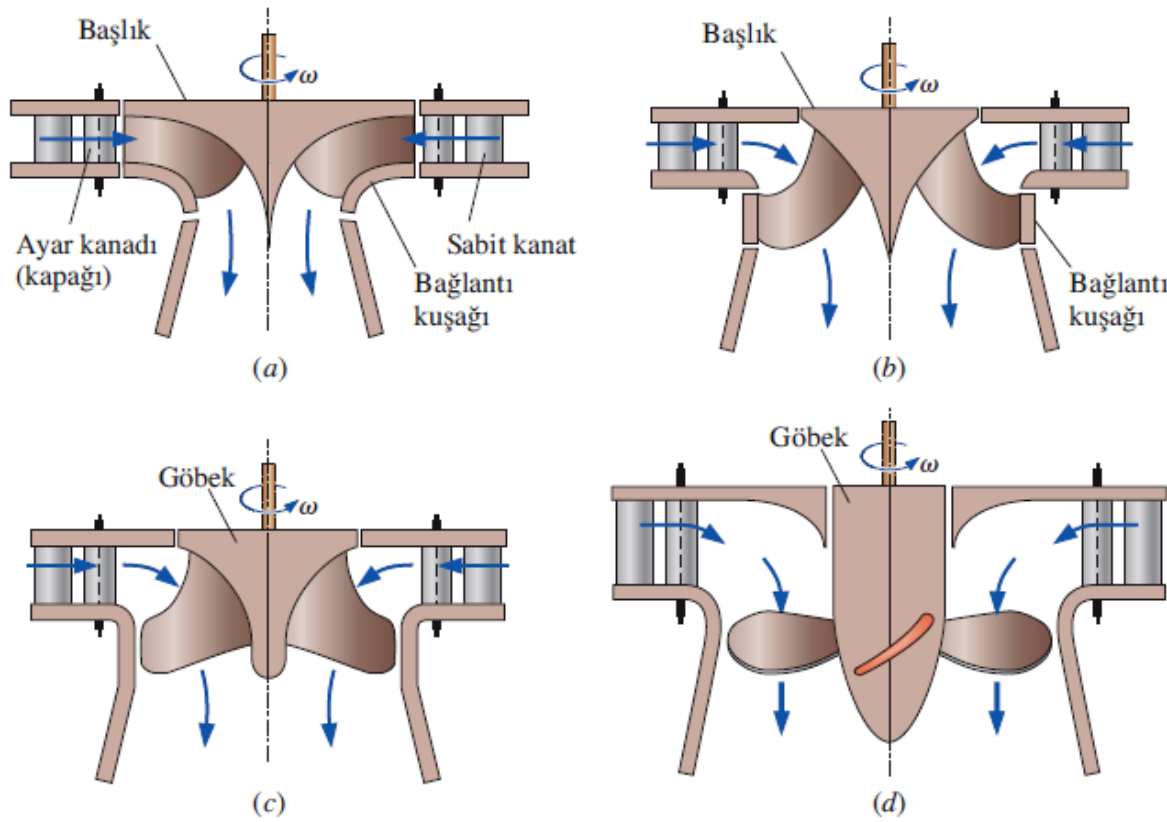
Tepki türbinlerini de akışın çarka *girdiği* açıya göre sınıflandırmak mümkündür. Eğer akış çarka radyal olarak giriyorsa, türbin **radyal-akışlı Francis türbini** adını alır.

Akış radyal ile eksenel arasında bir açıyla çarka giriyorsa bu sefer de türbine **karışık-akışlı Francis türbini** denir. Bu ikinci tasarım daha yaygındır.

Bazı hidrolik türbin mühendisleri “Francis türbini” deyimini sadece çark üzerinde Şekil 18-88b’de gösterildiği gibi bir **çember (kuşak)** olduğunda kullanırlar. Francis türbinleri, Pelton çarkının yüksek düşüleri ile Kaplan türbinlerinin düşük düşüleri arasında kalan düşüler için en uygun türbinlerdir.

Büyük yapıdaki tipik bir Francis türbini 16 veya daha fazla çark kanadına sahiptir ve % 90 – 95 seviyelerinde türbin verimine ulaşabilir.

Eğer çarkta bir çember (kuşak) yoksa ve akış çarka kısmen dönmüş olarak giriyorsa, bu durumda türbine **pervaneli karışık-akışlı türbin** veya basitçe **karışık-akışlı türbin** denir (Şekil 14-88c). Son olarak, eğer akış çarka girmeden önce tümüyle eksenel olarak yönlendiriliyorsa (Şekil 14-88d), türbine **eksenel-akışlı türbin** adı verilir.

ŞEKİL 14-88

Tepki türbinlerinin dört alt sınıfına ait ayırt edici karakteristikler: (a) *Radyal-akışlı Francis*, (b) *karışık-akışlı Francis*, (c) *karışık-akışlı pervane* ve (d) *eksenel-akışlı pervane*. (b) ile (c) arasındaki temel fark, karışık-akışlı Francis çarklarında çark ile dönen bir çember (kuşak) bulunmasına karşın bunun karışık-akışlı pervane çarklarında olmamasıdır. İki tür pervaneli karışık-akışlı türbin vardır: *Kaplan türbinlerinin* eğimleri ayarlanabilir kanatları mevcuttur, *pervane türbinlerinin* ise yoktur. Burada kullanılan terminolojinin türbomakina kitapları arasında veya hidrolik türbin üreticileri arasında genel olmadığına dikkat ediniz.

Akışın iki türlü kontrol altında tutulmasından ötürü—ayar kanatlarını döndürerek veya çark kanatları üzerindeki eğimi ayarlayarak—**Kaplan türbinleri çift ayarlı** olarak adlandırılır.

Pervane türbinleri kanatların sabit olması (eğimin ayarlanabilir olmaması) ve debinin yalnızca ayar kanatları ile değiştirilmesi (**tek ayarlı**) dışında hemen hemen Kaplan türbinleriyle özdeşir.

Pelton ve Francis türbinleriyle karşılaştırıldığında, Kaplan ve Pervane türbinlerinin düşük düşü, yüksek hacimsel debi koşulları için en uygun türbinler olduğu söylenebilir.

Verimleri Francis türbinlerinkiyle boy ölçüşecek şekilde % 94'e kadar çıkabilir.

Madras, OR'daki Round Butte hidroelektrik güç santrali (HES)'nde kullanılan radyal-akışlı Francis türbininin çarkı. Çark 3.60 m dış çapında 17 kanada sahiptir. Türbin 180 devir/dakika hızla dönmekte ve 105 m'lik bir net düşüden gelen 127 m³/s hacimsel debide 119 MW güç üretmektedir.

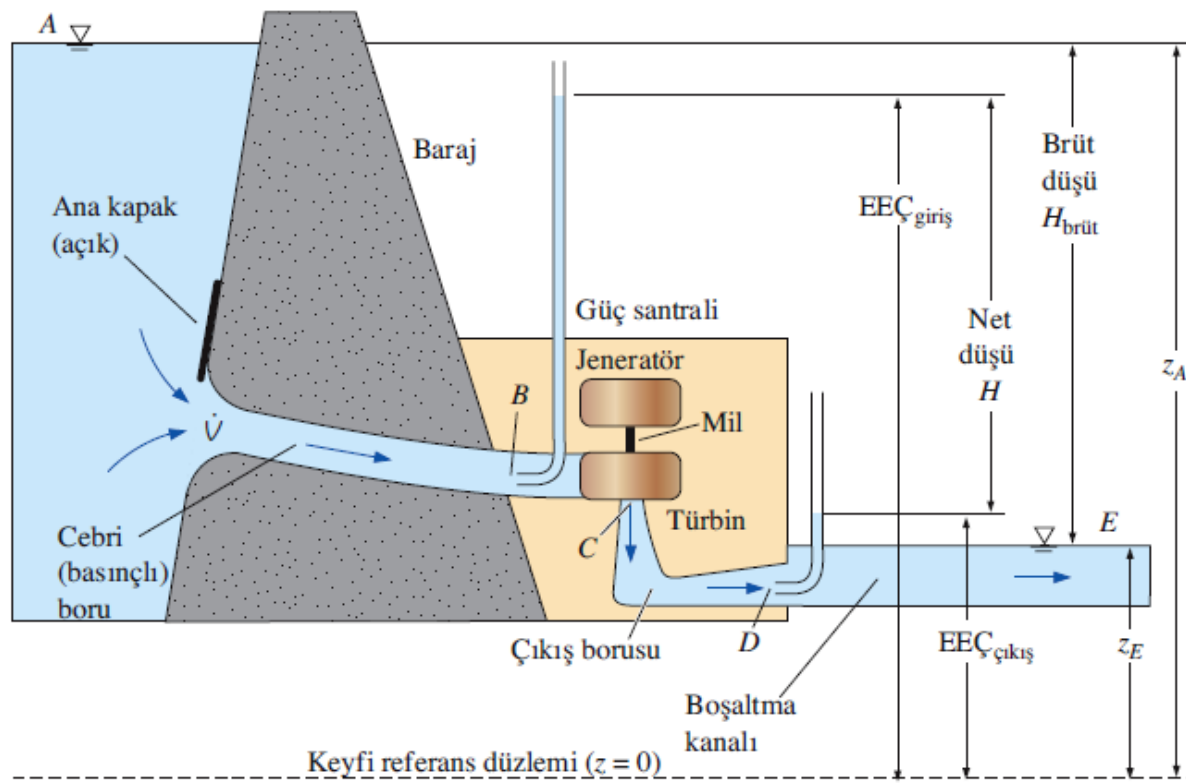


Raonolce, VA'daki Smith Mountain hidroelektrik güç santrali (HES)'nde kullanılan karışık-akışlı Francis türbininin çarkı. Çark 6.19 m dış çapında 17 kanada sahiptir. Türbin 100 devir/dakika hızla dönmekte ve 54.9 m'lik bir net düşüden gelen 375 m³/s hacimsel debide 194 MW güç üretmektedir.



Cordela, GA'daki Warwick hidroelektrik güç santrali (HES)'nde kullanılan beş kanatlı Kaplan tipi bir pervane türbini. Çark üzerinde 3.87 m dış çapında beş kanat bulunmaktadır. Türbin 100 devir/dakika hızla dönmekte ve 9.75 m'lik bir net düşüden gelen $63.7 \text{ m}^3/\text{s}$ hacimsel debide, 5.37 MW güç üretmektedir.





İdeal güç üretimi:

$$\dot{W}_{ideal} = \rho g \dot{V} H_{brüt}$$

$$H_{brüt} = z_A - z_E$$

Bir hidrolik türbinin net düşüşü :

$$H = EEÇ_{giriş} - EEÇ_{çıkış}$$

Türbin verimi:

$$\eta_{türbin} = \frac{\dot{W}_{mil}}{\dot{W}_{hidrolik\ güç}} = \frac{\dot{W}_{mil}}{\rho g H \dot{V}}$$

Elektrik üretmek için Francis türbinini kullanan bir hidroelektrik tesisin yapısı ve teknik terimler; çizim ölçekli değildir. Çizilen Pitot tüpleri yalnızca gösterim amaçlıdır.

Bir türbinin net düşüşü, türbinin tam yukarıkımının enerji eğim çizgisi ile çıkış borusunun sonundaki enerji eğim çizgisi arasındaki fark olarak tanımlanır.

Tanım olarak verim daima 1 'den küçük olmalıdır. Bir türbinin verimi, pompa veriminin tersidir.

