

41. PROUDĚNÍ PLYNŮ A PAR DIFUZORY

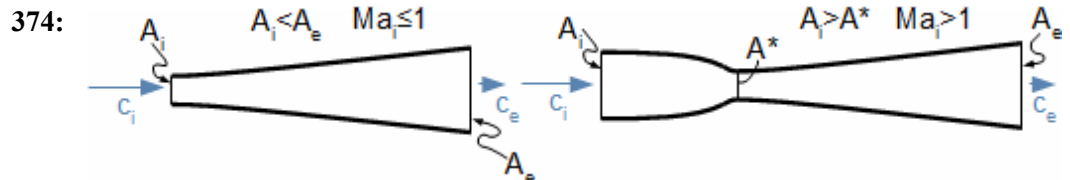
Jiří Škorpík, ORCID: 0000-0002-3034-1696, skorpik.jiri@email.cz

Úvod	1
Energetická bilance difuzoru	1
Změna stavu plynu v difuzoru při proudění beze ztrát	1
Proudění difuzorem se ztrátami	2
Účinnost difuzoru	3
Účinnost difuzoru při proudění kapaliny	3
Tvary difuzorů a s tvarem související ztráty ..	4
Kuželové difuzory a jim podobné	4
Opatření ke snížení citlivosti na odtržení mezní vrstvy	5
Tvary difuzorů navržené podle požadavků na gradient tlaku	6
Výpočet difuzoru s konstantním gradientem tlaku [Ú.441]	6
Porovnání vlastností difuzoru se stálým gradientem tlaku s difuzorem kuželovým	7
Výpočet gradientu tlaku v kuželovém difuzoru [Ú.456]	7
Tvar difuzoru s co nejnižší citlivostí na odtržení mezní vrstvy	7
Nadzvukové difuzory	8
Problémy difuzorů při nenávrhových stavech .	9
Některé aplikace teorie difuzorů	10
Nenávrhové stavy ventilu s difuzorem	10
Difuzorové lopatkové kanály	12
Ejektory a injektory	13
Výpočet injektoru [Ú.410]	15
Náporový motor	16
Odkazy	17
Přílohy	18
404: Odvození rovnice energetické bilance směšovací zóny ejektoru	18
410: Řešení úlohy	19
432: Odvození rov. přírůstku tlaku v difuzoru ...	23
441: Řešení úlohy	24
456: Řešení úlohy	27

Úvod

Musíme rozlišovat mezi podzvukovým a nadzvukovým difuzorem

Difuzor je kanál s plynulou změnou průtočného průřezu. Proudění tekutiny v difuzoru je děj, při kterém dochází především ke zvýšení tlaku a snížení kinetické energie. Podle Hugoniotova teorému³⁹ vyhovuje nadzvukovému proudění jiný tvar difuzoru než pro podzvukové proudění: u nadzvukového difuzoru musí nejdříve dojít ke zpomalení proudění na rychlost zvuku³⁹ ve zužující se části difuzoru, viz *Obrázek 374*.



vlevo podzvukový difuzor, krátce difuzor; **vpravo** nadzvukový difuzor. A [m^2] průtočný průřez difuzoru; c [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] rychlost plynu; Ma [1] Machovo číslo³⁹; A^* [m^2] kritický průřez nadzvukového difuzoru, ve kterém plyn dosahuje právě rychlosti zvuku neboli kritického stavu. Index i označuje stav na vstupu do difuzoru, index e označuje stav na výstupu z difuzoru.

Podobnosti teorie difuzorů s teorií trysek

V článku jsou často použity stejné pojmy jako v článku Proudění plynů a par tryskami⁴⁰ – to je dáno tím, že v ideálním případě děj probíhající v difuzorech je opačný k ději probíhající v trysce a tedy i rovnice pro výpočet stavu plynu jsou stejné nebo si jsou podobné.

Energetická bilance difuzoru

• Změna stavu plynu v difuzoru při proudění beze ztrát

Rovnice pro rychlost v ideálním difuzoru jsou stejné jako pro trysku

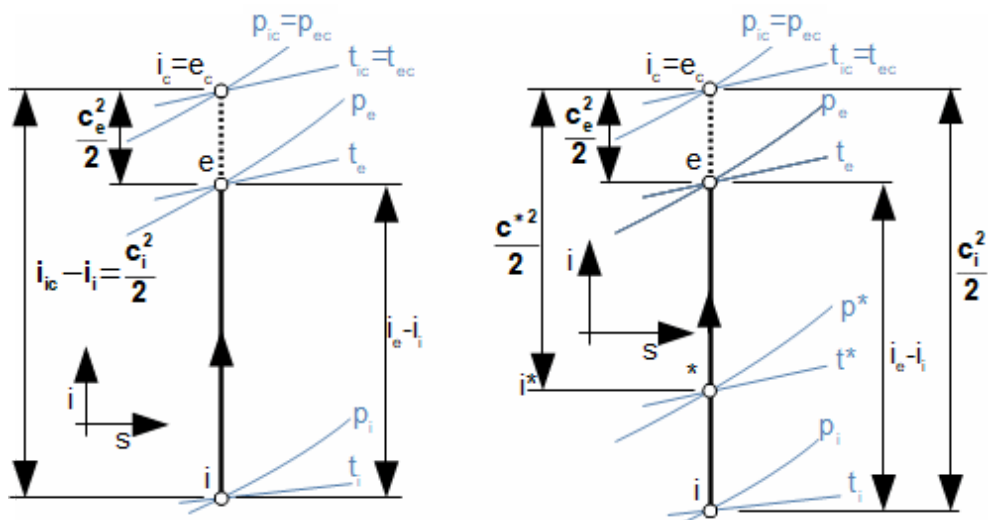
Vzorec pro výstupní rychlost plynu difuzoru má stejný tvar jako vzorec pro výpočet výtokové rychlosti trysky uvedené v kapitole Zužující se tryska⁴⁰ a je funkcí tlaku na vstupu p_i a protitlaku p_e . Uvedený vzorec platí jak pro nadzvukové difuzory, tak podzvukové difuzory, jak lze odvodit z tvarů i - s diagramů, ve kterém jsou jasně identifikovatelné vztahy mezi kinetickou energií a entlapiemi, viz *Obrázek 727, s. 2*.

Hmotnostní průtok difuzorem

Hmotnostní tok plynu difuzorem závisí na velikosti vstupního průřezu A_i . Naopak kritický, respektive nejužší průřez nadzvukového difuzoru A^* se vypočítá z požadovaného hmotnostního průtoku m a ze stavu plynu při kritickém tlaku p^* , ten se vypočítá z kritického tlakového poměru⁴⁰ plynu, viz *Vzorce 513, s. 2*.

727:

Změna stavových veličin plynu v difuzoru při proudění beze ztrát



vlevo i-s diagram podzvukového difuzoru; vpravo i-s diagram nadzvukového difuzoru. i [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] měrná entalpie⁴³ plynu; s [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] měrná entropie⁴³; t [$^{\circ}\text{C}$] teplota plynu; p [Pa] tlak plynu; i^* [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] kritická entalpie⁴⁰; c^* [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] kritická rychlost⁴⁰. Index c označuje celkový stav plynu.

