

17. ZTRÁTY V LOPATKOVÝCH STROJÍCH

Jiří Škorpík, skorpik.jiri@email.cz

strana 1

Úvod

strana 11

Ventilační ztráta rotoru

strana 1

Profilové ztráty

Ztráta třením v mezní vrstvě • Ztráta vířením při odtržení mezní vrstvy od profilu • Predikce citlivosti různých typů lopatkových mříží na odtržení proudu od profilu [Ú.632] • Ztráta vířením za odtokovou hranou • Ztráta rázem při obtékání profilu • Stanovení profilové ztráty

strana 11

Ztráty vznikající mimo lopatkovou část stroje

Ztráty v hrdlech lopatkových strojů • Výpočet poměrné ztráty v hrdle [Ú.363] • Ztráty netěsností

strana 13

Výkon/příkon turbosoustrojí

strana 5

Ostatní ztráty vznikající ve stupni lopatkového stroje

Ztráta parciálním ostřikem • Okrajové ztráty a ztráty sekundárním prouděním • Ztráty vnitřní netěsností stupně • Ztráta nesprávným úhlem náběhu • Vliv sousedních lopatkových mříží • Ztráty vlhkostí páry

strana 13

Odkazy

strana 15

Přílohy

strana 10

Celkové ztráty stupně

Výpočet ztráty stupně [Ú.1036]

Úvod

Od vstupu až po výstup pracovní tekutiny z lopatkového stroje se vlivem ztrátových procesů nebo úniků mimo pracovní část netransformuje veškerá disponibilní energie tekutiny na práci (v případě turbín) nebo se veškerá přivedená práce netransformuje na požadovaný druh energie tekutiny (v případě pracovních strojů).

Ztráty lze rozdělit podle místa vzniku tj. na **ztráty vznikající v lopatkové části stroje** a **ztráty vznikající mimo lopatkovou část stroje**. Ztráty vznikající v lopatkové části stroje lze rozdělit na ztráty vznikající v lopatkových mřížích tzv. profilové ztráty a ztráty vznikající mimo lopatkovou mříž (např. v mezerách mezi lopatkami statoru – tzv. ostatní ztráty stupně). Ztráty mimo lopatkovou část jsou ztráty například ve vstupních a výstupních hrdlech, netěsnosti hřídelů apod.

Aby bylo možné konkrétní ztrátu lopatkového stroje spočítat je nutné definovat případ beze ztrát tzv. ideální případ, například ideálním případem pro proudění ve stupni bývá potenciální proudění dokonale těsným stupněm apod. Ztráty se potom stanovují experimentem či numerickým modelováním porovnáním s ideálním případem⁽¹⁾.

⁽¹⁾*Aurel Stodola a Carl Pfleiderer*

Při výpočtu ztrát analytickým způsobem se nejčastěji čerpá z poznatků pořízených při výzkumu lopatkových strojů, které prováděl např. **Aurel Stodola** (1859-1942; slovenský rodák, profesor na Vysoké škole technické v Zürichu) především v oblasti tepelných strojů a **Carl Pfleiderer** (1881-1960; německý inženýr, profesor na Technické univerzitě v Braunschweigu) především v oblasti hydraulických strojů.

Výpočet ztráty je závislý na typu lopatkového stroje, druhu pracovní tekutiny, pracovních podmínkách a především konstrukce. Z těchto důvodů nelze stanovit universální vztahy pro výpočet ztrát v lopatkových strojích. Při výpočtu se vychází nejčastěji z polo-empirických vztahů, numerických výpočtů (modelování) nebo ze schopnosti konstruktéra využít širokých znalostí chování podobných strojů/stupňů k predikci ztráty pro nový doposud neřešený případ. Co nejpřesnější výpočet ztrát stroje není důležité pouze z technického pohledu, ale závisí na tom i přenos garantovaných parametrů ještě před spuštěním stroje.

Tento článek nepopisuje veškeré typy ztrát, které se mohou v lopatkových strojích vyskytovat, pouze upozorňuje na obecné druhy ztrát. Speciální typy ztrát jsou zmiňovány v článcích zabývajících se konkrétními typy lopatkových strojů a stupňů.

Profilové ztráty

Profilové ztráty vznikají v okolí profilu lopatky při proudění tekutiny. Tyto ztráty způsobují snížení účinnosti proudění v lopatkovém kanále. Obvykle se zjednodušeně předpokládá, že účinnosti jednotlivých lopatkových kanálů v rámci jedné lopatkové mříže jsou velmi podobné, proto se používá pouze jedna účinnost, a to účinnost celé lopatkové mříže η_m . Účinnost lopatkové mříže vychází z profilové ztráty mříže definované v kapitole 16. Aerodynamika lopatkové mříže:

$$\eta_m = 1 - \xi_p \quad (a) \quad \xi_p = \frac{z_p}{i_1 - i_{2,iz}} \quad (b) \quad \xi_p = \frac{z_p}{i_{2,iz} - i_1}$$

1.328 Účinnost lopatkové mříže a poměrná profilová ztráta lopatkové mříže.

(a) konfuzorový lopatkový a rovnolaký lopatkový kanál⁽²⁾; (b) difuzorový lopatkový kanál. η_m [-] účinnost lopatkové mříže; z_p [$J \cdot kg^{-1}$] měrná profilová ztráta; ξ_p [-] poměrné profilové ztráty lopatkové mříže; i [$J \cdot kg^{-1}$] měrná entalpie pracovní látky v daném místě. Index **1** označuje stav pracovní látky před mříží, index **2** označuje stav pracovní látky za mříží. Index **iz** označuje stav pracovní látky na výstupu z mříže v případě izoentropického proudění mříží. Účinnost lopatkové mříže lze definovat i jinak, například vzhledem k celkým stavům pracovní tekutiny podle [3, s. 75-76], ale vzhledem k tomu, že důležitější je statický stav pracovní látky, tak se moc nepoužívá.

⁽²⁾Poznámka

Jedná se o kanál se stejným průtočným průřezem.

