



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
Fakulta strojní  
Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky

**Návrh malých radiálních ventilátorů pro filtroventilační jednotky**

**The design of a small radial fan for powered air respiratory device**

Bakalářská práce

Vedoucí práce: Ing. Vít Štorch

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Studijní obor: bez oboru

**Petr Jančík**

Praha 2015

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem Návrh malých radiálních ventilátorů pro filtroventilační jednotky vypracoval samostatně pod vedením Ing. Víta Štorcha s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury

V Praze dne

.....

## **Anotace**

Jméno autora:	Petr Jančík
Název bakalářské práce:	Návrh malých radiálních ventilátorů pro filtroventilační jednotky
Title:	The design of a small radial fan for powered air respiratory device
Rok:	2015
Studijní program:	Teoretický základ strojního inženýrství
Obor studia	bez oboru
Ústav:	Ústav mechaniky tekutin a termodynamiky
Vedoucí práce:	Ing. Vít Štorch
Bibliografické údaje:	počet stran:31 počet obrázků:29 počet tabulek:4
Klíčová slova:	radiální ventilátor, filtroventilační jednotka, analytický model, Eulerova turbínová rovnice
Keywords:	radial fan, powered air respiratory device, analytical model, Euler turbine equation
Anotace:	První část této práce se zabývá sestavením analytického modelu pro návrh malých radiálních ventilátorů. V druhé části jsou popsány varianty nového rotoru ventilátoru pro filtroventilační jednotky navržené s využitím modelu z první části.
Abstract:	The first part of this thesis deals with compiling analytical model for design of small radial fans. The second part contains description of new designs of rotor for powered respiratory device, designed using model obtained in the first part.

# Obsah

1 Úvod.....	1
2 Filtroventilační jednotky a ventilátory .....	2
2.1 Filtroventilační jednotky .....	2
2.1.1 Funkce .....	2
2.1.2 Všeobecné požadavky .....	2
2.1.3 Tlakové ztráty .....	2
2.1.4 Dopravované množství vzduchu .....	3
2.1.5 Požadavky na ventilátor .....	3
2.2 Ventilátory .....	3
2.2.1 Definice .....	3
2.2.2 Radiální ventilátory .....	3
2.2.3 Axiální ventilátory .....	4
2.2.4 Diagonální ventilátory .....	5
3 Prostředky k návrhu ventilátoru.....	6
3.1 Podobnostní čísla.....	6
3.1.1 Tlakové a objemové číslo .....	6
3.1.2 Další podobnostní čísla .....	8
3.2 Metody modelování proudění .....	8
3.2.1 Metody vycházející z Eulerovy rovnice.....	8
3.2.2 Panelové metody .....	9
3.2.3 Numerické modely - CFD .....	9
4 Matematický návrh ventilátoru.....	10
4.1 Návrhové výpočty.....	10
4.1.1 Návrh rozměrů oběžného kola .....	10
4.1.2 Objemová účinnost .....	11
4.1.3 Úhel náběžné a odtokové hrany lopatky.....	11
4.1.4 Počet lopatek.....	12
4.1.5 Vliv počtu lopatek.....	13
4.1.6 Průměr sacího hrdla .....	13
4.1.7 Spirální skříň .....	14
4.1.8 Hydraulické ztráty.....	15
4.1.9 Vnitřní účinnost.....	16
4.1.10 Iterační způsob výpočtu.....	16
4.1.11 Tvar střednice lopatek .....	16

4.1.12 Tvar krycí desky oběžného kola.....	18
4.1.13 Kontrola průřezu mezilopatkového kanálu .....	18
4.1.14 Výstupní data návrhových výpočtů .....	19
4.2 Kontrolní výpočty.....	19
4.2.1 Tvar lopatky, krycí desky a spirální skříňě .....	19
4.2.2 Kontrola průřezu mezilopatkového kanálu .....	20
4.2.3 Objemová účinnost .....	20
4.2.4 Závislost parametrů ventilátoru na otáčkách.....	20
4.2.5 Závislost parametrů ventilátoru na dopravním tlaku .....	21
4.3 Provedení výpočtů.....	22
5 Současný ventilátor .....	23
5.1 Typ, pohon, výrobní technologie.....	23
5.2 Analýza matematickým modelem .....	23
5.2.1 Závislost na otáčkách.....	23
5.2.2 Závislost na dopravním tlaku.....	23
5.2.3 Mezilopatkový kanál.....	24
5.2.4 Zhodnocení.....	24
5.3 Požadované parametry ventilátoru.....	25
5.3.1 Dopravované množství vzduchu a dopravní tlak.....	25
5.3.2 Rozměry a technologie výroby.....	25
6 Navržené varianty .....	26
6.1 Varianta 1 .....	26
6.1.1 Základní popis.....	26
6.1.2 Závislost na dopravním tlaku.....	27
6.1.3 Mezilopatkový kanál.....	27
6.2 Varianta 2 .....	28
6.2.1 Základní popis.....	28
6.2.2 Závislost na dopravním tlaku.....	28
6.2.3 Mezilopatkový kanál.....	28
6.3 Zhodnocení.....	29
7 Závěr.....	30
8 Literatura .....	31

## Použité symboly a zkratky

Parametr	Označení	Jednotka
šířka mezilopatkového kanálu	$a$	m
výška mezilopatkového kanálu	$b$	m
výška mezilopatkového kanálu na $r_1$	$b_1$	m
výška mezilopatkového kanálu na $r_2$	$b_2$	m
výška spirální skříně	$b_s$	m
rychlost v sacím hrdle	$c_0$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
absolutní rychlost na $r_1$	$c_1$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
meridiální složka abs. rychlosti na $r_1$	$c_{1m}$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
meridiální složka abs. rychlosti na $r_1$ pro nekon. počet lopatek	$c_{1m0}$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
unášivá složka abs. rychlosti na $r_1$	$c_{1u}$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
absolutní rychlost na výstupu z rotoru	$c_2$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
meridiální složka abs. rychlosti na $r_2$	$c_{2m}$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
unášivá složka abs. rychlosti na $r_2$	$c_{2u}$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
rázová složka abs. rychlosti na vstupu do rotoru	$c_r$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
absolutní rychlost ve spirální skříně	$c_s$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
unášivá složka rychlosti ve spirální skříně	$c_{su}$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
průměr sacího hrdla	$D_0$	m
velký průměr rotoru	$D_2$	m
poměrná velikost	$D_S$	-
energie dodaná vzdušině	$E$	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$
šířka spirální skříně	$h_s$	m
koeficient změny meridiální rychlosti	$k_{cm}$	-
délka lopatky	$l$	m
krouticí moment rotoru	$M_k$	$\text{N}\cdot\text{m}$
poměr $r_1$ a výšky lopatek na malém poloměru	$m$	-
hmotnostní tok	$\dot{m}$	$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
poměrné otáčky	$N_S$	-
otáčky rotoru	$n$	$\text{min}^{-1}$
výkon ventilátoru	$P$	W
příkon ventilátoru	$P'$	W
tlak na vstupu do ventilátoru	$p_1$	Pa
tlak na výstupu z ventilátoru	$p_2$	Pa
dopravní tlak ventilátoru	$p_{dopr}$	Pa
teoretický dopravní tlak ventilátoru	$p_{dopr\ teor}$	Pa
poloměr zakřivení lopatky	$R$	m
radiální souřadnice lopatky	$r$	m
malý poloměr rotoru	$r_1$	m
velký poloměr rotoru	$r_2$	m
radiální souřadnice spirální skříně	$r_s$	m
průřez mezilopatkového kanálu	$S$	$\text{m}^2$
vůle mezi rotorem a spirální skříně	$s$	m
tloušťka lopatek na malém poloměru	$s_2$	m
unášivá rychlost na malém poloměru rotoru	$u_1$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
unášivá rychlost na velkém poloměru rotoru	$u_2$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
objemový tok	$\dot{V}$	$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$
teoretický objemový tok	$\dot{V}_{teor}$	$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$
ztrátový objemový tok	$\dot{V}_Z$	$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$
relativní rychlost na vstupu do rotoru	$w_1$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
relativní rychlost na stěně mezilopatkového kanálu	$w_0$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
souřadnice spirální skříně	$x$	m

<b>Parametr</b>	<b>Označení</b>	<b>Jednotka</b>
vzdálenost od stěny mezilopatkového kanálu	$y$	m
počet lopatek	$z$	-
úhel sklonu proudnice ve spirální skříni	$\alpha$	°
úhel lopatky na vstupu do rotoru	$\beta_1$	°
úhel lopatky na vstupu do rotoru pro nek. počet lopatek	$\beta_{10}$	°
úhel lopatky na výstupu z rotoru	$\beta_2$	°
tlaková ztráta rázem na vstupu do rototu	$\Delta p_{r\acute{a}z}$	Pa
tlaková ztráta v místě $i$	$\Delta p_{zi}$	Pa
součinitel konečného počtu lopatek	$\varepsilon$	-
hydraulická účinnost ventilátoru	$\eta_h$	-
objemová účinnost ventilátoru	$\eta_v$	-
poměrné zúžení na malém poloměru rotoru	$\mu_1$	-
ztrátový součinitel v místě $i$	$\xi_i$	-
hustota vzduchu	$\rho$	kg.m <sup>-3</sup>
objemové číslo	$\varphi$	-
úhlová souřadnice lopatky	$\varphi_l$	°
úhlová souřadnice spirální skříně	$\varphi_s$	°
součinitel ztráty rázem na vstupu	$\chi$	-
tlakové číslo	$\psi$	-
úhlová rychlost rotoru	$\omega$	rad.s <sup>-1</sup>

## 1 Úvod

Cílem této bakalářské práce je vytvořit jednoduchý matematický model pro popis a návrh malých radiálních ventilátorů a pomocí tohoto modelu následně navrhnout změny na současném ventilátoru, který je součástí filtroventilačních jednotek vyráběných firmou Malina-Safety s.r.o. a prodávaných pod obchodní značkou CleanAIR®.

Filtroventilační jednotky slouží v kombinaci s dalšími prostředky k ochraně dýchacího ústrojí pracovníků, kteří se pohybují v prostředí kontaminovaném prachem, dýmy, aerosoly, toxickými plyny, výpary či bakteriemi a podobně. Jednotky se proto využívají například v chemickém, farmaceutickém, potravinářském průmyslu nebo při svařování. Další skupinou uživatelů jsou pak některé složky integrovaného záchranného systému, tedy především hasiči při zásazích v zamořených prostorech a lékaři pracující s infekčními pacienty. V neposlední řadě tyto jednotky využívají i příslušníci vojenských protichemických jednotek, u nichž je riziko kontaktu s nebezpečnými látkami dosti vysoké.

Základem matematického modelu použitého v této práci je Eulerova turbínová rovnice, která vychází z bilance hybnosti vzdušiny protékané ventilátorem. Ta počítá s ideální kapalinou, a proto není uvažována stlačitelnost a nedává informaci o velikostech tlakových ztrát. Jejich hodnoty jsou při výpočtu určovány pomocí empirických součinitelů nebo jednoduchých analytických vztahů. Velikosti poměrů jednotlivých rozměrů při návrhu rovněž většinou vycházejí z empirie.

Pro získání výchozích dat bylo provedeno měření na současném ventilátoru, které má za cíl jednak stanovit požadované parametry rozsahů dopravních tlaků a objemů a také porovnáním tohoto měření s výsledky matematického modelu umožní přesnější naladění tohoto modelu, především zpřesněním odhadu velikostí ztrátových součinitelů. Tento zpřesněný model pak slouží jako základ pro další návrhy.

Navrhnuté změny by měly především vést ke zvýšení účinnosti, případně i snížení hlučnosti. Zvýšení účinnosti by umožnilo prodloužit dobu chodu při ponechání současných akumulátorů, nebo snížení kapacity akumulátorů a tím i celkové hmotnosti jednotky při zachování doby chodu.



## 2 Filtroventilační jednotky a ventilátory

### 2.1 Filtroventilační jednotky

#### 2.1.1 Funkce

Jednotka nasává přes filtry vzduch z okolí a dopravuje jej do dýchací zóny uživatele. Tím v dýchací zóně vzniká přetlak oproti kontaminovanému okolí a dostane se do ní jen naprosté minimum škodlivin. Další výhodou pro uživatele je i to, že díky ventilátorem vynucenému proudění vzduchu nemusí překonávat tlakovou ztrátu filtrů vlastními silami, čímž zvyšuje jeho komfort, a pracovník se může lépe soustředit na svůj úkol.



obr. 2.1 Filtroventilační jednotka s plynovou maskou. Převzato z [2].

možno jednotku bez problémů dekontaminovat ve sprše. Dalším parametrem je doba chodu na jedno nabití akumulátorů, která by z praktických důvodů měla být alespoň doba jedné směny, tedy osm hodin. Minimální doba dle normy činí 4 hodiny provozu [1]. S tímto požadavkem je spojena efektivnost přenosu energie z akumulátorů do proudícího vzduchu, tedy účinnost motoru a ventilátoru. Zvýšením těchto parametrů je možné případně snížit počet použitých článků akumulátoru a tím snížit hmotnost a velikost jednotky. Celková hmotnost přístroje nesmí být dle normy vyšší než 5 kg [1]. Tyto parametry sice nemají bezprostředně vliv na funkčnost jednotky, ale společně s ergonomiostí, jednoduchostí ovládání a údržby, spolehlivostí a samozřejmě také cenou jsou to rozhodující parametry pro úspěch produktu u zákazníka. Použité materiály a konstrukční provedení musí splňovat dostatečnou mechanickou a chemickou odolnost i odolnost proti plamenu [1].

#### 2.1.3 Tlakové ztráty

Ventilátor filtroventilační jednotky musí překonat tlakovou ztrátu filtrů na vstupu do systému, dále ztráty ve vlastním ventilátoru a v potrubí jednotky, ztráty v přívodní hadici a ještě vytvořit přetlak v dýchací zóně uživatele. Asi nejproblematičtější článkem tohoto řetězce je hned první z nich, tedy filtry. Pro různé druhy znečištění se používají různé druhy filtrů. Nejčastěji částicové filtry, kde filtračním materiálem je papír ze skelných vláken, protiplynové filtry, které využívají absorpčních vlastností aktivního uhlí a kombinované. Tyto jednotlivé skupiny, ale i různé filtry v rámci jedné skupiny mají různou tlakovou ztrátu. Ta se ještě navíc zvyšuje v průběhu používání filtru vlivem jeho zanášení. Stejně tak i různé typy ochranných pomůcek, jako kukly, plynové masky nebo ochranné obleky vytvářejí různou hodnotu přetlaku v dýchací zóně.

### 2.1.4 Dopravované množství vzduchu

Navzdory proměnlivé tlakové ztrátě musí být do dýchací zóny uživatele dodáváno nastavené množství vzduchu, což obstarává elektronické řízení motoru ventilátoru. Hodnota průtoku vzduchu má vliv na komfort a ochranu uživatele a koncentraci oxidu uhličitého ve vdechovaném vzduchu, jejíž hodnota nesmí překročit 1 obj. % [1].