513: $\dot{m} = A_i \cdot c_i \frac{1}{V_i}; \quad p^* = \epsilon_c^* \cdot p_{ic}; \quad \epsilon_c^* = \left(\frac{2}{\kappa + 1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$

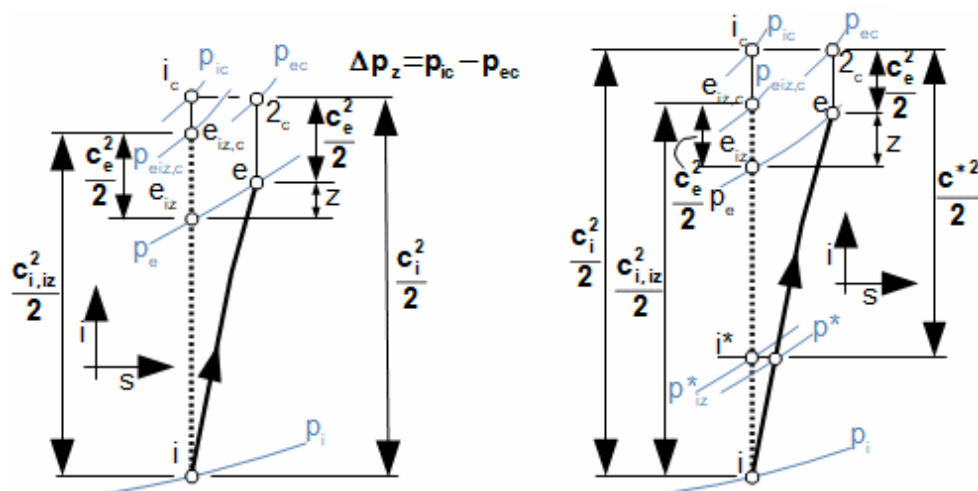
v [$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$] měrný objem; ϵ_c^* [1] kritický tlakový poměr⁴⁰; κ [1] konstanta adiabaty (poměr tepelných kapacit⁴³).

• Proudění difuzorem se ztrátami

Vliv disipace energie v difuzoru na konečný stav

V předchozí kapitole je popsána adiabatická komprese v difuzoru beze ztrát, neboli izentropická³⁸ komprese. Kompresi v difuzoru ale také ovlivňuje vnitřní tření³⁸ plynu, tření o stěny difuzoru, tření uvnitř tekutiny a víření, souhrnně disipace energie⁴³, která snižuje celkový tlak a zvyšuje entropii plynu, jak je znázorněno v i-s diagramu na Obrázku 98.

98:



vlevo v podzvukovém difuzoru; vpravo v nadzvukovém difuzoru. z [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] ztráta – nutné zvýšení vstupní kinetické energie plynu pro pokrytí ztrát (existují i jiné definice ztráty difuzoru např. [1, s. 387], ale zde uvedená definice je praktičtější, protože v případě izentropické i reálné komprese je dosaženo stejného tlaku na výstupu.); Δp_z [Pa] tlaková ztráta³⁸ – rozdíl celkových tlaků. Index iz označuje izentropickou kompresi – komprese beze ztrát.

Poloha kritického stavu v nadzvukovém difuzoru

Z i-s diagramu také vyplývá, že kritická rychlost c^* při reálné kompresi je stejná jako při izoentropické kompresi, protože rychlost zvuku v ideálním plynu je funkcí pouze teploty. To znamená, že přechod z nadzvukového do podzvukového proudění při reálné kompresi nastane při nižším tlaku než při izoentropické kompresi $p^* < p^*_{iz}$. To je způsobeno nižší rychlostí plynu při stěnách difuzoru než v jádru proudu, proto střední rychlost plynu může být zvuková už při tlaku p^* , zatím co v jádru proudu je ještě nadzvuková. Výše zmíněné skutečnosti znamenají, že plyn dosahuje rychlosti zvuku – myšleno střední rychlost proudění – už před nejužším místem difuzoru.

Základní postup při stanovení ztrát v difuzorech

i-s diagramu nového difuzoru se navrhuje na základě podobnosti s jinými difuzory, či výpočtu tlakové ztráty. Tlaková ztráta difuzoru je funkcí součinitele tření³⁸, který lze odvodit z obecné rovnice adiabatického proudění plynu za přítomnosti tření³⁸, nebo při malých změnách hustoty podle [2, s. 85].

● Účinnost difuzoru

Definice účinnosti ke dvou stavům

Účinnost difuzoru může být definována různě. Nejčastěji se jedná o poměr mezi rozdílem entalpií při izoentropické a reálné kompresi, protože se tyto stavy nejspíše zjišťují, viz *Vzorec 405*.

$$405: \quad \eta = \frac{i_{e,iz} - i_i}{i_e - i_i}$$

η [1] účinnost difuzoru definována ke statickým stavům plynu (účinnost stanovená k celkovým stavům $i_{e,c,iz}$, $i_{e,c}$ bude mít vyšší hodnotu, což je patrné z i-s diagramu).

Porovnání dvou difuzorů pomocí exponentu polytropy

Popsat průběh změny statických stavů plynu v difuzoru a porovnávat dva různé difuzory lze přibližně i pomocí exponentu polytropy. Vzorec pro výpočet průměrné hodnoty exponentu polytropy v difuzoru je stejný jako pro případ proudění v trysce uvedený v kapitole Účinnost trysky⁴⁰.

Predikce účinnosti difuzoru

Při výpočtu nového difuzoru lze využít podobnosti účinnosti a exponentu polytropy s modely nebo již vyrobenými difuzory. Přesnost takového návrhu je závislá na míře podobnosti porovnávaných difuzorů.

● Účinnost difuzoru při proudění kapaliny

Podmínky použití Bernoulliho rovnice

V případě kapalin, nebo malého stlačení a změny hustoty i u plynů, se vychází při energetické bilanci difuzoru z Bernoulliho rovnice¹¹. V difuzoru se nekoná práce $a_i = 0$, takže celková energie kapaliny¹¹ před difuzorem musí být rovna celkové energii kapaliny na výstupu z difuzoru s připočtením ztrát, viz *Vzorec 415, s. 4*.

415: Energetická bilance difuzoru při proudění kapaliny

$$\underbrace{\frac{p_i}{\rho} + \frac{c_i^2}{2} + g \cdot h_i}_{y_i} = \underbrace{\frac{p_e}{\rho} + \frac{c_e^2}{2} + g \cdot h_e + z_{i-e}}_{y_e}$$

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] gravitační zrychlení; $y_{i,e}$ [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] měrná celková energie kapaliny na vstupu a výstupu; z_{i-e} [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] měrná vnitřní ztráta¹³ difuzoru; h [m] výška osy difuzoru; $g \cdot h$ [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] měrná potenciální energie.

Definice hyd. účinnosti difuzoru

V těchto případech lze účinnost difuzoru definovat jako podíl mezi celkovou energií kapaliny na výstupu a na vstupu difuzoru (Vzorec 411), tedy podobně jako hydraulickou účinnost¹³ čerpadel.

$$411: \eta = \frac{y_e}{y_i} = \frac{y_i - z_{i-e}}{y_i}$$

Tvary difuzorů a s tvarem související ztráty

• Kuželové difuzory a jim podobné

Kuželový difuzor

Kuželový tvar difuzoru (Obrázek 458) se jednoduše vyrábí a to i v případě nekruhových variant. Podle [1, s. 391] se úhel rozšíření α pohybuje v rozmezí 6 až 15°, přičemž většina difuzorů se vyrábí s úhlem rozšíření ve středním rozsahu 10 až 12°. Geometrie kuželového difuzoru je blízká geometrii divergentní části Lavalovy trysky⁴⁰.

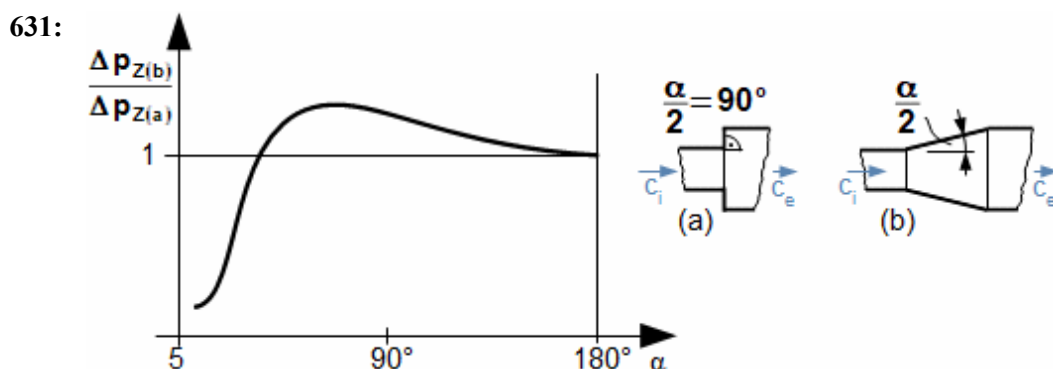
458:

$$l = \frac{r_e - r_i}{\text{tg} \frac{\alpha}{2}}$$

r [m] poloměr; α [°] úhel rozšíření difuzoru; l [m] délka difuzoru; x [m] vzdálenost v ose.

