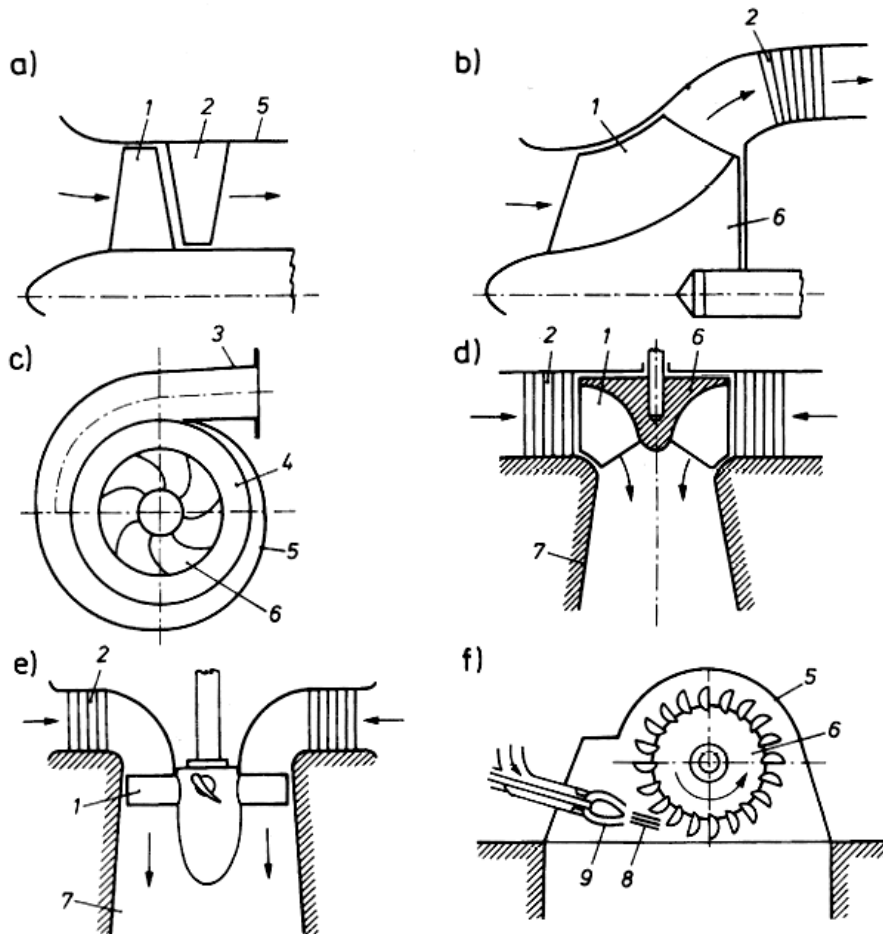
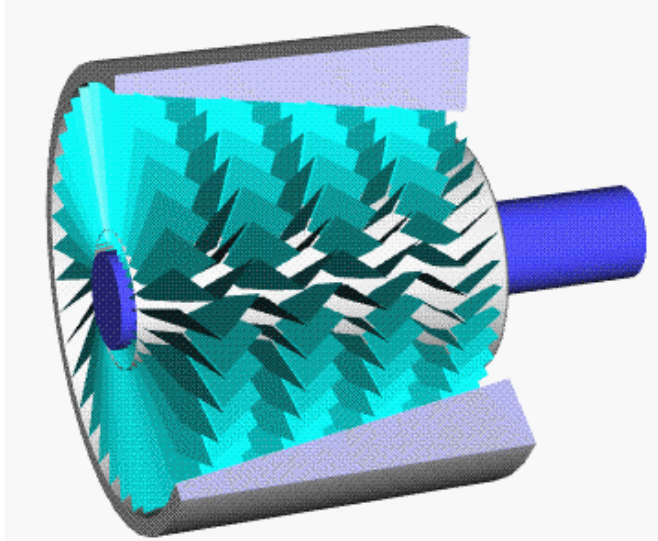


