

# 20. NÁVRH RADIÁLNÍCH A DIAGONÁLNÍCH STUPŇŮ LOPATKOVÝCH STROJŮ

*Jiří Škorpík, skorpik.jiri@email.cz*

<hr/> <i>strana 1</i> <hr/>	<hr/> <i>strana 10</i> <hr/>
<b>Úvod</b>	<b>Diagonální stupně</b> Diagonální stupně s přímými lopatkami • Návrh diagonálního stupně s konstantní obvodovou prací
<hr/> <i>strana 1</i> <hr/>	<hr/> <i>strana 13</i> <hr/>
<b>Radiální stupně</b> Dvouzónový výpočet radiálního stupně • Skluz obvodové rychlosti • Obvodová práce radiálního stupně • Stupeň reakce radiálních stupňů • Radiální stupně turbín s přímými lopatkami • Radiální stupně pracovních strojů s přímými lopatkami • Radiální turbíny s axiálním výstupem • Radiální stupně pracovních strojů s ax. vstupem	<b>Odkazy</b> <hr/> <i>strana 15</i> <hr/>
	<b>Přílohy</b>

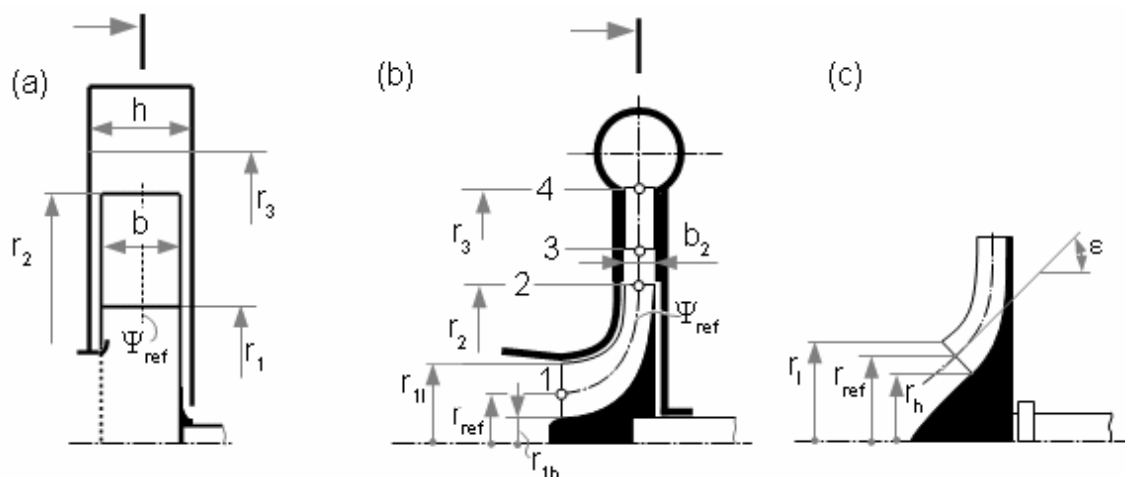
## Úvod

Cíle i obecný postup návrhu radiálních stupňů a diagonálních stupňů jsou totožné jako pro axiální a diagonální stupně popsané v článku 19. Návrh axiálních stupňů lopatkových strojů.

Radiální a diagonální stupně mohou být centripetální či centrifugální. Centripetální stupně se používají u turbín, protože tímto směrem lze vykonat větší vnitřní práci v důsledku kladné změny kinetických energií obvodových rychlostí (viz rovnice pro obvodovou práci). Centrifugální stupně se používají u pracovních strojů, protože tímto směrem lze tekutině předat větší práci v důsledku záporné změny kinetických energií obvodových rychlostí [1, s. 130].

## Radiální stupně

Při analytickém návrhu se využívá model 1D proudění, kdy se výpočet zjednodušuje na výpočet proudění podél referenční proudnice. Z tohoto pohledu se rozlišuje čistě radiální stupeň, kdy referenční proudnice nemá axiální složky a axiálně-radiální stupeň, u kterých se vychází ze středního kvadratického poloměru:



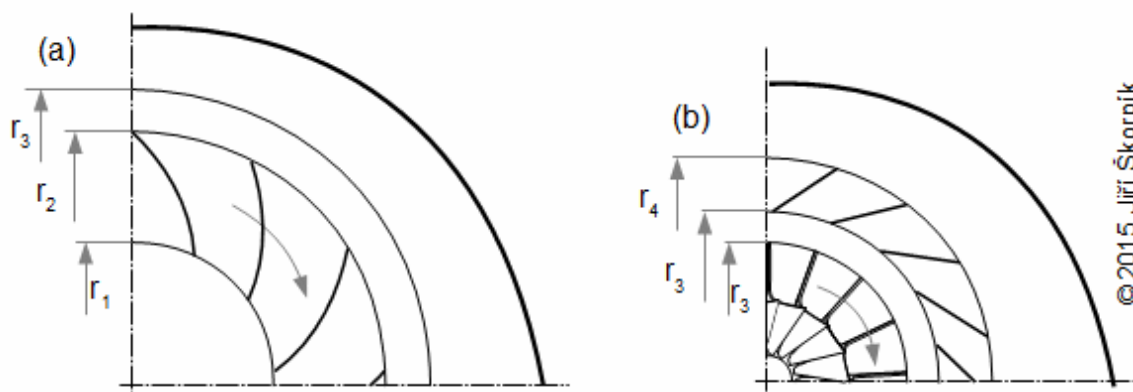
1.567 Referenční proudnice radiálních stupňů.

(a) stupeň čistě radiální (radiální ventilátor); (b) stupeň radiálně axiální (jednostupňový radiálního kompresoru); (c) stupeň radiálně axiální s nedokončenou axiální částí.  $\Psi_{\text{ref}}$  referenční proudnice;  $r$  [m] poloměr;  $b$  [m] šířka. Index  $l$  označuje špičky lopatky,  $h$  patu lopatky či poloměr hřídele;  $r_{\text{ref}}$  [m] referenční poloměr lopatky (v tomto případě na vstupu);  $\epsilon$  [°] sklon proudnice vůči ose rotace. Vyznačené radiální řezy jsou uvedeny na následujícím obrázku. Vzorec pro střední kvadratický poloměr tohoto typu stupně je totožný se vzorcem pro střední kvadratický poloměr axiálního stupně, důkaz je uveden v Příloze 567.

