

Lopátkové stroje.

U lopátkových strojů se mění mechanická energie rotačního pohybu na tlakovou energii protékajícího média (lopatková čerpadla, ventilátory, turbokompresory), nebo naopak tlaková energie se mění na mechanickou (vodní, parní a plynové turbíny).

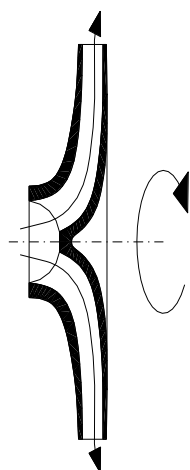
Lopátkové stroje mají oproti pístovým rovnoměrný chod. Nepotřebují žádný setrvačnick. Mají obvykle podstatně větší provozní otáčky, díky čemuž jsou podstatně menší a lehčí než jejich pístové protějšky o stejném výkonu.

Nevýhodami lopátkových strojů naproti tomu jsou: možnost vzniku kavitace (vydrolování materiálu na lopátkách), vysoké obvodové rychlosti, nutnost pečlivého dynamického vyvážení, obtížná výroba lopatek.

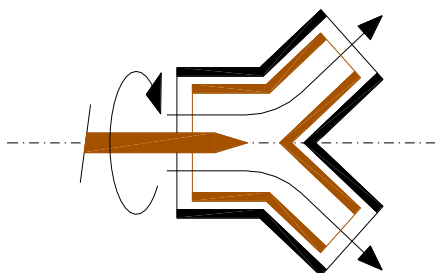
Lopátkové stroje dělíme do dvou funkčních skupin na **pracovní stroje** (čerpadla, ventilátory a turbokompresory) a **motory** (turbíny).

Podle směru průtoku pracovního média prostorem oběžných lopatek je dělíme na stroje:

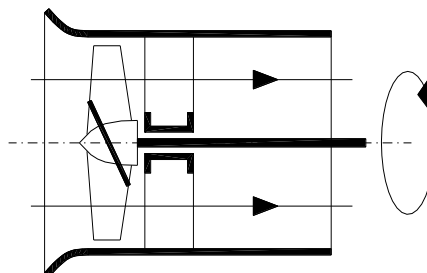
- radiální



- diagonální



- axiální

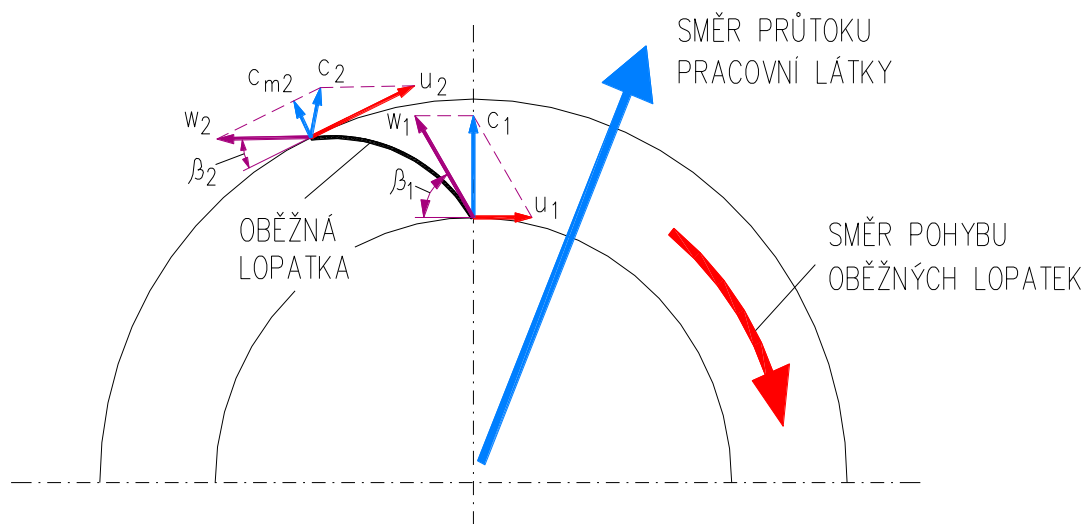


Nakonec lopátkové stroje rozdělujeme i podle počtu pracovních stupňů na :

- jednostupňové stroje
- vícestupňové stroje

Proudění média oběžným lopátkovým kolem

Zásadní vliv na celkovou účinnost lopátkového stroje má tvar zakřivení lopatek. Médium, které mezi lopátkami protéká, totiž do nich nesmí narážet, nýbrž je pouze volně obtékat. Aby tedy nevznikaly rázy proudícího média na oběžnou lopatku, musí být tato tvarována tak, aby začínala ve směru relativní rychlosti w_1 .



