

12. ZÁKLADNÍ ROVNICE LOPATKOVÝCH STROJŮ

Jiří Škorpík, skorpik.jiri@email.cz

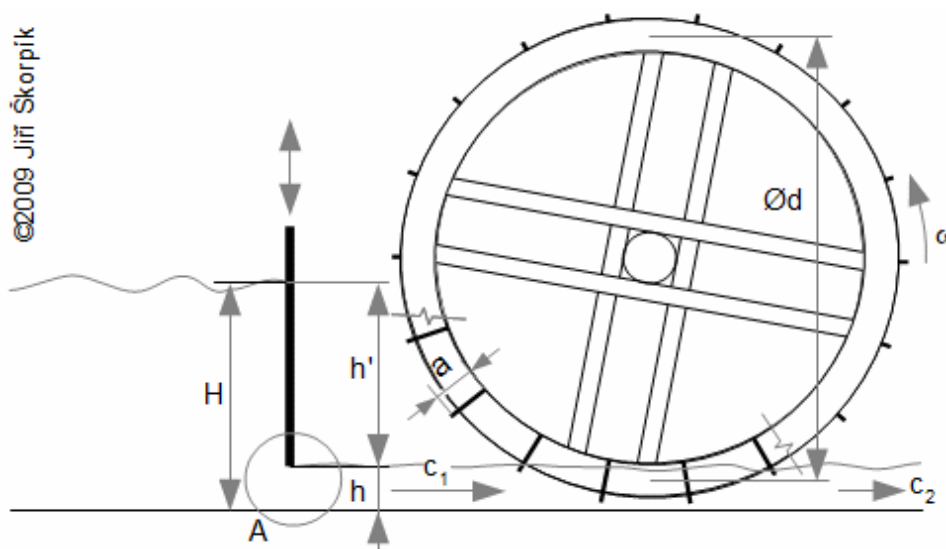
<hr/> <i>strana 1</i> <hr/> Úvod	<hr/> <i>strana 10</i> <hr/> Spirální kanály v lopatkových strojích
<hr/> <i>strana 1</i> <hr/> Síla působící na lopatky od proudu tekutiny Diskuze k Eulerově rovnici • Vztah mezi střední aerodynamickou rychlostí a silou F • Síla na lopatku a cirkulace rychlosti	<hr/> <i>strana 12</i> <hr/> Rozložení tlaku a energie v lopatkovém stroji
<hr/> <i>strana 8</i> <hr/> Kroutící moment, výkon Diskuze k Eulerově turbínové rovnici	<hr/> <i>strana 13</i> <hr/> Odkazy
<hr/> <i>strana 9</i> <hr/> Obvodová práce Diskuze k rovnici obvodové práce	<hr/> <i>strana 14</i> <hr/> Přílohy

Úvod

Jednoduše, a snad i intuitivně, lze vysvětlit pojmy jako síla působící na lopatky, kroutící moment, práce (výkon) na příkladu vodního kola:

Navrhněte vodní kolo, máte-li k dispozici jez o výšce $0,6\text{ m}$ a průtoku $0,7\text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$. K výpočtu použijte empirické poznatky sekerníků a mlynářů [2]. Řešení úlohy je uvedeno v *Příloze 255*.

Úloha 1.255



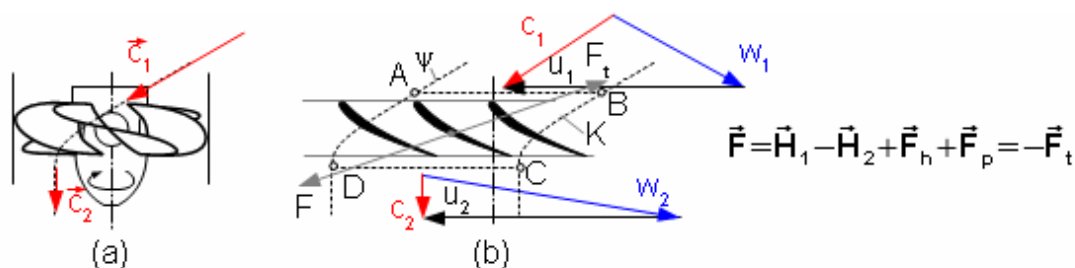
Obrázek k úloze 1.

d [m] průměr kola; a [m] výška lopatky; A [m²] průtočný průřez; c [m·s⁻¹] absolutní rychlost vody; ω [rad·s⁻¹] úhlová rychlost otáčení kola.

Údaje o síle působící na lopatky, kroutícím momentu, otáčkách a výkonu jsou důležité parametry všech lopatkových strojů. Pro výpočet těchto veličin lze odvodit obecné rovnice platné pro všechny typy lopatkových strojů (historické souvislosti odvození základních rovnic lopatkových strojů jsou uvedeny v kapitole 1. Vodní kola a vodní turbíny).