Vliv rozšíření kuželového difuzoru na tlakovou ztrátu

Při posuzování vlivu úhlu rozšíření na tlakovou ztrátu Δp_z v difuzoru se používá porovnání s náhle rozšířeným kanálem stejných průtočných průřezů, viz *Obrázek 631*.

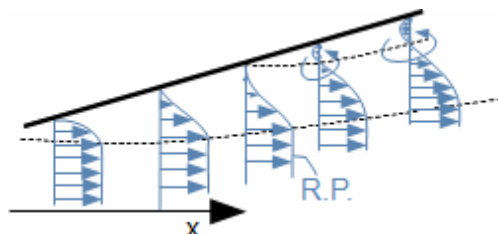


Graf v měřítku je uveden v [1, s. 382].

Popis vývoje ztrát v kuželovém difuzoru a odtržení mezní vrstvy od profilu

Podle Obrázku 631 může být tlaková ztráta kuželového difuzoru od určitého úhlu větší než pro případ náhle rozšířeného kanálu. To je způsobeno tím, že ztráta vnitřním třením klesá s úhlem rozšíření α , ale ztráta vířením při odtržení mezní vrstvy s úhlem α roste, viz Obrázek 418. Takže při proudění náhle rozšířeným průřezem vznikají pouze víry při odtržení [2, s. 88], které způsobují zvýšení entropie stejným mechanismem jako při škrcení³⁷ proudění clonou³⁷.

418:



R.P. rychlostní profil. Vlastní odtržení mezní vrstvy dochází v důsledku poklesu celkového tlaku v mezní vrstvě pod statický tlak za difuzorem. V takovém okamžiku dojde ke zpětnému proudění pracovní tekutiny podél stěny difuzoru a k odtržení mezní vrstvy od stěny. Celkový tlak klesá v mezní vrstvě kvůli ztrátě kinetické energie proudu.

Praktická řešení prostorově omezených difuzorů

K odtržení mezní vrstvy ke konci difuzoru dojde vždy, proto pro krátké difuzory s velkým úhlem rozšíření (používají se tam, kde je málo prostoru) je lepší, když je jejich tvar kombinací pozvolného rozšíření a náhlého rozšíření nikoliv obráceně, protože potom by k vírům došlo na jejich vstupu i výstupu (Obrázek 427).

427:



• Opatření ke snížení citlivosti na odtržení mezní vrstvy

U plně vyvinutého proudění je pravděpodobnost odtržení nižší

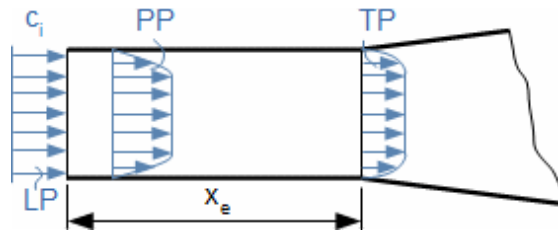
Ztráta při odtržení mezní vrstvy je tím větší, čím dále od konce difuzoru k odtržení dojde. Polohu odtržení lze ovlivnit například zvýšením hybnosti proudu u stěn difuzoru, proto je proudění turbulentní³⁸ méně citlivé na odtržení mezní vrstvy než proudění laminární³⁸ – při turbulentním proudění dochází ke sdílení hybnosti mezi okrajem a jádrem proudu. Je-li žádoucí dosáhnout turbulentního proudění, potom je nutné zajistit již na vstupu do difuzoru plně vyvinuté proudění. Toho se nejčastěji dosahuje přidáním hrdla před difuzor, viz Obrázek 428.

Další metody turbulizace proudu a vytvoření odstředivého zrychlení

Turbulenci proudu lze také zvýšit různými vestavbami v difuzoru viz [1, s. 395], [3]. Některé vestavby udělují proudu obvodovou složku rychlosti a odstředivá síla způsobí vyšší tlak u stěn difuzoru viz Eulerova n-rovnice¹². Typickým příkladem jsou

428:

Vývoj rychlostního profilu v hrdle difuzoru jako možný způsob vytvoření plně vyvinutého proudění



LP oblast laminárního proudění; PP přechodová oblast; TP plně vyvinuté turbulentní proudění. x_e minimální délka hrdla difuzoru pro úplný vývoj mezní vrstvy.

sací trouby⁵, vodních turbín²¹, ve kterých se využívá pro stabilizaci mezní vrstvy mála obvodová složka proudění¹¹ na výstupu z turbíny.

• Tvary difuzorů navržené podle požadavků na gradient tlaku

Rovnice závislosti průtočného průřezu difuzoru na gradientu tlaku

Mimo kuželový tvar se tvary podzvukových difuzorů na vrhují podle požadovaného gradientu⁴² tlaku po délce difuzoru, tedy podle funkce $dp/dx=f(x)$, viz Rovnice 432. Uvedenou rovnicí lze odvodit z rovnice pro výtakovou rychlost a rovnice kontinuity. Řešení rovnice tvaru difuzoru, například pomocí diferenciálního počtu, je při znalosti gradientu tlaku snadné, viz Úloha 441.

$$432: \frac{1}{A} \frac{dA}{dx} = \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} r \cdot T_i \frac{n-1}{n} \frac{1}{p_i^n} \frac{1}{c^2 \cdot p^n} - \frac{1}{n} \frac{1}{p} \right) \frac{dp}{dx}$$

n [1] exponent polytropy. V případě ideální komprese bude exponent polytropy roven exponentu izoentropie $n=\kappa$. Rovnice je odvozena za zjednodušujícího předpokladu, že rychlost proudění má dominantní osový směr – především u stěn se ale rychlost od osového směru odklání. Odvození je provedeno v Příloze 432, s. 23..

Grad. tlaku kuželového difuzoru je proměnlivý

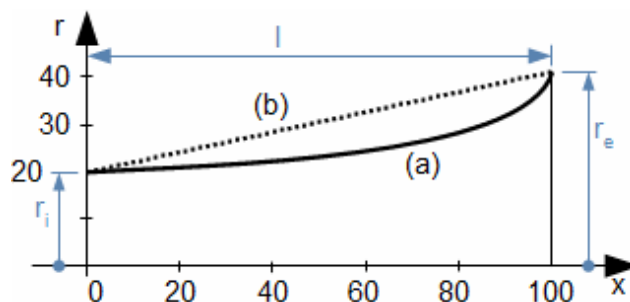
Z porovnání tvaru difuzoru se stálým gradientem tlaku s kuželovým je zřejmé, že v kuželovém difuzoru musí být gradient tlaku proměnlivý.

Úloha

441: Navrhnete difuzor kruhového průřezu odpovídající požadavku $dp/dx=konst.$ Parametry na vstupu do difuzoru: $80 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, 110 kPa , $20 \text{ }^\circ\text{C}$, suchý vzduch. Parametry na výstupu: 114 kPa . Požadovaná délka difuzoru je 100 mm při vstupním poloměru 20 mm . Počítejte proudění beze ztrát. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 441, s. 24..

Řešení Ú.441

1253:



(a) vypočítaný průběh změny poloměru difuzoru s konstantním tlakovým gradientem; (b) kuželový difuzor o stejné délce s $\alpha=23,18^\circ$.