### 2.1.5 Požadavky na ventilátor

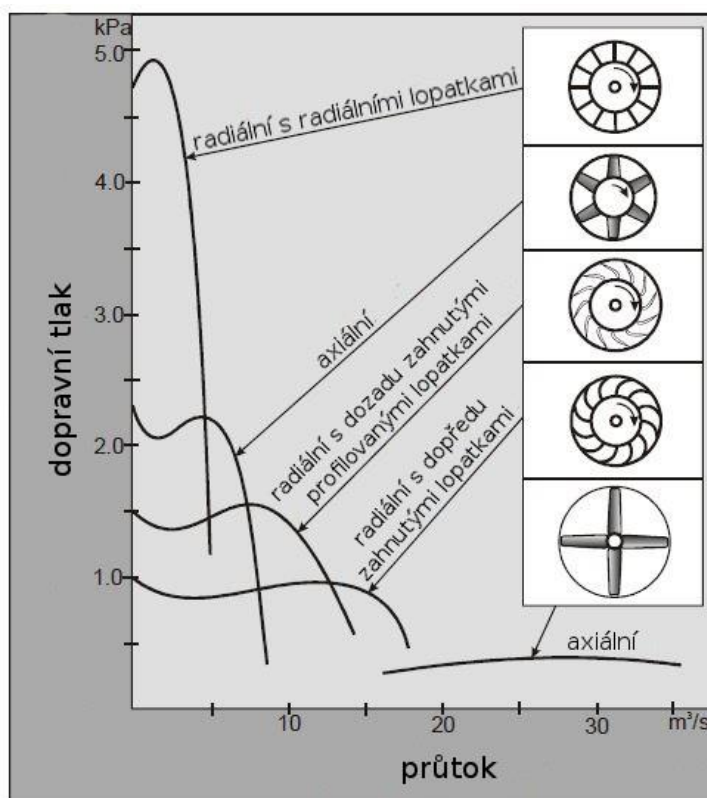
Z výše uvedeného pro ventilátor filtroventilační jednotky vyplývá požadavek na vysokou účinnost v poměrně velkém rozsahu dopravních tlaků. Norma také určuje, že hladina akustického tlaku přístroje nesmí přesáhnout 75 dB [1]. Na splnění tohoto požadavku má největší vliv právě konstrukce ventilátoru.

## 2.2 Ventilátory

### 2.2.1 Definice

Ventilátor je zařízení, které přeměňuje kinetickou energii rotoru ventilátoru na kinetickou a tlakovou energii dopravované vzdušiny. Stav tekutiny před ventilátorem a za ním lze vyjádřit Bernoulliho rovnicí, ve které je možno ve většině případů zanedbat člen představující potenciální energii tíhového pole. Tedy

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} \quad (2.1)$$



obr. 1.2 Srovnání dosahovaných parametrů některých typů ventilátorů. Převzato z [3].

Vzhledem k tomu, že rozdíl tlaků na vstupu a na výstupu je poměrně malý, řádově 1000Pa, lze hustotu tekutiny považovat za konstantní. Rozdíl energií tekutiny na vstupu do ventilátoru a na výstupu z něj je energie tekutině dodaná rotorem.

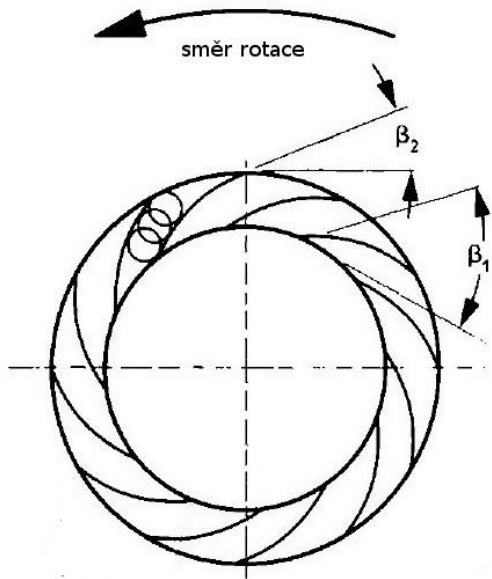
$$E = \frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}. \quad (2.2)$$

Ventilátory lze dělit podle různých hledisek. Asi nejzákladnějším z hlediska konstrukce ventilátoru je dělení podle směru průtoku vzduchu oběžným kolem.

### 2.2.2 Radiální ventilátory

U radiálního ventilátoru probíhá urychlení vzduchu v oběžném kole tak, že vzduch je nasáván sacím hrdlem v axiálním směru, proudí do středu oběžného kola, v lopatkových kanálech je

urychlován v radiálním směru a kolo opouští na jeho vnějším obvodu. Tam je zachycen spirální skříň, jejíž funkcí je především usměrnění vzduchu do výtlačného hrdla, odkud je dále veden



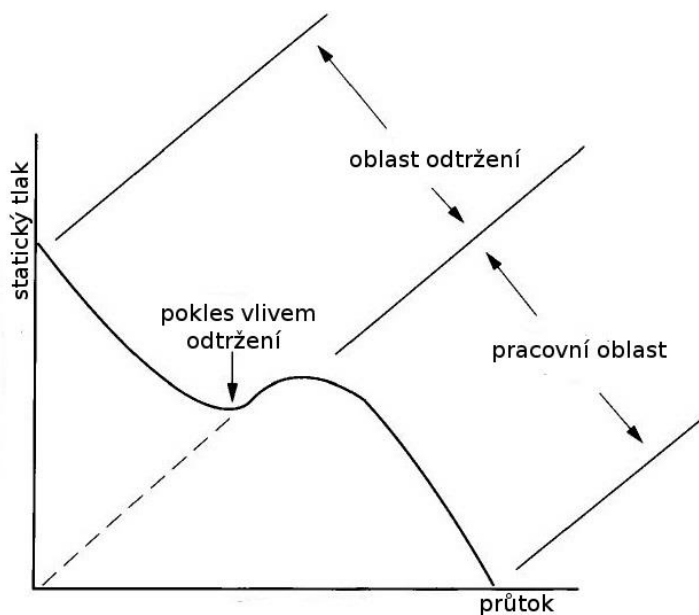
obr 2.3 Rotor ventilátoru s dozadu zahnutými lopatkami s vyznačenými úhly  $\beta_1$  a  $\beta_2$ . Převzato z [5].

potrubím. Spirální skříň zároveň funguje jako difuzor, tedy přeměňuje kinetickou energii vzduchu na tlakovou.

Radiální ventilátory lze dále dělit dle úhlu, který svírá střednice lopatky s kružnicí velkého průměru rotoru. Pokud je tento úhel  $\beta_2$  ostrý, jedná se o ventilátor s dozadu zahnutými lopatkami. Ventilátory s tupým úhlem  $\beta_2$  se označují jako ventilátory s dopředu zahnutými lopatkami. Předělem mezi předchozími typy jsou lopatky radiální, u kterých je výstupní úhel pravý.

Dopředu zahnuté lopatky udělují protékajícímu vzduchu velkou rychlost a tím i velký podíl dynamického tlaku, který je přeměněn na tlak statický ve spirální skříni. Dozadu zahnuté lopatky tvoří statický tlak již v oběžném kole, a proto dosahují lepší účinnosti v porovnání s ventilátory s dopředu zahnutými lopatkami.

Tvar lopatky se také může lišit. Nejjednodušší jsou rovné lopatky, které ovšem mají poměrně malou pevnost a tvoří mezilopatkový kanál nevhodného tvaru. Zakřivené lopatky mají vyšší pevnost a vytváří lepší podmínky pro proudění vzduchu, jsou ale většinou dražší na výrobu. Obzvláště dozadu zakřivené lopatky mají někdy proměnlivou tloušťku lopatky po její délce. Takovéto lopatky dosahují vyšší účinnosti ve větším rozsahu pracovních podmínek a nižší hlučnosti, nicméně za cenu vyšších výrobních nákladů [5].



obr 2.4 Závislost dopravního tlaku na dopravovaném množství pro axiální ventilátor s vyznačenou oblastí odtržení proudu vzduchu. Převzato z [5].

Radiální ventilátory obecně dosahují poměrně vysokých dopravních tlaků a malých průtoků a mohou pracovat v poměrně širokém pásmu parametrů.

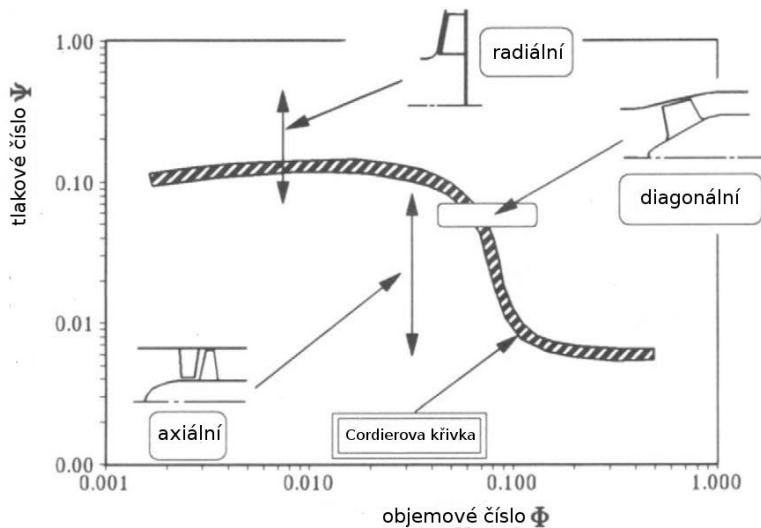
### 2.2.3 Axiální ventilátory

Axiální ventilátory naproti tomu nasávají i vyfukují vzduch pouze ve směru rovnoběžném s osou rotoru. Kromě rotoru může být součástí konstrukce i stator, který je umístěn před nebo za rotor a usměrňuje vzduch vstupující do rotoru, respektive proud z něj vystupující, čímž eliminuje rotační složku rychlosti proudícího vzduchu.

Rotorové i statorové lopatky mohou být konstantní tloušťky nebo pro dosažení lepších parametrů profilované. Vzhledem k tomu, že rychlost lopatky se na různých

poloměrech liší, je nutné měnit i úhel náběžné a odtokové hrany v závislosti na poloměru, čímž dochází ke zkroucení lopatky. Větší ventilátory mohou mít nastavitelné lopatky, které zvyšují rozsah dosahovaných parametrů.

Tyto ventilátory dosahují dobrých parametrů v oblasti nízkých dopravních tlaků a vysokých průtoků. Pokud bude průtok příliš omezen, dojde k odtržení proudu od lopatek, což má za následek výrazné snížení účinnosti a zvýšení hlučnosti[5].



obr 2.5 Cordierův  $\phi$ - $\psi$  diagram s vyznačenými oblastmi dosahovaných parametrů pro různé typy ventilátorů. Převzato z [6].

## 2.2.4 Diagonální ventilátory

Přechodem mezi předešlými dvěma typy je ventilátor diagonální (axiálně radiální), do kterého vstupuje vzduch axiálně a vystupuje v ostrém úhlu vzhledem k ose.

Jimi dosahované dopravní tlaky a objemy se pohybují mezi výše zmíněnými typy ventilátorů.

## 3 Prostředky k návrhu ventilátoru

### 3.1 Podobnostní čísla

Při návrhu lopatkových strojů se hojně využívá teorie podobnosti. Ta umožňuje konstrukci modelů a měření parametrů na těchto modelech. Modely jsou většinou menší a lze na nich snadněji provádět úpravy. V případě ventilátorů pro filtroventilační jednotky nemá modelování v jiném měřítku praktický význam, protože používané ventilátory jsou již dostatečně malé a zmenšený model by nepřinesl žádnou úsporu. Podobnostní čísla mají v této aplikaci význam spíše v tom, že jejich pomocí lze již předem odhadnout, který ze základních typů konstrukcí je pro dané požadované parametry nejvhodnější.

#### 3.1.1 Tlakové a objemové číslo

U ventilátorů a lopatkových strojů obecně je jedním z nejdůležitějších parametrů účinnost, ze které lze pomocí rozměrové analýzy získat dvě podobnostní čísla, tlakové a objemové.

Pro hydraulickou účinnost je možno obecně předpokládat, že platí

$$\eta_h = f(\Delta p_{dopr}, \dot{V}, n, D_2, \rho). \quad (3.1)$$

Zatímco dopravní tlak a objemový tok jsou parametry udávané požadavky na výkon ventilátoru, tak rychlost otáčení a průměr rotoru jsou charakteristiky vycházející z možností pohonu a velikosti ventilátoru. Hustota je závislá na dopravované tekutině[6].

Rozměry proměnných veličin:

$$\begin{aligned} \Delta p_{dopr} &= M \cdot L^{-1} \cdot T^{-2} \\ \dot{V} &= L^3 \cdot T^{-1} \\ n &= T^{-1} \\ D_2 &= L \\ \rho &= M \cdot L^{-3} \end{aligned} \quad (3.2)$$

Parametry účinnosti se skládají ze tří základních veličin: hmotnosti (M), délky (L) a času (T). Podle Buckinghamova  $\pi$ -teorému lze tedy nahradit pět parametrů pouze dvěma bezrozměrnými[6],[7]. Předpokládám závislost (3.1) ve tvaru

$$\eta_h = p_{dopr}^\alpha \cdot \dot{V}^\beta \cdot n^\gamma \cdot D_2^\delta \cdot \rho^\varepsilon \quad (3.3)$$

a po dosazení dostávám

$$M^0 \cdot L^0 \cdot T^0 = (M \cdot L^{-1} \cdot T^{-2})^\alpha \cdot (L^3 \cdot T^{-1})^\beta \cdot (T^{-1})^\gamma \cdot (L)^\delta \cdot (M \cdot L^{-3})^\varepsilon. \quad (3.4)$$

Tato rovnice je systémem tří rovnic, jedna pro každou ze základních veličin, ve kterém se vyskytuje pět neznámých.

$$\begin{aligned} \alpha + \varepsilon &= 0 \\ -\alpha + 3\beta + 1\delta - 3\varepsilon &= 0 \end{aligned} \quad (3.5)$$

$$-2\alpha - \beta - \gamma = 0$$

Dvě z nich tedy volím jako parametry a zbývající neznámé vyjádřím v závislosti na  $\alpha$  a  $\beta$ :