Síla působící na lopatky od proudu tekutiny

Ve stupni lopatkového stroje se může měnit velikost i směr rychlosti protékající tekutiny, to znamená, že na proud tekutiny působí nějaká vnější síla. Velikost této síly závisí na množství tekutiny proudící vyšetřovaným objemem (kontrolní objem):



© 2009 Jiří Škorpík

$$\vec{H}_1 = \dot{m} \cdot \vec{c}_1; \quad \vec{H}_2 = \dot{m} \cdot \vec{c}_2; \quad \vec{F}_h = \int_K \vec{g} \cdot d\vec{m}; \quad \vec{F}_p = - \int_A \vec{p} \cdot d\vec{A} = -p_1 \int_{A_1} d\vec{A}_1 - p_2 \int_{A_2} d\vec{A}_2$$

1.196 Síla působící na lopatky od proudu tekutiny.

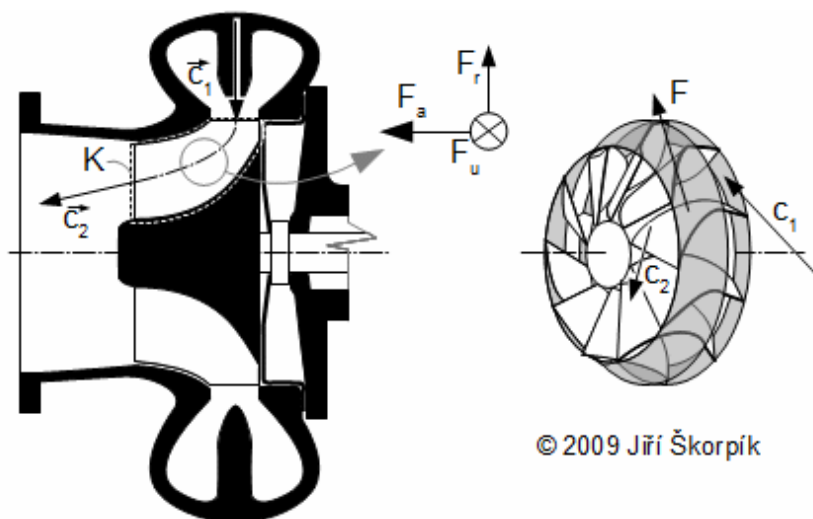
Rychlosti i síly jsou vektorové veličiny, ale šipka nad symbolem se často neuvádí. \mathbf{H} [N] **hybnost pracovní tekutiny**; \mathbf{F}_h [N] hmotnostní (objemové) síly působící na pracovní tekutinu uvnitř kontrolního objemu (gravitační síla); \mathbf{F}_p [N] tlakové síly působící na pracovní tekutinu na hranicích kontrolního objemu; \mathbf{F}_t [N] výslednice sil působící na pracovní tekutinu od těles uvnitř či na hranici kontrolního objemu; \mathbf{F} [N] výslednice sil působící na tělesa uvnitř či na hranici kontrolního objemu od proudu tekutiny; \mathbf{w} [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] relativní rychlost; \mathbf{u} [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] obvodová rychlost; $\dot{\mathbf{m}}$ [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$] množství pracovní tekutiny protékající kontrolním objemem; \mathbf{m} [m] hmotnost pracovní tekutiny v kontrolním objemu; \mathbf{p} [Pa] tlak; \mathbf{A} [m^2] plocha kontrolního objemu; \mathbf{g} [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] gravitační zrychlení. Ψ proudnice absolutní rychlosti; \mathbf{K} kontrolní objem; $\mathbf{1}$ vstup do kontrolního objemu; $\mathbf{2}$ výstup z kontrolního objemu. Tato rovnice se nazývá **Eulerova rovnice**, protože jako první ji odvodil Leonhard Euler. Rovnice je odvedena pro předpoklad ustáleného proudění tekutiny kontrolním objemem. Odvození Eulerovy rovnice je v *Příloze 196*.

Kontrolní objem, v případě *Obrázku 1b* je vymezen tak, že pracovní tekutina vstupuje do kontrolního objemu pouze přes hranici AB (průtočný průřez A_1) a vystupuje z něj na hranici CD (průtočný průřez A_2). Hranice AD a BC jsou totožné proudnice, proto se vnější tlakové síly na hranici AD vyruší s vnějšími tlakovými silami na hranici BC . Kontrolní objem se nepohybuje.

Podle Eulerovy rovnice ke stanovení síly působící na lopatky postačují parametry proudění na hranici kontrolního objemu.

Síla \vec{F} má tři prostorové složky jako absolutní rychlost a to složku v axiálním směru F_a (tato síla způsobuje namáhání rotoru v axiálním směru a zachycuje jí axiální ložisko), v radiálním směru F_r , v obvodovém směru F_u (tato síla vytváří kroutící moment na rotoru):

Podle typu stupně lopatkového stroje mohou být některé složky síly zanedbatelné (například u čistě axiálního stupně chybí radiální složka tzv. proudění po válcových plochách a u radiálního ventilátoru zase zcela odpadá axiální složka apod).

