توربوماشین ها
فصل چهارم: توربوماشین های جریان محوری

میلاد نادری
t.me/Hydrodynamic
www.lecturenote.blog.ir
دانشکده مهندسی مکانیک و هوافضا

۱۳۹۹

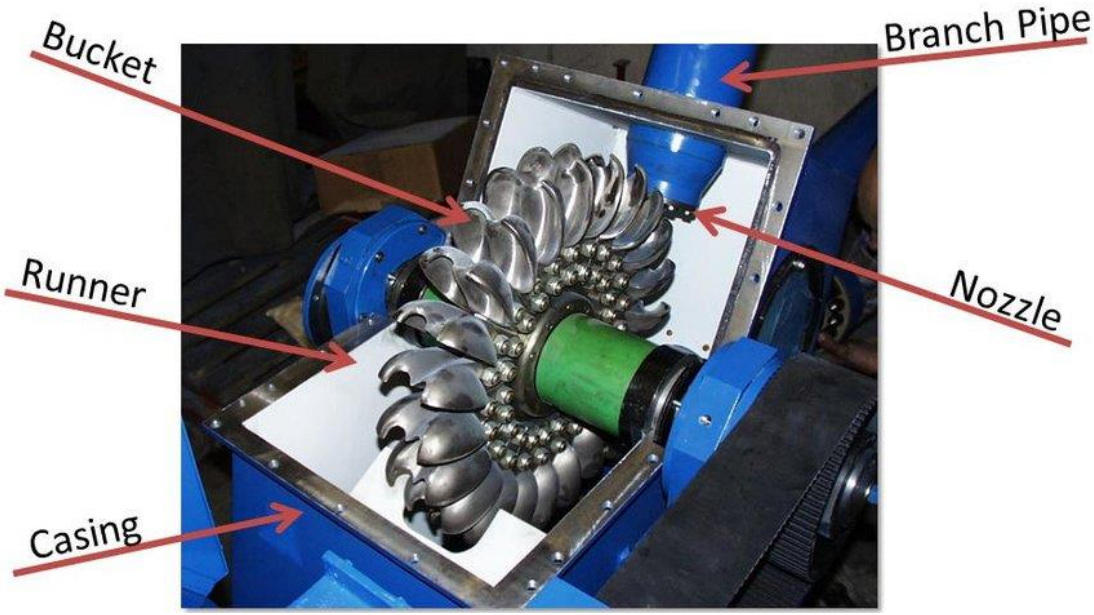
توربین پلتون

در این بخش توربین پلتون صرفاً از آن جهت که از نوع توربوماشین های شعاعی نیست، در دسته توربوماشین های محوری طبقه بندی نموده ایم.
از عمده ترین و بااستفاده ترین توربین های آبی است. از نوع ضربه ای در نتیجه فشار در طول روتور ثابت باقی می ماند و سیال حین برخورد با پره های متحرک (قاشقکها) با هوای محیط تماس داشته و دارای فشار اتمسفر است.

از مزیتهای این توربین قابل کنترل بودن دور و قدرت آن است. و نیروی محوری در آنها بسیار ناچیز است.

اجزای اصلی توربین پلتون

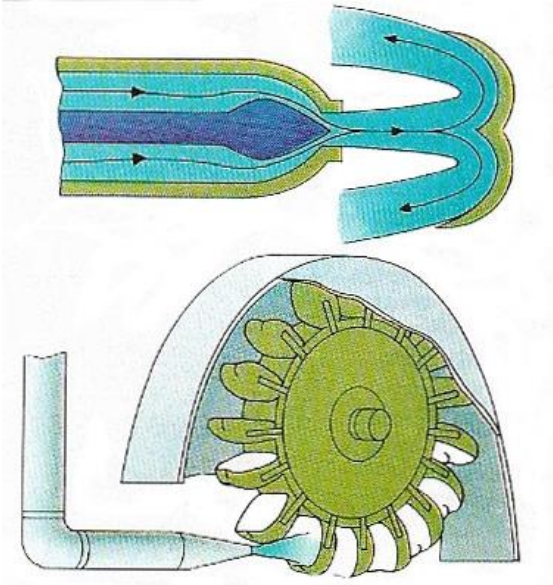
- نازل که سیال از آن خارج و به قاشقکها برخورد می کند
- سیستم کنترل دبی خروجی از نازل
- چرخ دوار
- قاشقکها
- پوسته
- سیستم کنترل سریع دور (منحرف کننده ، جداکننده ، ترمزکننده).



اجزای اصلی توربین پلتون

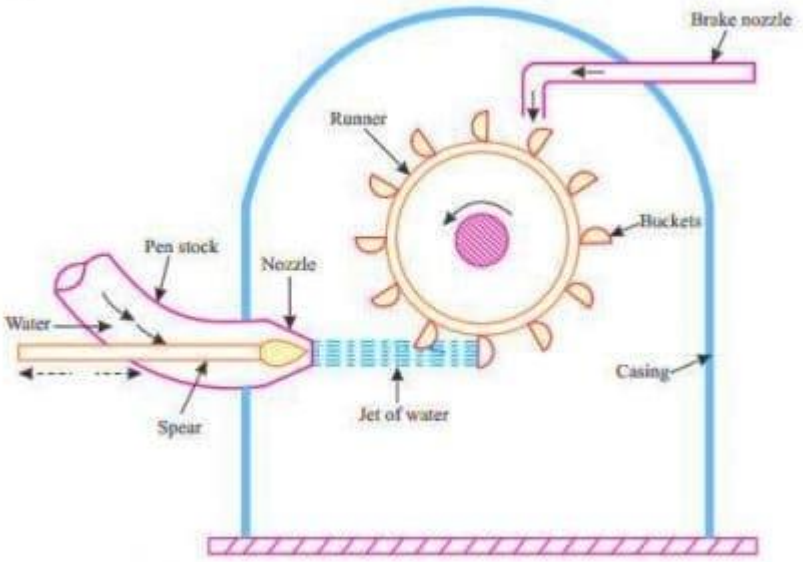
- تعداد نازلهای توربین اغلب بین یک تا شش نازل است. اگر نازل از یک بیشتر باشد ، محور چرخ پلتون باید قائم باشد.
- سیستم کنترل دبی آب خروجی از نازل شامل یک سوزن مخروطی شکل است که با جابجا شدن آن سطحمقطع نازل
- تغییر میکند بدون اینکه افت زیادی در جریان ایجاد گردد.

قاشقکها که روی محیط روتور هستند ، تیغه ای در وسط خود دارند که دبی سیال در حین حرکت و برخورد به آنها به دو قسمت تقسیم می شود. لبه انتهایی قاشقکها بریدگی دارد تا از برخورد آب به لبه قاشقکها و در نتیجه تداخل جریان و افت جلوگیری کند. لذا سیال به جای برخورد به لبه انتهایی قاشکها به وسط قاشقکهای بعد برخورد می کند.



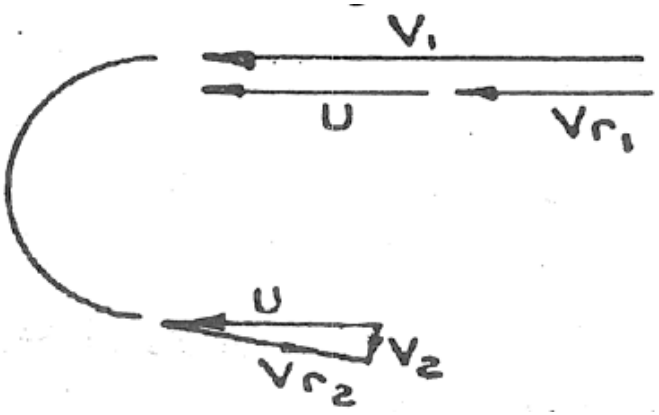
اجزای اصلی توربین پلتون

- پوسته (محفظه) نقش عملی و مهمی ندارد و فقط برای حفاظت از چرخ و جلوگیری از پاشش آب به اطراف به کار می رود.
- سیستم کنترل سریع دور: به علت کاربرد این توربین در نیروگاه جهت تولید قدرت الکتریکی ، دور آن باید در محدوده خاصی ثابت بماند تا در موقع تغییر بار الکتریکی فرکانس برق تغییرات اساسی نکند.
- ترمز کننده برای کاهش دور چرخ ، سیال را توسط نازلی به پشت قاشقکها می فرستد تا سرعت آن کم شود. برای کاهش
- سرعت دبی را کم و یا توسط انحراف دهنده ها میزان آب برخوردی به قاشقکها را کم و یا زیاد می کنند.