Samotná profilová ztráta není způsobena pouze třením v mezní vrstvě profilu lopatky, ale i jinými procesy, při kterých vzniká ztrátové teplo v důsledku obtékání profilu:

$$\xi_p = \xi_{tr} + \xi_{odt} + \xi_h + \xi_{r\acute{a}z}$$

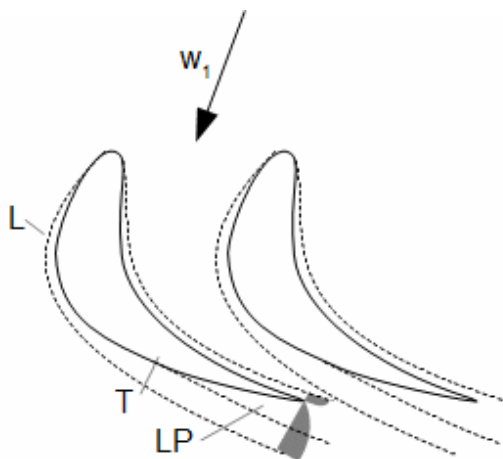
2.330 Poměrná profilová ztráta v mříži.

ξ_{tr} [-] poměrná ztráta třením v mezní vrstvě; ξ_{odt} [-] poměrná ztráta vířením při odtržení proudu od profilu; ξ_h [-] poměrná ztráta vířením za odtokovou hranou lopatky; $\xi_{r\acute{a}z}$ [-] poměrná ztráta rázem při stlačitelném proudění.

Vznik a vlastnosti jednotlivých typů profilových ztrát jsou následující:

Ztráta třením v mezní vrstvě

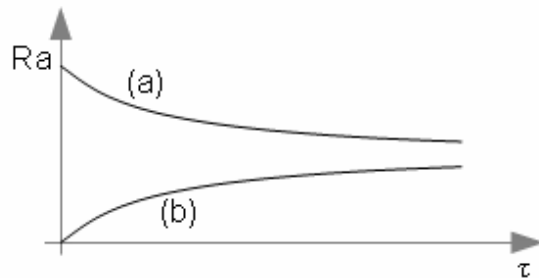
V mezní vrstvě u profilu lopatek vzniká obvykle laminární i turbulentní proudění. Laminární proudění se vyskytuje od náběžné hrany profilu, turbulentní vzniká dále od náběžné hrany. Protože délka profilů bývá relativně krátká, tak se může v mezní turbuletní vrstvě vyskytovat i laminární podvrstva:



© 2009 Jiří Škorpík

3.323 Vytváření mezní vrstvy v lopatkovém kanálu. L laminární mezní vrstva; T turbulentní mezní vrstva; LP laminární podvrstva; w_1 [$m \cdot s^{-1}$] rychlost na vstupu do lopatkového kanálu.

Tření v mezní vrstvě ovlivňuje i kvalita povrchu (drsnost) lopatky. Drsnost povrchu lopatky nelze příliš ovlivnit, protože pracovní tekutiny lopatkových strojů obvykle obsahují nečistoty, byť v malé koncentraci, a ty reagují s povrchem lopatky (ulpívají na povrchu nebo ho poškozují) a určují jeho drsnost především při delším provozu:

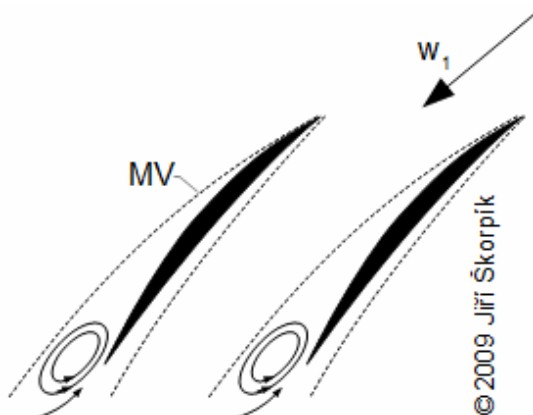


© 2016 Jiří Škorpík

4.790 Změna drsnosti obtékaného povrchu v čase. (a) na počátku vysoká drsnost; (b) na počátku nízká drsnost. R_a [μm] drsnost povrchu (střední aritmetická úchylka profilu); τ [h] doba provozu. Při výrobě je nutné zvážit, jestli se vyplatí výroba velmi hladké lopatky, když se po čase její povrch stane stejně drsnější.

Ztráta vířením při odtržení mezní vrstvy od profilu

Především na sací straně profilu lopatky může tření tekutiny o plochu profilu způsobit zbrzdění (ztráta kinetické energie) a tedy i statického tlaku pod tlak na konci míříže. Jestliže celkový tlak v takové proudnici klesne pod tlak za profilem nastane proudění opačným směrem:



© 2009 Jiří Škorpík

5.322 Mechanismus odtržení mezní vrstvy od profilu lopatky.

MV mezní vrstva.

K odtržení mezní vrstvy dochází obvykle na sací straně lopatky, ale v extrémních případech nevhodného úhlu náběhu může dojít k odtržení mezní vrstvy i na přetlakové straně lopatky. Nicméně ke tření v mezní vrstvě musí dojít vždy, takže hlavní příčiny odtržení jsou způsobeny velkým prohnutím profilu lopatek a nebo v důsledku vysokého tlaku na výstupu z míříže.

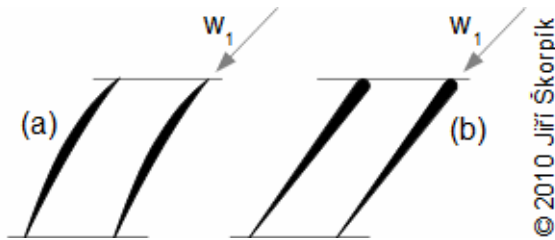
Samotný proces odtržení je často přetržitý (nestacionární), po odtržení se může mezní vrstva opět stabilizovat a záhy odtrhnout, což může rozkmitávat lopatky nebo jiné části stroje.

Odtržení v důsledku ztráty celkového tlaku v mezní vrstvě je dobře známo i u difuzorů a popisují ho v kapitole 41. Kuželové difuzory a jim podobné. Při odtržení se také prudce sníží průtok stupněm.

Popište rozdíl v proudění u profilů uvedených na obrázku z pohledu citlivosti na odtržení mezní vrstvy.

Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 632.

