

TVARY LOPATEK A PRŮTOČNÝCH ČÁSTÍ LOPATKOVÝCH STROJŮ

strana 3	Typy profilových mříží
strana 3	Profil lopatky
strana 7	Rozsah hodnot některých geometrických a aerodynamických veličin lopatkových mříží
strana 10	Tvary lopatek
strana 14	Tvary hrdel lopatkových strojů
strana 15	Odkazy
strany 16–22	Přílohy

P264 Výpočet rozměrů spirálního hrdla radiálního ventilátoru • P274 Výpočet souřadnic střední čáry radiální dozadu zahnuté lopatky • P275 Optimalizace tvaru lopatky podle zadaných požadavků • P323 Odvození vzorce pro hodnotu střední šířky lopatkového kanálu • P755 Výpočet souřadnic střední čáry radiální dopředu zahnuté lopatky • P793 Odvození rovnice pro Zweifelův součinitel • P1015 Odvození rovnice pro změnu průtočného průřezu elementárního stupně
Doporučené přílohy: P282 Výpočet logaritmické spirály a rozměrů spirálního hrdla • P936 Výpočet tvaru záběrníku radiálního rotoru

autor ŠKORPÍK, Jiří (LinkedIn.com/in/jiri-scorpik)

datum vydání Září 2022; Listopad 2023; Červenec 2025 (3. vydání)

název Tvary lopatek a průtočných částí lopatkových strojů

sborník transformacni-technologie.cz/index.html#**lopatkove-stroje**

provenience Brno (Česká republika)

email scorpik.jiri@email.cz

Copyright©Jiří Škorpík, 2006-2025
Všechna práva vyhrazena.

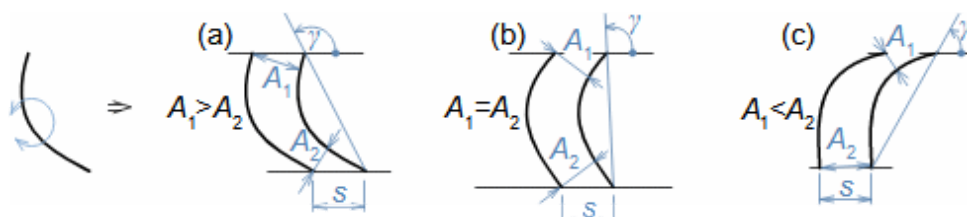
TYPY PROFILOVÝCH MŘÍŽÍ

Zásadní pro výsledné rychlosti pracovní tekutiny při průtoku profilovou mříží je velikost vtokového a výtokového průřezu mříže. Odtud rozlišujeme tři typy profilové mříže podle toho, jestli lopatkové kanály vytváří konfuzorové, difuzorové (konvergentní nebo divergetní) kanály nebo kanály se stejným průtočným průřezem mezi vtokem a výtokem.

Změna typu profilové mříže změnou úhlu nastavení profilu

Tvar, respektive vtokový a výtokový průřez profilové mříže je dán úhlem nastavení profilu (natočením v mříži). Přičemž ze stejného profilu lze sestavit jakýkoliv základní typ profilové mříže se stejnou roztečí pouze natočením profilu, respektive změnou úhlu nastavení profilu v mříži, viz OBRÁZEK 312.

312:



(a) konfuzorová mříž – též názvy přetlaková, turbínová; (b) rovnotlaková mříž – při stejném průtočném průřezu se nemění tlak a rychlost mezi vstupem a výstupem; (c) difuzorová mříž – též název přetlaková, kompresorová nebo turbínová pro případ, že A_1 je kritický průřez. A [m²] průtočný průřez v daném místě mříže. γ [°] úhel nastavení profilu v mříži; s [m] rozteč. Profil jsou zjednodušeně kresleny jakoby byly vyrobeny z plechu.

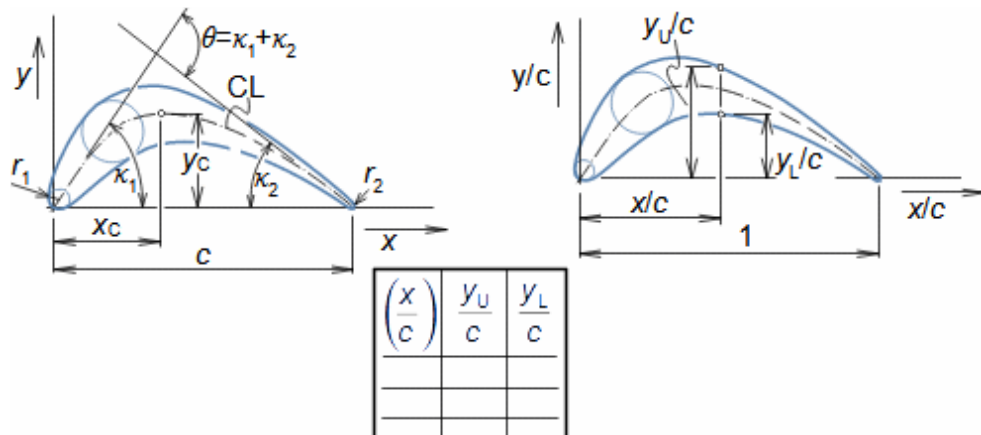
PROFIL LOPATKY

Profilem lopatky je myšlen její obrys na konkrétním řezu. Profil lopatek má obvykle tvar prohnuté kapky. Prohnutí lopatky vychází z požadavků na zakřivení rychlosti tekutiny uvnitř lopatkových kanálů. Nicméně tvar a velikost profilu závisí také na pevnostních a ostatních požadavcích souvisejících s chodem lopatkové stroje.