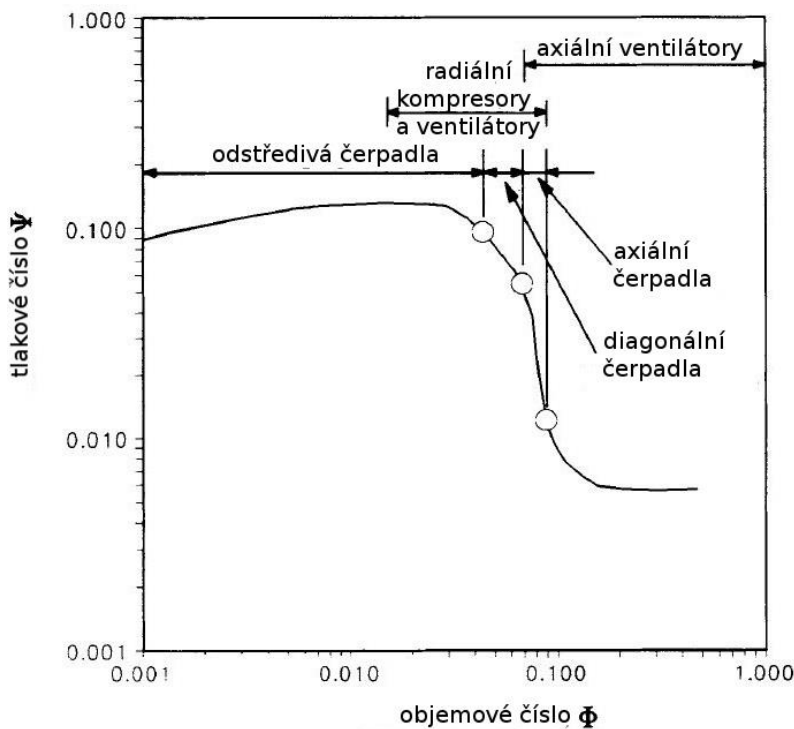
$$\gamma = -2\alpha - \beta$$

$$\delta = -2\alpha - 3\beta \quad (3.6)$$

$$\varepsilon = -\alpha$$

Dosadím do původní rovnice, kterou lze nyní psát jako

$$\eta_h = \left( \frac{p_{dopr}}{\rho \cdot n^2 \cdot D_2^2} \right)^\alpha \cdot \left( \frac{\dot{V}}{n \cdot D_2^3} \right)^\beta, \quad (3.7)$$



obr. 3.1 Cordierův  $\varphi$ - $\psi$  diagram s vyznačením oblastí dosažených bezrozměrných parametrů různých lopatkových strojů. Převzato z [6].

kde výraz v první závorce se označuje jako tlakové číslo  $\psi$  a výraz ve druhé jako objemové číslo  $\varphi$ . Pro navrhování ventilátorů se tato čísla používají v upravené podobě, kdy můžeme vyjít z představy, že součin  $n \cdot D_2$  odpovídá unášivé rychlosti na vnějším obvodu  $u_2$ . Obě čísla pak lze přepsat do tvaru

$$\psi = \frac{p_{dopr}}{\rho \cdot u_2^2} \quad (3.8)$$

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{u_2 \cdot D_2^2}. \quad (3.9)$$

Vynásobením jmenovatele tlakového čísla jednou polovinou a jmenovatele objemového čísla čtvrtinou  $\pi$  můžeme oba výrazy psát ve výsledném tvaru podle [4]

$$\psi = \frac{p_{dopr}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_2^2} \quad (3.10)$$

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{u_2 \cdot \frac{\pi \cdot D_2^2}{4}} \quad (3.11)$$

Tlakové číslo je tedy poměrem dopravního tlaku a dynamického tlaku odpovídajícímu unášivé rychlosti na velkém průměru rotoru a objemové číslo odpovídá poměru skutečného objemového

toku s objemovým tokem, který by procházel otvorem o průměru rotoru rychlostí odpovídající obvodové rychlosti na jeho velkém průměru.

### 3.1.2 Další podobnostní čísla

K vyjádření účinnosti je možno využít i jiné dvojice bezrozměrných parametrů, jejich se ovšem pevně váží s hodnotami tlakového a objemového čísla a lze je tedy mezi sebou snadno převádět.

Často se využívá dvojice poměrných otáček  $N_S$  a poměrné velikosti  $D_S$  [4],[6]. Tyto parametry lze vyjádřit:

$$N_S = \frac{\varphi^{0,5}}{\psi^{0,75}} \quad (3.12)$$

$$D_S = \frac{\psi^{0,25}}{\varphi^{0,5}}. \quad (3.13)$$

Pro obě dvojice podobnostních čísel lze nalézt takzvané Cordierovy diagramy, které zobrazují jejich vzájemnou závislost a oblasti hodnot parametrů, pro které je vhodný daný typ konstrukce.

## 3.2 Metody modelování proudění

### 3.2.1 Metody vycházející z Eulerovy rovnice

Tyto metody jsou nejstarším nástrojem návrhu a analýzy lopatkových strojů. Jedná se ve své nejjednodušší podobě o jednorozměrný model, který popisuje předávání energie z rotoru tekutině při její cestě lopatkovým kanálem. V této nejzákladnější podobě model skutečnost značně zjednodušuje, protože nebere v úvahu žádné ztráty, neuvažuje tloušťku lopatek a předpokládá, že tekutina přesně sleduje tvar lopatek. Tento model lze přiblížit realitě zohledněním neplatnosti zmíněných idealizací. Výpočet je vhodný pro získání základních geometrických charakteristik, pro radiální ventilátor jsou to především úhly lopatek na vstupu a na výstupu z oběžného kola.

Základní rovnicí pro výpočet je Eulerova rovnice, která vychází z věty o změně momentu hybnosti. Předpokládá se, že vzdušina proudí proudovou trubicí podél lopatky. Za elementární časový úsek vstoupí do oběžného kola elementární hmotnost tekutiny a stejná hmotnost oběžné kolo opustí. To je důsledkem uvažování platnosti rovnice kontinuity. Z předpokladu neměnicí se hustoty plyne i rovnost objemů. Matematicky zapsáno

$$d\dot{m}_1 = d\dot{m}_2 = d\dot{m} = \rho \cdot d\dot{V}. \quad (3.14)$$

Moment hybnosti je dán součinem hmotnosti, tečné složky absolutní rychlosti a příslušného poloměru. Změna momentu hybnosti při průchodu kolem tedy odpovídá rozdílu těchto součinů na vstupu a na výstupu a tato změna se rovná působícímu elementárnímu krouticímu momentu na rotor. Matematicky

$$d\dot{m}(c_{2u} \cdot r_2 - c_{1u} \cdot r_1) = dM_k. \quad (3.15)$$

Dosažením z předchozí rovnice a vynásobením úhlovou rychlostí dostaneme vztah pro elementární výkon ve tvaru

$$\rho \cdot d\dot{V} \cdot \omega \cdot (c_{2u} \cdot r_2 - c_{1u} \cdot r_1) = dM_k \cdot \omega = dP \quad (3.16)$$

Tuto rovnici lze ještě případně upravit roznásobením členů v závorce úhlovou rychlostí, čímž v závorce získáme součin tečné složky absolutní rychlosti a unášivé rychlosti. Vztah lze tedy vyjádřit

$$\rho \cdot dV \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1) = dP. \quad (3.17)$$

Pokud místo elementárního objemu dosadíme celkový protékaný objem, který je součtem průtoku všemi proudovými vlákny, z rovnice získáme celkový výkon, který se pro nestlačitelnou tekutinu nechá vyjádřit jako součin dopravního tlaku a objemového toku. Tímto dosazením a úpravou získáváme konečný vztah

$$p_{dopr\ teor} = \rho \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1). \quad (3.18)$$

### 3.2.2 Panelové metody

Pro modelování obtékání profilů a profilových mříží jsou vhodným nástrojem takzvané panelové metody. Jejich nevýhodou je to, že uvažují pouze potenciální proudění nestlačitelné tekutiny, tedy bez vlivu vazkosti. Naopak výhodou je nízká náročnost na výpočet. Principem je nahrazení skutečného tvaru profilu na soubor jednotlivých vírových panelů. V rovinném případě se jedná o úsečky, v prostorovém obecně o mnohoúhelníky. Metoda vychází z toho, že potenciální proudění je popsáno Laplaceovou rovnicí a řešení jednotlivých jednoduchých případů lze složit do výsledného řešení.

### 3.2.3 Numerické modely - CFD

Výpočty proudění tekutin se zabývá obor na hranici mezi mechanikou tekutin a matematikou, nazývaný computational fluid dynamics (CFD). První pokusy připomínající dnešní CFD metody proběhly již ve 20. letech minulého století, nicméně skutečný rozvoj začal až v 50. letech, kdy byl umožněn nasazením počítačů. Postupné zvyšování výkonnosti výpočetní techniky vedlo k možnosti zesložitování používaných výpočtových modelů. V současné době se většinou používají metody založené na Eulerových pohybových rovnicích, nebo na Navier-Stokesových rovnicích. CFD řešiče většinou pracují na principu metody konečných prvků nebo metody konečných objemů.

V případech, kdy je možné uvažovat pouze tlakové a objemové síly působící na tekutinu, je vhodný eulerovský model. Výhodou takového modelu je relativně malá náročnost na výpočetní techniku.

Pokud je ovšem třeba do výpočtu zahrnout i vazkost tekutiny, je nutné použít Navier-Stokesovy rovnice. Výpočet se více blíží realitě, nicméně cenou za to je vyšší výpočetní náročnost.

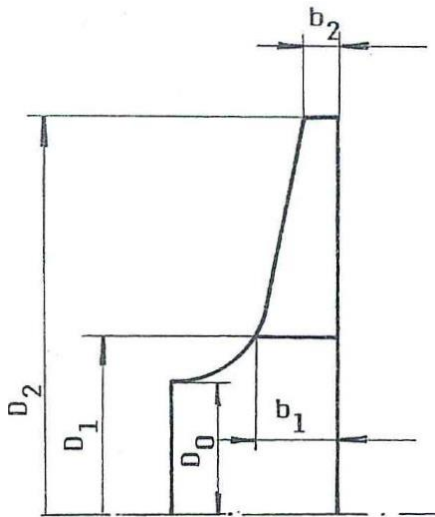
Poměrně velká složitost výpočtů nám bohužel ne vždy zajistí dostatečně přesné výsledky. Stále se jedná o zjednodušení reality a mnohé faktory do výpočtů zatím nejsme schopni zahrnout.



## 4 Matematický návrh ventilátoru

### 4.1 Návrhové výpočty

Smyslem těchto výpočtů je určení optimálních rozměrů a tvarů ventilátoru pro dané návrhové podmínky. V současnosti se ve filtroventilačních jednotkách používají radiální ventilátory s dozadu zahnutými lopatkami, které se zdají být z používaných konstrukčních řešení nejvhodnější.



obr. 4.1 Rotor radiálního ventilátoru s označením rozměrů. Převzato z [4].

#### 4.1.1 Návrh rozměrů oběžného kola

Dalším parametrem, který je nutno určit je průměr rotoru, na kterém začínají lopatky. Kritériem tohoto návrhu je minimalizace tlakových ztrát při průchodu lopatkovým kanálem. Tyto ztráty lze přibližně vyjádřit jako

$$\Delta p_{zi} = \xi_i \frac{w_j^2}{2} \cdot \rho, \quad (4.1)$$

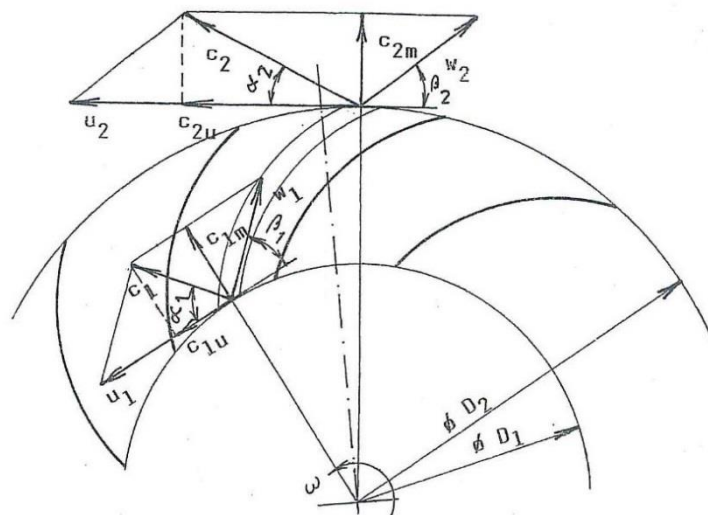
kde  $\xi_i$  je součinitel tlakové ztráty v místě ztráty a  $w_j$  relativní rychlost proudění v tomtéž místě. Hodnotu součinitele  $\xi_i$  je obtížné přesně zjistit, nicméně pro tuto chvíli ji znát nepotřebujeme. Důležité je, že ze vzorce je patrná kvadratická závislost ztrát na relativní rychlosti. Nejmenší ztráty tedy nastanou pro minimální relativní rychlost tekutiny. Pro nalezení tohoto minima vyjádříme relativní rychlost jako funkci poměru malého a velkého průměru. Pro vstupní rychlostní trojúhelník platí

$$w_1^2 = c_{1m}^2 + (u_1 - c_{1u})^2. \quad (4.2)$$

Dále z rovnice kontinuity a z definice objemového čísla lze psát

$$\pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot c_{1m} = \varphi \frac{\pi}{4} D_2^2 \cdot u_2. \quad (4.3)$$

Zavádí se další parametr  $m$ , vyjadřující poměr výšky kanálu na vstupu  $b_1$  ku malému průměru rotoru  $D_1$ . Dále se předpokládá radiální vstup do ventilátoru, takže  $c_{1u} = 0$ . Aplikací těchto



obr. 4.2 Rychlostní trojúhelníky pro ventilátor s dozadu zahnutými lopatkami. Převzato z [4].

předpokladů do rovnice pro relativní rychlost dostáváme

$$w_1^2 = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4 \left(\frac{\varphi \cdot u_2}{4 \cdot m}\right)^2 + \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 u_2^2. \quad (4.4)$$

Minimum této funkce nalezneme její derivací podle podílu  $D_1$  ku  $D_2$  a položením výsledného výrazu nule. Tím získáme výraz.

$$u_2^2 \left[ \left( \frac{\varphi}{4 \cdot m} \right)^2 - 4 \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^5 + 2 \cdot \frac{D_1}{D_2} \right] = 0. \quad (4.5)$$

Tento výraz se dále upraví a výsledkem je předpis pro optimální poměr  $D_1$  ku  $D_2$  ve tvaru podle [4]

$$\frac{D_1}{D_2} = 0,707 \cdot \sqrt[3]{\frac{\varphi}{m}}. \quad (4.6)$$

Parametr  $m$  se pro ventilátor s dozadu zahnutými lopatkami obvykle volí v rozmezí 0,20 až 0,25 [4]. Podle [5] by hodnota  $m$  neměla přesáhnout 0,46.

