
PROUDĚNÍ PLYNŮ A PAR DIFUZORY

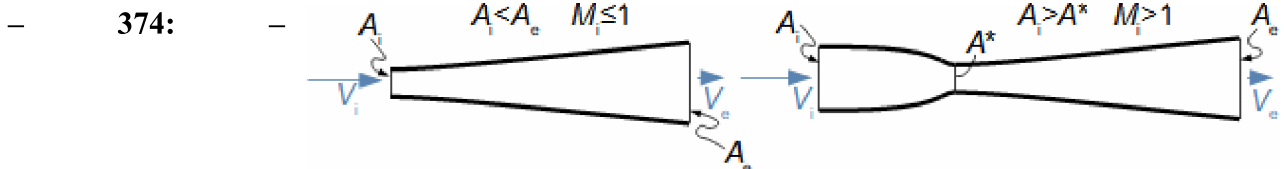
- strana 5.3 – **Co jsou difuzory a další využití teorie difuzorů**
 - strana 5.3 – **Energetické parametry difuzorů**
 - **Úloha 407:** Návrh h - s diagramu komprese v difuzoru radiálního kompresoru, viz čl. [Škorpík, 2022]
 - strana 5.5 – **Tvary difuzorů**
 - **Úloha 456:** Výpočet kuželového difuzoru a jeho gradient tlaku
 - **Úloha 441:** Výpočet kornoutového difuzoru s konstantním gradientem tlaku
 - strana 5.8 – **Održení proudu**
 - strana 5.10 – **Nadzvukové difuzory**
 - strana 5.10 – **Nenávrhové stavy difuzorů**
 - strana 5.12 – **Difuzorové profilové mříže**
 - **Úloha 388:** Návrh difuzorové profilové mříže axiálního ventilátoru, viz čl. [Škorpík, 2022b]
 - strana 5.13 – **Ejektory a injektory**
 - **Úloha 410:** Výpočet rozměrů injektoru
 - strana 5.15 – **Náporové motory**
 - strana 5.17 – **Odkazy**
 - strana 5.18-27 – **Přílohy**
-

- **autor:** – ŠKORPÍK, Jiří ([LinkedIn.com/in/jiri-skorpik](https://www.linkedin.com/in/jiri-skorpik))
- **datum vydání:** – Duben 2016, Červen 2023 (2. vydání)
- **název:** – Proudění plynů a par difuzory
- **web:** – *fluid-dynamics.education*
- **provenience:** – Brno (Česká republika)
- **email:** – skorpik.jiri@email.cz

Copyright©Jiří Škorpík, 2016-2023
Všechna práva vyhrazena.

Co jsou difuzory a další využití teorie difuzorů

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 Hugoniotovy věty vyhovuje nadzvukové vstupní rychlosti jiný tvar difuzoru než pro podzvukové vstupní rychlosti. V případě nadzvukové vstupní rychlosti musí nejdříve dojít ke zpomalení proudění na rychlost zvuku ve zužující se části difuzoru, viz **Obrázek 374**.



vlevo-difuzor pro podzvukové rychlosti; vpravo-difuzor pro nadzvukové rychlosti. A [m²] průtočný průřez difuzoru; V [m·s⁻¹] rychlost plynu; M [Mach] Machovo číslo; A^* [m²] 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.

Využití teorie
difuzorů

Teorie difuzorů má široké uplatnění v různých typech proudových strojů s difuzorovými tvary kanálů. 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.

