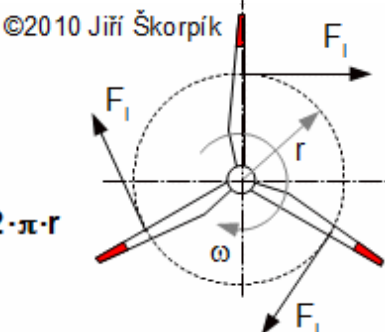


$$\Gamma = s(w_{1u} - w_{2u})$$

$$F_I = \rho \cdot w_{st} \cdot \Gamma; \quad F_{ul} = \rho \cdot w_a \cdot \Gamma; \quad F_{al} = \rho \cdot w_{st,u} \cdot \Gamma$$

(a) $z \cdot \Gamma = \Gamma_{R1} - \Gamma_{R2}; \quad \Gamma_{R1} = w_{2u} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r; \quad \Gamma_{R2} = w_{1u} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r$



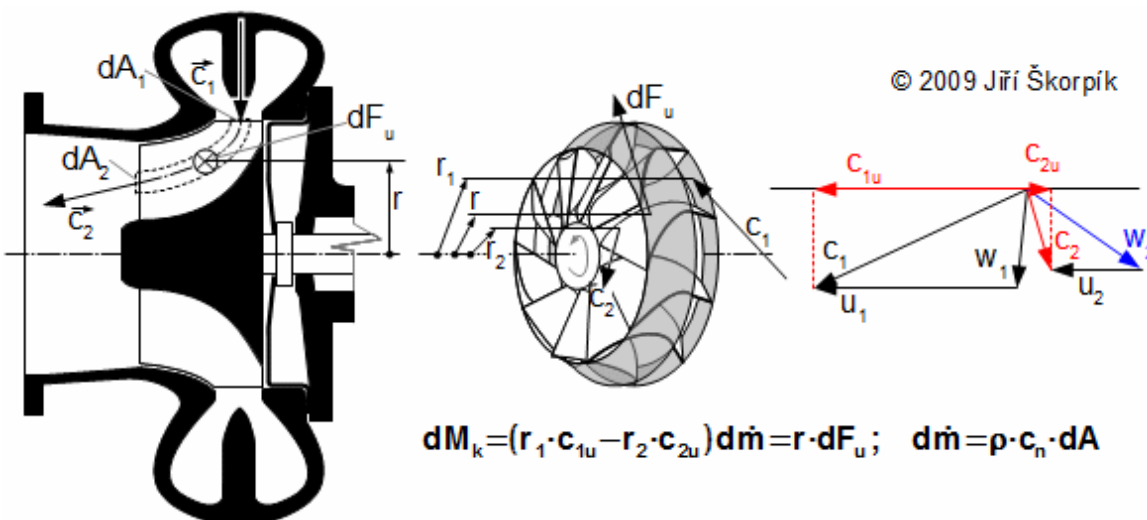
11.588 Síla na lopatku a cirkulace rychlosti.

Předpoklady: Elementární délka lopatky a konstantní rozteč lopatek s . ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] hustota; F_I [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$] výslednice sil působící na osamocený profil délky l m; Γ [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] cirkulace rychlosti kolem lopatky. Γ cirkulace rychlosti kolem lopatky v lopatkové mříži (po křivce kontrolního objemu lopatky ABCD z Obrázku 10); z počet lopatek; $z \cdot \Gamma$ cirkulace rychlosti kolem z lopatek; Γ_{R1} cirkulace rychlosti před rotorovou řadou lopatek; Γ_{R2} cirkulace rychlosti za rotorovou řadou lopatek. Odvození těchto rovnic je v Příloze 588.

Z Rovnice 11(a) vyplývá, že je-li známa cirkulace rychlosti pracovní tekutiny před rotorem a za rotorem je snadné dopočítat cirkulaci rychlosti kolem jedné lopatky, odtud i sílu působící na lopatku.

Kroutící moment, výkon

Síly působící na lopatky rotoru od proudu tekutiny vytvářejí na jeho hřídeli kroutící moment. Tento kroutící moment je vytvořen obvodovými složkami těchto sil. Rovnice pro kroutící moment stupně lopatkového stroje se nazývá **Eulerova turbínová rovnice**:



$$dM_k = (r_1 \cdot c_{1u} - r_2 \cdot c_{2u}) dm = r \cdot dF_u; \quad dm = \rho \cdot c_n \cdot dA$$

12.275 Elementární kroutící moment působící k ose rotace rotoru lopatkového stroje od proudu tekutiny protékající stupněm (aplikován na radiální turbínu s axiálním výstupem).

M_k [$\text{N} \cdot \text{m}$] kroutící moment. Elementární proud je množství tekutiny dm vstupující do rotorových kanálů elementární plochou dA_1 a vystupující elementární plochou dA_2 . Odvozeno pro předpoklad stacionárního proudění a předpoklad osově symetrického proudění. Odvození Eulerovy turbínové rovnice je v Příloze 275.