Výkres profilu

Zaznamenat profil lopatky lze pomocí pravidel pro geometrii profilu lopatek. Výběr způsobu zápisu tvaru profilu lopatek závisí na nosiči tohoto zápisu, respektive se jedná o nejvhodnější způsob ve vztahu k požadované formě výrobní dokumentace. V současnosti stačí grafický výstup (pomocí vektorové grafiky), např. v CAD systémech, protože obráběcí stroje a výpočtové softwary jsou schopné s takovým výstupem pracovat přímo, ale existují i jiné formy zápisu profilu lopatky. Například se zapisují tabelárně v souřadnicích x ; y a pomocí tvaru střední čáry profilu, viz OBRÁZEK 314 (s. 4).

314:



CL-střední čára profilu (geometrické místo středů kružnic vepsaných do profilu). $\theta = \kappa_1 + \kappa_2$ [°] prohnutí profilu; y_c [m] maximální prohnutí; x_c [m] poloha maximálního prohnutí; κ_1, κ_2 [°] úhly střední čáry (v nátokové hraně profilu a odtokové hraně profilu); c [m] tětiva; r [m] poloměr.

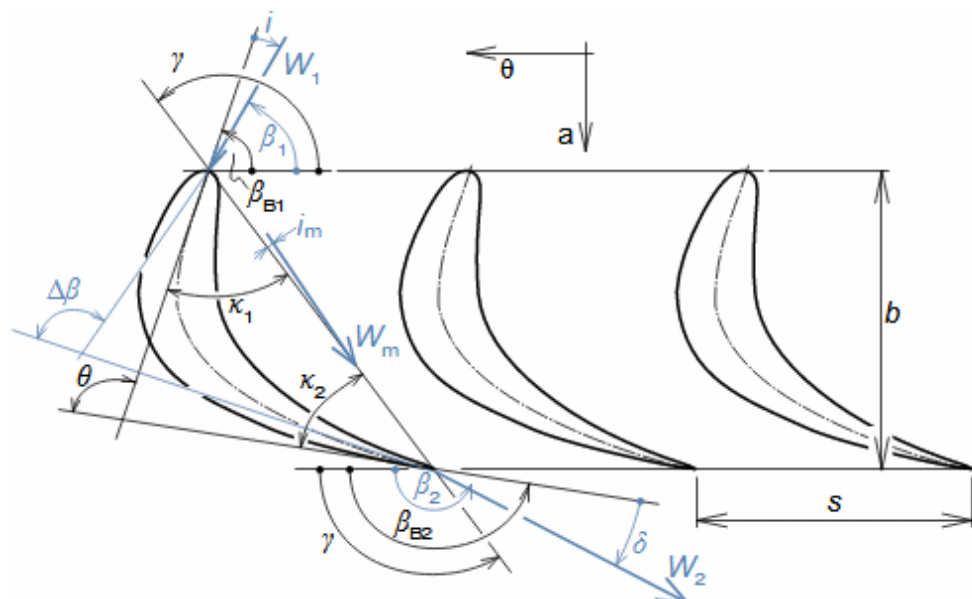
*Tvar střední čáry
profilu*

Tvar střední čáry profilu je nejčastěji tvořen částmi kružnice, paraboly, logaritmické křivky a jiných typů křivek (popřípadě dvou křivek se společnou tečnou v bodě vzájemného styku). Obvyklé hodnoty poměru $x_c \cdot c^{-1}$ jsou mezi 0,4 až 0,5, u rovnotlakových profilových mříží bývá tento poměr kolem hodnot 0,5.

*Vztah mezi
prohnutím profilu a
zakřivením proudu v
geometrické a
aerodynamické
charakteristice
profilové mříže*

Střední čáru profilu, respektive prohnutí profilu by mělo kopírovat očekávané proudnice tekutiny uvnitř lopatkových kanálů. Ty lze přibližně určit s potřebného zakřivení proudu reaktivních rychlostí, které vychází z výpočtu rychlostních trojúhelníků. Vztah mezi geometrickými a aerodynamickými veličinami se označuje jako geometrická a aerodynamická charakteristika profilové mříže a graficky ji lze vyjádřit pomocí OBRÁZKU 315 (s. 5) – odtud lze odvodit i vztahy matematické, viz ÚLOHA 755 (s. 5). Prohnutí profilu a zakřivením proudu při správně navrženém profilu lopatky má přibližně stejnou hodnotu. K tomu je nutné, aby požadovaná relativní rychlost na vtoku do lopatkové mříže svírala se střední čarou profilu nějaký nátokový úhel, protože na výstupu z profilové mříže dochází k odklonu směru relativní rychlosti od střední čáry profilu o deviační úhel, OBRÁZEK 315 (s. 5). Po výšce lopatky se nátokový i deviační úhel může měnit.