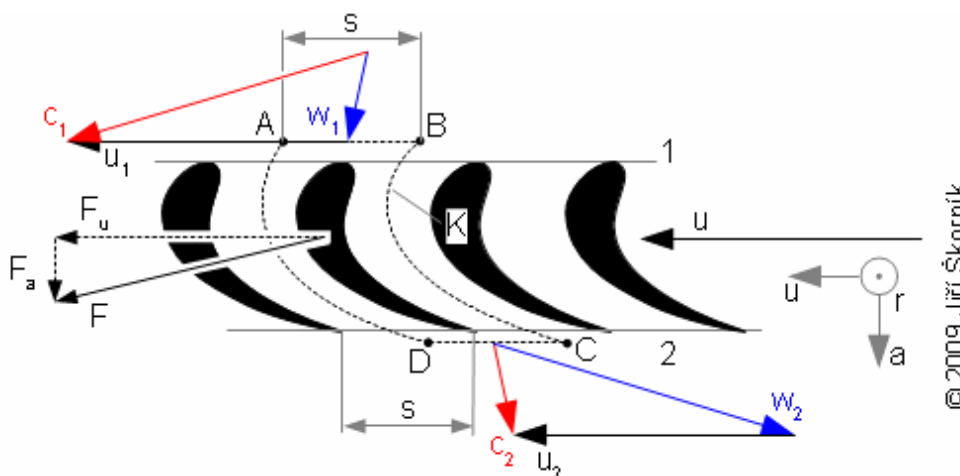


2.274 Znárodnění síly, kterou působí proud tekutiny na lopatky u radiální turbíny s axiálním výstupem. Vpravo od průřezu je prostorový pohled na oběžné kolo turbíny.

Jaká síla působí na lopatky axiální vodní turbíny? Znáte rozměr rotoru, průtok, otáčky a rychlosti. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 583.

Úloha 2.583

Hranice kontrolního objemu AD a BC v lopatkové mříži nemusí kopírovat proudnice absolutní rychlosti, ale stačí je definovat tak, aby parametry proudění na těchto hranicích byly stejné. U lopatkových strojů se velice často stanovuje hranice kontrolního objemu z proudnic relativní rychlosti. Přičemž u takto navrženého kontrolního objemu se hybnost proudu na hranicích AD a BC vzájemně vyruší:



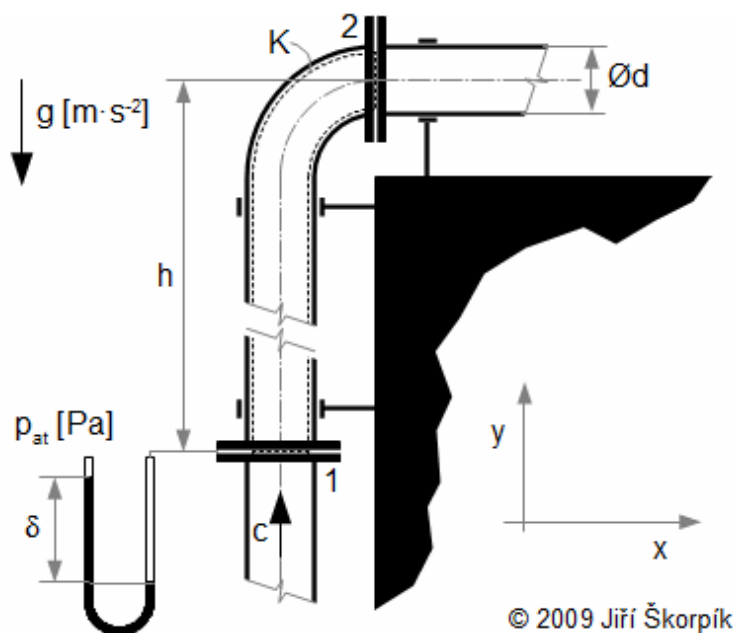
3.256 Síly působící na lopatky rotoru axiálního stupně turbíny ($u_1 = u_2$ – tekutina vystupuje z rotoru na stejném poloměru jako do něj vstoupila).

s [m] rozteč lopatkové mříže. V tomto případě zcela chybí radiální složka síly působící na lopatky $F_r = 0$.

Jakou silou je namáháno potrubí mezi přírubami od proudu kapaliny? Vnitřní průměr potrubí je 23 mm, výškový rozdíl mezi dolní a horní přírubou je 1,2 m, rozdíl statického tlaku v potrubí a venkovního (atmosférického tlaku) je 2 m vodního sloupce, rychlost proudění je $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, v potrubí proudí voda.

Uvažujete ideální kapalinu a proudění beze ztrát. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 254.

Úloha 3.254



Obrázek k úloze 3.
 p_{at} [Pa] atmosférický tlak.

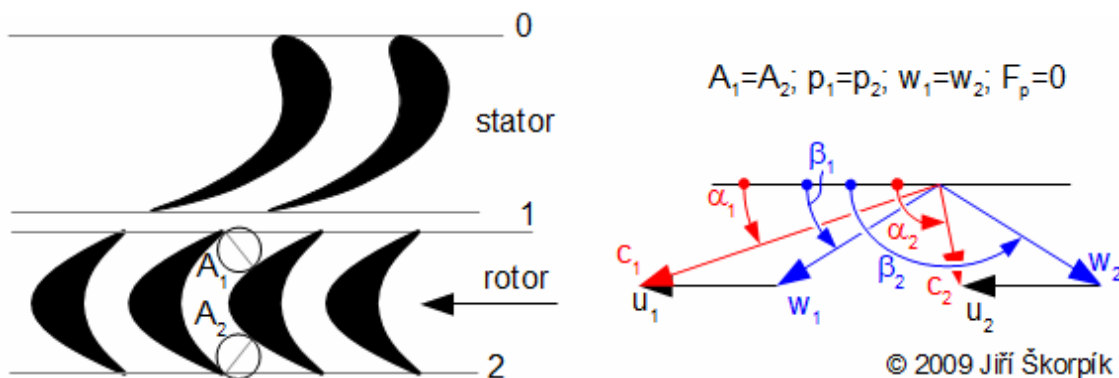
Sílu $F \vec{}$ lze stanovit i z relativního proudění např. aplikace Bernoulliho rovnice pro rotující kanál [1, s. 42], ale takový výpočet je složitější – v tomto případě je nutné započítat i Coriolisovu sílu, která ovlivňuje sílu v obvodovém směru a odstředivou sílu, která ovlivňuje sílu v radiálním směru:

Stanovte síly od proudu tekutiny působící v lopatkovém kanále nízkotlakého radiálního ventilátoru, jestliže znáte relativní rychlosti a jeho geometrii. Tlak na vstupu i výstupu kola je stejný $p_1 = p_2$. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 584.