Proudění média přes lopatky radiálního pracovního stroje.

u_1 – obvodová rychlost média na vstupu mezi lopatky

c_1 – absolutní rychlost média na vstupu mezi lopatky (vůči okolí)

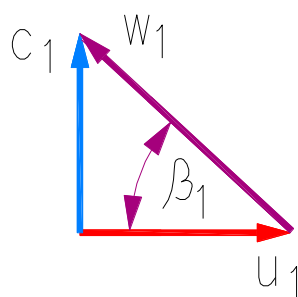
w_1 – relativní rychlost média na vstupu mezi lopatky

u_2 – obvodová rychlost média na výstupu z lopatek

c_2 – absolutní rychlost média na výstupu z lopatek (vůči okolí)

w_2 – relativní rychlost média na výstupu z lopatek

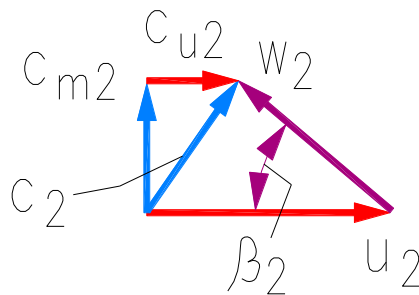
Na vstupu média mezi oběžné lopatky platí tento rychlostní trojúhelník:



Pro úhel vstupu média na lopatky β_1 pak platí:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1}$$

Na výstupu média z prostoru mezi oběžnými lopatkami pak platí tento rychlostní trojúhelník:



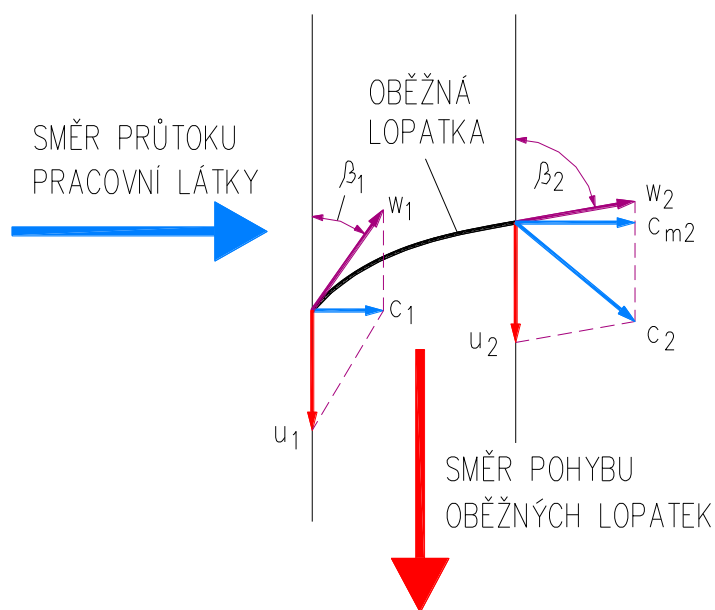
Pro úhel výstupu média od lopatek β_2 pak platí:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}}$$

Vektory c_{m2} a c_{u2} jsou složky výstupní rychlosti c_2 .

Právě úhly β_1 a β_2 jsou určující pro zakřivení lopatek, protože lopatky musí být tečné k relativním rychlostem w_1 a w_2 .

Lopatky oběžných kol axiálních lopatkových strojů jsou pak tvarovány takto:

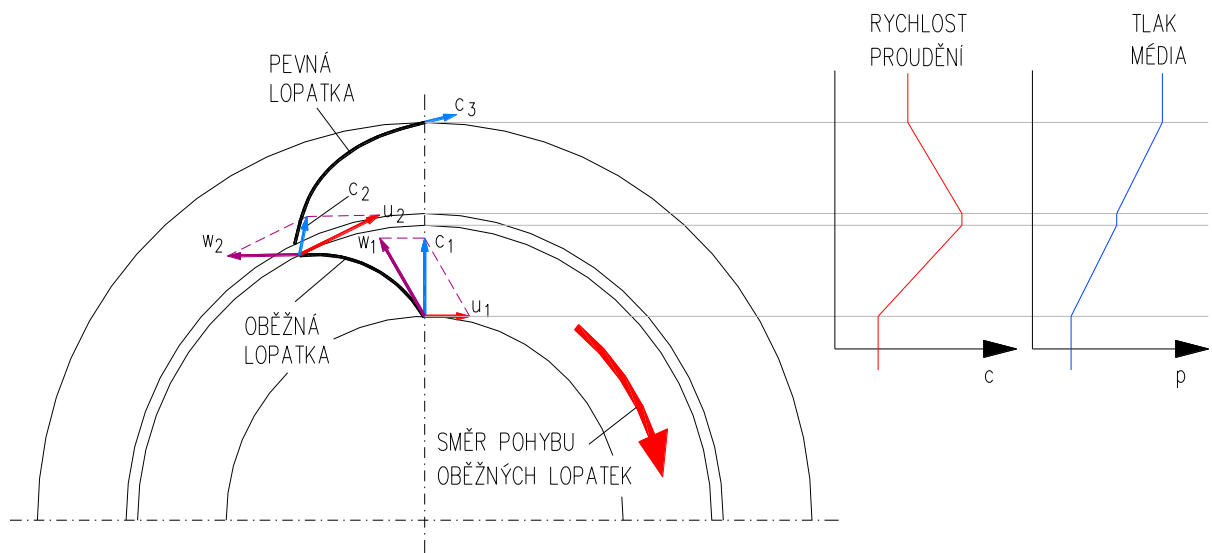


Proudění média přes lopatky axiálního pracovního stroje.

U lopatkových čerpadel a u turbokompresorů je oběžné kolo mechanicky poháněno zvenjšku (elektromotorem, spalovacím motorem nebo turbínou). Mechanická energie rotačního pohybu oběžného kola se mezi jeho lopatkami přemění na kinetickou energii protékajícího média. Médium zde zvýší svou rychlost z c_1 na c_2 .

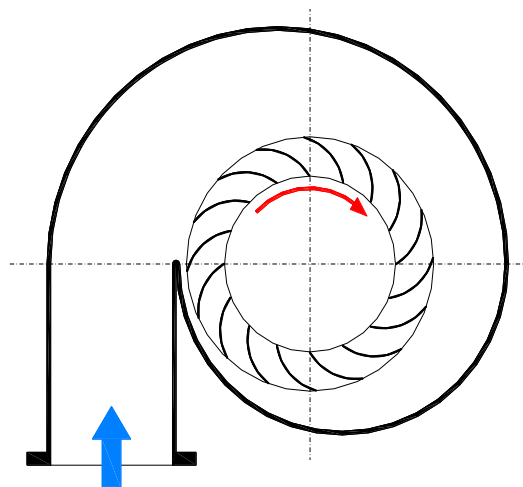
Poté médium přejde z oběžného kola mezi pevné lopatky difuzoru, kde se část jeho kinetické energie změní na tlakovou. Je tomu tak proto, že se mezilopatkový prostor mezi pevnými lopatkami ve směru proudícího média rozšiřuje. Médium proto sníží svou rychlost, ale zvýší svůj tlak.

Lopatky difuzoru jsou na vstupu skloněny do směru absolutní rychlosti c_2 .



U lopatkových motorů (turbín) je tomu naopak. Tam médium proudí nejprve přes pevné rozváděcí lopatky, které proud usměrní na oběžné lopatky, případně se v nich část tlakové energie média změní na energii kinetickou (zvýší se rychlost proudění v důsledku zúžení prostoru mezi rozváděcími lopatkami). Někdy bývá rozváděcí kolo nahrazeno tryskami.

Důležitou konstrukční součástí radiálních lopatkových strojů je tzv. **spirální skříň**. Ta slouží k přívodu případně k odvodu média ze stroje.