Při výrazné výšce lopatky na axiálním vstupu se tato část lopatky konstruuje jako zakřivená (viz *Obrázek 4* níže), tak aby úhel náběhu byl po výšce lopatky stálý (obvykle se toto zakřivení počítá na třech poloměrech tedy mimo referenčního ještě na špičce a u paty lopatky). Stejně pravidlo platí i pro úhel deviační na axiální výstupu radiálního stupně, respektive odtoková hrana lopatky je zakřivená, pokud je axiální část stupně výrazná.

Na špičce lopatky axiální části radiálních stupňů pracovních strojů se kontroluje, jestli není dosaženo rychlosti blízké rychlosti zvuku, protože právě zde je nejvyšší rychlost proudění a tedy i Machovo číslo. Při těchto rychlostech by totiž mohlo docházet v lopatkových difuzorových kanálech oběžného kola k efektům spojených s vysokými rychlostmi proudění, více v kapitole 16. Shrnutí vlivu stlačitelnosti prostředí. Na obvodové části oběžného kola hydraulických strojů je, v důsledku vysoké rychlosti, nejnižší tlak, který je potřeba zkontrolovat a tím, pokud možno vyloučit vznik kavitace, proto první stupně radiálních čerpadel nemají výrazný axiální vstup.

Statorové části radiálních stupňů bývají často bezlopatkové či jsou kombinované s lopatkovými (tzv. bezlopatkový difuzor, bezlopatkový rozvaděč):



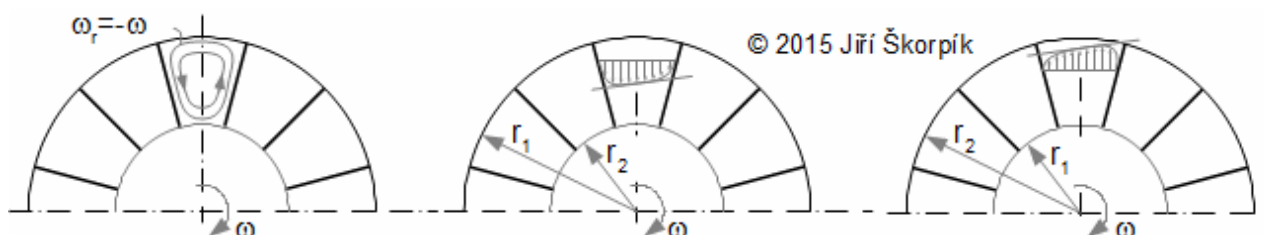
2.788 Aplikace bezlopatkových difuzorů.

Na obrázku jsou radiální řezy strojů z *Obrázku 1*. (a) radiální ventilátor s dozadu zahnutými lopatkami s bezlopatkovým difuzorem a spirální skříň; (b) radiální kompresor s radiálními lopatkami, bezlopatkovým difuzorem i lopatkovým difuzorem a se spirální skříň.

U radiálních stupňů se také aplikuje tzv. dvouzónový výpočet, který více respektuje výchylky v rychlostním poli v lopatkových kanálech oběžných kol způsobené protiběžným vírem:

### Dvouzónový výpočet radiálního stupně

Lopatkových kanálech radiálních stupňů se vytváří relativní **protiběžný vír**<sup>(1)</sup> v důsledku Coriolisova zrychlení. Tento vír mimo jiné způsobuje nerovnoměrné rozložení radiální rychlosti proudění v lopatkovém kanále – na jedné straně ji urychluje, ale na druhé straně kanálu naopak zpomaluje [2, s. 227]:



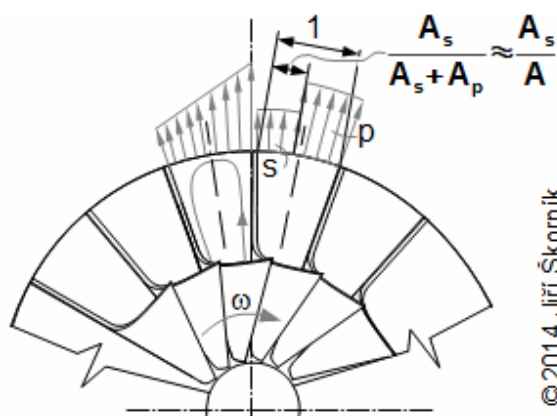
3.925 Protiběžný vír v lopatkovém kanále radiálního stupně a jeho vliv na rozložení radiální rychlosti.

$\omega$  [rad·s<sup>-1</sup>] úhlová rychlost otáčení kola;  $\omega_r$  [rad·s<sup>-1</sup>] úhlová rychlost protiběžného víru.

<sup>(1)</sup>Poznámka

Takové chování odpovídá představě potenciálního proudění. Jestliže by tento vír nevznikal, tak by proudění odpovídalo vírovému pohybu.

Z uvedeného rozložení rychlostí se pro přesnější analytický výpočet používá tzv. dvouzónový model proudění v oběžném kole [7], [2, s. 284]. V takovém případě se rozděljuje proudění v lopatkovém kanále na dva hlavní proudy (na primární a sekundární zónu), které se řeší současně tzn. pracovní tekutině v zóně přísluší jiná změna stavů než v zóně vedlejší (statické tlaky v obou zónách jsou přibližně stejné). Výsledná práce je součtem prací v obou zónách. Rovnice pro dvouzónový model proudění v radiálních stupních jsou odvozeny např. v [2, s. 286]:



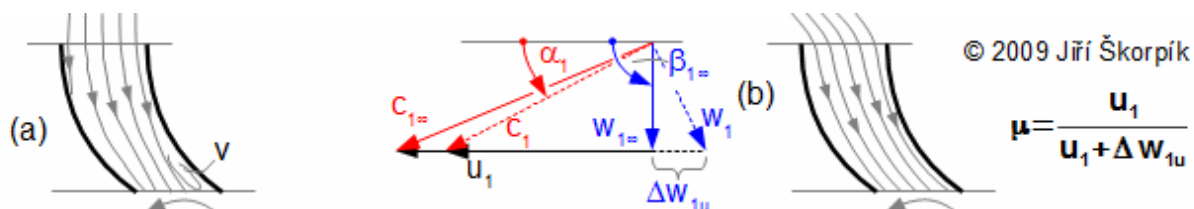
4.951 Přibližné rychlostní pole radiální rychlosti na výstupu z oběžného kola radiálního kompresoru a jeho zjednodušení pro potřeby výpočtu.