Úloha 4.584

Diskuze k Eulerově rovnici

Tlaková síla působí na kontrolní objem na úseku AB a CD . Pokud je vstupní plocha (do mezilopatkových kanálů) A_1 stejně veliká jako plocha výstupní A_2 , a $\rho = konst.$, potom je $w_1 = w_2$ a $p_1 = p_2$. Takový stupeň lopatkového stroje se nazývá **rovnotlaký stupeň** nebo **akční stupeň**. V případě, že u rovnotlakého stupně je zanedbatelný vliv hmotnostních sil F_h a ztrát je výsledná síla F totožná s obvodovou silou $F_u^{(1)}$:

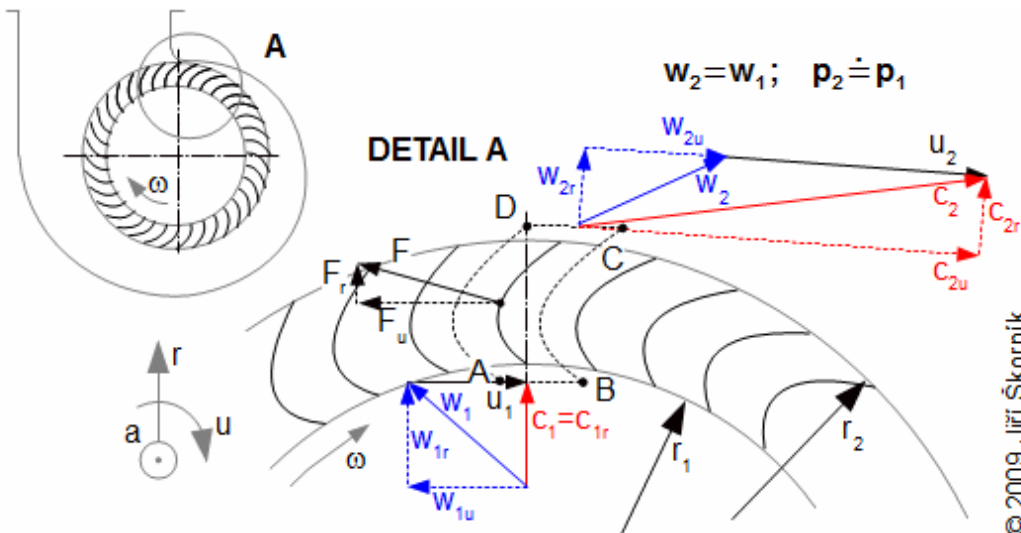


4.279 Příklad rovnotlakého stupně (například Lavalova turbína).

⁽¹⁾Poznámka

Platí pro proudění beze ztrát. Jinak nemusí být pravda, že při $A_1=A_2$ musí platit rovnost $p_1=p_2$ (ztráty zvyšují měrný objem plynu viz článek 37. Škrzení plynů a par).

Jako rovnotlaké lze konstruovat i radiální stupně⁽²⁾:



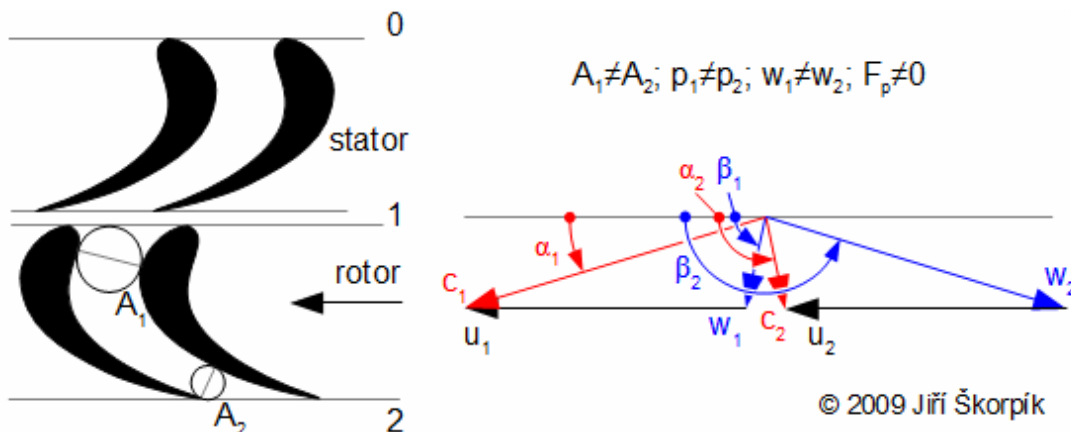
5.286 Síly působící na lopatky rotoru radiálního ventilátoru.