● Porovnání vlastností difuzoru se stálým gradientem tlaku s difuzorem kuželovým

Difuzory s konstantním gradientem tlaku jsou výhodné jako krátké difuzory a v případech požadavku na rovnoměrné rychlostní pole

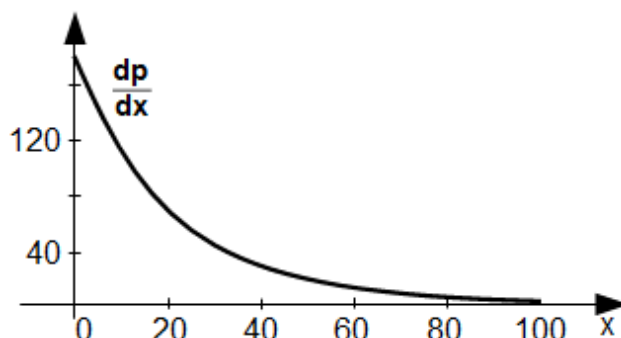
Difuzory s konstantním gradientem tlaku mají na konci prudké rozšíření, proto lze očekávat, že jsou citlivější na odtržení mezní vrstvy od profilu než difuzory kuželové. Měření ukazují, že tomu tak je u dlouhých difuzorů, ale u krátkých difuzorů ($\alpha > 18^\circ$) je tomu naopak [1, s. 392]. To je dáno tím, že u krátkých kuželových difuzorů je nejvyšší nárůst tlaku na začátku, takže relativně ještě daleko od konce difuzoru už je velmi malý rozdíl tlaků mezi tlakem v mezní vrstvě a za difuzorem. Proto se vyplatí krátké difuzory s konstantním gradientem tlaku – tyto difuzory lze přirovnat ke krátkým difuzorům na *Obrázku 427, s. 5.* s tím, že mají plynulejší tvar na výstupu bez skokové změny průřezu. Difuzory s konstantním gradientem tlaku mají také rovnoměrnější rychlostní profil než difuzory kuželové a proto se používají před chladiči, respektive tepelnými výměníky [10, s. 67].

Úloha

- 456:** Stanovte průběh gradientu tlaku v kuželovém difuzoru délky 100 mm, počátečního poloměru 20 mm, úhel rozšíření 23,18°. Vstupní a výstupní parametry plynu jsou totožné z *Úlohy 441.* Uvažujte proudění beze ztrát. Řešení úlohy je uvedeno v *Příloze 456, s. 27.*

Řešení Ú.456

1254:



Průběh gradientu tlaku v kuželovém difuzoru. dp/dx [kPa·m⁻¹] gradient tlaku; x [mm]. Gradient tlaku na počátku difuzoru je větší než v případě *Úlohy 441.*, protože je tam i větší úhel rozšíření.

● Tvar difuzoru s co nejnižší citlivostí na odtržení mezní vrstvy

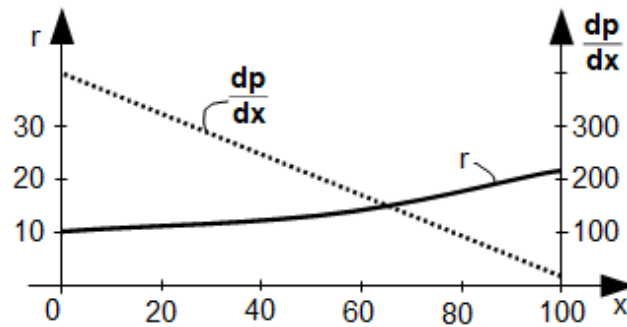
Ideální je postupné snižování gradientu tlaku

Energie v mezní vrstvě klesá postupně od vstupu po výstup difuzoru, proto v difuzoru s malou citlivostí na odtržení mezní vrstvy by se měl gradient tlaku snižovat také postupně [1, s. 388]. Ideálnímu difuzoru se blíží difuzor zobrazený na *Obrázku 430, s. 8.* s lineární změnou gradientu tlaku.

Odstupňované difuzory

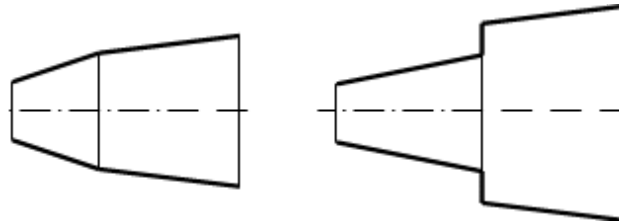
Plynulé změny tvaru difuzorů jsou výrobně složité, a proto se nahrazují kuželovými úseky s odstupňovaným rozšířením nebo v případě malého prostoru difuzory kombinovanými, kde jsou mezi navazujícími kuželami i skokové změny průměrů [1, s. 393], viz také *Obrázek 831, s. 8.*

430:
Difuzor s lineární
změnou gradientu tlaku



x [mm]. Na obrázku je difuzor o parametrech: $dp/dx=400 \text{ kPa}\cdot\text{m}^{-1}$, $r_i=10 \text{ mm}$, $p_i=110 \text{ kPa}$.

831:



Nadzvukové difuzory

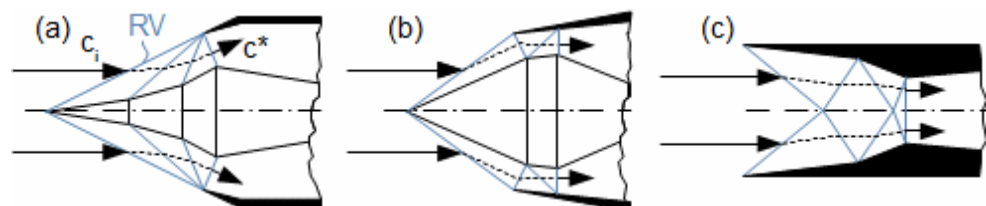
Úvod do problému
návrhu nadzvukové
části difuzoru – na
vstupu vznikají vždy
rázové vlny

Návrh nadzvukového difuzoru je problematický. V ideálním případě by měla komprese v difuzoru probíhat skrz kompresní vlny³⁹, které jsou opakem vln expanzních³⁹. Kompresní vlny by měly vznikat v konvergetní části difuzoru, která odpovídá obrácené ideální Lavalově trysce navržené metodou charakteristik⁴⁰. Takové nadzvukové difuzory se ale nevyrábí. Problém, podle [1, s. 405], takových nadzvukových difuzorů je v tom, že v reálu hned na vstupních hranách vzniknou šikmé rázové vlny případně další uvnitř konvergetní části.

Nadzvukové difuzory se
stupňovitým zbrzděním
proudu

Nejllepší stability proudění dosahují v reálných podmínkách nadzvukové difuzory, které mají stupňovité zbrzdění proudu (Obrázek 552). Ty jsou tvarovány tak, aby v určitých místech vznikaly na sebe navazující šikmé rázové vlny³⁹ s postupně větším sklonem, takže poslední vlna v nejužším místě difuzoru je kolmá³⁹. Nadzvukové stupňovité difuzory se snadno navrhnou, protože chování šikmých rázových vln je dobře probádáno

552:



(a) stupňovitý nadzvukový difuzor; (b), (c) stupňovitý nadzvukový difuzor s navazujícími rázovými vlnami – jako by se odrážely od stěny difuzoru – což přirozeně usměrňuje vektor rychlosti do osového směru a snižuje ztráty [1, s. 409]. **RV** rázové vlny.

Nadzvukové difuzory s hrdlem pro nízké nadzvukové rychlosti

a popsáno. V těchto případech se tedy vždy počítá i se ztrátami, které rázové vlny způsobují.