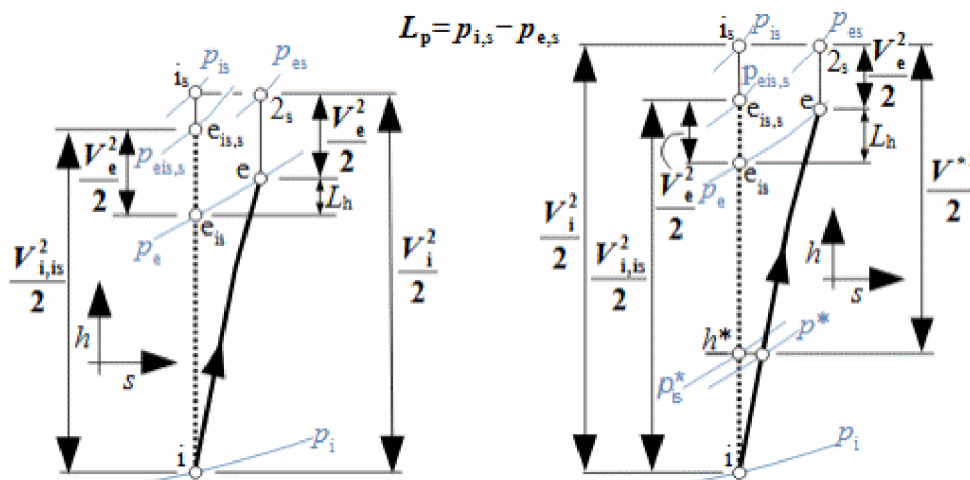
Energetické parametry difuzorů

Energetické parametry difuzorů jako hodnoty stavových veličin, **hmotnostní tok, kritická rychlost a účinnost** lze stanovit z energetické rovnováhy pracovního plynu v difuzoru zakreslené v ***h-s diagramu***, ze kterého lze většinu veličin přímo odečíst. Přičemž lze mnohé výpočtové postupy převzít z výpočtů trysek uvedené v článku *Proudění plynů a par tryskami*. **Energetickou bilanci difuzoru při proudění kapalin** lze provést pomocí Bernoulliho rovnice.

~
*h-s diagram
komprese plynu v
difuzoru*

Kompresi v difuzoru ovlivňuje disipace energie, respektive ztráty. K identifikaci skutečných stavů plynu při průtoku difuzorem a ztrát lze použít *h-s diagram*, přičemž porovnávacím (ideálním) dějem je izoentropická komprese se stejným tlakem na výstupu a rychlostí jako při skutečné kompresi, viz **Obrázek 1274, s. 5.4**. Tlaková ztráta L_p je pak definována jako ztráta mezi celkovým tlakem na výstupu a vstupu difuzoru. K překonání ztrát L_h a dosažení stejného tlaku jako při kompresi beze ztrát je nutné zvýšit kinetickou energii na vstupu do difuzoru právě o hodnotu L_h .

1274:



vlevo-diagram h - s podzvukového difuzoru; vpravo-diagram h - s nadzvukového difuzoru. h [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] entalpie plynu; h^* [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] kritická entalpie; p [Pa] tlak plynu; s [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] entropie; t [$^{\circ}\text{C}$] teplota plynu; V^* [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] kritická rychlost; L_h [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] ztráta v difuzoru; L_p [Pa] tlaková ztráta. Index s označuje celkový stav plynu, index is izoentropickou kompresi.

~
Hmotnostní tok
difuzorem

Hmotnostní tok plynu difuzorem závisí na velikosti nejmenšího průřezu difuzoru, což je u podzvukového vtokový průřez A_i a u nadzvukového kritický průřez difuzoru A^* , viz **Obrázek 374, s. 5.3**. Hmotnostní tok se pak vypočítá z rovnice kontinuity pro parametry plynu v tomto průřezu.

~
Kritická rychlost

Kritická rychlost V^* při reálné kompresi je stejná jako při izoentropické kompresi, protože rychlost zvuku v ideálním plynu je funkcí pouze teploty a izotermy odpovídají izoentalpám v h - s diagramu. To znamená, že přechod z nadzvukového do podzvukového proudění při reálné kompresi nastane při nižším tlaku než při izoentropické kompresi $p^* < p_{is}^*$. 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 kritické rychlosti – myšleno střední rychlost proudění – už před nejužším místem difuzoru.

~
Účinnost difuzoru

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

405:

$$\eta = \frac{h_{e, is} - h_i}{h_e - h_i}$$

η [1] účinnost difuzoru definována ke statickým stavům plynu (účinnost stanovená k celkovým stavům entalpie bude mít vyšší hodnotu, což je patrné z h - s diagramu).

Účinnost difuzoru
jako podobnostní
součinitel

Podobné difuzory při podobných provozních podmínkách budou mít i podobné účinnosti a protože se jedná o podobnostní součinitel. Tuto podobnost lze využít při návrhu nového difuzoru při predikci jeho parametrů na základě odhadu jeho účinnosti. Přesnost takového návrhu je závislá na míře podobnosti porovnávaných difuzorů.

~
Energetická bilance
difuzoru při proudění
kapalin

V případě kapalin, nebo nevýznamné změně hustoty plynu, se vychází při energetické bilanci difuzoru z Bernoulliho rovnice. V difuzoru kapalina nekoná vnější práci, takže celková energie kapaliny před difuzorem musí být rovna celkové energii kapaliny na výstupu z difuzoru s připočtením ztrát, viz **Vzorec 415**.

– 415: –

$$\underbrace{\frac{\rho_i}{\rho} + \frac{V_i^2}{2} + g \cdot z_i}_{H_i} = \underbrace{\frac{\rho_e}{\rho} + \frac{V_e^2}{2} + g \cdot z_e + L_h}_{H_e}$$

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] gravitační zrychlení; $H_{i, e}$ [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] celková energie kapaliny na vstupu, respektive výstupu; z [m] výška osy difuzoru od referenční roviny; ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] hustota.