ω [rad·s⁻¹] úhlová rychlost rotoru; r [m] poloměr. Jedná se o čistě radiální stupeň s lopatkami dopředu zahnutými. U přetlakového stupně pracovního stroje je směr obvodové síly F_u proti směru otáčení (pracovní tekutině je práce přiváděna).

⁽²⁾Poznámka

Platí pouze při zanedbatelné odstředivé síle v proudu pracovní tekutiny mezi poloměry $r_1=r_2$, jinak by muselo platit $w_2 > w_1$ viz Úloha 4.

Jestliže vstupní průřez A_1 je jiný než výstupní A_2 ($A_1 \neq A_2$), potom i relativní vstupní a výstupní rychlosti nemohou být stejné ($w_1 \neq w_2$ a podle Bernoulliho rovnice $p_1 \neq p_2$). To platí pro $\rho = konst.$ i pro $\rho \neq konst.$ Takový stupeň je nazýván **přetlakový stupeň** nebo **reakční stupeň**:



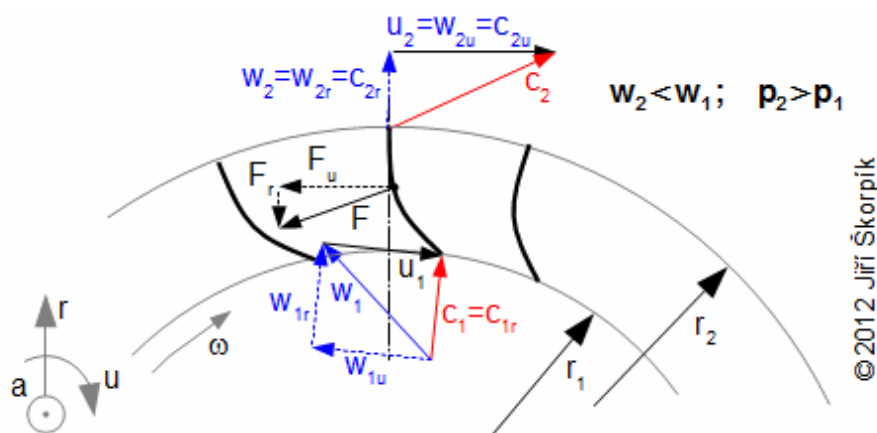
6.280 Příklad přetlakového stupně (například Kaplanova turbína⁽³⁾).

⁽³⁾Poznámka

Kaplanova turbína je přetlaková, to znamená, že před rotorem je tlak vyšší než za rotorem (to lze jednoduše poznat podle toho, že lopatky vytvářejí zužující se kanály neboli konfuzorové kanály a pro relativní rychlost platí $w_1 < w_2, p_1 > p_2$).

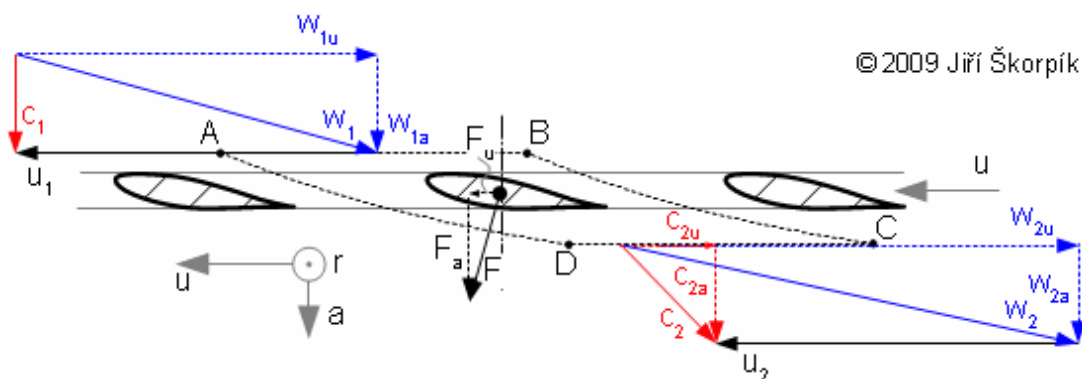
U axiálních přetlakových stupňů, vlivem přetlaku tekutiny, je axiální síla F_a na rotoru mnohem větší než u rovnotlakých stupňů. Lopatkový kanál pracovního stroje je v provedení obvykle jako přetlakový (teoreticky je možné použít i rovnotlaký [1, s. 38-40], ale nepoužívá se). Přetlakový stupeň turbíny má, za stejných podmínek (obvodová rychlost; parametry pracovního plynu), menší výkon než stupeň rovnotlaký viz kapitola 19. Návrh axiálních stupňů lopatkových strojů.

Jako přetlakové lze konstruovat i radiální stupně:



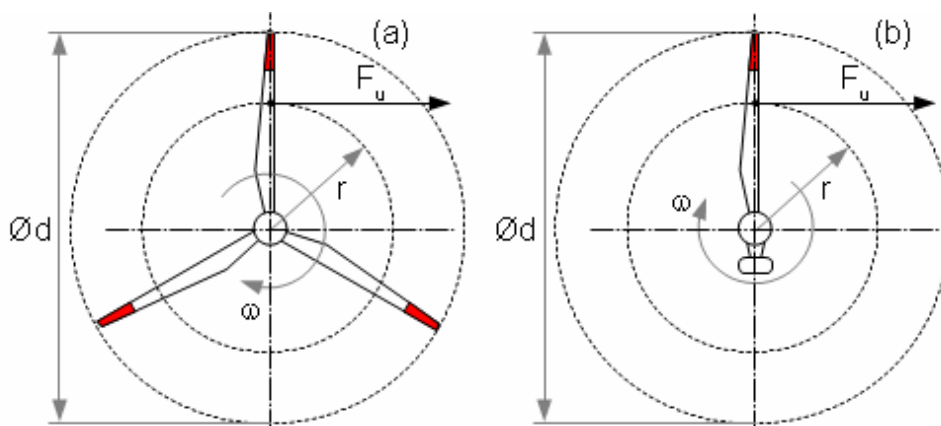
7.287 Síly působící na lopatky rotoru radiálního ventilátoru. Jedná se o čistě radiální přetlakový stupeň s radiálními lopatkami.