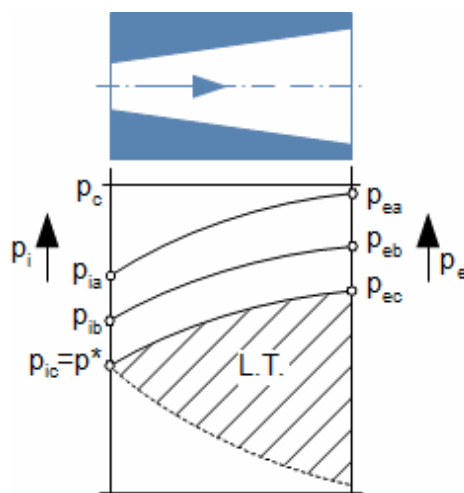
Tvary nadzvukových difuzorů jsou složité, proto se nadzvukové difuzory se vstupní rychlosti asi $Ma < 1,5$ konstruují bez zužující se části. Před rozšiřující se částí je pouze hrdlo difuzoru s konstantním průřezem podobně, jak je zobrazeno na *Obrázku 428, s. 6*. U této konstrukce se předpokládá, že na vstupu do hrdla vznikne kolmá rázová vlna [1, s. 406], ve které se sníží rychlost na podzvukovou. V případě, že kolmá rázová vlna vznikne až na konci hrdla budou v hrdle vznikat i šikmé rázové vlny. Ztráty v takovém hrdle nebudou při těchto rychlostech o moc výraznější než u složitěji tvarovaných rozšiřujících se částí.

Problémy difuzorů při nenávrhových stavech

Definice nenávrhového stavu

Každý difuzor je navržen na konkrétní stav plynu před a za difuzorem. Jestliže se tento stav změní, změní se i proudění v difuzoru. Takový stav se nazývá nenávrhový. Při nenávrhových stavech se snižuje účinnost difuzoru (zejména při nižších průtocích roste ztráta odtržením proudění od stěn) a může se i stát, že se difuzor změní na Lavalovu trysku⁴⁰, viz *Obrázek 554*.

554:
Vliv změny vstupní rychlosti na funkci podzvukového difuzoru



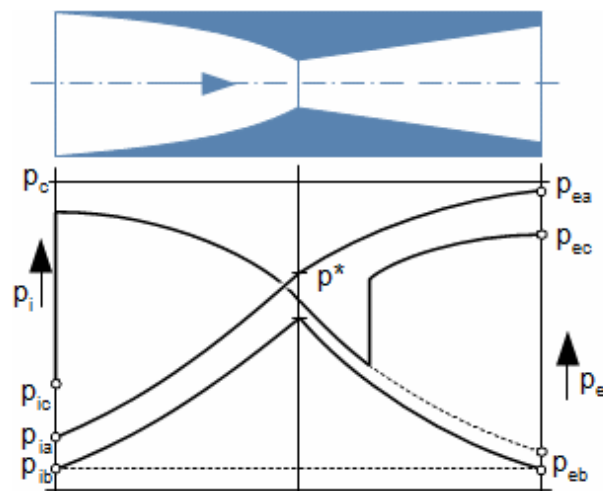
Na obrázku jsou tři případy přičemž platí $c_{ia} < c_{ib} < c_{ic} = i^*$. U jednotlivých případů se mění i protitlak, kdyby byl stále stejný ($p_e = p_{ea}$) choval by se difuzor jako krátký difuzor. Při menším jak kritickém tlaku p^* vzniká za nejužším průřezem rázová vlna a navíc při klesajícím protitlaku pod p_{ec} se stává z difuzoru Lavalova tryska, viz kapitola Proudění v přeexpandované a podexpandované Lavalově trysce⁴⁰. L.T. oblast funkce Lavalovy trysky. Druhé písmeno v dolním indexu označuje variantu.

Vliv změny vstupní rychlosti na funkci nadzvukového difuzoru

Podobné chování nastává i u konvergetních částí nadzvukových difuzorů, které se v některých stavech mohou chovat také jako tryska a mohou v této části vznikat i rázové vlny, jak je známo z *Obrázku 654, s. 10*. Náročnější

experimenty s proměnným protitlakem difuzorů, při kterých je záměrně vyvoláván vznik rázových vln jsou uvedeny v [1, s. 410-415].

654:



Na obrázku jsou tři případy přičemž platí $c_{ic} < c_{ia} < c_{ib} > a$. U jednotlivých případů se mění i protitlak, kdyby byl stále stejný ($p_e = p_{ea}$) choval by se difuzor jako krátký difuzor. Mění se tak, aby podzvukové části difuzoru nevznikla rázová vlna. V případě varianty c není konvergentní část difuzoru schopna pojmout takové množství plynu (bude klást velký odpor), proto ještě před difuzorem vznikne kolmá rázová vlna, která zvýší tlak nad kritický a rychlost sníží na podzvukovou. Tím konvergentní část difuzoru bude fungovat jako tryska. Divergentní část difuzoru bude fungovat jako Lavalova tryska při nenávrhovém stavu. Druhé písmeno v dolním indexu označuje variantu.

Opatření ke zvýšení rozsahu provozních parametrů difuzoru

Aby difuzor fungoval dobře v širokém rozsahu vstupních parametrů, musí se měnit i protitlak. U nadzvukových difuzorů je navíc nutné měnit i geometrii především minimální průtočný průřez, proto mají nadzvukové difuzory, které pracují ve větším rozsahu Machových čísel proměnlivou geometrii (například hrdla proudových nadzvukových motorů apod.). U podzvukových částí difuzorů, které mají pracovat v širokém rozsahu průtoků se přistupuje, k jejich zkracování – kratší difuzor je méně citlivý na změny protitlaku.

Některé aplikace teorie difuzorů

Výhody propracované teorie difuzorů

Teorie difuzorů má široké uplatnění v různých typech proudových strojů. Pomocí propracované teorie difuzorů lze totiž popsat i na první pohled velmi složité proudění, na víc je k dispozici velké množství naměřených dat pro různé tvary difuzorů.

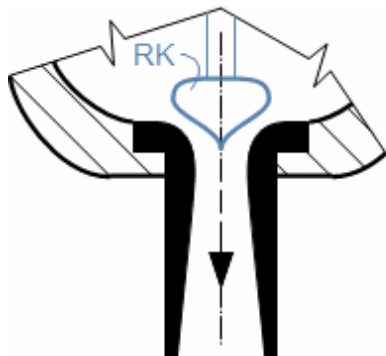
• Nenávrhové stavy ventilu s difuzorem

Vznik rázových vln v difuzorové části ventilu

Tvar difuzoru a Lavalovy trysky je stejný, proto při nízkých tlacích za ventilem s difuzorem³⁷ (Obrázek 110, s. 11) dochází

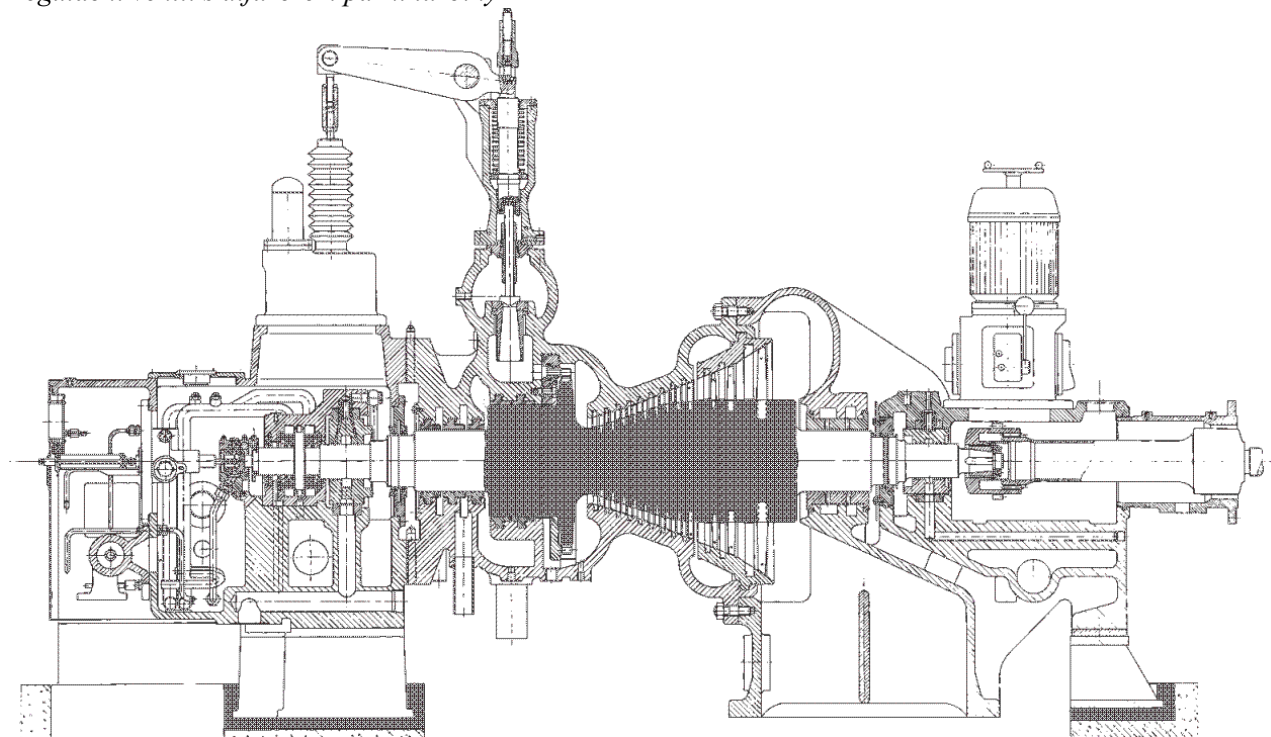
v difuzoru ke zrychlování proudu a nikoliv ke zpomalování. Tento stav nastává zejména při otvírání ventilu. V těchto případech se ventil chová jako Lavalova tryska při nenávrhových stavech a v difuzoru, nebo za ním, může docházet ke vzniku rázových vln. To může způsobit vibrace ventilu a zařízení, které se za ventilem nachází případně i poškození ventilu a zvýšení ztrát. Při malých průtocích také vznikají velké víry iniciované zpětným prouděním pracovní látky za difuzorem zpět do difuzoru, tj. podobný efekt jako při odtržení mezní vrstvy od stěny difuzoru.