روابط هد، دبی، توان در چرخ پلتون

- مثلث سرعت در چرخ پلتون



$$A_j = \frac{Q}{V_1}$$

A_jسطح مقطع جت آب

V_1=سرعت ورود آب

Q=دبی آب

ممان زاویه ای :

$$\tau = \rho Q(r_1 V_{u1} - r_2 V_{u2})$$

روابط هد، دبی، توان در چرخ پلتون

در چرخ پلتون شعاعهای ورود و خروج برابرند.($r_2 = r_1$) از طرفی سرعت خطی وسط قاشقکها $U=r\omega$در نتیجه $U_1=U_2 = U$با فرض اینکه جت اب کاملا عمود بر قاشقکها بر خورد کند.زاویه ورود$\alpha = 0$ در نتیجه مثلث ورودی یک خط است.(مطابق شکل)

$$V_1 = U + V_{r1}$$

اگر از اصطکاک بین آب و قاشقکها و نیز آب و هوا صرفنظر کنیم (بعدا این فرض را کنار گذاشته و روابط را تغ می‌دهیم) پس داریم :

$$V_{r1} = V_{r2}$$

اما از مثلث سرعت خروجی از قاشکها داریم :

$$V_{u2} = U - V_{r2}\cos\beta 2$$

از فرض بالا و مثلث سرعت ورودی کمک می‌گیریم :

$$V_{u2} = U - (V_1 - U)\cos\beta 2$$

حال ممان زاویه‌ای را به شکل زیر می‌نویسیم.

$$\tau = \rho Q r(V_1 - U)(1 + \cos\beta 2)$$

روابط هد، دبی، توان در چرخ پلتون

قدرت چرخ پلتون :

$$P = \tau\omega = \rho Q U (V_1 - U)(1 + \cos\beta 2)$$

هد مفید چرخ پلتون :

$$H = \frac{P}{\rho g Q} = \frac{U(V_1 - U)(1 + \cos\beta 2)}{g}$$

راندمان قاشقکها :

$$\eta_b = \frac{p}{1/2\rho Q V_1^2} = 2\frac{U}{V_1}\left(1 - \frac{U}{V_1}\right)(1 + \cos\beta 2)$$

راندمان ماکزیمم قاشقکها با مشتق‌گیری از رابطه فوق بر حسب .و مساوی صفر قراردادن بدست می‌آید.

$$\frac{d\eta_b}{d(U/V_1)} = 0 \rightarrow \frac{U}{V_1} = \frac{1}{2} \rightarrow \eta_{b\,max} = 1/2\,(1 + \cos\beta 2)$$

روابط هد، دبی، توان در چرخ پلتون

حال فرض صرفنظر کردن از اصطکاک بین آب با قاشقکها و هوا را کنار گذاشته وروابط را برای این حالت کلی می‌نویسیم.

در این حالت سرعت نسبی ورودی و خروجی برابر نیستند بلکه دارای رابطه‌ی زیرند :

$$V_{r2} = C_b . V_{r1} \qquad C_b < 1$$

قدرت چرخ پلتون :

$$p = \rho Q g (V_1 - U)(1 + C_b \cos \beta 2)$$

هد مفید چرخ پلتون :

$$H = \frac{U(V_1 - U)(1 + C_b \cos \beta 2)}{g}$$

راندمان قاشقکها :

$$\eta_b = 2\frac{U}{V_1}\left(1 - \frac{U}{V_1}\right)(1 + C_b \cos \beta 2)$$

راندمان ماکزیمم قاشقکها می‌شود :

$$\eta_{b\,max} = 1/2\,(1 + C_b \cos \beta 2)$$

روابط هد، دبی، توان در چرخ پلتون

حال اگر افت بین منبع آب (از سد تا خروجی از نازل) را ندیده بگیریم ، سرعت ایده‌آل جت آب با هدH(ارتفاع آب منبع تا نازل) چنین است :

$$V_{1i} = \sqrt{2gH}$$

با در نظر گرفتن افت فوق ، سرعت واقعی خروجی از نازل چنین است :

C_{vn}: ضریب افت لوله‌ی نازل

$$0.96 < C_{vn} < 0.99$$

$$V_1 = C_{vn} V_{1i} = C_{vn}\sqrt{2gH}$$

راندمان هیدرولیکی کل می‌شود :

$$\eta_t = \frac{p}{1/2\,\rho Q V_{1i}^2} = 2\frac{U}{V_{1i}}\left(C_{vn} - \frac{U}{V_{1i}}\right)(1 + \cos\beta 2)$$

روابط هد، دبی، توان در چرخ پلتون

ضریب بهره‌دهی نیز به شکل زیر در خواهد آمد :

$$\varepsilon = \frac{E}{1/2\rho V_1^2} = 2\frac{U}{V_1}\left(1 - \frac{U}{V_1}\right)(1 + \cos\beta 2)$$

که برای ماکزیمم آن بعد از مشتق‌گیری و برابر صفر قراردادن رابطه سرعتها به شکل زیر می‌شود .

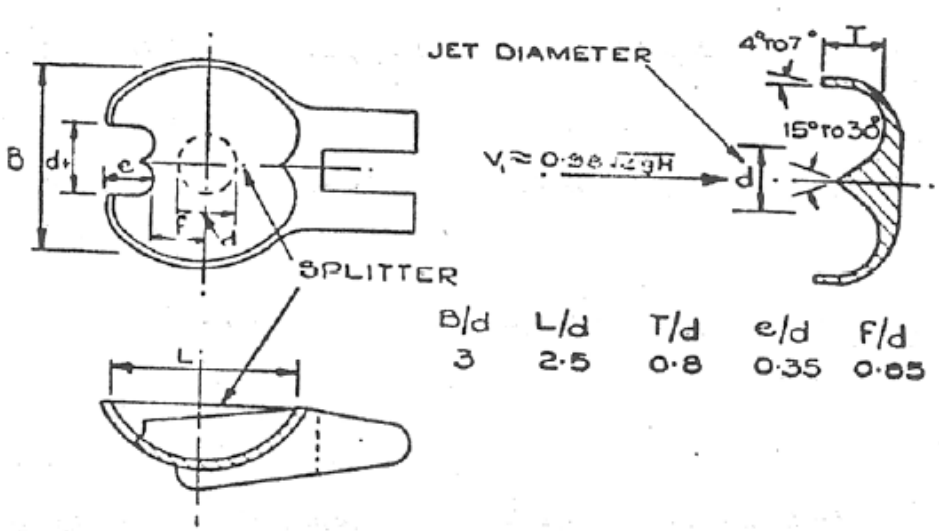
$$\frac{U}{V_1} = 1/2 \rightarrow \varepsilon_{max} = \frac{1}{2}(1 + \cos\beta 2)$$

سرعت مخصوص با دبی و تعداد نازلها به صورت زیر متناسبند :

$$N_s \propto \sqrt{Q}$$

$$N_s \propto \sqrt{n}$$

ابعاد تقریبی چرخ پلتون



dj قطر جت است که همه‌ی ابعاد دیگر تابعی از آنند.

ابعاد و روابط موجود به شرح زیرند :

دهانه $B=(2.8 \text{ تا } 3.2)d_j$

زاویه در محل ترک سیال $\beta_2 = 10$ تا 20

ارتفاع قاشقکها $L=(2.2 \text{ تا } 2.8)d_j$

فاصله‌ی مرکز تا محل بریدگی قاشقکها $f=0.85d_j$

دهانه بدیده قاشقک ها $d+=1.1d_j$

زاویه در محل انتهای قاشقکها $\beta_2 = (5 \text{ تا } 7)$

فاصله بریدگی تا انتهای قاشقکها $e=0.35d_j$

ابعاد تقریبی چرخ پلتون

تعدادقاشقک ها بر اساس سه معیار زیر تعیین می شود:

۱- حد اقل اصطکاک:تعدادکمتر قاشقک ها باعث حد اقل شدن اصطکاک میشود چون تعداد برخورد ها حد اقل می شود.

