

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Diplomová práce

Zkušební trať s proudovým kompresorem

Test Track with Jet Compressor

Student: Bc. Jaromír Šmída

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jaromír Šmída**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Zkušební trať s proudovým kompresorem**
Test Track with Jet Compressor
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh měřicí trati s proudovým kompresorem dle zadaných vstupních parametrů. Měřicí trať bude sloužit pro studijní účely ke stanovení energetických charakteristik proudového kompresoru s tím, že měření rychlostního profilu ve výtláčném potrubí se bude provádět pomocí Prandtlovy sondy. Pracovní látkou bude stlačený vzduch z tlakových nádob a nasávanou látkou bude vzduch z okolní atmosféry. Specifikace parametrů měřicí trati:
Pracovní látka: stlačený vzduch. Předpokládaný tlak: 6 - 10 bar-a. Maximální rozsah teploty: 0 - 200 °C.
Nasávaná látka: vzduch z okolní atmosféry. Tlak: 1 bar-a. Teplota: 20 °C.
Pro měření průtoku pracovního a nasávaného média budou na potrubí před vstupem do ejektoru umístěny škrtkové orgány (centrické clony), které také navrhnete. Trať bude dále opatřena snímači absolutních tlaků a teplot na vstupních i výstupních potrubích.

Seznam doporučené odborné literatury:

KOLARČÍK, K.; KAMINSKÝ, J.; PUMPRLA, O. Kompresory. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. 125 s. ISBN 80-248-0704-1.
KOLARČÍK, K. Proudové kompresory. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1994. 34 s. ISBN 80-7078-212-9.
KALČÍK, J.: Technická termodynamika. Academia, Praha 1973.
BAEHR, H.,D.: Termodynamik. Springer-Verlag, Berlin /Heidelberg/ New York 1966.
HIBŠ, M.: Proudové přístroje. SNTL Praha 1981, 183 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

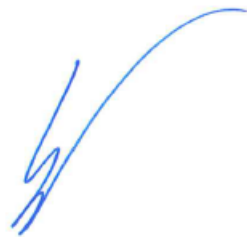
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 31.10.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016


prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry

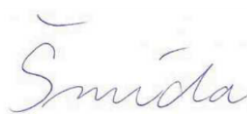



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 16. 5. 2016



.....

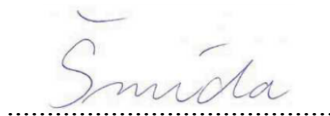
podpis studenta

Prohlášení o využití výsledků práce

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 16. 5. 2016



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jaromír Šmída

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Břeclav 6, Křivá 24, 690 06

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ŠMÍDA, J. *Zkušební trať s proudovým kompresorem: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2016, 76 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Diplomová práce se věnuje návrhu měřicí soustavy, která se skládá z proudového kompresoru a dvou měřících tratí. V úvodu práce se popisuje obecný návrh proudového kompresoru, jeho vlastnosti a využitelnost v praxi. Následující kapitoly charakterizují měřidla pro měření průtoku v potrubních systémech – centrickou clonu a Prandtlovu sondu. Teoretickou část uzavírá popis měřicí tratě. Druhá polovina práce se zabývá konstrukčním návrhem měřicí soustavy dle zadaných parametrů. Ve spojitosti se zadáním je zvolen vhodný zdroj stlačeného vzduchu a Prandtlova sonda. Navržené měřicí tratě slouží ke stanovení energetických charakteristik proudového kompresoru. Závěr práce je věnován výčtu praktických úloh, které lze realizovat prostřednictvím měřicí soustavy.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

ŠMÍDA, J. *Test Track with Jet Compressor: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energy, 2016, 76 p. Supervisor: doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Master thesis deals with design of the measuring system, which consists of the jet compressor and two current measuring runs. The introduction describes the general design of the jet compressor, its properties, and applicability in practice. The following chapters characterize gauges for measuring flow in pipes - orifice plate and Prandtl tube. The theoretical part concludes with description of the measuring run. The second half of the thesis is focused on the structural design of the measuring system according to specified parameters. According to the assignment there is an election of the suitable source of compressed air and the Prandtl tube. The proposed measuring runs are used to determine the energy characteristics of the jet compressor. The conclusion contains the list of practical tasks which can be realized via the measuring system.

Obsah

Seznam obrázků	9
Seznam tabulek	10
Seznam grafů	10
Seznam veličin, symbolů a zkratek	11
Označení veličin a jednotek	11
Zkratky a indexy	12
1. Úvod	13
2. Proudový kompresor	14
2.1 Základní popis	14
2.2 Pracovní média	15
2.2.1 Hmotnostní toky	15
2.3 Části proudového kompresoru	17
2.3.1 Vstupní potrubí hnacího média	18
2.3.2 Dýza hnacího média	18
2.3.3 Hlava kompresoru a zúžený prostor před SK	25
2.3.4 Vstupní potrubí hnaného média	27
2.3.5 Směšovací komora	27
2.3.6 Difuzor a výstupní potrubí	30
2.4 Energetické ztráty proudového kompresoru	31
2.4.1 Skutečná expanze	32
2.4.2 Ztráty při nasávání hnaného média	32
2.4.3 Míšení ve směšovací komoře	33
2.4.4 Skutečná komprese	34
2.4.5 Skutečný hmotnostní tok hnacího média	35
2.5 Vlastnosti	35
2.5.1 Nevýhody	36
2.5.2 Výhody	36

Obsah

2.6 Využití v praxi	37
2.6.1 Energetika.....	38
2.6.2 Těžba ropy.....	38
2.6.3 Další využití	39
3. Centrická clona	40
3.1 Centrická clona s komorovým odběrem	40
3.2 Centrická clona s bodovým odběrem.....	41
4. Prandtlova sonda.....	42
4.1 Části Prandtlovy sondy	42
5. Měřicí trať.....	43
6. Zdroj hnacího média	44
6.1 Regulace tlaku hnacího média	45
7. Konstrukční návrh proudového kompresoru	46
7.1 Zadání.....	46
7.1.1 Hnací médium	46
7.1.2 Hnané médium	47
7.1.3 Výstupní směs	47
7.1.4 Shrnutí vstupních parametrů	47
7.2 Fyzikální parametry pracovních médií.....	48
7.2.1 Teplota.....	48
7.2.2 Hustota.....	49
7.2.3 Měrná tepelná kapacita.....	49
7.2.4 Entalpický spád	49
7.2.5 Hmotnostní tok hnacího vzduchu.....	50
7.2.6 Hmotnostní tok hnaného vzduchu	50
7.2.7 Stanovení kritických parametrů proudění	50
7.3 Výpočet hlavních rozměrů	51
7.3.1 Vstupního potrubí hnacího vzduchu.....	51

Obsah

7.3.2 Dýza hnacího média	52
7.3.3 Směšovací komora	54
7.3.4 Hlava kompresoru a zúžený prostor před SK.....	56
7.3.5 Průměr vstupního potrubí hnaného vzduchu.....	57
7.3.6 Výstupní potrubí.....	58
7.3.7 Difuzor.....	58
7.3.8 Nastavení dýzy vůči směšovací komoře	59
7.4 Skutečný proudový kompresor	60
7.4.1 Energetické ztráty	60
7.4.2 Skutečný hmotnostní tok hnacího média.....	61
8. Konstrukční návrh centrických clon	62
8.1 Centrická clona vstupní měřicí trati	63
8.2 Centrická clona výstupní měřicí trati	64
9. Volba Prandtlovy sondy.....	66
10. Konstrukční návrh měřicích tratí	67
10.1 Vstupní měřicí trať	68
10.2 Výstupní měřicí trať	69
11. Měřicí soustava	70
12. Předmět měření na měřicí soustavě	71
13. Závěr	72
14. Seznam použité literatury	74
15. Seznam příloh	76

Seznam obrázků

<i>Obrázek 2-1: Schéma proudového kompresoru s vyznačenými body procesu [v. t.]</i>	14
<i>Obrázek 2-2: Náčrt vstupního potrubí hnacího média [v. t.]</i>	18
<i>Obrázek 2-3: Redukovaná charakteristika zúžené dýzy ($p_1 = \text{konstanta}$) [v. t.]</i>	19
<i>Obrázek 2-4: Redukovaná charakteristika Lavalovy dýzy ($p_2 = \text{konstanta}$) [v. t.]</i>	19
<i>Obrázek 2-5: Náčrt zúžené dýzy [v. t.]</i>	22
<i>Obrázek 2-6: Náčrt Lavalovy dýzy [v. t.]</i>	23
<i>Obrázek 2-7: Schéma optimálního nastavení dýzy vůči SK [v. t.]</i>	24
<i>Obrázek 2-8: Náčrt hlavy kompresoru se zúženým prostorem [v. t.]</i>	25
<i>Obrázek 2-9: Náčrt víka [v. t.]</i>	26
<i>Obrázek 2-10: Náčrt vstupního potrubí hnaného média [v. t.]</i>	27
<i>Obrázek 2-11: Schéma rovnotlaké směšovací komory [v. t.], [1]</i>	28
<i>Obrázek 2-12: Schéma rovnoploché směšovací komory [v. t.], [1]</i>	29
<i>Obrázek 2-13: Náčrt rovnoploché směšovací komory [v. t.]</i>	29
<i>Obrázek 2-14: Náčrt difuzoru [v. t.]</i>	30
<i>Obrázek 2-15: Znárodnění míšení ve SK [1]</i>	34
<i>Obrázek 2-16: Injektor doplňující napájecí vodu do parního kotle [5]</i>	37
<i>Obrázek 2-17: Schéma proudového hořáku [1]</i>	38
<i>Obrázek 2-18: Schéma proudového čerpadla pro těžbu ropy [1]</i>	38
<i>Obrázek 2-19: Větrání tunelu na principu proudového kompresoru [1]</i>	39
<i>Obrázek 3-1: Schéma komorového (vlevo) a bodového odběru (vpravo) [8]</i>	40
<i>Obrázek 3-2: Kotouč centrické clony pro komorový odběr [9]</i>	40
<i>Obrázek 3-3: Kotouč centrické clony pro bodový odběr [9]</i>	41
<i>Obrázek 3-4: Zasažení clony do měřicí trati prostřednictvím přírub [v. t.], [10]</i>	41
<i>Obrázek 4-1: Schéma Prandtlovy sondy [v. t.], [14]</i>	42
<i>Obrázek 5-1: Měřicí trať s clonovým měřením průtoku [12]</i>	43
<i>Obrázek 6-1: Pístový kompresor Atmos Perfect [v. t.]</i>	44
<i>Obrázek 6-2: Příklad filtr-regulátoru [16]</i>	45
<i>Obrázek 7-1: Proudový kompresor s regulovatelnou dýzou [v. t.]</i>	46
<i>Obrázek 7-2: Model vstupního potrubí hnacího vzduchu [v. t.]</i>	52
<i>Obrázek 7-3: Model zúžené dýzy [v. t.]</i>	53
<i>Obrázek 7-4: Model sestavy zúžené dýzy a vstupního potrubí hnacího vzduchu [v. t.]</i>	54
<i>Obrázek 7-5: Sestava zúžené dýzy a vstupního potrubí hnacího vzduchu [v. t.]</i>	54
<i>Obrázek 7-6: Model sestavy hlavy a směšovací komory [v. t.]</i>	54

Seznamy obrázků, tabulek a grafů

<i>Obrázek 7-7: Sestava hlavy a směšovací komory [v. t.]</i>	56
<i>Obrázek 7-8: Model víka hlavy [v. t.]</i>	57
<i>Obrázek 7-9: Model vstupního potrubí hnaného vzduchu [v. t.]</i>	57
<i>Obrázek 7-10: Model difuzoru [v. t.]</i>	58
<i>Obrázek 7-11: Připojení vstupního potrubí s dýzou k hlavě PK [v. t.]</i>	59
<i>Obrázek 7-12: Model proudového kompresoru [v. t.]</i>	61
<i>Obrázek 8-1: Rovnice pro výpočet centrické clony dle ČSN EN ISO 5167-1 [v. t.]</i>	62
<i>Obrázek 8-2: Rovnice pro výpočet centrické clony dle ČSN EN ISO 5167-1 [v. t.]</i>	63
<i>Obrázek 8-3: Výpočet centrické clony pro MT1 [v. t.]</i>	64
<i>Obrázek 8-4: Výpočet centrické clony pro MT2 [v. t.]</i>	65
<i>Obrázek 9-1: Model Prandtlovy sondy [v. t.]</i>	66
<i>Obrázek 10-1: Model vstupní měřicí trati [v. t.]</i>	68
<i>Obrázek 10-2: Model výstupní měřicí trati [v. t.]</i>	69

Seznam tabulek

<i>Tabulka 6-1: Parametry pístového kompresoru Atmos Perfect [15]</i>	44
<i>Tabulka 7-1: Parametry hnacího média [v. t.]</i>	46
<i>Tabulka 7-2: Parametry hnaného média [v. t.]</i>	47
<i>Tabulka 7-3: Parametry výstupní směsi pracovních médií [v. t.]</i>	47
<i>Tabulka 7-4: Parametry pracovních médií [v. t.]</i>	47
<i>Tabulka 7-5: Rozměry hlavy a zúženého prostoru před SK [v. t.]</i>	56
<i>Tabulka 7-6: Rozměry víka [v. t.]</i>	57
<i>Tabulka 8-1: Parametry potřebné k návrhu clony pro MT1 [v. t.]</i>	63
<i>Tabulka 8-2: Parametry potřebné k návrhu clony pro MT2 [v. t.]</i>	64

Seznam grafů

<i>Graf 2-1: Ideální i-s diagram s vyznačenými body procesu [v. t.]</i>	15
<i>Graf 2-2: Skutečná expanze v dýze [v. t.]</i>	32
<i>Graf 2-3: Skutečné ztráty při nasávání hnaného média [v. t.]</i>	33
<i>Graf 2-4: Skutečné míšení ve SK [v. t.]</i>	33
<i>Graf 2-5: Skutečná komprese v difuzoru [v. t.]</i>	34

Seznam veličin, symbolů a zkratek

Označení veličin a jednotek

Značka	Veličina	Jednotka
D	Vnější průměr	m
E_M	Energetické ztráty míšením	$J \cdot kg^{-1}$
E_Z	Energetické ztráty procesu	%
L	Délka	m
Ma	Machovo číslo	1
M_m	Molární hmotnost	$kg \cdot mol^{-1}$
R	Univerzální plynová konstanta	$J \cdot (mol \cdot K)^{-1}$
S	Plocha	m^2
T	Teplota	K
\dot{V}_d	Výkonnost zdroje hnacího média	$m^3 \cdot s^{-1}$
Z	Kompresibilní faktor	1
a	Součinitel vířivosti	1
c_p	Měrná tepelná kapacita	$J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$
d	Vnitřní průměr	m
i	Entalpie	$J \cdot kg^{-1}$
m	Hmotnost	kg
\dot{m}	Hmotnostní tok	$kg \cdot s^{-1}$
p	Absolutní tlak	Pa
r	Plynová konstanta	$J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$
s	Entropie	$J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$
t	Teplota	$^{\circ}C$
w	Rychlost	$m \cdot s^{-1}$
α	Úhel zúžení dýzy / rozšíření difuzoru	$^{\circ}$
β	Úhel rozšíření kužele pro nastavení dýzy	$^{\circ}$
γ	Úhel zúžení zúženého prostoru před SK	$^{\circ}$
η	Účinnost	%
κ	Izoentropický exponent	1
ρ	Hustota	$kg \cdot m^{-3}$

Zkratky a indexy

Značka	Význam
D	Difuzor
EES	Engineering Equation Solver
HL	Hlava PK
K	Kužel – nastavení dýzy
LD	Lavalova dýza
MT	Měřicí trať
P	Bod P – nastavení dýzy
PK	Proudový kompresor
SK	Směšovací komora
VS	Vstupní potrubí
ZD	Zúžená dýza
a	Obecné označení média
b	Obecné označení média
i	Obecné označení média
ie	Ideální hodnota
krit	Kritická hodnota
max	Maximální hodnota
opt	Optimální hodnota
sk	Skutečná hodnota
v. t.	Vlastní tvorba
0	Vstupní potrubí hnaného média do PK
1	Vstupní potrubí hnacího média do PK
2	Výstup z dýzy hnacího média
2_0	Hnané médium před SK
2_1	Hnací médium před SK
3	Vstup do SK
4	Výstup ze SK / Vstup do difuzoru
5	Výstup z difuzoru

1. Úvod

Proudový kompresor představuje zařízení, se kterým se v reálném světě většina lidí z různých důvodů běžně nesetkává. Oproti pístovým kompresorům či turbokompresorům je jejich použití specifitější. Mým záměrem je přiblížit problematiku proudových kompresorů srozumitelnou formou. Proto jsem si zvolil toto téma, abych vysvětlil funkci a možnost uplatnění proudového kompresoru v praxi.

Jednotlivé kapitoly práce řadím za sebou tak, jak by měl probíhat skutečný návrh funkčního zařízení a měřicích tratí. První část práce věnuji teoretické přípravě návrhu. Popisuji proudový kompresor, princip jeho funkce a jednotlivé části stroje. Nejprve zpracovávám návrh ideálního stroje. Tento návrh poté převádím na stroj skutečný, který je zatížen „ztrátami“ energie. Poté se věnuji popisu a návrhu měřicí trati a měřidel průtoku, které se do trati usazují. Popisuji centrickou clonu a stanovuji postup jejího výpočtu dle technické normy. Popisuji také princip a části Prandtlovy sondy.

V druhé části práce využívám teoretické podklady pro konstrukční návrh skutečného proudového kompresoru a dvou měřicích tratí. Parametry pracovních médií měřicí soustavy vhodně volím s ohledem na zadání práce.

Při návrhu proudového kompresoru stanovuji typ dýzy a způsob jejího připojení ke kompresoru. Snažím se také docílit, aby sestava byla konstrukčně vyrobitelná. Navrhuji vhodné materiály a způsoby propojení jednotlivých částí proudového kompresoru. Všechny části sestavy poté zpracovávám do výrobních a sestavných výkresů.

V souvislosti s návrhem měřicích tratí volím způsob odběru diferenčního tlaku na škrticích orgánech. Volím vhodnou Prandtlovu sondu dle provozních parametrů proudového kompresoru. S ohledem na technickou normu vytvářím modely měřicích tratí, do nichž usazují centrické clony, Prandtlovu sondu a nátrubky pro připojení manometrů a teploměrů. Následně zpracovávám sestavné výkresy obou tratí.

Na závěr práce naznačuji úkoly, které lze prostřednictvím navržené měřicí soustavy realizovat, a popisuji regulaci nasávaného média pomocí posuvné dýzy.

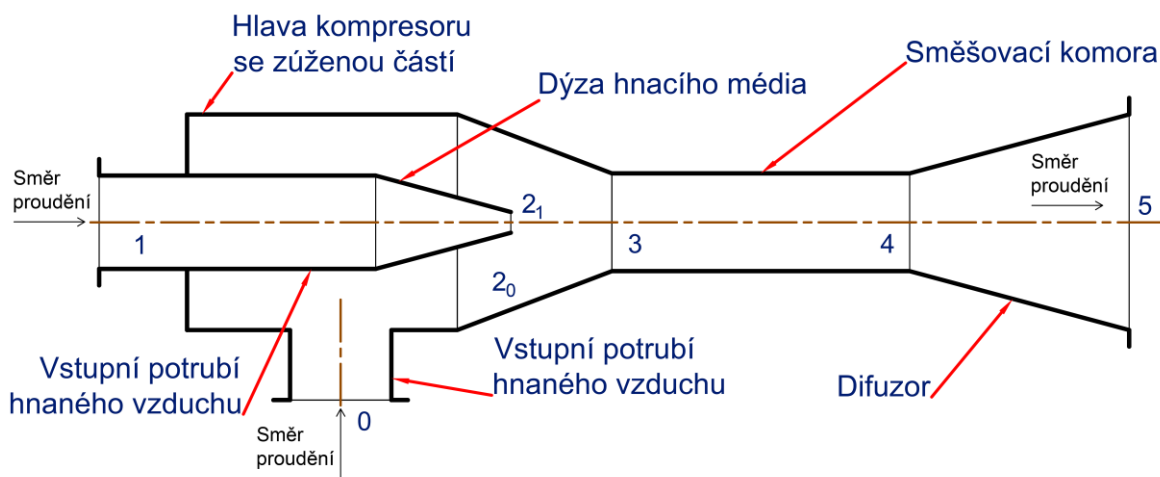
2. Proudový kompresor

2.1 Základní popis

Proudový kompresor je sekundární energetické zařízení. Dle principu práce v pracovním prostoru se řadí mezi dynamické kompresory. K nárůstu tlakové energie na konci stroje dochází na úkor změny hybnosti proudu směsi pracovních médií. Ideální stavové změny popisující děje probíhající v proudovém kompresoru jsou izoentropická expanze a komprese a izobaricko-izotermické míšení.

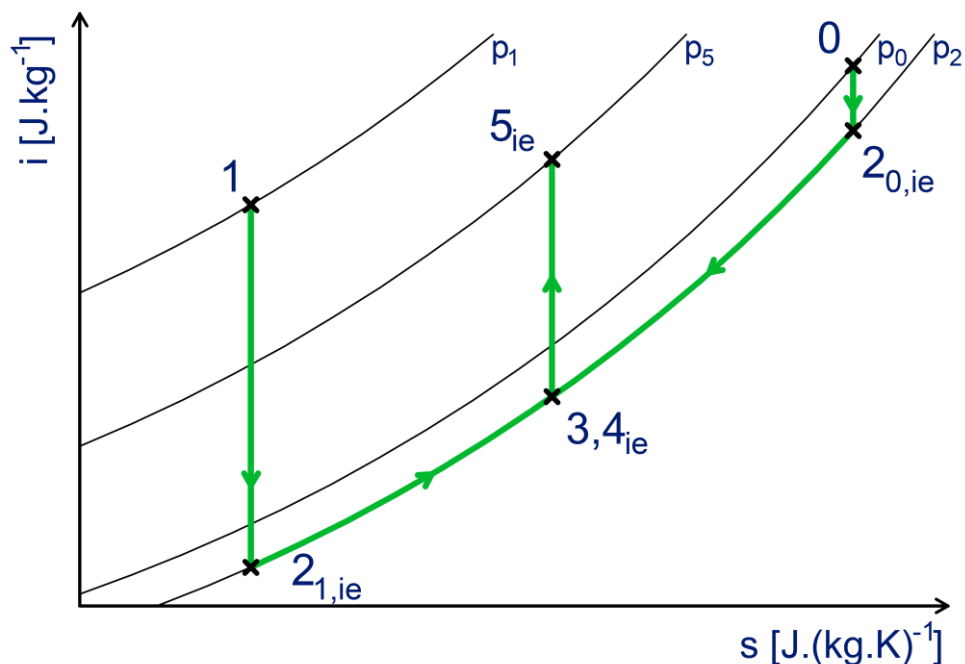
Princip činnosti proudového kompresoru spočívá v expanzi pracovního média v dýze a v přísávání méně ušlechtilého média. Ve směšovací komoře dochází k míšení obou médií. Výslednou homogenní směs komprimuje a dopravuje difuzor do výtlačného potrubí. [Obrázek 2-1], [Graf 2-1]

Uplatnění nacházejí proudové kompresory v různých odvětvích průmyslu. Používají se k odsávání plynů, kapalin a nezkondenzovaných par. [Kapitola 2.6] Podle způsobu uplatnění se proudové kompresory sloužící primárně k odsávání označují jako ejektory. Stlačující proudové kompresory se označují jako injektory.