110:
Ventil s difuzorem
(potevřený)



Uvnitř ventilu je podzvukové proudění. Regulace průtoků probíhá změnou průtočného průřezu pomocí kuželky ventilu **RK**, která se buď zasouvá (průtočný průřez se zmenšuje) nebo vysouvá (průtočný průřez se zvětšuje). V nejužším místě mezi kuželkou a sedlem dosáhne proudění maximální rychlosti, která se v difuzoru opět snižuje.

69:
Regulační ventil s difuzorem parní turbíny



Výrobce PBS. Obrázek: [4, s. 59].

Zkrácení difuzoru ventilu vede na větší provozní rozsah i větší ztráty

Nepříjemným efektům v difuzoru při nízkých průtocích lze předejít zkrácením difuzoru, což je typický příklad použití krátkého difuzoru. Na druhou stranu čím větší provozní rozsah ventilu je požadován, respektive čím kratší difuzor, tím větší budou ztráty spojené s krátkým difuzorem.

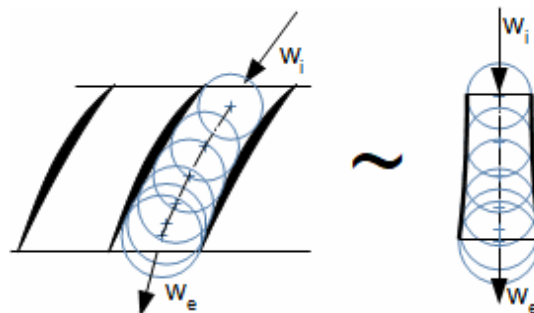
• Difuzorové lopatkové kanály

Podobnosti mezi přímým a difuzorem a lopatkovým kanálem

Difuzorové lopatkové kanály¹⁵, ze kterých se skládají lopatkové mříže¹⁵ lopatkových strojů¹¹ mají, ve vztahu k relativní rychlosti, stejnou funkci jako krátký difuzor. Z *Obrázku 745* je patrné, že difuzorové lopatkové kanály budou mít podobné vlastnosti jako krátké difuzory s malou změnou hodnoty tlakového gradientu, viz výsledky *Úlohy 441*, s. 6. To mimo jiné znamená, že lze predikovat citlivost konkrétního lopatkového kanálu na odtržení mezní vrstvy na základě měření na ekvivalentním symetrickém difuzoru. Převod tvaru difuzorového lopatkového kanálu na ekvivalentní symetrický difuzor je problematický. Jednoduchý geometrický převod z *Obrázku 745* nemusí být, z pohledu proudových vlastností, vždy dostatečně vypovídající. Navíc citlivost na odtržení mezní vrstvy zvyšuje i příčný gradient tlaku¹², který v zahnutých kanále vzniká, to je také jedna z příčin proč jsou difuzorové lopatkové profily¹⁵ málo zahnuté.

745:

Geometrická podobnost difuzorové lopatkové mříže se symetrickým difuzorem



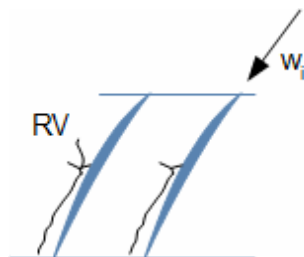
w [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] relativní rychlost¹¹ případně absolutní rychlost¹¹ c [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] u statorových mříží.

Efekty při transonickém proudění v difuzorových lopatkových kanálech

Difuzorové lopatkové kanály svým tvarem připomínají Lavalovu trysku, proto takové lopatkové mříže nejsou schopny zpracovat nadzvukové proudění. Navíc při rychlostech blízkých rychlosti zvuku vznikají v difuzoru efekty spojené s nadzvukovým prouděním. Do takové stavu se dostane díky tvaru profilu lopatky, protože za nátokovou hranou se nejprve rychlost proudění v blízkosti profilu zvyšuje, jak je to popsáno v kapitole Průběh tlaku podél profilu¹⁶. Pokud je nátoková rychlost blízká rychlosti zvuku, potom je vysoká pravděpodobnost, že v některém místě proudění v blízkosti profilu tuto rychlost na sací straně lopatky¹¹ přesáhne. Nicméně na výstupu z difuzorového kanálu je tlak vyšší než na vstupu, takže podle kapitoly Proudění

v přeexpandované a podexpandované Lavalově trysce⁴⁰ musí dojít ke skokové změně nadzvukové rychlosti na podzvukovou, to se děje lokálně blízko profilu v λ -rázové vlně³⁹ (opatření pro snížení vlivu takové rázové vlny je popsáno v [5, s. 136]), viz *Obrázek 864*.

864:
Vznik λ -rázové vlny v lopatkové mříži kompresoru

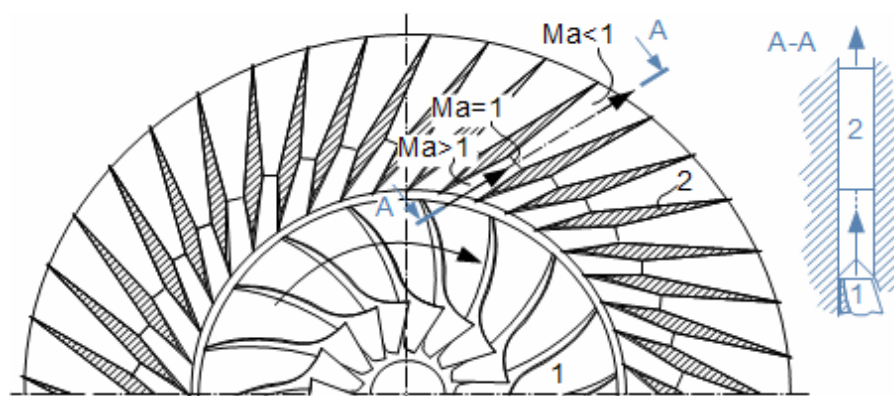


RV rázová vlna a odtržení proudu od profilu.