۲- حداکثر استفاده از دبی اب:اگر فاصله کم باشد اب بعد از جدا شدن از قاشقکهای جلو به وسط قاشقکهای عقب برخورد می کند.

۳- عمود بودن جت اب با سطح قاشقکها:که حداکثر تغییر ممنتوم و انتقال انرژی را باعث میشود.

رابطه هایی برای تخمین تعداد قاشقکها وجود دارد:

1-رابطه ی تیگان

$$10 < m < 14 \qquad m = \frac{D}{d_j} \qquad Z = 0.5m + 15$$

$$20 < z < 22$$

۲-رابطه ی گیبسون

$$Z = C\sqrt{\frac{m}{2}} \qquad 16 < z < 22$$

برای چرخ های بزرگ C=7 و برای چرخ های کوچک C=8 پیشنهاد شده است. D قطر چرخ نباید کوچک باشد چون در این صورت دور زیادی را داریم و دور زیاد در نیروگاه ژنراتور کوچک را طلب می کند که مطلوب نیست.

ابعاد تقریبی چرخ پلتون

اطلاعات لازم برای تعیین ابعاد چرخ پلتون ،ارتفاع آب مخزن(H) و دبی آب (Q) میباشند. داریم $H = V_{1i}^2/g$

سپس $V_1 = C_v\sqrt{2gH}$ در نهایت:

$$d_j = \sqrt{\frac{4Q}{\pi C_v\sqrt{2gH}}}$$

سرعت دورانی چرخ (محور)Nرا با رعایت راندمان ماکزیمم چرخ انتخاب می کنیم. $U = \frac{\pi ND}{60}$ که Nبر حسب rpm است .

نیز داریم:

چرخ پلتون با یک جت در راندمان بالا دارای سرعت مخصوص 6تا N_S=4است.

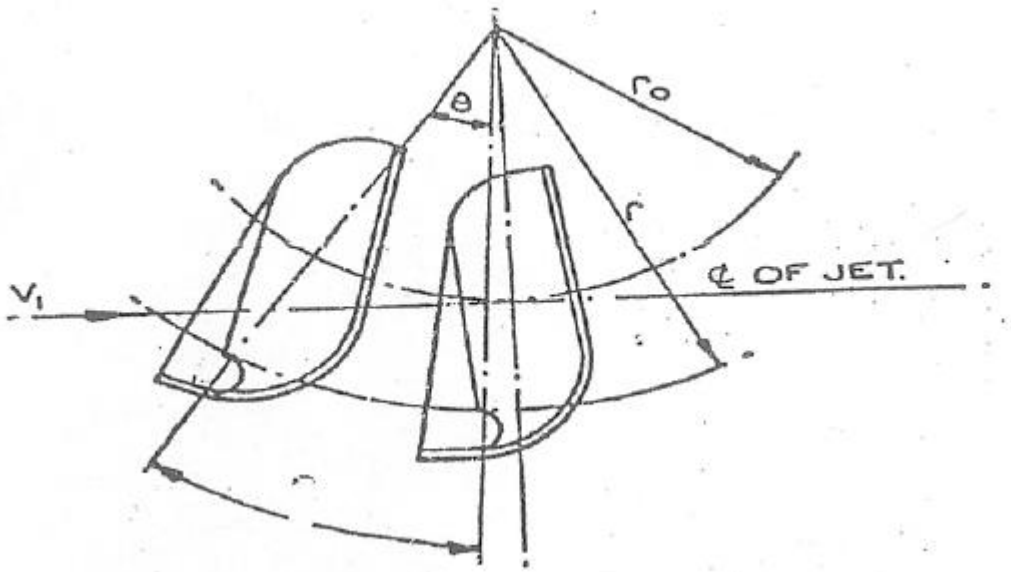
ابعاد تقریبی چرخ پلتون

فاصله ی قاشقک ها

برای جلوگیری از تداخل سیال باید فاصله ی قاشقکها که همان گام نام دارد را مناسب انتخاب کرد. که رابطه ی زیر مقدار فاصله بین دو قاشقک را برای حالت اپتیمم و با توجه به شکل بیان می کند . عبارات مربوط به رابطه روی شکل نشان داده شده اند.

$$P = K(\theta - 2\frac{r.U_0}{r_0.V_1}\sin\frac{\theta}{2}$$

$$K = 0.75$$



ابعاد تقریبی چرخ پلتون

نازل سوزنی

برای اینکه جت آب به شکل یکنواخت و استوانه ای از نازل خارج شود ، نازل را سوزنی شکل و مطابق شکل زیر می سازند. که دارای محدودیتهای زیر می باشد.

$d_1 = (1.2 \text{ تا } 1.4)d_j$

$d_2 = (3 \text{ تا } 4)d_j$

$d_3 = (1.25 \text{ تا } 1.5)d_j$

$\alpha = 60 \text{ تا } 90$

$\beta = 40 \text{ تا } 60$

بازده نازل $\eta_n = C_{vn}^2 = (0.95 \text{ تا } 0.98)$

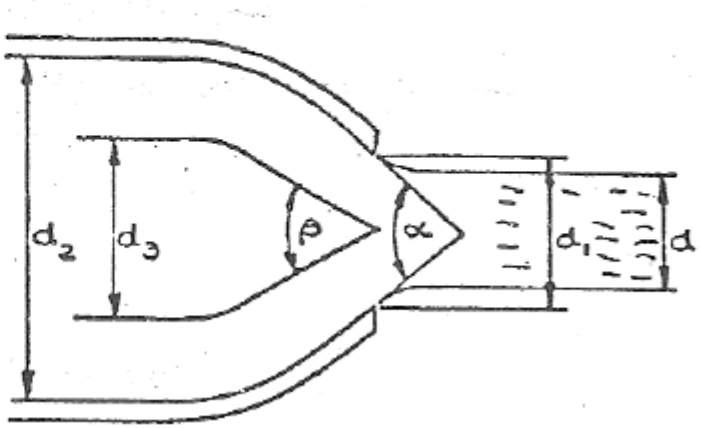
$d_1/d = 1.2-1.4$

$d_2/d = 3-4$

$d_3/d = 1.25-1.5$

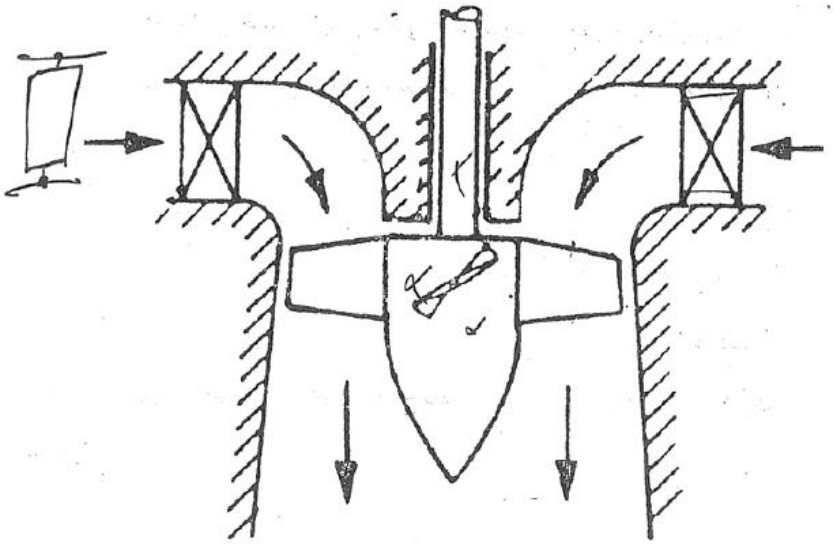
$\alpha = 60°-90°$

$\beta = 40°-60°$



توربین کاپلان

توربین کاپلان یکی از انواع توربین های آبی جریان محوری است. این توربین با سیال غیر قابل تراکم و با جریان محوری کار می کند و محفظه ی آن ثابت فرض می شود ، روی یک محور چند تیغه ی قابل تنظیم قرار می گیرد .