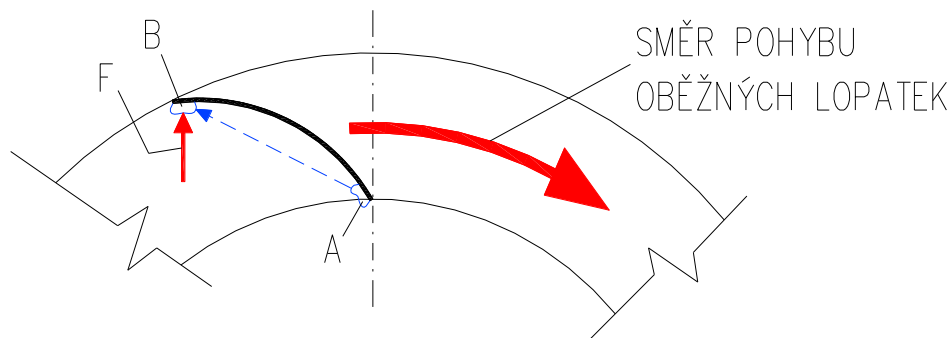


Kavitace

Za pohybující se lopatkou vzniká podtlak. Ten může klesnout až na hodnotu, kdy se za lopatkou vytvoří malé bublinky par a plynů. Tyto bublinky se přemísťují k zadnímu okraji lopatky – do místa „B“. Tam nastává prudká kondenzace par v bublinkách, a to v důsledku velmi vysokého tlaku v místě „B“. Bublinky se okamžitě zaplní okolní kapalinou, což vyvolá rázy, které bývají i slyšet. V místě rázů pak dochází k mechanickému poškození lopatek turbíny v důsledku vytrhávání drobných částic materiálu z těla lopatky. Také zde dochází k intenzivní korozi. Tomuto jevu se říká kavitace.

Kavitace poškozuje lopatky a snižuje účinnost stroje, a proto se ji snažíme zabránit vhodnou konstrukcí lopatky anebo snížením sací výšky.

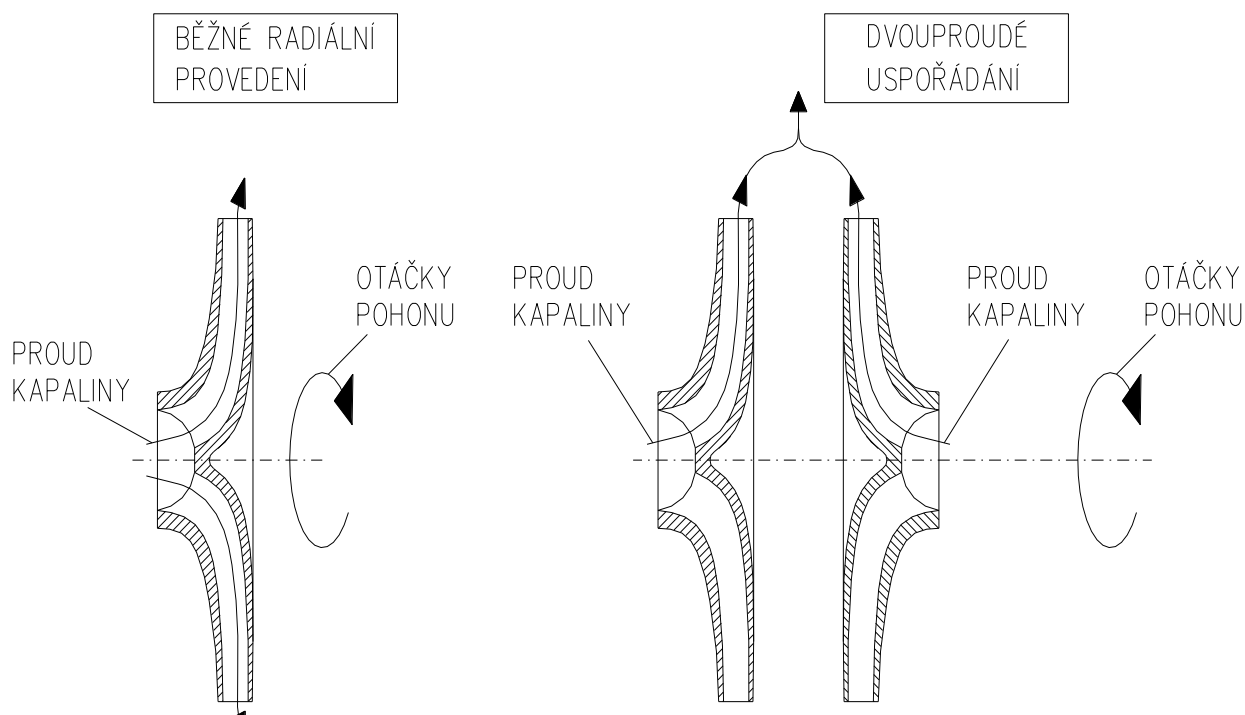
Vznik kavitačních bublinek u radiálního lopatkového stroje:



Osová síla

Vzniká vlivem rozdílných tlaků před a za lopatkami oběžného kola. Namáhá nám ložiska na hřídeli oběžného kola, které pro ni musí být dimenzovány. Někdy se používá i takzvané dvouproudé uspořádání lopatkového stroje, kdy jsou na jediné hřídeli umístěny dvě oběžná lopatková kola „zády k sobě“. Axiální síly od obou kol se pak navzájem vyruší.

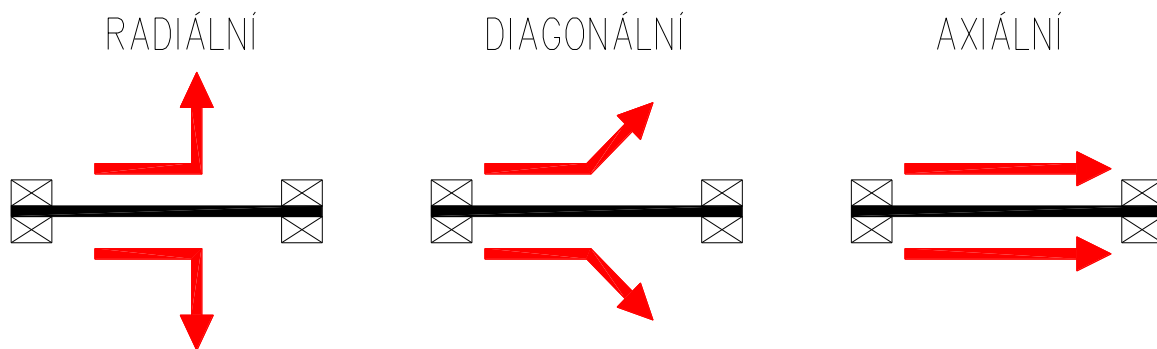
U vertikálně řešených lopatkových strojů se k osově síle navíc musí připočíst i tíha oběžného kola.



Hydrodynamická čerpadla

Jsou to lopatkové stroje určené k dopravě kapalin. Mechanická energie otáčivého pohybu se u nich na lopatkách oběžného kola změní na kinetickou energii pohybu čerpané kapaliny. V pevných lopatkách difuzoru se pak část kinetické energie přemění na energii tlakovou. Čerpaná kapalina tedy v difuzoru zpomalí, ale zato vzroste její tlak.

Z hlediska průtoku dopravované kapaliny oběžným kolem hydrodynamická čerpadla dělíme na:



Radiální hydrodynamická čerpadla

Jsou to asi nejpoužívanější čerpadla vůbec. Mohou být jednostupňová nebo vícestupňová.

Pro měrnou energii platí vztah:

$$Y_t = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} =$$

kde jednotlivé zlomky udávají:

$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$ - měrná kinetická energie získaná v oběžném kole,

$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$ - měrná tlaková energie vytvořená při zpomalení proudění kapaliny v lopatkách oběžného kola,

$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$ - měrná tlaková energie vytvořená odstředivou silou.

Vlivem ztrát je skutečná měrná energie lopatkového čerpadla vždy o něco nižší.

$$Y = Y_t \cdot \eta_h$$

kde η_h je hydraulická účinnost čerpadla (zohledňuje hlavně ztráty netěsnostmi).

Pro stanovení **příkonu** lopatkového čerpadla pak platí vztah:

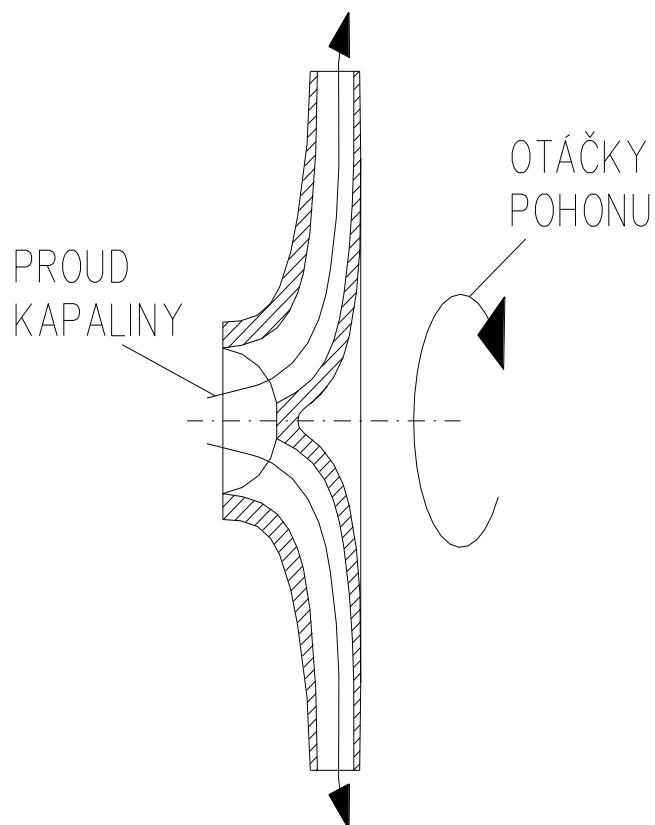
$$P = Q_V \cdot \rho \cdot Y \cdot \frac{1}{\eta_c}$$

kde Q_V - objemový průtok čerpané kapaliny,

ρ - hustota čerpané kapaliny,

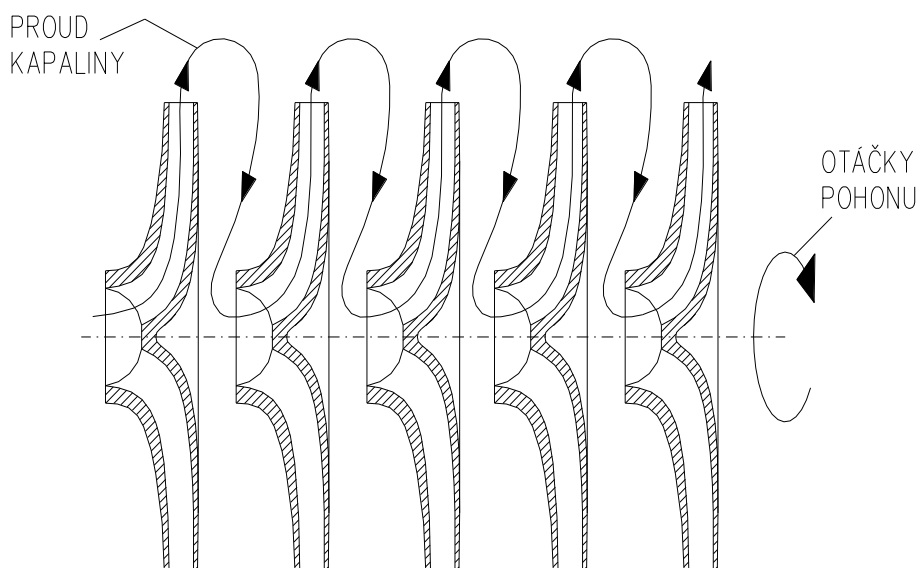
Y - skutečná měrná energie,

η_c - celková účinnost čerpadla.