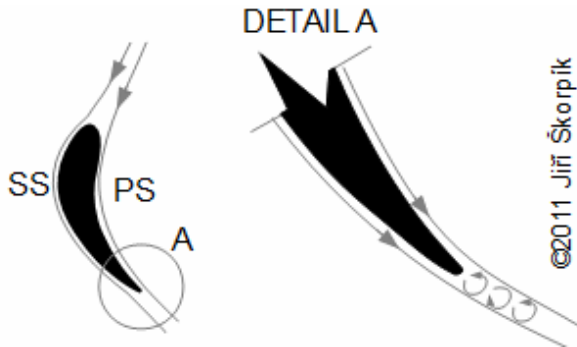
Úloha 1.632



Obrázek k úloze 1.

Ztráta vířením za odtokovou hranou

V odtokové hraně lopatky se spojuje sací a přetlaková strana lopatky. Tato hrana není ostrá především z pevnostních důvodů, takže mezi proudem na sací straně a přetlakové straně je mezera, ve které vznikají drobné víry od různých rychlostí těchto dvou proudů:



6.327 Vířením za odtokovou hranou

Ztráta rázem při obtékání profilu

Při obtékání profilů se rychlost proudění kolem něj mění, podle toho jak se mění průběh tlaku podél profilu lopatky. V případě, že rychlost proudění před profilem dosahuje kritického Machova čísla, pak to znamená, že někde v okolí profilu dosáhne proudění nadzvukovou rychlost. Při následném poklesu rychlosti zpět na podzvukovou může, za jistých podmínek, vzniknout rázová vlna [2, s. 196].

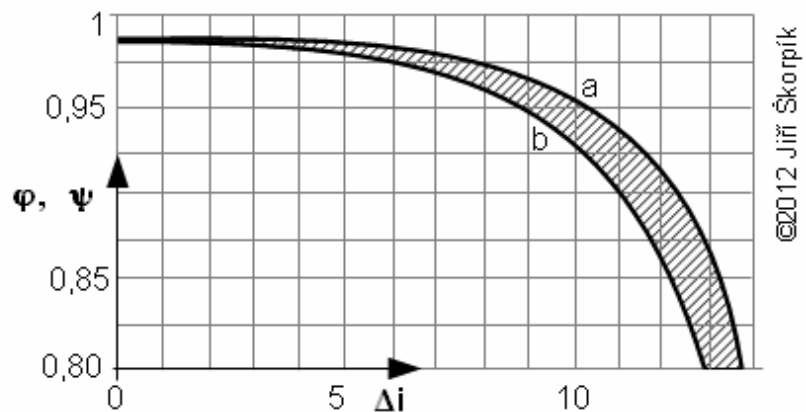
V důsledku menších rychlostí v mezní vrstvě než v jádru proudu vzniká ráz až na hranici této mezní vrstvy. Z experimentů vyplynulo, že na tvar rázu a tedy i na ztrátu rázem má vliv typ mezní vrstvy na jejíž hranici ráz vznikne. V případě turbulentní mezní vrstvy vznikne kolmá rázová vlna a v případě laminární vrstvy λ -rázová vlna. Vztahy a grafy pro přibližné stanovení poměrné ztráty rázem či jeho vliv na účinnost mříže jsou popsány v [1, s. 125]. Mechanismus vzniku rázových vln u difuzorových lopatkových mříží je popsán v kapitole 41. Difuzorové lopatkové kanály.

Stanovení profilové ztráty

O stanovení profilové ztráty měřením v aerodynamickém tunelu lopatkové mříže nebo na základě aerodynamiky osamocenému profilu pojednává článek 16. Základy aerodynamiky profilů lopatek a lopatkových mříží. Protože lopatkový kanál lze považovat za zakřivenou trysku či zakřivený difuzor, lze také při přibližném výpočtu vycházet z kapitol 40. Účinnost trysky, 41. Účinnost difuzoru. Takže profilové ztráty lopatkového kanálu turbíny by bylo možno odhadnout pomocí rychlostního součinitele:

$$z_p^S = \frac{c_{1iz}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_{1iz}^2}{2} (1 - \varphi^2)$$

$$z_p^R = \frac{w_{2iz}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \frac{w_{2iz}^2}{2} (1 - \psi^2)$$



7.178 Hodnoty rychlostních součinitelů lopatkových mříží parních turbín.

a přetlaková mříž (konfuzorová); **b** rovnotlaká mříž. Δi [°] odchylka od jmenovitého úhlu náběhu; c [m·s⁻¹] absolutní rychlost; φ [-] rychlostní součinitel ve statorovém kanále; w [m·s⁻¹] relativní rychlost proudění; ψ [-] rychlostní součinitel v rotorovém kanále. Indexy: **R** rotor; **S** stator. Zdroj dat [5, s. 82].

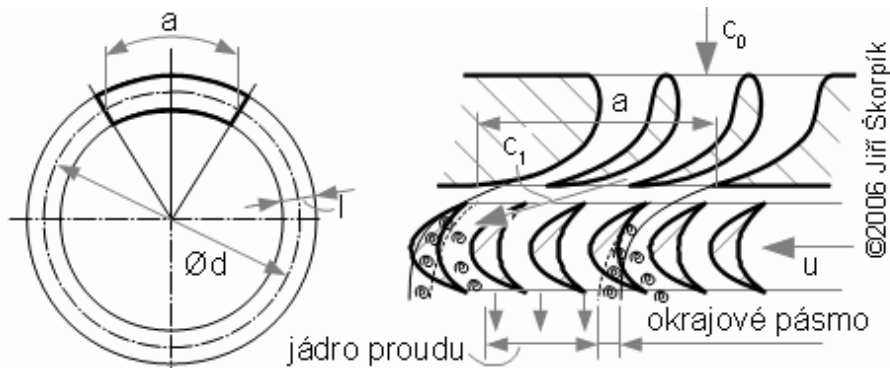
Protože profilová ztráta z_p snižuje i průtok pracovní tekutiny v lopatkovém kanálu používá se také veličina součinitel průtoku μ jako poměr skutečného hmotnostního průtoku mříží ku průtoku při proudění bez profilových ztrát a kontrakce proudu. Hodnoty μ pro různé případy proudění v lopatkových mřížích (změna úhlu náběhu, Reynoldsovo číslo apod.) jsou uvedeny v [1, s. 110].