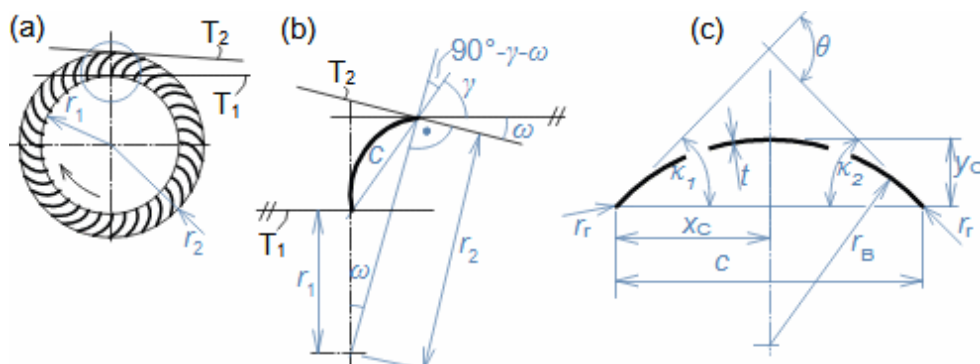
315:



β_{B1}, β_{B2} [°] vstupní a výstupní úhel profilu lopatky; i [°] nátokový úhel; δ [°] úhel deviační; $\Delta\beta$ [°] úhel zakřivení proudu; b [m] šířka profilové mříže; W_1, W_2 [m·s⁻¹] nátoková a odtoková rychlost; W_m [m·s⁻¹] střední aerodynamická rychlost v mříži; i_m [°] nátokový úhel střední aerodynamické rychlosti.

Úloha 755:

Navrhněte geometrické parametry lopatek a úhel nastavení profilu lopatek rotoru nízkotlakého radiálního ventilátoru s dopředu zahnutými lopatkami. Rozměry rotoru jsou: $r_1=24,6$ mm, $r_2=28,9$ mm, $\beta_1=158,9^\circ$, $\beta_2=18,8^\circ$. Lopatka je jednoduchá z tenkého plechu. Střední čára profilu je tvořena kruhovým obloukem. Návrh proveďte pro nátokový úhel a úhel deviační 3° . Řešení úlohy je uvedeno v PŘÍLOZE 755.



(a) rotor; (b) detail kótování nastavení profilu v mříži; (c) výrobní výkres lopatky. ω [°] pomocný úhel.

*Přilnutí proudu k
profilu jako základní
aerodynamických
požadavek*

Tvar profilu vychází z požadavků, které musí lopatka ve stroji splňovat, obvykle profil připomíná prohnutou kapku. Kapkovitý tvar umožňuje ideální přilnutí tekutiny k povrchu lopatky a tedy kopírovat její prohnutí. Vlastnost tekutiny kopírovat obtékané povrchy se nazývá Coandovým jevem podle rumunského inženýra Henri Coandă (1886-1972), který se zabýval zkoumáním obtékání povrchů a těles. Coandův jev je dobře patrný při vytékání vody z šálku, které nemá kolem hrdla lem. Do určitého úhlu naklonění šálku voda stéká po vnější ploše šálku, místo aby vytékala přímo k zemi. Samotné přitlačení proudu vody na plochu šálku je způsobeno vazkostí, vzlínavostí, a nižším tlakem v proudící tekutině než je tlak okolního vzduchu. Podobný jev vzniká i při obtékání vody příčné trubky, například v kondenzátoru apod. Přilnutí tekutiny na obtékaném povrchu má své meze, po jejichž překročení dojde k odtržení proudu od obtékané plochy, těmito mezemi se zabývá aerodynamika profilových mříží.

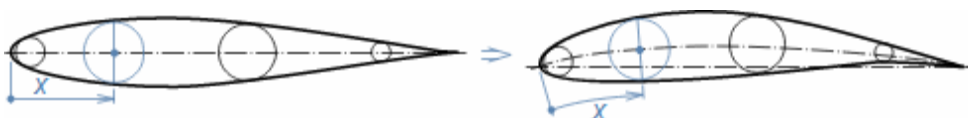
Katalogy profilů

Vhodný profil lze vybrat z katalogů profilů na základě aerodynamických požadavků. Tvary a aerodynamická data profilů tenkých a málo zakřivených lze odečíst z rozsáhlých katalogů profilů používaných v letectví, například [Abbott and Doenhoff, 1959]. Pokud vhodný profil lopatky v katalogu chybí, je nutné jej vyvinout a experimentálně ověřit.

*Vývoj nového profilu
pomocí základního
profilu*

Při vývoji nového profilu se obvykle vychází z různých prohnutí tzv. základního profilu, což je symetrický hladký profil, viz OBRÁZEK 618. Existuje mnoho základních profilů odlišující se od sebe tvarem, aerodynamickými charakteristikami a dalšími vlastnostmi, viz například [Abbott and Doenhoff, 1959]. Vývoj nového profilu vzniklého prohnutím základního profilu umožňuje systematicky definovat aerodynamické rozdíly mezi různými prohnutími a tyto nové profily přehledně katalogizovat, podle toho z jakého základního profilu vychází.

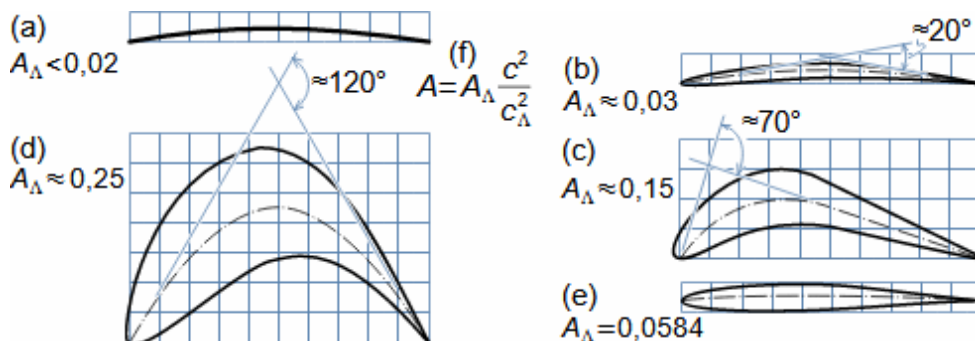
618:



*Měrné průřezy
profilů u pat lopatek*

Mimo aerodynamických požadavků musí profil splňovat i pevnostní požadavky, které ovlivňují potřebnou tloušťku profilu u paty lopatek, kde je nejvyšší namáhání od odstředivých sil i od ohybu. Na OBRÁZKU 1210 (s. 7) jsou typické profily u pat lopatek pro vybrané aplikace a jejich průřez.