Verim daima

$$\eta = \text{verim} = \frac{\text{gerçek alınan}}{\text{gerekli verilen}}$$

olarak tanımlanır. Dolayısıyla pompa için,

$$\eta_{\text{pompa}} = \frac{\dot{W}_{\text{hidrolik güç}}}{\dot{W}_{\text{mil}}} = \frac{\rho g H \dot{V}}{\dot{W}_{\text{mil}}}$$

türbin için ise

$$\eta_{\text{türbin}} = \frac{\dot{W}_{\text{mil}}}{\dot{W}_{\text{hidrolik güç}}} = \frac{\dot{W}_{\text{mil}}}{\rho g H \dot{V}}$$

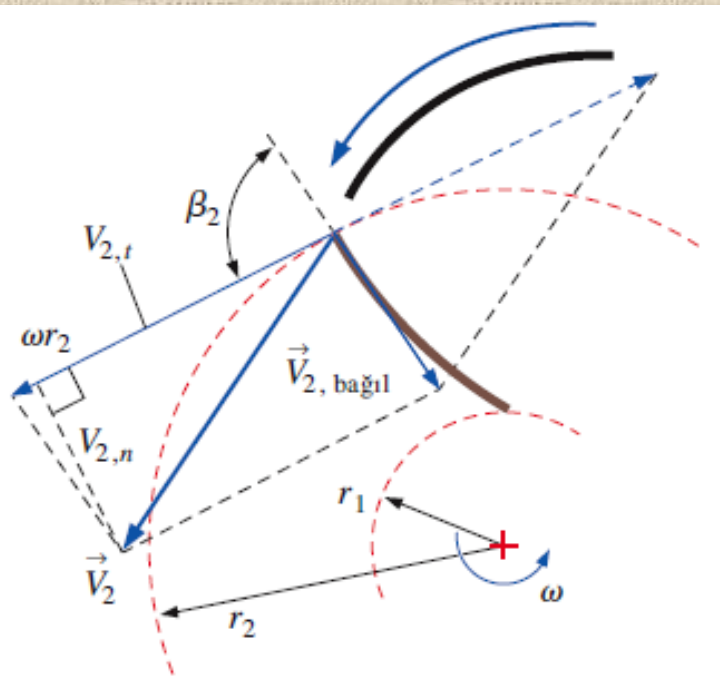


(a)



(b)

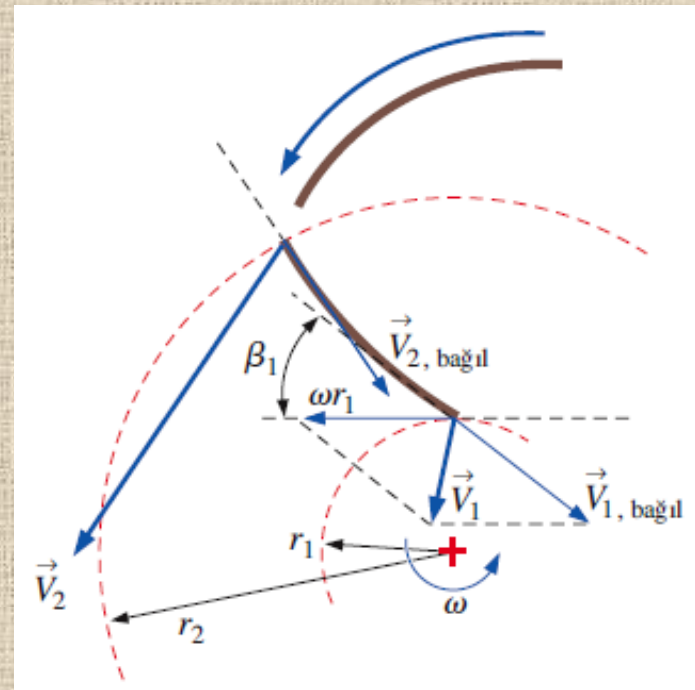
(a) Hoover Barajı'nın havadan görünümü ve (b) Hoover Barajı'ndaki hidrolik türbinlerin çevirdiği birkaç paralel elektrik jeneratörünün üst (görünebilir) kısmı.



Bir Francis türbini çarkının çıkış yarıçapı için bağıl ve mutlak hız vektörleri ile geometri. Mutlak hız vektörleri koyu çizilmiştir.

Çark giriş kenarı:

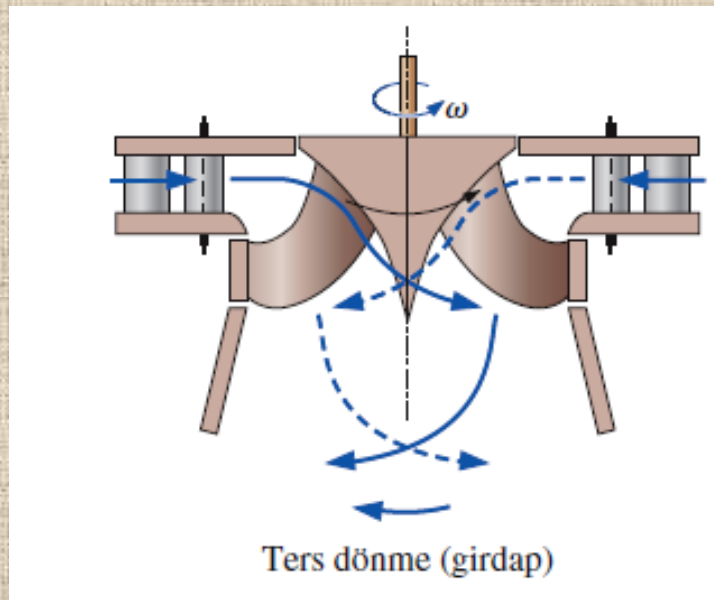
$$V_{2,t} = \omega r_2 - \frac{V_{2,n}}{\tan \beta_2}$$



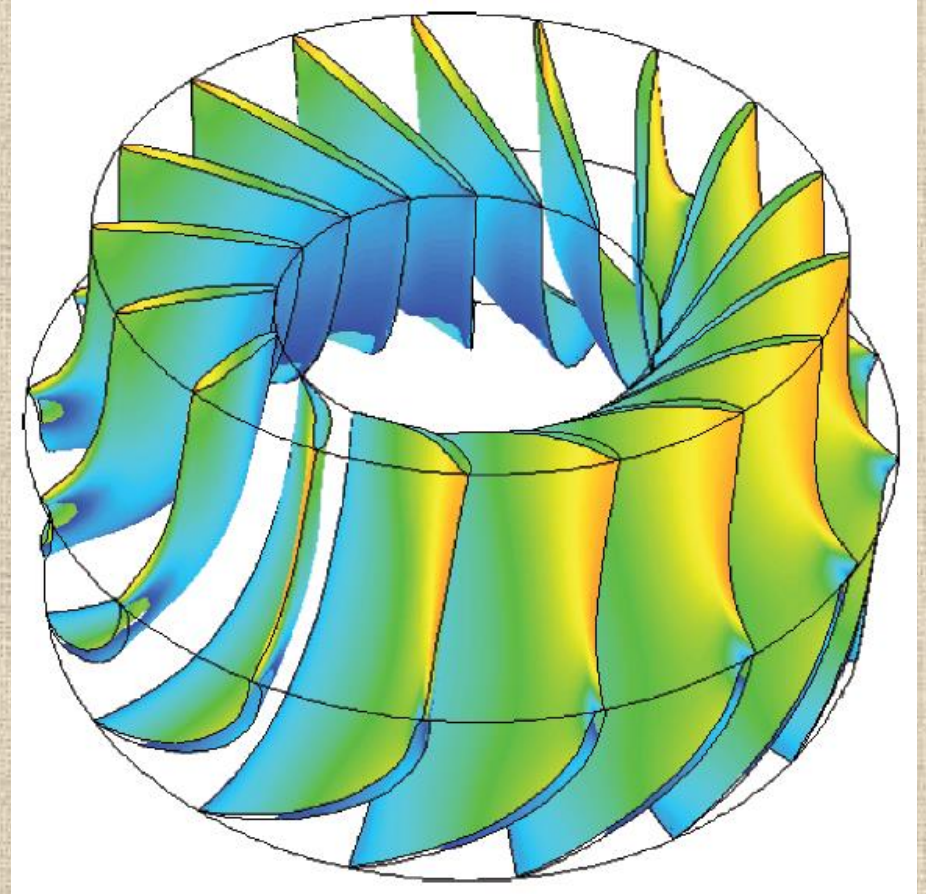
Bir Francis türbini çarkının giriş yarıçapı için bağıl ve mutlak hız vektörleri ile geometri. Mutlak hız vektörleri koyu çizilmiştir.

Çark çıkış kenarı:

$$V_{1,t} = \omega r_1 - \frac{V_{1,n}}{\tan \beta_1}$$



Bazı karışık-akışlı Francis hidrolik türbin çarklarında; yüksek güç ve yüksek debi çalışma şartlarında bazen şekilde gösterildiği gibi çarktan çıkan akış, çarkın dönme yönüne zıt yönde dönen bir ters dönme (girdap)'ye neden olur.



Çark kanatları yüzeylerinde HAD ile hesaplanmış statik basınç dağılımının kontur çizimi; basınç birimi Pascal'dır. Şekilde gösterilen çark, saat ibresi tersi yönünde z-ekseni etrafında dönen 17 kanatlı karışık-akışlı bir Francis türbinine aittir. Sadece bir kanat aralığı modellenmiş, ancak simetri özelliğinden ötürü 16 defa bu aralık çoğaltılmıştır. En düşük basınçlar (mavi bölgeler) çarkın emme yüzeyinde çıkış kenarı civarında oluşurken, en yüksek basınçlar (kırmızı bölgeler) çarkın basınç yüzeylerinin giriş kenarları civarında oluşmaktadır.

Hidroelektrik Güç Ünitesinin Verimi Üzerindeki Bileşen Verimlerinin Etkisi

Bir hidroelektrik güç ünitesi tasarlanacaktır. Baraj gölündeki su seviyesi ile boşaltma kanalındaki su seviyesi arasındaki yükselti farkı (brüt veya geometrik düşü) 324.6 m olup, 21 °C'deki suyun her bir türbine 12.80 m³/s debide gittiği bilinmektedir. Birbirinin aynı 12 adet paralel çalışan türbinlerden her birisinin genel verimi 0.952, diğer tüm mekanik enerji kayıpları (cebri boru vb.) %3.5'dir. Jeneratörün genel verimi 0.945'dir. Üniteden üretilecek toplam elektrik gücünü MW cinsinden tahmin ediniz.

ÇÖZÜM Bir hidroelektrik ünitenin güç üretimini tahmin edeceğiz.

Özellikler 21 °C'deki suyun yoğunluğu 998 kg/m³'dür.

Analiz Bir türbin tarafından üretilen ideal (teorik) güç,

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{ideal}} &= \rho g \dot{V} H_{\text{brüt}} \\ &= (998 \text{ kg/m}^3)(9.81 \text{ m/s}^2)(12.80 \text{ m}^3/\text{s})(324.6 \text{ m}) \\ &= 40.70 \text{ MW} \times 10^6 \text{ Watt} = 40.70 \text{ MW}\end{aligned}$$

Bununla birlikte türbin, jeneratör ve sistemin geri kalan kısımlarındaki verimlilikler (kayıplar); gerçek elektrik güç çıktısını azaltacaktır. Her bir türbin için,

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{elektrik}} &= \dot{W}_{\text{ideal}} \eta_{\text{türbin}} \eta_{\text{jeneratör}} \eta_{\text{diğer}} = (40.70 \text{ MW})(0.952)(0.945)(1 - 0.035) \\ &= 35.3 \text{ MW}\end{aligned}$$

elde edilir. Son olarak, paralel çalışan 12 türbin olduğundan üretilen toplam güç,

$$\dot{W}_{\text{toplam elektrik}} = 12 \dot{W}_{\text{elektrik}} = 12(35.3 \text{ MW}) = \mathbf{424 \text{ MW}}$$

bulunur.

Deleme Verimlilikteki küçük bir artış (iyileştirme) güç çıktısında artışa neden olmakta olup, bu yüzden güç şirketinin kârlılığı artacaktır.

Bir hidroelektrik santraldeki (HES) eski bir türbinin yerine kullanılmak üzere radyal akışlı bir yeni Francis türbini tasarlanmaktadır. Var olan kurulumu tam olarak adapte edilebilmesi için yeni türbinin şu tasarım kısıtlarını karşılaması gerekmektedir: Çark giriş yarıçapı $r_2 = 2.50$ m ve çıkış yarıçapı $r_1 = 1.77$ m. Çark kanadının genişlikleri ise girişte ve çıkışta sırasıyla, $b_2 = 0.914$ m ve $b_1 = 2.62$ m'dir. 60 Hz'lik elektrik jeneratörünü döndürmek için türbinin $n = 120$ devir/dakika ($\omega = 12.57$ rad/s) hızla dönmesi gerekmektedir. Ayar kanatları akışı çark girişinde radyal doğrultudan $\alpha_2 = 33^\circ$ döndürmekte ve çıkış borusunda uygun bir akış sağlamak için çark çıkışındaki akışın radyal doğrultu ile yaptığı açı α_1 'in -10° ile 10° arasında değere sahip olması istenmektedir. Tasarım şartlarındaki hacimsel debisi $599 \text{ m}^3/\text{s}$ ve baraj tarafından sağlanan brüt düşü $H_{\text{brüt}} = 92.4$ m'dir. (a) Çarkın giriş ve çıkış kanat açılarını, β_2 ve β_1 hesaplayınız ve $\alpha_1 = 10^\circ$ (dönme (girdap) çark dönüş yönünde) durumu için tersinmez kayıpların ihmal edilmesi halinde alınan; gücü ve gerekli net düşüyü belirleyiniz. (b) Hesaplamalarınızı $\alpha_1 = 0^\circ$ (dönmesiz) durumu için yenileyiniz, (c) Hesaplamalarınızı $\alpha_1 = -10^\circ$ (çark dönüş yönüne ters dönme) durumu için tekrarlayınız.