# J. Szantyr – Wykład 19 - Podstawy teorii wirnikowych maszyn przepływowych

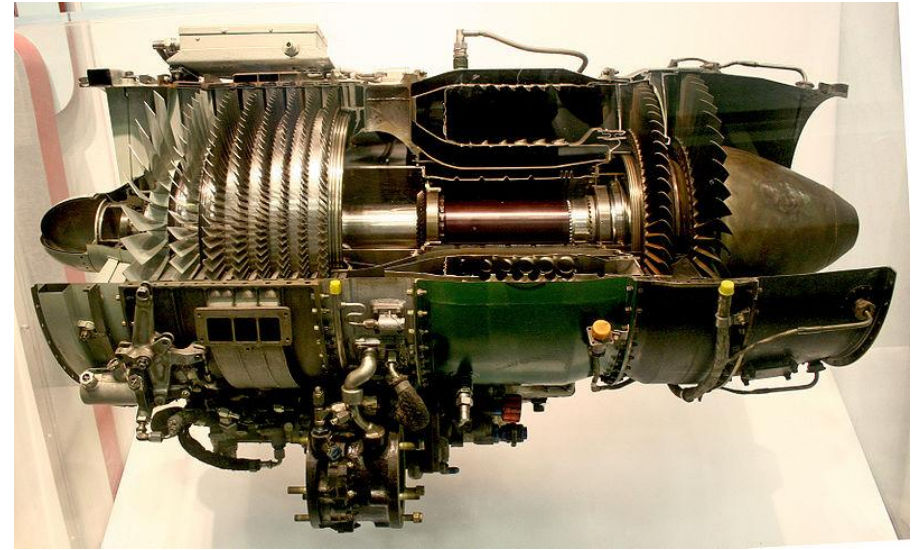


- a) Wentylator lub pompa osiowa
- b) Wentylator lub pompa diagonalna
- c) Sprężarka lub pompa odśrodkowa
- d) Turbina wodna promieniowo-osiowa (turbina Francisa)
- e) Turbina wodna osiowa (turbina Kaplana)
- f) Turbina wodna natryskowa (turbina Peltona)

## Sprężarka osiowa wielostopniowa



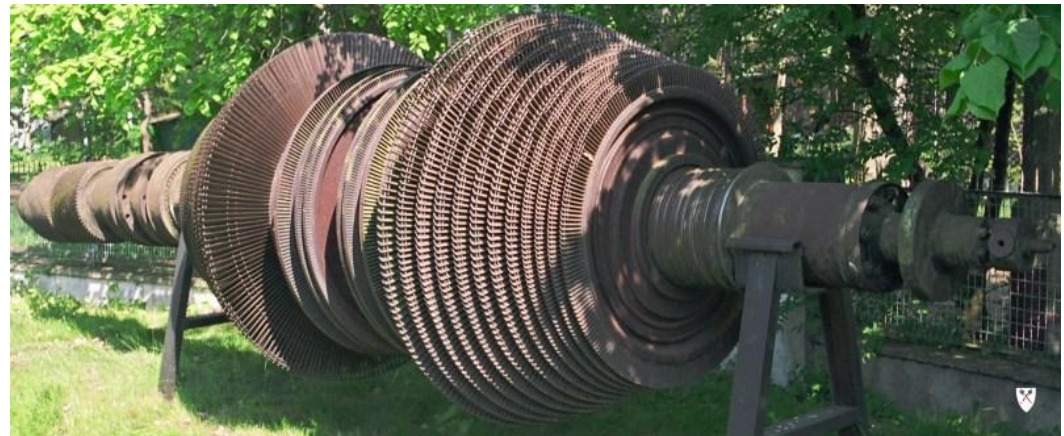
## Sprężarka i turbina w silniku turboodrzutowym