توربین کاپلان

تیغه ها در پایه ی خود ضخیمتر و خمیدگی بیشتری نسبت به نوک دارند ، ولی عرض نوک بیشتر است.
چون آب زیادی به پره ها برخورد می کند ، طول پره ها زیاد است و تعداد پره کم است

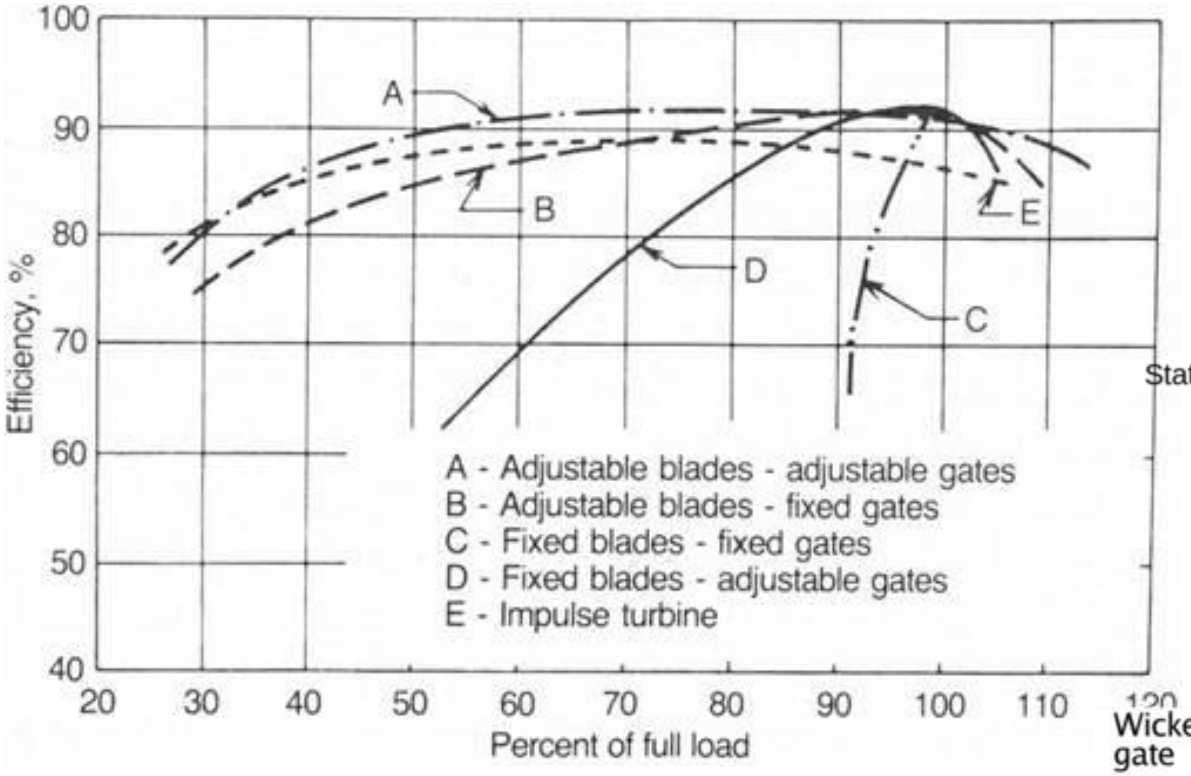
$$\frac{S}{C} = 1 \text{ تا } 1.5$$

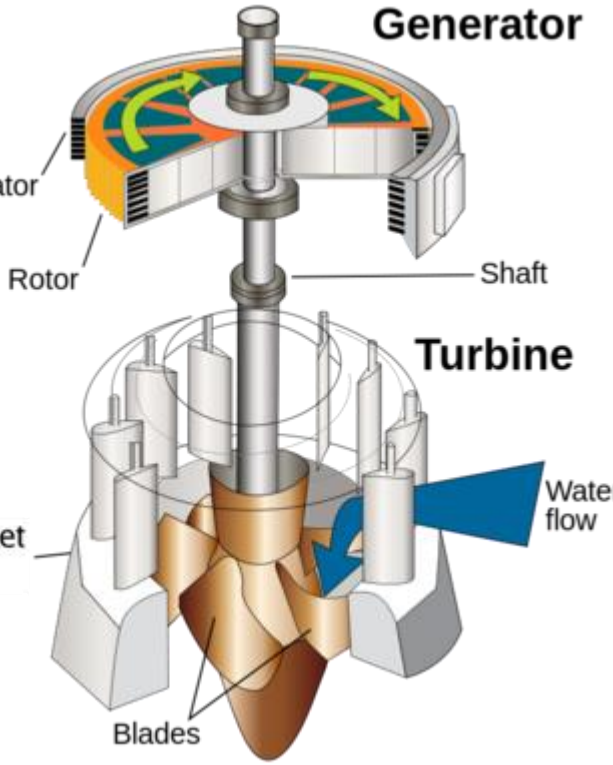
- تیغه ها در پایه ی خود ضخیمتر و خمیدگی بیشتری نسبت به نوک دارند ، ولی عرض نوک بیشتر است.
- چون آب زیادی به پره ها برخورد می کند ، طول پره ها زیاد است و تعداد پره کم است

- پایه ی پره ها گشتاور زیادی را تحمل می کند . چون عرض پره ها زیاد است ، تعداد پره های اطراف محور کم و معمولاً حدود چهار تا شش پره است. یک ردیف آن حدود ۱۰۰۰۰۰ hp توان تولید می کند راندمان آن به حدود ۹۳ ٪ رسیده است و به علت ساخت آسان و ساده اش کاربرد زیادی دارد.
- سطح مقطع خروجی بعد از روتور افزایش پیدا کرده ، نظیر بخش واگرای شیپوره می شود. از مزیتهای مهم توربین کاپلان تبدیل شدن آسان آن به پمپ با تغییر جهت چرخش روتور توسط یک موتور م یباشد ، که یکی از بهترین پمپ ها برای سیال غیر قابل تراکم است. در نیروگاههایی که با کمبود آب پشت سد مواجه هستند ، در زمان مصرف کم انرژی از اینگونه پمپها برای انتقال آب به پشت سد استفاده کرده تا ساعات مصرف بالای انرژی از آن استفاده کنند