Eulerovu rovnici lze aplikovat i na "řídke" lopatkové mříže větrných turbín. Změna vektoru rychlosti větru po průchodu rotorem je funkcí poměru $u \cdot c^{-1}$, který se nazývá koeficient rychloběžnosti, čím vyšší je tento koeficient tím menší je optimální počet lopatek rotoru. To znamená, že **větrné turbíny** s jednou lopatkou (menší pořizovací náklady – vyšší hlučnost) mají vyšší otáčky než třílisté turbíny, při menších otáčkách by jedna lopatka nebyla schopna transformovat energii větru v celém průřezu rotoru s požadovanou účinností:



8.285 Síly působící na lopatky rotoru větrné axiální turbíny ($u_1 = u_2$).

Hybnost proudu vzduchu se mění v celém průtočném průřezu, který lopatka opisuje.

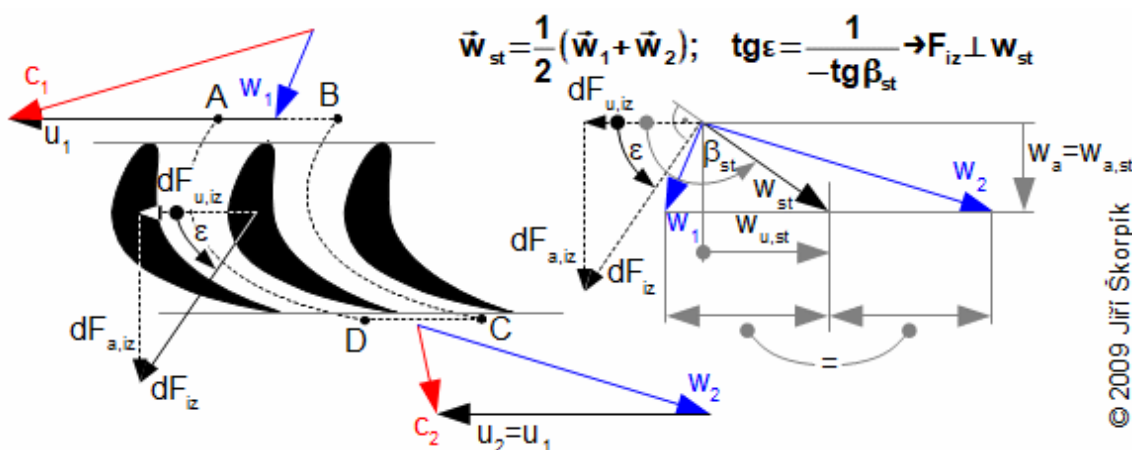


9.981 Změna obvodové síly působící na lopatky rotoru větrné axiální turbíny při změně počtu lopatek.

© 2017 Jiří Škorpík

Vztah mezi střední aerodynamickou rychlostí a silou F

Střední aerodynamická rychlost w_{st} je střední rychlostí z relativní rychlosti proudu na vstupu w_1 a výstupu z mříže w_2 (rozuměno jako výsledek vektorového součtu). Výsledná síla působící na lopatku od proudu nestlačitelné tekutiny F je kolmá na střední aerodynamickou rychlost w_{st} :



© 2009 Jiří Škorpík

10.248 *Definice střední aerodynamické rychlosti v lopatkové mříži a její vztah k vektoru síly působící na elementární profil (délka lopatky dr).*

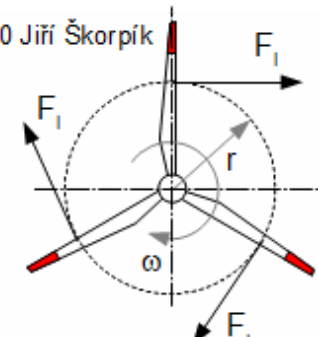
Předpoklady: nestlačitelné proudění, proudění beze ztrát (izoentropické – index *iz*), axiální stupeň ($r_1=r_2$). w_{st} [$m \cdot s^{-1}$] střední aerodynamická rychlost v lopatkové mříži; β_{st} [rad] úhel střední aerodynamické rychlosti; ϵ [rad] úhel výslednice sil. Pro nestlačitelné proudění $w_{1a}=w_{2a}=w_{a, st}$. Odvození této rovnice je v Příloze 248.