Kroutící moment není funkcí hmotnostních (v homogenním tíhovém poli) ani tlakových sil, jejíž složky v obvodovém směru jsou nulové (respektive po obvodu rotoru se navzájem vyruší).

Z elementárního kroutícího momentu a úhlové rychlosti lze vypočítat elementární výkon přenášený na rotor:

$$dP = \omega \cdot dM_k = (u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u}) d\dot{m}$$

13.585 Elementární výkon přenášený na rotor lopatkového stroje od proudu tekutiny protékající stupněm (zobecněná Eulerova rovnice).

P [W] výkon (obvodový výkon stupně).

Diskuze k Eulerově turbínové rovnici

Pro stupně turbín platí $dP > 0$, pro stupně pracovních strojů platí $dP < 0$.

Pro případy čistě axiálního stupně (proudění po válcových plochách, $r_1 = r_2 = r$) lze Eulerovu turbínovou rovnici upravit na tvar:

$$dM_k = r(c_{1u} - c_{2u}) d\dot{m}; \quad dP = \omega \cdot r(c_{1u} - c_{2u}) d\dot{m} = u(c_{1u} - c_{2u}) d\dot{m}$$

14.586 Eulerova turbínová rovnice pro axiální stupeň.

Pro krátké prizmatické lopatky, u kterých lze vycházet z rychlostního trojúhelníku na středním průměru bude celkový výkon přenesený na rotor přibližně roven:

$$P = u(c_{1u} - c_{2u}) \dot{m}$$

15.587 Výkon přenesený na rotor pro případ krátkých lopatek.

Z Eulerovy turbínové rovnice plyne, že při vyšších otáčkách se přenáší menší kroutící moment a naopak (při stejném výkonu). Proto hřídele vysokootáčkových rotorů mohou mít menší průměr než hřídele rotorů nízkootáčkových.

Obvodová práce

Měrná obvodová práce je poměr mezi výkonem přenesený na rotor a hmotnostním průtokem (práce 1 kilogramu tekutiny při průtoku lopatkovými kanály rotoru na vyšetřovaném poloměru r předané rotoru stroje):

$$l_u = \frac{dP}{d\dot{m}} = u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$$

16.284 Měrná obvodová práce pracovní tekutiny ve stupni lopatkového stroje⁽⁴⁾.

l_u [$J \cdot kg^{-1}$] měrná obvodová práce. Podle této rovnice je l_u funkcí pouze rychlostí před rotorem a za rotorem a zdánlivě bez vlivu dějů probíhajících při průtoku stupněm lopatkového stroje. Ovšem právě uvedené děje tvar a velikost rychlostního trojúhelníku na výstupu ovlivňují. Odvození rovnice pro výpočet obvodové práce je v Příloze 284.

⁽⁴⁾*Poznámka*

Měrná obvodová práce l_u není skutečná měrná práce vyvedená ve formě kroutícího momentu na hřídeli. Tuto práci snižuje tření rotoru o pracovní tekutinu (tzv. ventilační ztráta) a další ztráty ve stupni více v článku 14. Vztah mezi obvodovou a vnitřní prací stupně lopatkového stroje).

Diskuze k rovnici obvodové práce

U většiny typů lopatkových strojů se mění, při průchodu rotorem, hned několik členů v rovnici pro obvodovou práci, ale někdy může mít na vykonanou práci podstatný vliv jen jeden člen této rovnice:

Absolutní rychlost se mění u všech typů lopatkových stupňů (lze zkonstruovat stupně pro $c_1=c_2$ např. [1, s. 40], ale nepoužívají se).

Ke změně relativní rychlosti nedochází například u rovnotlakých stupňů.

K významné změně obvodové rychlosti dochází u radiálních stupňů.

Spirální kanály v lopatkových strojích

Spirální kanál je takový kanál, ve kterém dochází k proudění tekutiny ve spirále. Spirální kanály lze rozdělit na dva základní typy. Prvním typem jsou spirální skříně⁽⁵⁾, které slouží pro odvod/přívod pracovní tekutiny z/k obvodu oběžného kola či statoru od/k hrdlu. Druhým typem spirálních kanálů jsou bezlopatkové difuzory⁽⁶⁾ používané u turbokompresorů a bezlopatkové rozvaděče nebo-li konfuzory⁽⁷⁾ používané u turbín.

⁽⁵⁾*Spirální skříně*

V případě spirální skříně turbokompresorů je vstup do skříně radiální a výstup tangenciální, u turbín je tomu naopak.