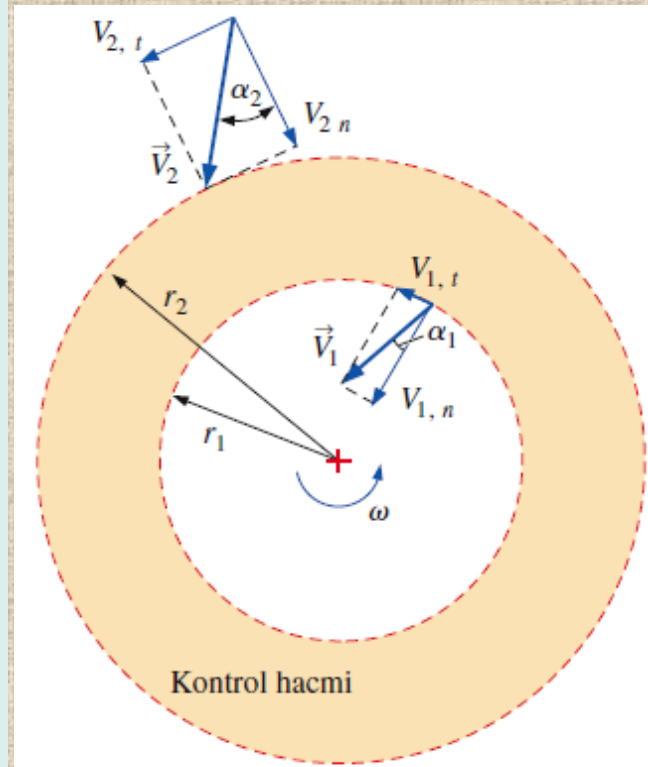
ÇÖZÜM Verilen bir dizi hidrolik türbin tasarım ölçütü için çark kanadı açılarını, gerekli net düşüyü ve çark çıkışında ikisi dönmeli biri dönmesiz olan üç farklı durum için alınan gücünü hesaplayacağız.

Kabuller 1 Akış daimidir. 2 Akışkan 20°C 'de sudur. 3 Kanatlar sonsuz incedir. 4 Akış her yerde çark kanatlarına teğettir. 5 Türbin içerisindeki tersinmez kayıplar ihmal edilmektedir.

Özellikler 20°C 'deki su için $\rho = 998.0 \text{ kg/m}^3$ 'tür.

Analiz (a) Denklem 14-12'yi kullanarak girişteki normal hız bileşenini bulalım:

$$V_{2,n} = \frac{\dot{V}}{2\pi r_2 b_2} = \frac{599 \text{ m}^3/\text{s}}{2\pi(2.50 \text{ m})(0.914 \text{ m})} = 41.7 \text{ m/s} \quad (1)$$



ŞEKİL 14-99

Bir hidroelektrik santral (HES) için tasarlanan Francis türbini çarkına ait mutlak hızların ve akış açılarının üstten görüntüsü (Örnek 14-13). Kontrol hacmi çarkın girişinden çıkışına doğrudur.

Şekil 14–99’u kullanarak girişteki teğetsel hız bileşeni,

$$V_{2,t} = V_{2,n} \tan \alpha_2 = (41.7 \text{ m/s}) \tan 33^\circ = 27.1 \text{ m/s} \quad (2)$$

olur. Şimdi denklem 14–45’ten çark giriş kenarı açısı β_2 ,

$$\begin{aligned} \beta_2 &= \arctan\left(\frac{V_{2,n}}{\omega r_2 - V_{2,t}}\right) \\ &= \arctan\left(\frac{41.7 \text{ m/s}}{(12.57 \text{ rad/s})(2.50 \text{ m}) - 27.1 \text{ m/s}}\right) = 84.1^\circ \end{aligned} \quad (3)$$

olarak elde edilir. (1), (2) ve (3) denklemleri çark çıkışı için tekrar kullanılarak şu sonuçlara varılır:

$$\text{Çark çıkışı: } V_{1,n} = 20.6 \text{ m/s}, \quad V_{1,t} = 3.63 \text{ m/s}, \quad \beta_1 = 47.9^\circ \quad (4)$$

Bu çark kanadının üstten görünüşü Şekil 14–100’de (ölçekli olarak) çizilmiştir.

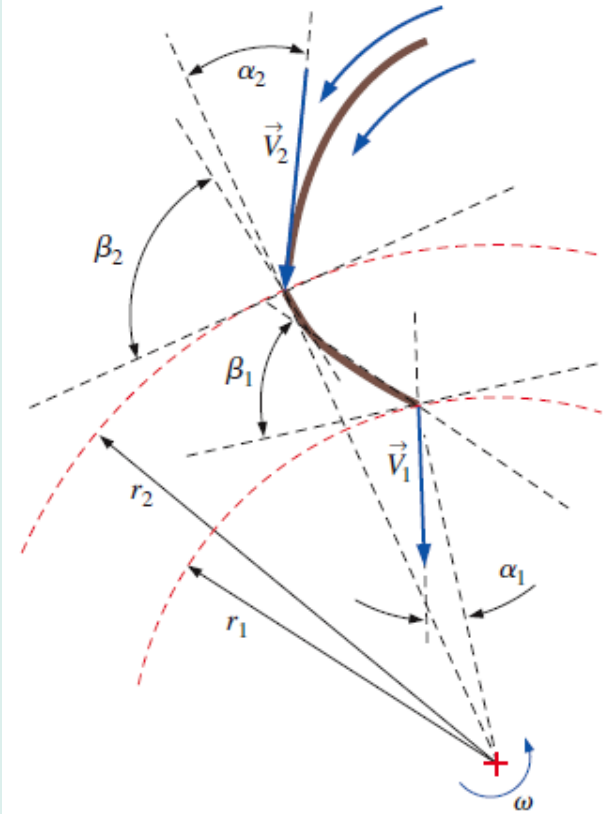
Denklem 2 ve 4 kullanılarak, Euler türbomakina denkleminde (Denklem 14–39) milden alınan güç hesaplanır:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{mil}} &= \rho \omega \dot{V} (r_2 V_{2,t} - r_1 V_{1,t}) = (998.0 \text{ kg/m}^3)(12.57 \text{ rad/s})(599 \text{ m}^3/\text{s}) \\ &\quad \times [(2.50 \text{ m})(27.2 \text{ m/s}) - (1.77 \text{ m})(3.63 \text{ m/s})] \left(\frac{\text{MW} \cdot \text{s}}{10^6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^2} \right) \\ &= 461 \text{ MW} = 6.18 \times 10^5 \text{ BG} \end{aligned} \quad (5)$$

Son olarak, tersinmez kayıpları ihmal ettiğimizden dolayı $\eta_{\text{türbin}} = \%100$ almak suretiyle Denklem 14–44’den gerekli net düşü,

$$H = \frac{\dot{W}_{\text{mil}}}{\rho g \dot{V}} = \frac{461 \text{ MW}}{(998.0 \text{ kg/m}^3)(9.81 \text{ m/s}^2)(599 \text{ m}^3/\text{s})} \left(\frac{10^6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^2}{\text{MW} \cdot \text{s}} \right) = 78.6 \text{ m} \quad (6)$$

olarak bulunur.



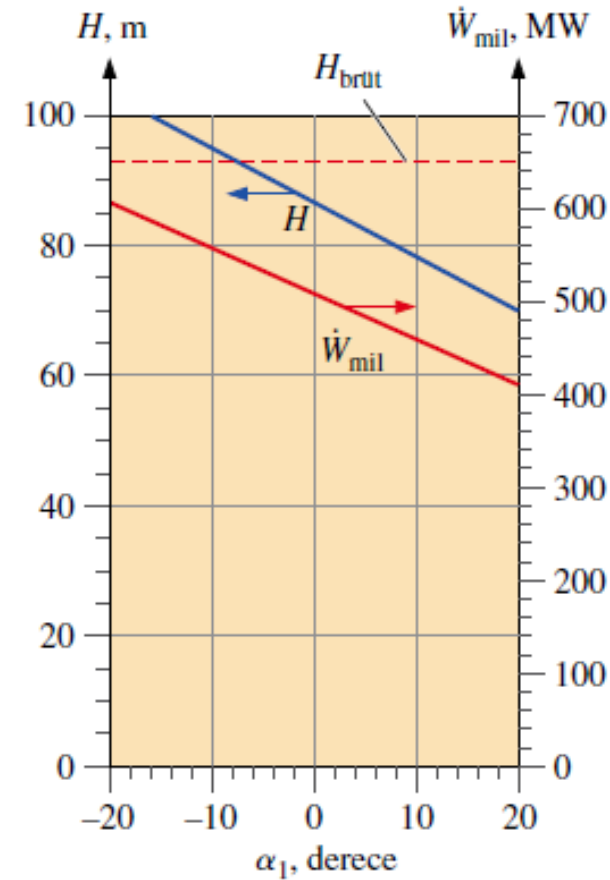
ŞEKİL 14–100

Örnek 14–13’teki çark kanadı tasarımının çizimi, üstten görünüş. Bir kılavuz kanat ve mutlak hız vektörleri de gösterilmiştir.

(b) Türbin çıkışında dönme yokken ($\alpha_1 = 0^\circ$) hesaplamalar tekrarlanırsa, çark kanadının çıkış kenarı açısı **42.8°**'ye düşer ve bu durumda alınan güç **509 MW** (6.83×10^5 BG) olur. Ayrıca gerekli net düşü **86.8 m** olacaktır.

(c) Hesaplamalarımızı çark çıkışındaki ters dönme ($\alpha_1 = -10^\circ$) için tekrarladığımızda ise, çark kanadının çıkış kenarı açısı **38.5°**'ye düşer ve bu durumda alınan güç **557 MW** (7.47×10^5 BG) olur. Ayrıca gerekli net düşü **95 m** olacaktır. Çıkış gücü ve net düşü, çark çıkışındaki akış açısı α_1 'in fonksiyonu olarak Şekil 14–101 'de çizilmiştir. Bu şekilde hem $\dot{W}_{mil}$ 'nin hem de H 'nin α_1 'in azalmasıyla arttığı görülmektedir.

İrdeleme Çark çıkışındaki dönme giderildiğinde teorik çıkış gücü %10 civarında artmakta ve 10° 'lik bir ters dönme bulunduğunda ise yaklaşık bir %10 daha artmaktadır. Bununla birlikte, barajdaki brüt yük sadece 92.4 m'dir. Buna göre, (c) şıkındaki ters dönme durumu açıkça mümkün görülmemektedir, zira bunun için hesaplanan net düşünün, $H_{brüt}$ değerinden daha yüksek olması gerekir. Burada yapılan işlemin, tersinmezliklerin ihmal edildiği bir ön tasarım olduğu unutulmamalıdır. Alınan gerçek güç burada; hesaplanandan daha düşük, gerekli gerçek net düşü ise burada hesaplanandan daha yüksek olacaktır.



ŞEKİL 14–101

Örnek 14–13'de verilen türbin için çark çıkış akış açısının fonksiyonu olarak gerekli ideal net düşü (Euler düşüsü) ve alınan mil gücü.

Gaz ve Buhar Türbinleri

Kömür veya nükleer yakıtlı güç santralinde yüksek basınçlı buhar bir buhar kazanı tarafından üretilir ve elektrik üretmek için buhar türbinine gönderilir.

Tekrar ısıtma (ara ısıtma veya kızdırma), rejenerasyon ve toplam (genel) verimi arttırmaya yönelik diğer çabaların paralelinde, bu buhar türbinleri tipik olarak iki kademedен oluşur (yüksek basınç ve alçak basınç).

Çoğu güç santralinin buhar türbinleri çok kademeli eksenel-akışlı makinalardır.