Obrázek 2-1: Schéma proudového kompresoru s vyznačenými body procesu [v. t.]

Proudový kompresor



Graf 2-1: Ideální i-s diagram s vyznačenými body procesu [v. t.]

2.2 Pracovní média

Do proudového kompresoru vstupují dvě pracovní média. Označují se jako média hnací a hnané. Hnací médium disponuje mnohem vyšší tlakovou energií, než médium hnané. Právě tato energie se využívá k pohonu proudového kompresoru. Obě vstupující média musí být vzájemně dobře mísitelná.

Předností proudových kompresorů oproti lopatkovým či pístovým strojům je skutečnost, že nemají žádné pohyblivé součásti. Lze je tedy využít k dopravě znečištěných či chemicky agresivních látek. Zpracovávají také média obsahující tuhé příměsi způsobující např. u lopatkových strojů abrazi lopatek.

2.2.1 Hmotnostní toky

Hlavními parametry souvisejícími s konstrukčním návrhem proudového kompresoru jsou hmotnostní toky hnacího a hnaného média. Podle množství vstupujících médií do proudového kompresoru se posléze dimenzují rozměry jeho jednotlivých součástí.

[Kapitola 2.3]

Pracovní média jsou charakterizována:

- Druhem látky a jejím chemickým složením
- Tlakem
- Teplotou

Proudový kompresor

Pro stanovení rozměrů proudového kompresoru je zapotřebí určit hustotu a měrnou tepelnou kapacitu látek či směsi látek v každé části pracovního procesu. Z těchto fyzikálních veličin se počítají entalpické spády definující transformace energií, k nimž v kompresoru dochází.

Nejprve se musí vhodně stanovit hodnota tlaku v prostoru kolem ústí dýzy (p_2), který se odvíjí od tlaku hnaného média (p_0).

$$p_2 = (0,90 \div 0,98) \cdot p_0 \text{ [Pa]} \quad (1)$$

$$p_2 = p_{2_0} = p_{2_1} \text{ [Pa]} \quad (2)$$

Tlaková diference způsobuje přisávání hnaného média do proudového kompresoru. Dochází k nárůstu rychlosti hnaného média. Rozdíl tlaků závisí na délce vstupního potrubí hnaného média, resp. vzdálenosti zdroje či evakuovaného prostoru od proudového kompresoru. Entalpický spád, mezi oběma prostředími, pokrývá energetické ztráty, k nimž dochází při proudění hnaného média vstupním potrubím a hlavou kompresoru.

Rovnice popisující vztah mezi teplotami a tlaky v jednotlivých částech kompresoru vycházejí z rovnic izoentropické stavové změny.

$$\frac{T_a}{T_b} = \left(\frac{p_a}{p_b}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3)$$

S využitím tabelovaných hodnot fyzikálních veličin pracovních látek a zadaných či vypočítaných hodnot tlaku a teploty se počítá hustota pracovní látky v dané části kompresoru.

$$\rho_i = \frac{p_i \cdot M_m}{R \cdot T_i \cdot Z} \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (4)$$

Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku v daném bodě proudového kompresoru se stanovuje podle následujícího vzorce.

$$c_{p,i} = \frac{\kappa \cdot p_i}{\rho_i \cdot T_i^{(\kappa-1)}} \text{ [J} \cdot \text{(kg} \cdot \text{K)}^{-1}] \quad (5)$$

Za použití všech výše získaných údajů o pracovní látce se určují tři základní entalpické spády, k nimž dochází v proudovém kompresoru. **[Graf 2-1]**

$$\Delta i_i = c_{p,i} \cdot \Delta T_i \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (6)$$

Proudový kompresor

Hmotnostní tok hnací nebo hnané látky se stanovuje za předpokladu, že jedna z těchto hodnot je zadána či zvolena, podle následující rovnice.

$$\dot{m}_0 \cdot (\Delta i_5 - \Delta i_0) = \dot{m}_{1,ie} \cdot (\Delta i_1 - \Delta i_5) \quad (7)$$

Δi_0 Entalpický spád na vstupu hnaného média

Δi_1 Entalpický spád na vstupu hnacího média (dýza)

Δi_5 Entalpický spád na výstupu z proudového kompresoru (difuzor)

V případě zadaného hmotnostního toku hnaného média (\dot{m}_0) se pomocí rovnice č. 7 určuje hmotnostní tok hnacího média ($\dot{m}_{1,ie}$), který potřebuje ideální proudový kompresor k jeho nasátí.

$$\dot{m}_{1,ie} = \frac{\dot{m}_0 \cdot (\Delta i_5 - \Delta i_0)}{(\Delta i_1 - \Delta i_5)} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (8)$$

2.3 Části proudového kompresoru

Tělo proudového kompresoru není možné vyrobit z jednoho kusu materiálu, jako obrobek či odlitek. Tvarových provedení, variant i vzájemných uspořádání jednotlivých součástí proudového kompresoru existuje nesčetné množství. Souvisí s danou aplikací. Závisí na fyzikálních, mechanických a chemických vlastnostech protékajících médií, na jejich hmotnostním průtoku a teplotách. Při konstrukci kompresoru se dbá na to, aby dýza byla snadno vyměnitelná. Tvar dýzy se volí co nejpřesněji podle charakteru protékajícího média. **[Kapitola 2.3.2]** Musí se rovněž zajistit ustavení dýzy v optimální poloze vůči směšovací komoře.

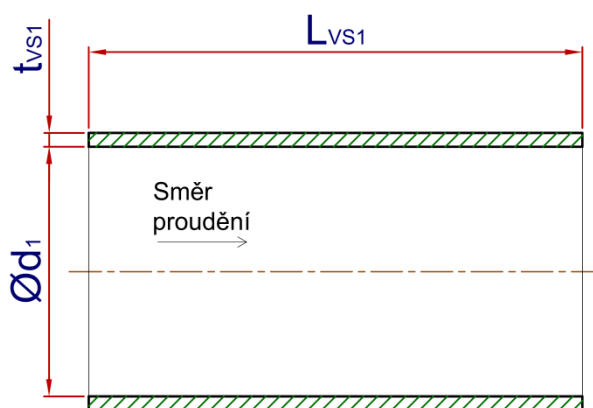
Konstrukční materiály proudových kompresorů se volí podle chemických vlastností protékajících prostředí a podle fyzikálních podmínek, v nichž kompresory pracují. Mohou být vyrobeny z různých kovů, jakož i z plastů či jiných pro konstrukci vhodných materiálů.

Obecně se proudový kompresor skládá s těchto částí:

1. Vstupní potrubí hnacího média
2. Dýza hnacího média
3. Vstupní potrubí hnaného média
4. Hlava kompresoru a zúžený prostor před směšovací komorou
5. Směšovací komora
6. Difuzor a výstupní potrubí

2.3.1 Vstupní potrubí hnacího média

Úkolem vstupního potrubí je doprava hnacího média do proudového kompresoru a k dýze s co nejmenší ztrátou energie. Rozměr potrubí se volí podle standardizovaných rozměrů potrubí dle normy ČSN EN 1092-1. Hodnota průměru potrubí se může také vypočítat v souvislosti s fyzikálními vlastnostmi proudícího média a parametry proudění. Rychlost ve vstupním potrubí se pohybuje v rozmezí: $w_1 = 20 \div 40 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$ s ohledem na energetické ztráty třením média o stěny potrubí. **[Obrázek 2-2]**



Obrázek 2-2: Nákres vstupního potrubí hnacího média [v. t.]

$$\dot{m}_{1,ie} = S_1 \cdot w_1 \cdot \rho_1 = S_2 \cdot w_2 \cdot \rho_{2-1} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (9)$$

$$S_1 = \frac{\dot{m}_{1,ie}}{w_1 \cdot \rho_1} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \text{ [m}^2] \quad (10)$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{1,ie}}{\pi \cdot w_1 \cdot \rho_1}} \text{ [m]} \quad (11)$$

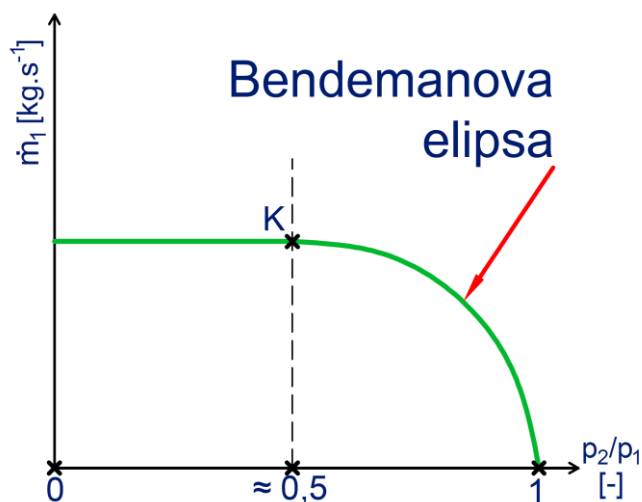
2.3.2 Dýza hnacího média

Jedná se o strojní součást, v níž dochází k transformaci tlakové energie hnacího média na kinetickou energii proudu. Pro ideální dýzu platí izoentropická stavová změna.

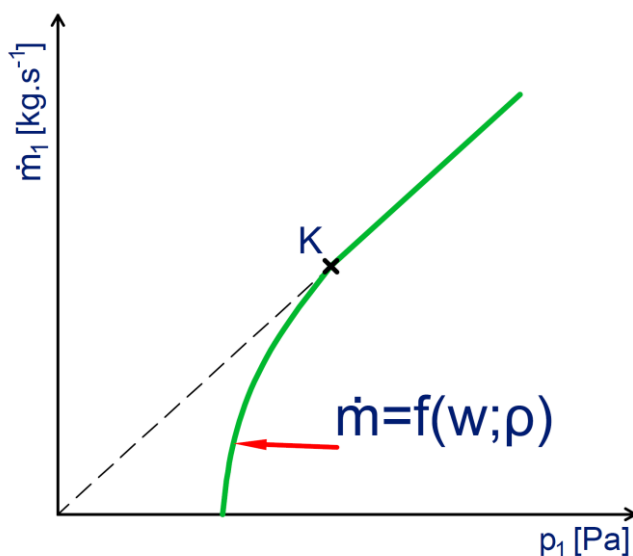
K expanzi média dochází v důsledku rozdílu tlaků mezi tlakem média ve vstupním potrubí a tlakem prostředí, do něhož dýza ústí. Závislost mezi poměrem tlaků na vstupu (p_1) a na výstupu z dýzy (p_2) a hmotnostním tokem dýzou (\dot{m}_1) se řídí podle Redukované charakteristiky dýzy. **[Obrázek 2-3], [Obrázek 2-4]**

$$\frac{p_2}{p_1} \in (0; 1) [1] \quad (12)$$

Proudový kompresor



Obrázek 2-3: Redukovaná charakteristika zúžené dýzy ($p_1 = \text{konstanta}$) [v. t.]



Obrázek 2-4: Redukovaná charakteristika Lavalovy dýzy ($p_2 = \text{konstanta}$) [v. t.]

V případě nulového hmotnostního toku je tlakový poměr roven jedné. Obě prostředí jsou v rovnováze a expanze se nekoná. **[Obrázek 2-3]**

Expanzi pracovního média v dýze vyvolává rozdíl tlaků mezi vstupním potrubím a výstupním prostředím.

Tuto tlakovou diferencí způsobuje:

- Nárůst tlaku ve vstupním potrubí
- Pokles tlaku ve výstupním prostředí za dýzou
- Kombinace obou variant

Proudový kompresor

Tlaková diference nabývá hodnot menších než jedna. Tlak ve výstupním prostředí je menší, než tlak ve vstupním potrubí. Entalpie obou prostředí, které dýza spojuje, jsou tedy odlišné. Rozdíl entalpií vyvolává nárůst rychlosti vystupujícího proudu.

$$i_1 + \frac{1}{2} \cdot w_1^2 = i_{2-1} + \frac{1}{2} \cdot w_{2-1}^2 \quad (13)$$

$$w_{2-1} = \sqrt{2 \cdot (i_1 - i_{2-1}) + w_1^2} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (14)$$

$$w_{2-1} = \sqrt{2 \cdot \Delta i_1 + w_1^2} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (15)$$

$$w_{2-1} \gg w_1 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (16)$$

Pro expanzi média je stěžejním kritériem tvar dýzy.

$$S_2 = \frac{\dot{m}_{1,ie}}{w_{2-1} \cdot \rho_{2-1}} = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \text{ [m}^2] \quad (17)$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{1,ie}}{\pi \cdot w_{2-1} \cdot \rho_{2-1}}} \text{ [m]} \quad (18)$$

$$d_2 < d_1 \text{ [m]} \quad (19)$$

K nárůstu rychlosti (expanzi) dochází na úkor snížení průřezu potrubí, tj. dýzy. Aby tedy dýza plnila svou funkci, musí mít po délce zužující se průřez.

Nárůst hmotnostního toku s poklesem tlakového poměru není lineární. V grafu Redukované charakteristiky dýzy tuto závislost popisuje tzv. Bendemanova elipsa. **[Obrázek 2-3]** Intenzita nárůstu hmotnostního toku s poklesem tlakového poměru klesá, až dosáhne bodu, za němž i přes stále klesající tlakový poměr zůstává konstantní. Tento bod se nazývá Kritický bod.

Kritický bod je charakterizován fyzikálními vlastnostmi proudícího média. V daném prostředí představuje kritický bod okamžik, kdy proudící médium dosáhne místní rychlosti zvuku. Definují jej tzv. kritické parametry, které představují kritický tlak, teplota, hustota a rychlost.

▪ Kritický tlak

$$\frac{p_{\text{krit}}}{p_1} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (20)$$

$$p_{\text{krit}} = p_1 \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \text{ [Pa]} \quad (21)$$

▪ **Kritická teplota**

$$\frac{T_{\text{krit}}}{T_1} = \frac{2}{\kappa+1} \quad (22)$$

$$T_{\text{krit}} = \frac{2 \cdot T_1}{\kappa+1} \text{ [K]} \quad (23)$$

▪ **Kritická hustota**

$$\frac{\rho_{\text{krit}}}{\rho_1} = \left(\frac{p_{\text{krit}}}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (24)$$

$$\rho_{\text{krit}} = \rho_1 \cdot \left(\frac{p_{\text{krit}}}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (25)$$

▪ **Kritická rychlost**

$$r \cdot \rho_{\text{krit}} \cdot T_1 = p_1 \cdot \left(\frac{p_{\text{krit}}}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (26)$$

$$r = \frac{p_1 \cdot \left(\frac{p_{\text{krit}}}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}}}{\rho_{\text{krit}} \cdot T_1} \text{ [J} \cdot \text{(kg} \cdot \text{K)}^{-1}] \quad (27)$$

$$w_{\text{krit}} = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_{\text{krit}}} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (28)$$

Pozici kritického bodu na křivce Redukované charakteristiky dýzy přesně stanovuje kritický tlakový poměr.

$$\frac{p_{\text{krit}}}{p_1} \cong 0,5 \text{ [1]} \quad (29)$$

Obecně se kritický tlakový poměr pohybuje kolem hodnoty 0,5. V intervalu (0,5÷1) nepřesahuje rychlost proudu na výstupu z dýzy místní rychlost zvuku. Tlakový poměr nabývající hodnot z intervalu (0÷0,5) představuje proudění, které má potenciál dosahovat rychlostí vyšších, než je místní rychlost zvuku. Pro každý proudový kompresor je nutné zvolit správný typ dýzy s ohledem na rychlost proudění za dýzou. Právě výběr vhodného profilu vede k expanzi média po celé délce dýzy. Existují dva typy dýz:

- zúžená dýza
- Lavalova dýza

Rozhodujícím parametrem definujícím proudění podkritické či nadkritické je tlakový poměr absolutních tlaků před a za dýzou. Po porovnání s kritickým tlakovým poměrem je současně kritériem pro volbu vhodného typu dýzy.

Proudový kompresor

- Podkritické proudění: $\frac{p_2}{p_1} > \frac{p_{krit}}{p_1}$ [1] (30)

- Nadkritické proudění: $\frac{p_2}{p_1} < \frac{p_{krit}}{p_1}$ [1] (31)

Poměr rychlosti na výstupu z dýzy a kritické rychlosti představuje tzv. Machovo číslo.

$$Ma = \frac{w_{2,1}}{w_{krit}} \quad [1] \quad (32)$$

Závislost změny rychlosti na změně průřezu popisují následující rovnice.

$$(Ma^2 - 1) \cdot \frac{dw}{w} = \frac{dS}{S} \quad (33)$$

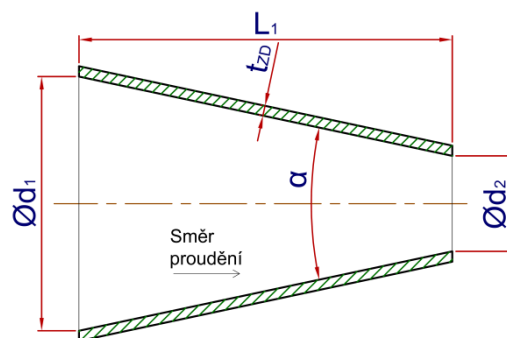
$$\frac{1}{\rho \cdot w_{krit}^2} \cdot \left(\frac{1}{Ma^2} - 1 \right) \cdot dp = \frac{dS}{S} \quad (34)$$

Médium expandující v dýze může být znečištěno či obsahovat abrazivní příměsi. Expanzi v dýze doprovází pokles teploty. V závislosti na velikosti tlakové difference mezi prostředími, které dýza spojuje, může teplotní spád činit jednotky až desítky stupňů Celsia. Z důvodů abraze a přídavného teplotního namáhání se dýzy vyrábějí z ušlechtilých materiálů, např. nerezová ocel. Volba vhodného konstrukčního materiálu dýzy souvisí s vlastnostmi protékajícího média, rozdílem teplot a s obsahem abrazivních příměsí.

2.3.2.1 Zúžená dýza

Pokud expandující médium nedosahuje v dýze kritických parametrů, používá se při konstrukci proudového kompresoru zúžená dýza. Z konstrukčního hlediska se jedná o jednoduchou strojní součást. Má tvar zužujícího se kužele s konstantním úhlem zúžení

$\alpha = 10 \div 14$ [°]. **[Obrázek 2-5]**



Obrázek 2-5: Návrh zúžené dýzy [v. t.]

I v případě dalšího nárůstu tlakové difference a překročení kritického bodu nedokáže zúžená dýza urychlit proud na rychlost vyšší, než je místní rychlost zvuku. V zúžené dýze může expandující médium dosáhnout maximálně právě kritické rychlosti.

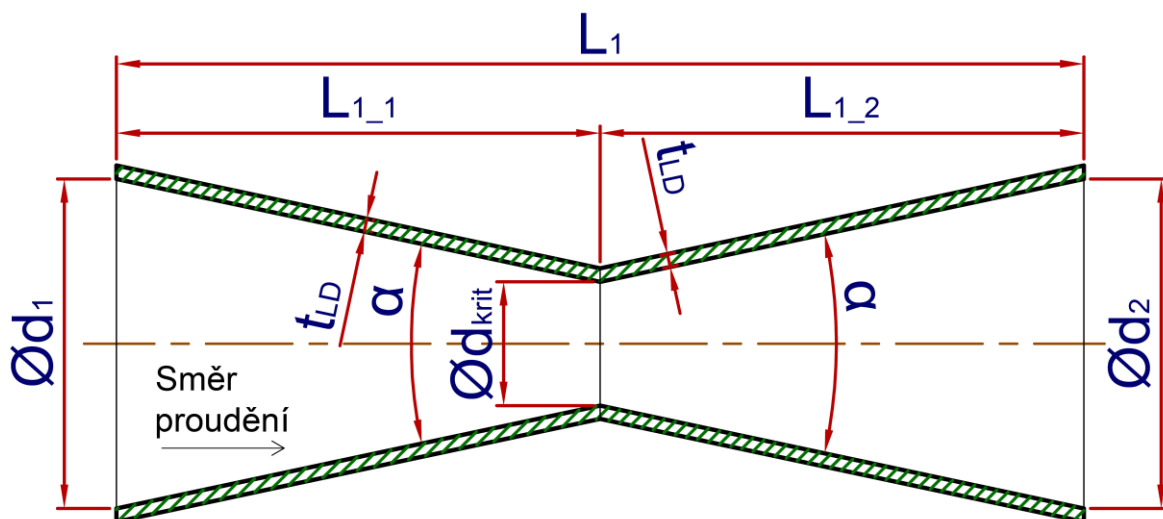
Pracovní médium po dosažení kritického bodu dále neexpanduje. Rychlost a hmotnostní tok zůstávají konstantní. Tlaková energie se transformuje v nárůst vnitřní energie, tj. v nárůst teploty média.

Ze vstupního a výstupního průměru se stanovuje délka dýzy.

$$L_1 = \frac{d_1 - d_2}{2 \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \text{ [m]} \quad (35)$$

2.3.2.2 Lavalova dýza

Pro aplikace, při nichž dochází k nadkritickému proudění, se používá Lavalova dýza. Z rovnic č. 33 a 34 vyplývá, že pro proudění charakterizované Machovým číslem: $Ma < 1$ je zapotřebí zužující se průřez dýzy. Jedná se tedy o zúženou dýzu. Avšak další nárůst rychlosti a překročení hodnoty Machova čísla: $Ma > 1$ vede k závěru, že pokračování transformace tlakové energie na energii kinetickou se dosahuje rozšiřováním profilu dýzy. Lavalova dýza se tedy skládá ze zužující a rozšiřující se části. [Obrázek 2-6]



Obrázek 2-6: Nákres Lavalovy dýzy [v. t.]

Zužující se část představuje klasickou zúženou dýzu. Proudění v této části má podkritický charakter. Důležité při návrhu Lavalovy dýzy je, aby přesně na konci zúžené části dosáhlo proudění kritické rychlosti. Toto místo se označuje jako kritický průměr Lavalovy dýzy.

$$d_{\text{krit}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{1,ie}}{\pi \cdot w_{\text{krit}} \cdot \rho_{\text{krit}}}} \text{ [m]} \quad (36)$$

Pro další nárůst rychlosti proudu, je zapotřebí osadit zúženou dýzu rozšiřující se částí v místě kritického průměru. Rozšiřující se druhá část Lavalovy dýzy dále transformuje tlakovou energii média na kinetickou energii vystupujícího proudu. Použití Lavalovy dýzy umožňuje dosáhnout nadkritického proudění, pracovat s většími tlakovými spády a lépe využít rozdíl entalpií prostředí, které dýza spojuje.