Hydraulická účinnost
difuzoru

V těchto případech lze účinnost difuzoru, označovaná jako hydraulická, definovat jako podíl mezi celkovou energií kapaliny na výstupu a na vstupu difuzoru (**Vzorec 411**).

– 411: –

$$\eta = \frac{H_e}{H_i} = \frac{H_i - L_h}{H_i}$$

Tvary difuzorů

*V praxi se používají v podstatě jen dva tvary difuzorů. Nejjednodušším tvarem je **kuželový difuzor** s konstantním úhlem rozšíření difuzoru. Ostatní difuzory označované jako **kornoutové** mají úhel rozšíření difuzoru proměnlivý podle požadavku na **gradient tlaku** v difuzoru.*

~
Gradient tlaku v
difuzoru

Vlastnosti difuzorů velmi závisejí na rozložení gradientu tlaku v difuzoru, který lze stanovit pro případ proudění beze ztrát a ideální plyn pomocí **Rovnice 432**. V případě reálných dějů lze gradient tlaku vypočítat pomocí termodynamických dat reálných plynů, viz **Úloha 441, s. 5.7**.

– 432: –

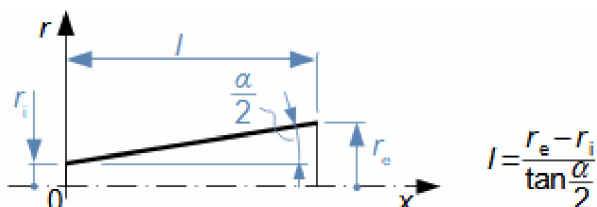
$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dx} = \left(\frac{r \cdot T_i \rho_i^{\frac{1-\kappa}{\kappa}}}{V^2 \cdot \rho^{\frac{1}{\kappa}}} - \frac{1}{\kappa} \frac{1}{p} \right) \frac{dp}{dx}$$

κ [1] konstanta adiabatického děje (poměr tepelných kapacit). Tato rovnice je odvozena za zjednodušujícího předpokladu, že rychlost proudění má v celém průřezu pouze osový směr a pro ideální plyn. Odvození je uvedeno v **Příloze 432**.

~
Kuželové difuzory

Kuželový tvar difuzoru (**Obrázek 458**) se jednoduše vyrábí a to i v případě nekruhových variant. Podle [Dejč, 1967, 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°.

– 458: –



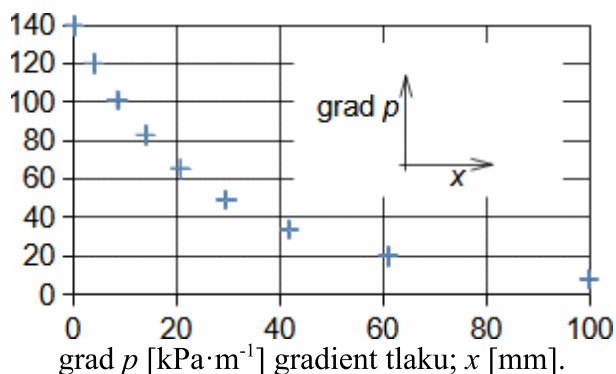
r [m] poloměr; α [°] úhel rozšíření difuzoru; l [m] délka difuzoru; x [m] vzdálenost na ose.

Odtrhávání proudu
od stěn kuželových
difuzorů

Nevýhodou kuželových difuzorů je velmi rychlý pokles tlaku u vstupu do difuzoru, takže ke konci difuzoru už je velmi malý gradient tlaku (viz **Úloha 456**), respektive velmi nízká energie proudu. To způsobuje zvýšenou míru pravděpodobnosti odtržení proudu od stěn difuzoru.

– **Úloha 456:** –

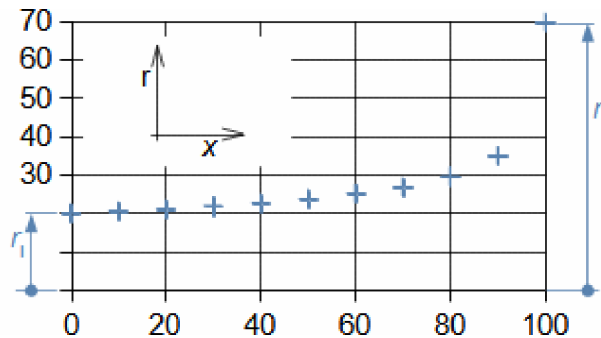
Vypočítejte úhel rozšíření kuželového difuzoru a stanovte průběh gradientu tlaku v tomto difuzoru, jestliže jeho délka je 100 mm a počátečního poloměru 20 mm. Parametry na vstupu do difuzoru: 82 m·s⁻¹, 110 kPa, 20 °C, suchý vzduch. Parametry na výstupu: 114 kPa. Uvažujte proudění beze ztrát. Řešení úlohy je uvedeno v **Příloze 456**.



