

---

## TVARY LOPATEK A PRŮTOČNÝCH ČÁSTÍ LOPATKOVÝCH STROJŮ

---

- strana 3.3 – **Typy profilových mříží**
  - strana 3.3 – **Profil lopatky**
  - Úloha 755: – Výpočet souřadnic střední čáry radiální dopředu zahnuté lopatky
  - strana 3.7 – **Rozsah hodnot některých geometrických a aerodynamických veličin lopatkových mříží**
  - Úloha 274: – Výpočet souřadnic střední čáry radiální dozadu zahnuté lopatky
  - strana 3.10 – **Tvary lopatek**
  - Úloha 275: – Optimalizace tvaru lopatky podle zadaných požadavků
  - Úloha 936: – Výpočet tvaru záběrníku radiálního rotoru [úloha v čl. 1].
  - strana 3.14 – **Tvary hrdel lopatkových strojů**
  - Úloha 264: – Výpočet rozměrů spirálního hrdla radiálního ventilátoru
  - Úloha 282: – Výpočet logaritmické spirály a rozměrů spirálního hrdla [úloha v čl. 2].
  - strana 3.15 – **Odkazy**
  - strana 3.16–3.21 – **Přílohy**
-

- **autor:** – ŠKORPÍK, Jiří ([LinkedIn.com/in/jiri-skorpik](https://www.linkedin.com/in/jiri-skorpik))
- **datum vydání:** – Zář 2022; Listopad 2023; Červenec 2025 (3. vydání)
- **název:** – Tvary lopatek a průtočných částí lopatkových strojů
- **sborník:** – *turbomachinery.education*
- **provenience:** – Brno (Česká republika)
- **email:** – [skorpik.jiri@email.cz](mailto:skorpik.jiri@email.cz)

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

---

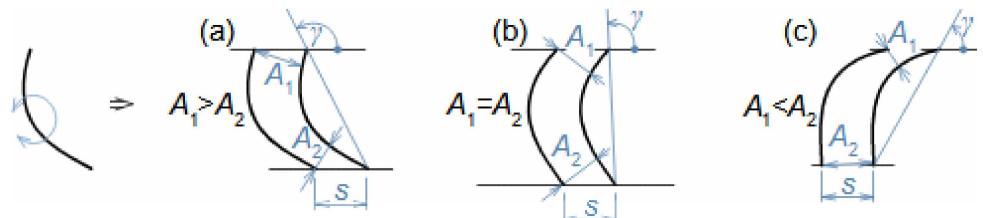
## Typy profilových mříží

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 divergentní) 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 1](#).

– 1: –



(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.  $A$  [m<sup>2</sup>] průtočný průřez v daném místě mříže.  $\gamma$  [°] úhel nastavení profilu v mříži;  $s$  [m] rozteč. Profil jsou zjednodušeně kresleny jakoby byly vyrobeny z plechu.

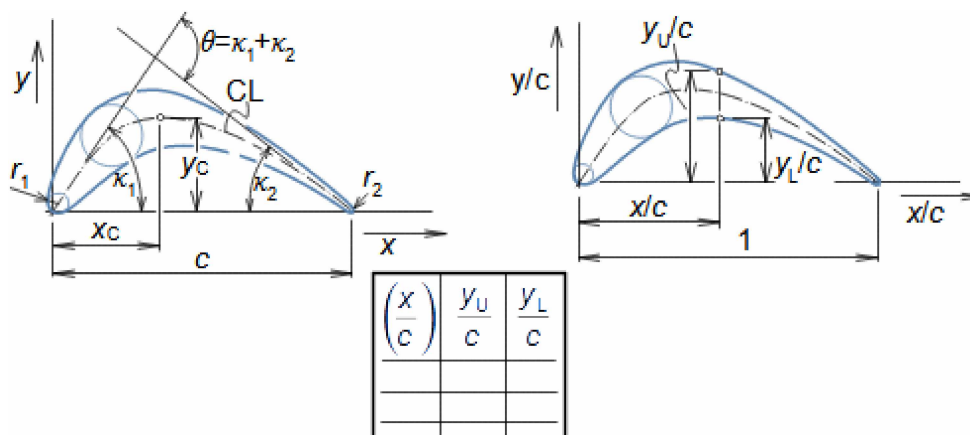
## Profil lopatky

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 související 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 2](#).