Výstupní rychlost na konci Lavalovy dýzy je rovna rychlosti $w_{2,1}$ (15) a výstupní průměr odpovídá d_2 (18). Délka Lavalovy dýzy představuje součet délky zúžené dýzy a délky rozšiřující se části:

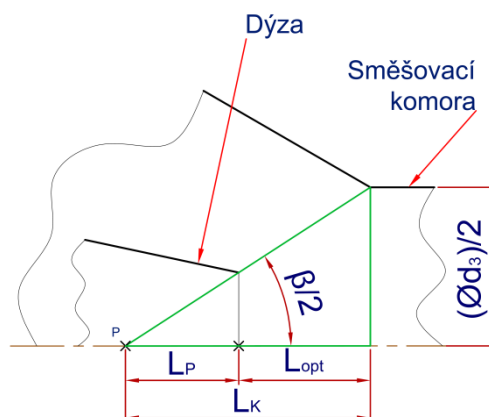
$$L_{1,1} = \frac{d_1 - d_{\text{krit}}}{2 \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \text{ [m]} \quad (37)$$

$$L_{1,2} = \frac{d_2 - d_{\text{krit}}}{2 \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \text{ [m]} \quad (38)$$

$$L_1 = L_{1,1} + L_{1,2} \text{ [m]} \quad (39)$$

2.3.2.3 Nastavení dýzy vůči směšovací komoře

Proud vystupující s dýzy má tvar rozšiřujícího se kužele. [Obrázek 2-7] Při optimálním nastavení dýzy musí podstava tohoto kužele kopírovat vstupní průřez směšovací komory. Špatné nastavení dýzy vůči směšovací komoře způsobuje ztráty energie v důsledku narážení proudu na stěny kompresoru a víření. Část kinetické energie proudu se transformuje na vnitřní energii média.



Obrázek 2-7: Schéma optimálního nastavení dýzy vůči SK [v. t.]

Výšku pomyslného kužele (L_K) představuje vzdálenost mezi jeho podstavou a vrcholem (P). Vrchol kužele se nachází v dýze ve vzdálenosti L_P od ústí dýzy.

$$L_P = \frac{0,145 \cdot d_2}{a} \text{ [m]} \quad (40)$$

kde: a ...součinitel vířivosti (založeno na zkouškách): $a = 0,08$ [1]

$$\tan \beta = \frac{d_{3,4}}{2 \cdot L_K} \text{ [1]} \quad (41)$$

$$L_K = \frac{d_{3,4}}{2 \cdot \tan\left(\frac{\beta}{2}\right)} \text{ [m]} \quad (42)$$

kde: β ...optimální úhel rozšíření kužele proudu (založeno na zkouškách): $\beta = 30$ [°]

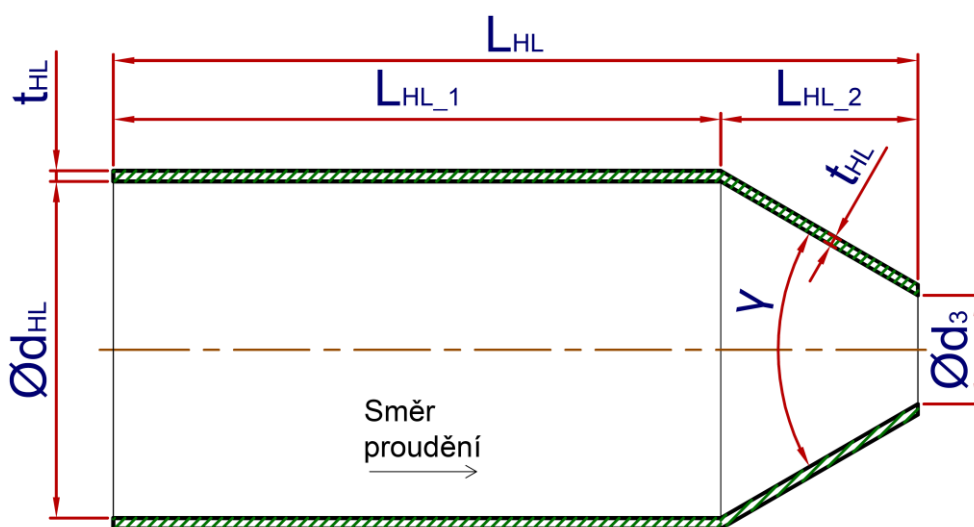
Optimální nastavení dýzy vůči směšovací komoře má také vliv na hltnost kompresoru - množství přísávaného média (\dot{m}_0). Při optimálním ustavení je dosahováno maximálního hmotnostního toku na výstupu z proudového kompresoru při konstantním hmotnostním toku hnacího média.

$$L_{opt} = L_K - L_P \text{ [m]} \quad (43)$$

Dýzu lze v optimální vzdálenosti ustavit různými způsoby, které souvisí s konstrukčním řešením a aplikací daného zařízení. Dýzu lze zkonstruovat jako pohyblivou, což však obnáší problémy související s těsněním a s aretací. Další možný způsob spočívá v přivaření dýzy k víku hlavy kompresoru. Nejvýhodnějším řešením je použití těsnících přírubových spojů. Zařízení je poté dobře rozebíratelné a dýza snadněji vyměnitelná.

2.3.3 Hlava kompresoru a zúžený prostor před SK

Prostředí, v němž dochází ke svedení proudů hnacího a hnaného média dohromady, se označuje jako hlava proudového kompresoru. Jde o nejmohutnější část kompresoru. Umožňuje napojení obou přívodních potrubí a přenáší síly vyvolané proudícími médii a hmotností kompresoru. Při konstrukci se zohledňují trajektorie proudů (především hnaného média) tak, aby výsledná trajektorie směřovala do směšovací komory. K propojení hlavy proudového kompresoru se směšovací komorou slouží zúžený prostor. Průměr (d_{HL}) a délka hlavy (L_{HL}) se volí v souvislosti s návrhem rozměrů vstupních potrubí a dýzy. Úhel zúžení (γ) zúženého prostoru před SK se vhodně volí vzhledem konstrukci stroje. [Obrázek 2-8]



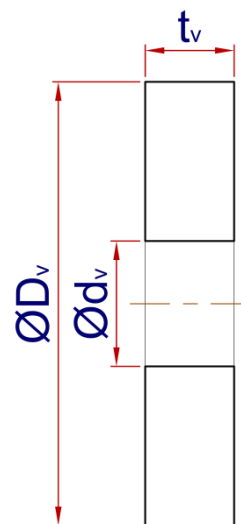
Obrázek 2-8: Nákres hlavy kompresoru se zúženým prostorem [v. t.]

V prostu hlavy kompresoru a zúženého prostoru před SK se setkávají hmotnostní toky pracovních médií. Částice hnacího média strhávají částice média hnaného a vstupují spolu do směšovací komory. Dochází k interakci dvou odlišných proudů ve stejné tlakové hladině. **[Graf 2-1]** Proudů mají rozdílnou teplotu, rychlost a chemické složení.

2.3.3.1 Víko hlavy

Jednu z možností uzavření hlavy proudového kompresoru představuje víko, které se přivařuje do otevřeného konce hlavy. Kromě funkce uzávěru slouží víko také pro připojení vstupního potrubí hnacího média ke kompresoru. Do osy víka se vrtá otvor, do něhož se potrubí zasunuje. Spojení mezi vstupním potrubím a víkem může být posuvné nebo pevné.

Posuvný spoj umožňuje například závit, který dovoluje posuv potrubí v ose proudového kompresoru, tj. regulaci vzdálenosti mezi dýzou a směšovací komorou. **[Kapitola 2.3.2.3]** Nevýhoda posuvného spojení spočívá v těsnění. Okolní prostředí kompresoru se přes netěsnost přisává do hlavy.



Obrázek 2-9:

Nákres víka [v. t.]

Pevné spojení se vytváří nastavením optimální pozice dýzy v hlavě kompresoru a přivařením vstupního potrubí k víku. Svařením se docílí těsného, ale nerozebíratelného spojení. **[Obrázek 2-9]**

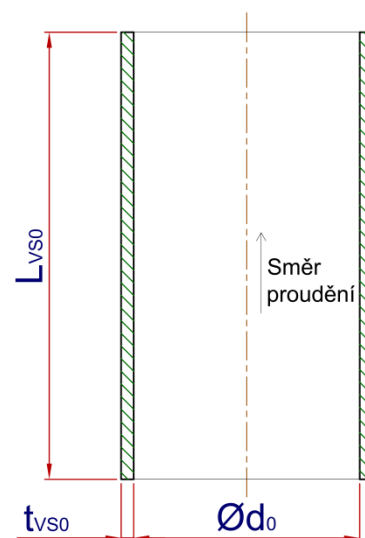
Rozebíratelné a zároveň pevné spojení umožňují příruby. První část přírubového spoje představuje samotné víko, k němuž je přivařeno vstupní potrubí hnacího média. Druhý díl přírubového spoje se přivařuje k hlavě kompresoru. Díly se spojují pomocí šroubů a těsnění.

2.3.4 Vstupní potrubí hnaného média

Proudový kompresor slouží, za využití energie hnacího média, k nasávání hnaného média či evakuace vymezeného prostoru. Přisávané médium má vůči médiu hnacímu nižší entalpii. V době nečinnosti proudového kompresoru může volně vyplňovat jeho vnitřní prostor, avšak neproudí.

Impuls k pohybu mu dodává podtlak, který vyvolává expandující hnací médium v oblasti ústí dýzy. Hnané médium poté proudí vstupním potrubím do oblasti s nižším tlakem. Rychlost hnaného média před vstupem do proudového kompresoru se zanedbává ($w_0 = 0 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$).

[Obrázek 2-10]



Obrázek 2-10: Nákres vstupního potrubí hnaného média [v. t.]

$$i_0 + \frac{1}{2} \cdot w_0^2 = i_{2,0} + \frac{1}{2} \cdot w_{2,0}^2 \quad (44)$$

$$w_{2,0} = \sqrt{2 \cdot (i_1 - i_{2,0}) + w_0^2} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (45)$$

$$w_{2,0} = \sqrt{2 \cdot \Delta i_0 + w_0^2} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (46)$$

Průměr vstupního potrubí se dimenzuje s ohledem na požadovaný hmotnostní tok přisávaného média podle standardizovaných rozměrů potrubí dle normy ČSN EN 1092-1. Připojení vstupního potrubí hnaného média k hlavě proudového kompresoru, lze provést mnoha způsoby a souvisí s konkrétní aplikací.

2.3.5 Směšovací komora

Ve směšovací komoře dochází k promíchání dvou různorodých prostředí s rozdílnou teplotou, rychlostí a chemickým složením.

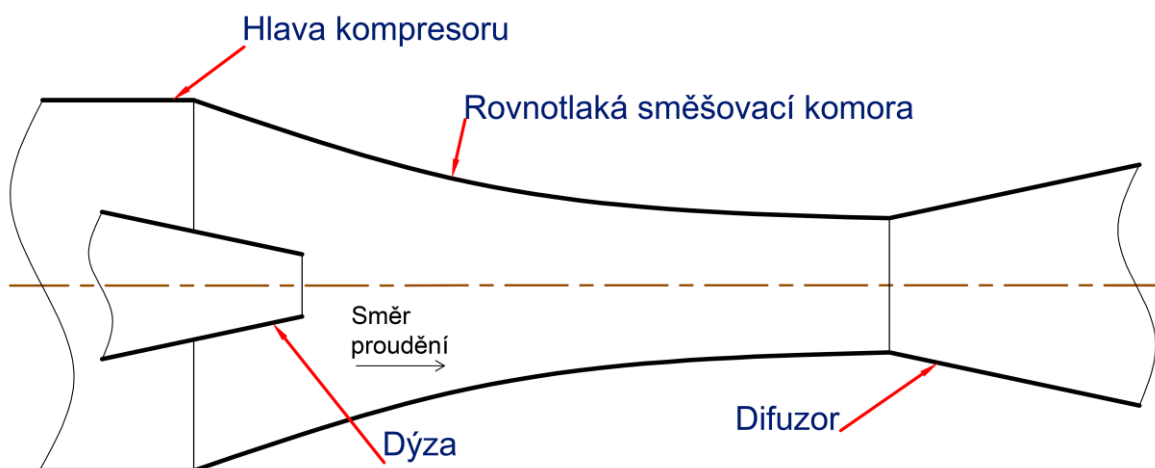
Proces směšování je však ve své podstatě energeticky nedokonalý jev. V důsledku víření dochází ke značným energetickým ztrátám. Ztráty lze snížit vhodnou konstrukcí směšovací komory.

Existují dvě tvarové varianty SK:

- Rovnotlaká směšovací komora (s proměnlivým průřezem)
- Rovnoplochá směšovací komora (válcová; s konstantním průřezem)

2.3.5.1 Rovnotlaká směšovací komora

Konstrukční návrh rovnotlaké směšovací komory je předmětem modelování proudění například prostřednictvím programu ANSYS Fluent. V případě změny fyzikálních fází při míšení (např. u paroproudového injektoru) nelze jednoznačně stanovit průřez směšovací komory. Vhodná konstrukce je otázkou výpočtů a modelování. Zúžená část hlavy kompresoru volně přechází v rovnotlakou směšovací komoru. [Obrázek 2-11]



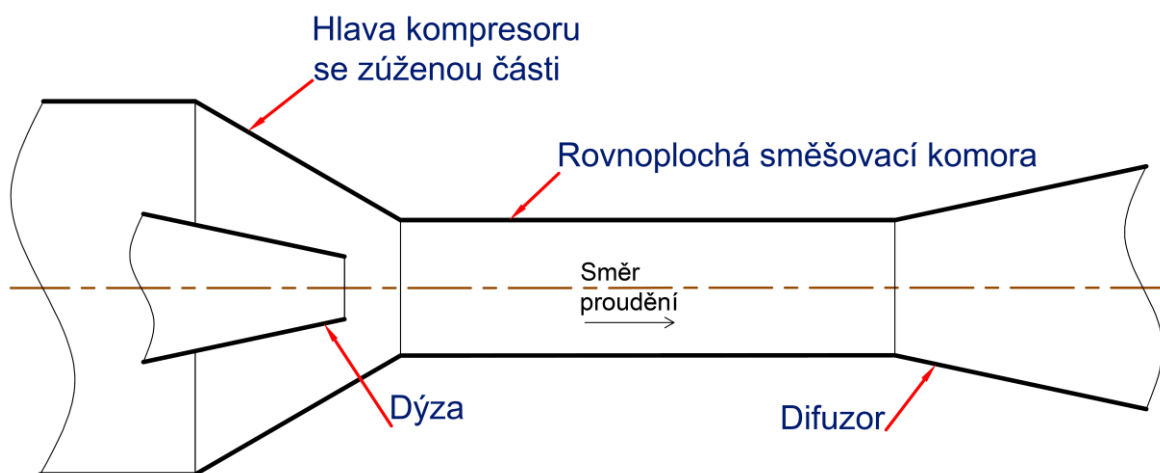
Obrázek 2-11: Schéma rovnotlaké směšovací komory [v. t.], [1]

2.3.5.2 Rovnoplochá směšovací komora

Tato varianta směšovací komory má po celé délce konstantní průřez. [Obrázek 2-12] Lze vyrábět soustružením z kulatiny. Rozměry komory poté odpovídají vypočítaným. Pro zjednodušení výroby proudového kompresoru však lze směšovací komoru vyrábět i ze standardizovaných rozměrů potrubí dle normy ČSN EN 1092-1. Volbě vyhovujícího průměru předchází výpočet rychlosti proudění a ideálního průměru směšovací komory. Podle vypočítaného průměru se volí vhodné potrubí. Následně se kvůli novému rozměru přepočítává rychlost proudění v komoře ($w_{3,4,sk}$). Směšování proudů se pro potřebu konstrukčního návrhu označuje jako izobaricko-izotermický děj.

$$d_3 = d_4 = d_{3,4} \text{ [m]} \quad (47)$$

Proudový kompresor



Obrázek 2-12: Schéma rovnoploché směšovací komory [v. t.], [1]

$$p_3 = p_4 = p_{3,4} \text{ [Pa]} \quad (48)$$

$$T_3 = T_4 = T_{3,4} \text{ [K]} \quad (49)$$

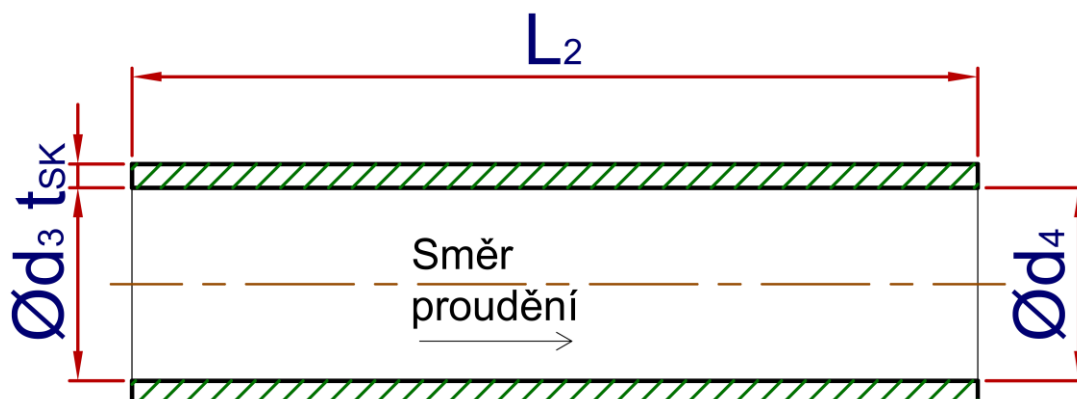
Rychlosti na vstupu a na výstupu ze směšovací komory se považuje za konstantní. Počítá se ze směšovací rovnice.

$$w_3 = w_4 = w_{3,4} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (50)$$

$$\dot{m}_{1,ie} \cdot w_{2,1} + \dot{m}_0 \cdot w_{2,0} = (\dot{m}_{1,ie} + \dot{m}_0) \cdot w_{3,4} \quad (51)$$

$$w_{3,4} = \frac{\dot{m}_{1,ie} \cdot w_{2,1} + \dot{m}_0 \cdot w_{2,0}}{(\dot{m}_{1,ie} + \dot{m}_0)} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (52)$$

Energie se ve směšovací komoře předává vzájemným kontaktem obou prostředí. Není zapotřebí přidavných lopatek či klikových mechanismů jako u jiných druhů kompresorů. Podle fyzikálních vlastností mísících se médií a rychlostí proudů ve směšovací komoře se počítá průměr rovnoploché směšovací komory. **[Obrázek 2-13]**



Obrázek 2-13: Náčes rovnoploché směšovací komory [v. t.]

$$\dot{m}_{1,ie} + \dot{m}_0 = S_{3,4} \cdot w_{3,4} \cdot \rho_{3,4} \quad (53)$$

$$S_{3,4} = \frac{\dot{m}_{1,ie} + \dot{m}_0}{w_{3,4} \cdot \rho_{3,4}} = \frac{\pi \cdot d_{3,4}^2}{4} \text{ [m}^2\text{]} \quad (54)$$

$$d_{3,4} = \sqrt{\frac{4 \cdot (\dot{m}_{1,ie} + \dot{m}_0)}{\pi \cdot w_{3,4} \cdot \rho_{3,4}}} \text{ [m]} \quad (55)$$

Pokud se směřovací komora vyrábí ze standardizovaných rozměrů potrubí dle normy ČSN EN 1092-1, volí se vhodný průměr potrubí ($d_{3,4,sk}$) tak, aby se skutečná rychlost ve směšovací komoře pohybovala v rozmezí: $w_{3,4,sk} = 60 \div 100 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$.

Toto rychlostní rozmezí zohledňuje:

- Minimalizaci energetických ztrát způsobených vířením ve směšovací komoře
- Dostatečné promíchání obou médií a homogenizaci výstupní směsi

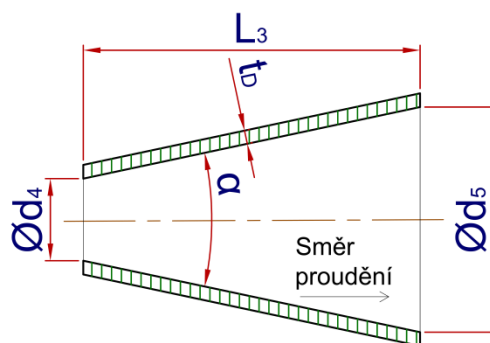
$$w_{3,4,sk} = \frac{4 \cdot (\dot{m}_{1,ie} + \dot{m}_0)}{\pi \cdot d_{3,4,sk}^2 \cdot \rho_{3,4}} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (56)$$

Délka směšovací komory dostačuje k tomu, aby ji na výstupu opouštěla homogenní směs s rovnoměrným rychlostním profilem.

$$L_2 = (8 \div 10) \cdot d_{3,4,sk} \text{ [m]} \quad (57)$$

2.3.6 Difuzor a výstupní potrubí

Ve směšovací komoře jsou zapotřebí poměrně vysoké rychlosti proudů k dokonalému promíchání pracovních látek a k pokrytí veškerých energetických ztrát, které způsobuje přímý přenos energie. Avšak prostředí ve výstupním potrubí za proudovým kompresorem charakterizují odlišné vlastnosti. Především se jedná o nižší rychlost a vyšší tlak.



Obrázek 2-14: Náčres difuzoru [v. t.]

Tlak ve výstupním potrubí je obvykle zadán. Obecně je ale jeho hodnota vyšší než tlak hnaného média a nižší než tlak hnacího média.