**p** primární zóna; **s** sekundární zóna.  $A$  [m<sup>2</sup>] průtočná plocha na výstupu z lopatkového kanálu;  $A_p$  [m<sup>2</sup>] průtočná plocha na výstupu z lopatkového kanálu připadající na primární zónu;  $A_s$  [m<sup>2</sup>] průtočná plocha na výstupu z lopatkového kanálu připadající na sekundární zónu.

### Skluz obvodové rychlosti

Protiběžný vír neovlivňuje pouze radiální složku relativní rychlosti ale také její obvodovou složku, tento vliv se zkráceně nazývá **skluz**. Protiběžný vír mění obvodovou složku relativní rychlosti takovým způsobem, že snižuje zakřivení proudu a tím snižuje schopnost obvodového kola transformovat energii<sup>(2)</sup>. Na druhou stranu zakřivení lopatky je neměnné, takže snížení zakřivení proudu zvyšuje riziko vzniku ztráty vířením při odtržení mezní vrstvy od profilu.

Skluz obvodové složky relativní rychlosti se vyjadřuje bezrozměrovou veličinou zvanou **součinitele skluzu**. Při výpočtu skluzu lze na základě podobnosti použít hodnoty součinitele skluzu k výpočtu pravděpodobného skutečného prohnutí proudu:



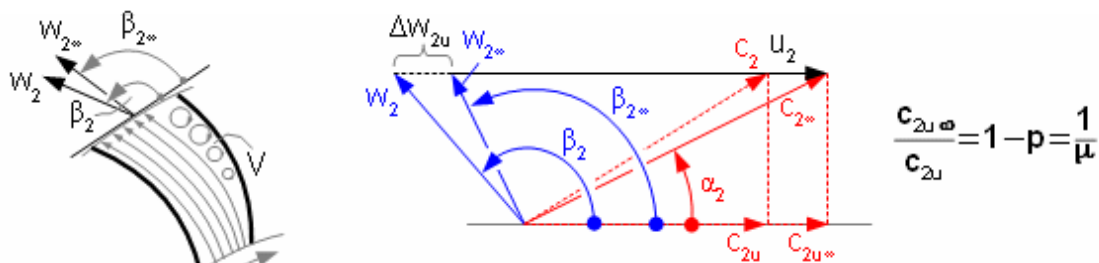
5.1097 Vliv protiběžného víru na proudění v lopatkovém kanále stupně centripetální turbíny.

(a) vliv protiběžného víru na proudění; (b) v případě centripetálních turbín je možné kompenzovat skluz změnou úhlu absolutní rychlosti před oběžným kolem, tím se změní i úhel relativní rychlosti.  $c$  [m·s<sup>-1</sup>] absolutní rychlost;  $w$  [m·s<sup>-1</sup>] relativní rychlost;  $u$  [m·s<sup>-1</sup>] obvodová rychlost;  $\mu$  [-] součinitel skluzu pro centripetální turbíny (vztahy pro jeho výpočet jsou uvedeny například v [2, s. 228]);  $\beta$  [°] úhel relativní rychlosti;  $V$  víry, které vznikají po odtržení proudu od profilu. Index  $\infty$  označuje parametry rychlostního trojúhelníku pro případ nekonečného počtu lopatek (případ, kdy nevzniká protiběžný vír).

<sup>(2)</sup>Poznámka

Protiběžný vír snižuje u turbínových cetripetálních stupňů obvodovou práci oběžného kola snížením obvodové složky absolutní rychlosti  $c_{1u}$ .

U centrifugálních stupňů pracovních strojů se součinitel skluzu vztahuje ke skluzu obvodové složky absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola:



© 2009 Jiří Škorpík

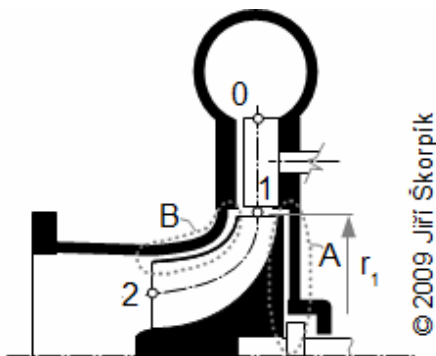
6.1130 Odchýlení vektoru výstupní relativní rychlosti vlivem protiběžného víru v radiálním oběžném kole pracovního stroje.

$\mu$  [-] součinitel skluzu pro centrifugální stupně pracovních strojů (vztahy pro jeho výpočet jsou uvedeny například v [1, s. 116], [18, s. 280], [7, s. 4-6]);  $p$  [-] součinitel skluzu definovaný podle Pfleiderera. Protiběžný vír snižuje schopnost předat práci pracovní tekutině v oběžném kole (snížením rychlosti  $c_{2u}$ )

Relativní protiběžný vír má velký vliv na citlivost odtržení mezní vrstvy od profilu centrifugálních stupňů pracovních strojů. U lopatek dopředu zahnutých je tato náchylnost větší, protože odstředivé zrychlení směřuje od odtokové hrany na sací straně lopatek a ještě více podporuje odtržení. U dozadu zahnutých lopatek je náchylnost na odtržení menší, protože odstředivé zrychlení směřuje k ploše sací strany lopatek a tím mezní vrstvu stabilizuje – viz kapitola 16. Vliv rotace na aerodynamiku lopatkové mříže. Z uvedených důvodů je hustota lopatkové mříže s dopředu zahnutými lopatkami větší než mříží s dozadu zahnutými lopatkami, i když to znamená vyšší profilové ztráty. Radiální čerpadla a ventilátory s dozadu zahnutými lopatkami mají také širší regulační rozsah než stupně s dopředu zahnutými lopatkami, které z těchto důvodů bývají rovnotlaké nebo jen s malým přetlakem.

### Obvodová práce radiálního stupně

Charakteristickým rysem radiálních stupňů jsou krátké lopatky s dlouhou tětvou připevněné k disku. Disk samotný je zdroj ventilační ztráty, která vzniká třením pracovní tekutiny mezi diskem skříní a případně mezi krycím diskem lopatek a skříní:



© 2009 Jiří Škorpík

7.278 Místa vzniku ventilační ztráty oběžného kola. Na obrázku je radiální stupeň s axiálním výstupem tepelné turbíny. **A** mezera mezi diskem a skříní stroje; **B** tření pracovní tekutiny mezi krycím diskem lopatek a skříní stroje (vzniká pokud tam disk je, radiální oběžná kola se vyrábí i bez krycího disku).