2:



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;  $\kappa_1, \kappa_2$  [°] úhly střední čáry (v nátokové hraně profilu a odtokové hraně profilu);  $c$  [m] tětíva;  $r$  [m] poloměr.

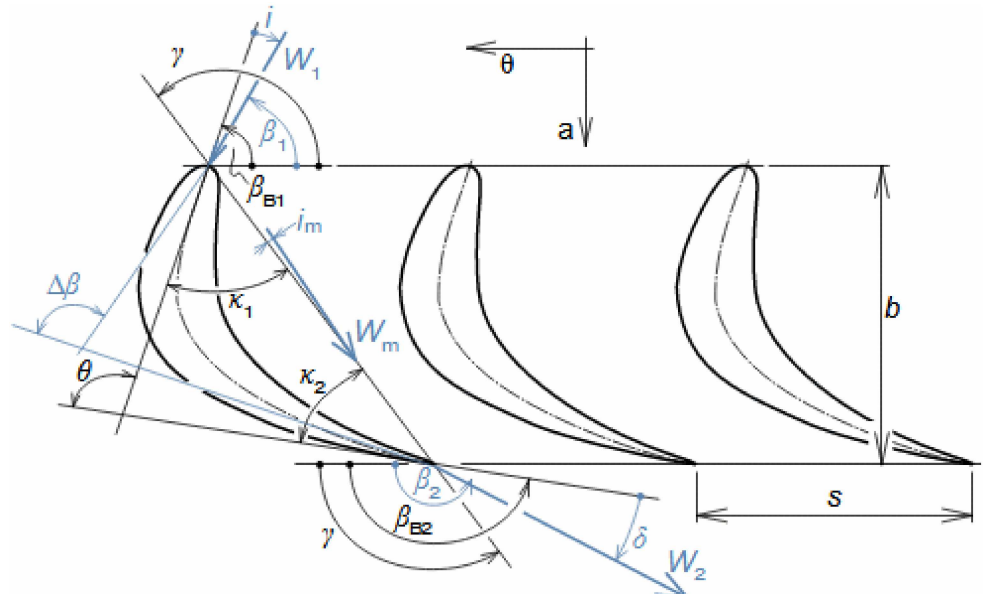
Tvar střední čáry profilu

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 reálných 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 3 – odtud lze odvodit i vztahy matematické, viz Úloha 3. Prohnutí profilu a zakřivením proudu při správně navrženém profilu lopatky má přibližně stejnou hodnotu. K tomu je nutné, aby požadovaná relativní rychlost na vstupu 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 3. Po výšce lopatky se nátokový i deviační úhel může měnit.

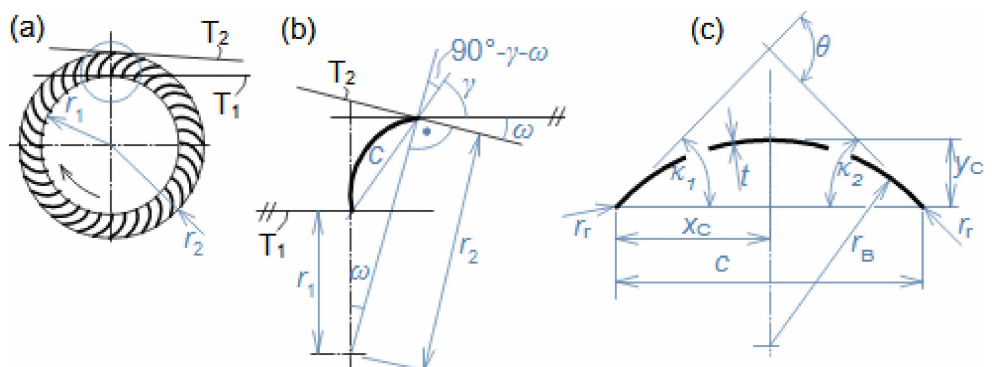
3:



$\beta_{B1}, \beta_{B2}$  [°] vstupní a výstupní úhel profilu lopatky;  $i$  [°] nátokový úhel;  $\delta$  [°] úhel deviační;  $\Delta\beta$  [°] úhel zakřivení proudu;  $b$  [m] šířka profilové mříže;  $W_1, W_2$  [m·s<sup>-1</sup>] nátoková a odtoková rychlost;  $W_m$  [m·s<sup>-1</sup>] 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  $3^\circ$ .

Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 755.



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

Přilnutí proudu k profilu jako základní aerodynamický 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 obtékáné 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 obtékáné 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 4. 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.

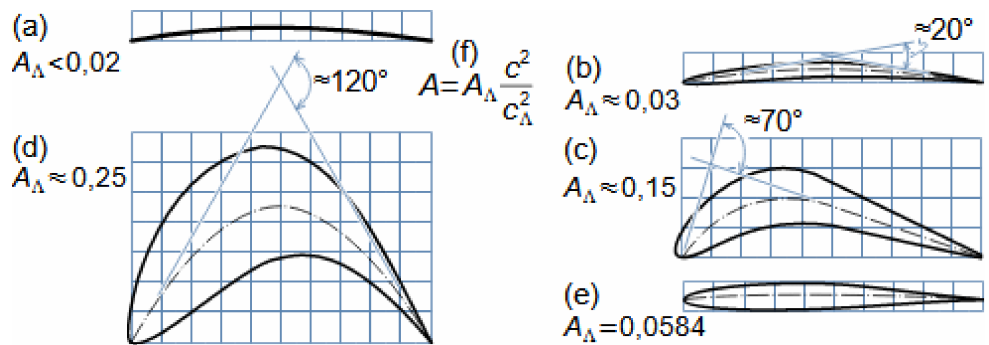
4:



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 5 jsou typické profily u pat lopatek pro vybrané aplikace a jejich průřez.

– 5: –



(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 Cavalieriova principu.  $A$  [mm<sup>2</sup>] skutečný průřez profilu lopatky;  $A_A$  [mm<sup>2</sup>] 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 (venitlátory, 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 dosáhnou 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 6.

– 6: –

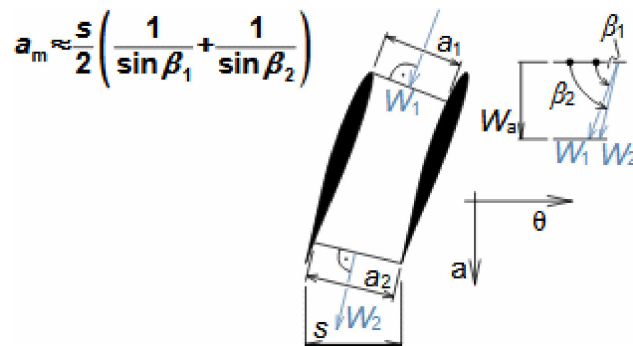
$$\sigma = \frac{c}{s}$$

$\sigma$  [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 7. V případě konfuzorových mříží bývá uvedený poměr menší než 2,5. Uvedené poměry platí pro profilové mříže složené z tenkých málo zakřivených profilů.

7:



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

Optimální hustota  
lopatkových mříží  
teplných turbín

Hustotu profilové mříže s velmi prohnutými profily teplných turbín lze přibližně stanovit podle Zweifelova součinitele. Zweifelův součinitel  $C_{L,\theta}$  je podíl obvodové složky síly na lopatku od proudu tekutiny  $F_\theta$  ku součinu plochy lopatky a dynamického tlaku relativní rychlosti na výstupu z lopatkové mříže, viz Vzorec 8. 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].

8:

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

Definiční vzorec Zweifelova součinitele:  $C_{L,\theta}$  [1] Zweifelův součinitel;  $F_\theta$  [N] obvodová složka síly na lopatku působící od proudu tekutiny;  $l$  [m] výška lopatky;  $\rho$  [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ] hustota pracovní tekutiny. Odvození rovnice je v Příloze 793.

Šířka profilové mříže

Šířka profilové mříže  $b$  definovaná na Obrázku 3, vychází z požadované délky tětiny, která je kompromisem optimálního aerodynamického návrhu a požadovanou pevností lopatek a jejich závesů. Jestliže známe šířku, není problém stanovit z hustoty lopatkové mříže  $\sigma$  počet lopatek, respektive rozteč.