Proudový kompresor

Výstupní rychlost z proudového kompresoru se volí či je předmětem výpočtu. V obou případech se optimální rychlost, není-li požadováno jinak, pohybuje kolem hodnoty: $w_5 = 20 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$ (pro plynné látky). **[Obrázek 2-14]**

$$\dot{m}_0 + \dot{m}_{1,ie} = S_{3,4,sk} \cdot w_{3,4,sk} \cdot \rho_{3,4} = S_5 \cdot w_5 \cdot \rho_5 \quad (58)$$

$$S_5 = \frac{S_{3,4,sk} \cdot w_{3,4,sk} \cdot \rho_{3,4}}{w_5 \cdot \rho_5} = \frac{\dot{m}_0 + \dot{m}_{1,ie}}{w_5 \cdot \rho_5} = \frac{\pi \cdot d_5^2}{4} \text{ [m}^2\text{]} \quad (59)$$

$$d_5 = \sqrt{\frac{4 \cdot (\dot{m}_{1,ie} + \dot{m}_0)}{\pi \cdot w_5 \cdot \rho_5}} \text{ [m]} \quad (60)$$

Výstupní potrubí tvoří zpravidla potrubí standardizovaných rozměrů dle ČSN 1092-1. Průměru zvoleného potrubí ($d_{5,sk}$) odpovídá rychlost, kterou směs skutečně proudí.

$$w_{5,sk} = \frac{d_{3,4,sk}^2 \cdot w_{3,4,sk} \cdot \rho_{3,4}}{d_{5,sk}^2 \cdot \rho_5} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (61)$$

Difuzor představuje strojní součást, která funguje na opačném principu než dýza. **[Kapitola 2.3.2]** Komprimuje směs vystupující ze směšovací komory na vyšší tlak. Transformuje kinetickou energii na tlakovou energii. Má tvar rozšiřujícího se kužele s optimálním úhlem stoupání, podobně jako u dýzy: $\alpha = 10 \div 14 \text{ [}^\circ\text{]}$. Oproti dýze však difuzor nemusí být vyroben ze stejně kvalitního materiálu. Zpomalení proudu, ke kterému dochází v difuzoru, má za následek eliminaci případných abrazivních účinků částic obsažených ve směsi. Konstrukční materiál difuzoru se volí především podle dosahovaného tlaku a teploty a podle chemického složení protékající směsi.

Délka difuzoru se počítá z obdobného vztahu jako délka dýzy.

$$L_3 = \frac{d_{5,sk} - d_{3,4,sk}}{2 \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \text{ [m]} \quad (62)$$

2.4 Energetické ztráty proudového kompresoru

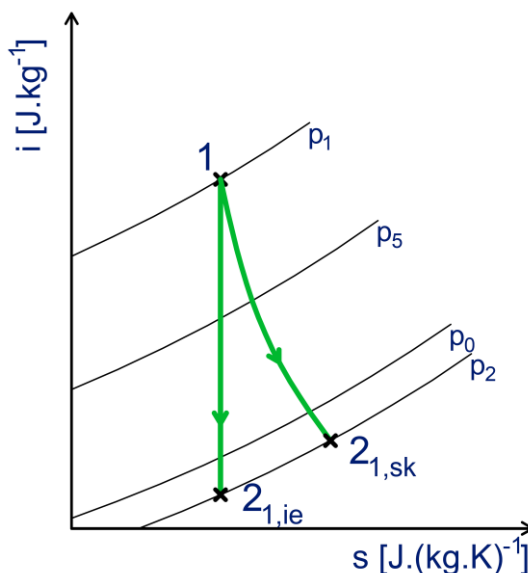
Skutečný proudový kompresor pracuje se skutečnými stavovými změnami a se skutečnými tekutinami. Během provozu dochází v různých částech stroje k energetickým ztrátám. Energie spotřebovávaná pro pokrytí ztrát je odebrána z energie pracovních médií.

Ztráty způsobují:

- Tření proudících médií o povrch potrubí a stěn proudového kompresoru
- Víření částic při vzájemné interakci pracovních látek
- Nárůst vnitřní energie média při skutečné expanzi a kompresi

2.4.1 Skutečná expanze

Skutečná expanze probíhající v dýze se od ideální liší tím, že se část tlakové energie transformuje ve vnitřní energii média. Dochází k nárůstu teploty média a ohřívání stěn dýzy. Nelze tedy využít veškerý potenciál entalpického spádu mezi prostředími, které dýza spojuje. Účinnost dýzy se podle zkoušek pohybuje kolem 90 [%]. **[Graf 2-2]**



Graf 2-2: Skutečná expanze v dýze [v. t.]

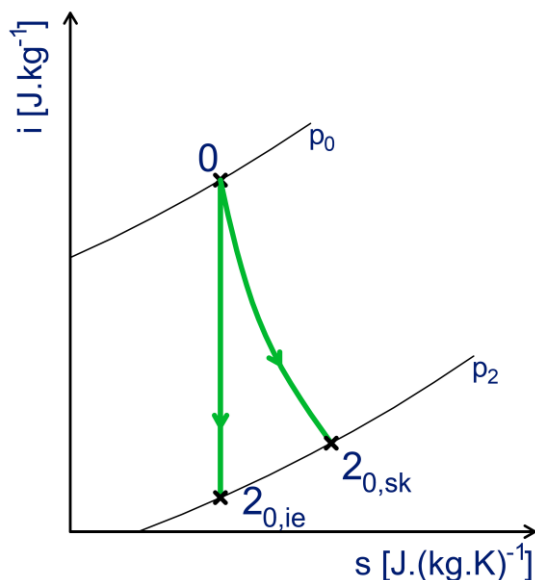
$$\Delta i_1 = i_1 - i_{2_{1,ie}} \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (63)$$

$$\Delta i_{1,sk} = \Delta i_1 \cdot \eta_{dýza} \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (64)$$

2.4.2 Ztráty při nasávání hnaného média

Rychlost hnaného média při nasávání do proudového kompresoru nedosahuje takových hodnot jako v případě hnacího média v dýze. Proud musí překonat celou řadu překážek. Podobně jako u skutečné expanze se jedná o ztráty způsobené nedokonalostí pracovní látky, vzájemné tření částic a tření částic o povrch vstupního potrubí a vnitřního povrchu hlavy kompresoru.

Velký význam je přikládán i konstrukčnímu provedení, resp. připojení vstupního potrubí hnaného média k hlavě proudového kompresoru. Účinnost nasávání se podle zkoušek pohybuje kolem 90 [%]. **[Graf 2-3]**



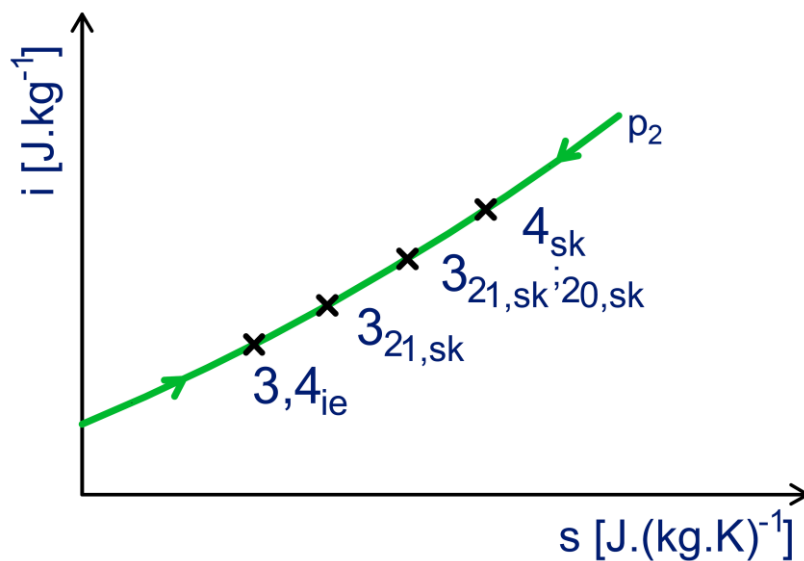
Graf 2-3: Skutečné ztráty při nasávání hnaného média [v. t.]

$$\Delta i_0 = i_0 - i_{2,0,ie} \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (65)$$

$$\Delta i_{0,sk} = \Delta i_0 \cdot \eta_{\text{nasávání}} \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (66)$$

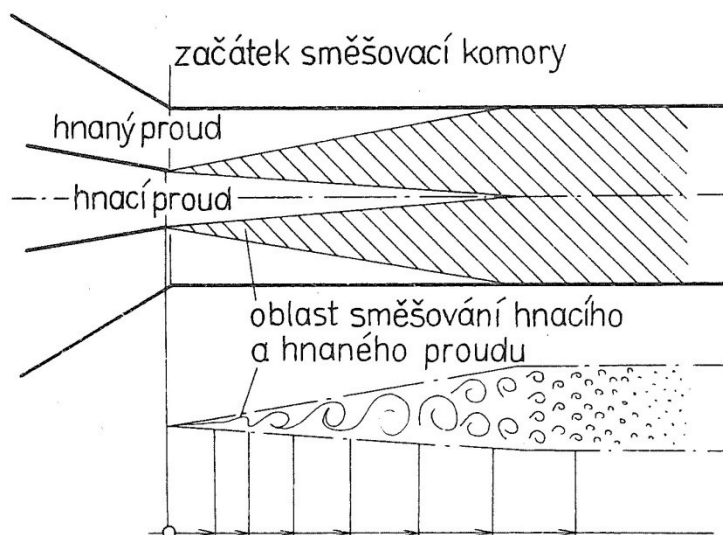
2.4.3 Míšení ve směšovací komoře

Přímý přenos energie, k němuž dochází ve směšovací komoře, zatěžují ztráty energie. Částice proudů o různé teplotě a rychlosti třou o stěny směšovací komory a vzájemně interagují. Dochází k homogenizaci a k vyrovnání rychlostního profilu směsi. [Graf 2-4], [Obrázek 2-15]



Graf 2-4: Skutečné míšení ve SK [v. t.]

Proudový kompresor

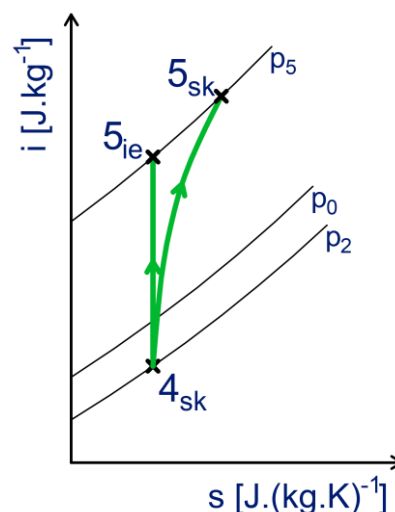


Obrázek 2-15: Znárodnění míšení ve SK [1]

$$E_M = \frac{\dot{m}_0 \cdot \dot{m}_{1,ie} \cdot (w_{2,1} - w_{2,0})^2}{2 \cdot (\dot{m}_0 + \dot{m}_{1,ie})} \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (67)$$

2.4.4 Skutečná komprese

Při kompresi v difuzoru dochází k prudkému poklesu rychlosti a nárůstu tlaku. Náhlá změna rychlosti vyvolává sekundární promíchání směsi, které vede k nárůstu vnitřní energie. Část entalpického spádu mezi prostředními, která difuzor spojuje, se spotřebovává na pokrytí těchto ztrát. Entalpický spád současně navyšuje energie získaná při míšení ve směšovací komoře. Účinnost skutečného difuzoru se podle zkoušek pohybuje kolem 70 [%]. **[Graf 2-5]**



Graf 2-5: Skutečná komprese v difuzoru [v. t.]

$$\Delta i_5 = i_{5,ie} - i_{3,4} \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (68)$$

$$\Delta i_{5,sk} = \frac{(\Delta i_5 + E_z)}{\eta_{\text{difuzor}}} \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (69)$$

2.4.5 Skutečný hmotnostní tok hnacího média

Energetické ztráty skutečného proudového kompresoru způsobují navýšení hmotnostního toku hnacího média. Do kompresoru se tedy dodává více energie ($\dot{m}_{1,sk}$), než je zapotřebí pro nasávání požadovaného hmotnostního toku hnaného média (\dot{m}_0). Tato přebytečná energie se využívá pro pokrytí výše uvedených ztrát skutečného proudového kompresoru.

$$\dot{m}_{1,sk} = \frac{\dot{m}_0 \cdot (\Delta i_{5,sk} - \Delta i_{0,sk})}{(\Delta i_{1,sk} - \Delta i_{5,sk})} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (70)$$

Skutečný hmotnostní tok hnacího média splňuje následující podmínky:

- a) Skutečný hmotnostní tok hnacího média je větší než ideální hmotnostní tok potřebný k nasávání požadovaného množství hnaného média.

$$\dot{m}_{1,sk} > \dot{m}_{1,ie} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (71)$$

- b) Skutečný hmotnostní tok je menší než maximální hmotnostní tok, který dodává zdroj hnacího média. Pokud by byl skutečný hmotnostní tok větší, než kolik může dodávat zdroj, vedlo by to k poklesu množství nasávaného média.

$$\dot{m}_{1,sk} < \dot{m}_{1,max} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (72)$$

Následující rovnice vyjadřuje, jaká část energie skutečného hmotnostního toku hnacího média se spotřebuje pro pokrytí energetických ztrát skutečného proudového kompresoru

$$E_{Z,sk} = \frac{\dot{m}_{1,ie}}{\dot{m}_{1,sk}} \cdot 100 \text{ [%]} \quad (73)$$

2.5 Vlastnosti

Obecně platí, že daný proudový kompresor je zkonstruován pro dané provozní podmínky. Pokud provozovatel podstatněji upraví parametry pracovních médií, musí těmto změnám také přizpůsobit samotné zařízení. Modifikace proudového kompresoru novým podmínkám může obnášet až výměnu celého stroje za takový, který dokáže pracovat s novými provozními parametry.

2.5.1 Nevýhody

Nedostatky proudových kompresorů, které ale často rozhodují o jejich použití:

- Nízká energetická účinnost
- Úzký regulační rozsah

Účinnost využitelnosti energie se pohybuje podle konstrukce zařízení a dané praktické aplikace kolem 10 [%], u moderních konstrukcí nepřesahuje 30 [%]. Malý regulační rozsah zapříčiňuje samotný princip zařízení. **[Kapitola 2.4]**

Základní předpoklad uplatnění proudového kompresoru v provozu tkví v dostatečném množství hnacího média. Produkce hnacího média není často, kvůli nízké účinnosti transformace energií, primárně určena pro využití v proudovém kompresoru. Toto médium tak vzniká například jako vedlejší produkt v rámci provozování jiné technologie či jako odpadní energie z hlavního provozu.

Od vůle provozovatele se odvíjí, zda je pro něj výhodnější provozovat finančně náročnější, ale energeticky účinnější zařízení (např. šroubový kompresor s elektromotorem) nebo využívat část své produkce k pohánění investičně levnějšího, ale méně účinnějšího proudového kompresoru.

2.5.2 Výhody

Provozní náklady však nejsou hlavním kritériem pro pořízení proudového kompresoru. Proudové kompresory nalézají uplatnění například při odsávání výbušného či jinak nebezpečného prostředí a při odsávání média s korozivními nebo s abrazivními účinky na funkční části. Vyšší provozní náklady proudového kompresoru (energetický příkon) jsou pro provozovatele únosné v souvislosti s vyšší bezpečností provozu. Nebezpečí výbuchu či častá výměna opotřebovaných dílů komplikovanějších zařízení představují důvody, proč se provozovatel rozhoduje právě pro pořízení proudového kompresoru na úkor vyšší spotřeby energie.

Z investičního hlediska je výhodné používání proudového kompresoru pro potřeby krátkodobého provozu. Pořizovací náklady na složitější ale energeticky účinnější zařízení jsou v tomto případě mnohem vyšší, než provozní náklady proudového kompresoru.

Proudový kompresor

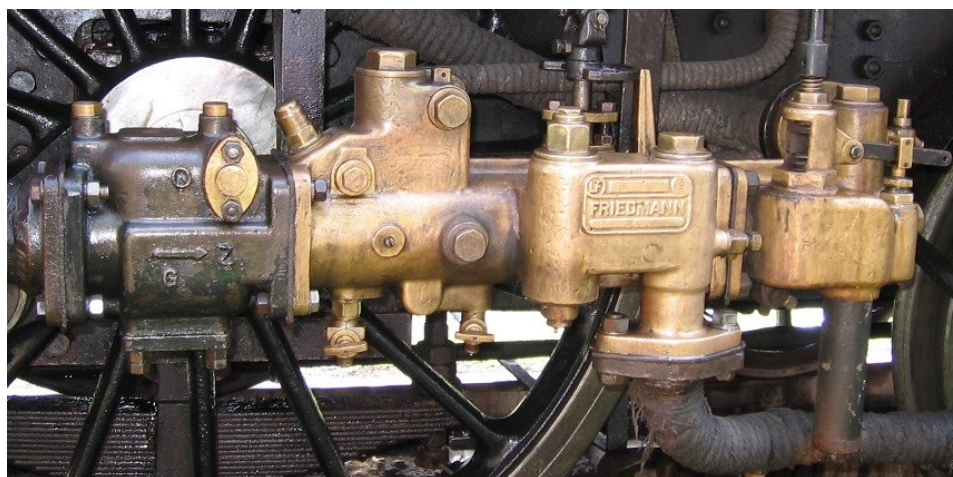
Přednost proudového kompresoru spočívá také ve skutečnosti, že neobsahuje žádné pohyblivé součásti. Zařízení je konstrukčně i výrobně jednoduché. Dokáže zpracovat i znečištěná média, má vysokou provozní spolehlivost, nízkou hmotnost a malé rozměry. Kompaktní rozměry si zachovává proudový kompresor i pro velké průtoky pracovních médií, ve srovnání s jinými typy kompresorů.

Výroba proudového kompresoru přináší výhodu ve formě nároků na jakost konstrukčních materiálů. Pouze některé díly kompresoru, často menší a více namáhané, je zapotřebí vyrábět z odolných materiálů (nerezová ocel). Tělo kompresoru může být vyráběno z méně ušlechtilých materiálů, jako například železo, ocel nižší jakosti, plasty, keramika a další. Volba vhodných materiálů jednotlivých částí se odvíjí od konkrétní aplikace kompresoru a vlastností pracovních médií. Je zapotřebí také zvážit způsob vzájemného spojování částí kompresoru. Materiály součástí spojovaných svarovým spojením musí být svařitelné.

2.6 Využití v praxi

Proudové kompresory se objevují v mnoha průmyslových odvětvích. Mezi výhody patří zejména jednoduchá konstrukce, snadná vyrobitelnost, vysoká spolehlivost a nenáročná údržba. Nevýhody proudových kompresorů spočívají v malém regulačním rozsahu a zejména nízké účinnosti. **[Kapitola 2.5]**

K prvnímu hromadnému rozšíření proudových kompresorů došlo v souvislosti s průmyslovou revolucí ve Velké Británii. Parní lokomotivy je používaly k napájení kotlů. Jako hnací médium sloužila vodní pára. Hnané médium představovala napájecí voda pro parní kotel. **[Obrázek 2-16]**



Obrázek 2-16: Injektor doplňující napájecí vodu do parního kotle [5]

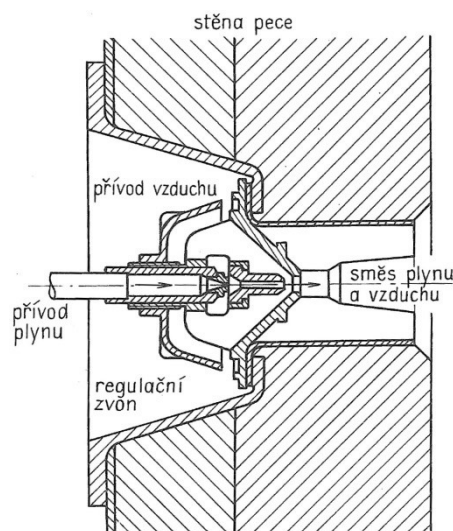
Proudový kompresor

V současnosti se proudový kompresor používá v průmyslu například jako součást chladicích zařízení nebo pro dopravu chemicky agresivních látek v chemických provozech. Jako hnací médium se již nepoužívá jen vodní pára. K pohonu proudového kompresoru slouží i jiné tekutiny. Hnaným médiem také není jen voda, ale jakékoli médium mísitelné s hnacím.

2.6.1 Energetika

Velký význam nalézá proudový kompresor v energetice. U kotlů na tuhá paliva se používá k dopravě strusky a popela. Plynové kotle zase využívají při spalování palivové směsi proudové hořáky. [Obrázek 2-17]

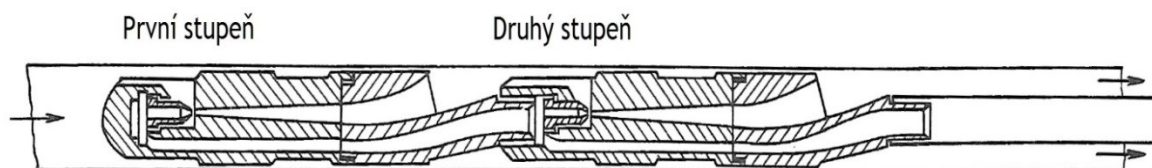
Proudový kompresor se dále v energetice používá k udržování podtlaku při provozu kondenzátorů parních elektráren. Hnací médium pro tzv. paro-proudou vývěvu představuje přehřátá vodní pára. Kompresor odsává z kondenzátoru páry nezkondenzovaných plynů, které se do něj dostávají netěsnostmi. Směs vystupující z paro-proudé vývěvy se následně využívá k předehřevu napájecí vody v regenerativních ohřívácích. Udržování a další snižování podtlaku v kondenzátoru vede k nárůstu entalpického spádu na turbíně, což vede ke zvýšení účinnosti celého Rankin-Clausiova cyklu.



Obrázek 2-17: Schéma proudového hořáku [1]

2.6.2 Těžba ropy

V těžářském průmyslu se využívá spolupráce vícestupňového proudového kompresoru s čerpadlem. Při těžbě ropy dodává čerpadlo hnací médium o tlaku 3 až 5 [MPa] pro stupně proudového kompresoru. Ten se nachází hluboko pod zemí v těžebním potrubí. Proudový kompresor nasává ropu z hloubky až 2 000 [m] a dopravuje ji na povrch. [Obrázek 2-18]



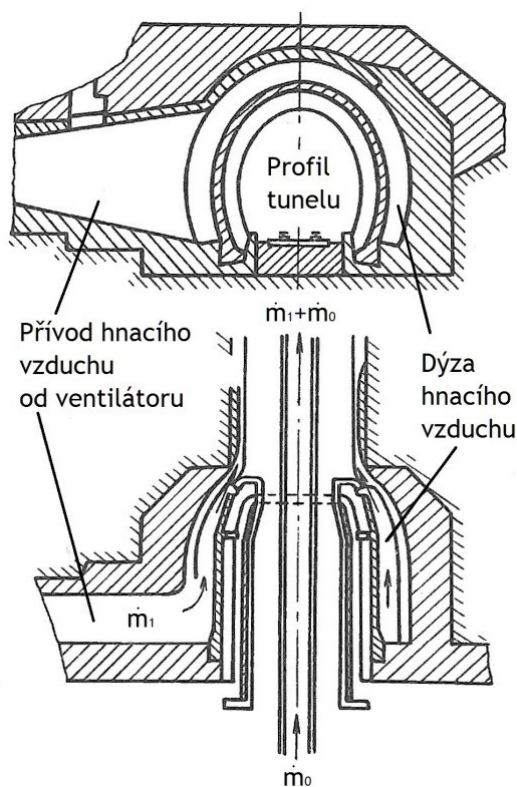
Obrázek 2-18: Schéma proudového čerpadla pro těžbu ropy [1]

2.6.3 Další využití

Ve stavebnictví se používá proudový kompresor jako tzv. hydromonitor. Kompresor působí na horninu silným proudem vody, horninu rozrušuje a oddělené částice odplavuje.