~
Kornoutové difuzory

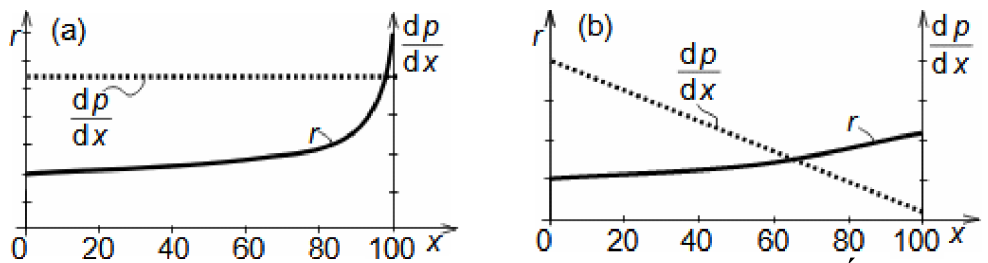
Difuzory s proměným úhlem rozšíření α se nazývají kornoutové a jsou navrženy pro požadovaný gradient tlaku. Nejčastěji jsou kornoutové difuzory navrženy na konstantní gradient tlaku (**Obrázek 430a**, s. 5.7) nebo jeho lineární pokles (**Obrázek 430b**, s. 5.7). Kornoutové difuzory mají na konci prudké rozšíření (viz **Úloha 441**, s. 5.7), proto lze očekávat, že jsou citlivější na odtržení mezní vrstvy od stěny než difuzory kuželové. Měření ukazují, že tomu tak je u dlouhých difuzorů, ale u krátkých difuzorů (kuželové difuzory s $\alpha > 18^\circ$) je tomu naopak [Dejč, 1967, s. 392].

- **Úloha 441:** – Navrhnete kornoutový difuzor kruhového průřezu odpovídající požadavku $dp/dx = \text{konst.}$ Parametry na vstupu do difuzoru: $82 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, 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 . Uvažujte účinnost difuzoru 93% s rovnoměrně rozloženými ztrátami. Řešení úlohy je uvedeno v **Příloze 441**.



Vypočítaný průběh poloměru difuzoru s konstantním tlakovým gradientem – tzv. kornoutový tvar [Frass, 1989, s. 156]. r [mm]; x [mm]

- **430:** – Dva základní tvary kornoutových difuzorů



(a) difuzor s konstantním gradientem tlaku, viz jeho výpočet v **Úloze 441**;
(b) difuzor s lineárním poklesem gradientu tlaku.

Odrhávání proudu od stěn kornoutových difuzorů

Kornoutové difuzory mají na konci prudké rozšíření (viz **Úloha 441**), proto lze očekávat, že jsou citlivější na odtržení mezní vrstvy od stěny než difuzory kuželové. Měření ukazují, že tomu tak je u dlouhých difuzorů, ale u krátkých difuzorů (kuželové difuzory s $\alpha > 18^\circ$) je tomu naopak [Dejč, 1967, s. 392].

Difuzory s konstantním gradientem tlaku

Difuzory s konstantním gradientem tlaku (**Obrázek 430a**) mají také rovnoměrnější rychlostní profil než difuzory kuželové a proto se také používají před chladiči, respektive tepelnými výměníky s požadavkem na rovnoměrné rozložení hmotnostního toku po průtočné ploše výměníku [Goroščenko, 1952, s. 67], [Frass, 1989, s. 155].

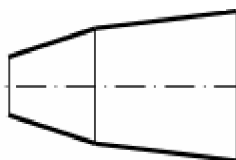
Lineární gradient tlaku

V difuzoru navržený na lineární pokles gradientu tlaku (**Obrázek 430b**) se gradient tlaku snižuje postupně, tak jak klesá energie v mezní vrstvě (přibližně lineárně), a proto je to tvar s nejmenší pravděpodobností odtržení proudu [Dejč, 1967, s. 388].

Praktické řešení kornoutových difuzorů

Plynulé změny tvaru difuzorů s proměným úhlem rozšíření difuzoru jsou výrobně složité a proto se nahrazují kombinací dvou a více kuželových difuzorů s různými úhly rozšíření, viz **Obrázek 831, s. 5.8**, [Dejč, 1967, s. 393].