1210:



(a) profil běžný u radiálních stupňů a axiálních s velmi malým prohnutím; (b) tenký profil s malým zakřivením proudu běžný u hydraulických strojů či turbokompresorů (střední čára profilu kružnice); (c) profil málo zatížených lopatek tepelných turbín (střední čára profilu kružnice a přímka); (d) profil velmi zatížené lopatky tepelných turbín (střední čára profilu parabola); (e) profil lopatky větrných turbín (NACA 63-209); (f) vzorec pro přepočet průřezu profilu pro různou délku tětiny podle Cavaleriova principu. A [mm²] skutečný průřez profilu lopatky; A_A [mm²] průřez profilu lopatky při délce tětiny c_A (čísla u profilů na tomto obrázku jsou pro délku tětiny 1 mm, tzv. měrný průřez profilu).

*Hlučnost, odolnost
proti zanesení a
kavitaci*

Častým požadavkem na vlastnosti profilu lopatek je nízká hlučnost (venitlátoři, větrné turbíny apod.), kterou ovlivňují zejména poloměry nátokové a odtokové hrany. Na profily větrných turbín jsou požadavky i na co nejmenší usazování nečistot (prachu) na povrch, které je funkcí tvaru, drsnosti a materiálu povrchu. U hydraulických strojů navíc jsou profily více či méně citlivé na kavitaci apod.

ROZSAH HODNOT NĚKTERÝCH GEOMETRICKÝCH A AERODYNAMICKÝCH VELIČIN LOPATKOVÝCH MŘÍŽÍ

Hodnoty geometrických a aerodynamických veličin lopatkové mříže obvykle vychází z požadavku na maximální vnitřní účinnost stupně. Nicméně tento požadavek nemusí být vždy prioritní a hodnoty veličin lopatkových mříží mohou být vybrány podle požadavku na provozní vlastnosti lopatkového stroje a jeho cenu.

*Počet lopatek vychází
z hustoty lopatkové
mříže*

Schopnost proudu dosáhnout požadovaného zakřivení není funkcí pouze prohnutí profilu, ale také rozteče profilové mříže, délkou tětiny, respektive počtu lopatek, přičemž poměr mezi délkou tětiny a roztečí profilové mříže je označován jako hustota profilové mříže, viz VZOREC 619.

619:

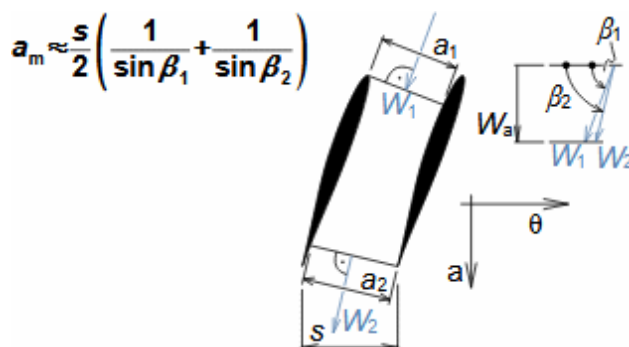
$$\sigma = \frac{c}{s}$$

σ [1] hustota profilové mříže.

*Odhad optimální
hustoty profilové
mříže*

Při větší hustotě profilové mříže lze očekávat větší zakřivení proudu a naopak. Na druhou stranu s hustotou profilové mříže roste počet lopatek a ztráty třením v mříži. Existuje tedy optimální hodnota hustoty profilové mříže. V případě difuzorových profilových mříží je nutno hledat jejich optimální hustotu takovou, při které bude poměr c/a_m kolem 2,5, kde a_m je střední šířka lopatkového kanálu [Pfleiderer and Petermann, 2005, s. 408], viz VZOREC 323. V případě konfuzorových mříží bývá uvedený poměr menší než 2,5. Uvedené poměry platí pro profilové mříže složené z tenkých málo zakřivených profilů.

323:



a_m [m] střední šířka lopatkového kanálu. Odvození rovnice je provedeno v PŘÍLOZE 323.

*Optimální hustota
lopatkových mříží
tepelných turbín*

Hustotu profilové mříže s velmi prohnutými profily tepelných turbín lze přibližně stanovit podle Zweifelova součinitele. Zweifelův součinitel $C_{L,0}$ je podíl obvodové složky síly na lopatku od proudu tekutiny F_θ ku součinu plochy lopatky a dynamického tlaku relativní rychlosti na výstupu z lopatkové mříže, viz VZOREC 793. Hodnota tohoto součinitele by u navržené profilové mříže měla být v rozsahu 0,75...0,85 u moderních profilů z velkou pevností materiálu lopatek až 1 [Japikse, 1997, s. 6-17].

793:

$$C_{L,0} = \frac{F_\theta}{\frac{1}{2} \rho \cdot W_2^2 \cdot b \cdot l} = 2 \frac{s}{b} (\cot \beta_1 - \cot \beta_2) \sin^2 \beta_2$$

Definiční vzorec Zweifelova součinitele: $C_{L,0}$ [1] Zweifelův součinitel; F_θ [N] obvodová složka síly na lopatku působící od proudu tekutiny; l [m] výška lopatky; ρ [kg·m⁻³] hustota pracovní tekutiny. Odvození rovnice je v PŘÍLOZE 793.