Nadzvukové difuzorové lopatkové kanály

Obecně je snaha se nadzvukovým lopatkovým mřížím vyhýbat, protože pro zpracování nadzvukového proudu musí být lopatkové mříže ve tvaru nadzvukového difuzoru. Takové lopatkové mříže se používají jen výjimečně, pro svou nízkou účinnost a špatnou regulovatelnost u supersonických turbokompresorů²⁶ (*Obrázek 770*).

770:
Příklad uspořádání nadzvukového turbokompresoru



1 oběžné kolo radiálního kompresoru²⁰; 2 lopatky difuzoru se supersonickým profilem.

Snížení rychlosti v hrdle proudového motoru při nadzvukovém letu

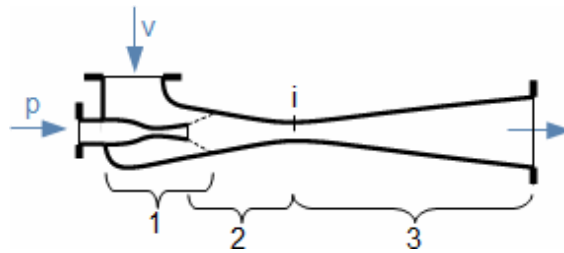
Nadzvukové rychlosti na vstupu do lopatkových mříží by šlo očekávat i u prvních stupňů turbokompresorů proudových motorů²³ nadzvukových letounů. Nicméně v těchto případech se nadzvukové proudění snižuje na podzvukové už v hrdle¹⁵ motoru, které je konstruováno jako nadzvukový difuzor viz *Obrázek 552, s. 8.*

• Ejektory a injektory

Použití a princip

Ejektory a injektory jsou proudové stroje, které se využívají jako vývěvy, nebo čerpadla. Fungují na principu sdílení energie dvou proudů, viz *Obrázek 112, s. 14.*

112:



p hnací tekutina; v hnaná tekutina; **1** sací zóna; **2** hrdlo difuzoru (směšovací zóna); **3** výstupní difuzor. Funkce ejektorů či injektorů je založena na předávání části kinetické energie hnací tekutiny tekutině hnané. To se děje přibližně v hrdle difuzoru. Před tím je ale nutné nasát hnanou tekutinu do paprsku hnací tekutiny vystupující z trysky (v tomto případě Lavalova tryska), což se děje na hranici sací a směšovací zóny díky turbulizaci na rozhraní proudů. V difuzorové části stroje dochází k transformaci kinetické energie na energii tlakovou.

Rozdíl mezi ejektorem a injektorem

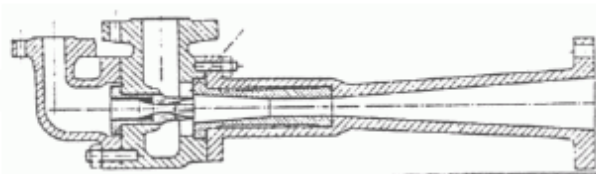
Rozdíl mezi ejektorem a injektorem je v tom, že na výstupu z ejektoru je tlak nižší než tlak hnacího média na vstupu. Na výstupu z injektoru je naopak tlak vyšší než tlak hnacího média.

Použití ejektorů

Ejektory se používají například pro odsávání parovzdušné směsi z kondenzátoru, hnacím médiem na vstupu ejektoru je pára (Obrázek 699).

699:

Příklad provedení parního ejektoru jako vývěvy parního kondenzátoru [6]



Použití injektorů

Injektory se například používají jako napájecí čerpadla vody do kotle parních lokomotiv. V takovém případě je evidentní, že tlak na výstupu z injektoru musí být větší (o tlakové ztráty kotle a potrubních tras) než tlak hnací páry na vstupu do injektoru.

Důležité je vyrovnaní rychlostního pole ještě před difuzorem

Tvar hrdla difuzoru musí být navržen tak, aby v něm docházelo k postupnému předání kinetické energie hnané tekutině a vyrovnaní rychlostního pole. V hrdle difuzoru už musí také docházet k transformaci kinetické energie na tlakovou [1, s. 416], to přispívá ke stabilizaci rychlostního pole a současně snižuje vnitřním tření v difuzoru, jenž je funkcí rychlosti proudění. Takže tlak p_i musí být větší než tlak na sání hnané tekutiny.

Základní výpočet jednotlivých částí

Výpočet trysky a difuzorové části ejektoru je stejný jako pro případy samostatné trysky či difuzoru, přičemž protitlakem trysky je tlak hnané tekutiny v sací zóně. Energetickou bilanci v hrdle difuzoru, neboli směšování, lze odvodit z Prvního zákona termodynamiky pro otevřený systém⁴³, viz Vzorec 404.

404:

Energetická bilance ejektorů a injektorů

$$\mu = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_p} = \frac{\Delta u_p + \Delta \left(\frac{p}{\rho} \right)_p + \Delta \left(\frac{c^2}{2} \right)_p}{\Delta u_v + \Delta \left(\frac{p}{\rho} \right)_v + \Delta \left(\frac{c^2}{2} \right)_v}$$

Ejekční a injekční poměr

μ [1] ejekční, respektive injekční poměr [1, s. 419]. u [$J \cdot kg^{-1}$] měrná vnitřní tepelná energie⁴³. Index p označuje hnací a index v hnanou pracovní tekutinu. Δ je značka pro změnu například $\Delta(p/\rho)_p$ znamená změna tlakové energie hnací tekutiny mezi vstupem a výstupem. Odvození rovnice při zanedbání změny potenciální energie je v *Příloze 404, s. 18*. Výpočet ejektoru a injektoru je také proveden v [7], [1], [8], [9].

Kdy dochází ke změnám vnitřní tepelné energie

Vnitřní tepelná energie se zvyšuje v důsledku ztrát (transformace kinetické energie nebo tlakové na tepelnou) nebo sdílením tepla hnací a hnané tekutiny pokud mají rozdílné teploty. K největšímu změně vnitřní tepelné energie dochází, jestliže jedna z pracovních tekutin kondenzuje. Typickým příkladem je proudové napájecí čerpadlo parního kotle.

Proudové čerpadlo

Proudovým čerpadlem parního kotle je voda čerpána do vyššího tlaku pomocí páry, která má na vstupu tlak nižší, než je výstupní tlak difuzoru p_e . To je možné díky velmi vysoké kinetické energii páry, kterou může pára v trysce získat díky velkému rozdílu entalpie při expanzi do tlaku nasávané vody, jak je patrné z i - s diagramu parního oběhu⁶. Pára tuto kinetickou energii ve směšovací komoře předává vodě současně kondenzuje a tedy značně zmenšuje svůj objem. S tím je potřeba počítat při dimenzování průtočného průřezu směšovací komory, která se paradoxně zužuje a přitom tlak roste.

Problémy s kondenzací v proudovém čerpadle parního kotle

Nutnou podmínkou funkce takového čerpadla je, aby pára zkondenzovala ještě v hrdle difuzoru, jinak difuzor nemůže být funkční, protože pára je vůči vodě stlačitelná a při zvyšování tlaku v difuzoru ideálně spotřebuje stejný entalpický rozdíl jako při expanzi. Navíc roste riziko kavitačního²¹ opotřebení difuzoru. K úplné kondenzaci je tedy nutné čerpat takové množství vody, které je schopno pojmout v hrdle difuzoru veškeré kondenzační teplo hnací páry (vnitřní tepelná energie vody se zvyšuje, páry snižuje). Proto při čerpání teplé vody se injektorová čerpadla velice špatně spouští, protože v důsledku ohřevu vody o páru lehce překročí i $100\text{ }^\circ\text{C}$, jelikož je při spouštění tlak výstupu z čerpadla blízký atmosférickému, při kterém voda vaří, tak čerpadlo nemůže uspokojivě fungovat.