Ostatní ztráty vznikající ve stupni lopatkového stroje

Ostatní ztráty ve stupni jsou způsobeny nejen jevy u paty a špičce lopatky či před a za lopatkou (ztráta netěsností mezi lopatkou a státorem, mezerami mezi lopatkovými mřížemi..), ale také změnou fyzikálních vlastností pracovní látky (kondenzace, kavitace):

Ztráta parciálním ostřikem

Ztráta parciálním ostřikem vzniká, pokud tekutina vstupuje do stupně pouze na části obvodu lopatkové mříže. Nejčastěji se vyskytuje u jednostupňových turbín např. Lavalových turbín (kde před rotorem statorová řada lopatek nebývá po celém obvodu) nebo u skupinové regulace parních turbín:



8.182 Důsledky parciálního ostříku rotorové řady lopatek.

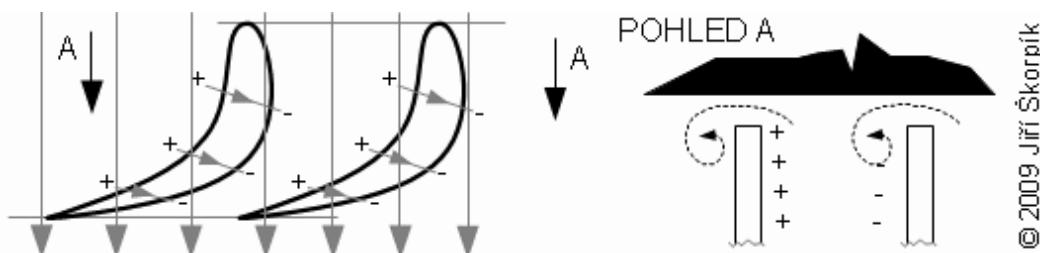
a [m] délka statorové řady lopatek (skupiny trysek); l [m] délka lopatek; u [$m \cdot s^{-1}$] obvodová rychlost.

Samotná ztráta je realizována v okrajových pásmech a třením lopatek o "statickou" pracovní tekutinu (pracovní tekutiny jenž vyplňuje mezeru mezi rotorem a statorem a mezilopátkovým prostorem) mimo pracovní oblast.

Ztráta v okrajových pásmech vzniká především v důsledku narušení proudu na vstupu do rotorové lopatkové řady, která je vyplněna nehybnou pracovní tekutinou při urychlování tohoto proudu vznikají víry. Obdobný proces probíhá i na konci ostříknutého úseku lopatek, kde přestává pracovní tekutiny proudit a lopátkové kanály se uzavírají zpomalující tekutinou a dochází k trhání proudnic a vzniku vírů. Podrobnosti k mechanismu vzniku ztráty parciálním ostříkem a její přibližný výpočet je v [1, s. 196].

Okrajové ztráty a ztráty sekundárním prouděním

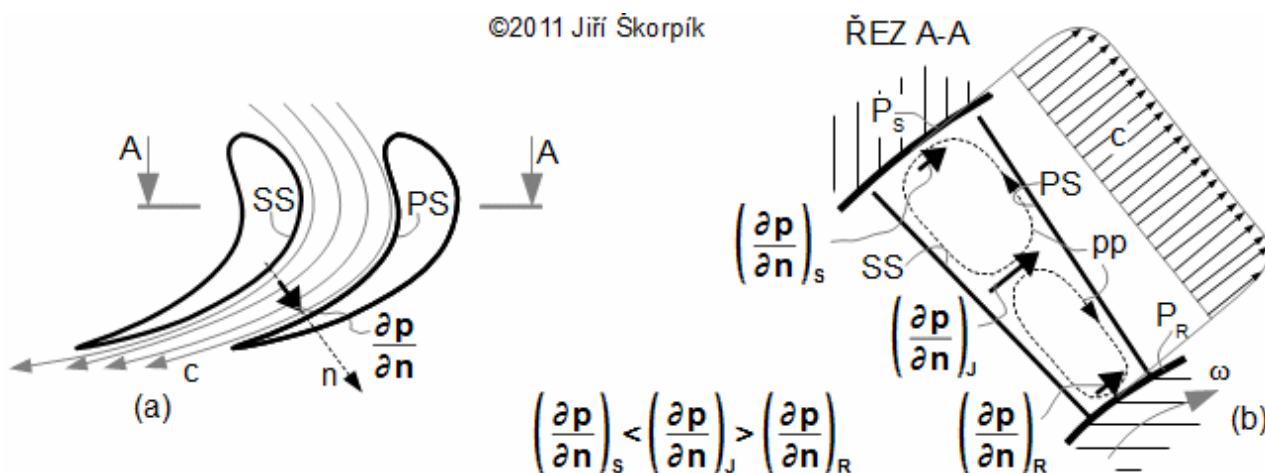
Okrajové ztráty ζ_k vznikají na špicí lopatek, kde v důsledku rozdílného tlaku mezi sací a přetlakovou stranou lopatek přetéká část pracovní tekutiny přes hranu lopatky z přetlakové na sací stranu. Tento proud zároveň u špicí lopatek vytváří tzv. **koutové víry**. Další část pracovní tekutiny proudí radiální mezerou přímo od nátokové hrany k odtokové hraně v případě konfuzorových lopatek a u difuzorových od odtokové hrany k hraně nátokové. Tento děj se nazývá **ztráta radiální mezerou**:



9.185 Hlavní směry proudění v radiální mezeře u špicí lopatek a vznik koutových vírů.

Okrajové ztráty pro případ krátkých lopatek mohou být řádově stejné jako pro profilové ztráty. Vzorci pro výpočet ztráty radiální mezerou jsou uvedeny v [1, s. 95]. Ztrátu radiální mezerou lze snížit použitím bandáží, které úplně zamezují přetákaním přes okraj lopatek a podstatně snižují průtok radiální mezerou [1, s. 96].