Šířka profilové mříže

Šířka profilové mříže b definovaná na OBRÁZKU 315 (s. 5), vychází z požadované délky tětiny, která je kompromisem optimálního aerodynamického návrhu a požadovanou pevností lopatek a jejich závěsů. Jestliže známe šířku, není problém stanovit z hustoty lopatkové mříže σ počet lopatek, respektive rozteč.

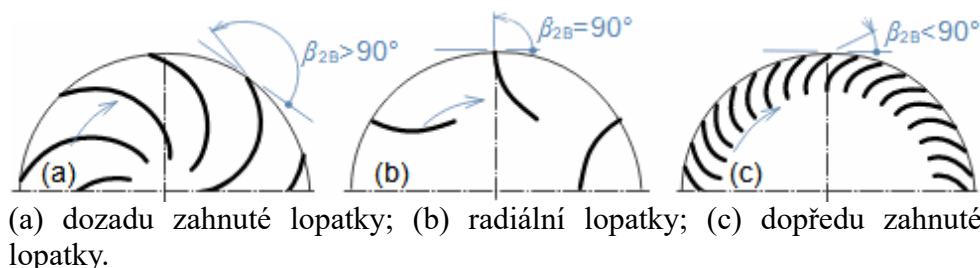
*Optimální úhly
axiálních stupňů při
požadavku na
maximální účinnost*

Při návrhu geometrických a aerodynamických parametrů axiálních stupňů turbín je snahou o dosažení malé výstupní rychlosti V_2 a co největší hodnoty obvodové složky vstupní rychlosti V_{10} , respektive co nejmenšího úhlu profilu na výtoku ze statoru, tak aby úhel absolutní vstupní rychlosti α_1 byl také co nejmenší (z výrobních důvodů bývá minimální hodnota tohoto úhlu kolem 8° podle možnosti výroby a pevnosti lopatek). Výhoda menšího úhlu α_1 je i v tom, že pro požadovanou složku rychlosti V_{10} postačuje menší rychlost V_1 , a tím se sníží ztráty třením ve statorové řadě lopatek.

*Úhly radiálních
lopatek vychází z
požadavků na
vlastnosti radiálního
stupně*

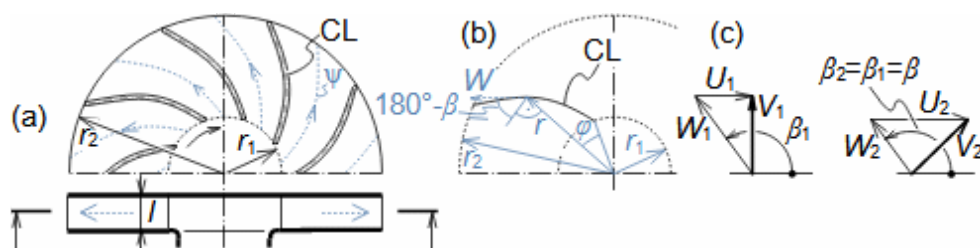
Vlastnosti radiálních stupňů podstatně závisí na úhlu profilu na obvodu rotoru (OBRÁZEK 267), viz bezrozměrové charakteristiky radiálních stupňů. Nicméně nejlepší aerodynamické vlastnosti mají dozadu zahnuté lopatky jejichž střední čára profilu odpovídá logaritmické spirále, viz ÚLOHA 274. V případě turbínových radiálních stupňů se s jiným úhlem střední čáry profilu na obvodu rotoru než s úhlem 90° lze setkat prakticky jen u Francisových turbín.

267:



Úloha 274:

Navrhněte optimální tvar střední čáry profilu lopatek radiálního ventilátoru s dozadu zahnutými lopatkami. Zadané parametry jsou: $r_1=15,25$ mm, $r_2=30$ mm, $\beta_1=120^\circ$. Řešení úlohy je uvedeno v PŘÍLOZE 274.



*Maximální zakřivení
proudu v
difuzorových
profilových mřížích*

U stupňů pracovních strojů se nejčastěji používají difuzorové profilové mříže. Difuzorové profilové mříže jsou citlivější na odtržení proudu od lopatky se zvyšujícím se prohnutí profilu a z toho důvodu je požadováno malé zakřivení proudu $\Delta\beta$, které se pohybuje v rozmezí 15° až 30° . Snahou je dosahovat co nejmenších hodnot V_{10} pro maximální absolutní hodnoty Eulerovy práce.

TVARY LOPATEK

Tvar lopatky určuje výsledný tvar lopatkového kanálu. Nejjednodušší lopatkové kanály mají stejný tvar po délce lopatky. Takové lopatkové kanály lze vytvořit pomocí PŘÍMÝCH LOPATEK – lopatka se stejným tvarem a velikostí profilu po délce. V případě axiálních stupňů se mění s poloměrem i rozteč profilové mříže. Proměnné tvary lopatkových kanálů lze vytvořit pomocí ZKROUCENÝCH LOPATEK, které po mají po délce proměnný tvar profilu. Mimo tyto dva základní tvary lze ještě mluvit o tvarech RADIÁLNÍCH LOPATEK radiálních stupňů, přičemž u typů bez axiálních částí se používají také přímé lopatky, viz OBRÁZEK 267 (s. 9).

~
*Přímé lopatky s
konstatním úhlem
nastavení profilu*

Přímé lopatky axiálních stupňů se obvykle používají tam, kde lze dosáhnout malý poměr mezi délkou lopatky a středním poloměrem lopatky, takže se prostorový charakter proudění tolik neprojevuje a k návrhu stupně postačuje 1D výpočet. Výhodou přímých lopatek je jednoduchý návrh, výroba, respektive náklady na výrobu. Často bývají vyráběny tažením jako dráty kruhového profilu, viz OBRÁZEK 278.