Her bir türbin kanadı dizisi (**kepçeler** olarak adlandırılırlar) arasında akışı yönlendiren stator kanatları (**lüleler** olarak adlandırılırlar) vardır.



Kömür veya nükleer yakıtlı bir güç santralinde kullanılan tipik bir iki-kademeli buhar türbinine ait kanatlar (**kepçeler** olarak adlandırılırlar). Akış soldan sağa doğru olup, yüksek basınç kademesi solda, alçak basınç kademesi ise sağ tarafta yer alır.

Bir gaz türbini jeneratörü, jet motoruna benzer. Aralarındaki fark, gaz türbini jeneratörü olan türbomakinanın tepki sağlamak yerine, yakıtın enerjisini mümkün mertebe en yüksek oranda bir elektrik jeneratörüne bağlı dönen bir mile iletmek etmek üzere tasarlanmış olmasıdır.

Doğal olarak güç üretiminde kullanılan gaz türbinleri, yerde çalıştılarından ötürü, tipik olarak jet uçağı motorlarından çok daha büyüktür.

Hidrolik türbinlerde olduğu gibi bunlarda da toplam türbin boyutu büyüdüğüçe önemli bir verim kazanımı gerçekleşir.

Gaz türbini gövdesinin alt yarısı içine indirilmekte olan MS7001F gaz türbini rotorunun montajlı hali. Akış sağdan sola doğru olup yukarıakım rotor kanatları dizisi (*kanatlar*) çok kademeli kompresörü ve aşağıakım rotor kanatları dizisi (*kepçeler*) çok kademeli türbini oluşturur. Kompresör stator kanatları (*kılavuz kanatlar*) ve türbin stator kanatları (*lüleler*), gaz türbini gövdesinin alt yarısı içerisinde görülmektedir. Bu türbin 3600 devir/dakika hızla dönerek 135 MW'ın üzerinde bir güç üretmektedir.



Rüzgâr Türbinleri

Küresel ölçekte enerjiye olan talebin artması, fosil yakıtların arzını azaltırken, enerji fiyatının da sürekli olarak artmasına neden olmaktadır.

Küresel enerji talebine ayak uydurmak için güneş, rüzgâr, dalga, gel-git, hidroelektrik ve jeotermal gibi yenilenebilir enerji kaynaklarına daha fazla yönelmeyi gerektirmektedir.

Bu bölümde elektrik üretmek için kullanılan rüzgâr türbinleri üzerine yoğunlaşacağız.

Teknik olarak her iki ünite de akışkandan enerji çektikleri için türbin olmasına rağmen, *mekanik* güç (tahıl öğütme, su pompalama vb.) üretiminde kullanılan *rüzgâr (yel) değirmeni* ile elektrik güç üretiminde kullanılan *rüzgâr türbini* terimleri arasında fark olduğunu belirtelim.

Rüzgâr bedava ve yenilenebilir bir enerji kaynağı olmasına rağmen, modern rüzgâr türbinleri pahalıdır ve sadece rüzgâr olduğunda güç üretirler, bu yüzden rüzgâr türbini güç çıktısının doğal olarak sürekliliği yoktur, bu nedenle diğer güç üretim ünitelerinin çoğuna göre açık bir dezavantaja sahiptir.

Bundan başka rüzgâr türbinlerinin rüzgârlı yerlere konumlandırılmasının gerekli olması; ticari güç iletim ağlarından oldukça uzak olmasını sağlar ve yeni yüksek gerilim güç hatlarını gerektirir.

Genellikle rüzgâr türbinleri dönme eksenlerinin yönelimine göre sınıflandırılır:

yatay eksenli rüzgar türbinleri (YERT)

düşey eksenli rüzgar türbinleri (VDERT).

Bir başka alternatif sınıflandırma, dönen mile torku sağlayan mekanizmaya (kaldırma veya direnç) göre yapılabilmektedir.

Şu ana kadar düşey eksenli rüzgâr türbini (DERT) veya direnç tipi rüzgâr türbini tasarımlarının hiç birisi, kaldırma tipi yatay eksenli rüzgâr türbini (YERT) tasarımlarının verimliliklerine veya başarısına ulaşamamıştır.

Bu ifade, *rüzgâr çiftlikleri* olarak adlandırılan ve bir arada kümelenmiş çok sayıda rüzgâr türbini bulunduran yerlerde ve dünyada kurulmakta olan rüzgâr türbinlerinin büyük bir çoğunluğunun kaldırma tipi yatay eksenli rüzgâr türbini (YERT) olduğunun açıklamasıdır.

Bu nedenle, kaldırma tipi (YERT), bu bölümde her türlü ayrıntısıyla ele alınacak tek rüzgâr türbini tipi olacaktır.



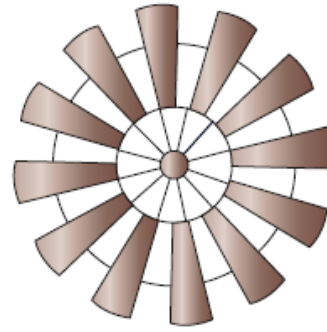
Tek kanatlı



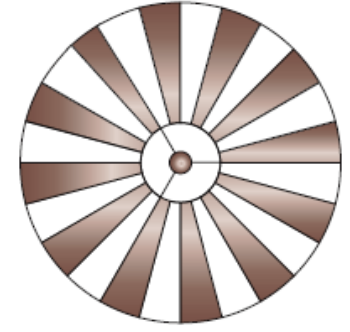
Çift kanatlı



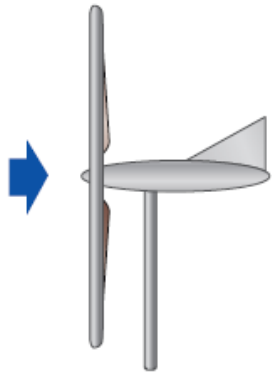
Üç kanatlı



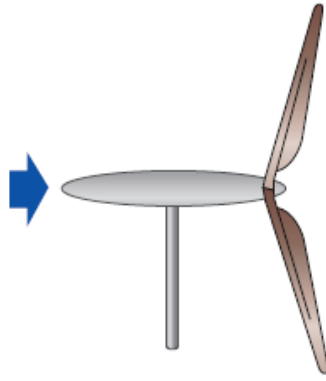
Çok kanatlı Amerikan
çiftlik tipi



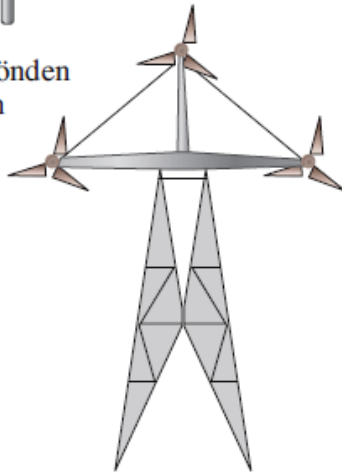
Çok kanatlı
bisiklet tipi



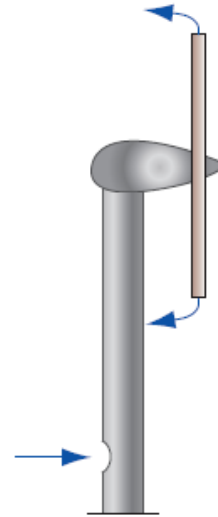
Rüzgârı önden
alan



Rüzgârı arkadan
alan



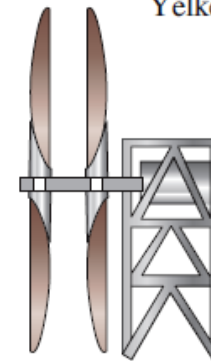
Çok rotorlu



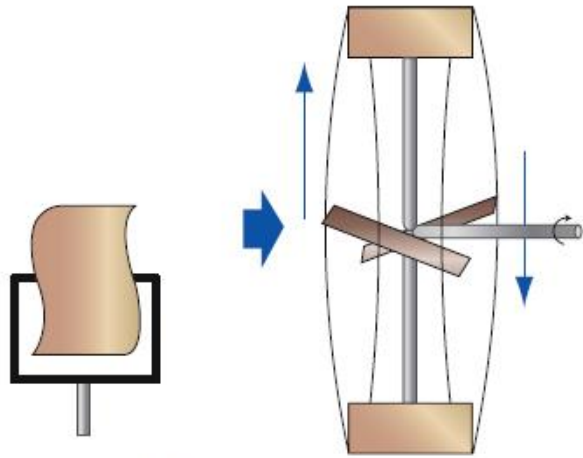
Enfield-Andreau
tipi



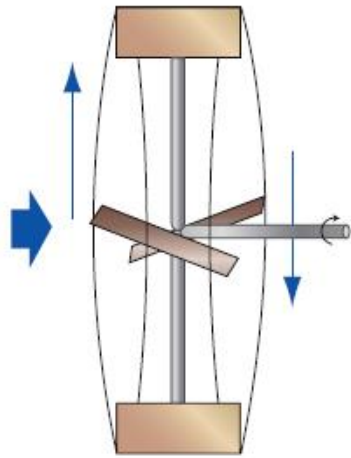
Yelken kanat



Karşıt dönüşlü kanat tipi



Çapraz rüzgârlı
Savonius tipi



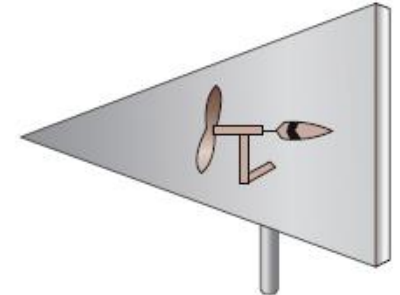
Çapraz rüzgârlı
kürekli



Difüzör tipi



Lüle tipi



Serbest vorteksli

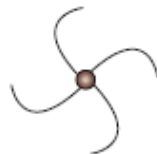
Çeşitli Rüzgar Türbini Tasarımları ve Sınıflandırılması

Düşey Eksenli Rüzgâr Türbinleri (DERT)

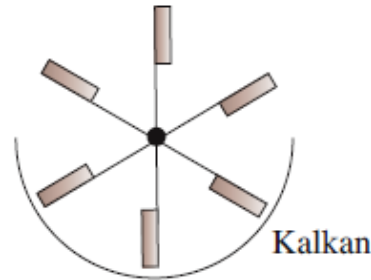
Temel Direnç Tipi



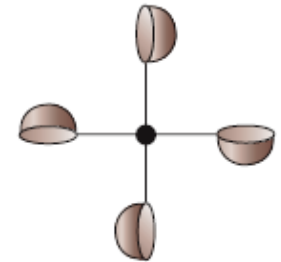
Savonius tipi



Çok kanatlı
Savonius tipi



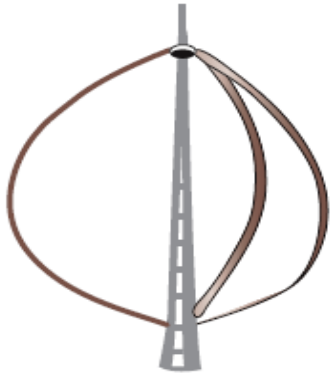
Düz kepçeli



Kepçeli

Çeşitli Rüzgar Türbini Tasarımları ve Sınıflandırılması

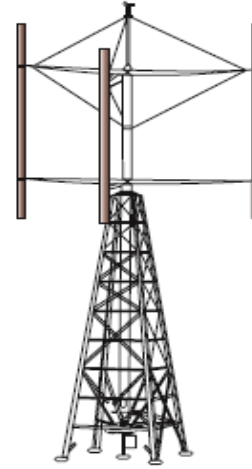
Temel Direnç Tipi



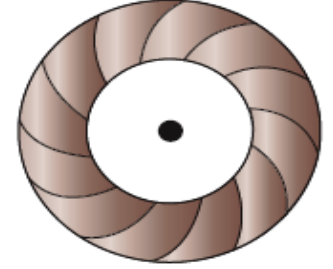
ϕ - Parabolik Darrieus



Δ - Konik Darrieus

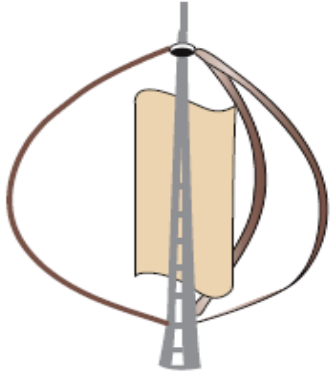


H-Darrieus (çubuk)