Mimo vírů u špic lopatek vznikají v lopatkových kanálech další víry, respektive příčné proudění. Tyto víry vznikají v důsledku nerovnoměrného příčného gradientu tlaku v lopatkovém kanále. Vznik sekundárního proudění je následující: Gradient tlaku ve směru normály proudění vzniká v lopatkovém kanále a způsobuje, že tlak na sací straně lopatky je menší než na přetlakové straně. V důsledku tření tekutiny o plochy satorového víka a plochy hřídele rotoru je rychlost proudění a tedy i gradient tlaku u těchto ploch menší než střední poloměru lopatek, což způsobuje příčné proudění v lopatkovém kanále rotoru (sekundární proudění):

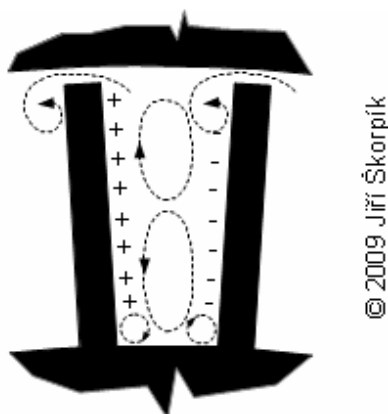


10.675 Gradient tlaku v lopatkovém kanále.

(a) vznik gradientu tlaku v zakřiveném lopatkovém kanále; (b) vznik příčného proudění v důsledku zmenšení gradientu tlaku u okrajů lopatkového kanálu. SS sací strana lopatky; PS přetlaková strana lopatky; P_S obrys víka satoru; P_R obrys hřídele rotoru; pp příčné proudění vznikající v důsledku nižšího gradientu tlaku na okrajích lopatkového kanálu. p [Pa] tlak; ω [rad·s⁻¹] úhlová rychlost rotoru. Je tedy zřejmé, že v lopatkovém kanále vznikají dva protiběžné víry.

Příčné proudění se také nazývá **sekundárním prouděním v lopatkovém kanálu**. Ke zmenšení ztráty vlivem sekundárního proudění se používá především naklonění lopatek od radiální osy nebo prohnutých lopatek [4, s. 6-13], [1, s. 97].

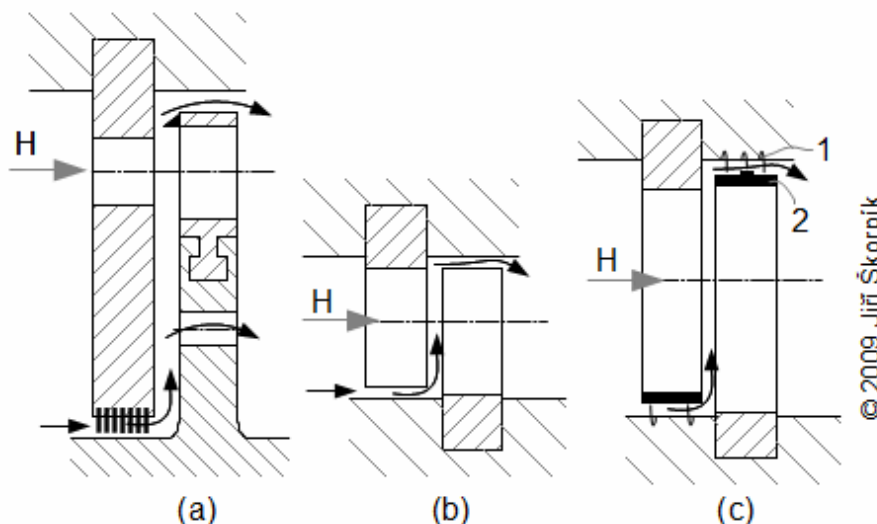
Protiběžný vír u paty lopatek navíc iniciuje další víry v koutech u pat lopatek:



11.971 Celkový pohled na příčné víry v lopatkovém kanále.

Ztráty vnitřní netěsností stupně

U stupňů opatřené bandážemi musí také existovat jistá radiální mezera. Především v případě tepelných strojů je tato mezera významná, protože kompenzuje teplotní roztažnost materiálu. Pracovní tekutina, která uniká přes tuto mezeru nekoná práci a představuje tedy ztrátu. Velikost této ztráty závisí na konstrukci stupně:



12.186 Ztráty vnitřní netěsností ξ_n .

(a) rovnotlakého stupně s rotorem diskové konstrukce⁽³⁾; (b) u přetlakového stupně; (c) opatření proti ztrátě vnitřní netěsností u přetlakového stupně. 1 bandáže; 2 labyrintová ucpávka; H hlavní proud.

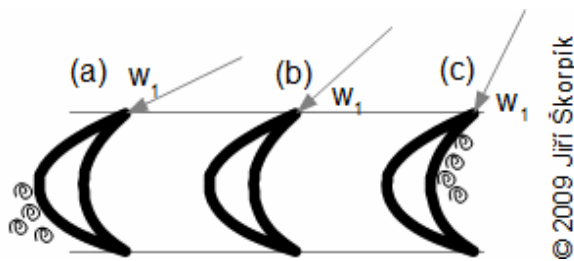
⁽³⁾Poznámka

Pro vyšší obvodovou účinnost stupně je výhodné část pracovního plynu, který pronikne před rotorovou řadu lopatek přes bandáž statorové řady odvést mimo stupeň, aby nenarušoval transformaci energie v lopatkových kanálech rotoru. Také se tím odvádí část tepla vznikající ventilací disku viz následující kapitola.

Protože proud pracovní tekutiny netěsnostmi stupně nekoná práci, tak po promíchání s hlavním proudem za stupněm zvyšuje jeho entalpii. To znamená, že v případě tepelných turbín lze část této ztráty využít při expanzi v následujícím stupni. Dále je třeba při stanovování ztrát brát v úvahu i narušení hlavního proudu prouděním netěsnostmi. Vztahy pro přibližné stanovení ztráty vnitřní netěsností jsou uvedeny v [1, s. 200].

Ztráta nesprávným úhlem náběhu

Vzniká při nesprávném směru proudění pracovní tekutiny do lopatkového kanálu. Tento úhel náběhu je pak příliš velký nebo naopak malý oproti návrhovému stavu, což může vést k odtržení proudu od profilu *Obrázek 5*. Tato ztráta vzniká při nesplnění návrhových podmínek nebo u axiálně kruhových lopatkových mříží s velkým poměrem $l \cdot d^{-1}$, u nichž se značně mění poměrná rozteč, což je nazýváno jako **ztráta vějířová**:



© 2009 Jiří Škorpík

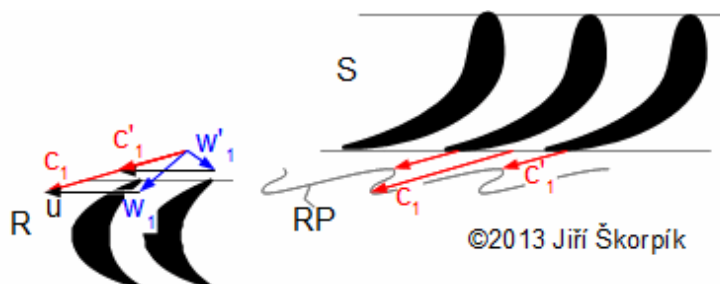
13.184 Vznik vějířové ztráty.