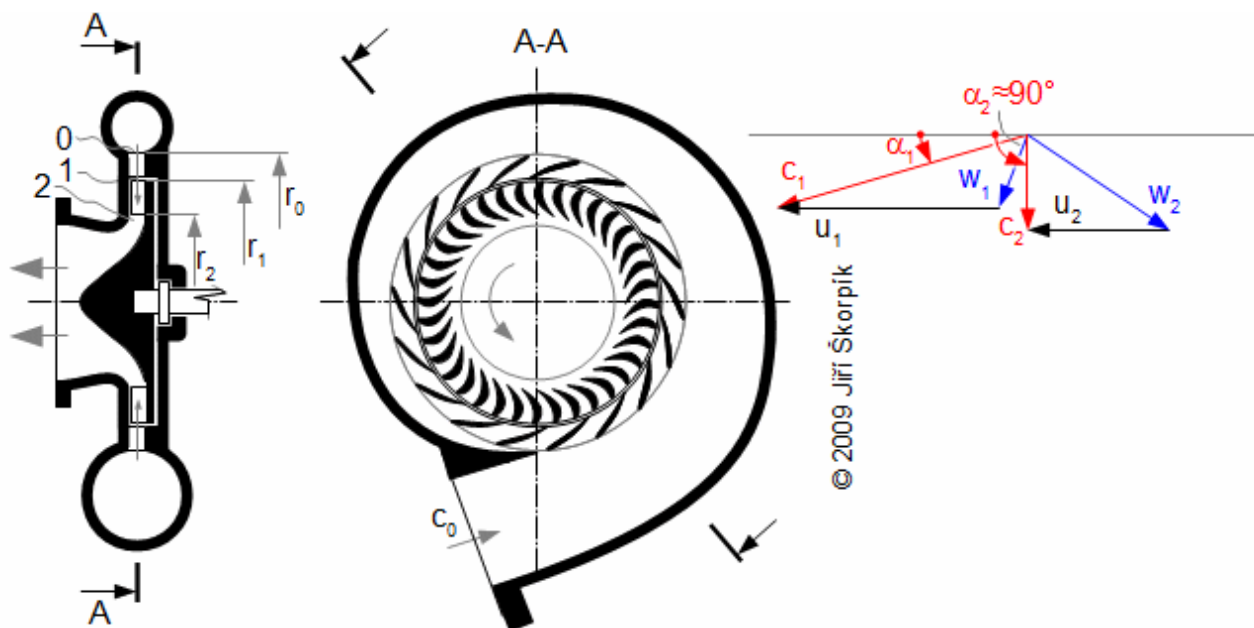


U pracovních strojů (centrifugální stupeň) při nulovém stupni reakce by došlo vlivem odstředivých sil, ke zrychlení relativní rychlosti, což je dobře patrné z *i-s* diagramu na *Obrázku 10*. Minimální stupeň reakce centrifugálních stupňů pracovních strojů lze stanovit dosazením podmínky  $w_1=w_2$  (aby se z rotorových lopatkových kanálů nestaly trysky).

Radiální přetlakové stupně dosahují nižších ztrát než rovnotlaké. Přetlakové stupně turbín (centripetální) se navrhují se stupněm reakce takovým, aby rychlosti  $c_1$  a  $w_2$  byly přibližně stejné, a tedy i profilové ztráty budou podobné a nejnižší možné. Takže stupeň reakce bude větší jak 0,5. Přetlakové radiální stupně pracovních strojů (centrifugální) se navrhují se stupněm reakce takovým, aby rychlosti  $w_1$  a  $c_2$  byly přibližně stejné, a tedy i profilové ztráty budou podobné a nejnižší možné. Takže stupeň reakce bude opět větší jak 0,5.

### Radiální stupně turbín s přímými lopatkami

Jedná se o stupeň, který je používán u malých jednostupňových tepelných turbín například parní turbíny, turboexpandérech nebo pohony dmýchadel apod. Vyznačuje se čistě radiálním prouděním bez axiálních složek rychlostí. Nevýhodou je poměrně vysoká ztráta výstupní rychlostí. Z konstrukčního hlediska jsou typickým znakem takových stupňů přímé lopatky, takže oběžné kolo má snadnější výrobu:



9.393 Radiální jednostupňová parní turbína.  
 $\alpha$  [°] úhel absolutní rychlosti.

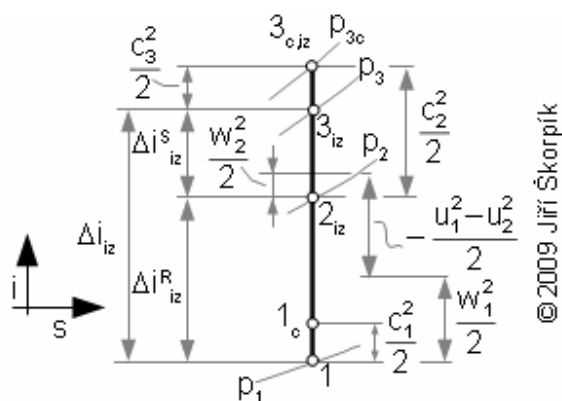
### Radiální stupně pracovních strojů s přímými lopatkami

S přímými lopatkami lze konstruovat i radiální kompresorové stupně, ale nepoužívají se. Pro tyto stupně jsou charakteristické tenké lopatky, v případě ventilátorů dokonce někdy tvořené plechem se zaoblenými hranami.



U oběžných kol radiálních stupňů čerpadel se nejčastěji používají dozadu zahnuté lopatky (vysokotlaká čerpadla vícestupňová čerpadla;  $\beta_{2L} > 90^\circ$  – výstupní úhel profilu) nebo radiální lopatky (čerpadla menších výkonů, oběhová čerpadla;  $\beta_{2L} = 90^\circ$ ). Dozadu zahnuté lopatky umožňují předat pracovní kapalině menší práci v jednom stupni než dopředu zahnuté lopatky (nižší složka rychlosti  $c_{2u}$ , což plyne z porovnání rychlostních trojúhelníků pro oba typy), ale zase jsou mnohem menší ztráty ve satorové řadě lopatek či difuzoru (u dozadu zahnutých lopatek je nižší rychlost  $c_2$  ale o to je vyšší zvýšení statického tlaku už v oběžném kole). Největšího zvýšení tlaku v jednom stupni je dosahováno (za stejných podmínek) u stupně s čistě radiálním výstupem, protože relativní rychlost  $w_2$  je nejmenší, více v článku 21. Vodní turbíny a hydrodynamická čerpadla.