278:



vlevo-statorová lopatka parní turbíny vyrobená z taženého profilu s obrobenou drážkou pro uchycení u paty lopatky; vpravo-rotorová lopatka parní turbíny vyrobená z taženého profilu s obrobenou špicí a nožkou vyrobenou kovářem.

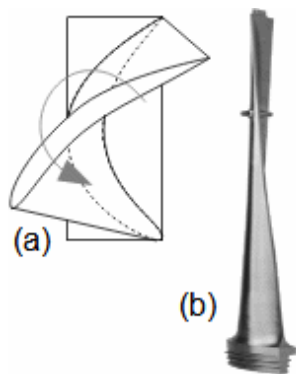
~
*Zkroucené lopatky s
proměnným úhlem
nastavení profilu po
délce lopatky*

Zkroucené lopatky axiálních stupňů jsou lopatky se změnou úhlu nastavení profilu v mříži po délce lopatky a většinou i se změnou profilu. Při návrhu zkroucené lopatky se přihlíží k prostorovému charakteru proudění ve stupni, respektive ke změnám rychlostního trojúhelníku a stupně reakce (viz 2D-výpočet stupně reakce Kaplanovy turbíny). Výsledný tvar lopatek je složitý a zvyšuje výrobní náklady oproti tvarově přímým lopatkám (obvykle se vyrábí na 5-osé frézce z tvarového odlitku, ale jsou i jiné technologie výroby pro duté lopatky).

*Rozkrucování lopatek
neboli změna úhlu
nastavení profilu při
provozu*

Silně zkroucené a dlouhé rotorové lopatky působením odstředivých sil podléhají rozkrucování, jinak aeroelasticitě, (OBRÁZEK 948a), další deformace jsou od působení proudu pracovní tekutiny. Zpevnění zkroucených lopatek lze provést pomocí integrovaného tlumiče vibrací, který se zaklesne do sousední lopatky při určitých otáčkách stroje a tím dojde k zastavení dalšího rozkrucování lopatek, viz OBRÁZEK 948b. Je tedy nutné počítat s tím, že úhel nastavení profilu bude při klidu stroje jiný než při jmenovitých otáčkách. Rozkrucování je patrné i u lopatek větrných turbín, které mění tvar i kvůli axiální síle od proudu vzduchu.

948:

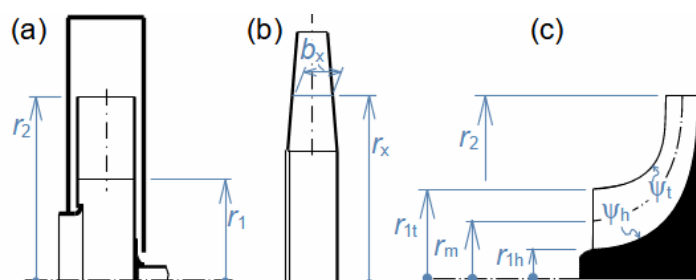


(a) rozkrucování zkroucené lopatky; (b) lopatka s integrovaným tlumičem vibrací

~
*Tvary Radiálních
lopatek*

Lopatky radiálních stupňů jsou buď takového tvaru, že vytváří čistě radiální lopatkové kanály, nebo takové, že zasahují i do axiálního směru (OBRÁZEK 567c, s. 12). V případě čistě radiálních lopatek se jedná většinou o přímé lopatky často konstantní šířky někdy vyrobené z plechu (viz ÚLOHA 755, s. 5). V případě podmínky konstantní hodnoty meridánové rychlosti se šířka radiální lopatky zmenšuje jak roste radiální souřadnice, respektive obvod rotoru, viz OBRÁZEK 567b (s. 12).

567:



(a), (b) příklady radiálních lopatek přímých; (c) příklad radiální lopatky s axiální částí

Index t označuje špičku lopatky, h patu lopatky či poloměr hřídele. b [m] šířka; r_m [m] střední poloměr lopatky (v tomto případě na vstupu).

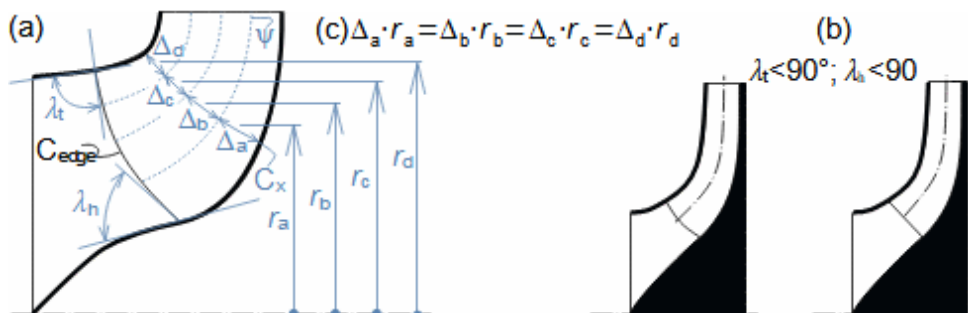
Tvary meridionálních ploch radiálních stupňů

Křivky ψ_t a ψ_h (meridiánové plochy) u pat a špic lopatek (OBRÁZEK 567c) jsou buď kružnice nebo jiné plynulé dobře popsitelné a vyrobitelné křivky.