Síla na lopatku a cirkulace rychlosti

Sílu působící na lopatku v axiální lopatkové mříži lze vypočítat i bez znalosti tlaku pomocí cirkulace rychlosti na hranici kontrolního objemu lopatky:

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

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

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


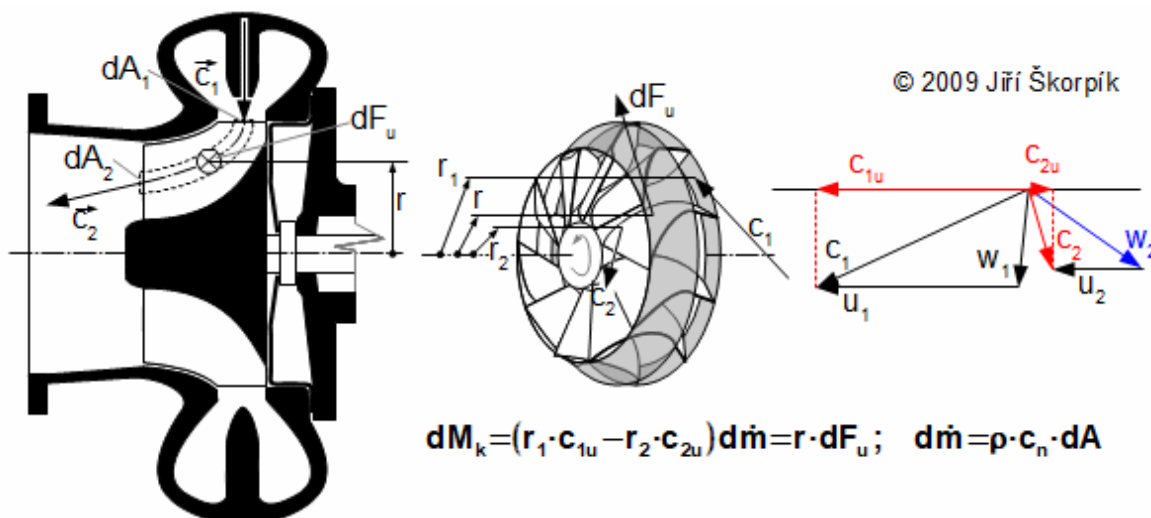
11.588 Síla na lopatku a cirkulace rychlosti.

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**:



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 neboli 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)*

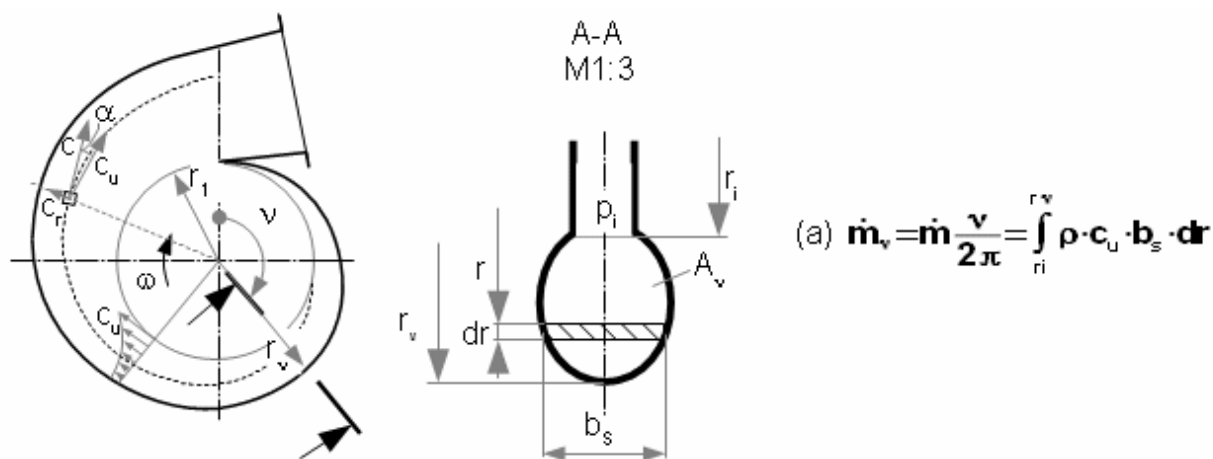
Vstup i výstup BLD je radiální a probíhá v něm komprese tj. tlak tekutiny stoupá. Většinou je tvořen dvěma mezikruhovými deskami viz níže. Na BLD navazuje spirální skříně.

⁽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:



© 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 skříň musí udržovat po celém obvodu oběžného kola konstantní tlak.

⁽⁸⁾Poznámka

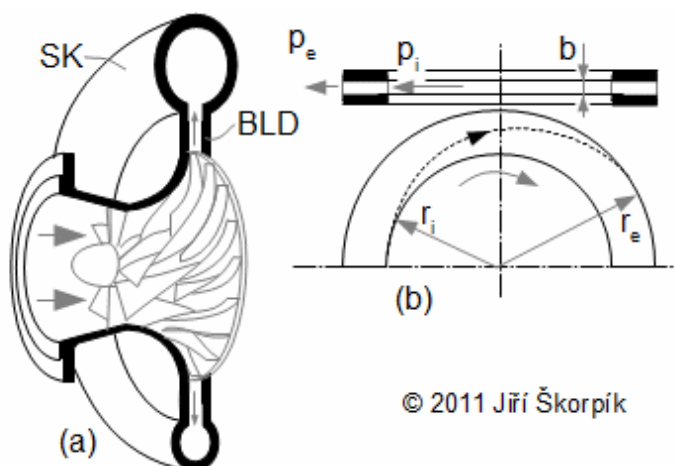
Někdy se u spirálních skříní nevychází z předpokladu potenciálního proudění a zavádí se podmínka $c_u = konst.$ (lineární nárůst průtočného průřezu skříně A_v). Výpočet je jednodušší, skříň vychází menší, ale za cenu vyšších ztrát, protože proudění se vlivem trhání proudnic při zvyšování poloměru silně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

Navrhněte spirální skříň nízkotlakého ventilátoru s oběžným kolem s dopředu zahnutými lopatkami. Skříň 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.