Lopatky oběžného kola ventilátorových stupňů mohou být dopředu zahnuté ( $\beta_2 < 90^\circ$ ), radiální ( $\beta_2 = 90^\circ$ ) a dozadu zahnuté ( $\beta_2 > 90^\circ$ ), přičemž pro stejnou velikost kola a otáčky je dosaženo největší celkové změny tlaku u kol s dopředu zahnutými lopatkami, ale problém je ve vysokém podílu kinetické energie, která musí být zpracována v difuzoru a ve vyšším namáhání lopatek odstředivou silou [1, s. 112]. Pokud to pevnost oběžného kola dovolí používá se krycí disk pro snížení okrajových ztrát lopatek podobně jako u radiálních kol čerpadel, více v článku 22. Větrné turbíny a ventilátory.

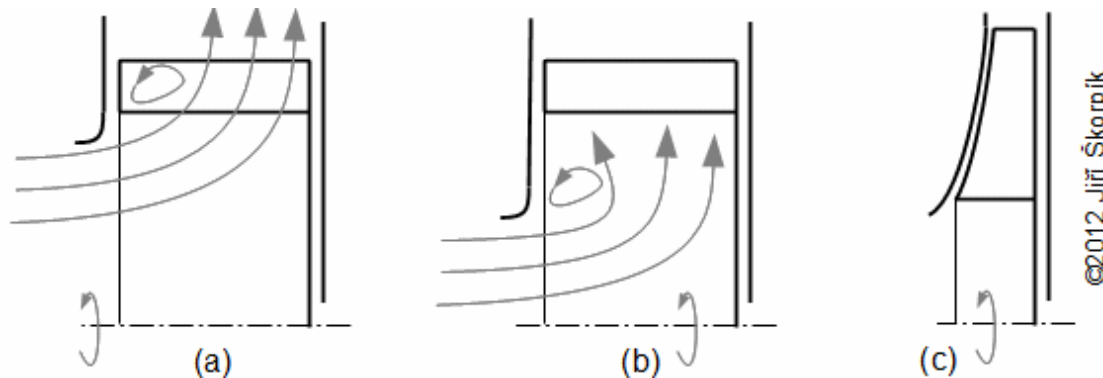


© 2009 Jiří Škorpík

**10.1122 Izoentropická komprese ve stupni radiálního turbokompresoru.**

S satorová řada lopatek; **R** rotorová řada lopatek. Reálná komprese v i-s diagramu je uvedena v kapitole 14. i-s diagram stupně s přihlédnutím k ventilační ztrátě.

Speciální ztrátou radiálních ventilátorových stupňů s přímými lopatkami je snížení průtoku a víření v důsledku chybějící axiálně-radiální části, která by proud ze saní z axiálního hrdla nasměrovala do radiálního směru:



© 2012 Jiří Škorpík

**11.912 Snížení průtoku u čistě radiálního stupně a opatření.**

Toto snížení je v podstatě cenou za jednoduchost konstrukce oběžného kola. Více o této ztrátě a jejím výpočtu v [8, s. 57].



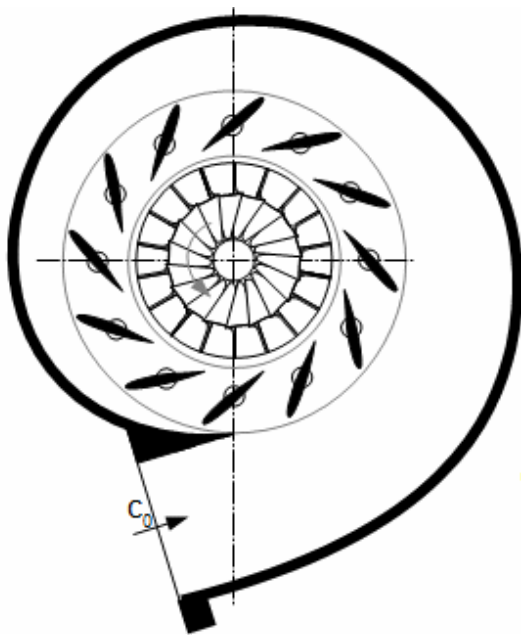
Radiální stupně čerpadel a ventilátorů mají velmi často bezlopatkové satorové části. Bezlopatkové difuzory mají sice menší účinnost při jmenovitých parametrech (proudnice v bezlopatkovém difuzoru jsou delší než v lopatkovém), ale mají plošší křivku účinnosti při změně průtoku než stupeň s lopatkovým difuzorem [22, s. 74]. Dobré charakteristiky při změně průtoku lze dosáhnout i u lopatkových difuzorů, ale za cenu natáčivých lopatek, které jsou technologicky náročnější a dražší včetně řídicího mechanismu.

Navrhněte rozměry a parametry stupně rovnotlakého radiálního ventilátoru (oběžné kolo) s dopředu zahnutými lopatkami, pro jmenovitý průtok  $100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  a celkovou změnu tlaku  $150 \text{ Pa}$ . Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 262.

#### Úloha 1.262

### Radiální turbíny s axiálním výstupem

Z termodynamického (větší změna obvodových rychlostí a tedy i obvodová práce zpracovaná ve stupni) i pevnostního hlediska je mnohem výhodnější a rozšířenější radiální stupeň v provedení s axiálním výstupem. Používá se u tepelných turbín i vodních turbín tzv. Francisova turbína:

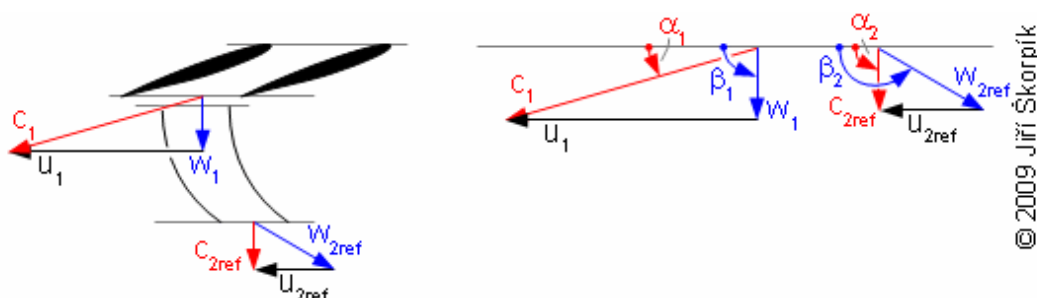


© 2015 Jiří Škorpiák

12.1090 Radiální řez stupněm turbíny s axiálním výstupem.

Jedná se o řez turbínou zobrazenou na Obrázku 7.