Tvary nátokových a odtokových hran radiálních lopatek

Axiální část radiálních lopatek se používá u stupňů turbín i pracovních strojů. U turbín má funkci rovnoměrného převedení proudění z radiálního do axiálního směru se snížením obvodové složky rychlosti V_{20} . Axiální část se u stupňů pracovních strojů nazývá záběrník. V obou případech se tato část radiálního stupně počítá jako zkroucená (viz 2D-výpočet záběrníku), protože je obvykle velký rozdíl mezi obvodovou rychlostí u paty a špičky lopatek. U turbočerpadel a Francisových turbín bývá axiální část nevýrazná (OBRÁZEK 1015), aby se zabránilo velkým rozdílům úhlů relativních rychlostí oproti optimálnímu úhlu zabraňující kavitaci. V takovém případě jsou hrany lopatek omezeny křivkou C_{edge} . Křivka C_{edge} je plynulá křivka, která na poloměru u špičky r_t navazuje přibližně kolmě ($\lambda_t \approx 90^\circ$), úhel λ_h bývá menší jak 90° [Pfleiderer and Petermann, 2005, s. 157]. Jen u rotorů s malou relativní šířkou lopatek b se nahrazuje křivka C_{edge} přímkou (OBRÁZEK 1015b). Při kreslení jednotlivých proudnic, respektive hranic mezi jednotlivými elementárními stupni, se vychází ze zjednodušeného pravidla, že pro nakreslenou libovolnou plynulou křivku C_x (OBRÁZEK 1015a) platí ROVNICE 1015c. Výroba této části lopatky obráběním je náročná a proto se takový typ rotoru skládá z více částí – viz OBRÁZEK 891 (s. 13).

1015:



C_{edge} -křivka nátokové hrany (turbočerpada), nebo odtokové hrany (Francisovy turbíny). Odvození ROVNICE 1015c je uvedeno v PŘÍLOZE 1015.

891:



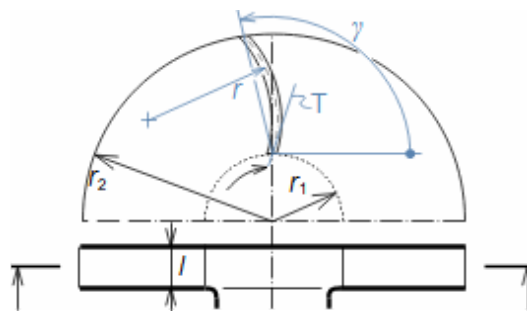
Rotor radiálního kompresoru slepeného z odlitého záběrníku (slévarenská slitina hliníku) a přesného výkovku z duralu. Průměr rotoru je 160 mm, povrchová úprava eloxováním.

*Používají se
bezlopatkové i
lopatkové satorové
řady lopatek
radiálních stupňů*

Radiální stupně obsahují velmi často bezlopatkový sator. Bezlopatkové difuzory mají sice menší účinnost při jmenovitých parametrech, ale mají plošší křivku účinnosti při změně průtoku než stupeň s lopatkovým difuzorem. 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. Ze stejných důvodů se používají tzv. bezlopatkové rozvaděče u radiálních stupňů turbín, případně jsou satorové lopatky natáčivé, jako například u některých rotorů turbín turbodmychadel a Francisových turbín. Je možná i kombinace satorových lopatek a větší radiální mezery mezi nimi a rotorem, které plní funkci bezlopatkového difuzoru (OBRÁZEK 567b, s. 12), respektive u turbín bezlopatkového rozvaděče.

Úloha 275:

Na obrázku je oběžené kolo respiračního radiálního ventilátoru s dozadu zahnutými lopatkami vytisknuté na 3D tiskárně. Uživatelé tohoto ventilátoru si stěžují na hluk. Proved'te nárhý na změnu geometrie lopatek, které by měly vést ke snížení hlučnosti ventilátoru. Řešení úlohy je uvedeno v PŘÍLOZE 275.



T-tečna ke střední čáře profilu, která je v tomto případě kruhovým obloukem.

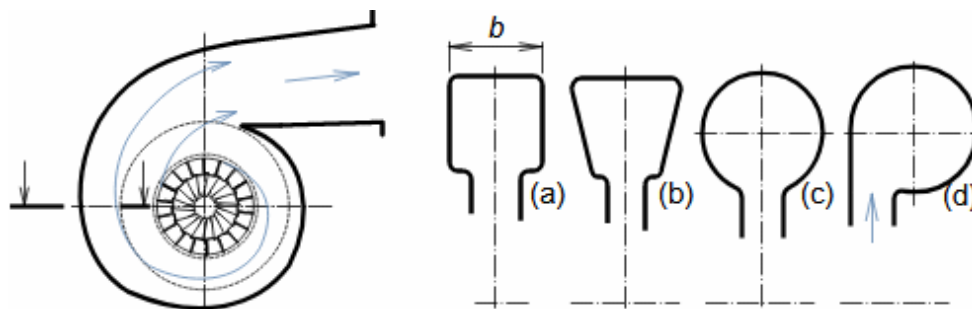
TVARY HRDEL LOPATKOVÝCH STROJŮ

Tvar hrdla vychází z účelu, typu stroje a především směru proudění pracovní tekutiny od, nebo k lopatkové části. Jestliže lopatková část navazuje na hrdlo radiálně nebo diagonálně, pak je HRDLO SPIRÁLNÍ konstrukce. Jestliže lopatková část navazuje na hrdlo axiálně, pak se používají AXIÁLNÍ HRDLA. V obou případech by měl být tvar a rozměr hrdla takový, aby po obvodu navazující lopatkové řady byl stejný tlak. V hrdlech nedochází k výrazným změnám hustoty, protože se jedná o kanály pro dopravu tekutin.