#### 4.1.2 Objemová účinnost

Část vzduchu, který projde ventilátorem, se vrací ze spirální skříně zpět před rotor, což způsobuje, že na výstupu ze spirální skříně proudí méně vzdušiny, než kolik prochází oběžným kolem. Při určování rozměrů oběžného kola je třeba ale počítat s hodnotou průtoku skutečně proudící rotorem. Pro určení poměru bez užítu cirkulujícího ku celkovému množství procházející rotorem lze použít vztah z [4], [8]

$$\frac{\dot{V}_z}{\dot{V}_{teor}} = \frac{3,89 \cdot D_2 \cdot s}{D_1^2}. \quad (4.7)$$

Tato hodnota se pak dosadí do vztahu pro objemovou účinnost, která se definuje jako

$$\eta_v = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{teor}} = \frac{\dot{V}_{teor} - \dot{V}_z}{\dot{V}_{teor}} = 1 - \frac{\dot{V}_z}{\dot{V}_{teor}}. \quad (4.8)$$

Teoretická hodnota objemového toku tak je ve vztahu k návrhovému průtoku

$$\dot{V}_{teor} = \frac{\dot{V}}{\eta_v}. \quad (4.9)$$

#### 4.1.3 Úhel náběžné a odtokové hrany lopatky

Po návrhu základních rozměrů oběžného kola může následovat určení úhlu náběžné hrany lopatek. Při uvažování radiálního vstupu do rotoru pro rychlostní trojúhelník platí

$$\tan \beta_{10} = \frac{c_{1m0}}{u_1}. \quad (4.10)$$

Z tohoto vztahu lze snadno určit  $\beta_{10}$ . Takto určený úhel náběžné hrany předpokládá nulovou tloušťku lopatek. Ve skutečnosti ale lopatky zabírají určitý prostor a tím se snižuje průřez, kterým vzduch protéká, a proto se musí zvýšit meridiální rychlost, aby byl splněn požadavek na dopravované množství vzduchu. Z rovnice kontinuity vyplývá vztah

$$c_{1m} = \frac{\frac{\dot{V}_{teor}}{\pi \cdot D_1 \cdot b_1}}{1 - \frac{z \cdot s_1}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta_{1k}}}, \quad (4.11)$$

kde  $z$  představuje počet lopatek,  $s_1$  jejich tloušťku na malém průměru a celý výraz ve jmenovateli poměrné zúžení průřezu na vstupu do oběžného kola  $\mu_1$ . Pro uvažovanou velikost ventilátoru a výrobní technologii vychází zmenšení mezilopátkového kanálu poměrně velké a tím i relativně výrazná změna úhlu. Při zachování podmínky radiálního vstupu do oběžného kola platí

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1}. \quad (4.12)$$

Obdobně se určí i úhel odtokové hrany  $\beta_2$ . Pro předpokládaný radiální vstup do ventilátoru se Eulerova rovnice zjednoduší na

$$p_{dopr\ teor} = \rho \cdot c_{2u} \cdot u_2, \quad (4.13)$$

z čehož se snadno dopočítá  $c_{2u}$ . Z rychlostního trojúhelníka na výstupu z kola vyplývá rovnice

$$\tan \beta_2 = \frac{c_{2m}}{u_2 - c_{2u}}. \quad (4.13)$$

V tomto vztahu je ale stále neznámá rychlost  $c_{2m}$ . Tu lze uvažovat jako závislou na  $c_{1m}$  ve tvaru

$$c_{2m} = k_{cm} \cdot c_{1m}. \quad (4.14)$$

Koeficient  $k_{cm}$  bude číslo menší než jedna, aby se v kanálu rychlost snížila.

Z rovnice kontinuity je v této chvíli možno určit výšku kanálu na výstupu. Odpovídající vztah má tvar

$$b_2 = \frac{\dot{V}_{teor}}{c_{2m} \cdot \pi \cdot D_2}. \quad (4.15)$$

Z uvedeného vztahu je patrné, že snížení meridiální rychlosti koeficientem  $k_{cm}$  má za následek větší rozměr  $b_2$ , což pozitivně ovlivní Bordovu ztrátu mezi oběžným kolem a spirální skříní.

Tloušťka lopatek na výstupním průměru ovlivní průřez jen málo, a proto ji ve výpočtu není třeba uvažovat.

#### 4.1.4 Počet lopatek

Ideální počet lopatek je obtížné teoreticky stanovit. S rostoucím počtem lopatek se směr skutečného proudění více blíží teoretickému, ale úzké lopátkové kanály produkují vyšší tlakovou ztrátu. Proto je asi nejlepší ideální počet lopatek stanovit na základě měření na prototypch s různými počty lopatek. Nicméně pro první odhad lze vyjít z empirického vztahu pro délku lopatky, pro kterou vlivem jejího zakřivení přibližně platí [4]

$$l = 0,75 \cdot (D_2 - D_1). \quad (4.16)$$

Dále pro šířku kanálu na velkém průměru rotoru přibližně platí

$$a_2 = \pi \cdot D_2 \frac{\sin \beta_2}{z}. \quad (4.17)$$

Je možno přibližně předpokládat, že délka lopatky je dvakrát větší, než šířka kanálu na výstupu, z čehož pro počet lopatek vyplývá [4]

$$z = \frac{2 \cdot \pi \cdot \sin \beta_2}{0,75 \cdot \left(1 - \frac{D_1}{D_2}\right)}. \quad (4.18)$$

#### 4.1.5 Vliv počtu lopatek

Vlivem konečného počtu lopatek není proud dokonale usměrňován, jak bylo až dosud předpokládáno. Dochází ke snížení tečné složky absolutní rychlosti a tím i dopravního tlaku. Tato změna je vyjádřena součinitelem  $\varepsilon$ , který má hodnotu poměru dopravního tlaku s konečným počtem lopatek a dopravního tlaku s nekonečným počtem lopatek. A protože dopravní tlak je pro radiální vstup přímo úměrný tečné složce rychlosti, platí vztah

$$\varepsilon = \frac{c_{2u} - \Delta c_{2u}}{c_{2u}} = 1 - \frac{\Delta c_{2u}}{c_{2u}}, \quad (4.19)$$

kde  $\Delta c_{2u}$  je hodnota snížení tečné složky rychlosti. Pokles této rychlosti lze vysvětlit existencí relativního víru v lopátkovém kanále, který se skládá s procházejícím proudem. Velikost tohoto snížení je tedy

$$\Delta c_{2u} = \omega \cdot \frac{a_2}{2}. \quad (4.20)$$

Šířka kanálu na výstupu se pro dostatečně velký počet lopatek přibližně rovná

$$a_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{z} \cdot \sin \beta_2. \quad (4.21)$$

Dosazením získávám výsledný vztah pro vliv konečného počtu lopatek na unášivou složku rychlosti [9]

$$\varepsilon = 1 - \frac{\omega \cdot D_2 \cdot \pi \cdot \sin \beta_2}{2 \cdot c_{2u} \cdot z}. \quad (4.22)$$

#### 4.1.6 Průměr sacího hrdla

Sacím hrdlem proudí do ventilátoru vzdušina v axiálním směru a v rotoru mění svůj směr na radiální. Mezi sacím hrdlem a vstupem do oběžného kola platí rovnice kontinuity

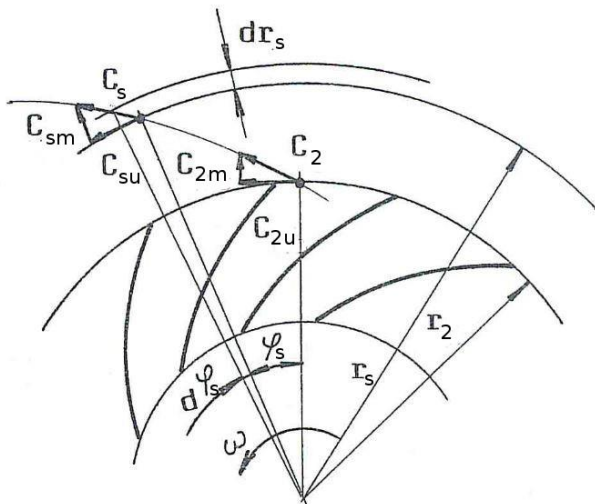
$$D_0^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot c_0 = D_1 \cdot \pi \cdot b_1 \cdot c_{1mk} \cdot \mu_1. \quad (4.23)$$

Literatura [4] doporučuje urychlení mezi sacím hrdlem a vstupem do oběžného kola přibližně o 20%, tedy poměr  $c_{1mk}$  ku  $c_0$  nabývá hodnoty 1,2. Na základě tohoto požadavku lze průměr sacího hrdla snadno stanovit jako

$$D_0 = \sqrt{4 \cdot 1,2 \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \mu_1}. \quad (4.24)$$

V [5] je uveden vztah

$$D_0 = 0,94 \cdot D_1. \quad (4.25)$$



obr. 4.3 Schéma proudění ve spirální skříni. Převzato z [4].

#### 4.1.7 Spirální skříň

Funkcí spirální skříně je především sbírat vzdušinu opouštějící oběžné kolo a usměrňovat ji do výtokového kanálu, případně transformovat dynamický dopravní tlak na tlak statický. Součástí skříně mohou být statorové lopatky, které umožňují zmenšení konstrukce, ale na druhou stranu jsou vhodné spíše pro zařízení pracující za konstantních podmínek, aby nedocházelo k rázům při vstupu do lopátkové mříže [9].

Pro návrh tvaru spirální skříně je nejsnadnější předpokládat obdélníkový průřez s konstantní výškou  $b$ . Proudění ve spirální skříni je určeno absolutní rychlostí na výstupu z rotoru, která má složku meridiální a tečnou.

Meridiální složku lze popsat potenciálním pramenem jako

$$c_{2m} \cdot r_2 \cdot b_2 = c_m \cdot r_s \cdot b_s = konst. \quad (4.26)$$

a tečnou složku relativním vírem, pro který platí

$$c_{2u} \cdot \varepsilon \cdot r_2 = c_{su} \cdot r_s = konst. \quad (4.27)$$

Pro tangentu úhlu sklonu proudnice platí vztahy

$$\tan \alpha = \frac{c_{sm}}{c_{su}} = \frac{c_{2m} \cdot \frac{b_2}{b_s}}{c_{2u} \cdot \varepsilon} = \frac{\partial r_s}{r_s \cdot \partial \varphi_s}, \quad (4.28)$$

kde  $\varphi_s$  je úhel udávající natočení podle osy rotace. Diferenciální rovnici vyřeším separací proměnných, čímž dostávám

$$\ln r_s = \varphi_s \cdot \frac{c_{2m} \cdot \frac{b_2}{b_s}}{c_{2u} \cdot \varepsilon} + C. \quad (4.29)$$

Integrační konstantu dopočítám z podmínky, že pro úhel  $\varphi_s = 0$  platí  $r_s = r_2$ , což znamená, že vzduch začíná opouštět kolo při nulovém úhlu. Výsledný tvar proudnice tak lze podle [4] zapsat jako

$$\ln \frac{r_s}{r_2} = \varphi_s \cdot \frac{c_{2m} \cdot \frac{b_2}{b_s}}{c_{2u} \cdot \varepsilon}. \quad (4.30)$$

Pro návrh tvaru spirální skříně lze vyjít z předpokladu, že tvar proudnic je takový, jaký popisuje předchozí rovnice, a požadavku, aby v každém řezu platilo, že tekutina, která protekla od úhlu 0 až do  $\varphi_s$  rotorem zároveň protekla i průřezem spirální skříně na úhlu  $\varphi_s$ . Množství vzdušiny protékající průřezem spirální skříně je závislé na složce rychlosti do směru rotace, pro kterou na souřadnici  $x$ , vyjadřující vzdálenost od velkého poloměru rotoru platí

$$c_{xu} = \frac{c_{2u} \cdot \varepsilon \cdot r_2}{x + r_2}. \quad (4.31)$$

Přírůstek průtočného objemu na elementárním přírůstku úhlu  $\varphi_s$  se tedy musí rovnat přírůstku protékaného množství řezem spirální skříní. Matematicky zapsáno

$$\dot{V} \cdot \partial\varphi_s = \frac{c_{2u} \cdot \varepsilon \cdot r_2}{x + r_2} \cdot b_s \cdot \partial x. \quad (4.32)$$

Řešením této rovnice při mezích pro  $x$  od  $r_2$  do  $h_s$ , čímž je brán v úvahu celý průřez spirální skříně, je funkce [4]

$$\varphi_s = \frac{c_{2u} \cdot \varepsilon \cdot r_2 \cdot b_s}{\dot{V}} \cdot \ln\left(1 + \frac{h_s}{r_2}\right). \quad (4.33)$$

Tato závislost udává vztah mezi úhlem  $\varphi_s$  a šířkou kanálu  $h_s$ .

Šířka  $h_s$  ve výtlačném hrdle a výška  $b_s$  by měly splňovat rovnici kontinuity ve tvaru

$$h \cdot c_p \cdot b = \dot{V}, \quad (4.34)$$

kde  $c_p$  je rychlost ve výtlačném hrdle, pro kterou by mělo přibližně platit, že nabývá hodnoty 0,6 – 0,75 násobku  $c_{2u}$  [4].

Cílem by rovněž mělo být dosáhnout výtlačného hrdla takového průřezu, kdy  $b_s$  a  $h_s$  se příliš neliší, protože z obdélníkového průřezu přechází v kruhový.

#### 4.1.8 Hydraulické ztráty

Ztráty při proudění ventilátorem jsou dány ztrátami třecími a místními, především změnami směru nebo rychlosti proudu ve ventilátoru. Jednotlivé ztráty se ve skutečnosti nedají jednoduše sčítat, protože se navzájem ovlivňují. Nepřesnost tohoto výpočtu je dále zvětšena velkým rozptylem hodnot jednotlivých součinitelů. Proto je tento výpočet třeba brát jako velmi hrubý odhad. Jednotlivé tlakové ztráty se uvažují v klasickém tvaru

$$\Delta p_{zi} = \xi_i \frac{w_i^2}{2} \cdot \rho. \quad (4.34)$$

Jednotlivé ztráty jsou podle [4]:

	$i$	$\xi_i$	$w_i$
Ztráta v sací komoře	1	$\langle 0,2 - 0,6 \rangle$	$c_0$
Ztráta v sacím ústí	2	$\langle 0,1 - 0,5 \rangle$	$c_0$
Ztráta ohybem na vstupu do rotoru	3	$\langle 0,2 - 0,3 \rangle$	$c_0$
Ztráta v lopatkové mříži	4	$\langle 0,4 - 1 \rangle$	$w_1$

Další ztráta je způsobena náhlým přechodem proudění z oběžného kola do spirální skříně. Tuto ztrátu vyjádřím jako Bordovu ztrátu

$$\Delta p_{z5} = \frac{(c_2 - c_s)^2}{2} \cdot \rho, \quad (4.35)$$

**tab. 4.1** Přehled jednotlivých tlakových ztrát, velikosti ztrátových součinitelů a odpovídajících rychlostí.

Velikost  $c_2$  vychází z rychlostního trojúhelníka s uvažováním skutečné unášivé rychlosti na velkém poloměru, tedy snížené vlivem počtu lopatek

kde  $c_2$  je absolutní rychlost na výstupu z rotoru a  $c_s$  absolutní rychlost ve

$$c_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + (c_{2u} \cdot \varepsilon)^2} \quad (4.36)$$

a  $c_s$  z rovnice kontinuity

$$c_s = c_2 \cdot \frac{b_2}{b}. \quad (4.37)$$

Hydraulickou účinnost jako poměr výsledného dopravního tlaku a teoretického dopravního tlaku bez ztrát ale s uvažováním konečného počtu lopatek, což se po úpravě rovná

$$\eta_h = 1 - \frac{\sum \Delta p_{zi}}{\Delta p_{dopr\ teor} \cdot \varepsilon}. \quad (4.38)$$

#### 4.1.9 Vnitřní účinnost

Celkovou účinnost definuji jako poměr mechanického výkonu ku mechanickému příkonu. Výkon odpovídá stavu na výstupu z ventilátoru, pro který jsou určující dopravní tlak a dopravované množství vzduchu. Příkon je určen množstvím vzduchu skutečně procházejícím rotorem a teoretickým dopravním tlakem sníženým vlivem počtu lopatek. Matematicky

$$\eta_i = \frac{P}{P'} = \frac{\Delta p_{dopr\ teor} \cdot \varepsilon \cdot \eta_h \cdot \dot{V}_{teor} \cdot \eta_v}{\Delta p_{dopr\ teor} \cdot \varepsilon \cdot \dot{V}_{teor}} = \eta_h \cdot \eta_v. \quad (4.39)$$

#### 4.1.10 Iterační způsob výpočtu

Při výpočtu není možné postupovat přímo, protože některé vypočítávané parametry jsou funkcí hodnot, které lze určit až po zjištění hodnoty počítaného parametru. V prvním kroku se tedy tyto hodnoty volí a v dalším kroku se vždy dosazují hodnoty z kroku předcházejícího.