Axiální výstup také umožňuje zvětšit průtočný průřez na výstupu z rotorových řad lopatek bez toho a nichž by se zvětšovala délka lopatek jako by to bylo nutné u varianty s přímými lopatkami na *Obrázku 9*. Zvětšování délky totiž výrazně namáhá samotné lopatky v důsledku odstředivé síly. Takže při konstrukci rychlostního trojúhelníku není konstruktér tolik omezen prostorem na výstupním poloměru oběžného kola  $r_2$ :



© 2009 Jiří Škorpík

13.331 Rychlostní trojúhelník radiálního stupně turbíny s axiálním výstupem.

Zde je uveden rychlostní trojúhelník se vstupním úhlem relativní rychlosti  $90^\circ$ , ale vyskytují se turbíny se vstupním úhlem jiným, ovšem takové lopatkování je náročnější na výrobu<sup>(3)</sup>. Opět platí pro optimální účinnost  $c_{2u}=0$  [1]. Rychlostní trojúhelník se obvykle konstruuje pro  $c_{1r} \approx c_{2ref}$  ale nutně to není [4, s. 328].

<sup>(3)</sup>Poznámka

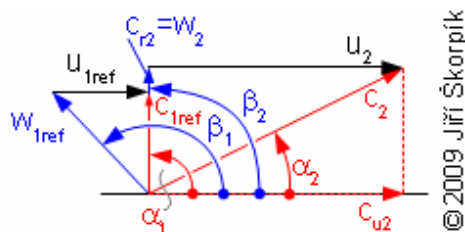
Nejpříznivější konstrukční vlastnosti mají lopatky čistě radiální. Pro lopatky dozadu zahnuté je navíc nutná velká obvodová rychlost absolutní rychlosti na vstupu, což může vést na velké ztráty v rozváděcí řadě lopatek. Zahnutí výstupní části lopatek je vhodné provést takové (pokud to technologie výroby dovolí), aby obvodová složka výstupní absolutní rychlosti z oběžného kola byla co nejmenší – potom je i ztráta výstupní rychlostí nejmenší.

Délka v axiálním směru radiálního stupně s axiálním výstupem je dána technologií výroby (vyrobitelnost velmi krátkého stupně může být komplikována velkým výstupním úhlem lopatek) a pevností kola (důležitá je i minimální délka pera pokud je oběžné kolo zajištěno na hřídeli perem a velikosti sduženého napětí u paty lopatek).

Mimo klasických ztrát spojených s radiálními stupni bývá velký problém se ztrátou vnitřní netěsností na oběžném kole v případě velmi krátkých lopatek, podobně jako u axiálních stupňů.

### Radiální stupně pracovních strojů s axiálním vstupem

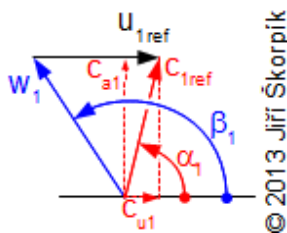
U čerpadel a ventilátorů nebývá axiální část příliš výrazná, ale velmi často se takto konstruuje stupně kompresorů. Stupně radiálních kompresorů se konstruuje v provedení s radiálními lopatkami nebo dozadu zahnutými lopatkami. Rychlostní trojúhelník se obvykle konstruuje pro  $c_{2r} \approx c_{1ref}$  ale nutně to není [4, s. 254]:



© 2009 Jiří Škorpík

14.281 Rychlostní trojúhelník stupně radiálního kompresoru s axiálním vstupem.

Axiální vstup umožňuje předřadit statorové lopatky, kterými se lépe udržuje vhodný úhel náběhu při změně průtoku změnou úhlu  $\beta_1$  (velikost záběrníku – vstupní část oběžného kola) a Machovo číslo relativní rychlosti na vstupu do stupně:



**15.952 Změna vstupního rychlostního trojúhelníku do radiálního oběžného kola kompresoru pomocí předřazených satorových lopatek.**

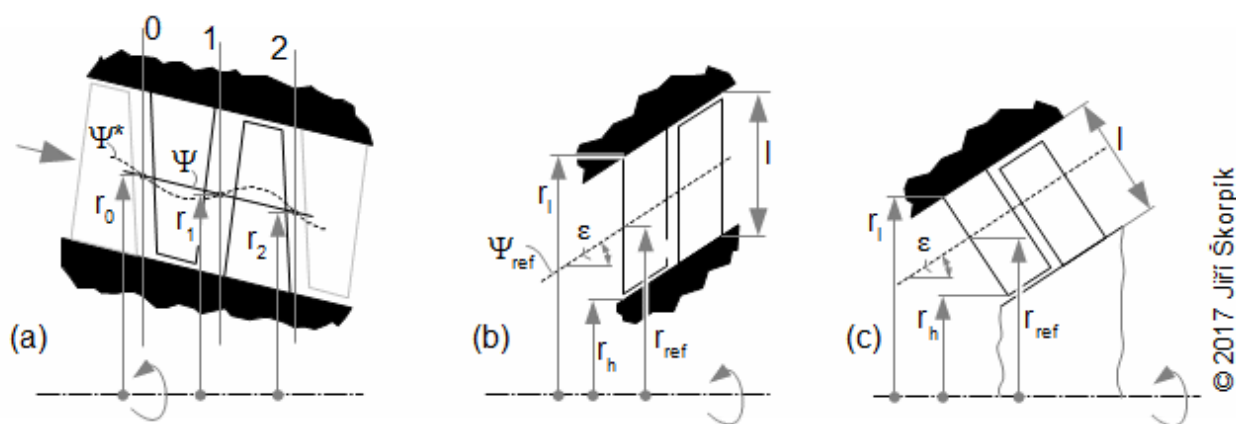
Odklonem absolutní rychlosti na vstupu z axiálního směru se změní i úhel vstupní relativní rychlosti  $\beta_1$ , v tomto případě se zmenšil a s ním i velikost relativní rychlosti  $w_1$ . V případě jednostupňového radiálního kompresoru se předřazené lopatky vkládají do sacího hrdla a mohou být i natáčivé.