831:

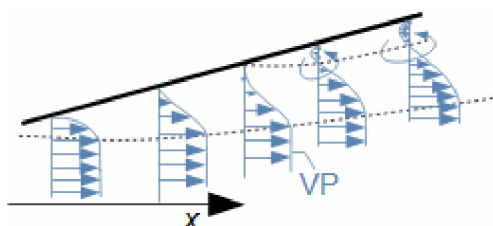


Odtržení proudu

V difuzorech vznikají ztráty způsobené vnitřním třením, případně rázovými vlnami a ztrátou vzniklou při odtržení mezní vrstvy od stěn difuzoru. Průběh odtržení mezní vrstvy od stěny je zobrazen na **Obrázku 418**. K 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. Nicméně **kinetickou energii v mezní vrstvě lze různými metodami i zvýšit**. Ztráta vzniklá odtržením mezní vrstvy se projeví na nárůstu **tlakové ztráty difuzoru**.

418:

Mechanismus odtržení mezní vrstvy od stěny a následný vznik vířů



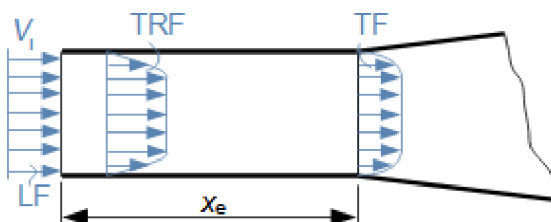
VP-rychlostní profil (velocity profile).

~
Zvyšování kinetické energie v mezní vrstvě pomocí turbulencí

Ztráta při odtržení proudu je tím větší, čím dále od konce difuzoru k odtržení dojde. Polohu odtržení lze ovlivnit například zvýšením turbulencí v difuzoru, protože při nich dochází ke sdílení energie a hybnosti jádra proudu s mezní vrstvou, tento jev u laminárního proudění chybí. Je-li žádoucí dosáhnout turbulentního proudění, potom je nutné zajistit již na vstupu do difuzoru plně vyvinuté proudění. Toho se nejčastěji dosahuje přidáním turbulizátoru nebo hrdla před difuzor, ve kterém proběhne vývoj mezní vrstvy až do turbulence, viz **Obrázek 428**.

428:

Vývoj rychlostního profilu v hrdle difuzoru



LF-oblast laminárního proudění (laminar flow); TRF-přechodová oblast (transition flow); TF-plně vyvinuté turbulentní proudění (turbulent flow). x_e [m] minimální délka hrdla difuzoru pro úplný vývoj mezní vrstvy.

Zvyšování kinetické energie v mezní vrstvě pomocí odstředivé síly a přísávání

Mezní vrstvu lze také stabilizovat pomocí obvodové složky rychlosti a odstředivá síla způsobí vyšší tlak u stěn difuzoru – v případě potenciálního víru vzniká v ose difuzoru téměř nehybné jádro, které je v případě tekutin vyplněné sytými parami. Typickým příkladem jsou sací trouby vodních turbín, ve kterých se využívá pro stabilizaci mezní vrstvy malá obvodová složka proudění na výstupu z turbíny. Proudění na konci difuzoru lze také stabilizovat přísáváním plynu přes otvory ve stěnách difuzoru apod (viz [Japikse and Baines, 1995]).

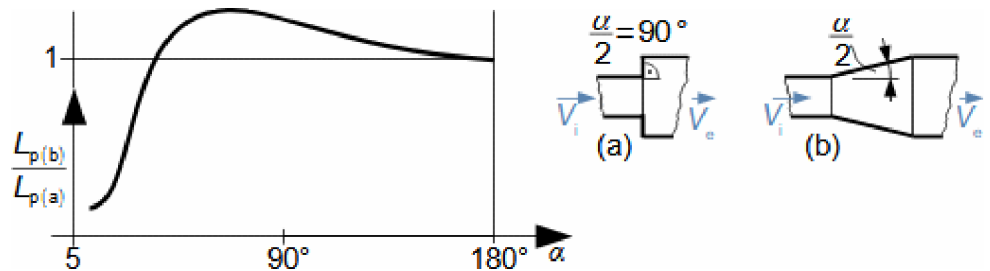
Tlaková ztráta v difuzoru

Održení proudu se projeví i na velikosti tlakové ztráty L_p difuzoru (definice viz **Rovnice 1274, s. 5.4**). Tlaková ztráta je také funkcí délky difuzoru a úhlu rozšíření.