Vypočtený dopravní tlak je na konci každého kroku porovnáván s tlakem požadovaným a v příští iteraci je buď zvýšen, nebo snížen teoretický dopravní tlak o určitou relativně malou hodnotu. Tím je zajištěno, že výsledky po sobě následujících iterací se liší jen nepatrně, a tak se nedochází k velké chybě dosazováním hodnot vycházející z předchozího kroku. Tento postup se opakuje, dokud se výsledný tlak dostatečně nepřiblíží tlaku požadovanému. Tento způsob vede spolehlivě k cíli, ale za cenu velkého množství iterací.

#### 4.1.11 Tvar střednice lopatek

Co se týče geometrie lopatky, zatím byly určeny pouze úhly náběžné a odtokové hrany, ale její průběh po délce není znám. Obecně existuje nekonečně mnoho křivek, které splňují „okrajové podmínky“ dané úhly lopatky na malém a velkém průměru oběžného kola.

Jednou z takových možných křivek je křivka vyjádřená v polárním souřadném systému ve tvaru

$$\varphi_l(r) = A \cdot r^2 + B \cdot r + C \quad (4.40)$$

se zatím neznámými koeficienty  $A, B, C$  a která je definována od  $r_1$  do  $r_2$ . Jednotlivé koeficienty je možné určit z „okrajových podmínek“ lopatky. Pro každý bod křivky platí vztah

$$\tan \beta(r) = \frac{dr}{r \cdot d\varphi_l}. \quad (4.41)$$

Z této rovnice vyjádřením  $\frac{d\varphi_l}{dr}$  a jeho položením rovno derivaci předpokládané funkce dostáváme

$$2 \cdot A \cdot r + B = \frac{1}{r \cdot \tan \beta(r)}. \quad (4.42)$$

Dosažením bodů na poloměru  $r_1$  a  $r_2$  se známými hodnotami  $\beta_1$  a  $\beta_2$  dostáváme dvě rovnice, ze kterých vyplývá

$$A = \frac{\frac{1}{r_2 \cdot \tan \beta_2} - \frac{1}{r_1 \cdot \tan \beta_1}}{2(r_2 - r_1)}, \quad (4.43)$$

$$B = \frac{1}{r_1 \cdot \tan \beta_1} - \frac{\frac{1}{r_2 \cdot \tan \beta_2} - \frac{1}{r_1 \cdot \tan \beta_1}}{r_2 - r_1} \cdot r_1. \quad (4.44)$$

Tyto koeficienty samy již popisují tvar střednice platný pro všechny lopatky rotoru, člen  $C$  v rovnici určuje pouze pozici křivky vzhledem k souřadnici  $\varphi_l$ . Uvažováním  $\varphi_l(r_1) = 0$  vyplývá

$$C = -A \cdot r_1^2 - B \cdot r_1. \quad (4.45)$$

Takto je již plně vyjádřena první z lopatek a u dalších se pouze mění člen  $C$ . Lopatky jsou rovnoměrně rozmístěny s úhlovou roztečí danou počtem lopatek, z čehož plyne člen  $C$  ve tvaru

$$C_n = -A \cdot r_1^2 - B \cdot r_1 + \frac{2\pi}{z} (n - 1). \quad (4.46)$$

Křivka v tomto tvaru již nemá žádný volný parametr, a proto pro dané hodnoty  $r_1$ ,  $r_2$ ,  $\beta_1$  a  $\beta_2$  existuje právě jedna.

Další možností je využít vztahu

$$\tan \beta(r) = \frac{dr}{r \cdot d\varphi_l}, \quad (4.47)$$

který platí pro každý bod libovolné křivky v polárních souřadnicích. Úpravou získám diferenciální rovnici

$$d\beta(r) = \frac{dr}{r \cdot \tan \beta(r)}. \quad (4.48)$$

Úhel  $\beta$  je libovolnou funkcí proměnné  $r$ , musí pouze splňovat podmínky na okrajích intervalu, tedy  $\beta(r_1) = \beta_1$  a  $\beta(r_2) = \beta_2$ . Takovýchto křivek je tedy nekonečný počet a proto i různých funkcí  $\varphi(r)$  je nekonečně mnoho.

Lze uvažovat průběh proměnné  $\beta$  například ve tvaru

$$\beta(r) = A \cdot r^3 + B \cdot r^2 + C \cdot r + D. \quad (4.49)$$

Okrajové podmínky jsou dvě, a předpokládaná závislost má čtyři neznámé koeficienty. Proto je nutno definovat ještě další dvě podmínky, které musí křivka splňovat. Ty mohou být v podstatě libovolné. Za vhodné považuji určit derivace úhlu  $\beta$  v obou okrajových bodech. Tím plně definuji danou křivku, přičemž mám k dispozici dva libovolně volitelné parametry, jejichž pomocí lze měnit průběh závislosti  $\beta(r)$  a tím i  $\varphi(r)$ .

Obecně by bylo možno volit polynom libovolného řádu, jehož koeficienty by se určily doplněním odpovídajícího počtu podmínek. Vyšší řád polynomu by teoreticky dovolil jemnější změny, ale vysoký počet volitelných parametrů by zvyšoval nepřehlednost výpočtu, a proto jsou dva



parametry kompromis mezi možností libovolně ovlivnit tvar křivky a komplikovaností takovouto změnu provést.

Oba výše popsané způsoby určení střednice lopatky zaručují přesné dodržení navrhnutých úhlů na vstupu i na výstupu.

#### 4.1.12 Tvar krycí desky oběžného kola

Průnikem krycí desky s rovinou procházející osou rotace získáme křivku určující tvar krycí desky. Podobně jako při určování tvaru lopatek, i zde existuje nekonečné množství možností, jak splnit podmínky na okraji, které v tomto případě vystupují ve tvaru  $b(r_1) = b_1$  a  $b(r_2) = b_2$ .

Nejjednodušší je předpokládat lineární přechod, tedy

$$b(r) = A \cdot r + B. \quad (4.50)$$

Máme k dispozici dvě podmínky a dva parametry  $A$  a  $B$ , proto existuje právě jedna úsečka vyhovující oběma podmínkám.

Pokud bude vyžadován složitější průběh, lze stejně jako v případě závislosti  $\beta(r)$  pro průběh úhlu lopatky uvažovat polynomickou závislost

$$b(r) = A \cdot r^3 + B \cdot r^2 + C \cdot r + D. \quad (4.51)$$

Opět tedy chybí dvě podmínky, aby bylo možno určit koeficienty  $A$ ,  $B$ ,  $C$  a  $D$ . Jako volitelné parametry jsou vybrány směrnice tečen křivky na malém a velkém poloměru. Podobně jako při určování křivky střednice lopatky, ani zde není účelné použít vyšší stupeň polynomu s ohledem na snadnější kontrolu nad změnami.

#### 4.1.13 Kontrola průřezu mezilopátkového kanálu

Mezilopátkový kanál je prostor, kterým proudí vzduch od vnitřního poloměru rotoru směrem k vnějšímu poloměru, kde jej opouští. Lze jej popsat jako zakřivenou trubici, jejíž stěny tvoří dvě sousední lopatky spolu s krycí a spodní deskou oběžného kola. Jako střednici mezilopátkového kanálu se uvažuje křivka stejného tvaru, jako je střednice lopatky, vzdálenou polovinu úhlové rozteče od obou střednic lopatek vymezujících mezilopátkový kanál. Řezy mezilopátkovým kanálem jsou uvažovány vždy kolmé na jeho střednici, ohraničené lopatkami, spodní deskou a deskou krycí. Velikost jeho plochy lze při zavedení určitých zjednodušení napsat jako

$$S(l) = (a(l) - s_1) \cdot b(l), \quad (4.52)$$

kde  $a(l)$  je délka úsečky kolmé na střednici kanálu, která je ohraničena střednicemi ohraničujících lopatek, a  $b(l)$  představuje výšku kanálu v odpovídajícím bodě střednice kanálu. Vztah je jen přibližný, protože uvažuje snížení šířky kanálu o vždy stejnou hodnotu odpovídající šířce lopatky na malém poloměru  $s_1$  a konstantní výšku po celé šířce kanálu. Ve skutečnosti však není kanál zúžen přesně o  $s_1$  a i v nejjednodušším případě, kdy předpokládám lineární průběh  $b(r)$ , je horní hraniční křivka hyperbola.

Cílem je vhodnou kombinací průběhů křivky lopatky a krycí desky dosáhnout mírně zvyšujícího se průřezu po délce kanálu, aby se relativní rychlost postupně a co možná nejplynuleji snižovala.

V mezilopátkovém kanálu vzniká nerovnoměrný rychlostní profil, protože celkové proudění se skládá z proudu odpovídajícímu množství protékaného vzduchu a relativního víru způsobeného

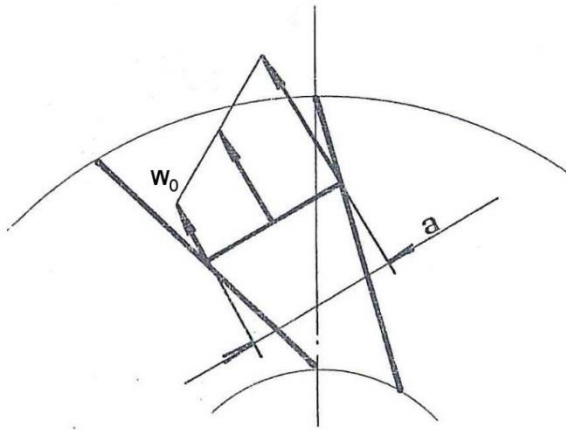
rotací oběžného kola. Na jedné straně lopatky tak rychlost oproti té při rovnoměrném profilu roste a na druhé klesá. Pro dozadu zahnuté lopatky lze tuto změnu vyjádřit rovnicí

$$\frac{\partial w}{\partial y} = 2\omega - \frac{w}{R}, \quad (4.53)$$

kde  $y$  je vzdálenost od stěny a  $R$  poloměr zakřivení lopatky. [4] Uvažují řešení pro rovnou lopatku, které má tvar

$$w = 2\omega \cdot y + w_0. \quad (4.54)$$

Obecně mohou nastat tři případy. Pokud  $w_0 > 0$ , má profil lichoběžníkový tvar. Pokud  $w_0 = 0$ , je profil trojúhelníkový a na jedné straně lopatky je relativní rychlost právě nulová. V případě, že  $w_0 < 0$  by došlo k proudění v opačném směru. Tento stav je nepřijatelný, a proto je jako mezní stav volen druhý případ. Podmínka neodtržení proudu je pro daný průtok rotorem



obr. 4.4 Proudění v mezilopátkovém kanále. Převzato z [4].

$$\dot{V}_{teor} \geq \frac{1}{2} w_a \cdot (a - s) \cdot b \cdot z = \omega \cdot (a - s)^2 \cdot b \cdot z. \quad (4.55)$$

Z výše uvedené rovnice vyplývá, že k odtržení proudu dojde, pokud při daných otáčkách klesne průtočné množství pod určitou mez, nebo naopak pro dané průtočné množství budou potřebné příliš vysoké otáčky. Toto nebezpečí může výrazně snížit zúžení kanálu například zvýšením počtu lopatek. Při uvažování zakřivení lopatek by pro stejný průtok vyšly menší hodnoty dovolených otáček, ale na druhou stranu tření zmenší intenzitu relativního víru. Proto je třeba brát hodnoty dovolených otáček spíše jako orientační.

#### 4.1.14 Výstupní data návrhových výpočtů

Výstupem výpočtu jsou kromě bezrozměrných koeficientů charakterizující daný ventilátor i jednotlivé rozměry ventilátoru. Navržené křivky charakterizující lopatky, krycí desku a spirální skříň jsou zastoupeny vždy sérií bodů, kterými daná křivka prochází. Tento způsob umožňuje zakreslení těchto bodů do CAD programu, kde bude probíhat tvorba 3D modelu, a jejich následnou interpolací vzniknou opět spojité křivky.

## 4.2 Kontrolní výpočty

Tato série výpočtů má za cíl zpětně analyzovat navržené hodnoty, které budou pravděpodobně upraveny a zaokrouhleny, a určit chování ventilátoru i mimo návrhový bod, nebo rovněž umožňují prověřit již existující zařízení.

### 4.2.1 Tvar lopatky, krycí desky a spirální skříň

První způsob výpočtu vychází ze zadaných hodnot ve formě vybraných bodů daných křivek. Interpolací těchto bodů opět získám křivky určující charakteristické tvary ventilátoru. Z křivky střednice lopatky lze získat úhly náběžné a odtokové hrany ze vztahu (4.41), kterého jsem již využil při návrhu tvaru lopatky. Nyní z něj při znalosti průběhu křivky můžeme získat úhly

v libovolném bodě křivky, tedy i na jejích okrajích. Při dosazení  $r_1$  a  $r_2$  získáme hodnotu  $\beta_1$  respektive  $\beta_2$ .

Druhý způsob předpokládá znalost okrajů křivek, tedy v případě lopatky úhly náběžné a odtokové hrany a dopočítání průběhu ze zvolené závislosti průběhu úhlu  $\beta$  v závislosti na  $r$  stejným způsobem jako při návrhu. Obdobně z okrajových podmínek určíme i křivky krycí desky a spirální skříně.

#### 4.2.2 Kontrola průřezu mezilopatkového kanálu

Tato kontrola je prováděna stejně jako v návrhovém výpočtu.

#### 4.2.3 Objemová účinnost

Stejně jako při návrhu se uvažuje pro objemovou účinnost vztah (4.7). Vzhledem k tomu, že se jedná pouze o funkci rozměrů ventilátoru, bude hodnota pro daný ventilátor konstantní při libovolném pracovním režimu.