## Wirnik turbiny wodnej Francisa



## Wirnik turbiny parowej



## Wirnik turbiny wodnej Banki



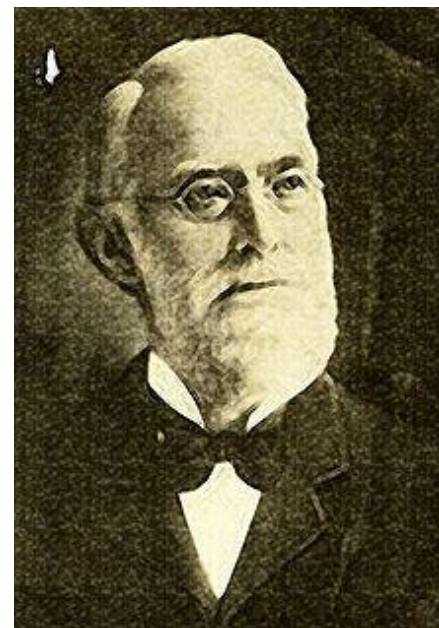
## Wirnik turbiny wodnej Peltona



## Wirnik pompy diagonalnej



Lester Pelton  
1829 - 1908



# Rodzaje maszyn wirnikowych w zależności od wyróżników szybkobieżności

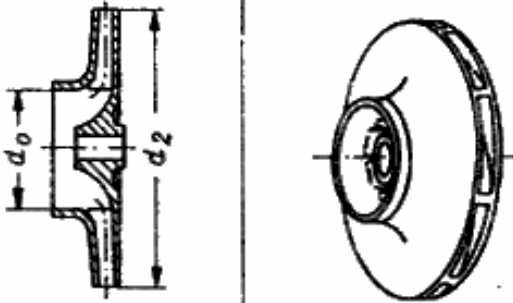
Kinematyczny wyróżnik szybkobieżności maszyny wirnikowej to prędkość obrotowa pompy geometrycznie podobnej o jednostkowej wysokości hydraulicznej i jednostkowej wydajności

$$n_{sQ} = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}$$

Bezwymiarowy wyróżnik szybkobieżności

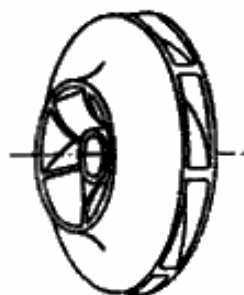
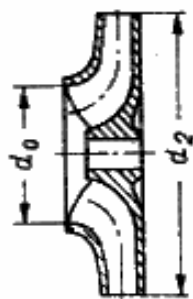
$$n_{sf} = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{(g \cdot H)^{3/4}}$$

Wyróżnik szybkobieżności jednoznacznie charakteryzuje typ wirnika maszyny. Wartość wyróżnika wzrasta ze wzrostem wydajności i prędkości obrotowej a maleje ze wzrostem wysokości hydraulicznej

$n_{sQ}$	10–30	<p><b>Wirnik odśrodkowy o pojedynczej krzywiznie łopatek</b></p> 
$n_{sf}$	30–90	
$d_2/d_0$	3,5–2	

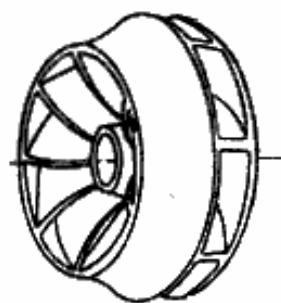
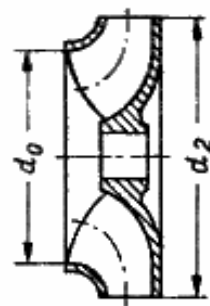
pompy odśrodkowe jedno- i wielostopniowe do dużych wysokości podnoszenia, np. wysokociśnieniowe zasilające

$n_{sQ}$	30-50	Wirnik odśrodkowy o przestrzennej krzywiznie łopatek
$n_{sf}$	90-150	
$d_2/d_0$	2-1,5	

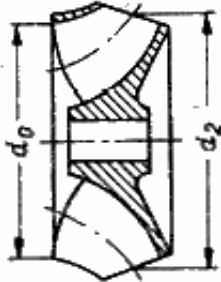
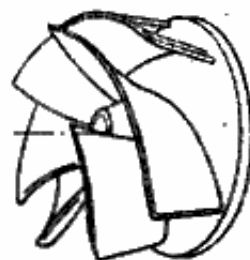


pompy odśrodkowe jednostopniowe z jedno- i obustronnym wlotem (wirniki dwustronne),  
pompy wielostopniowe na wyższe wysokości podnoszenia,  
maszyny odwracalne promieniowe

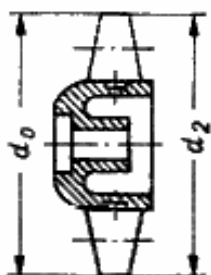

$n_{sQ}$	50-80	Wirnik helikoidalny zamknięty
$n_{sf}$	150-240	
$d_2/d_0$	1,5-1,3	



pompy helikoidalne jednostopniowe z jedno- i dwustronnym wlotem (wirniki dwustronne)  
na niewielkie wysokości podnoszenia i duże wydajności;  
maszyny odwracalne helikoidalne

$n_{sQ}$	80-150	<p>Wirnik helikoidalny lub diagonalny zamknięty, a przy wyższych wartościach wyróżnika szybkobieżności <math>n_{sQ}</math> otwarty</p>  
$n_{sf}$	240-450	
$d_2/d_0$	1,2-1,1	

pompy helikoidalne jw.,  
pompy diagonalne jedno- i kilkustopniowe  
przeważnie pionowe,  
maszyny odwracalne o łopatkach nastawial-  
nych (Deriaza)