Vliv rozšíření kuželového difuzoru na tlakovou ztrátu

Při posuzování vlivu těchto parametrů na tlakovou ztrátu L_p v difuzoru se používá porovnání s náhle rozšířeným kanálem stejných průtočných průřezů, viz **Obrázek 631**. Tak lze vyhodnotit, kdy má smysl konstruovat difuzor s úhlem rozšíření a kdy postačí náhlé rozšíření. 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. Takže při proudění náhle rozšířeným průřezem vznikají pouze víry při odtržení [Maštovský, 1964, s. 88], které způsobují zvýšení entropie stejným mechanismem jako při škrncení proudu clonou.

631:

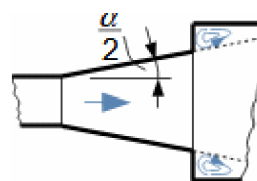


Graf v měřítku je uveden v [Dejč, 1967, s. 382].

Řešení tvarů krátkých difuzorů s ohledem na tlakovou ztrátu

Jestliže je nutné difuzor zkrátit, pak je výhodnější použít kombinaci uvedenou na **Obrázku 427**, než zvětšit úhel rozšíření difuzoru. Toto řešení lze přirovnat k hladkému kornoutovému difuzoru na **Obrázku 430a, s. 5.7**.

427:

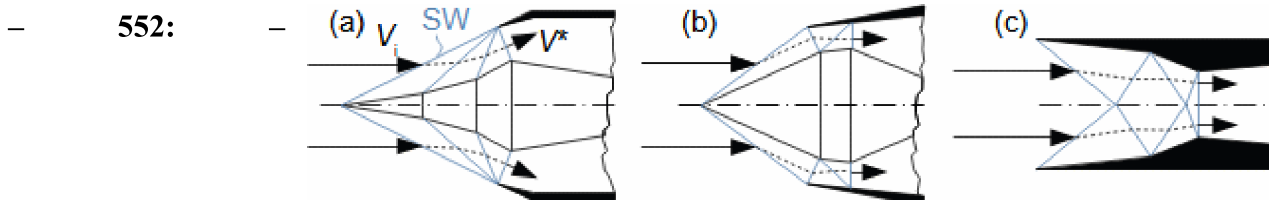


Nadzvukové difuzory

Návrh nadzvukového difuzoru je problematický. V ideálním případě by měla komprese v difuzoru probíhat skrz kompresní vlny, které jsou opakem vln expanzních. Kompresní vlny by měly vznikat v konvergentní části difuzoru, která odpovídá obrácené ideální Lavalově trysce navržené metodou charakteristik. Takové nadzvukové difuzory se ale nevyrábí, protože při reálném proudění vzniknou šikmé rázové vlny už na vstupních hranách difuzoru a další uvnitř konvergentní části [Dejč, 1967, s. 405]. Místo toho se dává přednost stupňovitým konstrukcím konvergentních částí nadzvukových difuzorů.

Nadzvukové difuzory se stupňovitou konvergentní částí

Nejlepší stability proudění dosahují v reálných podmínkách takové nadzvukové difuzory, které mají stupňovité zbrzdění proudu (**Obrázek 552**). Ty jsou tvarovány tak, aby v určitých místech vznikaly na sebe navazující šikmé rázové vlny s postupně větším sklonem, takže poslední vlna v nejužším místě difuzoru je kolmá. Nadzvukové stupňovité difuzory se snadno navrhuje, protože chování šikmých rázových vln je dobře probádáno a popsáno. V těchto případech se tedy vždy počítá i se ztrátami, které rázové vlny mohou způsobit. Difuzory na **Obrázku 552** jsou difuzory proudových motorů a zajišťují, že do motoru bude vstupovat podzvukové proudění i při nadzvukovém letu.



(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 [Dejč, 1967, s. 409]. SW-rázové vlny (shock waves).

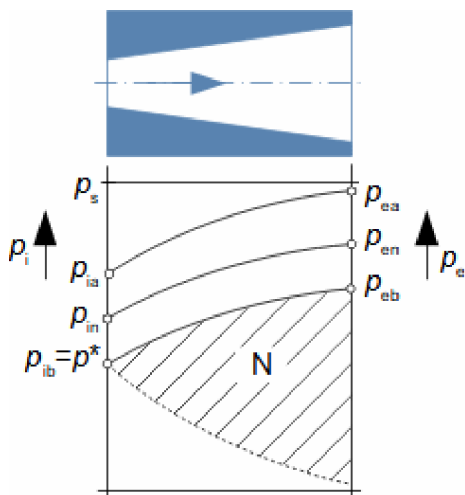
Nenávrhové stavy difuzorů

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 mezní vrstvy od stěn) a může se i stát, že se difuzor změní na Lavalovu trysku.