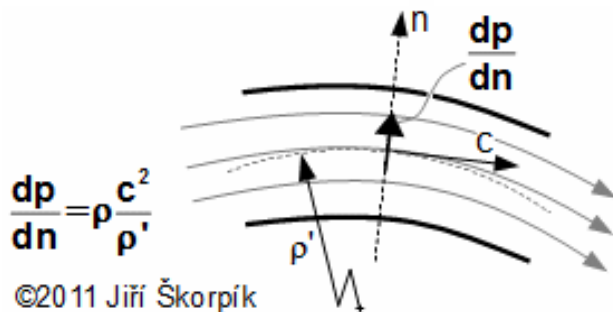
SK spirální skříň; BLD bezlopatkový difuzor; (a) celkový pohled; (b) průřez BLD. V tomto případě je BLD tvořen pouze dvěma mezikruhovými deskami.

Odvoďte rovnici pro změnu tlaku v BLD. Změní se úhel mezi rychlostí proudění a obvodovým směrem při průchodu BLD? Uvažujte nestlačitelné potenciální proudění. Řešení úlohy je uvedeno v *Příloze 407*.

Úloha 6.407

Rozložení tlaku a energie v lopatkovém stroji

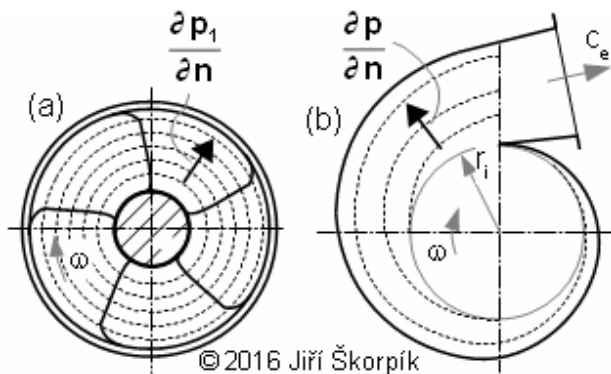
Rozložení tlaku v proudu pracovní tekutiny neovlivňuje pouze změna průtočného průřezu, ale také zakřivení proudu. V zakřiveném proudu si odstředivá síla vynucuje zvýšení tlaku na vnějším obvodu tzv. příčný gradient tlaku:



19.673 Vznik příčného tlakového gradientu v zakřiveném kanále.

n normála proudnice; ρ' [m] poloměr křivosti proudové plochy ve vyšetřovaném bodě proudové plochy; dp/dn [Pa·m⁻¹] gradient tlaku. Odvozeno pro předpoklad potenciálního proudění, proudění v rovině a zanedbání tíhových sil. Tato rovnice se nazývá **Eulerova n-rovnice**. Odvození Eulerovy n-rovnice je uvedeno v *Příloze 673*.

Příčný gradient tlaku vzniká v lopatkových strojích téměř všude:



20.771 Příklady vzniku příčného tlakového gradientu v lopatkových strojích.

(a) vznik příčného tlakového gradientu před rotorem Kaplanovy turbíny; (b) vznik příčného tlakového gradientu ve spirální skříní – tlak pracovní tekutiny na výstupu p_e je na vnějším obvodu větší, ale má nižší rychlost, takže v celém výstupním průřezu má stejnou měrnou celkovou energii.

Pro konstrukci rychlostního trojúhelníku je nutné znát gradient tlaku a gradient kinetické energie, respektive rychlosti před a za lopatkovou řadou. Ke stanovení těchto gradientů, případně gradientů jiných veličin proudu lze použít rovnici prvního zákona termodynamiky pro otevřený systém a Eulerovu rovnici hydrodynamiky odvozené pro potenciální proudění. Výhodou této rovnice oproti Eulerovy n-rovnice je v tom, že gradienty vztahuje pro jednotlivé směry souřadného systému a nikoliv k normálám:

Stanovte gradient tlaku před a za rotorem axiální vodní turbíny. Uvažujte potenciální proudění ideální kapaliny. Řešení úlohy je uvedeno v *Příloze 736*.

Úloha 7.736

Stanovte gradient tlaku ve spirální skříní z *Úlohy 5*. Řešení úlohy je uvedeno v *Příloze 725*.

Úloha 8.725

Odkazy

1. KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*, 2003. 1. vydání, upravené. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., ISBN 80-7204-297-1.
2. KŘIVANOVÁ, Magda, ŠTĚPÁN, Luděk. *Dílo a život mlynářů a sekerníků v Čechách*, vydalo nakladatelství ARGO 2000, ISBN- 80-7203-254-2, 2001.

Bibliografická citace článku

ŠKORPÍK, Jiří. Základní rovnice lopatkových strojů, *Transformační technologie*, 2009-09, [last updated 2019-01-02]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/12.html>. English version: Essential equations of turbomachines. Web: http://www.transformacni-technologie.cz/en_12.html.