Úloha

- 410:** Navrhněte základní rozměry proudového napájecího čerpadla parního kotle (injektor). Napájecí voda je čerpána z otevřené nádrže o teplotě $90\text{ }^\circ\text{C}$ do tlaku $0,54\text{ MPa}$. Požadovaný průtok napájecí vody je $60\text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$. Účinnost difuzorové části uvažujete 80% . Hodnota účinnosti trysky zahrnuje i účinnost předávání kinetické energie z páry čerpané vodě a činí 10% . Rychlost páry na vstupu do čerpadla je $20\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Rychlost vody na výstupu z čerpadla je $3\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Neuvažujte tlakové ztráty v kotli a v potrubí. Pára na výstupu z kotle je ve stavu sytosti. Řešení úlohy je uvedeno v *Příloze 410, s. 19*.

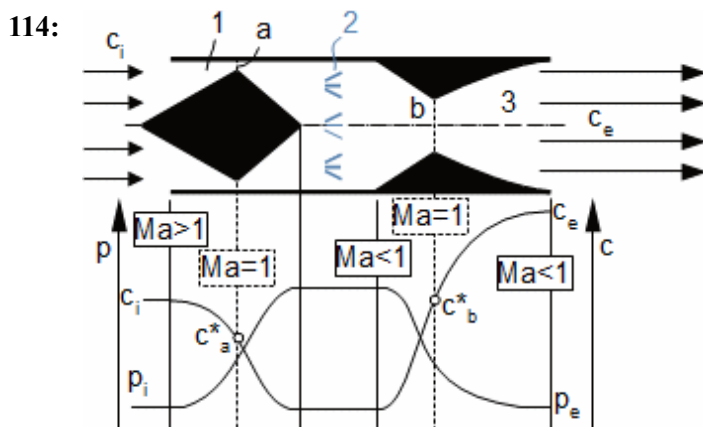
Ejektory v těžebních zařízeních

Ejektory se používají velmi často k čerpání kapalin z velkých hloubek těžebních vrtů. Provozní data (včetně účinností) a konstrukce takových čerpadel jsou uvedena v [9, s. 218].

• Náporový motor

Základní princip motoru ramjet

Tyto motory využívají ke kompresi vzduchu nadzvukový difuzor v ústí motoru při nadzvukovém letu. Stlačený vzduch je následně spalován ve spalovací komoře s palivem a horké spaliny expandují v trysce a vytváří tah (*Obrázek 114*). Oproti klasickým proudovým motorům²³ neobsahuje turbokompresorovou a turbínovou část. Konstrukce motoru Ramjet je charakteristická dvěma kritickými průřezy a to pro vstup komprimovaného vzduchu a výstup horkých spalin. Hmotnostní průtok tryskou je vyšší než hmotnostní průtok vzduchu v kritickém průřezu difuzoru b o množství paliva. Proto řízení výkonu takového motoru je obtížné (při poklesu průtoku klesá tlak ve spalovací komoře).



a vstupní kritický průřez; **b** výstupní kritický průřez. **1** nadzvukový difuzor; **2** spalovací komora a přívod paliva do podzvukového proudu; **3** expanze spalin v trysce.

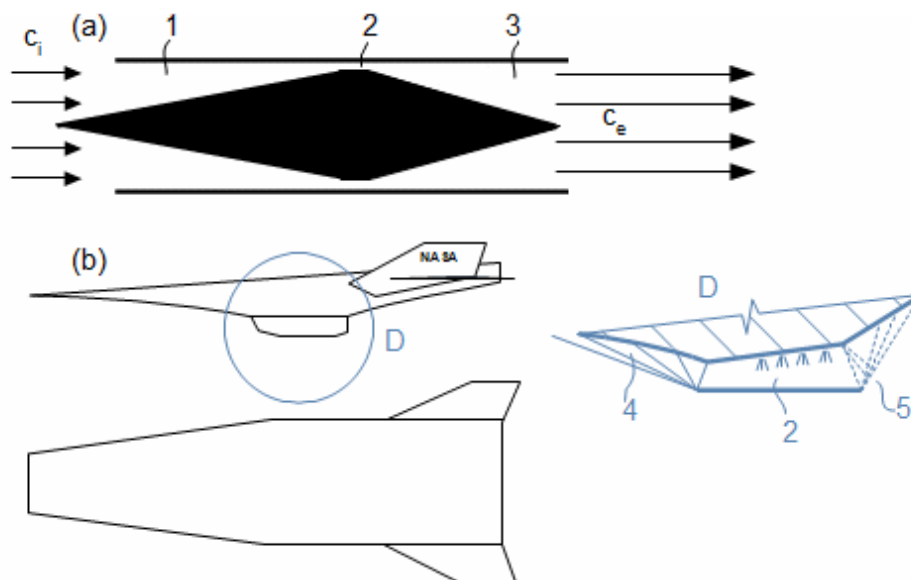
Provozní specifika motoru ramjet

Náporové motory samostatně pracují až při vyšších rychlostech. Například britská střela GWS-30 Sea Dart používá motor ramjet v kombinaci se startovacím raketovým motorem na tuhé palivo. Největší účinnosti dosahují motory typu ramjet při $Ma=5$.

Scramjet

Pružnější regulaci výkonu lze získat sloučením kritického průřezu difuzoru a trysky taková konstrukce motoru se nazývá scramjet, jehož schéma je uvedeno na *Obrázku 512*. Vstřík a hoření paliva probíhá přímo v kritickém průřezu. Tento náporový motor je schopen pracovat v mnohem širším rozsahu rychlostí než konstrukce ramjet, ale aby motor začal pracovat musí být rychlost letadla mnohem vyšší než rychlost zvuku. Maximální účinnosti dosahuje kolem $Ma=9$.

512:



(a) schéma funkce motoru; (b) experimentální bezpilotní letoun X-43A s pohonem Scramjet. **1** nadzvukový difuzor; **2** spalovací komora v nejužším místě motoru a přívod paliva do zvukového proudu; **3** expanze spalin v trysce; **4** systém rázových vln; **5** nástavby na vstřík paliva do nadzvukového proudu; **6** expanzní vlny. Letoun X-43A letoun, který pomocí motoru typu Scramjet dosáhl rychlosti $6,83 Ma$ během asi 10 minutového letu. Pracovní rychlosti dosáhl pomocí urychlovací rakety ve výšce $30\,000\text{ m}$. Soustava X-43A s urychlovací raketou startovala z bombardéru B-52B. Letoun X-43A využívá efektu šikmo seříznuté Lavalovy trysky⁴⁰.

Odkazy

[1] DEJČ, Michail. *Technická dynamika plynů*, 1967. Vydání první. Praha: SNTL.
 [2] MAŠTOVSKÝ, Otakar. *Hydromechanika*, 1964. 2. vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury. [3] JAPIKSE, David a N BAINES. *Diffuser design technology*. Norwich, VT: Concepts ETI, 1995. ISBN 0933283083. [4] MICHELE, F. a kol. *Historie a současnost Parní turbíny v Brně*, 2010. 3. rozšířené a doplněné vydání. Brno. ISBN: 978-80-902681-3-5. [5] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory I*, 2004. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., ISBN 80-7204-346-3. [6] NOŽIČKA, Jiří. Osudy a proměny trysky Lavalovy, *Bulletin asociace strojních inženýrů*, 2000, č. 23. Praha: ASI, Technická 4, 166 07. [7] HIBŠ, Miroslav. *Proudové přístroje*, 1981. 2. vydání-přepřacované. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, n. p., DT 621.694. [8] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné elektrárny a teplárny*. 1. vyd. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1984. [9] NECHLEBA, Miroslav, HUŠEK, Josef. *Hydraulické stroje*, 1966. Vydání první. Praha Státní nakladatelství technické literatury. [10] GOROŠČENKO, B. T. *Aerodynamika rychlých letounů*, 1952. Vydalo Technicko-vědecké vydavatelství. Překlad z Ruštiny. [11] RAŽNJEVIĆ, Kuzman. *Termodynamické tabulky*, 1984. 1. vyd. Bratislava: Alfa, 2 sv. Edícia energetickej literatúry (Alfa).

Bibliografická citace článku

ŠKORPÍK, Jiří. Proudění plynů a par difuzory, *Transformační technologie*, 2016-03, [last updated 2021-03-24]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/41.html>.