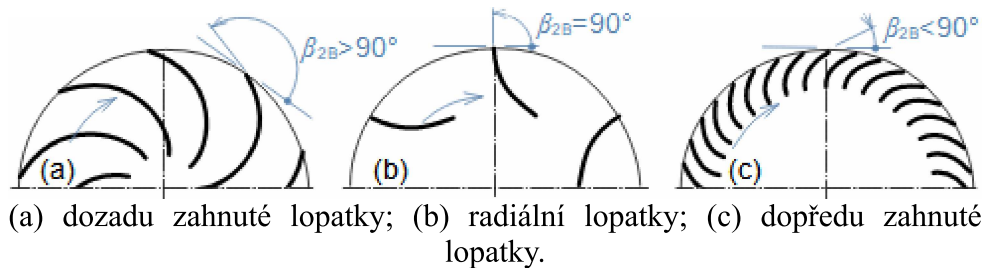
Optimální úhly axiálních stupňů při požadavku na maximální účinnost

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  $\alpha_1$  byl také co nejmenší (z výrobních důvodů bývá minimální hodnota tohoto úhlu kolem  $8^\circ$  podle možnosti výroby a pevnosti lopatek). Výhoda menšího úhlu  $\alpha_1$  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

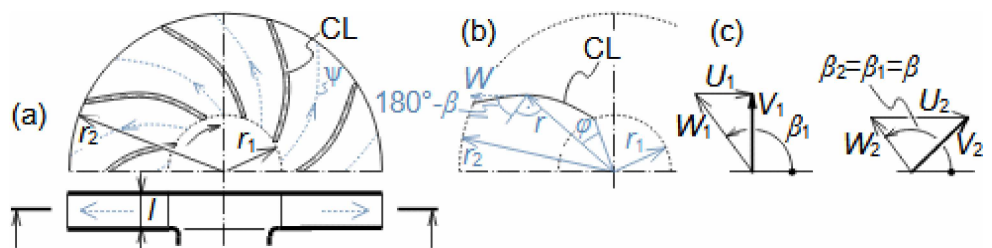
Vlastnosti radiálních stupňů podstatně závisí na úhlu profilu na obvodu rotoru (Obrázek 9), viz bezrozměrové charakteristiky radiálních stupňů. Nicméně nejlepší aerodynamické vlastnosti mají dozadu zahnuté lopatky jejichž střední čáry profilu odpovídá logaritmické spirále, viz Úloha 1. V případě turbínových radiálních stupňů se s jiným úhlem střední čáry profilu na obvodu rotoru než s úhlem  $90^\circ$  lze setkat prakticky jen u Francisových turbín.

9:



– **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  $15^\circ$  až  $30^\circ$ . 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 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 10.

– 10: –



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 kováním.

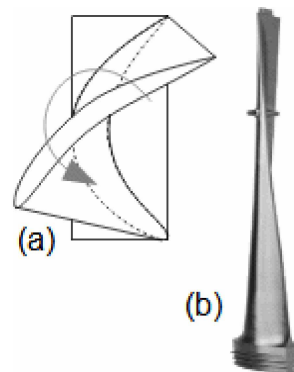
Zkroucené lopatky s proměnným úhlem nastavení profilu po délce lopatky

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 11a), 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 11b. 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.

– 11: –

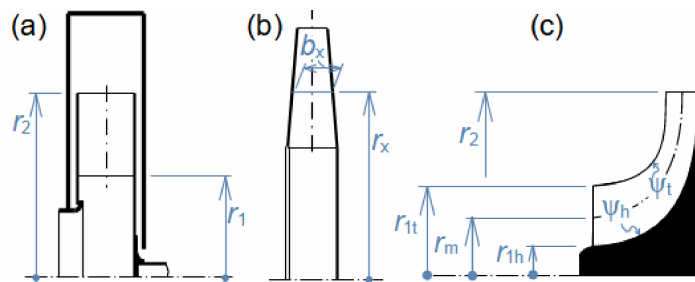


(a) rozkrucování zkroucené lopatky; (b) lopatka s integrovaným tlumičem vibrací

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 12c). V případě čistě radiálních lopatek se jedná většinou o přímé lopatky často konstantní šířky někdy vyrobené z plechu (viz Úloha 3). V případě podmínky konstantní hodnoty meridánové rychlosti se šířka radiální lopatky zmenšuje jak roste radiální souřadnice, respektive obvod rotoru, viz Obrázek 12b.