(a) proudění u paty lopatek; (b) proudění na středním průměru (v jádru lopatkového kanálu); (c) proudění u špičky lopatky.

Ztráta nesprávným úhlem náběhu se zvyšuje s velikostí změny průtoku oproti jmenovitému průtoku. V případě, že tato ztráta vzniká u přímých lopatek v důsledku velkého poměru $l \cdot d^l$ hovoříme o ztrátě změnou poměrné rozteče, přičemž vztahy pro její stanovení jsou uvedeny v [1, s. 100]. Úhel náběhu, při kterém už dojde k odtržení se stanovuje měřením v aerodynamickém tunelu lopatkových mříží viz kapitola 16. Stanovování aerodynamických veličin lopatkových mříží.

Vliv sousedních lopatkových mříží

Na sací i přetlakové straně lopatky vzniká nerovnoměrné rychlostní pole, to znamená, že na výstupu z lopatkové mříže bude také nerovnoměrné rychlostní pole. Tato nerovnoměrná rozložení rychlosti pracovní tekutiny způsobuje, že při pohybu rotorové řady lopatek, která prochází takovým rychlostním polem, se střídavě mění úhel náběhu i velikost náběžné rychlosti např. [3, s. 79]:



©2013 Jiří Škorpík

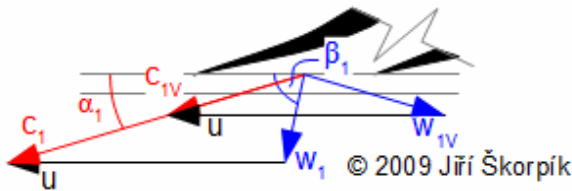
14.919 Nerovnoměrné rychlostní pole na výstupu z mříže a jeho vliv na rychlostní trojúhelník.

S, R satorová, respektive rotorová řada lopatek; RP rychlostní profil v mezeře mezi řadami lopatek; c, u, w jmenovitý (výpočtový) rychlostní trojúhelník; c', u', w' rychlostní trojúhelník někde v oblasti za odtokovou hranou lopatky satoru. Nerovnoměrnost rychlostního pole klesá se zvyšující se mezerou mezi řadami lopatek.

Nerovnoměrné rychlostní pole také přispívá ke zvýšení citlivosti difuzorových lopatkových kanálů na odtržení mezní vrstvy od profilu a buzení vibrací o frekvenci odpovídající násobku počtu lopatek a otáček.

Ztráty vlhkostí páry

Jestliže stupněm turbíny proudí pára na mezi sytosti dochází při expanzi k poklesu tlaku pod tuto mez a v páře se začínají objevovat kapičky. Tyto kapičky mají mnohonásobně větší hustotu a menší rychlost (zpomalují se nárazy na plochy stroje a následným roztrpštěním do všech směrů) než okolní pára [1, s. 105], a právě odtud plyne negativní vliv kapek na práci stupně:



15.187 Ztráty vlhkostí páry ξ_x .
Rychlostní trojúhelník pro vodní kapku na výstupu ze statoru (index v).

Kapíčky v páře jednak vyvíjejí třecí teplo při tření o rychlejší plyn a profily lopatek, jednak ulpívající kaplaina na profilech zvyšuje tloušťku profilů a ztrátu víření za odtokovou hranou. Navíc tyto kapky dopadají na lopatky pod velmi nevhodným úhlem a brání pohybu oběžného kola, což je i energetická ztráta.

Přítomnost kapek v páře způsobuje i erozi lopatek při dopadu kapek na lopatky a snižuje životnost lopatek. Pro přibližný výpočet snížení životnosti lopatek existují i empirické vztahy [1, s. 207]. Obsah kapek v páře lze snížit různými vestavbami. Základní typy vestaveb pro snížení množství kapek v páře jsou uvedeny například v [1, s. 208].

Celkové ztráty stupně

Po výpočtu jednotlivých předpokládaných poměrných ztrát ve stupni se tyto ztráty sečtou a výsledkem jsou celkové poměrné ztráty stupně. Z celkových poměrných ztrát stupně už lze odhadnout tzv. vnitřní účinnost stupně, přičemž definice pro jednotlivé typy stupňů jsou uvedeny v článku 13. Energetické bilance lopatkových strojů. Z celkových poměrných ztrát stupně lze přímo vypočítat i **ztráty stupně**:

$$\xi_{st} = \xi_p + \sum \xi_{ost}$$

$$(a) \xi_{st} = \frac{z_p + \sum z_{ost}}{\Delta i_{iz}}$$

$$(b) \xi_{st} = \frac{z_p + \sum z_{ost}}{\Delta i}$$

16.332 *Jednotlivé typy ztrát se více či méně ovlivňují, ale přibližně lze psát, že výsledná ztráta je součtem jednotlivých dílčích ztrát.*

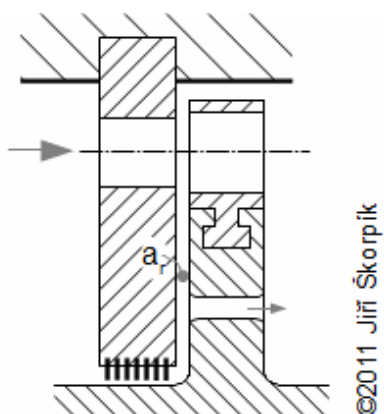
η_{st} [-] vnitřní účinnost stupně; z_{ost} [$J \cdot kg^{-1}$] ostatní ztráty stupně; ξ_{st} [-] poměrná ztráta turbínových stupňů (a) a stupňů pracovních strojů (b); Δi_{iz} [$J \cdot kg^{-1}$] izoentropický entalpický spád stupně; Δi [$J \cdot kg^{-1}$] skutečný entalpický spád stupně (v případě pracovních stupňů se dosazuje absolutní hodnota tj. kladná).