~
Výpočet a tvary
spirálních hrdel

Základní návrh spirálního hrdla vychází z teorie potenciálního proudění, při kterém proudnice mají tvar logaritmické spirály. Základní tvary spirálních hrdel jsou ukázány na OBRÁZKU 754, přičemž některé tvary nesplňují podmínky rovnic pro potenciální proudění, takže v nich vznikají víry. Nicméně mají jiné výhody – zejména zmenšují vypočítaný průměr spirálního hrdla, který vychází při konstantní šířce hrdla a potenciálním proudění mnohem větší než průměr rotoru. Spirální hrdla lze zmenšit i jejich ukončením při menších stupních než při 360° , viz ÚLOHA 264 – zkrácená hrdla lze použít tam, kde je velikost důležitější parametr než účinnost.

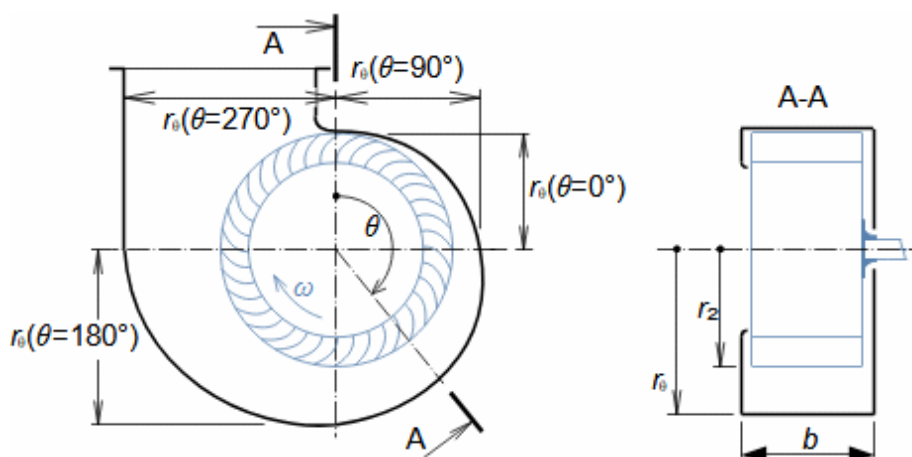
754:



(a) obdélníková (konstantní šířka hrdla – použití především u ventilátorů);
(b) lichoběžníková (postupné rozšiřování vede na nižší ztráty než skokové rozšíření a jeho tvar je velmi blízký podmínce pro potenciální proudění); (c) kruhová; (d) tangenciální výstupní hrdlo. b [m] šířka hrdla.

Úloha 264:

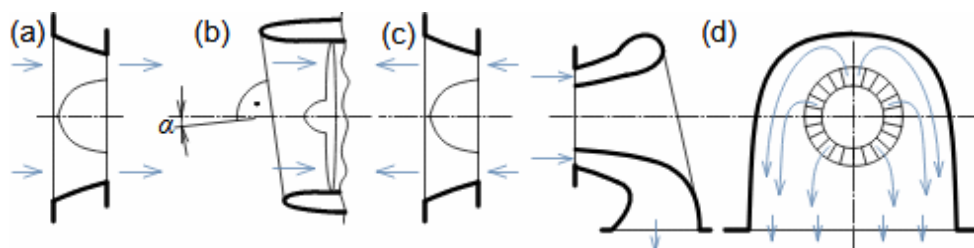
Na obrázku je nákres spirálního hrdla radiálního ventilátoru s dopředu zahnutými lopatkami, navrhnete rozměry tohoto spirálního hrdla. Hrdlo má obdélníkový průřez. Vnější poloměr rotoru je 28,9 mm, šířka skříně je 23,1 mm, obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z rotoru je $20,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a průtok vzduchu $100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Výpočet proveďte pro případ potenciálního proudění. Řešení úlohy je uvedeno v PŘÍLOZE 264.



~
Základní tvary hrdel
pro axiální stupně

Na OBRÁZKU 385 jsou některá provedení axiálních a bočních hrdel. V případě OBRÁZKU 385b se jedná o šikmo seříznuté axiální hrdlo turbokompresorového motoru, které umožňuje optimálnější rozložení tlaku před prvním stupněm turbokompresoru. Maximální výkon motoru (spotřeba vzduchu) je při vzletu letounu, a proto úhel α přibližně odpovídá úhlu stoupání během startu. Více o této problematice, včetně výpočtu optimálního odklonu α je uvedeno v [Mattingly et al., 2002, s. 424].

385:



(a) axiální vstupní hrdlo (například vstupní hrdlo spalovací turbíny); (b) vstupní hrdlo turbokompresorového motoru; (c) axiální výstupní hrdlo (například výstupní hrdlo axiálního ventilátoru); (d) boční hrdla (například boční hrdla axiálního kompresoru). α [°] odklon osy sání od osy motoru.

ODKAZY

- ABBOTT, Ira, DOENHOFF, Albert, 1959, *Theory of wing sections, including a summary of airfoil data*, Dover publications, inc., New York, ISBN-10:0-486-60586-8.
- JAPIKSE, David, 1997, *Introduction to turbomachinery*, Oxford University Press, Oxford, ISBN 0-933283-10-5.
- MATTINGLY, Jack, HEISER, William, PRATT, David, 2002, *Aircraft Engine Design*, 2002, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reston, ISBN 1-56347-538-3.
- PFLEIDERER, Carl, PETERMANN, Hartwig, 2005, *Strömungsmaschinen*, Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York, ISBN 3-540-22173-5.