$n_{sQ}$	135-320	<p>Wirnik śmigłowy</p>  
$n_{sf}$	405-960	
$d_2/d_0$	1	

pompy śmigłowe jednostopniowe (wyjątkowo  
dwu- lub trzystopniowe) przeważnie pio-  
nowe na bardzo duże wydajności i małe wy-  
sokości podnoszenia,  
(maszyny odwracalne śmigłowe (Kaplana))

Celem teorii przepływu przez wirnikowe maszyny przepływowe jest dostarczenie wzorów do obliczania zmian ciśnienia podczas przepływu przez maszynę oraz mocy towarzyszącej temu procesowi. Teoria dostarcza też wskazówek do projektowania układu łopatkowego optymalnego z punktu widzenia sprawności maszyny. **Jednowymiarowa** teoria rozpatruje uproszczony model ustalonego przepływu płynu nieściśliwego przez wirnik o bardzo dużej liczbie nieskończenie cienkich łopatek. Rozpatruje się przepływ osiowo-symetryczny o polu prędkości opisanym zależnością:

$$\vec{v} = \vec{w} + \vec{\Omega} \times \vec{r} = \vec{w} + \vec{u}$$

gdzie:

- $\vec{v}$  - prędkość bezwzględna
- $\vec{w}$  - prędkość względna
- $\vec{u}$  - prędkość unoszenia
- $\vec{\Omega}$  - prędkość kątowa wirnika maszyny

Moc maszyny hydraulicznej może być wyznaczona na podstawie energii dostarczonej (w pompie) lub odebranej (w turbinie) jednostce ciężaru przepływającej cieczy:

$$N = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$$

gdzie:

$\rho$  -gęstość cieczy,

$g$  -przyspieszenie grawitacyjne,

$Q$  -objętościowe natężenie przepływu,

$H$  -wysokość hydrauliczna.

Moc ta jest równa mocy na wale wirnika:  $N = M \cdot \Omega$

gdzie  $M$  jest momentem obrotowym

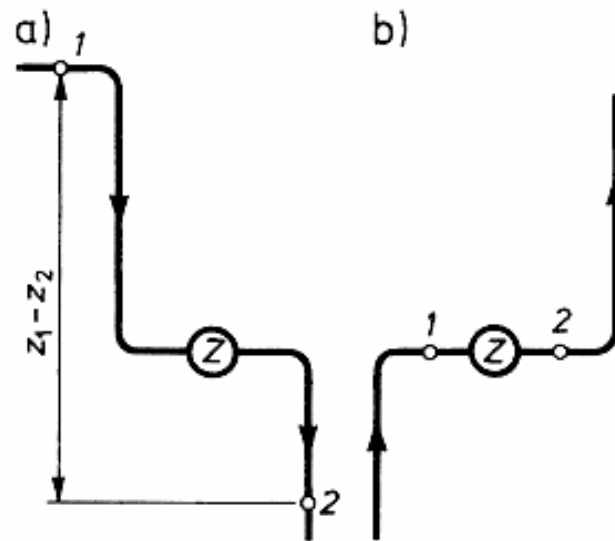


Wysokość hydrauliczna  $H$  może być powiązana z parametrami przepływu przy pomocy równania Bernoulliego:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + H + h_{str}$$

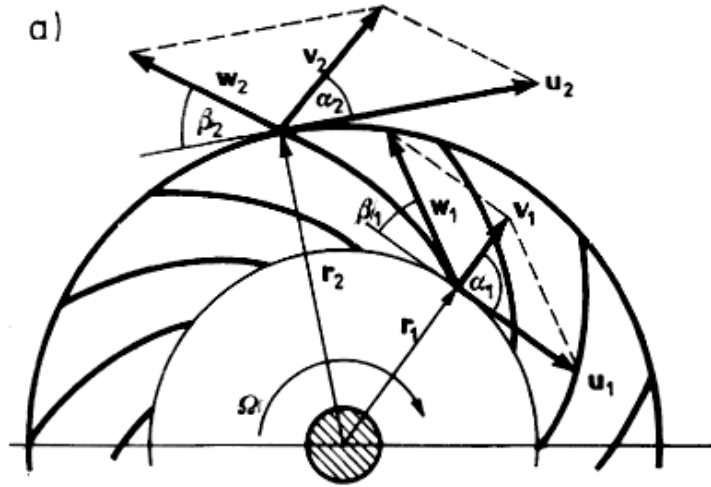
co prowadzi do zależności:

$$H = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + z_1 - z_2 - h_{str}$$