توربین کاپلان

مقایسه راندمان توربین کاپلان با پره ها و گیت های ثابت و قابل تنظیم

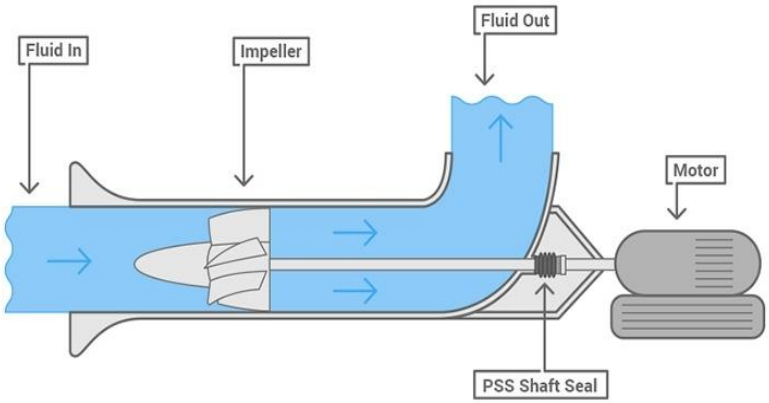




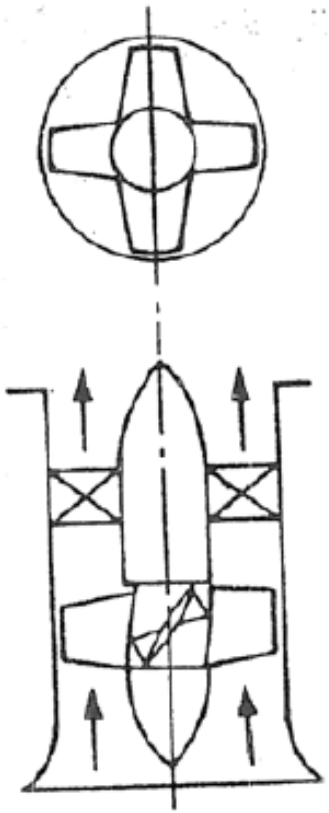
پمپ جریان محوری

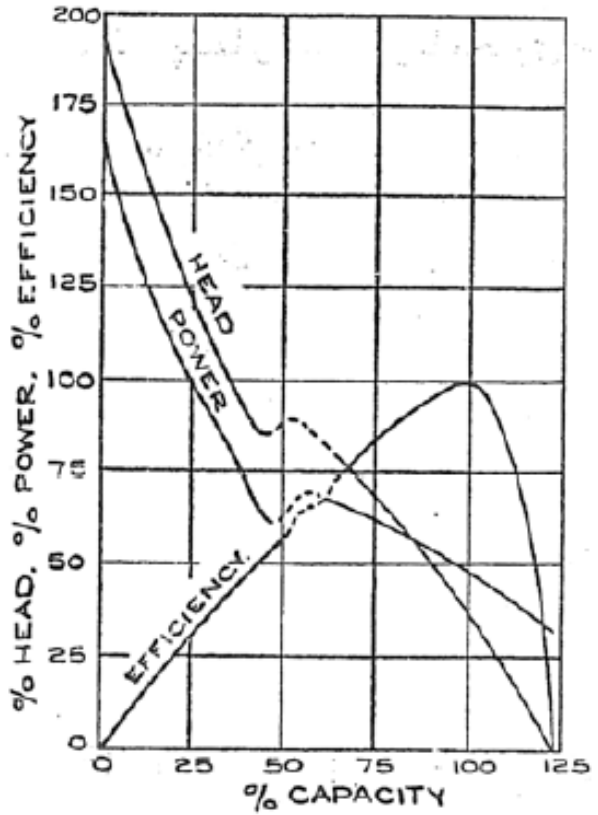
یک پمپ جریان محوری از پروانه دوار نوع ملخی در محفظه ای که فاصله بین نوک تیغه و دیوار محفظه بسیار کم است تشکیل شده است.
هد ماکزیمم برای این نوع پمپ ها حدوداً ۲۰ متر است.
مشخصه این پمپها هد پایین و دبی بالا میباشد.
تعداد تیغ ها معمولاً بین ۲ تا ۸ پره و نسبت قطر پایه به پروانه بین ۰,۳ تا ۰,۶ است. در بیشتر موارد فاصله بین پره ها (گام) ثابت اما در بعضی موارد قابل تنظیم است تا اجازه دهد تغییرات بار را تحمل کند.
پمپ جریان محوری نظیر توربین کاپلان است با این فرق که جهت سیال فرق می کند.

ویژگی های این پمپ عبارتند از :
-۱ برای سیال غیر قابل تراکم
-۲ یک مرحله ای
-۳ در یک سرعت ثابت کار می کند ، چون با موتور می چرخد.
-۴ محدوده ی کاری کوچکتری نسبت به پمپ های دیگر دارد.
۵ سرعت مخصوص بین ۱۰ تا ۱۵ ، هد کم ، دبی بالا.
-۶ عرض تیغه ها زیاد ، تعداد تیغه ها کم
-۷ طراحی شبیه کمپرسورهای جریان محوری

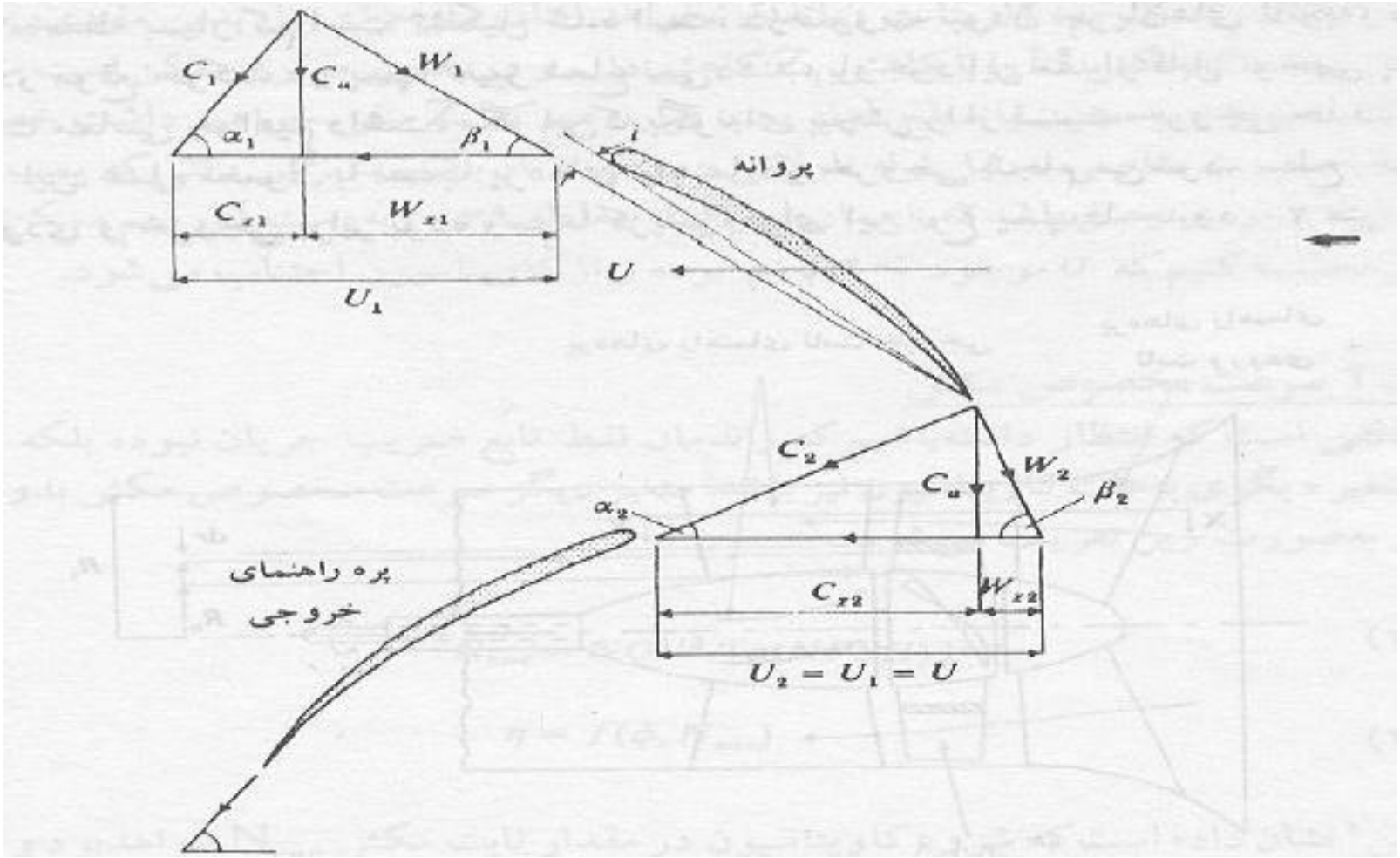


پمپ جریان محوری





روابط پمپ جریان محوری



روابط پمپ جریان محوری

تغییرات در شرایط سیال در شعاع متوسط ثابت اتفاق می افتد بنابراین

$$U_1 = U_2 = U = \omega r$$

همچنین فرض می کنیم یک سطح مقطع ثابت جریان در ورودی و خروجی داشته باشیم

$$V_{r1} = V_{r2} = V_r = C_a$$

توجه داشته باشید که سطح مقطع جریان به صورت تاج دایره بین پایه و نوک تیغه است و می توان نوشت

$$m = \rho c_a \pi (R_t^2 - R_h^2)$$

روابط پمپ جریان محوری

رابطه انتقال انرژی:

$$E = U(C_{x2} - C_{x1})/g$$

برای انرژی منتقل شده ماکزیمم لازم است که

α_1=90 در نتیجه C_{x1}=0

یعنی سرعت مطلق ورودی برای انتقال انرژی ماکزیمم محوری می شود.