Türbin

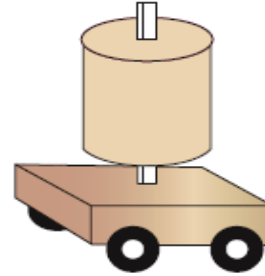
Kombinasyonlar



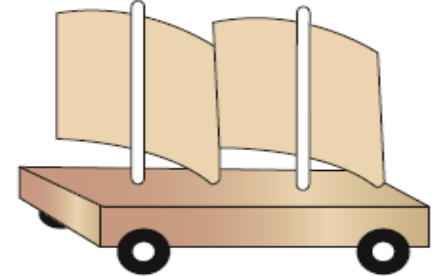
Birleşik Savonius/
Parabolik Darrieus



Ayrık Savonius tipi



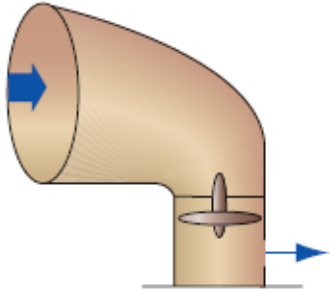
Magnus tipi



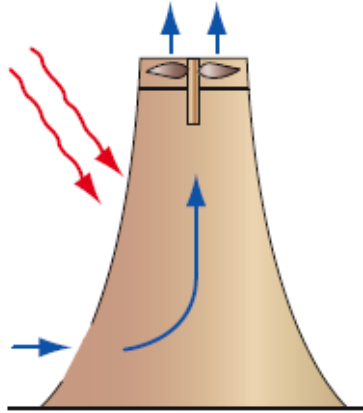
Uçak kanadı tipi

Çeşitli Rüzgar Türbini Tasarımları ve Sınıflandırılması

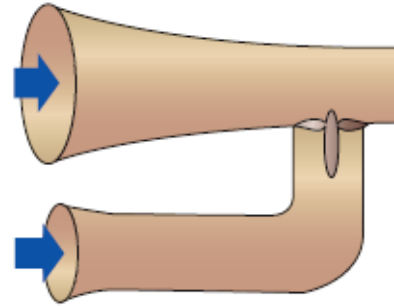
Diğerleri



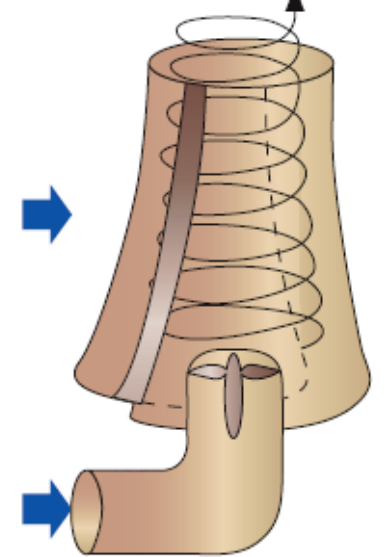
Çelici tipi



Güneş bacası tipi



Venturi tipi



Sınırlanmış vorteks tipi

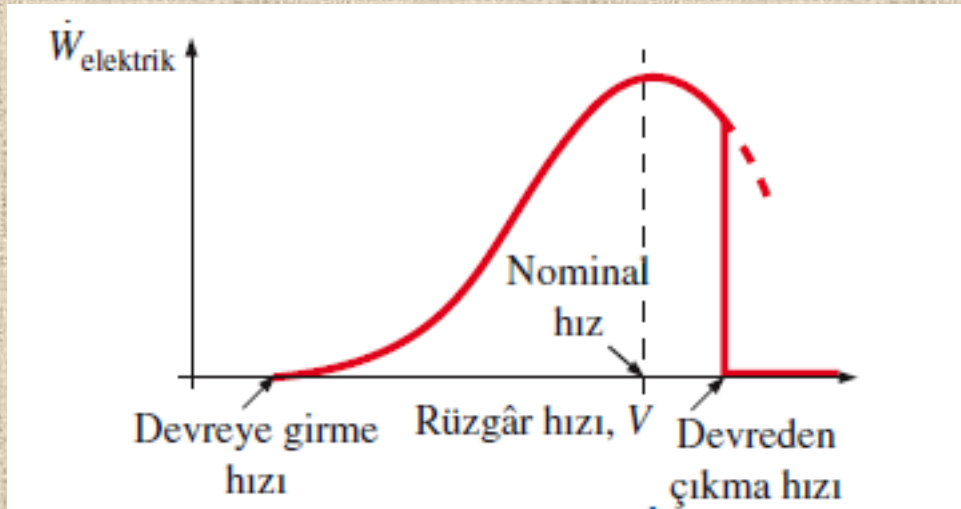


(a) Rüzgâr çiftlikleri fosil yakıtlara olan küresel talebi azaltmaya yardım etmek için tüm dünyada hızla yayılmaktadır. (b) Bazı rüzgâr türbinleri binalar üzerinde bile kullanılmaktadır (Bu üç türbin Bahreyn Dünya Ticaret Merkezindeki bir binanın üzerindedir).

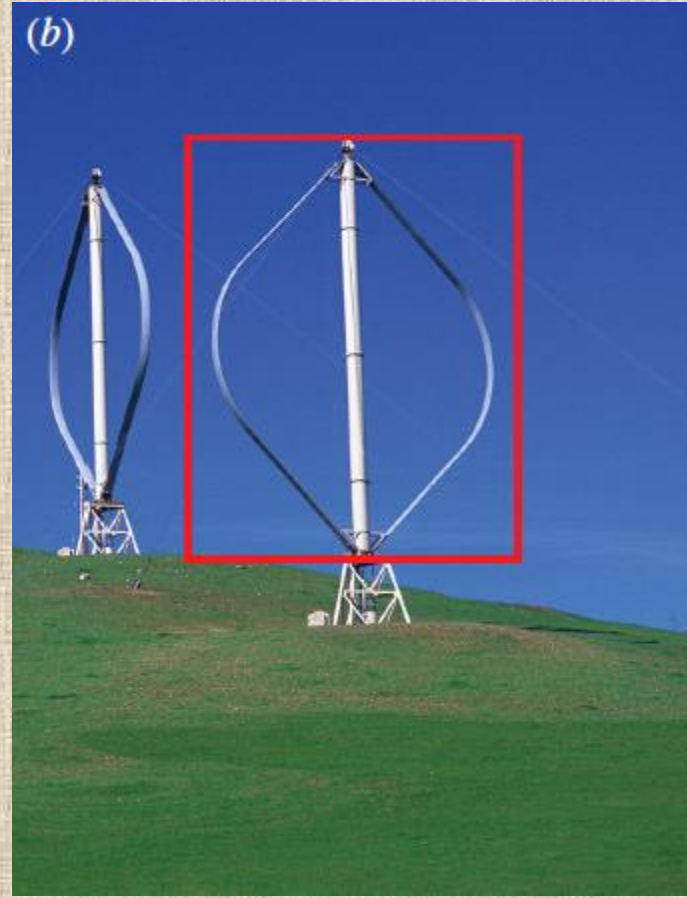
Devreye Girme Hızı (Minimum Hız veya faydalı Hız): Faydalı gücün üretilebildiği minimum rüzgâr hızıdır.

Nominal Hız (Tasarım veya En İyi Verim Noktası Hızı): Enerji dönüşüm verimliliğinin yüksek olduğu çalışma noktasına karşı gelen maksimum (nominal) gücün elde edildiği hızdır.

Devreden Çıkma Hızı (Maksimum Hız) : Rüzgâr türbininin güç üretmek üzere tasarlandığı maksimum rüzgâr hızıdır. Bu hızdan daha büyük rüzgâr hızlarında, türbin kanatları güvenlik sorunlarından dolayı ve hasardan kaçınmak için fren mekanizmasıyla durdurulur. Kesik kırmızı çizgili kısa bölüm maksimum hız sınırlaması olmaması halinde *üretilecek* olan gücü gösterir.



Devreye girme hızı, nominal hız ve devreden çıkma hızı tanımlamalarını belirten tipik niteliksel rüzgâr türbini güç performans eğrisi.



Bir rüzgâr türbininin disk (rotor) alanı burada kırmızı içinde işaretlendiği gibi üzerine yaklaşmakta olan rüzgâr tarafından görülen türbinin ön bakış alanı veya süpürme alanı olarak ifade edilir. Disk alanı (a) yatay eksenli rüzgâr türbini (YERT) için dairesel kesitli, (b) düşey eksenli rüzgâr türbini (DERT) için dikdörtgen kesitlidir.

$$\dot{W}_{\text{kullanılabilir}} = \frac{d(\frac{1}{2}mV^2)}{dt} = \frac{1}{2}V^2 \frac{dm}{dt} = \frac{1}{2}V^2 \dot{m} = \frac{1}{2}V^2 \rho VA = \frac{1}{2} \rho V^3 A$$

**Kullanılabilir
Rüzgâr Gücü**

Disk Alanı A: Türbin kanatları dönerken kanatlar tarafından süpürülen rüzgâr yönüne dik alan olarak ifade edilir.

$$\frac{\dot{W}_{\text{kullanılabilir}}}{A} = \frac{1}{2} \rho V^3$$

**Rüzgâr Güç
Yoğunluğu**

- Rüzgâr güç yoğunluğu doğrudan hava yoğunluğu ile orantılıdır (soğuk hava aynı hızda esen sıcak havadan daha büyük bir rüzgâr güç yoğunluğuna sahiptir).
- Rüzgâr güç yoğunluğu rüzgâr hızının küpü ile orantılıdır (rüzgâr hızı iki katına çıkınca rüzgâr güç yoğunluğu sekiz katına çıkar). Bu rüzgâr çiftliklerinin neden rüzgâr hızının yüksek olduğu yerlerde konuşlandığını açıklar.

Ortalama rüzgâr güç yoğunluğu:

$$\overline{\frac{\dot{W}_{\text{kullanılabilir}}}{A}} = \frac{1}{2} \rho_{\text{ort}} V^3 K_e$$

< 100 W/m², fakir
 ≈ 400 W/m², iyi
 > 700 W/m², çok iyi

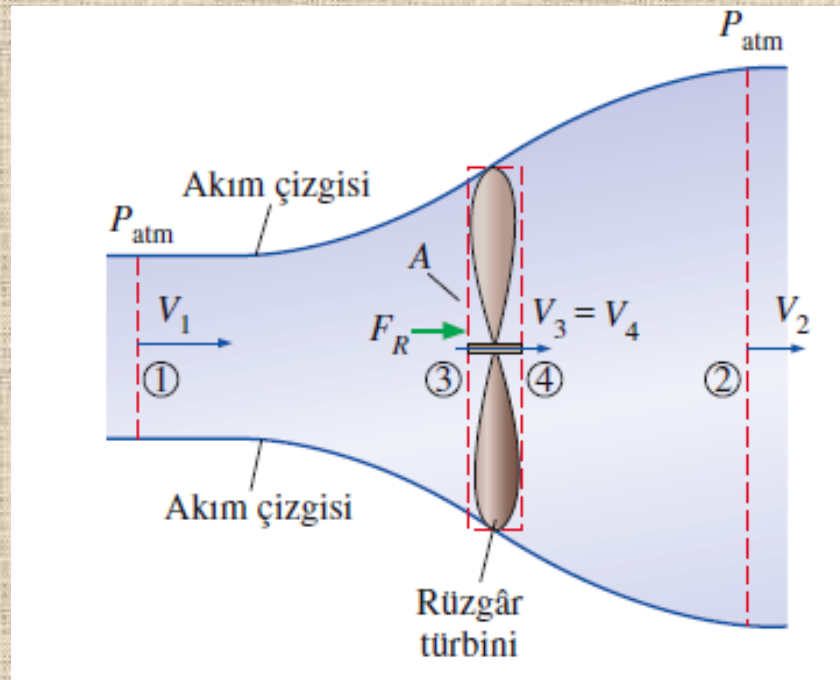
$$K_e = \frac{1}{NV^3} \sum_{i=1}^N V_i^3$$

**Enerji Düzeltme
Faktörü**

Aerodinamik Verim: Türbin kanatları tarafından çekilen gücün kullanılabilir rüzgâr gücüne oranı türbinin aerodinamik verimi olarak tanımlanabilmekle birlikte, bu verim genel olarak uygulamada **güç katsayısı** olarak adlandırılır ve C_p ile gösterilir.