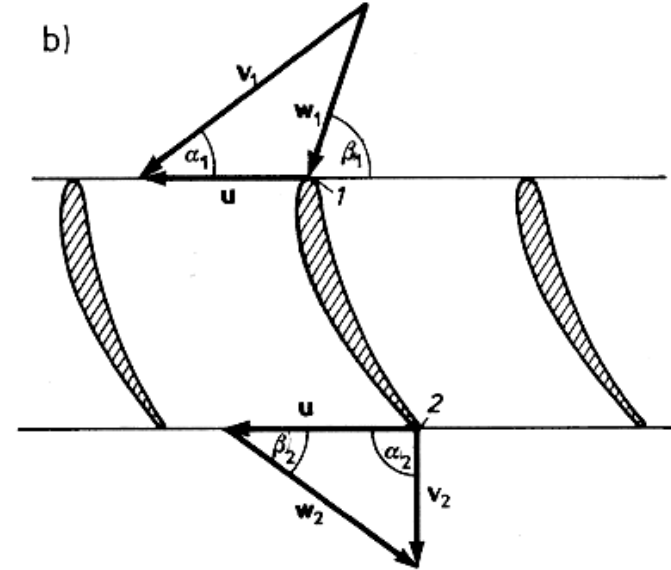


gdzie indeks  $1$  oznacza przekrój przed maszyną, a  $2$  - przekrój za maszyną. W przypadku pompy w powyższej zależności dominuje człon ciśnieniowy, a w przypadku turbiny - człon niwelacyjny. Człon opisujący straty w maszynie zmniejsza wysokość hydrauliczną dla turbiny (czyli moc turbiny rzeczywistej jest mniejsza niż turbiny idealnej), a zwiększa ją dla pompy (czyli pompa rzeczywista wymaga większej mocy niż pompa idealna).

# Wzór Eulera dla maszyn hydraulicznych



Wirnik promieniowy



Wirnik osiowy

$v$  – prędkość bezwzględna,  $u$  – prędkość unoszenia,  $w$  – prędkość względna, 1 – przekrój wlotowy, 2 – przekrój wylotowy

Ciecz podczas przepływu przez wirnik doznaje zmiany momentu pędu (czyli zmiany **krętu**). Opisuje to równanie zachowania krętu:

$$\frac{D}{Dt} \int_V (\vec{r} \times \rho \vec{v}) dV = \int_V (\vec{r} \times \vec{F}) \rho dV + \int_S (\vec{r} \times \vec{\tau}_n) dS$$

zmiana krętu = moment sił masowych + moment sił powierzchniowych

Uwzględniając rozkłady prędkości w przekroju wlotowym 1 oraz wylotowym 2, a także biorąc pod uwagę stacjonarność przepływu i nieściśliwość cieczy, lewą stronę równania można przekształcić do postaci:

$$\frac{D}{Dt} \int_V (\vec{r} \times \rho \vec{v}) dV = \int_V (\vec{r} \times \vec{v}) \rho dQ = \left[ (\vec{r} \times \vec{v}^\infty)_2 - (\vec{r} \times \vec{v}^\infty)_1 \right] \rho Q$$

Pole sił masowych grawitacyjnych i pole odśrodkowych sił bezwładności mają taką strukturę, że ich moment względem osi wirnika jest równy zero przy dowolnej orientacji przestrzennej wirnika, czyli:

$$\int_V (\vec{r} \times \vec{F}) \rho dV = 0$$

Z kolei siły powierzchniowe reprezentują moment obrotowy:

$$\int_S (\vec{r} \times \vec{\tau}_n) dS = -\vec{M}^\infty$$

Otrzymujemy więc:  $\vec{M}^\infty = \rho Q \left[ \left( \vec{r} \times \vec{v}^\infty \right)_1 - \left( \vec{r} \times \vec{v}^\infty \right)_2 \right]$

Iloczyny wektorowe można przekształcić do postaci:

$$\vec{r} \times \vec{v}^\infty = rv^\infty \sin\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) = rv^\infty \cos \alpha = rv_u^\infty$$

Co prowadzi do:  $M^\infty = \rho Q (r_1 v_{1u} - r_2 v_{2u})$

Wykorzystując zależność:  $\rho g Q H^\infty = M^\infty \Omega$

Otrzymujemy ostatecznie wzór Eulera:

$$H^\infty = \frac{\Omega}{g} (r_1 v_{1u}^\infty - r_2 v_{2u}^\infty)$$

Wyrażenie w nawiasie jest dodatnie dla turbiny wodnej i ujemne dla pompy.



**Leonhard Euler**  
1700 - 1783