⁽⁶⁾*Bezlopatkový difuzor (BLD)*

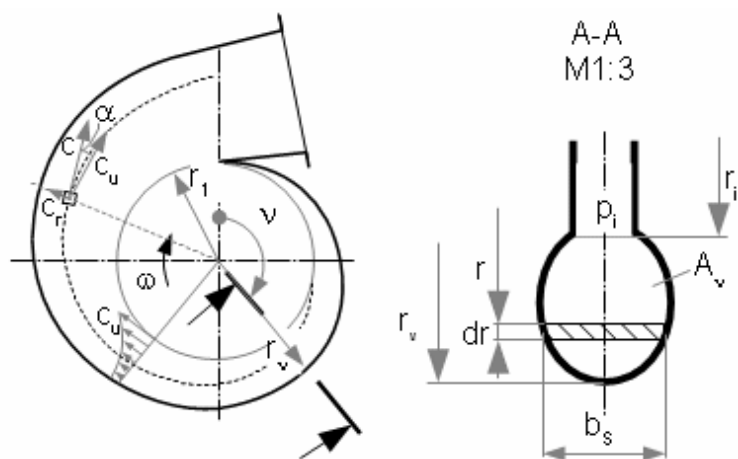
Vstup i výstup BLD je radiální a probíhá v něm komprese tj. tlak tekutiny stoupá. Většinou je tvořen dvěma mezikruhovými deskami viz níže. Na BLD navazuje spirální skříně.

⁽⁷⁾*Bezlopatkový rozvaděč (BLR)*

Konstrukčně vypadá stejně jako BLD, ale na rozdíl od něj v něm probíhá expanze tj. tlak tekutiny klesá. Přívod tekutiny do BLD je přes spirální skříně.

Při výpočtu spirálních kanálů se předpokládá potenciální proudění⁽⁸⁾ neboli $rot\ c^{-} = 0$.

Při zanedbání stlačitelnosti pracovní tekutiny $\rho \approx konst.$ se spirální skříně chová jako kanál s konstatním měrným průtokem – to znamená, že jeho průtočný průřez se po obvodu mění tak, jak se mění průtok skříně:



$$(a) \dot{m}_v = \dot{m} \frac{v}{2\pi} = \int_{r_i}^{r_v} \rho \cdot c_u \cdot b_s \cdot dr$$

© 2009 Jiří Škorpík

17.282 Základní rovnice spirálních skříní.

a rovnice kontinuity; b_s [m] šířka spirálního kanálu; A_v [m²] průtočný průřez spirálního kanálu na příslušném úhlu v . Spirální skříní musí udržovat po celém obvodu oběžného kola konstantní tlak.

⁽⁸⁾ Poznámka

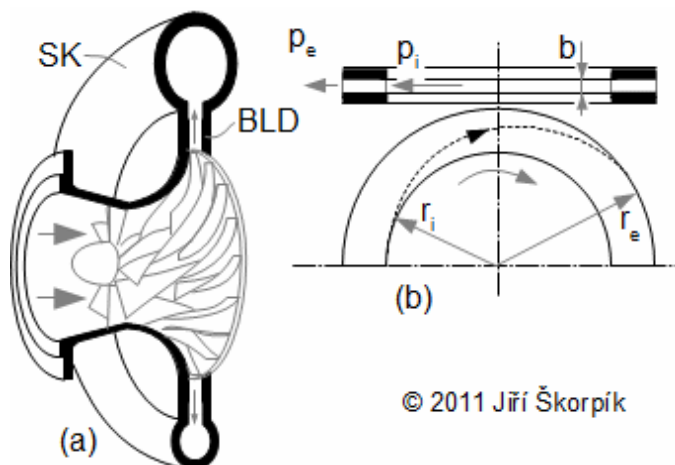
Někdy se u spirálních skříní nevychází z předpokladu potenciálního proudění a zavádí se podmínka $c_u = konst.$ (lineární nárůst průtočného průřezu skříně A_v). Výpočet je jednodušší, skříní vychází menší, ale za cenu vyšších ztrát, protože proudění se vlivem trhání proudnic při zvyšování poloměru silně turbulizuje.

Navrhněte spirální skříní nízkotlakého ventilátoru s oběžným kolem s dopředu zahnutými lopatkami. Skříní má obdélníkový průřez. Vnější rozměr oběžného kola je 65,82 mm, šířka skříně je 26,3 mm, obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z kola je 19,23 m·s⁻¹ a průtok vzduchu 100 m³·h⁻¹. Diskutujte vliv šířky skříně na poloměr skříně. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 264.

Úloha 5.264

Pro jednoduché tvary spirálních skříní (obdélníkový průřez, kruhový průřez) je řešení poměrně snadné, pro složitější tvary se obvykle využívá numerický výpočet.

U BLR a BLD jsou průtočné průřezy na vstupu a výstupu rozdílné:



© 2011 Jiří Škorpík

18.391 Schématický řez radiálním turbokompresorem s BLD.

SK spirální skříní; BLD bezlopatkový difuzor; (a) celkový pohled; (b) průřez BLD. V tomto případě je BLD tvořen pouze dvěma mezikruhovými deskami.