Güç katsayısı:

$$C_p = \frac{\dot{W}_{\text{mil çıkış gücü}}}{\dot{W}_{\text{kullanılabilir}}} = \frac{\dot{W}_{\text{mil çıkış gücü}}}{\frac{1}{2} \rho V^3 A}$$



$$\sum \vec{F} = \sum_{\text{çıkış}} \beta \dot{m} \vec{V} - \sum_{\text{giriş}} \beta \dot{m} \vec{V}$$

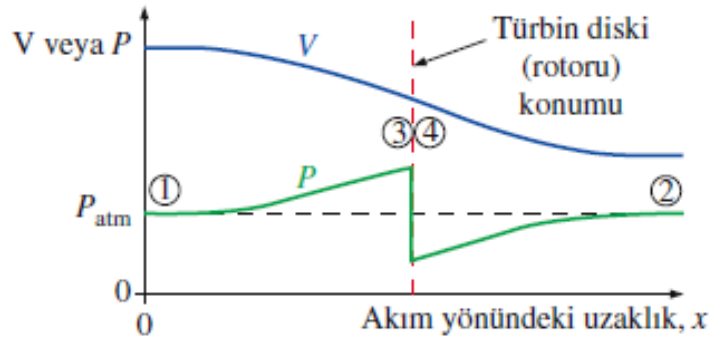
$$F_R = \dot{m} V_2 - \dot{m} V_1 = \dot{m} (V_2 - V_1)$$

$$F_R + P_3 A - P_4 A = 0 \rightarrow F_R = (P_4 - P_3) A$$

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_3}{\rho g} + \frac{V_3^2}{2g} + z_3$$

$$\frac{P_4}{\rho g} + \frac{V_4^2}{2g} + z_4 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2$$

Eksenel simetrik genişleyen bir akım borusu tarafından sınırlanmış, ideal rüzgâr türbini performans analizi için seçilen büyük ve küçük kontrol hacimleri.



Bir rüzgâr türbini boyunca hava akımı yönündeki ortalama hız ve basınç dağılımlarının niteliksel çizimi.

Gün 1, Ders 1

$y(x)$ 'in maksimum veya minimumunu bulmak için, $dy/dx = 0$ türevini alınız ve x için çözünüz.

$$\frac{V_1^2 - V_2^2}{2} = \frac{P_3 - P_4}{\rho}$$

$$V_3 = \frac{V_1 + V_2}{2}$$

İdeal bir rüzgâr türbinini geçen havanın ortalama hızı, türbinin uzak yukarıakım hızı ile uzak aşağıakım hızlarının aritmetik ortalaması olarak ifade edilebilir.

$$a = \frac{V_1 - V_3}{V_1}$$

$$V_3 = V_1(1 - a)$$

$$\dot{m} = \rho A V_3 = \rho A V_1(1 - a)$$

$$V_2 = V_1(1 - 2a)$$

$$\dot{W}_{\text{ideal}} = \dot{m} \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} = \rho A V_1(1 - a) \frac{V_1^2 - V_1^2(1 - 2a)^2}{2} = 2\rho A V_1^3 a(1 - a)^2$$

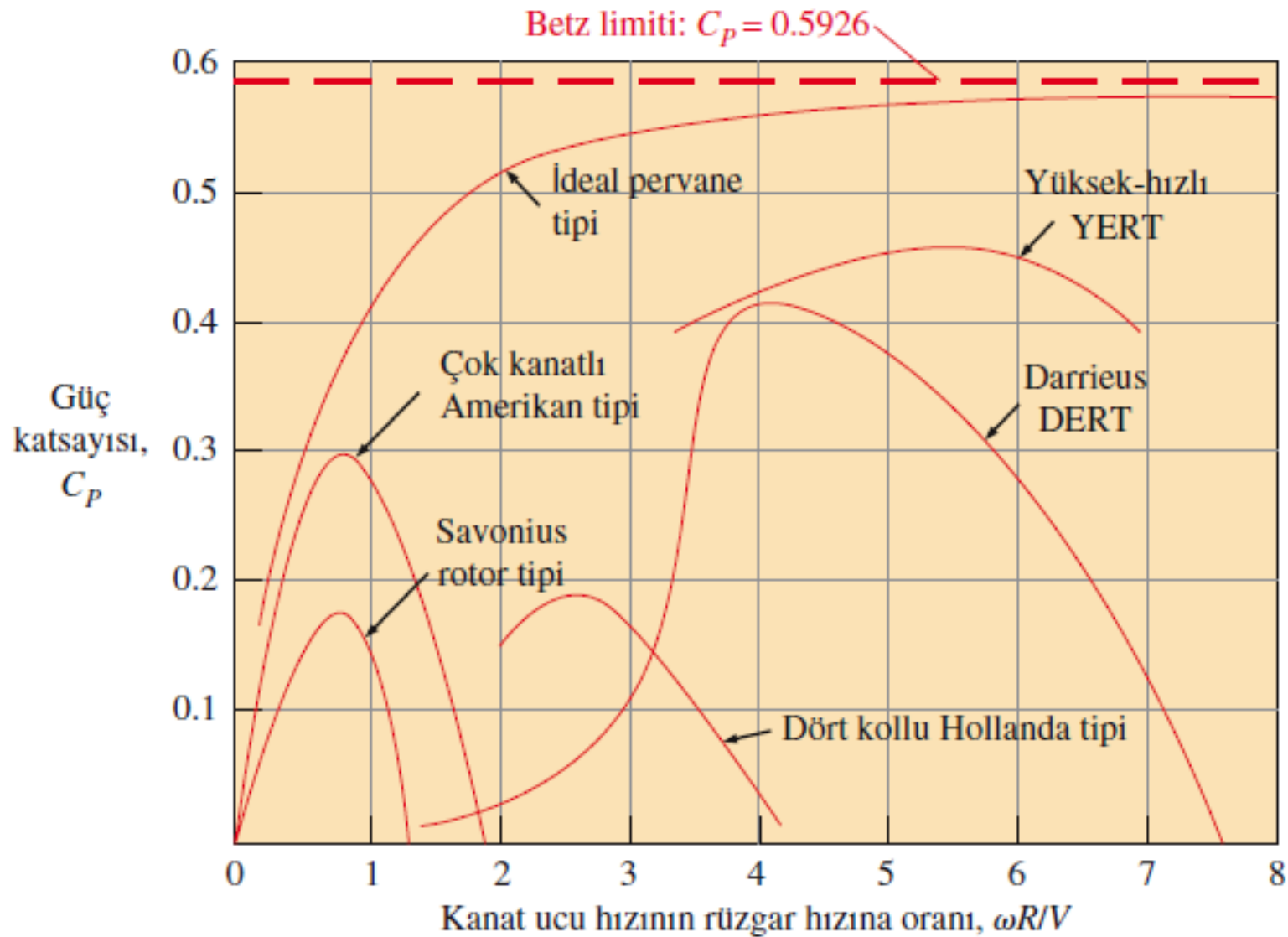
$$C_P = \frac{\dot{W}_{\text{mil çıkış gücü}}}{\frac{1}{2} \rho V_1^3 A} = \frac{\dot{W}_{\text{ideal}}}{\frac{1}{2} \rho V_1^3 A} = \frac{2 \rho A V_1^3 a(1 - a)^2}{\frac{1}{2} \rho V_1^3 A} = 4a(1 - a)^2$$

$$dC_P/da = 0$$

$$a = 1/3$$

$$C_{P, \text{maks}} = 4 \frac{1}{3} \left(1 - \frac{1}{3}\right)^2 = \frac{16}{27} \cong 0.5926$$

Betz Limiti



Türbin kanat ucu hızının rüzgâr hızına oranının (uç-hız oranının) bir fonksiyonu olarak, çeşitli rüzgâr türbini tiplerinin performansı (güç katsayısı). Şu ana kadar, yatay eksenli rüzgâr türbinlerinden (YERT) daha iyi performansa sahip bir tasarıma ulaşılamamıştır.

ÖRNEK 14-14 Bir Rüzgâr Türbini Tarafından Üretilen Güç

Bir okul masraflarından tasarruf etmek için, oldukça rüzgârlı bir tepenin üstünde bir yatay eksenli rüzgâr türbini (YERT) kullanarak ihtiyacı olan elektrğin bir kısmını üretmeyi planlamaktadır. Şekil 14-111'deki verilere dayanarak aşırıya kaçmayan bir tahminle 0.4'lük bir güç katsayısına ulaşılması hedeflenmektedir. Dişli kutusu ve jeneratörün birlikte verimlilikleri ise 0.85 olarak tahmin edilmektedir. Rüzgâr türbininin disk çapı 12.5 m olursa, rüzgâr 10 m/s ile estiği zaman elektrik güç üretimini tahmini olarak hesaplayınız.

ÇÖZÜM Bir rüzgâr türbini tarafından üretilecek güçü hesaplayacağız.

Kabuller 1 Güç katsayısı 0.4 ve dişli kutusu-jeneratör çiftinin birlikte verimi 0.85'tir. 2 Hava sıcaklığı 20 °C'dir.

Özellikler 20 °C'de havanın yoğunluğu 1.204 kg/m³'dür.

Analiz Güç katsayısı ifadesinden,

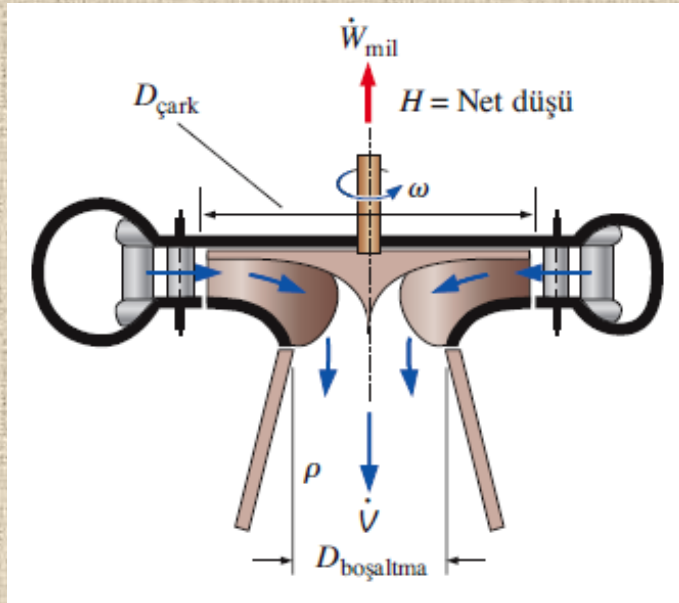
$$\dot{W}_{\text{rotor mil çıkışı}} = C_P \frac{1}{2} \rho V^3 A = C_P \frac{1}{2} \rho V^3 (\pi D^2/4)$$

Fakat üretilen gerçek elektrik gücü, dişli kutusu ve jeneratör verimsizliklerinden dolayı bu değerden daha küçüktür:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{elektrik çıkışı}} &= \eta_{\text{dişli kutusu/jeneratör}} \frac{C_P \pi \rho V^3 D^2}{8} \\ &= (0.85) \frac{(0.40) \pi \left(1.204 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(10.0 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^3 (12.5 \text{ m})^2}{8} \left(\frac{\text{N}}{\text{kg} \cdot \text{m/s}^2}\right) \left(\frac{\text{W}}{\text{N} \cdot \text{m/s}}\right) \\ &= 25118 \text{ W} \cong 25 \text{ kW} \end{aligned}$$

İrdeleme: Verilen bilgi ve yaklaşımlara dayanarak bu sonuçtan daha iyi herhangi bir beklentimiz olmadığından, sonucu iki anlamlı rakamla veriyoruz. Bu sonucun ne kadar bir elektrik gücü olduğu konusunda size bir bilgi vermesi bakımından, tipik bir saç kurutma makinasının yaklaşık 1500 W elektrik çektiğini düşününüz. Bu yüzden üretilen elektrik gücünün aynı anda 16 adet saç kurutma makinasından daha fazlasını çalıştırmak için yeterli bir güç olduğunu söyleyebiliriz. Okul rüzgâr türbini kullandığında elektrik şirketinden satın aldığı elektrik miktarındaki azalmayı düşünerek, rüzgâr türbininin ilk yatırım masrafını karşılama (geri ödeme veya amorti) süresinin ne olacağını hesaplamak için bir maliyet analizi yapmaya ihtiyaç duyacaktır.