V oblasti vzduchotechniky slouží proudové kompresory k větrání a klimatizaci. Mohou se také využívat k větrání silničních či železničních tunelů. **[Obrázek 2-19]**

Ve strojírenství nalézají kompresory uplatnění v celé řadě aplikací. Na principu proudových kompresorů funguje ruční nářadí jako například pistole pro nástřik barev či nástroje k tzv. pískování. Pískování se uplatňuje při povrchové úpravě materiálů ve strojírenství i ve stavebnictví. Hnacím médiem je voda, kterou dodává čerpadlo, a hnanou látkou křemičitý písek.

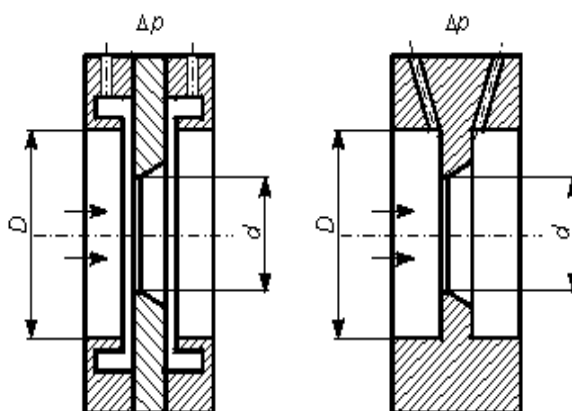


Obrázek 2-19: Větrání tunelu na principu proudového kompresoru [1]

3. Centrická clona

Měřicí clonu tvoří tenký kotouč nejčastěji vyráběný nerezové oceli. Do kotouče se vrtá otvor. Počet otvorů i jejich tvar se liší podle druhu clony. Centrická clona má kruhový tvar a jeden otvor, jehož osa je totožná s osou potrubí. Z konstrukčního hlediska představuje centrická clona jednoduchou součást. Výpočet a použití centrické clony definuje technická norma ČSN EN ISO 5167-1. [4]

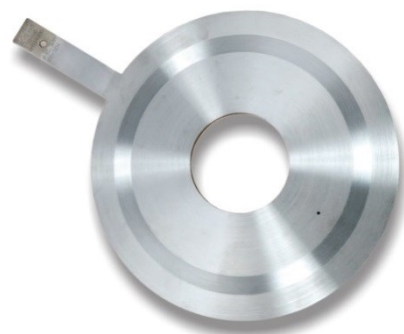
Přednosti centrické clony spočívají v širokém rozsahu použitelnosti a v přesnosti měření průtoku. Měření průtoku probíhá přímo v potrubí, do něhož se clona vkládá pomocí přírubového spoje spolu s těsněním. Centrická clona funguje na principu trvalé tlakové ztráty, ke které dochází při proudění tekutiny otvorem ve cloně. Tlaky se měří před a za clonou a tlaková diference se stanovuje pomocí snímače či například U-trubice. Tlaky lze odebírat komorovým nebo bodovým odběrem. [6], [7], [Obrázek 3-1]



Obrázek 3-1: Schéma komorového (vlevo) a bodového odběru (vpravo) [8]

3.1 Centrická clona s komorovým odběrem

Těleso clony tvoří kotouč s konstantní tloušťkou. Prstencové komůrky pro odběr tlakové diference se nacházejí v přírubovém spoji. Speciálně upravené odběrové příruby jsou opatřeny odběry tlaku, které ústí do komůrek. Kotouč je utěsněn mezi přírubami pomocí těsnění a lze jej snadno vyměnit. Poloha clony společně s odběrovými přírubami může být horizontální i vertikální. [7], [Obrázek 3-2]



Obrázek 3-2: Kotouč centrické clony pro komorový odběr [9]

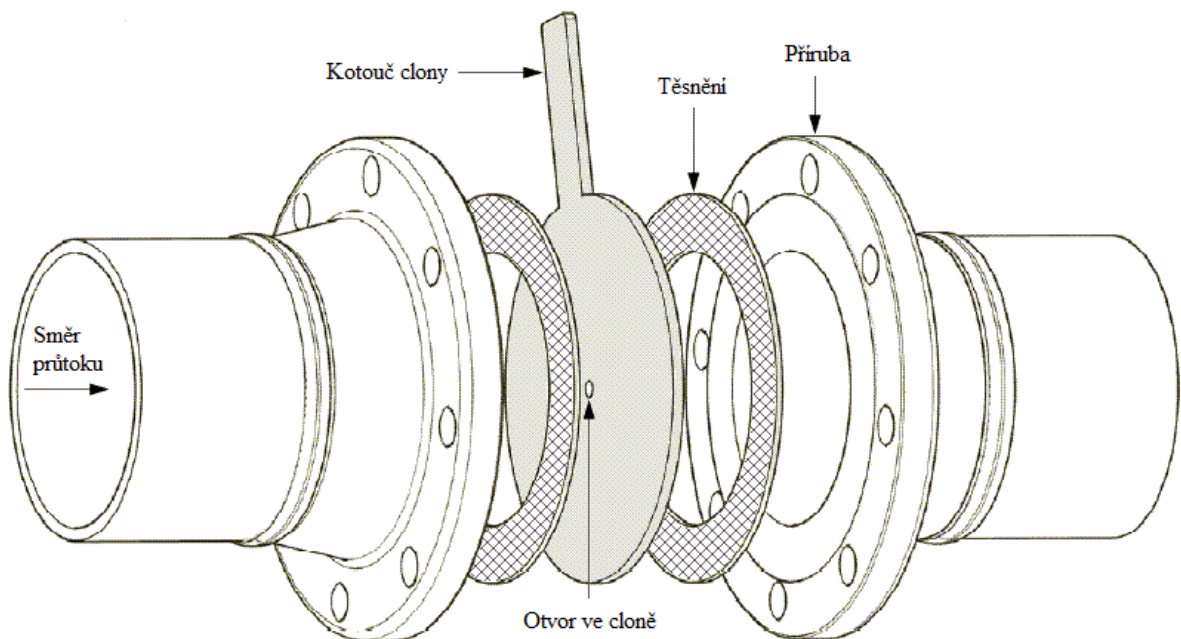
3.2 Centrická clona s bodovým odběrem

Kotouč bodové clony se vyrábí soustružením clony z ocelového kotouče, který má větší šířku než požadovaný clonový kotouč. Soustružením se však po obvodu kotouče vytváří obruba s větší tloušťkou než samotný kotouč clony. Do této obruby se vrtají dva otvory pro odběr tlakové diference, jeden před a druhý za clonou. [Obrázek 3-3]



Obrázek 3-3: Kotouč centrické clony pro bodový odběr [9]

Oproti centrické cloně s komorovým odběrem tlakové diference je tato clona nerozebíratelná a lépe těsní. Samotný kotouč vzhledem k jeho výrobě není vyměnitelný. Clona s bodovým odběrem je vhodná pro měření při vyšších tlacích a teplotách. Clonu lze do potrubí umístit horizontálně i vertikálně. [7]



Obrázek 3-4: Zasazení clony do měřicí trati prostřednictvím přírub [v. t.], [10]

4. Prandtlůva sonda

Prandtlůva sonda představuje měřidlo, které současně měří statický a celkový tlak. Po připojení k vyhodnocovacímu přístroji a jeho nastavení lze na displeji odečítat okamžitou rychlost proudění či objemový průtok plynu v potrubí nebo ve vzduchovodu. Současná Prandtlůva sonda prošla od svého vzniku vývojem a používá se pro ni souhrnné označení Dynamická rychlostní sonda.

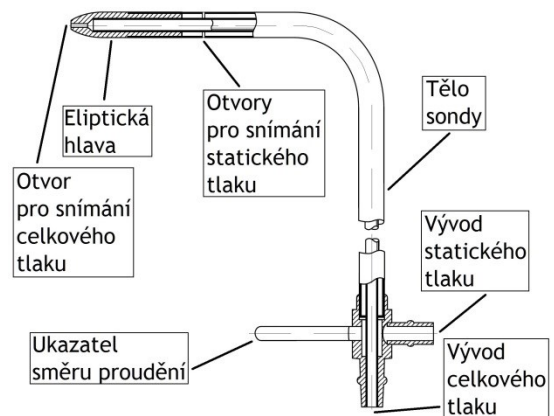
Dynamické rychlostní sondy pracují s vysokou přesností. Jsou vyráběny z kvalitních materiálů, aby odolaly korozivním prostředím a vysokým teplotám, dle výrobce až do teploty 800 [°C]. Podle dané aplikace se volí sonda o vhodné délce. [13]

Tělo sondy se skládá ze tří částí: [Obrázek 4-1]

1. Hlava
2. Tělo
3. Vývody tlaků

4.1 Části Prandtlůvy sondy

Hlava sondy se zasunuje do potrubí tak, že její osa je rovnoběžná s osou potrubí. Eliptický tvar hlavy eliminuje chyby měření. Příčinou chyb jsou mírné turbulence proudícího plynu kolem otvorů pro odběry tlaků. Chyby vznikají také z důvodu špatného ustavení osy hlavy sondy vůči směru proudění.



Obrázek 4-1: Schéma Prandtlůvy sondy

[v. t.], [14]

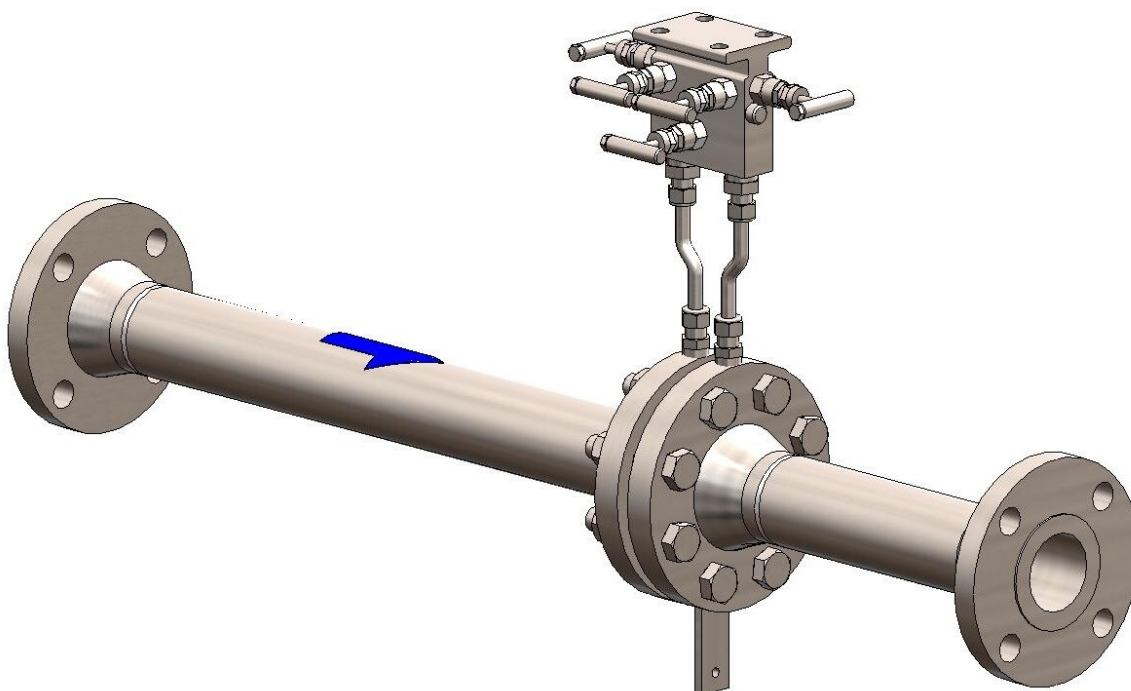
Tělo sondy spojuje hlavu a část s tlakovými vývody. Má dostatečnou délku pro umístění hlavy sondy do požadovaného místa v potrubí. Slouží zároveň k upevnění sondy k potrubí. Způsob upevnění se odvíjí od dané aplikace, může být pevný či rozebíratelný a doplněn těsněním.

Třetí část sondy představují vývody statického a celkového tlaku. Vývody se osazují hadičkami, které naměřené veličiny vedou do manometru či jiného druhu vyhodnocovacího přístroje.

5. Měřicí trať

Přesné měření průtoku nezaručuje pouze výroba přesného clonového kotouče. Potrubní systémy tvoří mimo přímé úseky potrubí také různé tvarové a funkční prvky jako například kolena, regulační armatury a další. Umístění clonového kotouče do takového potrubí vede k nižší přesnosti měření. Technická norma ČSN EN ISO 5167-1 obsahuje mimo návrh clony také návrh přímých úseků potrubí před a za clonou. Přímé úseky potrubí slouží k uklidnění proudu protékající tekutiny. Do clony vstupuje proud s rovnoměrným rychlostním profilem, což umožňuje přesnější odběr diferenčních tlaků.

Měřicí trať představuje ucelenou sestavu centrické clony a přímých úseků potrubí. Délky potrubních úseků stanovuje norma ČSN EN ISO 5167-1. Závisí především na tvaru potrubí před a za clonou a na poměru průměrů d/D , kde „ d “ představuje průměr otvoru ve cloně a „ D “ značí vnitřní průměr potrubí. Obecně se uklidňující délka potrubí volí minimálně „ $10D$ “ před clonou a „ $5D$ “ za clonou. Měřicí trať lze k potrubnímu řádu upevnit pomocí přírub [Obrázek 3-4] či přivařením a může mít horizontální či vertikální polohu. Rozdělení měřicí tratě na více úseků umožňuje snadnou údržbu a případnou výměnu měřicí clony. [11], [Obrázek 5-1]



Obrázek 5-1: Měřicí trať s clonovým měřením průtoku [12]

6. Zdroj hnacího média

Z důvodu konstrukčního návrhu proudového kompresoru a přilehlých měřicích tratí volím zdroj hnacího média. Hnací médium představuje suchý vzduch, který dodává pístový kompresor Atmos Perfect 4/270. Kompresor doplňuje vzdušník osazený měřením teploty a tlaku. [Obrázek 6-1]



Obrázek 6-1: Pístový kompresor Atmos Perfect [v. t.]

Výkonnost	650	$[\text{l}_N \cdot \text{min}^{-1}]$
Objem vzdušníku	270	$[\text{l}]$
Maximální tlak vzduchu	1 000	$[\text{kPa}]$
Příkon	4 000	$[\text{W}]$

Tabulka 6-1: Parametry pístového kompresoru Atmos Perfect [15]

Použití pístového kompresoru se vzdušníkem umožňuje přetržitý provoz kompresoru kvůli snížení hlučnosti a spotřeby elektřiny. Současně lze akumulaci schopnost vzdušníku využívat pro vyrovnávání výkyvů v dodávkách tlakového vzduchu spojených s různými zadáními laboratorních cvičení.

6.1 Regulace tlaku hnacího média

Po naplnění dosahuje absolutní tlak vzduchu uvnitř vzdušníku až 1 000 [kPa]. Z bezpečnostních a konstrukčních důvodů však proudový kompresor navrhuji pro tlak hnacího vzduchu pouze 175 [kPa]. Zvolený pístový kompresor tedy nabízí dostatečnou rezervu pro akumulaci stlačeného vzduchu.

Tlak stlačeného vzduchu navrhuji regulovat na výstupu ze vzdušníku pístového kompresoru. Volím regulátor tlaku Filtr-regulátor G1/2“ s regulačním rozsahem od 0 do 1 200 [kPa]. Spojení regulačního ventilu se vstupní měřicí tratí navrhuji prostřednictvím pevné pryžové hadice, která eliminuje případné vibrace produkované kompresorem a umožní snadnou demontáž kompresoru a měřicí tratě. **[Obrázek 6-2]**



Obrázek 6-2: Příklad filtr-regulátoru [16]

7. Konstrukční návrh proudového kompresoru

V souvislosti se zadáním diplomové práce realizuji konstrukční návrh proudového kompresoru. [Obrázek 7-1] Při návrhu vycházím z parametrů pracovních médií zadaných vedoucím práce. Zohledňuji také účel, ke kterému má proudový kompresor sloužit. Výpočty realizuji v aplikaci MS Office – Excel. Číselné hodnoty uvedené ve výpočtech jsou zaokrouhleny a slouží pro účely prezentace postupu.



Obrázek 7-1: Proudový kompresor s regulovatelnou dýzou [v. t.]

7.1 Zadání

7.1.1 Hnací médium

Hnacím médiem je suchý vzduch. Jako zdroj stlačeného vzduchu volím pístový kompresor Atmos Perfect 4/270 se vzdušníkem. [Kapitola 6] Výkonnost kompresoru udává výrobce při normálních podmínkách, proto v úvodu výpočtu provádím přepočet výkonnosti pístového kompresoru pro vstupní parametry hnacího média.

Pracovní médium	Suchý vzduch	[1]
p_1	175	[kPa]
t_1	20	[°C]
w_1	40	[m·s ⁻¹]
\dot{V}_d	650	[l _N ·min ⁻¹]

Tabulka 7-1: Parametry hnacího média [v. t.]

7.1.2 Hnané médium

Proudový kompresor nasává suchý vzduch z okolního prostředí. Pro potřebu návrhu uvažují tlak a teplotu běžné pro obytné prostory. Množství přisávaného média je předmětem výpočtu.

Pracovní médium	Suchý vzduch	[1]
p_0	100	[kPa]
t_0	20	[°C]
w_0	0	[m·s ⁻¹]

Tabulka 7-2: Parametry hnaného média [v. t.]

7.1.3 Výstupní směs

Vlastnosti pracovních médií rozhodují o parametrech výstupní směsi z proudového kompresoru. Zadání určuje pouze absolutní tlak směsi a rychlost proudu. Uvedená hodnota výstupní rychlosti je pouze orientační. Vhodnou volbou průměru výstupního potrubí se snažím dosáhnout přibližně této hodnoty.

Pracovní médium	Směs hnacího a hnaného vzduchu	[1]
p_5	125	[kPa]
w_5	20	[m·s ⁻¹]

Tabulka 7-3: Parametry výstupní směsi pracovních médií [v. t.]

7.1.4 Shrnutí vstupních parametrů

Kromě výše uvedených parametrů vstupujících pracovních médií a výstupní směsi uvádím v následující tabulce také hodnoty fyzikálních veličin, které souvisejí s výpočtem a blíže charakterizují pracovní média.

p_0	100	[kPa]	E_z	70	[%]	w_0	0	[m·s ⁻¹]
p_1	175	[kPa]	\dot{V}_d	650	[l _N ·min ⁻¹]	w_1	40	[m·s ⁻¹]
p_5	125	[kPa]	κ	1,4	[1]	w_5	20	[m·s ⁻¹]
t_0	20	[°C]	M_m	0,028963	[kg·mol ⁻¹]			
t_1	20	[°C]	R	8,314510	[J·(mol·K) ⁻¹]			

Tabulka 7-4: Parametry pracovních médií [v. t.]

7.2 Fyzikální parametry pracovních médií

Výpočet navrhuji pro ideální proudový kompresor, který pracuje s ideálními stavovými změnami – izoentropická a izobarická. Pro potřeby návrhu uvažuji energetické ztráty (E_z), k nimž dochází při provozu skutečného stroje. Přepočtení hmotnostního toku z ideálního na skutečný zařazuji do závěru výpočtu. Zohledňuji při tom účinnosti jednotlivých segmentů stroje. [Kapitola 7.4]

7.2.1 Teplota

Před začátkem výpočtu volím koeficient pro stanovení hodnoty tlaku kolem ústí dýzy (před SK). (1)

$$p_2 = 0,95 \cdot p_0 = 0,95 \cdot 100\,000 = \underline{95\,000 \text{ [Pa]}}$$

Hodnoty teplot hnacího (t_{2_1}) a hnaného média (t_{2_0}) v hlavě stroje počítám podle rovnic izoentropické expanze. Nepředpokládám ztráty třením a výměnu tepla s okolím.