#### 4.2.4 Závislost parametrů ventilátoru na otáčkách

V této sérii výpočtů se uvažují otáčky ventilátoru jako nezávisle proměnná a další hodnoty jako závislé při předpokladu zachování radiálního vstupu do oběžného kola. Na daných otáčkách je přímo úměrně závislá unášivá rychlost na vstupu, dále je znám úhel náběžné hrany lopatky a z podmínky radiálního vstupu se předpokládá, že rychlostní trojúhelník je pravoúhlý. Trojúhelník je těmito třemi parametry zcela určen a mohu určit libovolnou složku rychlosti v tomto trojúhelníku. Množství vzdušiny protékající rotorem s ohledem na tloušťku lopatek na vstupu a jejich počet se rovná

$$\dot{V}_{teor} = c_{1m} \cdot b_1 \cdot \left( \pi \cdot D_1 - \frac{z \cdot s_1}{\sin \beta_1} \right). \quad (4.56)$$

Meridiální složka rychlosti je přímo úměrná unášivé rychlosti, a tedy i otáčkám, a proto i teoretické množství dopravované vzdušiny je přímo úměrné otáčkám. Pro skutečný průtok ventilátorem s uvažováním zpětného proudění ze spirální skříně před rotor platí vztah

$$\dot{V} = \dot{V}_{teor} \cdot \eta_v \quad (4.57)$$

a tedy i skutečný průtok je přímo úměrný otáčkám.

Pro teoretický dopravní tlak platí za předpokladu radiálního vstupu rovnice

$$\Delta p_{dopr\ teor} = \rho \cdot c_{2u} \cdot u_2. \quad (4.58)$$

Rychlostní trojúhelníky na výstupu jsou si pro libovolné otáčky podobné. Rychlosti  $u_2$  i  $c_{2u}$  jsou přímo úměrné otáčkám, a proto teoretický dopravní tlak za předpokladu konstantní hustoty vzduchu je kvadratická funkce. Pro skutečný dopravní tlak platí vztah

$$\Delta p_{dopr} = \rho \cdot c_{2u} \cdot u_2 \cdot \varepsilon \cdot \eta_h \quad (4.59)$$

Součinitel korekce na konečný počet lopatek má velikost

$$\varepsilon = 1 - \frac{\omega \cdot D_2 \cdot \sin \beta_2}{2 \cdot c_{2u} \cdot z}, \quad (4.60)$$

z čehož vyplývá, že je pro libovolné otáčky stále stejný, protože  $c_{2u}$  je přímo úměrné  $\omega$  a ostatní hodnoty jsou konstanty.

Hydraulická účinnost je definována jako

$$\eta_h = 1 - \frac{\sum \Delta p_{zi}}{\Delta p_{dopr\ teor} \cdot \varepsilon}. \quad (4.61)$$

Jmenovatel zlomku je, jak již bylo naznačeno, kvadratickou funkcí otáček. V čitateli je součet jednotlivých ztrát. Vzhledem k tomu, že všechny dílčí ztráty uvažují jako závislé na kvadrátu příslušné rychlosti a tedy i na kvadrátu otáček, je rovněž hydraulická účinnost vzhledem k otáčkám konstantní.

Proto skutečný dopravní tlak je stejně jako teoretický přímo úměrný druhé mocnině otáček.

Příkon ventilátoru je dopravní tlak včetně ztrát násobený množstvím vzduchu proudící rotorem. Matematicky zapsáno

$$P' = \Delta p_{dopr\ teor} \cdot \varepsilon \cdot \dot{V}_{teor}. \quad (4.62)$$

Vzhledem k předchozím zjištěním je evidentní, že příkon je úměrný třetí mocnině otáček.

Tlakové, objemové i všechna ostatní podobnostní čísla jsou v tomto režimu fungování ventilátoru konstantní.

Pokud by nebyly uvažovány hydraulické ztráty, mohl by výše uvedeným způsobem pracovat libovolný ventilátor. Ztráty ovšem teoretický dopravní tlak snižují. Při nesprávném navržení geometrie může dokonce nastat případ, kdy ztráty při navrhovaném průtoku jsou vyšší, než generovaný dopravní tlak, a proto by byl skutečný dopravní tlak záporný. Takový ventilátor by mohl pracovat v návrhovém režimu pouze s vnějším zdrojem tlaku, například jiným sériově zapojeným ventilátorem. Pokud je takovýto ventilátor zapojený samostatně, jeho průtok nedosáhne návrhového průtoku odpovídajícímu otáčkám, nýbrž průtokem nižším, čímž ztráty nepřekojí teoretický dopravní tlak. Nižším průtokem, než by odpovídalo otáčkám je porušen režim bezrázového vstupu.

#### 4.2.5 Závislost parametrů ventilátoru na dopravním tlaku

Výše popsané průběhy předpokládají to, že dopravní tlak bude za každých okolností právě roven překonané tlakové ztrátě před a za ventilátorem. To teoreticky platí například v potrubních systémech, kde lze ztráty předpokládat úměrné kvadrátu rychlosti. Pokud ale součástí systému bude člen, jehož tlaková ztráta nebude splňovat zmíněnou podmínku, může se ventilátor při změně otáček dostat mimo návrhový bod.

A právě filtry, které tvoří velkou část tlakových ztrát systémů filtroventilačních jednotek, tvoří tlakovou ztrátu, která je lineárně závislá na průtoku [5]. Navíc i změna typu filtru a používané ochranné pomůcky výrazně změní tlakovou ztrátu. Proto lze očekávat, že v naprosté většině případů bude ventilátor provozován mimo návrhový bod.

Proto v další sérii ověřovacích výpočtů pro daný ventilátor je předpokládán jako nezávisle proměnný parametr dopravní tlak. Ten se mění s použitím různých typů filtrů a různých ochranných pomůcek. Zároveň je pro výpočet voleno konstantní dopravované množství vzduchu, což je i požadavek na jednotku během provozu.

Podle Eulerovy rovnice za předpokladu radiálního vstupu do rotoru platí pro dopravní tlak vztah (4.13) Rotorem proudí požadovaný dopravovaný objem zvýšený vlivem zpětného proudění ze spirální skříně do sání ventilátoru. Pro meridiální složku rychlosti platí

$$c_{2m} = \frac{\dot{V}_{teor}}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2}. \quad (4.63)$$

Neznámá unášivá složka rychlosti se vypočítá z rychlostního trojúhelníku a její velikost je

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan \beta_2}. \quad (4.64)$$

Dosažením a úpravou dostáváme kvadratickou rovnici pro unášivou rychlost

$$u_2^2 - \frac{c_{2m}}{\tan \beta_2} u_2 - \frac{\Delta p_{dopr\ teor}}{\rho} = 0. \quad (4.65)$$

Z unášivé rychlosti lze určit otáčky ventilátoru. Rovnice má dvě řešení, záporné uvažuje rotaci oběžného kola v opačném směru, než je předpokládáný, kterým lze rovněž dosáhnout požadovaného dopravního tlaku.

Teoretický dopravní tlak je ovšem ještě snížen. Zaprvé vlivem konečného počtu lopatek, který způsobí snížení unášivé složky rychlosti a za druhé kvůli tlakovým ztrátám ve ventilátoru. Kromě ztrát uvažovaných již v předchozích výpočtech se při jiném průtoku, než je návrhový, projeví i ztráta rázem při vstupu do lopatkové mříže, protože vstupující vzduch nekopíruje tvar lopatek. Změnou průtočného množství vznikne v rychlostním trojúhelníku rázová složka  $c_r$ , pro jejíž velikost platí

$$c_r = u_1 \cdot \left(1 - \frac{c_{1m}}{u_1 \cdot \tan \beta_1}\right). \quad (4.66)$$

Dynamický tlak korigovaný součinitelem  $\chi$ , který zohledňuje změkčení rázu vlivem konečného počtu lopatek, odpovídá tlakové ztrátě rázem. Velikost ztráty je tedy

$$\Delta p_{z\ ráz} = \chi \cdot \frac{c_r^2}{2} \cdot \rho. \quad (4.67)$$

Hodnota součinitele  $\chi$  se pohybuje v intervalu  $\langle 0,7 - 0,9 \rangle$  [4].

Skutečný dopravní tlak se určí snížením teoretického tlaku vlivem počtu lopatek a hydraulickou účinností

$$\Delta p_{dopr} = \Delta p_{dopr\ teor} \cdot \varepsilon \cdot \eta_h. \quad (4.68)$$

Stejně jako v případě návrhového výpočtu je hodnota skutečného dopravního tlaku získána postupným iteračním výpočtem.

Výpočet je ukončen při dosažení dostatečně malé odchylky skutečného a požadovaného tlaku.

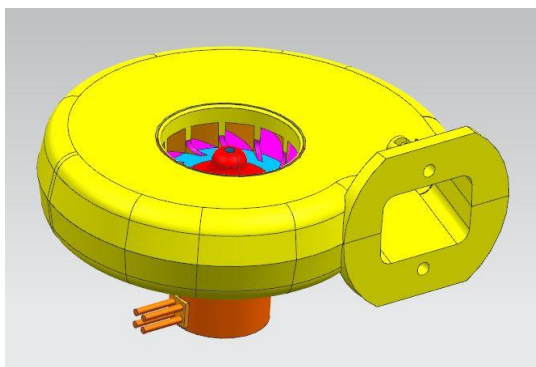
### 4.3 Provedení výpočtů

Návrhové i kontrolní výpočty provádím v programu Matlab, který umožňuje naprogramování celého výpočtu a poměrně snadnou změnu vstupních parametrů.

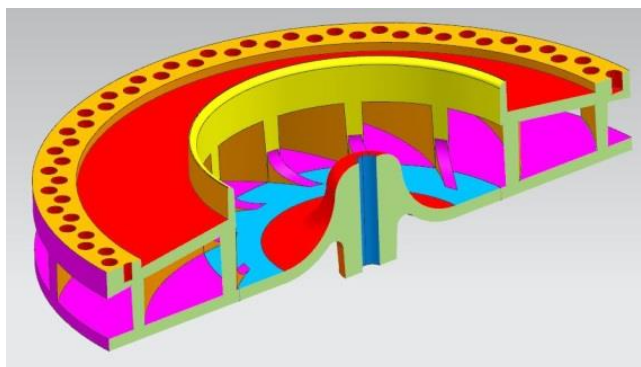
## 5 Současný ventilátor

### 5.1 Typ, pohon, výrobní technologie

Současný používaný ventilátor je radiální s dvanácti dozadu zahnutými lopatkami, které mají kruhový tvar střednice a konstantní tloušťku po celé délce. Pohon zajišťuje přímo bezkartáčový stejnosměrný elektromotor.



obr. 5.1 CAD model současného ventilátoru.



obr. 5.2 CAD model současného rotoru v řezu.

Jednotlivé díly jsou vyráběny technologií lisování plastů. Rotor se skládá ze dvou dílů lepených dohromady. Součástí vrchního dílu jsou lopatky a prsteneц umístěný na velkém průměru, do kterého se umísťují tělíska pro vyvážení rotoru. Díl také zajišťuje spojení s hřídelí motoru. Spodní díl ve tvaru mezikruží pouze zespodu uzavírá lopatkový kanál. Spirální skříň se skládá ze dvou taktěž k sobě lepených dílů.

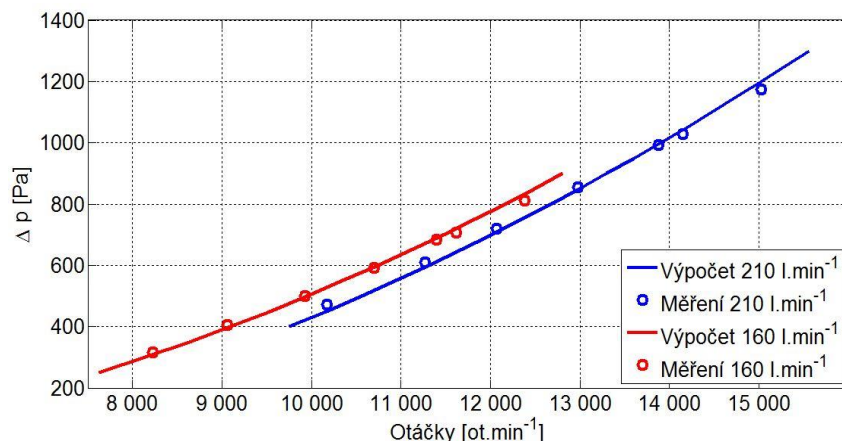
### 5.2 Analýza matematickým modelem

#### 5.2.1 Závislost na otáčkách

Hodnoty ztrátových koeficientů byly určeny v intervalech daných tabulkou 4.1 tak, aby se výpočtový model co nejlépe shodoval s naměřenými daty. Všechny hodnoty leží na, nebo v blízkosti maxima přípustných hodnot. S uvažovanými hodnotami koeficientů vychází, že ventilátor nemůže pracovat v režimu bezrázového vstupu do rotoru, jak bylo popsáno v kapitole 4.2.4.

$\xi_1$	0,6
$\xi_2$	0,4
$\xi_3$	0,3
$\xi_4$	0,9
$\chi$	0,9

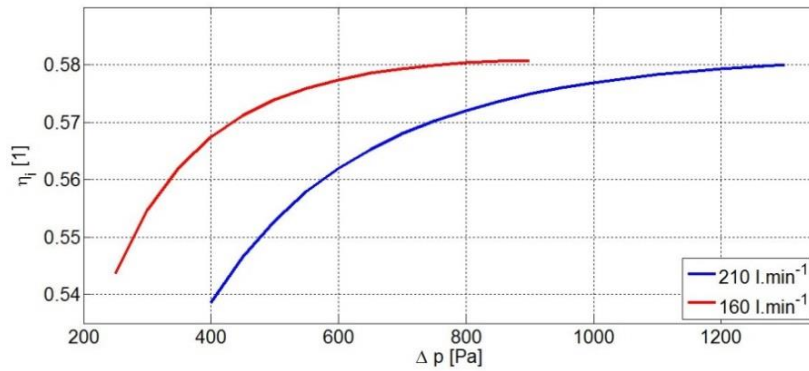
tab. 5.1 Použité hodnoty ztrátových součinitelů pro současný ventilátor.



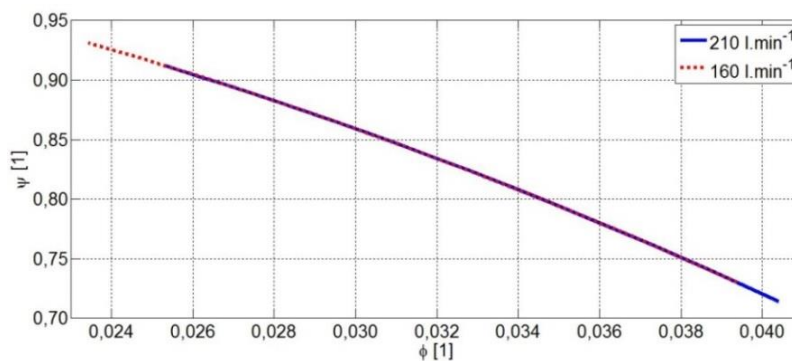
obr. 5.3 Závislost dopravního tlaku na otáčkách pro současný ventilátor.