14-5 ■ TÜRBİN ÖLÇEKLENDİRME YASALARI



Bir türbinin boyut analizinde kullanılan temel değişkenler. Karakteristik türbin çapı D tipik olarak ya çark çapı $D_{\text{çark}}$ ya da boşaltma (çıkış) çapı $D_{\text{boşaltma}}$ veya $D_{\text{çıkış}}$ 'tır.

Boyutsuz türbin parametreleri:

$$C_H = \text{Yük katsayısı} = \frac{gH}{\omega^2 D^2}$$

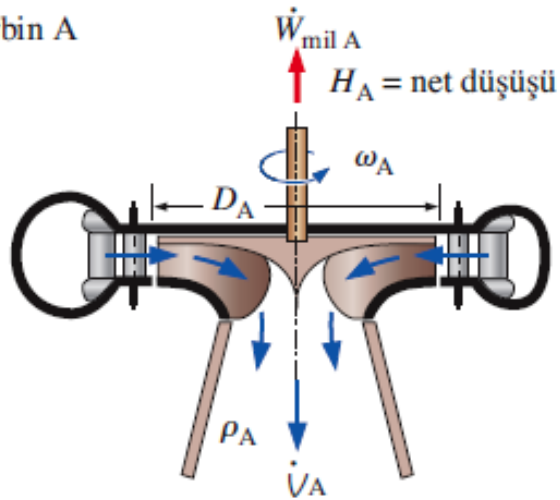
$$C_Q = \text{Debi katsayısı} = \frac{\dot{V}}{\omega D^3}$$

$$C_P = \text{Güç katsayısı} = \frac{\dot{W}_{\text{mil}}}{\rho \omega^3 D^5}$$

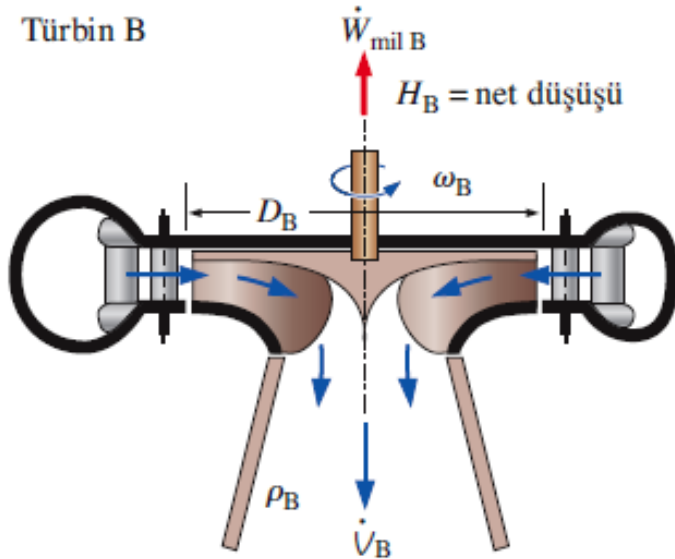
$$\eta_{\text{türbin}} = \text{Türbin verimi} = \frac{\dot{W}_{\text{mil}}}{\rho g H \dot{V}}$$

$$\eta_{\text{türbin}} = \frac{C_P}{C_Q C_H} = \text{fonksiyon}(C_P)$$

Türbin A



Türbin B



Türbinler için Moody verim düzeltme denklemi

$$\eta_{\text{türbin, prototip}} \cong 1 - (1 - \eta_{\text{türbin, model}}) \left(\frac{D_{\text{model}}}{D_{\text{prototip}}} \right)^{1/5}$$

Pratikte hidrolik türbin mühendisleri genellikle, modele göre prototip verimindeki gerçek artışın bu denklemle verilen artışın yaklaşık olarak üçte ikisi olacağı ön görülür.

Boyut analizi geometrik olarak benzer iki türbinin ölçeklendirilmesinde faydalıdır. Eğer A türbininin tüm boyutsuz türbin parametreleri B türbininkilere eşit ise iki türbin dinamik olarak benzerdir.

Bir hidroelektrik güç santrali (HES) için Francis türbini tasarlanacaktır. En baştan başlamak yerine mühendisler mükemmel bir performans geçmişi bulunan daha önceden tasarlanmış bir türbini geometrik olarak büyültmeye karar veriyorlar. Mevcut türbin (A türbini) $D_A = 2.05$ m çapında ve $\dot{n}_A = 120$ devir/dakika ($\omega_A = 12.57$ rad/s) hızla dönmektedir. En iyi verim noktasında bu türbin $\dot{V}_A = 350$ m³/s, $H_A = 75.0$ m-su ve $W_{\text{mil}, A} = 242$ MW değerlerine sahiptir. Yeni türbin (B türbini) ise daha büyük bir tesis için düşünülmektedir. Buna ait jeneratör de aynı hızda dönecek (120 devir/dakika), ancak net düşüşü daha yüksek ($H_B = 104$ m) olacaktır. Yeni türbinin en verimli şekilde çalışmasını sağlayacak çapını ve $\dot{V}_B$, $W_{\text{mil}, B}$ ve $\eta_{\text{türbin}, B}$ değerlerini hesaplayınız.

ÇÖZÜM Mevcut bir hidrolik türbini ölçekle büyüterek yeni bir hidrolik türbin tasarımı yapılacaktır. Bunun için yeni türbinin çapını, hacimsel debisini ve mil gücünü hesaplayacağız.

Kabuller 1 Yeni türbin geometrik olarak mevcut türbine benzer olacaktır. 2 Reynolds sayısı etkileri ve pürüzlülük etkileri ihmal edilmektedir. 3 Yeni türbine olan akış girişinin (hız profili, türbülans yoğunluğu vb.) mevcut türbine olan akış girişine benzeyecek şekilde olması için yeni cebri boru da mevcut olana geometrik olarak benzer olacaktır.

Özellikler Suyun 20 °C'deki yoğunluğu $\rho = 998.0$ kg/m³'tür.

Analiz Yeni türbin (B), dinamik olarak mevcut olana (A) benzediğinden, her iki türbinin sadece belirli bir türdeş çalışma noktasıyla, yani en iyi verim noktasıyla ilgileniyoruz. Denklem 14-38b'den D_B yi çözelim:

$$D_B = D_A \sqrt{\frac{H_B}{H_A} \frac{\dot{n}_A}{\dot{n}_B}} = (2.05 \text{ m}) \sqrt{\frac{104 \text{ m}}{75.0 \text{ m}} \frac{120 \text{ dev/dak}}{120 \text{ dev/dak}}} = 2.41 \text{ m}$$

Ardından Denklem 14-38a'dan $\dot{V}_B$,

$$\dot{V}_B = \dot{V}_A \left(\frac{\dot{n}_B}{\dot{n}_A} \right) \left(\frac{D_B}{D_A} \right)^3 = (350 \text{ m}^3/\text{s}) \left(\frac{120 \text{ dev/dak}}{120 \text{ dev/dak}} \right) \left(\frac{2.41 \text{ m}}{2.05 \text{ m}} \right)^3 = 572 \text{ m}^3/\text{s}$$

olarak bulunur. Son olarak Denklem 14-38c'den $\dot{W}_{mil, B}$,

$$\begin{aligned}\dot{W}_{mil, B} &= \dot{W}_{mil, B} \left(\frac{\rho_B}{\rho_A} \right) \left(\frac{\dot{n}_B}{\dot{n}_A} \right)^3 \left(\frac{D_B}{D_A} \right)^5 \\ &= (242 \text{ MW}) \left(\frac{998.0 \text{ kg/m}^3}{998.0 \text{ kg/m}^3} \right) \left(\frac{120 \text{ dev/dak}}{120 \text{ dev/dak}} \right)^3 \left(\frac{2.41 \text{ m}}{2.05 \text{ m}} \right)^5 = \mathbf{548 \text{ MW}}\end{aligned}$$

elde edilir.

Kontrol amaçlı bu iki çalışma noktasının gerçekten de türdeş ve her iki türbinin de veriminin 0.942 olduğunu göstermek amacıyla, iki türbine ait Denklem 14-61'deki boyutsuz türbin parametrelerini hesaplayalım (Şekil 14-114). Ancak, daha önce de ifade edildiği gibi ölçek etkilerinden dolayı iki türbin arasındaki toplam dinamik benzerlik sağlanamayabilir (büyük türbinler genellikle daha yüksek verimlidir). Yeni türbinin çapı mevcut türbinin çapından %18 civarında daha büyüktür ve bu yüzden türbin boyutuna bağlı verim artışı önemli olmayabilir. Bunu, A türbinini "model" B türbinini ise "prototip" olarak göz önüne almak suretiyle, Moody verim düzeltme denklemini (Denklem 14-63) kullanarak doğrulayabiliriz:

Verim düzeltmesi:

$$\eta_{t\text{ürbin, B}} \cong 1 - (1 - \eta_{t\text{ürbin, A}}) \left(\frac{D_A}{D_B} \right)^{1/5} = 1 - (1 - 0.942) \left(\frac{2.05 \text{ m}}{2.41 \text{ m}} \right)^{1/5} = \mathbf{0.944}$$

veya %94.4. Gerçekten de birinci mertebeden bir düzeltme, büyük türbin için hesaplanan verim değerini, küçük türbininkinden yalnızca %1'in bir bölümü kadar daha büyük vermiştir.

İrdeleme Eğer yeni türbine cebri borudan giren akış mevcut olaninkine benzemiyor olsaydı (örneğin hız profili ve türbülans yoğunluğu) tam bir dinamik benzerlik bekleyemezdik.

$$C_{H, A} = C_{H, B} = \frac{gH}{\omega^2 D^2} = 1.11$$

$$C_{Q, A} = C_{Q, B} = \frac{\dot{V}}{\omega D^3} = 3.23$$

$$C_{P, A} = C_{P, B} = \frac{\dot{W}_{mil}}{\rho \omega^3 D^5} = 3.38$$

$$\eta_{t\text{ürbin, A}} = \eta_{t\text{ürbin, B}} = \frac{\dot{W}_{mil}}{\rho g H \dot{V}} = \%94.2$$

ŞEKİL 14-114

Örnek 14-15'te verilen her iki türbinin boyutsuz türbin parametreleri. İki türbin de türdeş noktalarda çalıştığından boyutsuz parametreleri eşleşmelidir.

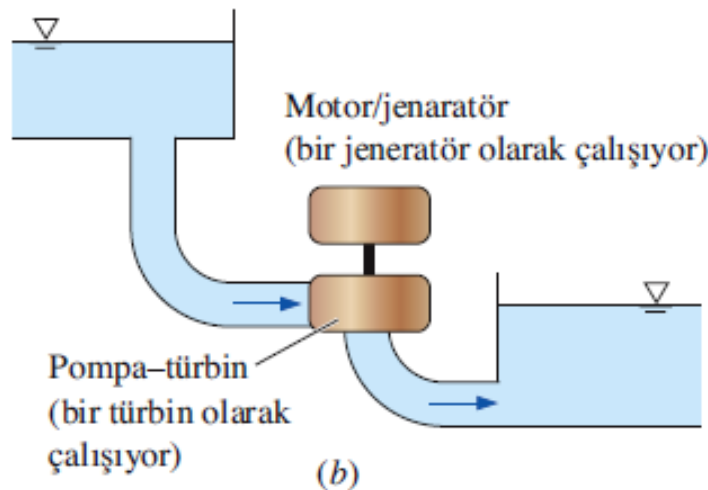
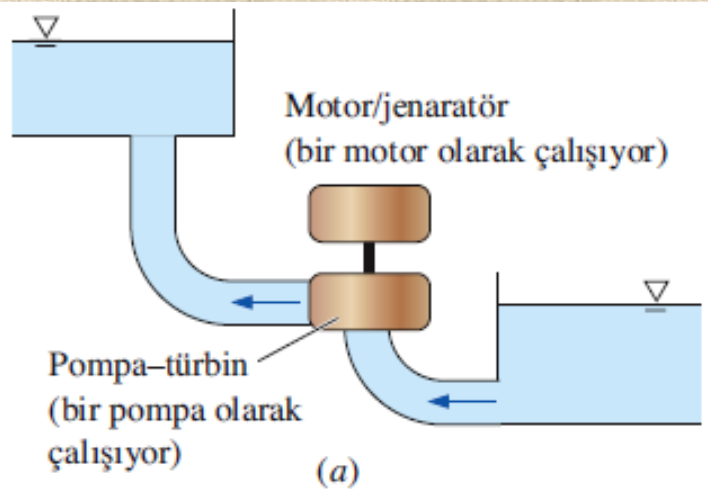
Türbin Özgöl Hızı

Türbin özgöl hızı:

$$N_{St} = \frac{C_P^{1/2}}{C_H^{5/4}} = \frac{(\dot{W}_{mil} / \rho \omega^3 D^5)^{1/2}}{(gH / \omega^2 D^2)^{5/4}} = \frac{\omega (\dot{W}_{mil})^{1/2}}{\rho^{1/2} (gH)^{5/4}}$$

N_{St} ve N_{Sp} arasındaki ilişki:

$$N_{St} = N_{Sp} \sqrt{\eta_{türbin}}$$



Bir pompa-türbin bazı güç santrallerinde enerji depolamak için kullanılır: (a) Düşük güç talebi olan periyotlarda su pompa-türbin ile pompalanır (b) yüksek güç talebi olan periyotlarda ise (bu sudan) pompa-türbin ile elektrik üretilir.