Kompresorové radiální stupně jsou častěji konstruovány s lopatkovou satorovou částí než v bezlopatkové variantě. Výhody či nevýhody jsou popsány v předchozích kapitolách. Oba typy difuzorů mají své výhody i nevýhody a proto se často kombinují, jak je nakresleno na jednom z předchozích obrázků. Speciálním případem jsou difuzory pro nadzvukové proudění v kompresorech z oběžného kola. Tzv. supersonická lopatková mříž vytváří kanály, které se nejdříve zužují s tím, že už do nich vstupuje nadzvukové proudění, přičemž v nejužším místě dosáhne proudění místní rychlosti zvuku a v dalším úseku se musí rozšiřovat do podzvukové oblasti proudění. Takový tvar nemusí být vytvořen pouze speciálně tvarovanými lopatkami, ale může být vytvořen kuželovými vývrty [2, s. 296], potom nemá lopatkový kanál tvar obdélníkový ale kruhový. U nezakřivených difuzorových kanálů (osa lopatkového kanálu je přímka), jako jsou poslední dva zmíněné typy, nevzniká příčný gradient tlaku jako je tomu v případě tlakového gradientu v zakřiveném lopatkovém kanále (nemění se směr proudění).

Rozsáhlé informace z měření vlivu jednotlivých typů ztrát na účinnost radiálního kompresorového stupně jsou uvedeny v [5].

## Diagonální stupně

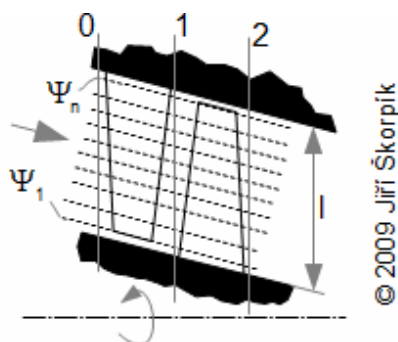
Diagonální stupeň je kombinací axiálního a radiálního stupně a má tedy výhody jednoduché konstrukce lopatek ax. stupňů i využití změny kinetické energie obvodových rychlostí rad. stupňů. Lze ho přirovnat ke kuželovému typu axiálního stupně s tím, že omezující kuželové plochy u paty a špičky lopatky jsou rovnoběžné. Tvar lopatek připomíná tvar lopatek axiálních stupňů. Lopatky diagonálního stupně jsou nejčastěji připevněny kolmo na osu otáčení stejně jako u axiálních stupňů tzn. že na špičce a u paty jsou šikmo seříznuté, aby kopírovaly úhel kuželových omezujících ploch. Natáčivé lopatky diagonálních stupňů jsou připevňovány kolmo ke kuželové ploše. Podobně jako při analytickém návrhu axiálních stupňů se zavádí u diagonálních stupňů zjednodušený předpoklad proudění po kuželové ploše i referenční proudnice na středním poloměru:



16.716 Základní kótování proudové plochy diagonálního stupně.

(a) zjednodušení proudové plochy v diagonálním stupni; (b) diagonální stupeň s lopatkami kolmo k ose rotace; (c) diagonální stupeň s lopatkami kolmo k ploše rotoru a statoru.  $\Psi^*$  skutečná trajektorie proudnic (proudová plocha);  $\Psi$  zjednodušená trajektorie proudnic – kuželová plocha. Vzorec pro střední kvadratický poloměr tohoto typu stupně je totožný se vzorcem pro střední kvadratický poloměr axiálního stupně, důkaz je uveden pod Obrázkem 1.

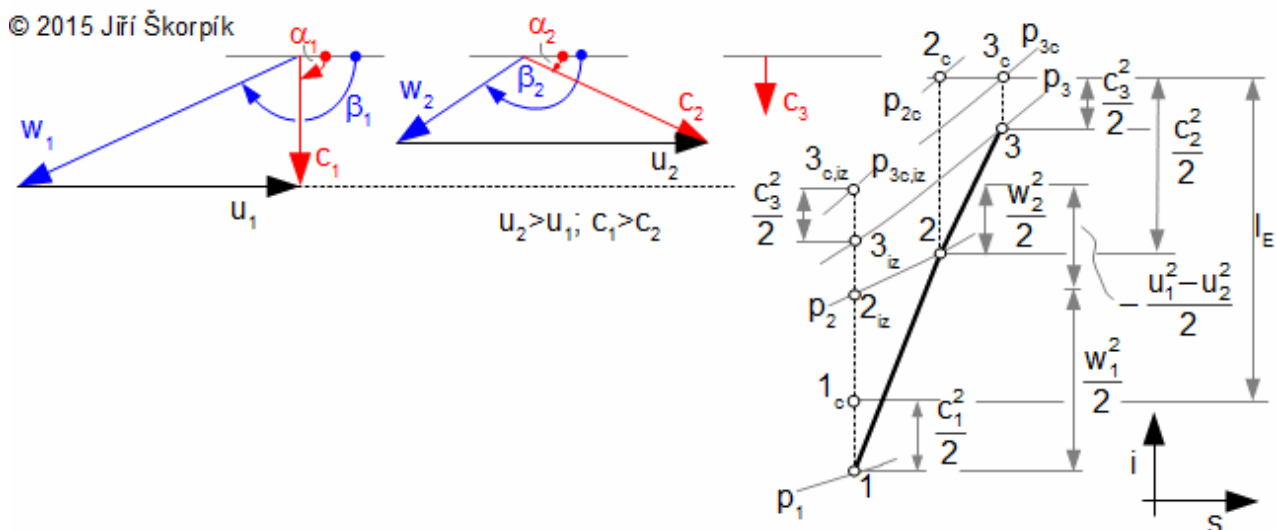
Diagonální stupně lze konstruovat jak s přímými lopatkami, tak i se zkroucenými lopatkami s uvažováním prostorového charakteru proudění. Při uvažování prostorového charakteru proudění je nutné provést návrh na několika poloměrech stupně jako u axiálních stupňů se zkroucenými lopatkami:



17.715 Způsob rozdělení stupně do několika řezů za účelem výpočtu.

## Diagonální stupně s přímými lopatkami

Diagonální stupně s takto jednoduchou geometrií lopatek se používají pouze u ventilátorů a dmychadel. Vzhledem k velkému vlivu změny obvodových rychlostí (a tudíž menší potřebné změny kinetických energií relativních rychlostí) a průtočných průřezů nemusí být lopatky tolik zakřivené jako u axiálních stupňů se stejnými parametry kompresního poměru, takže jsou méně citlivé na odtržení mezní vrstvy a proto se hodí pro aplikace s velkou změnou průtoku (platí pro proudění centrifugální). Tyto vlastnosti umožňují použít vysoký stupeň rekce ( $i$  vyšší než  $\rho > 0,5$ ) a zmenšit rychlosti ve statorové části stupně, což jsou typické výhody i radiálních kompresorů:



18.461 Rychlostní trojúhelník a *i-s* diagram diagonálního stupně dmychadla.

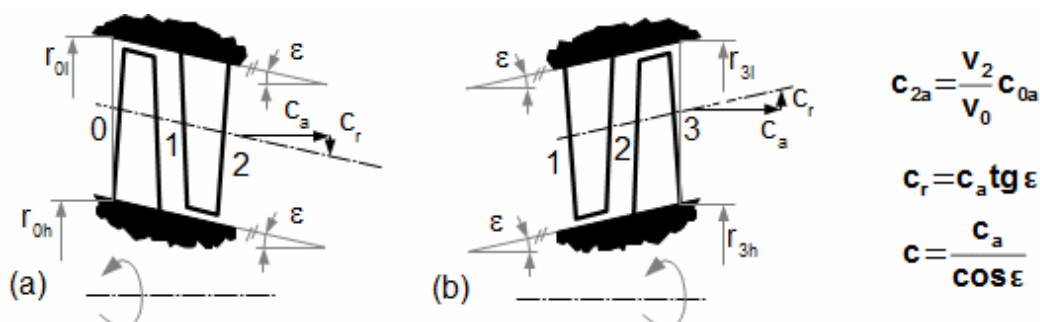
Lopatky statoru vychází více zakřivené než lopatky rotoru. Místo diagonálních statorové řady lopatek lze také použít axiální nebo využít vysoké obvodové složky absolutní rychlosti  $c_{2u}$  a použít spirální difuzor (platí pro poslední stupně nebo jednostupňové stroje).

Diagonální stupně nemusí být nutně vždy centripetální a stupně pracovních strojů centrifugální jako tomu bývá u radiálních stupňů. Přednost před maximální obvodovou prací může mít co nejnižší výstupní rychlost ze stupně při změně objemu pracovní tekutiny. Takže pro turbíny je výhodnější při expanzi plynu cetrifugální a naopak při kompresi centripetální diagonální stupeň, viz také kapitola 19. Kuželové stupně s přímými lopatkami.

### Návrh diagonálního stupně s konstantní obvodovou prací

Obecné principy návrhu zkroucených lopatek diagonálních stupňů je totožný s obecnými principy návrhu zkroucených lopatek stupňů axiálních viz kapitola 19. Obecné rovnice a předpoklady řešení prostorového proudění ve stupni lopatkového stroje. Zde popsany návrh využívá teorie potenciálního proudění a vychází z poznatků kapitoly 19. Návrh stupně s konstantní obvodovou prací.

Nejjednodušší tvar diagonálního stupně je případ rovnoběžných kuželových ploch u paty a špice lopatek [2, s. 556]  $\varepsilon = konst.$  Takové plochy znamenají, že poměr radiální a axiální složky absolutní rychlosti je konstantní  $c_u/c_r = konst.$  Dalšími zjednodušujícími předpoklady je izoentropické potenciální proudění ideální tekutiny, konstantní obvodová práce stupně v celém objemu stupně  $l_E(r) = konst.$ , konstantní parametry proudu na vstupu i výstupu po výšce lopatek a na výstupu i vstupu rychlosti bez obvodových složek. Z uvedených podmínek a z poměru změny velikostí průtočných průřezů a změn hustoty lze odvodit velikost absolutní rychlosti na výstupu ze stupně pro nestlačitelné i stlačitelné proudění:



$$c_{2a} = \frac{V_2}{V_0} c_{0a}$$

$$c_r = c_a \operatorname{tg} \varepsilon$$

$$c = \frac{c_a}{\cos \varepsilon}$$

©2016 Jiří Škorpík

19.406 Změny rychlostí na vstupu a výstupu diagonálního stupně s rovnoběžnými kuželovými plochami. Změny rychlostí na vstupu a výstupu diagonálního stupně s rovnoběžnými kuželovými plochami.

(a) obvyklá konfigurace turbínového stupně; (b) obvyklá konfigurace stupně pracovních strojů. V případě pracovních strojů stačí ve vzorci pro změnu axiální složky rychlosti změnit indexy označující stav před stupněm místo 0 číslem 1 a za stupněm místo 2 číslem 3. Odvození je uvedeno v Příloze 406.

Stejně jako u axiálního stupně s konstantní cirkulací pro podmínku konstantní obvodové práce a nulových obvodových složek rychlosti na vstupu a výstupu ze stupně musí být cirkulace rychlosti po výšce lopatek konstantní  $r \cdot c_u = \text{konst.}$ . Což lze opět jednoduše odvodit z rozboru rovnice pro obvodovou práci.

Rozložení absolutní rychlosti mezi lopatkovými řadami lze vypočítat ze stupně reakce. Stupeň reakce na jednotlivých poloměrech se stanoví ze vzorců uvedených v kapitole 18. Stupeň reakce pro nestlačitelné proudění. V případě stlačitelného proudění lze využít skutečnosti, že diagonální stupeň je speciálním případem kuželového stupně s konstantním sklonem proudnic  $\varepsilon = \text{konst.}$  a použít postup výpočtu stupně reakce popsany v kapitole 19. Kuželový stupeň s konstantní obvodovou prací.

## Odkazy

1. KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*, 2003. 1. vydání, upravené. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., ISBN 80-7204-297-1.
2. KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory I*, 2004. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., ISBN 80 – 7204 – 346 – 3.
3. KRBEK, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*, 1990. 3. vydání. Brno: Vysoké učení technické v Brně, ISBN 80-214-0236-9.
4. KOUSAL, Milan. *Spalovací turbíny*, 1980. 2. vydání, přepracované. Praha: Nakladatelství technické literatury, n. p.
5. MISÁREK, Dušan. *Turbokompresory*, 1963. Vydání první. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, n.p.
6. PFLEIDERER, Carl, PETERMANN, Hartwig. *Strömungsmaschinen*, 2005. Berlín: Springer Verlag Berlin, Heidelberg New York, ISBN 3-540-22173-5.
7. JAPIKSE, David. *Introduction to turbomachinery*, 1997. 2. vydání. Oxford: Oxford University Press, ISBN 0 – 933283-10-5.

8. NOVÝ, Richard. *Ventilátory*, 2007. 3. vydání přepracované. Praha: České vysoké učení technické v Praze, ISBN 978-80-01-03758-4, 2007.

### **Bibliografická citace článku**

ŠKORPÍK, Jiří. Návrh radiálních a diagonálních stupňů lopatkových strojů, *Transformační technologie*, 2011-03, [last updated 2019-01-10]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/20.html>.