– 12: –



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

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

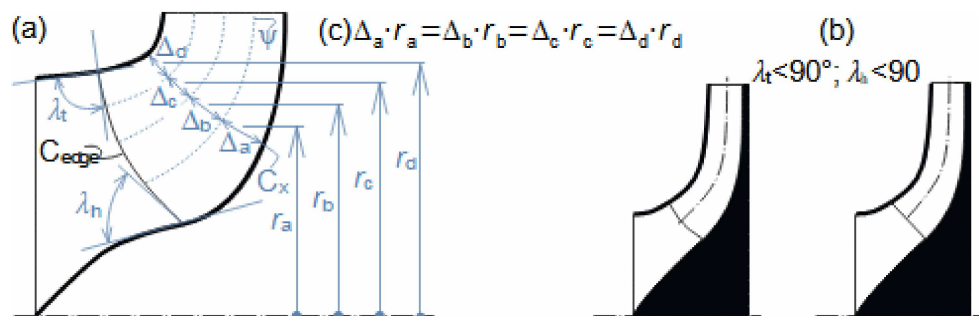
Tvary meridionálních ploch radiálních stupňů

Křivky  $\psi_t$  a  $\psi_h$  (meridiánové plochy) u pat a špic lopatek (Obrázek 12c) jsou buď kružnice nebo jiné plynulé dobře popsatelné 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 špici lopatek. U turbočerpadel a Francisových turbín bývá axiální část nevýrazná (Obrázek 13), 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 špic  $r_t$  navazuje přibližně kolmě ( $\lambda_t \approx 90^\circ$ ), úhel  $\lambda_h$  bývá menší jak  $90^\circ$  [Pfleiderer and Petermann, 2005, s. 157]. Jen u rotorů s malou relativní šířkou lopatek  $b$  se nahrazuje křivka  $C_{edge}$  přímkou (Obrázek 13b). Při kreslení jednotlivých proudnic, respektive hranic mezi jednotlivými elementárními stupni, se vychází ze zjednodušeného pravidla, že pro nakreslenou libovolnou plynulou křivky  $C_x$  (Obrázek 13a) platí Rovnice 13c. Výroba této části lopatky obráběním je náročná a proto se takový typ rotoru skládá z více částí – viz Obrázek 14.

– 13: –



$C_{edge}$ -křivka nátokové hrany (turbočerpadla), nebo odtokové hrany (Francisovy turbíny). Odvození Rovnice 13c je uvedeno v Příloze 1015.

– 14: –



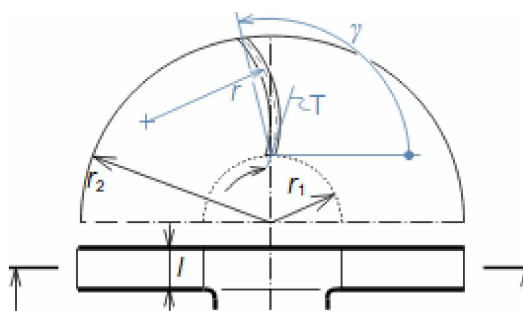
Rotor radiálního kompresoru slepeného z odlitého záběrníku (slévarenská slitina hliníku) a přesného výkovku z duralu. Průměr rotoru je 160 mm, povrchová úprava eloxováním.

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 12b), 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. Proveďte nárhly 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.

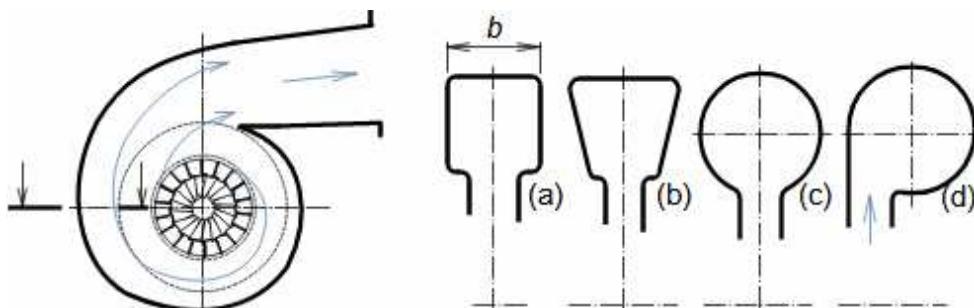
### Tvary hrdel lopatkových strojů

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 15, 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  $360^\circ$ , viz Úloha 4 – zkrácená hrdla lze použít tam, kde je velikost důležitější parametr než účinnost.