Určete ostatní ztráty a vnitřní výkon axiálního přetlakového stupně. Vypočítaná obvodová účinnost stupně je 0,8405 (bez započítání ztráty výstupní rychlosti – jedná se o stupeň více stupňové turbíny a nejedná se o stupeň poslední), velikost radiální mezery mezi lopatkou a skříňí turbíny je 0,5 mm, výška odtokové hrany statorových lopatek je 25,6425 mm, úhel absolutní rychlosti na výstupu ze statoru 20°, obvodová rychlost na střední poloměru lopatek je 102,1018 $m \cdot s^{-1}$, rychlost páry na výstupu ze statorové řady lopatek je 147,4688 $m \cdot s^{-1}$, rychlost páry na výstupu ze stupně je 62 $m \cdot s^{-1}$ (stejná rychlost je i na vstupu do stupně). Izoentropický rozdíl entalpií stupně 21,3 $kJ \cdot kg^{-1}$, profilové ztráty stupně jsou 3,3970 $kJ \cdot kg^{-1}$. Průtok páry stupněm je 12 $kg \cdot s^{-1}$. Střední délka lopatek stupně je 650 mm. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 1036.

Úloha 2.1036

Ventilační ztráta rotoru

Tato ztráta je ekvivalentní práci, kterou je třeba vynaložit k překonání třecího odporu pracovní tekutiny proti otáčení rotoru. Vzniká na ploše rotoru, která je ve styku s pracovní tekutinou. Významná ventilační ztráta vzniká například u diskových konstrukcí rotoru, kde je relativně velká plocha disku ve styku s pracovní tekutinou uzavřenou mezi diskem a státorem. Při styku s diskem tato tekutina rotuje společně s diskem, ale na stěně statoru se tato tekutina nepohybuje. To znamená, že v mezeře vzniká gradient rychlosti a z rozdílů rychlostí mezi jednotlivými proudnicemi vzniká tření vlivem viskozity, tedy vývin tepla. O tom jak ventilační ztráta ovlivňuje celkové ztráty stupně pojednává článek 14. Vztah mezi obvodovou a vnitřní prací stupně lopatkového stroje:



17.181 Vznik ventilační ztráty mezi disky rovnolakého stupně.
 a_r [$J \cdot kg^{-1}$] ztráta ventilací.

Ventilační ztráta je významná nejen u diskových konstrukcí axiálních stupňů, ale i stupňů radiálních, kterým se věnuji v článku 20. Návrh radiálních a diagonálních stupňů lopatkových strojů. Vztahy pro výpočet ventilační ztráty disku i bandáží jsou uvedeny v [1, s. 193]. Ventilační ztráta také vzniká na vymežujících plochách mezi rotorem a státorem (bandáží), ale tato ztráta bývá relativně malá.

Ztráty vznikající mimo lopatkovou část stroje

Jedná se především o ztráty vznikající v hrdlech lopatkových strojů, regulačních orgánech stroje (regulační ventily, uzavírací ventil, rozvody pracovní tekutiny apod.), v ucpávkách a v místech odběrů pracovní tekutiny z lopatkové stroje.

Ztráty v hrdlech lopatkových strojů

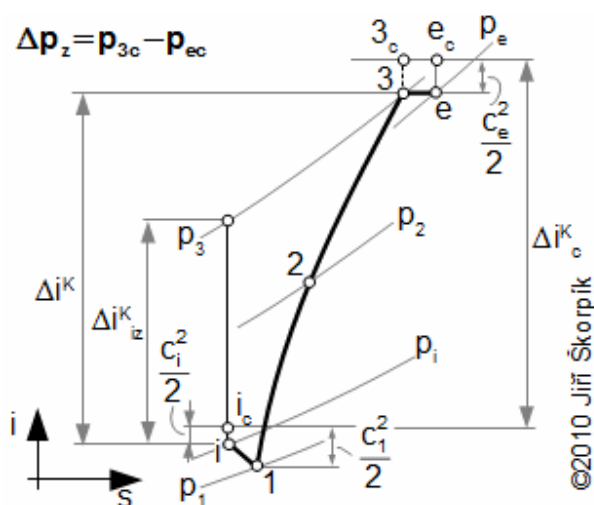
Hrdla musí udržovat rovnoměrný tlak tekutiny na celém obvodu vstupní části prvního a výstupní části posledního stupně stroje. Ve vstupních hrdlech je pracovní tekutina přiváděna k první stupni a jestliže obsahuje i bezlopatkový rozvaděč, tak se zvyšuje i její rychlost. Ve výstupním hrdle je pracovní tekutina odváděna od posledního stupně a jestliže obsahuje bezlopatkový difuzor, tak se její rychlost i snižuje. V obou případech by mělo docházet k co nejmenším ztrátám při proudění.

$$\xi_{hr} = \frac{\Delta p_z}{\frac{1}{2} \rho \cdot c_i^2}; \quad z_{hr} = \xi_{hr} \frac{c_i^2}{2}$$

18.363 Poměrná a měrná ztráta v hrdle.

ξ_{hr} [-] poměrná ztráta v hrdle (hodnoty pro jednotlivé typy hrdel např. [3, s. 143]); z_{hr} [$J \cdot kg^{-1}$] měrná ztráta v hrdle; c_i střední rychlost ve vstupním průřezu hrdla. Odvození rovnice pro z_{hr} je v Příloze 363.

V případě hrdla kompresoru je tlak na saní nižší než atmosférický. Jednak se zde podstatně snižuje statický tlak (vzduch musí proudit nenulovou rychlostí), a jednak dochází k tlakové ztrátě v sacím hrdle kompresoru. Ve výstupním hrdle probíhá přibližně škrcení nebo mírná komprese díky difuzorovému tvaru hrdla⁽⁴⁾:



19.57 i-s diagram jednodupňového radiálního turbokompresoru s vyznačením vlivu ztrát v jeho sacím hrdle a spirální skříně.