داریم

$$\cot\beta 2 = (U - C_{x2})/C_a$$

یا

$$C_{x2} = U - C_a \cot\beta 2$$

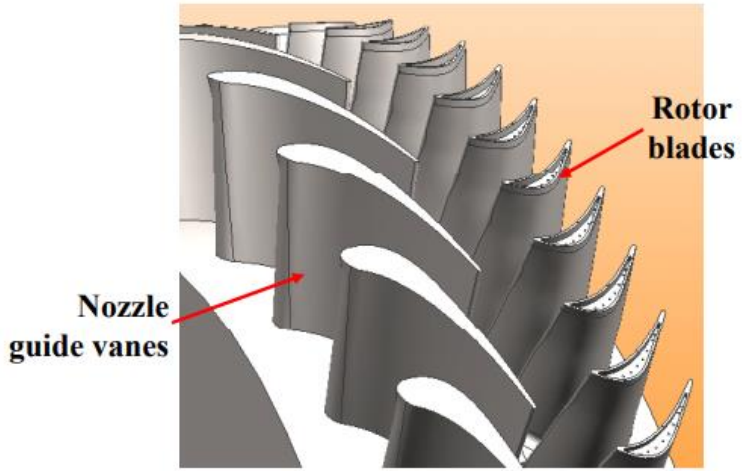
با جایگذاری رابطه بالا در فرمول انتقال انرژی، انرژی منتقل شده ماکزیمم بدست می آید:

$$E = U(U - C_a \cot\beta 2)/g$$

توربین های جریان محوری با سیال قابل تراکم

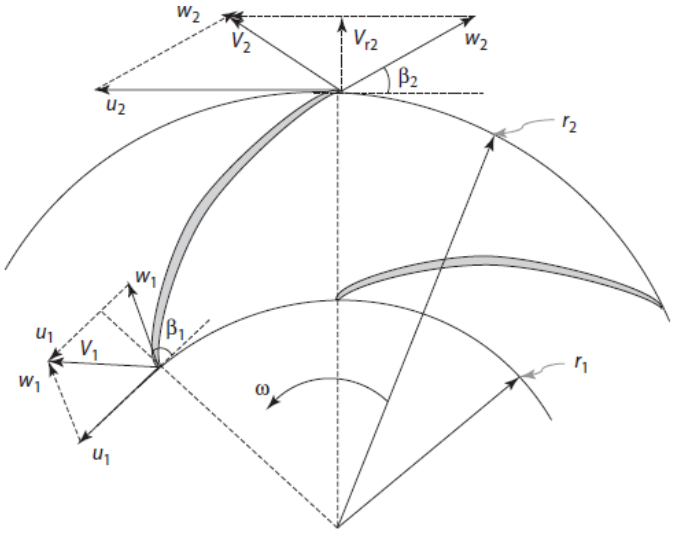
این نوع توربینها شامل توربینهای گازی و بخاری محوری است . روابط بکار رفته برای محاسبه ی هد ، قدرت و درجه عکس العمل مشابه روابط مربوط به پمپ ها و کمپرسورهای محوری است. از لحاظ ساختمان نیز مشابهند ، ولی شکل پره ها در دو ماشین با یکدیگر متفاوت است . توربین های محوری معمولا از چند مرحله که هر مرحله دارای یک ردیف پر های ساکن و یک ردیف پره ی متحرک است ، تشکیل شده اند.

Multistage axial turbine

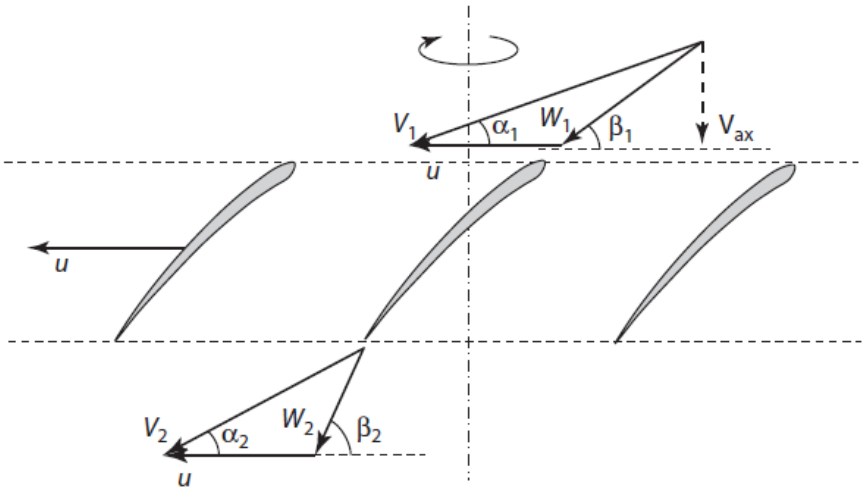


Single stage turbine

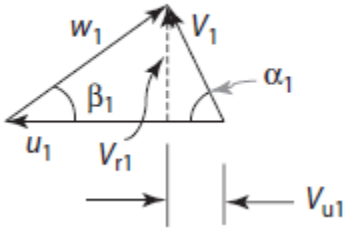
یادآوری از مثلث سرعت

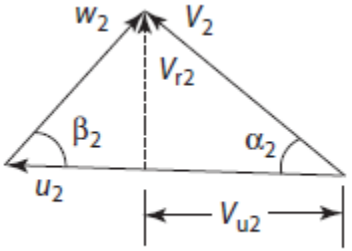


radial flow machines



axial flow





یادآوری و روابط اصلی

توان تحویل شده به توربوماشین

$$\dot{W} = \mathbf{T} \cdot \mathbf{\Omega} = T\Omega = \dot{m}\Omega(r_2 V_{\theta 2} - r_1 V_{\theta 1})$$

سرعت پره ها

$$U_1 = r_1\Omega \text{ and } U_2 = r_2\Omega,$$

کار بر واحد جرم (کار مخصوص)

$$w = U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1}$$

کار بر واحد جرم (کار مخصوص)

$$w = U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}$$

در یک توربوماشین محوری

$$U_2 = U_3 = U.$$

کار بر واحد جرم (کار مخصوص) در توربوماشین محوری

$$w = U(V_{u2} - V_{u3})$$

چون مولفه سرعت محوری ثابت است:

$$w = U(V_{u2} - V_{u3}) = UV_x(\tan\alpha_2 - \tan\alpha_3)$$

یادآوری و روابط اصلی

کار بر واحد جرم (کار مخصوص) در توربوماشین محوری

$$w = U(V_{u2} - V_{u3}) = UV_x(\tan\alpha_2 - \tan\alpha_3)$$

تقسیم طرفین بر U^2

$$\frac{w}{U^2} = \frac{V_x}{U}(\tan\alpha_2 - \tan\alpha_3)$$

با استفاده از تعاریف ضریب هد و دبی:

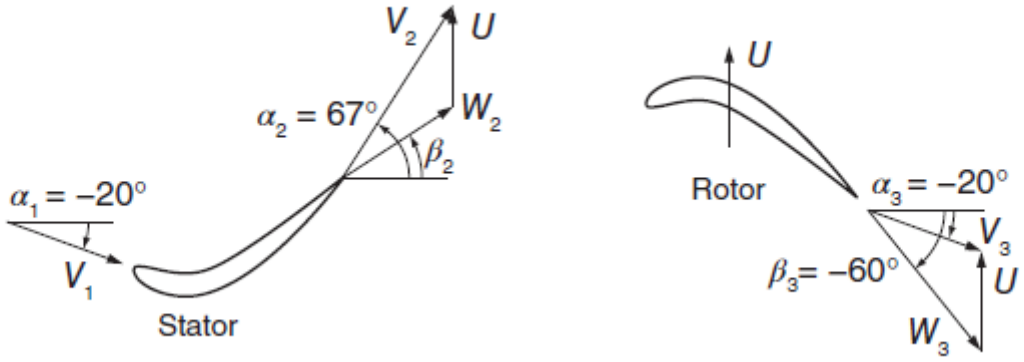
$$\psi = \frac{w}{U^2} \qquad \phi = \frac{V_x}{U}$$

رابطه ضریب هد و دبی در توربوماشین های محوری

$$\psi = \phi(\tan\alpha_2 - \tan\alpha_3)$$

مثال

The shaft of small turbine turns at 20000 rpm, and the blade speed is $U = 250$ m/s. The axial velocity leaving the stator is $V_{x2} = 175$ m/s. The angle at which the absolute velocity leaves the stator blades is $\alpha_2 = 67°$, the flow angle of the relative velocity leaving the rotor is $\beta_3 = -60°$, and the absolute velocity leaves the rotor at the angle $\alpha_3 = -20°$. These are shown in Figure 5.5. Find (a) the mean radius of the blades, (b) the angle of the relative velocity entering the rotor, (c) the magnitude of the axial velocity leaving the rotor, (d) the magnitude of the absolute velocity leaving the stator, and (e) the specific work delivered by the stage.