#### 5.2.2 Závislost na dopravním tlaku

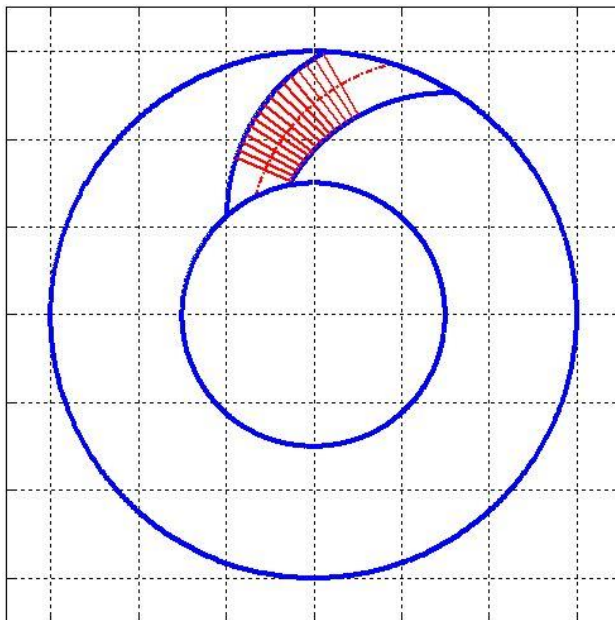
Výsledky tohoto výpočtu lze srovnat s provedeným měřením, které mělo za cíl určit požadované parametry. Jedno bylo provedeno při nastaveném konstantním průtoku 160 l.min<sup>-1</sup> a druhé při 210 l.min<sup>-1</sup>.



obr. 5.4 Závislost celkové účinnosti na dopravním tlaku pro současný ventilátor.



obr. 5.5 Závislost podobnostních čísel pro současný ventilátor.



obr. 5.6 Mezilopatkový kanál současného ventilátoru.

průtok 210 l. min<sup>-1</sup> pak 13 100 ot. min<sup>-1</sup>.

### 5.2.4 Zhodnocení

Model ukazuje, že největší podíl hydraulických ztrát vzniká při přechodu proudu vzduchu z rotoru do spirální skříně skokovým rozšířením průřezu. Další ztráty, které by bylo vhodné

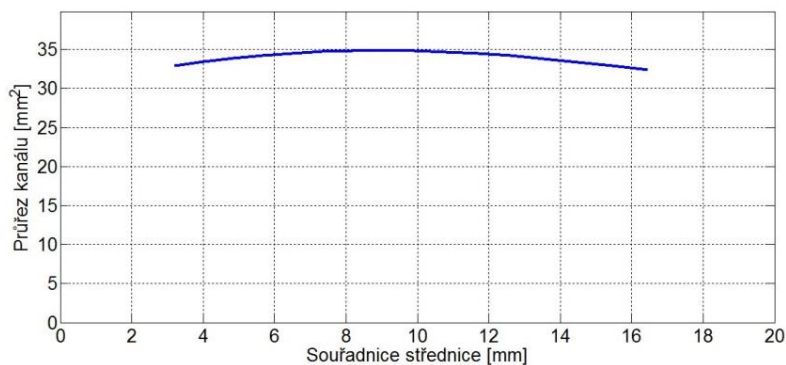
Vypočítaná závislost potřebných otáček na požadovaném dopravním tlaku se pro oba uvažované průtoky dobře shoduje s naměřenými hodnotami. Vypočtená celková účinnost dosahuje pro oba předpokládané průtoky v rozsahu odpovídajících dopravních tlaků přibližně od 54% pro nejnižší dopravní tlaky až do 58% pro tlaky nejvyšší.

Tlakové číslo se pohybuje zhruba mezi 0,70 a 0,95, což odpovídá hodnotám dosahovaných středotlakými radiálními ventilátory. Objemové číslo nabývá hodnot v intervalu 0,025 až 0,040 a je tedy ještě nižší, než parametry

uváděné u vysokotlakých radiálních ventilátorů. [4] Podobnostní čísla vypočtená tak, aby odpovídala diagramům na obrázcích (2.5) a (3.1), vychází  $\psi$  přibližně od 0,09 do 0,12 a  $\phi$  mezi 0,010 a 0,015. Podle obrázku (3.1) takovéto hodnoty odpovídají spíše odstředivým čerpadlům.

### 5.2.3 Mezilopatkový kanál

Podle výpočtového modelu se kanál z počátku mírně rozšiřuje a posléze opět zužuje. Rozdíl největšího a nejmenšího průřezu činí přibližně 10%. Maximální měřené otáčky přesáhly otáčky, při kterých je předpokládán začátek odtržení od lopatky asi o 2000 ot. min<sup>-1</sup>. Pro průtok 160 l. min<sup>-1</sup> dosahují kritické otáčky hodnoty přibližně 10 000 ot. min<sup>-1</sup> a pro



obr. 5.7 Průběh průřezu mezilopatkového kanálu po délce jeho střednice u současného ventilátoru.

nebo má formu kontinuálního procesu. Postupnému narůstání víru by odpovídalo i to, že naměřené hodnoty tlaku jsou pro nízké otáčky vyšší, než hodnoty vypočtené. Naopak pro vysoké otáčky byly naměřeny nižší hodnoty dopravního tlaku, než odpovídá výpočtovému modelu.

minimalizovat, jsou ztráty rázem na vstupu do lopatkové mříže oběžného kola. Je rovněž dosti pravděpodobné, že dochází k odtržení proudu vzduchu od lopatek, nicméně diagram na obrázku (5.3) neukazuje pro otáčky, kdy by mělo k odtržení dojít, žádné skokové zhoršení parametrů. Z toho lze usuzovat, že buď k odtržení vůbec nedochází,

### 5.3 Požadované parametry ventilátoru

#### 5.3.1 Dopravované množství vzduchu a dopravní tlak

Stejně jako současný ventilátor by i nový měl dosahovat dopravního tlaku v rozsahu 300 až 900 Pa při průtoku  $160 \text{ l. min}^{-1}$  a 450 až 1250 Pa při dodávaném množství  $210 \text{ l. min}^{-1}$ .

#### 5.3.2 Rozměry a technologie výroby

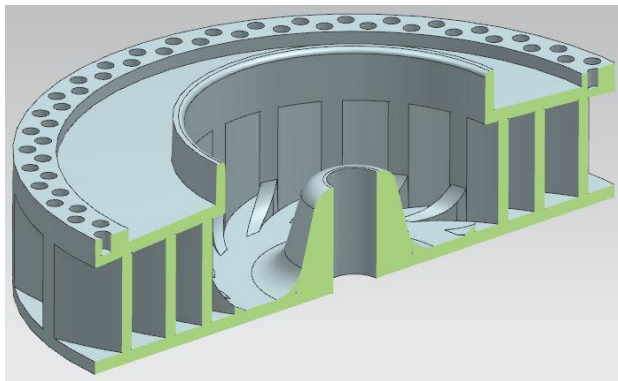
Bylo by vhodné, aby upravený ventilátor měl stejné vnější rozměry jako současná verze, aby případná náhrada nevyžadovala zásah do ostatních částí jednotky. Pohon ventilátoru by také měl být zachován.

Technologií pro výrobu jednotlivých dílů filtroventilačních jednotek je lisování plastů, z čehož plyne požadavek na tvary jednotlivých dílů. Díly musí být vyjmutelné z formy. Vhodné je také zachovávat v celém výlisku přibližně konstantní tloušťku stěny, aby nedocházelo k deformacím nebo vnitřnímu pnutí vlivem rozdílného průběhu tuhnutí hmoty.

Vytvořené modely ovšem budou případně vytvořeny technologií rapid prototypingu. Z toho vyplývá menší mechanická odolnost a proto i jiná konstrukce některých částí, především středního náboje.



## 6 Navržené varianty



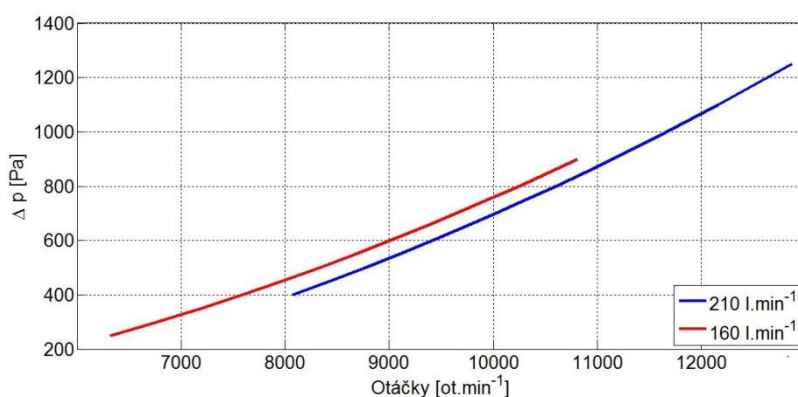
obr. 6.1 CAD model rotoru varianty 1 v řezu.

### 6.1 Varianta 1

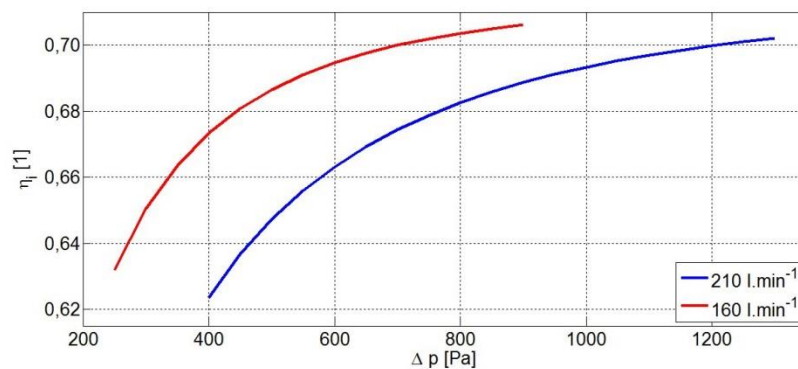
#### 6.1.1 Základní popis

Velkou část hydraulických ztrát tvoří náhlé rozšíření na výstupu z rotoru. Zvýšením kanálu se sníží jak rychlost proudění, tak poměr rychlostí v kanálu a ve spirální skříni. Obě tyto skutečnosti by měly vést ke snížení hydraulických ztrát. Snížení rychlosti proudění ovšem při stejných otáčkách zvýší možnost odtržení proudu od lopatky. Aby

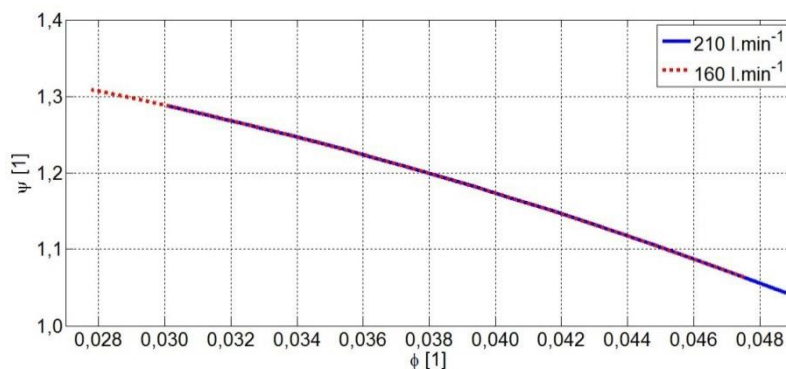
ktomu nedošlo, je zvýšen počet lopatek na šestnáct. Hustější lopatková mříž bude pravděpodobně generovat vyšší ztrátu, a proto je zvýšen odpovídající ztrátový součinitel.



obr. 6.2 Závislost dopravního tlaku na otáčkách varianty 1.



obr. 6.3 Celková účinnost v závislosti na dopravním tlaku pro variantu 1.

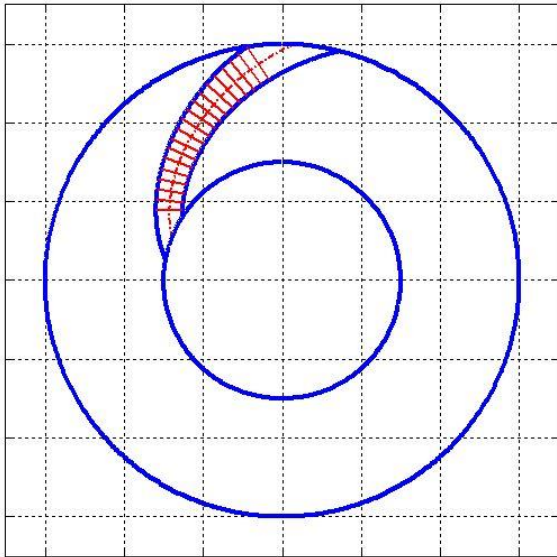


obr. 6.4 Podobnostní čísla pro variantu 1.

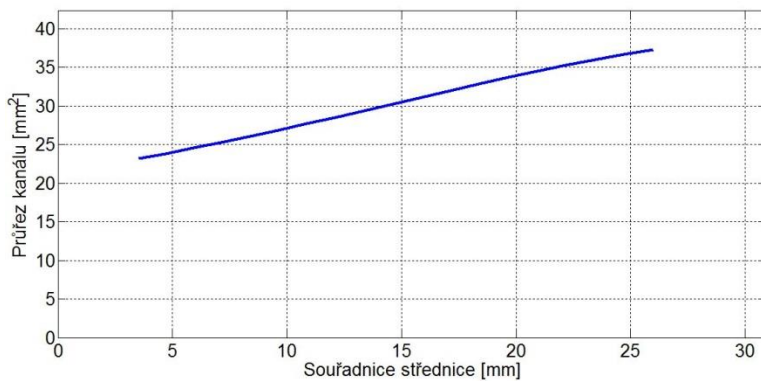
$\xi_1$	0,6
$\xi_2$	0,4
$\xi_3$	0,3
$\xi_4$	1,0
$\chi$	0,9

tab. 6.1 Použité hodnoty ztrátových součinitelů pro variantu 1.

Spirální skříň použiji současnou s tím, že vzhledem k zvětšení výšky rotoru je nutné posunout elektromotor směrem ven a zkrátit vnitřní část objímky pro jeho uchycení. Zachovávám i možnost současného způsobu výroby oběžného kola, kdy součástmi hlavního dílu jsou lopatky, horní krycí deska a vnitřní část spodní krycí desky s otvorem pro hřídel motoru. Lopatkový kanál zespodu kryje jednoduchý díl tvaru mezikružní.



obr. 6.5 Mezilopatkový kanál varianty 1.



obr. 6.6 Průběh průřezu mezilopatkového kanálu po délce střednice.