Index *i* označuje stav pracovního plynu na vstupu do sacího hrdla kompresoru, index *e* označuje stav pracovního plynu na výstupu ze spirální skříně kompresoru, index **1** označuje stav pracovního plynu před oběžným kolem, index **2** označuje stav pracovního plynu na výstupu z oběžného kola, index **3** označuje stav pracovního plynu na výstupu ze stupně (oběžné kolo+difuzor), index *c* označuje celkový stav. Δi^K [$J \cdot kg^{-1}$] rozdíl měrných entalpií pracovního plynu v kompresoru.

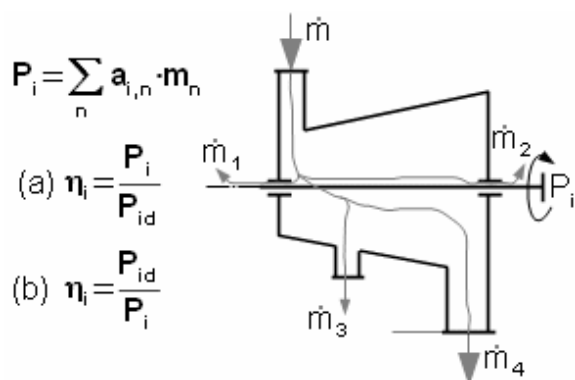
⁽⁴⁾Poznámka

V případě spirálních skříní radiálních strojů se kvůli stabilizaci tlaku tlak zvyšuje až v přímé difuzorové části přidané na výstupu ze skříně. Toto řešení bývá výhodnější, z pohledu tlakových ztrát, než bezlopatkový difuzor před spirální skříní.

Ztráta v hrdle podstatně ovlivňuje vnitřní účinnost jednodupňových strojů. Data pro odhad ztrát v hrdlech jsou uvedena například v [6, s. 58].

Ztráty netěsností

Pracovní tekutina může proudit strojem mnoha cestami včetně netěsnostmi, pak je vnitřní výkon/příkon stroje součtem výkonů/příkonů na jednotlivých cestách. Jedna cesta bývá ale dominantní. Přesná vnitřní účinnost stroje se stanoví z porovnání vnitřních výkonů:



$$P_i = \sum_n a_{i,n} \cdot \dot{m}_n$$

$$(a) \eta_i = \frac{P_i}{P_{id}}$$

$$(b) \eta_i = \frac{P_{id}}{P_i}$$

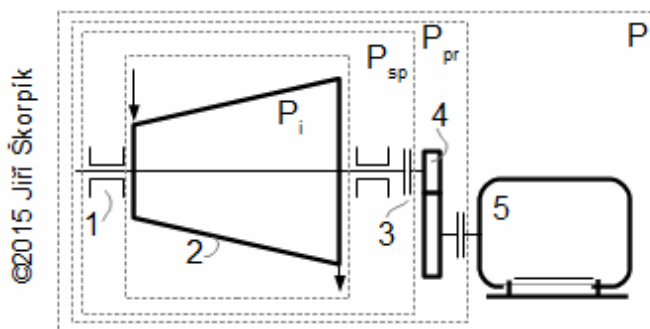
20.674 Vnitřní účinnost lopatkového stroje se započítáním netěsností.

(a) vzorce pro turbíny; (b) vzorce pro pracovní stroje. η_i [-] vnitřní účinnost; a_i [$J \cdot kg^{-1}$] měrná vnitřní práce; P_i [W] vnitřní výkon/příkon stroje; P_{id} [W] vnitřní výkon/příkon stroje při práci beze ztrát; m [$kg \cdot s^{-1}$] hmotnostní průtok jednotlivými cestami; n číslo cesty.

©2017 Jiří Škorpík

Výkon/příkon turbosoustrojí

Výkon/příkon turbosoustrojí vychází z účinnosti turbosoustrojí η , která se vypočítá jako součin vnitřní účinnosti stroje, mechanické účinnosti stroje, účinnosti převodovky (pokud je součástí turbosoustrojí) a účinnosti generátoru či pohonu:



©2015 Jiří Škorpík

$$(a) P = P_{id} \cdot \eta = P_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{pr} \cdot \eta_{el}$$

$$(b) P = \frac{P_{id}}{\eta} = \frac{P_i}{\eta_m \cdot \eta_{pr} \cdot \eta_{el}}$$

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{pr} \cdot \eta_{el}$$

21.1027 Účinnost turbosoustrojí a jeho výkon/příkon.

(a) výkon soustrojí; (b) příkon soustrojí. 1 ložiska stroje; 2 vnitřní prostor stroje; 3 spojka; 4 převodovka; 5 generátor/pohon. P_{sp} [W] výkon/příkon na spojce; P_{pr} [W] výkon/příkon za převodovkou; P [W] výkon/příkon na svorkách generátoru/pohonu; η_m [-] mechanická účinnost stroje (např. ztráty v ložiscích); η_{pr} [-] účinnost převodovky; η_{el} [-] účinnost generátoru/pohonu; η [-] účinnost turbosoustrojí.

Parametry turbosoustrojí se uvádějí na štítku el. generátoru. Na tomto štítku je uveden **jmenovitý výkon** P_j a **optimální výkon** P_{opt} , při kterém dosahuje soustrojí maximální účinnosti.

Odkazy

1. KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*, 2004. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., ISBN 80-7204-346-3.
2. HOŠEK, Josef. *Aerodynamika vysokých rychlostí*, 1949. 1. vydání. Praha: Naše vojsko.
3. KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*, 2003. 1. vydání, upravené. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., ISBN 80-7204-297-1.

4. JAPIKSE, David, BAINES, Nicholas, *Introduction to turbomachinery*, Oxford University Press, Original edition 1994, Reprint with problems 1997, ISBN 0-933283-10-5.

5. KRBEK, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*, 1990. 3. vydání. Brno: Vysoké učení technické v Brně, ISBN 80-214-0236-9.

6. MACEK, Jan, KLIMENT Vladimír. *Spalovací turbíny, turbodmychadla a ventilátory: (přepřevodní spalovacích motorů)*, 1988. Vyd. 4. Praha: Nakladatelství ČVUT, 1988. ISBN 80-01-03529-8.

Bibliografická citace článku

ŠKORPÍK, Jiří. Ztráty v lopatkových strojích, *Transformační technologie*, 2009-11, [last updated 2018-10-27]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/17.html>.