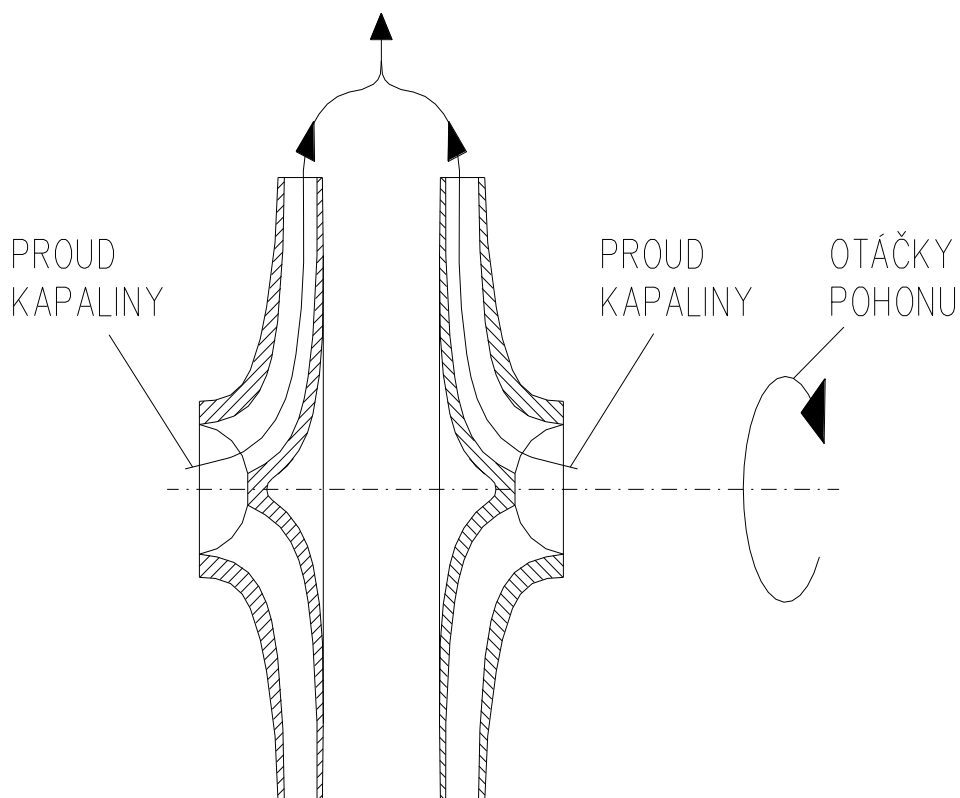


Radiální oběžná kola jsou odlitky s vnitřními kanály, kterými proudí kapalina. Ta v kole mění svůj směr z rovnoběžného s osou kola na kolmý na osu kola. Z oběžného kola pak kapalina přechází do spirální skříně.

Pro menší požadovanou měrnou energii Y se čerpadla konstruuje jako jednostupňová, pro větší pak jako vícestupňová. Pak je na společné hřídeli umístěno více oběžných kol o stejném průměru.

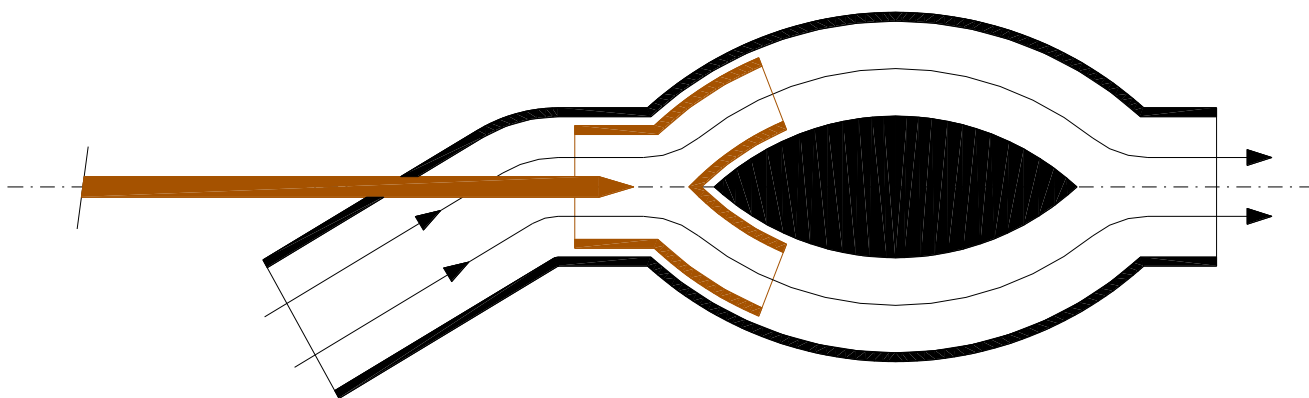


Pro velké průtoky kapaliny se čerpadla konstruují jako dvouproudá. U nich dochází k vyrovnávání axiální síly.



Diagonální hydrodynamická čerpadla

U nich kapalina při průtoku oběžným kolem odchýlí svůj směr proudění zhruba do úhlu 45° od osy lopatkového kola. Používají se poměrně málo.



Axiální hydrodynamická čerpadla

Používají se zejména pro velké objemové průtoky čerpané kapaliny Q_v a malé měrné energie Y . Jejich oběžná kola mají tvar vrtule se 2 až 4 lopatkami.