Nyní již znám veškeré hodnoty pro výpočet teplot v hlavních bodech pracovního procesu. (3)

$$t_{2_1} = \frac{(t_1 + 273,15)}{\left(\frac{p_1}{p_{2_1}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - 273,15 = \frac{(20 + 273,15)}{\left(\frac{175\,000}{95\,000}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}} - 273,15 = \underline{-26,95 \text{ [}^\circ\text{C]}}$$

$$t_{2_0} = \frac{(t_0 + 273,15)}{\left(\frac{p_0}{p_{2_0}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - 273,15 = \frac{(20 + 273,15)}{\left(\frac{100\,000}{95\,000}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}} - 273,15 = \underline{15,74 \text{ [}^\circ\text{C]}}$$

V dalším kroku počítám teplotu vzduchu na výstupu z proudového kompresoru. Vzdušiny vstupují do stroje s určitou entalpií, která je charakterizována tlakem a teplotou každého média. Hnací vzduch však do stroje vstupuje s řádově vyšší tlakovou energií. Pro idealizaci výpočtu proto zanedbávám tlakovou energii hnaného média při výpočtu teploty výstupní směsi. Výpočet výstupní teploty platí pro izoentropickou kompresi. (3)

$$t_5 = \frac{(t_1 + 273,15)}{\left(\frac{p_1}{p_5}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - 273,15 = \frac{(20 + 273,15)}{\left(\frac{175\,000}{125\,000}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}} - 273,15 = \underline{-6,87 \text{ [}^\circ\text{C]}}$$

Ve směšovací komoře dochází k promíšení dvou hmotnostních toků o rozdílných rychlostech a teplotách. Uvažuji zde izobaricko-izotermickou stavovou změnu. (48), (49)

Konstrukční návrh proudového kompresoru

Ve skutečném stroji však ve směšovací komoře dochází k navýšení teploty t_4 oproti t_3 v důsledku tření o stěny směšovací komory, vzájemného tření molekul a víření plynů. Tyto ztráty zohledňuji při přepočtu ideálního na skutečný hmotnostní tok v závěru výpočtu. [Kapitola 7.4], (3)

$$t_{3,4} = \frac{(t_5 + 273,15)}{\left(\frac{p_5}{p_{3,4}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} - 273,15 = \frac{(-6,87 + 273,15)}{\left(\frac{125\,000}{95\,000}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}} - 273,15 = \underline{\underline{-26,95 \text{ [}^\circ\text{C]}}}$$

7.2.2 Hustota

Pracovní média při průchodu proudovým kompresorem mění své vlastnosti – tlak a teplotu. V souvislosti s těmito změnami dochází ke změně hustoty. (4)

$$\rho_0 = \frac{p_0 \cdot M_m}{R \cdot T_0} = \frac{100\,000 \cdot 0,028963}{8,31451 \cdot (20 + 273,15)} = \underline{\underline{1,188 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}}}$$

$$\rho_1 = \frac{p_1 \cdot M_m}{R \cdot T_1} = \frac{175\,000 \cdot 0,028963}{8,31451 \cdot (20 + 273,15)} = \underline{\underline{2,079 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}}}$$

$$\rho_{2,1} = \frac{p_{2,1} \cdot M_m}{R \cdot T_{2,1}} = \frac{95\,000 \cdot 0,028963}{8,31451 \cdot (-26,95 + 273,15)} = \underline{\underline{1,344 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}}}$$

$$\rho_{2,0} = \frac{p_{2,0} \cdot M_m}{R \cdot T_{2,0}} = \frac{95\,000 \cdot 0,028963}{8,31451 \cdot (15,74 + 273,15)} = \underline{\underline{1,146 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}}}$$

$$\rho_{3,4} = \frac{p_{3,4} \cdot M_m}{R \cdot T_{3,4}} = \frac{95\,000 \cdot 0,028963}{8,31451 \cdot (-26,95 + 273,15)} = \underline{\underline{1,344 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}}}$$

$$\rho_5 = \frac{p_5 \cdot M_m}{R \cdot T_5} = \frac{125\,000 \cdot 0,028963}{8,31451 \cdot (-6,87 + 273,15)} = \underline{\underline{1,635 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}}}$$

7.2.3 Měrná tepelná kapacita

S využitím výše získaných hodnot teplot a hustot počítám měrnou tepelnou kapacitu na vstupu a na výstupu z proudového kompresoru. (5)

$$c_{p,0} = \frac{\kappa \cdot p_0}{\rho_0 \cdot T_0 \cdot (\kappa - 1)} = \frac{1,4 \cdot 100\,000}{1,188 \cdot (20 + 273,15) \cdot (1,4 - 1)} = \underline{\underline{1\,005 \text{ [J} \cdot \text{(kg} \cdot \text{K)}^{-1}\text{]}}}$$

$$c_{p,1} = \frac{\kappa \cdot p_1}{\rho_1 \cdot T_1 \cdot (\kappa - 1)} = \frac{1,4 \cdot 175\,000}{2,079 \cdot (20 + 273,15) \cdot (1,4 - 1)} = \underline{\underline{1\,005 \text{ [J} \cdot \text{(kg} \cdot \text{K)}^{-1}\text{]}}}$$

$$c_{p,5} = \frac{\kappa \cdot p_5}{\rho_5 \cdot T_5 \cdot (\kappa - 1)} = \frac{1,4 \cdot 125\,000}{1,635 \cdot (-6,87 + 273,15) \cdot (1,4 - 1)} = \underline{\underline{1\,005 \text{ [J} \cdot \text{(kg} \cdot \text{K)}^{-1}\text{]}}}$$

7.2.4 Entalpický spád

Pracovní média proudící mezi odlišnými tlakovými hladinami překonávají entalpické spády, které charakterizují změnu energetického potenciálu pracovního média. (6)

$$\Delta i_0 = c_{p,0} \cdot \Delta T_{0,2,0} = 1\,005 \cdot (20 - 15,74) = \underline{\underline{4\,285 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}}}$$

$$\Delta i_1 = c_{p,1} \cdot \Delta T_{1,2,1} = 1\,005 \cdot [20 - (-26,95)] = \underline{\underline{47\,175 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}}}$$

$$\Delta i_5 = c_{p,5} \cdot \Delta T_{5,3,4} = 1\,005 \cdot [-6,87 - (-26,95)] = \underline{\underline{20\,177 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}}}$$

7.2.5 Hmotnostní tok hnacího vzduchu

Volím zdroj stlačeného vzduchu pro proudový kompresor. **[Kapitola 6]** Maximální výkonnost pístového kompresoru činí $650 \text{ l}_N \cdot \text{min}^{-1}$ (při normálních podmínkách). Abych mohl s hodnotou průtoku dále pracovat, přepočítávám ji pro podmínky ve vstupním potrubí hnacího vzduchu.

$$\dot{m}_{1,\max} = \dot{V}_d \cdot \rho_1 = \frac{650}{(1000 \cdot 60)} \cdot 2,079 = \underline{0,02253 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}} \quad (74)$$

Provádím návrh ideálního stroje bez energetických ztrát. Ztráty skutečného stroje počítám v závěru výpočtu. **[Kapitola 7.4]**

Energetické ztráty se pokrývají zvýšením hmotnostního toku hnacího média. Z pístového kompresoru však nelze získat více stlačeného vzduchu než $\dot{m}_{1,\max}$. Dle doporučení vedoucího práce volím hodnotu energetických ztrát ve výši 70 % (E_Z). Tato rezerva umožňuje navrhnout skutečný proudový kompresor tak, aby odebíral ze zdroje potřebné množství stlačeného vzduchu a současně nepřesáhl jeho výrobní kapacitu. Překročením výrobní kapacity pístového kompresoru nelze dosahovat navržené výkonnosti proudového kompresoru – množství přisávaného média.

$$\dot{m}_{1,ie} = (1 - E_Z) \cdot \dot{m}_{1,\max} = (1 - 0,7) \cdot 0,02253 = \underline{0,00676 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}} \quad (75)$$

7.2.6 Hmotnostní tok hnaného vzduchu

Mám stanoven ideální hmotnostní tok hnacího vzduchu ($\dot{m}_{1,ie}$). Následně stanovuji hmotnostní tok hnaného vzduchu. (7)

$$\dot{m}_0 = \frac{\dot{m}_{1,ie} \cdot (\Delta i_1 - \Delta i_5)}{\Delta i_5 - \Delta i_0} = \frac{0,00676 \cdot (47\,175 - 20\,177)}{20\,177 - 4\,285} = \underline{0,01148 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}} \quad (76)$$

7.2.7 Stanovení kritických parametrů proudění

Dané pracovní prostředí určuje vlastnosti proudících médií. Pokračovat v návrhu proudového kompresoru mohu až po stanovení kritických parametrů proudění hnacího média v daném prostředí.

- **Kritický tlak (21)**

$$p_{\text{krit}} = p_1 \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 175\,000 \cdot \left(\frac{2}{1,4+1}\right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = \underline{92\,449 \text{ [Pa]}}$$

- **Kritická teplota (23)**

$$T_{\text{krit}} = \frac{2 \cdot T_1}{\kappa+1} = \frac{2 \cdot (20+273,15)}{1,4+1} = \underline{244,29 \text{ [K]}}$$

- **Kritická hustota (25)**

$$\rho_{\text{krit}} = \rho_1 \cdot \left(\frac{p_{\text{krit}}}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}} = 2,079 \cdot \left(\frac{92\,449}{175\,000}\right)^{\frac{1}{1,4}} = \underline{1,318 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}}$$

- **Kritická rychlost (27), (28)**

$$r = \frac{p_1 \cdot \left(\frac{p_{\text{krit}}}{p_1}\right)^{\frac{1}{\kappa}}}{\rho_{\text{krit}} \cdot T_1} = \frac{175\,000 \cdot \left(\frac{92\,449}{175\,000}\right)^{\frac{1}{1,4}}}{1,318 \cdot (20+273,15)} = \underline{287,08 \text{ [J} \cdot \text{(kg} \cdot \text{K)}^{-1}\text{]}}$$

$$w_{\text{krit}} = \sqrt{\kappa \cdot r \cdot T_{\text{krit}}} = \sqrt{1,4 \cdot 287,08 \cdot 244,29} = \underline{313,34 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}}$$

7.3 Výpočet hlavních rozměrů

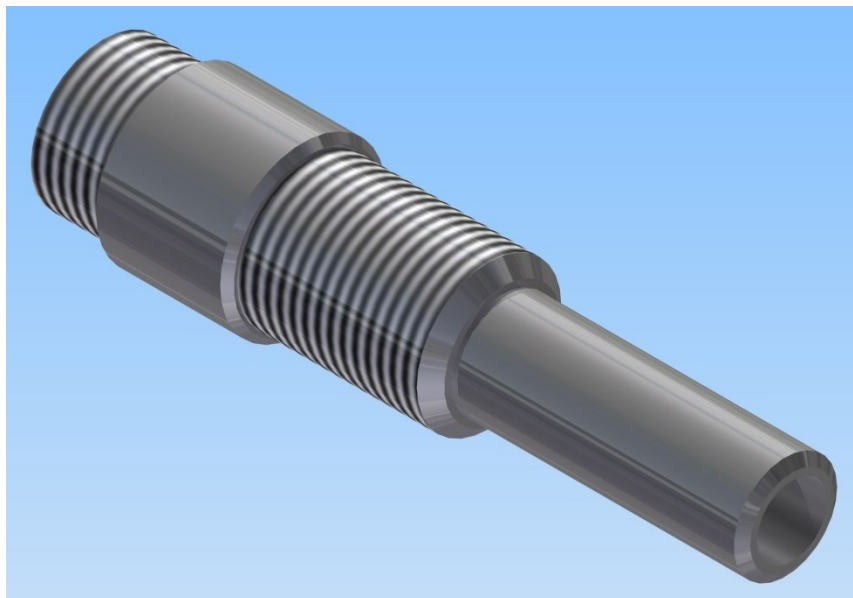
7.3.1 Vstupního potrubí hnacího vzduchu

Průměr potrubí získávám dosazením vstupních parametrů do rovnice č. 11.

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{1,ie}}{\pi \cdot w_1 \cdot \rho_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00676}{\pi \cdot 40 \cdot 2,079}} = \underline{0,0102 \text{ [m]}}$$

Potrubí se vyrobí z kulatiny KR 40 z uhlíkové oceli. Do polotovaru se vyvrtá otvor o navrženém průměru d_1 . Vnější povrch potrubí bude opatřen dvěma závity G ½ [“]. První bude sloužit k upevnění potrubí k víku hlavy proudového kompresoru. Na druhý závit se našroubuje převlečná matice sloužící pro připojení hadice přivádějící hnací vzduch ze vstupní měřicí trati. **[Kapitola 10.1]** Vnější průměr potrubí mimo závit volím 0,024 [m].

[Příloha B]



Obrázek 7-2: Model vstupního potrubí hnacího vzduchu [v. t.]

7.3.2 Dýza hnacího média

Dýzu navrhují připojit ke vstupnímu potrubí prostřednictvím svarového spoje. [Obrázek 7-4], [Obrázek 7-5], [Příloha H] Vzhledem k agresivním podmínkám, jimž může být dýza vystavována, ji navrhují vyrobit z nerezové oceli (podobně pak i vstupní potrubí z hlediska svařitelnosti). Tloušťka stěny dýzy se odvíjí od vnějšího průměru konce vstupního potrubí. Vnější průměr konce vstupního potrubí a dýzy nesmí bránit zašroubování sestavy potrubí-dýza do víka hlavy kompresoru. [Příloha A]

- **Rychlost pracovního média na výstupu z dýzy**

Rozdíl entalpií dvou prostředí spojených dýzou způsobuje urychlení proudu hnacího vzduchu na hodnotu $w_{2,1}$. (15)

$$w_{2,1} = \sqrt{2 \cdot \Delta h + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 47\,175 + 40^2} = \underline{\underline{309,76 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]}}$$

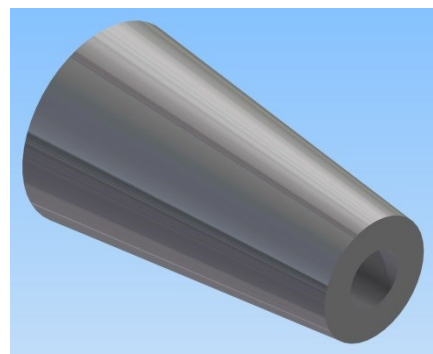
▪ **Stanovení typu dýzy**

Porovnáním absolutních tlaků za a před dýzou zjistím, který typ dýzy při návrhu proudového kompresoru použiji. Hranici rozhodující o typu použité dýzy určuje poměr kritického a vstupního tlaku. **(29), (30)**

$$\frac{p_{\text{krit}}}{p_1} = \frac{92\,449}{175\,000} = \underline{0,528 [1]}$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{95\,000}{175\,000} = \underline{0,543 [1]}$$

$$\underline{0,543 > 0,528 [1]}$$



Obrázek 7-3: Model zúžené dýzy

[v. t.]

Tlakový poměr navrženého podtlaku (p_2) a zadaného tlaku hnacího vzduchu (p_1) je větší než tlakový poměr kritického tlaku (p_{krit}) v daném prostředí a zadaného tlaku hnacího vzduchu (p_1). Proto pro expanzi hnacího média volím zúženou dýzu. **[Kapitola 2.3.2]**

▪ **Výstupní průměr dýzy**

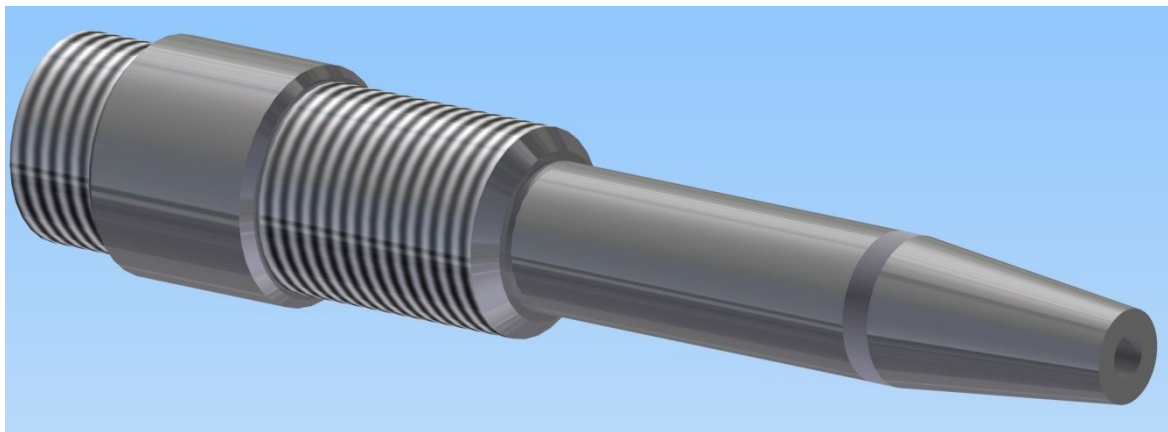
Stanovuji výstupní průměr zúžené dýzy. **(18)**

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{1,ie}}{\pi \cdot w_{2,1} \cdot \rho_{2,1}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00676}{\pi \cdot 309,76 \cdot 1,344}} = \underline{0,0045 [m]}$$

▪ **Délka dýzy**

Vstupní průměr dýzy je totožný s vnitřním průměrem vstupního potrubí d_1 . Zúžená dýza má po celé délce tvar zužujícího se kužele. **[Obrázek 7-3]** Úhel zúžení dýzy volím 12 [°]. **[Kapitola 2.3.2.1], (35)**

$$L_1 = \frac{d_1 - d_2}{2 \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{0,0102 - 0,0045}{2 \cdot \tan\left(\frac{12}{2}\right)} = \underline{0,0271 [m]}$$



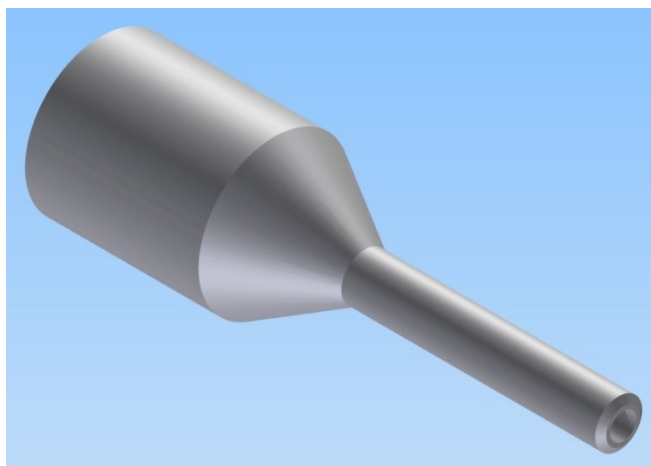
Obrázek 7-4: Model sestavy zúžené dýzy a vstupního potrubí hnacího vzduchu [v. t.]



Obrázek 7-5: Sestava zúžené dýzy a vstupního potrubí hnacího vzduchu [v. t.]

7.3.3 Směšovací komora

Těleso směšovací komory (SK) navrhuji vyrobit z jednoho ocelového polotovaru (kulatiny) společně s hlavou kompresoru a zúženým prostorem. Výroba těchto tří komponent z jednoho kusu umožní vyhnout se svarovým spojům, které by mohly způsobit při navržených, relativně malých, rozměrech zkroucení sestavy vlivem teplotního namáhání. [Obrázek 7-6], [Příloha C]



Obrázek 7-6: Model sestavy hlavy a směšovací komory [v. t.]

▪ **Rychlost hnaného vzduchu před SK**

V okolí ústí dýzy dochází vlivem podtlaku k nasávání hnaného vzduchu do hlavy proudového kompresoru. Při návrhu uvažuji nulovou počáteční rychlost hnaného vzduchu vně kompresoru. Současně zanedbávám vliv průměru vstupního potrubí hnaného vzduchu na urychlení proudu. **(46)**

$$w_{2,0} = \sqrt{2 \cdot \Delta i_0 + w_0^2} = \sqrt{2 \cdot 4285 + 0^2} = \underline{92,58 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}}$$

▪ **Rychlost mísících se médií ve SK**

Volím rovnoplochnou směšovací komoru. Při výpočtu uvažuji, že průměr komory se po celé délce nemění a vstupní i výstupní rychlosti jsou si rovny. Hodnotu rychlosti proudění směsi ve SK stanovuji ze směšovací rovnice. **(52)**

$$w_{3,4} = \frac{\dot{m}_{1,ie} \cdot w_{2,1} + \dot{m}_0 \cdot w_{2,0}}{(\dot{m}_{1,ie} + \dot{m}_0)} = \frac{0,00676 \cdot 309,76 + 0,01148 \cdot 92,58}{(0,00676 + 0,01148)} = \underline{173,05 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}}$$

▪ **Průměr SK**

Dle vypočítané rychlosti stanovuji průměr rovnoploché SK. **(55)**

$$d_{3,4} = \sqrt{\frac{4 \cdot (\dot{m}_{1,ie} + \dot{m}_0)}{\pi \cdot w_{3,4} \cdot \rho_{3,4}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (0,00676 + 0,01148)}{\pi \cdot 173,05 \cdot 1,344}} = \underline{0,0100 \text{ [m]}}$$

Podle vypočítaného průměru volím vnější průměr SK: $D_{3,4} = 0,018 \text{ [m]}$.

▪ **Délka SK**

Délku SK navrhuji jako desetinasobek průměru SK, abych zajistil, že na jejím výstupu bude mít proud rovnoměrný rychlostní profil a homogenní složení. **(57)**

$$L_2 = 10 \cdot d_{3,4} = 10 \cdot 0,0100 = \underline{0,1000 \text{ [m]}}$$

7.3.4 Hlava kompresoru a zúžený prostor před SK

V předcházející kapitole jsem navrhl vyrobit hlavu kompresoru, zúžený prostor a směšovací komoru z jednoho polotovaru.

Rozměry hlavy proudového kompresoru (HL) a navazujícího zúženého prostoru (ZP) nemají významný vliv na funkci stroje. Ohraničují pracovní prostor, k němuž se připojují vstupní potrubí hnacího a hnaného vzduchu a směšovací komora. Proto volím rozměry HL a ZP tak, abych zajistil vzájemnou propojitelnost součástí proudového kompresoru. [Obrázek 7-7], [Příloha C]

Délka HL a ZP	0,1	[m]
Tloušťka stěny HL a ZP	0,004	[m]
Průměr HL	0,05	[m]
Úhel zúžení ZP	60	[°]

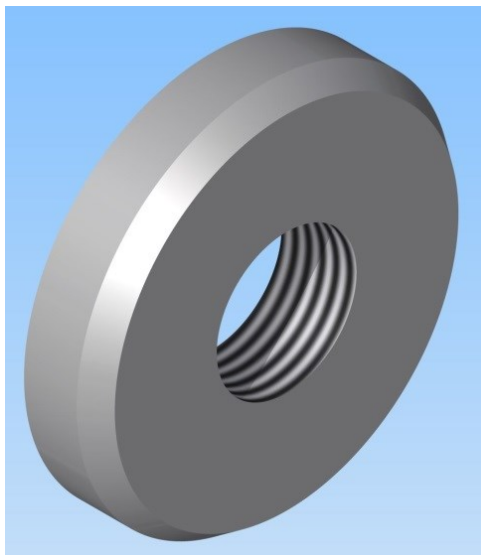
Tabulka 7-5: Rozměry hlavy a zúženého prostoru před SK [v. t.]



Obrázek 7-7: Sestava hlavy a směšovací komory [v. t.]

- **Víko hlavy**

Hlavu navrhuji uzavřít pomocí víka. Víko se zasune do HL a přivaří se k jejímu okraji. Do osy víka navrhuji vyvrtat otvor se závitem $G \frac{1}{2}$ [“] pro zašroubování vstupního potrubí hnaného vzduchu. Víko bude vyrobeno z oceli. **[Obrázek 7-8], [Příloha F]**



Obrázek 7-8: Model víka hlavy [v. t.]

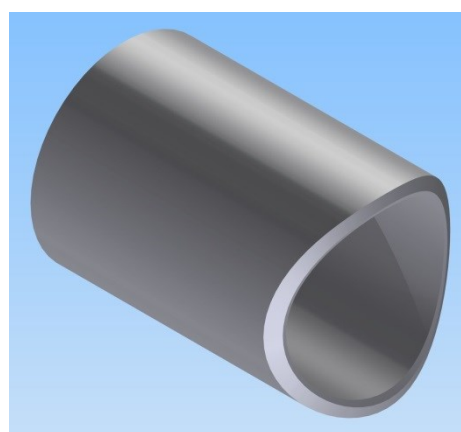
Průměr víka	0,05	[m]
Tloušťka víka	0,01	[m]
Díra se závitem	$G \frac{1}{2}$	[“]

Tabulka 7-6: Rozměry víka [v. t.]

7.3.5 Průměr vstupního potrubí hnaného vzduchu

Vstupního potrubí volím ze standardizovaných rozměrů dle normy ČSN EN 1092-1. Vybírám ocelové potrubí TR 33,7x2,6 [mm]. Při výběru zohledňuji rozměry hlavy kompresoru. **[Obrázek 7-9]**

Do hlavy kompresoru se vyvrtá otvor odpovídající vnitřnímu průměru potrubí. Následně se potrubí k HL přivaří. **[Příloha E]**



Obrázek 7-9: Model vstupního potrubí hnaného vzduchu [v. t.]