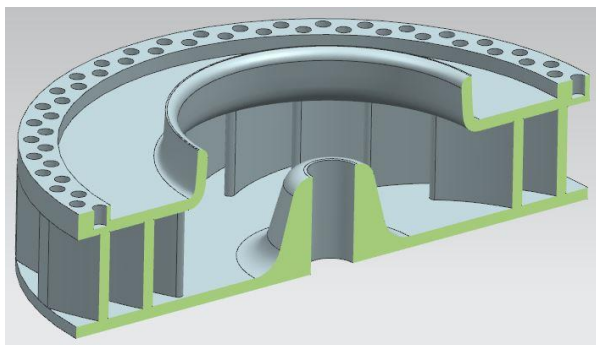
### 6.1.2 Závislost na dopravním tlaku

Oproti současnému ventilátoru se snížily otáčky nutné k vytvoření potřebného dopravního tlaku. Celková účinnost se pro oba průtoky pohybuje mezi 63% pro nejnižší dopravní tlaky po 70% pro tlaky nejvyšší. Objemové číslo se mírně zvýšilo a dosahuje hodnot od 0,025 do 0,050, a tlakové číslo se zvýšilo výrazně a pohybuje se mezi 1,05 a 1,3. Takovéto hodnoty tlakového čísla podle [4] odpovídají vysokotlakým ventilátorům a objemové číslo je stále menší než je pro tyto ventilátory typické.

### 6.1.3 Mezilopatkový kanál

Průřez mezilopatkového kanálu se plynule zvětšuje. Toho bylo dosaženo vhodnou volbou tvaru střednice lopatky, kdy jsem kromě

vstupního a výstupního úhlu volil i derivace těchto úhlů. Krycí deska je kuželová. Počet lopatek je volen tak, aby pro žádný předpokládaný režim chodu nebyly překročeny otáčky pro odtržení proudu vzduchu od lopatky. Pro  $160 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  dosahují hodnoty přibližně  $12\,000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$  a pro  $210 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$   $15\,700 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ .

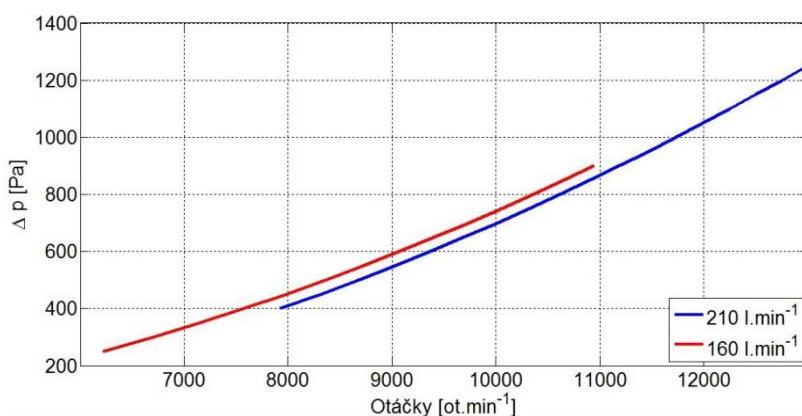


obr. 6.7 CAD model rotoru varianty 1 v řezu.

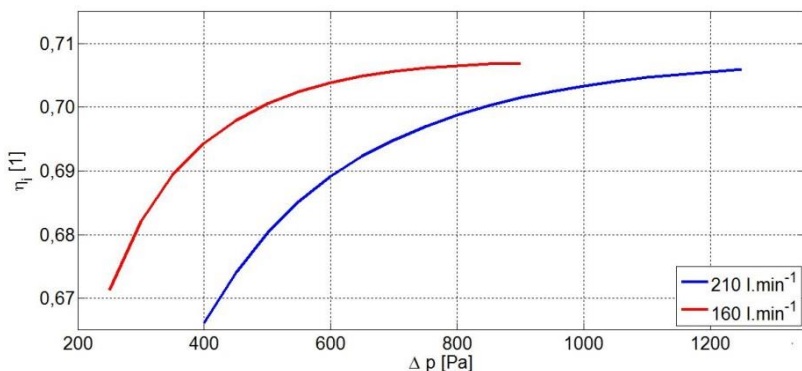
## 6.2 Varianta 2

### 6.2.1 Základní popis

Tato varianta se od předchozí liší především zaoblením sacího hrdla a náběžných hran lopatek. Zaoblení sacího hrdla rovněž způsobilo, že lopatky začínají na větším poloměru. Tyto úpravy by měly snížit hydraulické ztráty, což ve výpočtovém modelu zohledňují snížením příslušných součinitelů. Také hlučnost by mohla poklesnout.

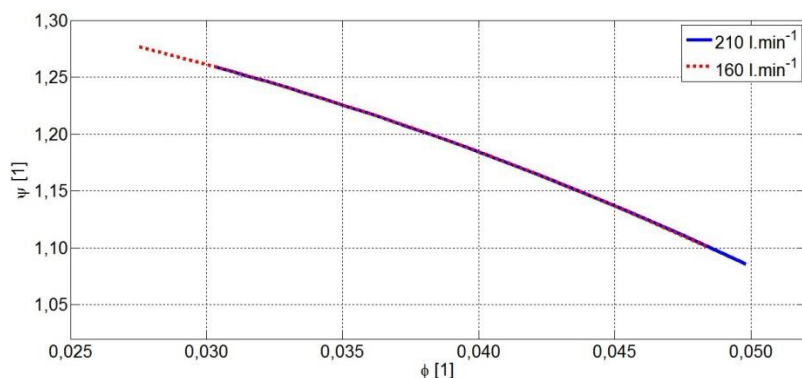


obr. 6.8 Závislost otáček na dopravním tlaku pro variantu 2.



obr. 6.9 Celková účinnost v závislosti na dopravním tlaku pro variantu 2.

neliší. Účinnosti se pohybují od zhruba 67% pro nejnižší dopravní tlaky po hodnoty přes 70% pro tlaky nejvyšší.



obr. 6.10 Podobnostní čísla pro variantu 2.

$\xi_1$	0,6
$\xi_2$	0,3
$\xi_3$	0,2
$\xi_4$	1,0
$\chi$	0,9

tab. 6.2 Použité hodnoty ztrátových součinitelů pro variantu 2.

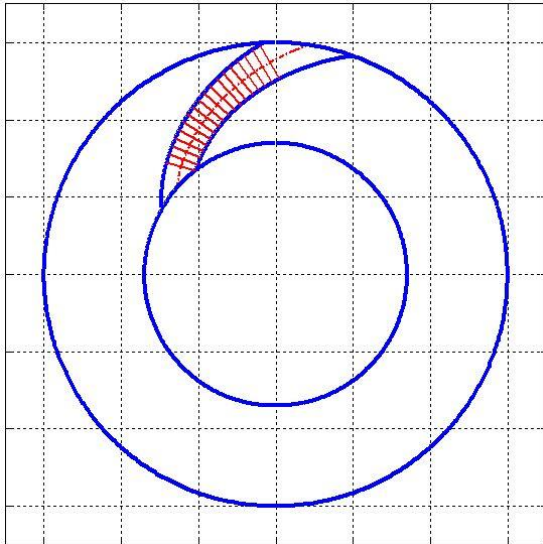
Nevýhodou případné aplikace tohoto řešení je nutnost změny řešení forem. Rozměry se od předchozí varianty téměř neliší, a opět počítám s použitím stávající spirální skříně se zkrácenou objímkou motoru.

### 6.2.2 Závislost na dopravním tlaku

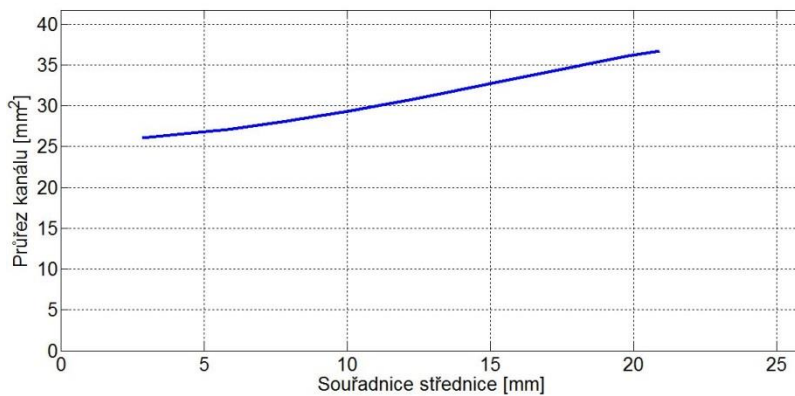
Otáčky potřebné k dosažení požadovaného tlaku jsou podobné jako v předchozí variantě a proto i podobnostní čísla se téměř

### 6.2.3 Mezilopátkový kanál

Lopatky byly konstruovány stejně, jako v předchozím případě a výška kanálu se mezi vstupem a výstupem nemění. Kritické otáčky vzhledem odtržení od lopatky dosahují hodnot přibližně 15 600 ot. min<sup>-1</sup> pro 160 l. min<sup>-1</sup> a



obr. 6.11 Mezilopatkový kanál varianty 2.



obr. 6.12 Průřez kanálu po jeho délce pro variantu 2.

11 900 ot. min<sup>-1</sup> pro 210 l. min<sup>-1</sup> a otáčky ani při nejvyšších předpokládaných dopravních tlacích nedosahují těchto hodnot.

### 6.3 Zhodnocení

Obě navržené varianty se při analýze matematickým modelem jeví obdobně. U obou je maximální dosahovaná účinnost kolem 70%. Ztrátové součinitele byly odvozeny z koeficientů současného ventilátoru, s ohledem na změny v geometrii, které hodnoty součinitelů mohly ovlivnit. Proto se může výpočet od skutečnosti značně lišit, obzvláště u varianty 2, která se od původního ventilátoru liší výrazněji.

Vyšší počet lopatek, který by měl zamezit odtržení proudu od lopatky, může u obou navržených variant zvyšovat tlakovou ztrátu tak, že výsledný efekt bude negativní. Jelikož použitý model nedokáže tuto skutečnost věrohodně postihnout, bylo by vhodné při výrobě prototypů vyrobit více variant lišících se počtem lopatek.

## 7 Závěr

V této práci byla provedena rešerše používaných typů ventilátorů a metod jejich návrhu. Na jejím základě byl sestaven postup návrhu radiálního ventilátoru, založený především na Eulerově turbínové rovnici a empirických vztazích popisující ztráty a proporce ventilátorů.

Pomocí tohoto modelu byl následně analyzován současný ventilátor používaný ve filtroventilační jednotce a navrženy dvě možné varianty jeho zdokonalení, především z hlediska účinnosti.

Výhodou použitého modelu je jeho jednoduchost, která nevyžaduje speciální softwarové vybavení, jehož použití by se pravděpodobně vzhledem k jeho finanční a časové náročnosti pro daný problém nevyplatilo. Další výhodou je i to, že v rovnicích modelu jsou patrné závislosti dopravního tlaku a objemu na rozměrech ventilátoru či jeho otáčkách. To umožňuje vybrat pro požadovanou úpravu výstupních parametrů pouze relevantní vstupy a pracovat pouze s nimi.

Nevýhodou modelu je pak jeho nízká přesnost a závislost na volených koeficientech. Dává tedy spíše kvalitativní, než kvantitativní výsledky. Pro zpřesnění by bylo nutno proměřit více typů ventilátorů a výsledky měření porovnat s výsledky simulace. Tím by bylo možno ještě přesněji odhadnout ztrátové součinitele.

Při návrhu jsem použil stávající spirální skříň a změny se týkají pouze rotoru. Návrhový výpočet vychází z předpokladu bezrázového vstupu do rotoru, čehož ovšem nebylo pro požadované parametry dosaženo v žádné z navrhovaných variant. Pro bezrázový vstup alespoň v jednom pracovním bodě by bylo třeba komplexnější změny konstrukce.

První varianta je navržena tak, aby mohla být vyráběna současnou technologií bez výrazných změn. Druhá pak má zaoblené vstupní hrdlo, zaoblené náběžné hrany lopatek a začátek lopatek posunutý na větší poloměr. Tyto změny by měly výrazný dopad na technologický postup výroby rotoru.

Obě navržené varianty se dle modelu příliš neliší a mohly by dosahovat účinnosti až 70%, což by bylo v porovnání se současnou účinností, která je maximálně kolem 58% výrazné zlepšení. Nicméně vzhledem k velké nejistotě určení ztrátových součinitelů je třeba provést měření na těchto variantách a v případě velké odchylky od předpokladů upravit matematický model tak, aby lépe odpovídal skutečnosti.

Navržené varianty budou vyrobeny technologií rapid prototypingu a budou provedena měření. Počet lopatek byl určen na základě uvažování odtržení proudu vzdušiny od lopatky. Vzhledem k tomu, že uvažovaný vliv odtržení nebyl při měření současného ventilátoru prokazatelný, mohou být vyrobeny i varianty s nižším počtem lopatek, což by mělo mít pozitivní dopad na tlakové ztráty v lopatkové mříži. Na základě měření bude určeno, která varianta je nejvhodnější, přičemž musí být uvažovány i finanční náklady, spojené se zavedením zvolené varianty.

## 8 Literatura

- [1] ČSN EN 12 941. *Ochranné prostředky dýchacích orgánů - Filtrační prostředky s pomocnou ventilací připojené k přilbě nebo ke kukle - Požadavky, zkoušení a značení*. Praha: ÚNMZ, 1999.
- [2] MALINA-SAFETY. *CleanAIR: Systémy osobní ochrany dýchacích cest*. Jablonec nad Nisou, 2014. Dostupné z: <http://www.malina-safety.cz/wp-content/uploads/2012/03/Malina-CleanAir-katalog-CZ-2014-nahled.pdf>
- [3] CEATI INTERNATIONAL. *FANS & BLOWERS: Energy Efficiency Reference Guide*. Toronto, 2008. Dostupné z: [https://www.bchydro.com/content/dam/hydro/medialib/internet/documents/psbusiness/pdf/ffan\\_blowers\\_guide.pdf](https://www.bchydro.com/content/dam/hydro/medialib/internet/documents/psbusiness/pdf/ffan_blowers_guide.pdf)
- [4] NOVÝ, R. *Ventilátory*. 3. přeprac. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03758-4.
- [5] BLEIER, F. P. *Fan handbook: selection, application, and design*. Boston: McGraw-Hill, 1998. Handbooks of interest (McGraw-Hill). ISBN 00-700-5933-0.
- [6] LEWIS, R. I. *Turbomachinery performance analysis*. New York: Wiley, 1996. ISBN 04-702-3596-9.
- [7] JEŽEK, J., VARÁDIOVÁ, B. a ADAMEC, J. *Mechanika Tekutin*. 3. přeprac. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01615-3.
- [8] ECK, B. *Ventilatoren: Entwurf und Betrieb der Radial-, Axial- und Querstromventilatoren*. 5., neubearb. Aufl. New York: Springer-Verlag, 1972. ISBN 35-400-5600-9.
- [9] DIXON, S. *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. 5th ed. in SI/metric units. Boston: Elsevier-Butterworth-Heinemann, 2005. ISBN 07-506-7059-2.