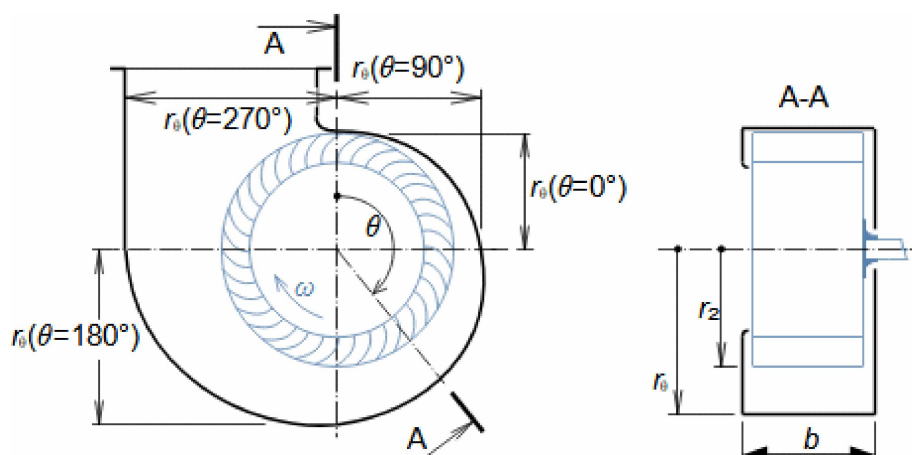
15:



(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.

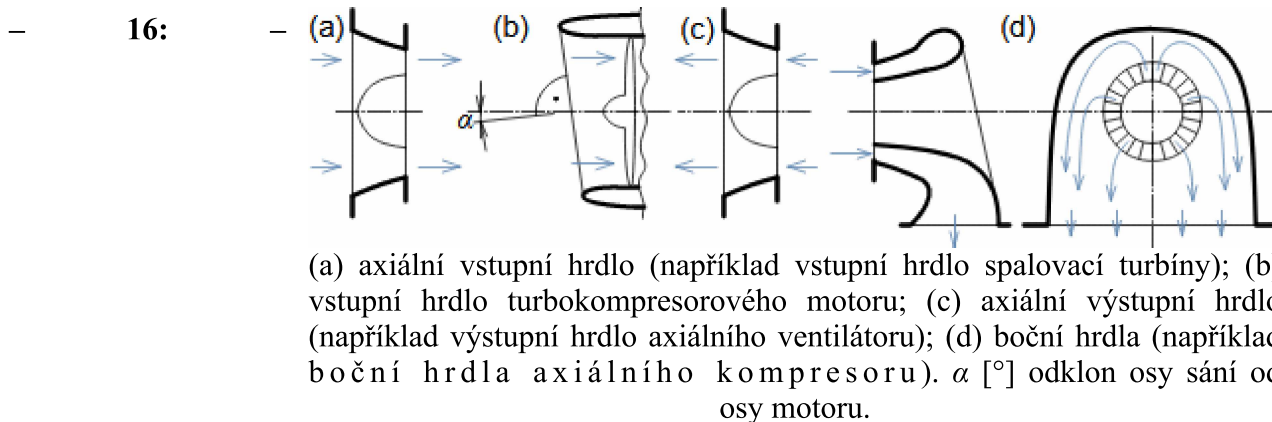
- **Úloha 264:** – Na obrázku je nákres spirálního hrdla radiálního ventilátoru s dopředu zahnutými lopatkami, navrhnete rozměry tohoto spirálního hrdla. Hrdlo má obdélníkový průřez. Vnější poloměr rotoru je 28,9 mm, šířka skříně je 23,1 mm, obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z rotoru je  $20,9 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  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 16 jsou některá provedení axiálních a bočních hrdel. V případě Obrázku 16b 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  $\alpha$  přibližně odpovídá úhlu stoupání během startu. Více o této problematice, včetně výpočtu optimálního odklonu  $\alpha$  je uvedeno v [Mattingly et al., 2002, s. 424].



## 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.
- PFLIEDERER, Carl, PETERMANN, Hartwig, 2005, *Strömungsmaschinen*, Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York, ISBN 3-540-22173-5.