*Nenávrhové stavy
podzvukových
difuzorů*

Na **Obrázku 554** jsou znázorněny dva nenávrhové stavy podzvukového difuzoru označené písmeny a, b (index n označuje návrhový stav). Tyto nenávrhové stavy jsou vyvolány změnou vstupní rychlosti V_i při stejném vstupním celkovém tlaku, přičemž platí: $V_{ia} < V_{in} < V_{ib} = a$. Rychlost V_{ib} je tedy zvuková, respektive kritická. U jednotlivých případů se mění i protitlak, kdyby byl stále stejný ($p_e = p_{en}$), tak by nemohla nastat rovnováha proudění. Pokud chceme udržovat protitlak, pak je nutné použít regulaci vstupního průtočného průřezu – takovou typickou aplikací je ventil s difuzorem. 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 Hugoniotova věta.

– **554:** –
*Vliv změny vstupní
rychlosti na funkci
podzvukového
difuzoru*

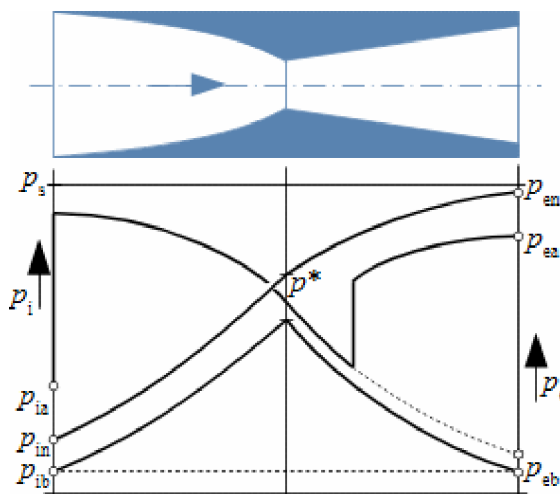


N-oblast funkce Lavalovy trysky (nozzle).

*Nenávrhové stavy
nadzvukových
difuzorů*

Na **Obrázku 654** jsou znázorněny dva nenávrhové stavy nadzvukového difuzoru označené písmeny a, b (index n označuje návrhový stav), přičemž platí $V_{ia} < V_{in} < V_{ib} > a$. U jednotlivých případů se mění i protitlak tak, aby podzvukové části difuzoru nevznikla rázová vlna.

– **654:** –
*Vliv změny vstupní
rychlosti na funkci
nadzvukového
difuzoru*



V případě varianty-a není konvergentní část difuzoru schopna pojmout takové množství plynu, a proto před difuzorem vznikne kolmá rázová vlna, která zvýší tlak na nadkritický a rychlost sníží na podzvukovou – konvergentní část bude fungovat jako tryska a divergentní část difuzoru bude fungovat jako Lavalova tryska při nenávrhovém stavu.

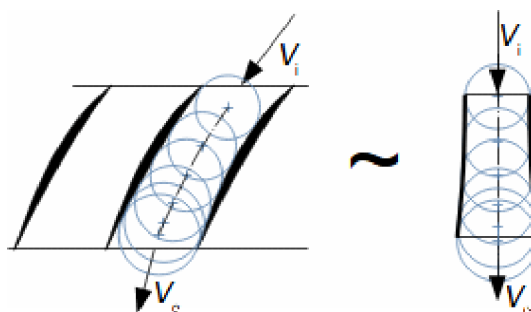
Využití pevného hrdla nadzvukového difuzoru k vytvoření stabilních podmínek pro jeho provoz

Možnost změny protitlaku nebo regulaci průtočného průřezu je podmínkou pro fungování nadzvukového difuzoru v širokém rozsahu vstupních parametrů. Mechanismus k regulaci kritického průřezu se nepoužívá do vstupní rychlosti cca $M < 1,5$ Mach – před rozšiřující se části takového difuzoru je pouze hrdlo difuzoru s konstantním průřezem podobně, jak je zobrazeno na **Obrázku 428, s. 5.8**. U této konstrukce se předpokládá, že na vstupu do hrdla vznikne kolmá rázová vlna [Dejč, 1967, s. 406], ve které se sníží rychlost na podzvukovou. Ztráty v takovém hrdle nebudou, při těchto rychlostech, ještě výrazné. Náročnější experimenty s proměnným protitlakem difuzorů, při kterých jsou záměrně vytvářeny rázové vlny, jsou uvedeny v [Dejč, 1967, s. 410-415].