7.3.6 Výstupní potrubí

Výstupní potrubí volím podle standardizovaných rozměrů, protože z něj bude sestavena výstupní měřicí trať za proudovým kompresorem. **[Kapitola 10.2]** Průměr potrubí volím dle normy ČSN EN 1092-1. Navrhuji ocelové potrubí TR 42,4x2,6 [mm], které bude připojeno k difuzoru pomocí svarového spoje. **[Příloha J]**

7.3.7 Difuzor

Spojení difuzoru se směšovací komorou a s výstupním potrubím navrhuji realizovat prostřednictvím svarového spoje. Tělo difuzoru bude vyrobeno z oceli. Tloušťka stěny difuzoru se řídí tloušťkami směšovací komory a výstupního potrubí. **[Kapitola 2.3.6], [Příloha D], [Příloha G]**

▪ Výstupní průměr difuzoru

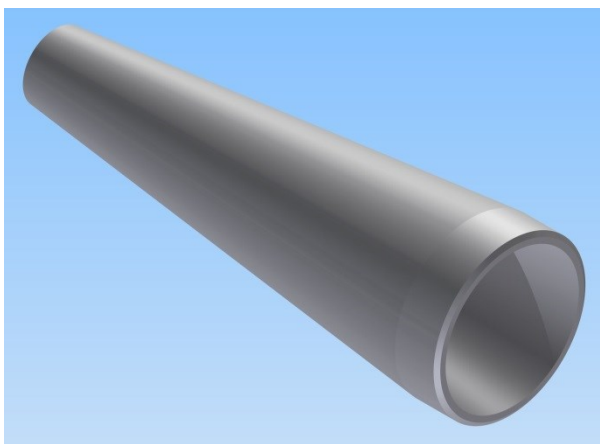
Výstupní průměr difuzoru odpovídá vnitřnímu průměru výstupního potrubí, které jsem vybral dle normy ČSN EN 1092-1. Vnitřní průměr tohoto potrubí činí: $d_{5,sk} = 0,0372$ [m]. Výpočtem ověřuji podmínku, že výstupní rychlost z difuzoru se pohybuje kolem hodnoty 20 [$m \cdot s^{-1}$]. **(61)**

$$w_{5,sk} = \frac{d_{3,4}^2 \cdot w_{3,4} \cdot \rho_{3,4}}{d_{5,sk}^2 \cdot \rho_5} = \frac{0,0100^2 \cdot 173,05 \cdot 1,344}{0,0372^2 \cdot 1,635} = \underline{10,28} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

▪ Délka difuzoru

Vstupní a výstupní průměr difuzoru jsou pevně stanoveny. Difuzor má tvar rozšiřujícího se kužele. Úhel rozšíření difuzoru volím 12 [°]. **(62)**

$$L_3 = \frac{d_{5,sk} - d_{3,4}}{2 \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{0,0372 - 0,0100}{2 \cdot \tan\left(\frac{12}{2}\right)} = \underline{0,1294} \text{ [m]}$$



Obrázek 7-10: Model difuzoru [v. t.]

7.3.8 Nastavení dýzy vůči směšovací komoře

Zajištění optimální funkce proudového kompresoru dosáhnou správným nastavením vzdálenosti mezi SK a dýzou. Optimální polohu dýzy charakterizuje vzdálenost L_{opt} . [Kapitola 2.3.2.3], (40), (42), (43), [Příloha CH]

$$L_p = \frac{0,145 \cdot d_2}{a} = \frac{0,145 \cdot 0,0045}{0,08} = \underline{0,0082 \text{ [m]}}$$

$$L_K = \frac{d_{3,4}}{2 \cdot \tan\left(\frac{\beta}{2}\right)} = \frac{0,0100}{2 \cdot \tan\left(\frac{30}{2}\right)} = \underline{0,0187 \text{ [m]}}$$

$$L_{opt} = L_K - L_p = 0,0187 - 0,0082 = \underline{0,0105 \text{ [m]}}$$

Optimálnímu nastavení dýzy přizpůsobují délku a polohu závitů na vstupním potrubí hnacího média tak, aby umožňoval regulaci vzdálenosti dýzy vůči SK. [Obrázek 7-11]



Obrázek 7-11: Připojení vstupního potrubí s dýzou k hlavě PK [v. t.]

Posuvnou dýzu je nutno v požadované vzdálenosti od směšovací komory pevně zajistit. K tomuto účelu navrhuji umístit na vnější závit vstupního potrubí rozpěrnou matici. Dotahováním matice ke stěně hlavy kompresoru vzniká na styčných plochách závitů přídavné tření. Třecí síla neumožňuje samovolný pohyb dýzy v důsledku reakce na silný proud vzduchu, který vyvolává expanze hnacího média v dýze. Toto spojení však není těsné. Je možné, že jím část vzdušiny proudí z okolního prostředí do hlavy kompresoru. Přisávání vzduchu z okolí jinou cestou než vstupním potrubím hnaného vzduchu nemá vliv na funkci stroje či na měření. Hnaným médiem je totiž okolní vzduch a vstupní potrubí není osazeno měřením průtoku.

7.4 Skutečný proudový kompresor

Rozměry jednotlivých součástí proudového kompresoru získávám z návrhu ideálního stroje. Oproti ideálnímu dochází ve skutečném proudovém kompresoru k energetickým ztrátám. Stanovené rozměry se však nemění. [Kapitola 2.4]

Přepočet ideálního kompresoru na skutečný spočívá v zahrnutí účinností funkčních dílů proudového kompresoru. O tyto energetické ztráty následně navyšuji ideální hmotnostní tok hnacího vzduchu ($\dot{m}_{1,ie}$).

V úvodu konstrukčního návrhu proudového kompresoru uvažuji hodnotu energetických ztrát ve výši 70 [%]. Zajišťuji tak dostatečnou rezervu výkonnosti zdroje tlakového vzduchu pro pokrytí energetických „ztrát“.

7.4.1 Energetické ztráty

- **Expanze v dýze (64)**

$$\Delta i_{1,sk} = \Delta i_1 \cdot \eta_{dýza} = 47\,175 \cdot 0,9 = \underline{42\,458 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}}$$

- **Nasávání hnaného vzduchu (66)**

$$\Delta i_{0,sk} = \Delta i_0 \cdot \eta_{0,nasávání} = 4\,285 \cdot 0,9 = \underline{3\,857 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}}$$

- **Míšení ve směšovací komoře (67)**

$$E_M = \frac{\dot{m}_0 \cdot \dot{m}_{1,ie} \cdot (w_{21} - w_{20})^2}{2 \cdot (\dot{m}_0 + \dot{m}_{1,ie})} = \frac{0,01148 \cdot 0,00676 \cdot (309,76 - 92,58)^2}{2 \cdot (0,01148 + 0,00676)} = \underline{100 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}}$$

- **Komprese v difuzoru (69)**

$$\Delta i_{5,sk} = \frac{(\Delta i_5 + E_M)}{\eta_{5,difuzor}} = \frac{(20\,177 + 100)}{0,7} = \underline{28\,968 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}}$$

7.4.2 Skutečný hmotnostní tok hnacího média

Zahrnutím skutečných entalpických spádů a konstantního hmotnostního toku hnaného vzduchu získávám skutečné potřebné množství hnacího vzduchu. (70)

$$\dot{m}_{1,sk} = \frac{\dot{m}_0 \cdot (\Delta i_{5,sk} - \Delta i_{0,sk})}{(\Delta i_{1,sk} - \Delta i_{5,sk})} = \frac{0,01148 \cdot (28\,968 - 3\,857)}{(42\,458 - 28\,968)} = \underline{0,02137 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}}$$

Ověřuji správnost řešení kontrolou podmínek: [Kapitola 2.4.5]

a) Skutečný hmotnostní tok ($\dot{m}_{1,sk}$) je větší než ideální ($\dot{m}_{1,ie}$). (71)

$$\dot{m}_{1,sk} > \dot{m}_{1,ie}$$

$$\underline{0,02137 > 0,00676}$$

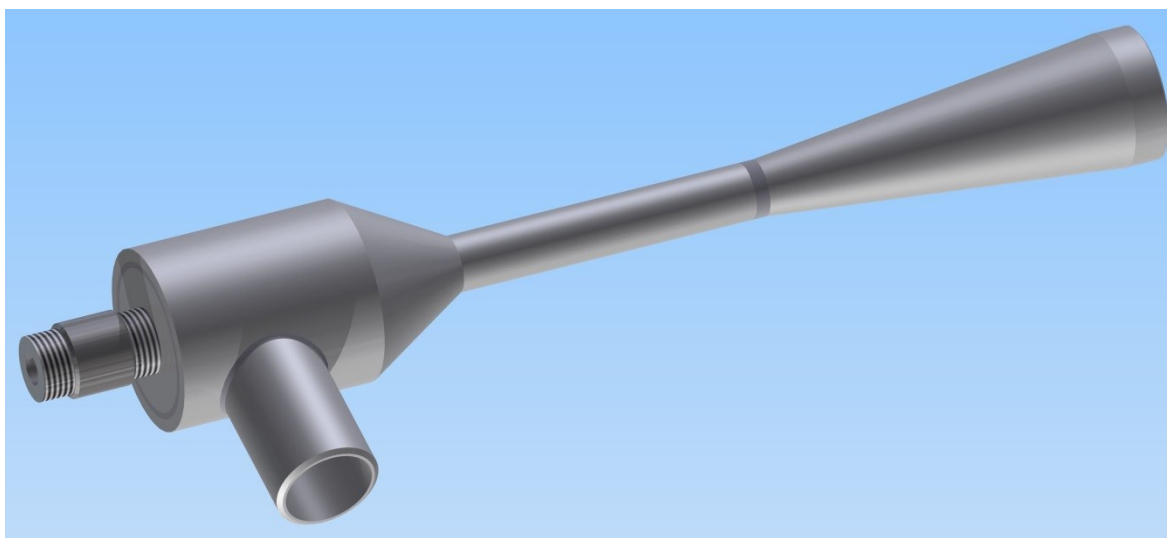
b) Skutečný hmotnostní tok ($\dot{m}_{1,sk}$) je menší než maximální ($\dot{m}_{1,max}$). (72)

$$\dot{m}_{1,sk} < \dot{m}_{1,max}$$

$$\underline{0,02137 < 0,02253}$$

Na závěr návrhu stanovuji hodnotu skutečných energetických ztrát proudového kompresoru. (73)

$$E_{Z,sk} = \left(1 - \frac{\dot{m}_{1,ie}}{\dot{m}_{1,sk}}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{0,00676}{0,02137}\right) \cdot 100 = \underline{68,4 \text{ [%]}}$$



Obrázek 7-12: Model proudového kompresoru [v. t.]

8. Konstrukční návrh centrických clon

Kotouče centrických clon navrhují podle technické normy ČSN EN ISO 5167-1. Výpočet realizují prostřednictvím specializovaného programu EES: Engineering Equation Solver.

Navrhované centrické clony slouží k měření průtoku:

- hnačího vzduchu ($\dot{m}_{1,max}$) před vstupem do PK
- směsi hnačího a hnaného vzduchu ($\dot{m}_{1,max} + \dot{m}_0$) ve výstupním potrubí za PK

Tlakovou diferenci u obou centrických clon navrhují odebírat komorovým odběrem odběrovými přírubami.

Obecné tvary rovnic pro výpočet otvoru v centrické cloně sestavené dle normy ČSN EN ISO 5167-1 zadávám do programu ESS. **[Obrázek 8-1], [Obrázek 8-2]** Ostatní rozměry clonových kotoučů (tloušťka a průměr kotouče, zkosení výstupní hrany atd.) stanovují podle normy ČSN EN ISO 5167-1.

Formatted Equations

$$\kappa = \kappa_s(\text{Air}_{ha}; T = t; P = p_{stat})$$

$$\beta = \frac{d_{ORIFICE}}{D_{PIPE}}$$

$$p_1 = p_{stat}$$

$$p_2 = p_1 - \Delta p$$

$$D_{PIPE} = D_{20,PIPE} \cdot (1 + \text{alfa}_{PIPE} \cdot (t - 20))$$

$$d_{ORIFICE} = d_{20,ORIFICE} \cdot (1 + \text{alfa}_{ORIFICE} \cdot (t - 20))$$

$$\mu = \text{Visc}(\text{Air}_{ha}; T = t; P = p_1)$$

$$\rho_1 = \rho(\text{Air}_{ha}; T = t; P = p_{stat})$$

$$Re_D = 4 \cdot \frac{q_m}{\pi \cdot \mu \cdot \frac{D_{PIPE}}{1000}}$$

$$q_{n'} = \left[\frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \right] \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot \frac{\left[\frac{d_{ORIFICE}}{1000} \right]^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot 1000 \cdot \rho_1}$$

$$K_{n'} = \left[\frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \right] \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot \frac{\left[\frac{d_{ORIFICE}}{1000} \right]^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot 1000 \cdot \rho_1} \cdot 3,6$$

$$M^2 = \frac{2 \cdot L^* \cdot z}{1 - \beta}$$

$$A = \left[\frac{19000 \cdot \beta}{Re_D} \right]^{0,8}$$

Obrázek 8-1: Rovnice pro výpočet centrické clony dle ČSN EN ISO 5167-1 [v. t.]

Konstrukční návrh centrických clon

$$\epsilon = 1 - \left[(0,351 + 0,256 \cdot \beta^4 + 0,93 \cdot \beta^8) \cdot \left(1 - \left[\frac{D_2}{D_1} \right] \left[\frac{1}{\epsilon} \right] \right) \right]$$

$$C = 0,5961 + 0,0261 \cdot \beta^2 - 0,216 \cdot \beta^8 + 0,000521 \cdot \left[\frac{10^6 \cdot \beta}{Re_D} \right]^{0,7} + (0,0188 + 0,0063 \cdot A) \cdot \beta^{3,5} \cdot \left[\frac{10^6}{Re_D} \right]^{0,3} + ((0,043 + 0,08 \cdot \exp(-10 \cdot L_1) - 0,123 \cdot \exp(-7 \cdot L_1)) \cdot (1 - 0,11 \cdot A)) \cdot \left[\frac{\beta^4}{1 - \beta^4} \right] - 0,031 \cdot (M_2 - 0,8 \cdot M_2^{1,1}) \cdot \beta^{1,3} + 0,011 \cdot (0,075 - \beta) \cdot \left[2,8 - \frac{D_{PIPE}}{25,4} \right]$$

$$L_1 = 0$$

$$L_2 = 0$$

$$q_{m,th} = q_m \cdot \left| 3,6 \cdot \frac{\text{tonne/h}}{\text{kg/s}} \right|$$

$$\text{Nejistota}_C = 1,667 \cdot \beta - 0,5$$

$$\Delta_w = \left[\frac{\sqrt{1 - \beta^4 \cdot (1 - C^2)} - C \cdot \beta^2}{\sqrt{1 - \beta^4 \cdot (1 - C^2)} + C \cdot \beta^2} \right] \cdot \Delta_p$$

Obrázek 8-2: Rovnice pro výpočet centrické clony dle ČSN EN ISO 5167-1 [v. t.]

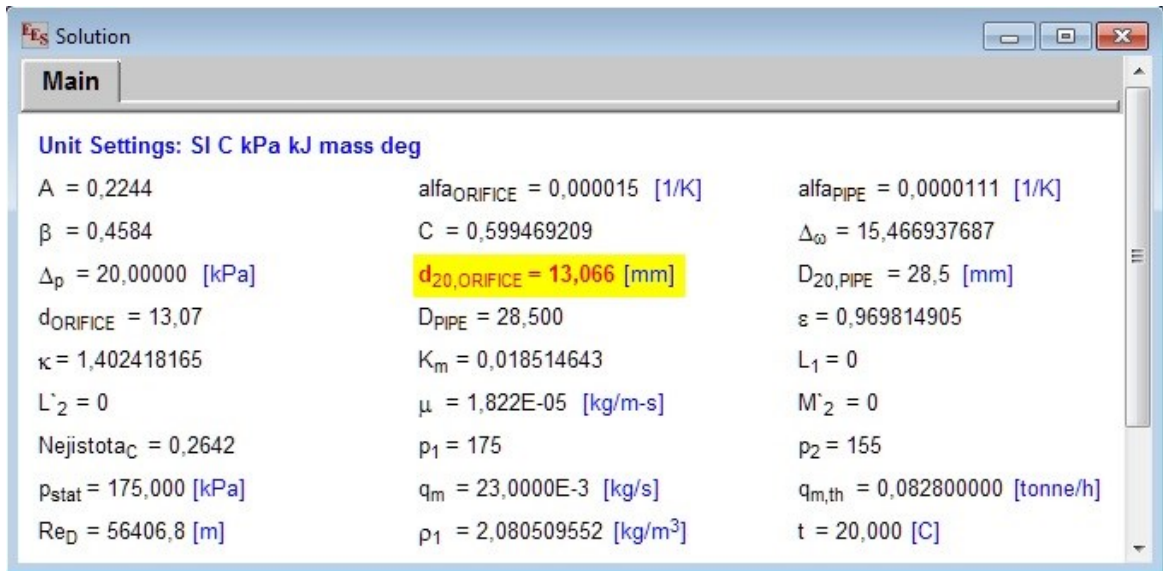
8.1 Centrická clona vstupní měřicí trati

První centrická clona měří průtok hnacího média před vstupem do proudového kompresoru. Parametry potřebné pro konstrukční návrh kotouče stanovují podle parametrů hnacího vzduchu ve vstupním potrubí hnacího média. Průměr vstupního potrubí hnacího média je předmětem výpočtu. Toto potrubí spojuje se vstupní měřicí trati (MT1) pryžová hadice opatřená rozměrovou redukcí. Rozměr potrubí MT1 proto volím ze standardizovaných rozměrů dle normy ČSN EN 1092-1. Vybírám TR 33,7x2,6 [mm]. Tlakovou diferencí měřicí clony volím dle parametrů měřeného média.

p_1	175	[kPa]
t_1	20	[°C]
$\dot{m}_{1,max}$	0,023	[kg·s ⁻¹]
d_{MT1}	0,0285	[m]
Δp_{MT1}	20	[kPa]

Tabulka 8-1: Parametry potřebné k návrhu clony pro MT1 [v. t.]

Konstrukční návrh centrických clon



Obrázek 8-3: Výpočet centrické clony pro MT1 [v. t.]

Dosazením zadaných a zvolených hodnot do obecného výpočtu clony získávám hodnotu vnitřního průměru clonového kotouče MT1, která činí: $d_{MT1,clona} = 13,066$ [mm]. [Obrázek 8-3]

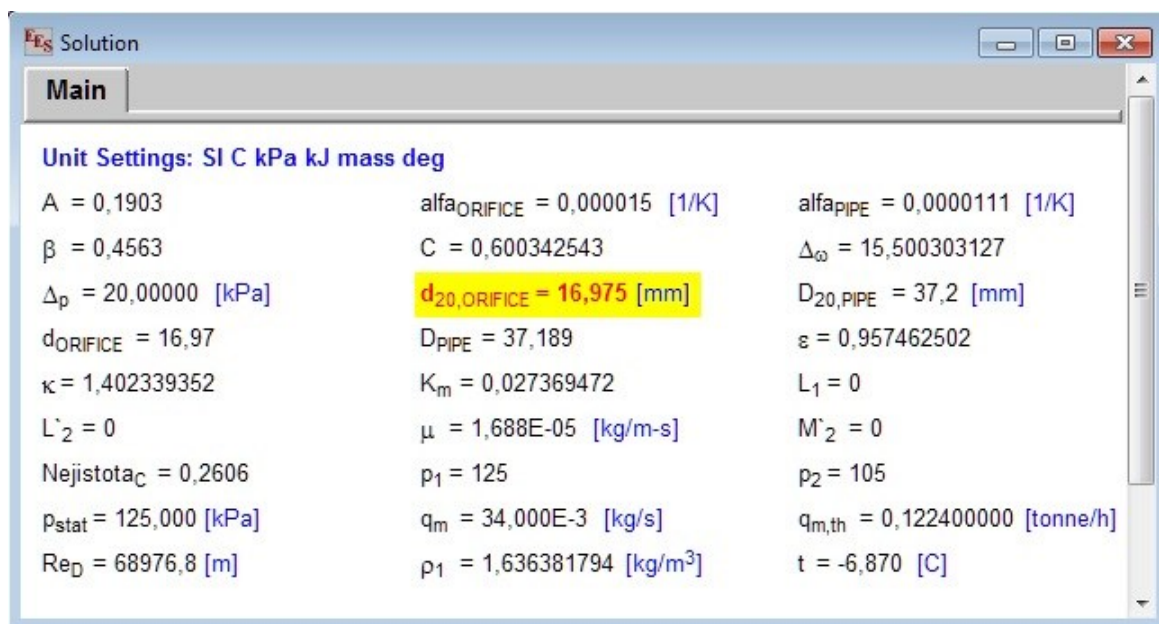
8.2 Centrická clona výstupní měřicí trati

Druhá centrická clona měří průtok směsi hnacího a hnaného vzduchu ve výstupním potrubí za proudovým kompresorem. Výstupní potrubí slouží zároveň jako výstupní měřicí trať (MT2). Parametry potřebné pro konstrukční návrh kotouče stanovují podle parametrů pracovních vzduchů ve výstupním potrubí za PK. Průměr potrubí vybírám již v rámci návrhu proudového kompresoru ze standardizovaných rozměrů dle normy ČSN EN 1092-1. Jedná se o TR 42,4x2,6 [mm]. [Kapitola 7.3.6] Tlakovou diferencí měřicí clony volím dle parametrů měřeného média.

p₅	125	[kPa]
t₅	-6,87	[°C]
($\dot{m}_{1,max} + \dot{m}_0$)	0,034	[kg·s ⁻¹]
d_{MT1}	0,0372	[m]
Δp_{MT1}	20	[kPa]

Tabulka 8-2: Parametry potřebné k návrhu clony pro MT2 [v. t.]

Konstrukční návrh centrických clon



Obrázek 8-4: Výpočet centrické clony pro MT2 [v. t.]