Blairstown, NJ'de bulunan Yards Creek'teki pompalı depolama istasyonunda kullanılan bir pompa-türbin'e ait çark. Çark üzerinde 5.27 m dış çapında yedi çark kanadı vardır. Türbin 240 devir/dakika hızla dönmekte ve 221 m'lik bir net düşüden gelen 56.6 m³/s hacimsel debide 112 MW güç üretmektedir.

Aynı debi ve dönme sayısında pompa-türbinin özgül hız ilişkisi:

$$N_{St} = N_{Sp} \sqrt{\eta_{turbın}} \left(\frac{H_{pompa}}{H_{turbın}} \right)^{3/4} = N_{Sp} (\eta_{turbın})^{5/4} (\eta_{pompa})^{3/4} \left(\frac{\dot{W}_{mil\ pompa}}{\dot{W}_{mil\ turbın}} \right)^{3/4}$$

Türbin özgül hızı, alışlagelen ABD birimleri:

$$N_{St, ABD} = \frac{(\dot{n}, \text{dev/dak}) (W_{mil\ BG})^{1/2}}{(H, \text{ft})^{5/4}}$$

Dönüşüm oranları

$$\frac{N_{St}}{N_{St, ABD}} = 0.02301$$

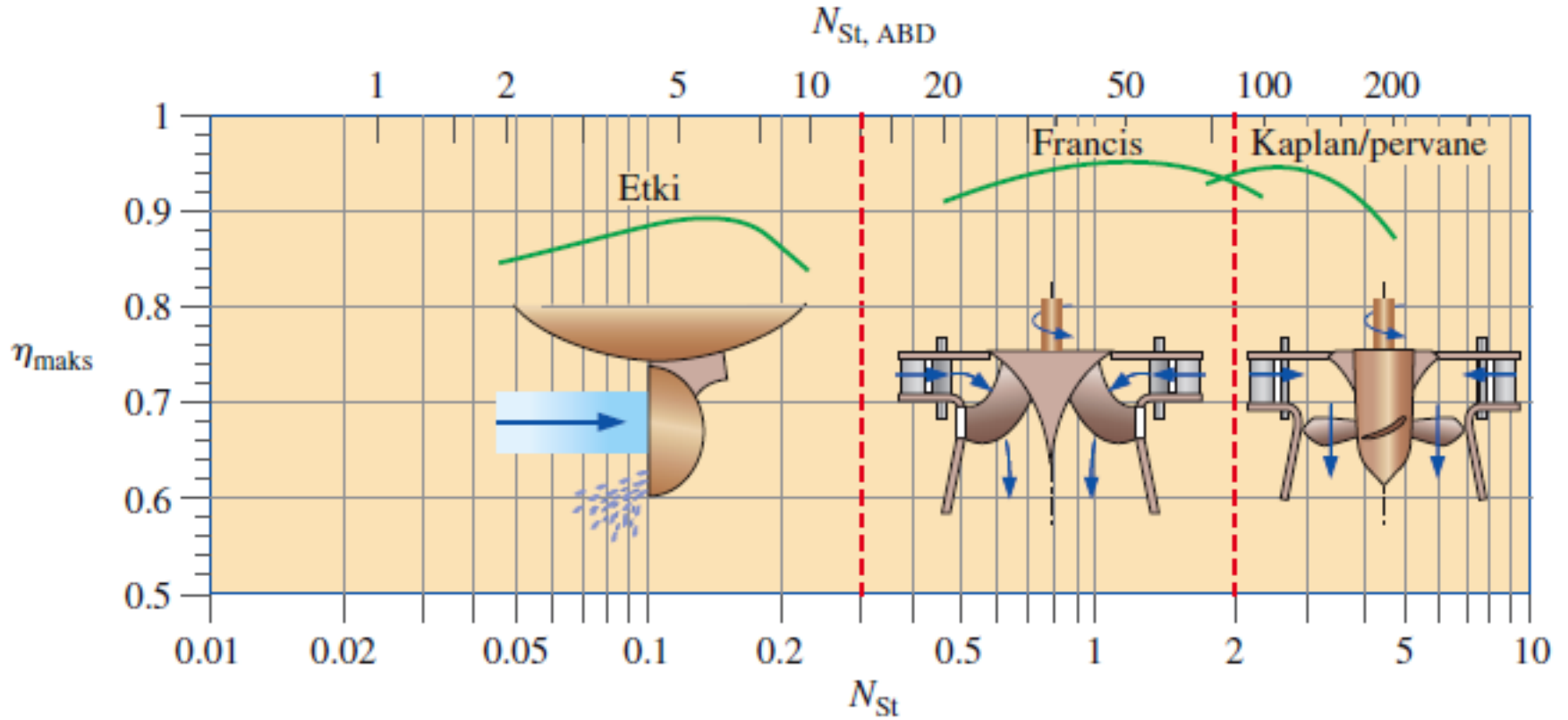
$$\frac{N_{St, ABD}}{N_{St}} = 43.46$$

Türbin özgül hızının boyutsuz ve alışlagelen boyutlu ABD tanımlamaları arasındaki dönüşümler. Sayısal değerler dört anlamlı basamağa göre verilmiştir. Dönüştürmelerde yeryüzündeki yer çekimi ivmesi ve aracı akışkan olarak da su kabul edilmiştir.

$$N_{St, SI} = \frac{(\dot{n}, \text{dev/dak}) (\dot{V}, \text{m}^3/\text{s})^{1/2}}{(H, \text{m})^{3/4}}$$

Debi (kapasite) esaslı tanımlanan özgül hız

Türbin özgül hızı, bir türbinin optimum şartlarında (en iyi verim noktası) çalışmasını tanımlamak için kullanılır ve türbin ön seçimi için faydalıdır.



Üç temel tip dinamik türbin için türbin özgül hızının fonksiyonu olarak maksimum verim. Yatay ölçek boyutsuz türbin özgül hızını (N_{St}) ve alışlagelen ABD birimlerindeki türbin özgül hızını ($N_{St, ABD}$) göstermektedir. Referans olması bakımından kanat tiplerinin çizimleri de verilmiştir.

ÖRNEK 14-16 Türbin Özgöl Hızı

Örnek 14-15'te verilen küçük (A) ve büyük (B) türbinler için türbin özgöl hızlarını hesaplayınız ve karşılaştırınız.

ÇÖZÜM Dinamik olarak benzer iki türbinin özgöl hızları karşılaştırılacaktır.

Özellikler Suyun 20 °C'deki yoğunluğu $\rho = 998.0 \text{ kg/m}^3$ 'tür.

Analiz A türbininin boyutsuz türbin özgöl hızını,

$$\begin{aligned} N_{St, A} &= \frac{\omega_A (\dot{W}_{mil A})^{1/2}}{\rho_A^{1/2} (gH_A)^{5/4}} \\ &= \frac{(12.57 \text{ rad/s})(242 \times 10^6 \text{ W})^{1/2}}{(998.0 \text{ kg/m}^3)^{1/2} [(9.81 \text{ m/s}^2)(75.0 \text{ m})]^{5/4}} \left(\frac{\text{kg} \cdot \text{m/s}^2}{\text{W} \cdot \text{s}} \right)^{1/2} = 1.615 \cong \mathbf{1.62} \end{aligned}$$

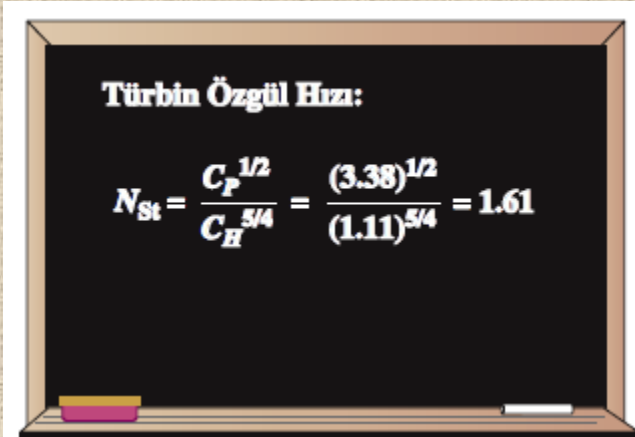
ve B türbininkini,

$$\begin{aligned} N_{St, B} &= \frac{\omega_B (\dot{W}_{mil B})^{1/2}}{\rho_B^{1/2} (gH_B)^{5/4}} \\ &= \frac{(12.57 \text{ rad/s})(548 \times 10^6 \text{ W})^{1/2}}{(998.0 \text{ kg/m}^3)^{1/2} [(9.81 \text{ m/s}^2)(104 \text{ m})]^{5/4}} \left(\frac{\text{kg} \cdot \text{m/s}^2}{\text{W} \cdot \text{s}} \right)^{1/2} = 1.615 \cong \mathbf{1.62} \end{aligned}$$

olarak hesaplarız. Bu sonuçlara göre, her iki türbinin de özgöl hızlarının aynı olduğunu görüyoruz, işlemimizi kontrol etmek üzere N_{St} 'yi Şekil 14-119'daki farklı yolla, özgöl hızın C_P ve C_H 'ye bağlı olarak verilen tanımından (Denklem 14-64) hesaplanırsa, sonucun aynı olduğu görülür (yuvarlama hataları dışında). Son olarak türbin özgöl hızını, Şekil 14-117'de verilen dönüşümleri kullanarak alışlagelen ABD birimlerinde hesaplayalım:

$$N_{St, ABD, A} = N_{St, ABD, B} = 43.46 N_{St} = (43.46)(1.615) = \mathbf{70.2}$$

İrdeleme A ve B türbinleri türdeş noktalarda çalıştığından, özgöl hızlarının aynı çıkması şaşırtıcı değildir. Aksine, aynı çıkmasalardı; kesin bir hesap ya da cebirsel işaret hatası söz konusu olurdu. Şekil 14-118'e göre, 1.6 değerindeki bir özgöl hız için gerçekten de uygun secenek bir Francis türbinidir.



ŞEKİL 14-119

Örnek 14-16 için türbin özgöl hızının boyutsuz parametreler C_P ve C_H 'yi kullanarak hesaplanması. (A ve B türbinine ait C_P ve C_H değerleri için Şekil 14-114'e bakınız.)

Özet

- **SINIFLANDIRMALAR VE TERMİNOLOJİ**
- **POMPALAR**
 - ✓ Pompa Performans Eğrileri ve Pompanın Borulama Sistemiyle Eşleştirilmesi
 - ✓ Pompa Kavitasyonu ve Emmedeki Net Pozitif Yük
 - ✓ Seri ve Paralel Bağlı Pompalar
 - ✓ Hacimsel (Pozitif Deplasmanlı) Pompalar
 - ✓ Dinamik Pompalar
 - ✓ Santrifüj Pompalar
 - ✓ Eksenel Pompalar
- **POMPA ÖLÇEKLENDİRME YASALARI**
 - ✓ Boyut Analizi
 - ✓ Pompa Özgül Hızı
 - ✓ Benzeşim Yasaları
- **TÜRBİNLER**
 - ✓ Hacimsel (Pozitif Deplasmanlı) Türbinler
 - ✓ Dinamik Türbinler
 - ✓ Etki (Aksiyon) Türbinleri
 - ✓ Tepki (Reaksiyon) Türbinleri
 - ✓ Gaz ve Buhar Türbinleri
 - ✓ Rüzgar Türbinleri
- **TÜRBİN ÖLÇEKLENDİRME YASALARI**
 - ✓ Boyutsuz Türbin Parametreleri
 - ✓ Türbin Özgül Hızı