مثال

Solution: (a) The mean radius of the rotor is

$$r = \frac{U}{\Omega} = \frac{250 \cdot 60}{20000 \cdot 2\pi} = 11.94 \text{ cm}$$

(b) With the axial velocity and flow angle known, the tangential component of the velocity is

$$V_{u2} = V_{x2} \tan \alpha_2 = 175 \tan(67°) = 412.3 \text{ m/s}$$

and therefore,

$$W_{u2} = V_{u2} - U = 412.3 - 250 = 162.3 \text{ m/s}$$

Since $W_{x2} = V_{x2}$,

$$\beta_2 = \tan^{-1}\left(\frac{W_{u2}}{W_{x2}}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{162.3}{175}\right) = 42.8°$$

(c) At the exit of the rotor,

$$V_{u3} = W_{u3} + U \qquad V_{x3} \tan \alpha_3 = V_{x3} \tan \beta_3 + U$$

so that

$$V_{x3} = \frac{U}{\tan\alpha_3 - \tan\beta_3} = \frac{250}{\tan(-20^\circ) - \tan(-60^\circ)} = 182.7 \text{ m/s}$$

The absolute velocity is obtained by first calculating the tangential component

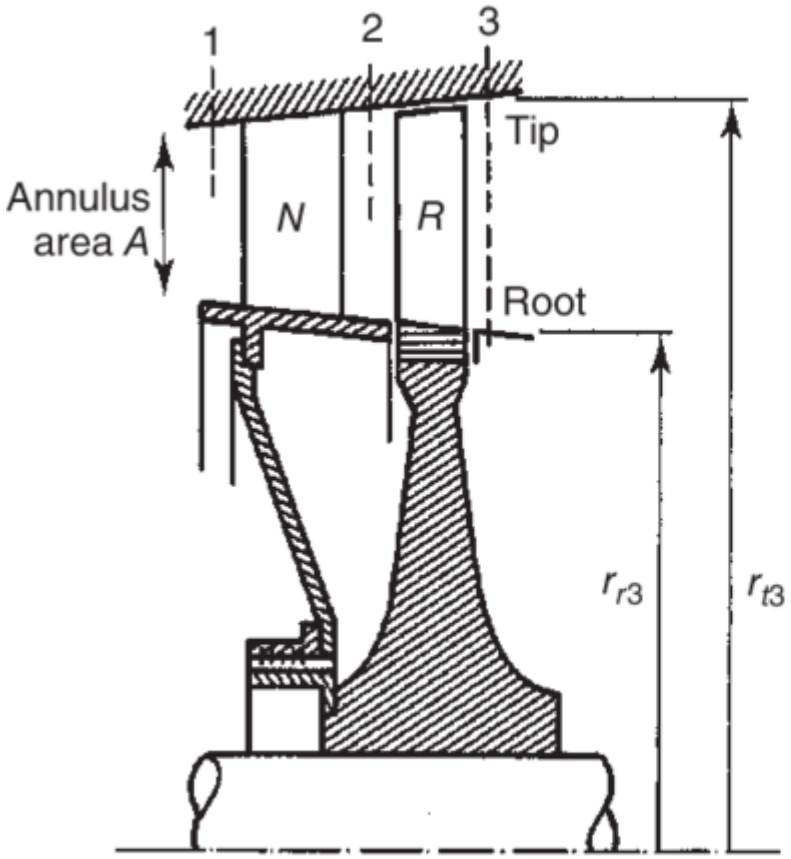
$$V_{u3} = V_{x3}\tan\alpha_3 = 182.7\tan(-20^\circ) = -66.5 \text{ m/s}$$

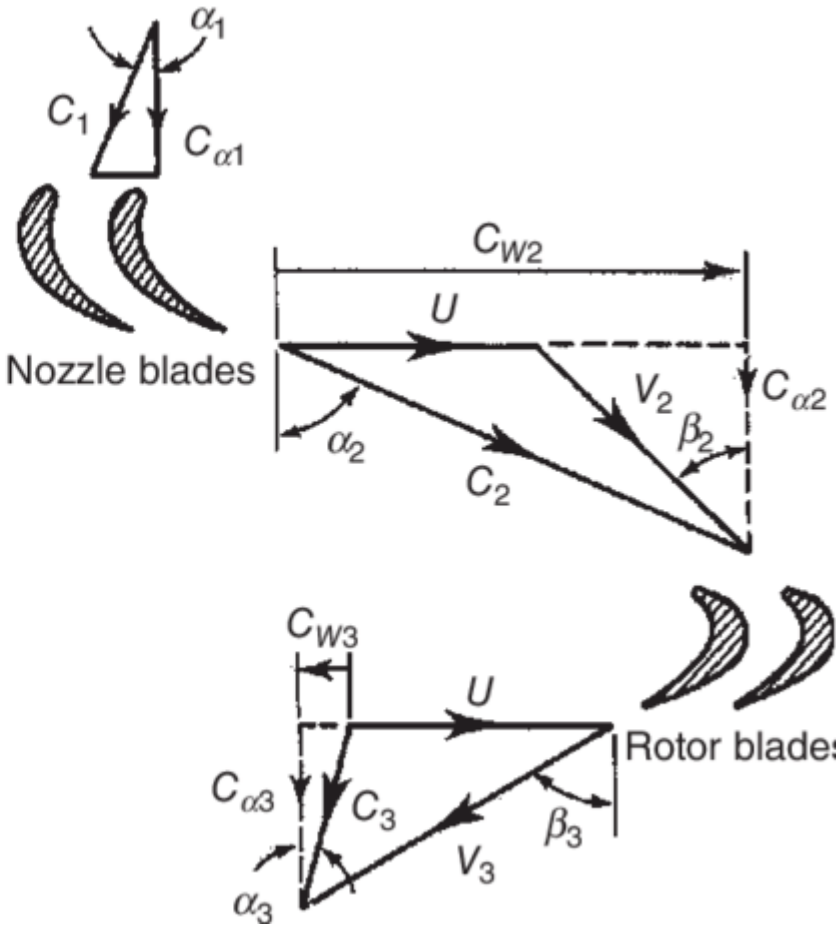
and then,

$$V_3 = \sqrt{V_{x3}^2 + V_{u3}^2} = \sqrt{182.7^2 + 66.5^2} = 194.4 \text{ m/s}$$

(d) Specific work done is $w = U(V_{u2} - V_{u3}) = 250(412.3 + 66.5) = 119.7$ kJ/kg.

توربین های جریان محوری





یادآوری آنتالپی و کار مخصوص

از آنجایی در استاتور کار انجام نمی شود، آنتالپی کل در طول استاتور ثابت است.

کار انجام شده توسط پره های روتور

$$w = h_{02} - h_{01} = U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}$$

با جابجا کردن پارامترها در رابطه بالا:

$$h_{01} - U_1 V_{u1} = h_{02} - U_2 V_{u2}$$

تعریف میکنیم: I روتالپی که در امتداد روتور ثابت است

$$I = h_0 - U V_u$$

با جایگذاری آنتالپی کل:

$$I = h + \frac{1}{2}V^2 - U V_u = h + \frac{1}{2}V_m^2 + \frac{1}{2}V_u^2 - U V_u$$

با اضافه و کم کردن $U^2/2$

$$I = h + \frac{1}{2}V_m^2 + \frac{1}{2}(V_u - U)^2 - \frac{1}{2}U^2 = h + \frac{1}{2}V_m^2 + \frac{1}{2}W_u^2 - \frac{1}{2}U^2$$

از آنجایی که

$$V_m = W_m \quad \text{و} \quad W^2 = W_m^2 + W_u^2,$$

فرمول دیگری برای روتالپی

$$I = h_1 + \frac{1}{2}W_1^2 - \frac{1}{2}U_1^2 = h_2 + \frac{1}{2}W_2^2 - \frac{1}{2}U_2^2$$