Dosazením zadaných a zvolených hodnot do obecného výpočtu clony získávám hodnotu vnitřního průměru clonového kotouče MT2, která činí: $d_{MT2,clona} = 16,975$ [mm].
[Obrázek 8-4]

9. Volba Prandtlovy sondy

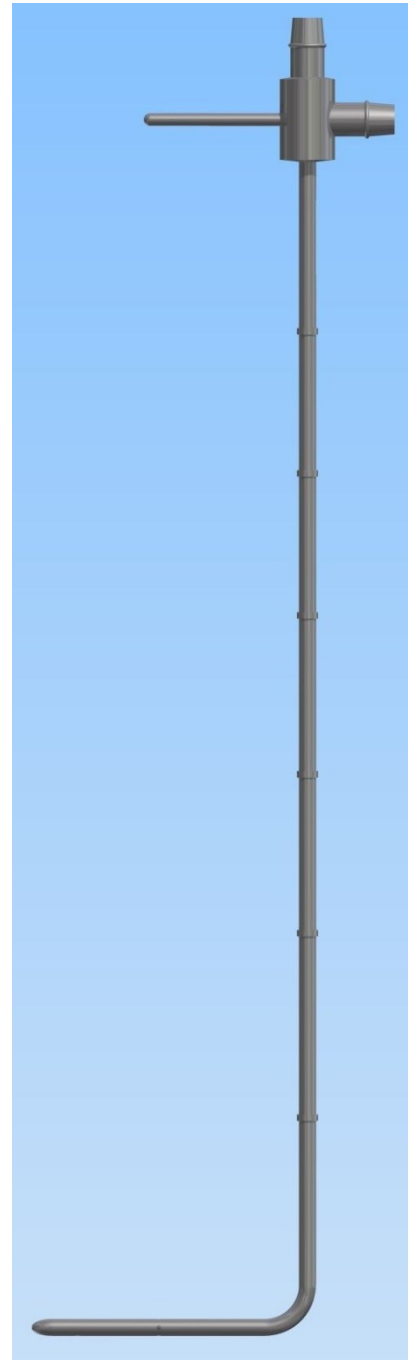
Pro účely měření volím dynamickou rychlostní sondu o délce 305 [mm] a průměru 4 [mm] od společnosti Airflow. [Obrázek 9-1]

V této aplikaci však slouží k měření průtoku na výstupní trati (MT2) také centrická clona. Měřicí trať osazují Prandtlovou sondou z těchto důvodů:

- Zdvojení měření
- Ověření hodnot naměřených centrickou clonou
- Seznámení studentů s funkcí a použitím měřidla

Výstupní potrubí za kompresorem současně představuje přímý úsek výstupní měřicí tratě (MT2). Potrubí konstrukčně upravuji tak, aby do něj mohla být umístěna Prandtlova sonda. K upevnění sondy do potrubí slouží návarek s pryžovým těsněním a upevňovací maticí. Otvor pro zasunutí sondy do potrubí volím podle doporučení normy ČSN EN ISO 5167-1 ve vzdálenosti minimálně „5D“ od kotouče clony.

Hodnoty průtoku naměřené Prandtlovou sondou se budou zaznamenávat a porovnávat s hodnotami získanými pomocí centrické clony. Cílem měření bude tedy kromě určení energetických charakteristik proudového kompresoru i seznámení studentů se dvěma odlišnými druhy měřidel průtoku, způsobem jejich používání a vyhodnocování naměřených dat. [Příloha J]



Obrázek 9-1: Model Prandtlovy sondy [v. t.]

10. Konstrukční návrh měřicích tratí

Měřicí tratě navrhuji pro měření průtoků a k dopravě pracovních médií. Stlačený vzduch putuje ze zdroje přes měřicí orgán (clonu) do proudového kompresoru. Výstupní směs následně proudí z kompresoru přes měřicí orgány (Prandtlovu sondu a clonu) do ovzduší.

Pro měření průtoků pracovních médií proudovým kompresorem jsem navrhl podle zadání diplomové práce dvě centrické clony a zvolil jednu dynamickou rychlostní sondu. **[Kapitola 8], [Kapitola 9]**

Navrhuji dvě měřicí tratě. Vstupní měřicí trať (MT1) slouží k měření průtoků hnacího stlačeného vzduchu. Výstupní měřicí trať (MT2) měří průtok směsi hnacího a hnaného vzduchu na výstupu z proudového kompresoru.

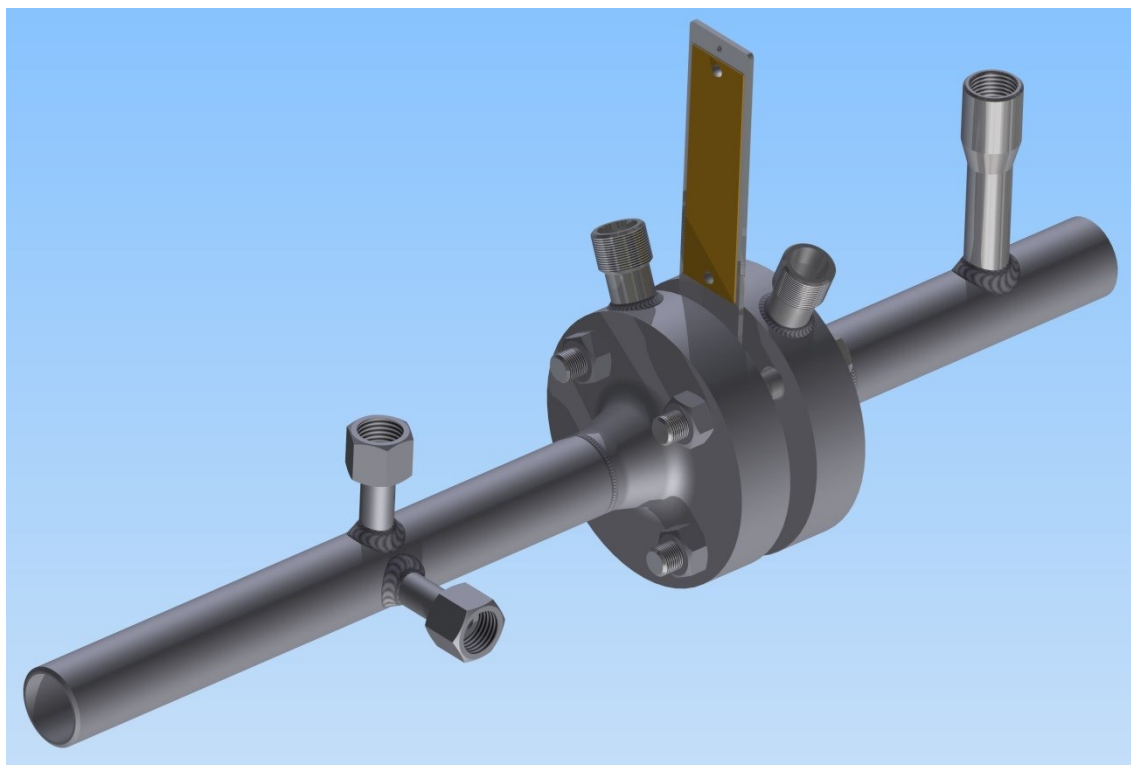
Vzhledem k výukovým účelům měřicí soustavy, osazuji měřicí tratě návrhy pro měření teplot a tlaků. Měření teplot se bude realizovat digitálními měřidly. Tlaky navrhuji snímat digitálními i analogovými měřidly. Návrhy pro teploměry, manometry a Prandtlovu sondu umísťuji na měřicí tratě podle doporučení normy ČSN EN ISO 5167-1 ve vzdálenosti minimálně „5D“ od kotoučů měřicích clon.

10.1 Vstupní měřicí trať

Při návrhu centrické clony jsem zvolil rozměr potrubí MT1: TR 33,7x2,6 [mm].
[Kapitola 8.1]

Měřicí trať sestavuji ze dvou přímých úseků zvoleného potrubí. Mezi úseky umístíuji centrickou clonu, kterou zasazují do přírubového spoje. Přírubový spoj plní současně funkci komorového odběru diferenčního tlaku.

Potrubí MT1 a vstupní potrubí hnaného média proudového kompresoru mají odlišné rozměry. Vstupní potrubí hnaného média je pevně spojeno s dýzou. Dýzu však konstruuji jako posuvnou, proto musí také spojení mezi MT1 a vstupním potrubím hnaného média umožňovat tento posuv. Navrhují spojení prostřednictvím tvarové redukce a pevné pryžové hadice. Spojení je snadno rozebíratelné a umožňuje regulaci hmotnostního toku nasávaného vzduchu nastavováním vzdálenosti dýzy a směšovací komory.
[Kapitola 2.3.2.3], [Obrázek 10-1], [Příloha I]



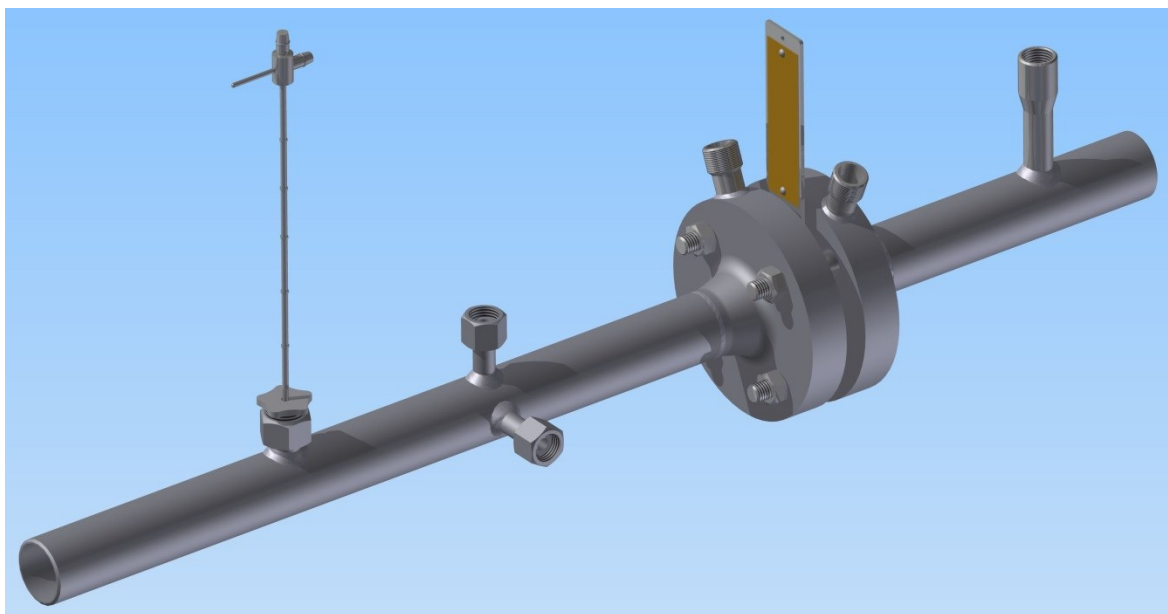
Obrázek 10-1: Model vstupní měřicí trati [v. t.]

10.2 Výstupní měřicí trať

V souvislosti s návrhem proudového kompresoru jsem zvolil průměr potrubí MT2: TR 42,4x2,6 [mm]. **[Kapitola 7.3.6]**

Výstupní měřicí trať sestavuji obdobně jako trať vstupní ze dvou přímých úseků. Mezi úseky umísťuji odběrový přírubový spoj pro komorový odběr tlakové difference na cloně, kterou zasazují mezi příruby. Spojení mezi difuzorem a MT2 navrhují prostřednictvím svarového spoje.

Do přímého úseku MT2 mezi difuzor a kotouč měřicí clony zavádím dynamickou rychlostní sondu. **[Kapitola 9]** Souosost hlavy Prandtlovy sondy s potrubím zabezpečuje konstrukce sondy. K ustavení hlavy sondy ve správné pozici vůči směru proudění slouží praporek umístěný na konci sondy společně s tlakovými vývody. Pozici sondy uprostřed potrubí, vzhledem k jeho průřezu, lze nastavovat pomocí drážek na těle sondy. **[Obrázek 10-2], [Příloha J]**



Obrázek 10-2: Model výstupní měřicí trati [v. t.]

11. Měřicí soustava

Proudový kompresor společně s měřicími tratěmi (MT1 a MT2) slouží ke studijním účelům. Hnací i hnané médium představuje suchý vzduch. Zadané parametry pracovních médií (tlak a teplota) se pohybují v bezpečných mezích. Studenti tak nejsou v rámci měření vystaveni nebezpečí úrazu případnou nesprávnou manipulací se zařízením. Oproti pístovým či šroubovým kompresorům se proudové kompresory běžně ve školních laboratořích nevyskytují. Tato měřicí sestava tak studentům poskytuje příležitost seznámit se s proudovým kompresorem a pochopit jeho funkci.

Měřicí tratě tvoří s proudovým kompresorem jeden celek. Měřicí soustava se skládá ze tří částí:

- Vstupní měřicí trať [**Obrázek 10-1**]
- Proudový kompresor [**Obrázek 7-12**]
- Výstupní měřicí trať [**Obrázek 10-2**]

12. Předmět měření na měřicí soustavě

Měřicí soustavu tvoří proudový kompresor a přilehlé měřicí tratě. Prostřednictvím měřicích tratí lze stanovovat energetické charakteristiky navrženého proudového kompresoru.

Hmotnostní průtok přísávaného vzduchu z okolí není předmětem měření. Stanovuje se výpočtem z naměřených hodnot hmotnostních toků hnacího vzduchu, který vstupuje do kompresoru a směsi, která z kompresoru vystupuje.

Tlak hnacího média lze regulovat v rozsahu zvoleného regulátoru. **[Kapitola 6.1]** Následným měřením průtoků a příslušnými výpočty se stanovují například tyto charakteristiky proudového kompresoru:

- Závislost hmotnostního toku hnaného vzduchu (\dot{m}_0) a tlaku hnacího vzduchu (p_1)
- Závislost rychlosti výstupní směsi z PK (w_5) a tlaku hnacího vzduchu (p_1)
- Závislost energetických ztrát PK (E_z) a tlaku hnacího média (p_1)

Další regulační prvek představuje dýza hnacího média. Dýzu navrhuji posuvnou v ose proudového kompresoru. Změnou vzdálenosti mezi dýzou a směšovací komorou lze regulovat množství nasávaného vzduchu. Při optimálním ustavení dýzy vůči směšovací komoře dosahuje proudový kompresor maximálního průtoku na výstupu z difuzoru při konstantních parametrech hnacího vzduchu.

13. Závěr

Úvodní část práce jsem věnoval detailnímu popisu proudovému kompresoru. Definoval jsem funkční princip zařízení, který jsem následně graficky znázornil v i-s diagramu. Zabýval jsem se také pracovními médii. Popsal jsem jejich fyzikální vlastnosti obecnými rovnicemi a vytvořil jsem postup pro výpočet hmotnostních toků. S využitím informací o průtocích pracovních médií jsem navrhl obecný postup pro výpočet rozměrů všech částí proudového kompresoru. Výpočty jsem sestavil pro ideální proudový kompresor. Proto jsem jako další kapitolu zařadil přepočítání ideálního stroje na skutečný. Rozměry zařízení se nezměnily. Přepočítání spočívalo pouze ve výpočtu skutečného hmotnostního toku hnacího média pro pokrytí energetických ztrát skutečného stroje.

Dále jsem provedl zhodnocení vlastností proudového kompresoru z provozního hlediska. Určil jsem pozitiva a negativa provozování zařízení a stanovil jsem podmínky použitelnosti v praxi. Nakonec jsem uvedl výčet a popis praktického využití proudového kompresoru z různých oblastí lidské činnosti.

Další dvě kapitoly jsem věnoval popisu měřicích zařízení. Nejprve jsem se zabýval centrickou clonou. Rozdělil jsem ji podle způsobu odběru tlakové difference na clonu s bodovým a s komorovým odběrem. Pro výpočet rozměrů clonového kotouče jsem zvolil postup dle normy ČSN EN ISO 5167-1. Uvedl jsem se také způsoby, kterými lze clonu usadit do měřicí trati, aby mohla být použita pro měření průtoku pracovních médií. Následně jsem zpracoval detailní popis funkce a konstrukce Prandtlovy sondy a definoval jsem podmínky jejího použití pro měření průtoku pracovních médií.

Teoretickou část práce jsem zakončil kapitolu týkající se měřicí trati. Popsal jsem její účel a náležitosti, které musí trať splňovat podle normy ČSN EN ISO 5167-1.

Druhou polovinu práce jsem věnoval konstrukčním návrhům jednotlivých součástí měřicí soustavy. Nejprve jsem však musel zvolit zdroj stlačeného vzduchu odpovídající kritériím zadání. Zvolil jsem pístový kompresor Atmos Perfect 4/270 se vzdušníkem. Ze štítku pístového kompresoru jsem stanovil konkrétní parametry hnacího vzduchu, pro které jsem poté realizoval konstrukční návrh všech součástí měřicí soustavy.

Závěr

Nejprve jsem provedl výpočet proudového kompresoru. Využil jsem při tom postup, který jsem definoval v teoretické části práce. Aplikací zadaných a zvolených parametrů pracovních médií jsem výpočtem stanovil, že proudový kompresor používá pro expanzi hnacího vzduchu zúženou dýzu s výstupní rychlostí hnacího vzduchu $309,76 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-1}]$. Při výkonnosti zdroje stlačeného vzduchu $0,02253 \text{ [kg}\cdot\text{s}^{-1}]$ nasává proudový kompresor $0,01148 \text{ [kg}\cdot\text{s}^{-1}]$ vzduchu z okolního prostředí.

Rozhodl jsem se navrhnout proudový kompresor s regulovatelnou dýzou. Vstupní potrubí hnacího vzduchu jsem osadil závity pro posuvné připojení sestavy potrubí-dýza k hlavě proudového kompresoru. Závěrem návrhu jsem vypočítal, že 68,4 % dodávaného stlačeného vzduchu se spotřebuje pro pokrytí energetických ztrát v proudovém kompresoru.

Následně jsem provedl konstrukční návrh centrických clon pro dvě měřicí tratě. Postupoval jsem dle výpočtů v normě ČSN EN ISO 5167-1. Parametry pracovních médií jsem převzal z návrhu proudového kompresoru. Stanovil jsem průměry otvorů v centrických clonách. Clona vstupní měřicí trati (MT1) má otvor o průměru $13,066 \text{ [mm]}$ a clona výstupní měřicí trati (MT2) má otvor o průměru $16,975 \text{ [mm]}$. Zvolil jsem provedení odběru tlakové difference prostřednictvím komorového odběru.

V dalších kroku jsem podle parametrů pracovních médií zvolil Prandtlovu sondu o délce 305 [mm] a průměru 4 [mm] od společnosti Airflow.

Vypočítané kotouče centrických clon a zvolenou Prandtlovu sondu jsem následně zakomponoval do konstrukčního návrhu měřicích tratí. Vstupní měřicí trať jsem osadil centrickou clonou pro měření průtoku stlačeného vzduchu a návarky pro manometry a teploměr. Výstupní měřicí trať jsem osadil centrickou clonou, Prandtlovou sondou a návarky pro připojení sondy, manometrů a teploměru.

Soustava měřicích tratí a proudového kompresoru bude sloužit dle zadání ke studijním účelům. Proto jsem parametry pracovních médií volil s ohledem na bezpečnost obsluhujícího personálu. Závěr práce jsem věnoval výčtu praktických úloh, které lze realizovat prostřednictvím navržené měřicí soustavy.

Proudový kompresor a měřicí tratě jsem namodeloval v programu Autodesk Inventor. Všechny části proudového kompresoru jsem vytvořil jako výrobní a sestavné výkresy. Měřicí tratě jsem zpracoval jako sestavné výkresy.

14. Seznam použité literatury

- [1] HIBŠ, Miroslav. *Proudové přístroje*. 2. přeprac. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 183 s. 1981.
- [2] KAMINSKÝ, Jaroslav; KOLARČÍK, Kamil; PUMPRLA, Oto. *Kompresory*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. 125 s. ISBN 80-248-0704-1.
- [3] KALČÍK, Josef. *Technická termodynamika*. 2. vyd. Praha: Československá akademie věd, 1963.
- [4] TECHNOR – Seznam norem ČSN [online], [cit. 2015-10-12]. Dostupné z:
< <http://www.technicke-normy-csn.cz/technicke-normy/> >
- [5] WIKIPEDIA – *Injektor* [online], [cit. 2016-13-4]. Dostupné z:
< https://cs.wikipedia.org/wiki/Injektor#/media/File:%C4%8CSD_354-195_injector.jpg >
- [6] VŠB-TUO – *Provoz a regulace energetických zařízení* [online], [cit. 2016-3-3]. Dostupné z: < <http://projekty.fs.vsb.cz/414/provoz-a-regulace-energeticky-zarizeni.pdf> >
- [7] MATTECH – *Centrické clony* [online], [cit. 2016-3-3]. Dostupné z:
< <http://www.mattech.cz/cs/clony/centricke-clony> >
- [8] VŠCHT PRAHA – *Měření průtoku a proteklého množství* [online], [cit. 2016-3-3]. Dostupné z: < <http://uprt.vscht.cz/kminekm/mrt/F4/F4k45-o467.gif> >
- [9] PRISMA INSTRUMENTS – *Orifice Plates* [online], [cit. 2016-3-3]. Dostupné z:
< <http://www.prisma-instruments.com/images/uploads/PDF/Fiches%20PDF%20EN/Flow/Orifices.pdf> >
- [10] ELECTRICAL ENGINEERING STUDENTS AND PROFESSIONALS – *Instrumentation and process engineering* [online], [cit. 2016-3-3]. Dostupné z:
< http://2.bp.blogspot.com/-Sc2Go2Hb0oA/VQklzTirYI/AAAAAAAAAAc/7HceZ9fT2TU/s1600/steamtrap_fixedorifice.gif >
- [11] MATTECH – *Měřicí tratě* [online], [cit. 2016-4-3]. Dostupné z:
< <http://www.mattech.cz/cs/merici-trate> >

Seznam použité literatury

- [12] IDSOLUTIONS – *IdFlow Orifice Plate Assemblies* [online], [cit. 2016-4-3].
Dostupné z: < <http://www.idsolutions-acp.com/en/main-nav/products/idflow/idflow-orifice-plate-and-flange-assemblies/> >
- [13] AIRFLOW – *Dynamické rychlostní sondy* [online], [cit. 2016-6-3]. Dostupné z:
< <http://www.airflow.cz/produkty/pristroje/dynsonda.php> >
- [14] AIRFLOW – *Airflow sondy* [online], [cit. 2016-6-3]. Dostupné z:
< <http://www.airflow.cz/pdf/datasheets/sondyairflow.pdf> >
- [15] OSPOL TECH – *Průmyslové pístové kompresory s nádobou* [online], [cit. 2015-2-12].
Dostupné z: < <http://www.ospoltech.cz/e-shop/e-shop/kompresory/pistove/prumyslove/s-nadobou/perfect-4-270.html> >
- [16] KOMPRESORY VZDUCHOTECHNIKA – *Regulátor tlaku s filtrem* [online],
[cit. 2015-2-12]. Dostupné z: < <https://www.kompresory-vzduchotechnika.cz/p/798/regulator-tlaku-s-filtrem-kovovy-do-18-bar-g12> >

15. Seznam příloh

Příloha A – Výrobní výkres PK_01: Zúžená dýza

Příloha B – Výrobní výkres PK_02: Vstupní potrubí hnacího vzduchu

Příloha C – Výrobní výkres PK_03: Hlava PK a směšovací komora

Příloha D – Výrobní výkres PK_04: Difuzor

Příloha E – Výrobní výkres PK_05: Vstupní potrubí hnaného vzduchu

Příloha F – Výrobní výkres PK_06: Víko hlavy

Příloha G – Sestavný výkres PK_S2: Tělo PK

Příloha H – Sestavný výkres PK_S1: Vstupní potrubí s dýzou

Příloha CH – Sestavný výkres PK_S0: Tělo PK a vstupní potrubí s dýzou

Příloha I – Sestavný výkres MT1_S0: Vstupní měřicí trať

Příloha J – Sestavný výkres MT2_S0: Výstupní měřicí trať

Příloha K – Pomocný výkres MT2_SP: Seznam položek MT2_S0