یادآوری آنتالپی و کار مخصوص

با جایگزینی در رابطه کار:

$$w = h_{02} - h_{01} = h_2 + \frac{1}{2}V_2^2 - h_1 - \frac{1}{2}V_1^2$$

$$w = \frac{1}{2}V_2^2 - \frac{1}{2}W_2^2 + \frac{1}{2}U_2^2 - \left(\frac{1}{2}V_1^2 - \frac{1}{2}W_1^2 + \frac{1}{2}U_1^2\right)$$

رابطه کار مخصوص بر حسب سرعت:

$$w = \frac{1}{2}(V_2^2 - V_1^2) + \frac{1}{2}(U_2^2 - U_1^2) + \frac{1}{2}(W_1^2 - W_2^2)$$

از ترکیب دو رابطه اخیر، معادله تغییر آنتالپی بر حسب سرعت بدست می آید:

$$h_2 - h_1 = \frac{1}{2}(U_2^2 - U_1^2) + \frac{1}{2}(W_1^2 - W_2^2)$$

مثال از آنتالپی و کار مخصوص

A small centrifugal pump with an impeller radius $r_2 = 4.5$ cm operates at 3450 rpm. Blades at the exit are curved back at an angle $\beta_2 = -65°$. Radial velocity at the exit is $V_{r2} = W_{r2} = 3.0$ m/s. Flow at the inlet is axial with velocity $V_1 = 4.13$ m/s. The mean radius of the impeller at the inlet is $r_1 = 2.8$ cm. (a) Find the work done using Eq. (5.16). (b) Calculate the kinetic energy change of the relative velocity, absolute velocity, and that associated with the change in the blade speed, and calculate work done using Eq. (5.19). Confirm that the two methods give the same answer.

مثال از آنتالپی و کار مخصوص

Solution: (a) Blade speed at the exit is

$$U_2 = r_2\Omega = \frac{0.045 \cdot 3450 \cdot 2\pi}{60} = 16.26 \text{ m/s}$$

Since $W_{r2} = V_{r2}$, the tangential component of the relative velocity is

$$W_{u2} = V_{r2} \tan \beta_2 = 3.0 \ \tan(-65°) = -6.43 \text{ m/s}$$

Tangential component of the absolute velocity is then

$$V_{u2} = U_2 + W_{u2} = 16.26 - 6.43 = 9.83 \text{ m/s}$$

Since the flow at the inlet is axial $V_{u1} = 0$, the inlet does not contribute to the work done as calculated by the Euler equation for turbomachinery, which reduces to

$$w = U_2 V_{u2} = 16.26 \cdot 9.83 = 159.7 \text{ J/kg}$$

مثال از آنتالپی و کار مخصوص

(b) Magnitudes of the relative and absolute velocities at the exit are given by

$$W_2 = \sqrt{W_{u2}^2 + W_{r2}^2} = \sqrt{6.43^2 + 3.0^2} = 7.10 \text{ m/s}$$

$$V_2 = \sqrt{V_{u2}^2 + V_{r2}^2} = \sqrt{9.83^2 + 3.0^2} = 10.27 \text{ m/s}$$

Since the flow is axial at the inlet. $V_{x1} = V_1 = 4.13$ m/s. The blade speed at the inlet is

$$U_1 = r_1\Omega = \frac{0.028 \cdot 3450\,\pi}{30} = 10.11 \text{ m/s}$$

The tangential component of the relative velocity at the inlet is given by

$$W_{u1} = V_{u1} - U_1 = 0 - 10.11 = -10.11 \text{ m/s}$$

and therefore, the magnitude of the relative velocity is

$$W_1 = \sqrt{W_{u1}^2 + W_{r1}^2} = \sqrt{10.11^2 + 4.13^2} = 10.92 \text{ m/s}$$

The kinetic energy changes are

$$\frac{1}{2}(V_2^2 - V_1^2) = \frac{1}{2}(10.27^2 - 4.13^2) = 44.21 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 44.21 \text{ J/kg}$$

$$\frac{1}{2}(U_2^2 - U_1^2) = \frac{1}{2}(16.26^2 - 10.11^2) = 80.99 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 80.99 \text{ J/kg}$$

$$\frac{1}{2}(W_1^2 - W_2^2) = \frac{1}{2}(10.93^2 - 7.10^2) = 34.51 \text{ m}^2/\text{s}^2 = 34.51 \text{ J/kg}$$

درجه عکس العمل

درجه عکس العمل به صورت تغییر آنتالپی استاتیک در روتور تقسیم بر تغییر آنتالپی استاتیک در کل مرحله تعریف میشود.

$$R = \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_3}$$

$$w = h_{02} - h_{03} = h_2 + \frac{1}{2}V_2^2 - h_3 - \frac{1}{2}V_3^2$$

$$w = h_1 - h_3 + \frac{1}{2}(V_1^2 - V_3^2)$$

$$R = \frac{\frac{1}{2}(V_3^2 - V_2^2) + w}{\frac{1}{2}(V_3^2 - V_1^2) + w}$$

$$R = \frac{U_2^2 - U_3^2 + W_3^2 - W_2^2}{V_2^2 - V_1^2 + U_2^2 - U_3^2 + W_3^2 - W_2^2} \qquad \text{turbine}$$

مثال

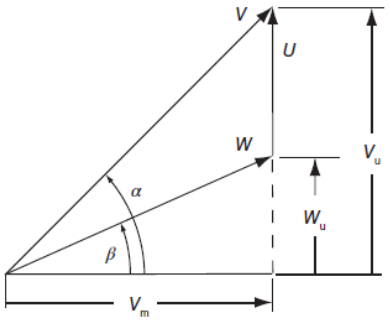
Consider an axial turbine stage with blade speed $U = 350\ \mathrm{m/s}$ and axial velocity $V_x = 280\ \mathrm{m/s}$. Flow enters the rotor at angle $\alpha_2 = 60^\circ$. It leaves the rotor at angle $\alpha_3 = -30^\circ$. Assume a stage for which $\alpha_1 = \alpha_3$ and a constant axial velocity. Find the velocities and the degree of reaction.

Solution: Since axial velocity is constant and the flow angles are equal at both the entrance and exit of the stage, the velocity diagrams at the inlet of the stator and the exit of the rotor are identical. From a velocity triangle, such as shown in Figure 5.2, the tangential velocities are:

$$V_{u2} = V_x \tan\alpha_2 = 280.0\ \tan(60^\circ) = 484.97\ \mathrm{m/s}$$
$$V_{u3} = V_x \tan\alpha_1 = 280.0\ \tan(-30^\circ) = -161.66\ \mathrm{m/s}$$

and work done is

$$w = U(V_{u2} - V_{u3}) = 350(484.97 + 161.66) = 226.32\ \mathrm{kJ/kg}$$



ادامه حل مثال

Tangential components of the relative velocities are

$$W_{u2} = V_{u2} - U = 484.97 - 350.00 = 134.97 \text{ m/s}$$
$$W_{u3} = V_{u3} - U = -161.66 - 350.00 = -511.66 \text{ m/s}$$

Hence,

$$V_2 = \sqrt{V_{u2}^2 + V_x^2} = \sqrt{484.97^2 + 280.0^2} = 560.00 \text{ m/s}$$
$$V_3 = \sqrt{V_{u3}^2 + V_x^2} = \sqrt{161.66^2 + 280.0^2} = 323.32 \text{ m/s}$$
$$W_2 = \sqrt{W_{u2}^2 + W_x^2} = \sqrt{134.97^2 + 280.0^2} = 310.83 \text{ m/s}$$
$$W_3 = \sqrt{W_{u3}^2 + W_x^2} = \sqrt{511.66^2 + 280.0^2} = 583.26 \text{ m/s}$$

Since $U_2 = U_3$, the expression for reaction is

$$R = \frac{W_3^2 - W_2^2}{2w} = \frac{583.26^2 - 310.83^2}{2 \cdot 226320} = 0.538$$

A reaction ratio close to one-half is often used to make the enthalpy drop, and thus also the pressure drop, in the stator and the rotor nearly equal. ■

توربین های جریان محوری با سیال قابل تراکم

تمرین: ثابت کنید در توربین های محوری رابطه زیر برقرار است

$$\tan \alpha_2 + \tan \alpha_3 = \tan \beta_2 + \tan \beta_3$$