Difuzorové profilové mříže

Z **Obrázku 745** je patrné, že difuzorové profilové mříže budou mít podobné vlastnosti jako kornoutové difuzory. Nicméně převod tvaru difuzorové profilové mříže 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 tlaku, který v zahnutých kanále vzniká, proto jsou profily v difuzorových mřížích málo zahnuté.

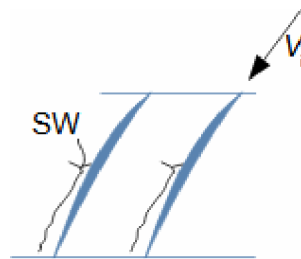
– **745:** –
Geometrická podobnost difuzorové lopatkové mříže se symetrickým difuzorem



Vznik λ -rázové vlny v profilové mříži kompresoru

Jestliže nátoková rychlost na vstupu do difuzorové profilové mříže dosáhne nebo přesáhne kritické Machovo číslo, potom proudění přesáhne na sací straně profilu rychlost zvuku. Nicméně na výstupu z difuzorového kanálu je tlak vyšší než na vstupu a to i průtočný průřez, takže podle Hugoniotovy věty musí dojít ke skokové změně nadzvukové rychlosti na podzvukovou, to se děje lokálně blízko profilu v λ -rázové vlně, viz **Obrázek 864, s. 5.13**. Opatření pro snížení vlivu takové rázové vlny je popsáno v [Kadrnožka, 2004, s. 136].

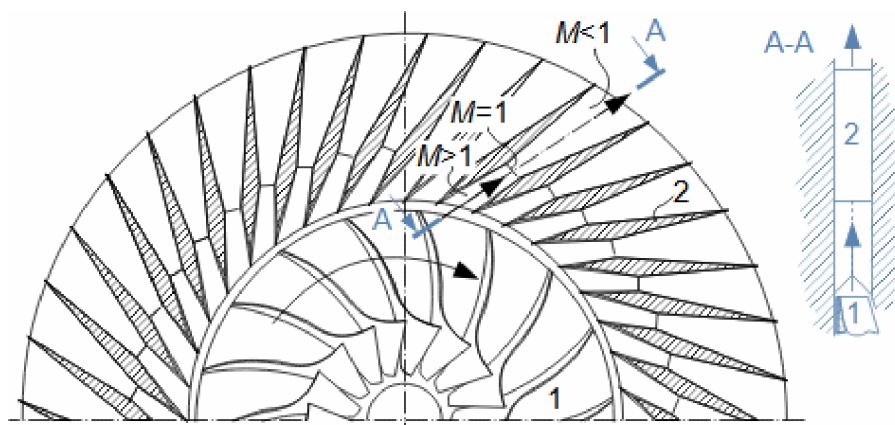
– 864: –



Nadzvukové profilové mříže turbokompresorů

Nadzvukové profilové mříže se používají jen výjimečně pro svou nízkou účinnost a špatnou regulovatelnost. Jejich použití je opodstatněné například u jednostupňových kompresorů s velmi vysokým kompresním poměrem, viz **Obrázek 770**.

– 770: –
Příklad uspořádání nadzvukového turbokompresoru

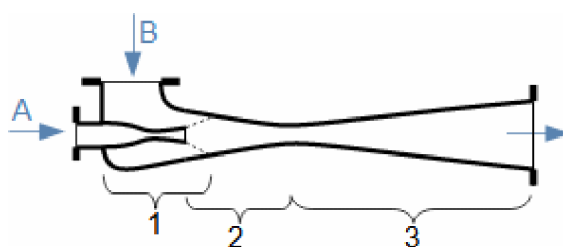


1-oběžné kolo radiálního kompresoru; 2-lopatky difuzoru se supersonickým profilem.

Ejektory a injektory

Ejektory a injektory jsou proudové stroje, které se využívají jako vývěvy, nebo čerpadla. Funkce ejektorů či injektorů je založena na předávání části kinetické energie hnací tekutiny tekutině hnané ve **směšovací zóně**. To se děje přibližně v hrdle difuzoru, viz **Obrázek 112**, kde dochází k přisávání hnané tekutiny do paprsku tekutiny hnací, přičemž celý proces je doprovázen relativně vysokými ztrátami projevující se **zvýšením vnitřní tepelné energie pracovní tekutiny**. V difuzorové části stroje dochází k transformaci kinetické energie na energii tlakovou. Rozdíl mezi ejektorem a injektorem je v tom, že na výstupu z ejektoru je tlak nižší než tlak hnací tekutiny na vstupu. Na výstupu z injektoru je naopak tlak vyšší než tlak hnací tekutiny.

– 112: –
Obecné schéma ejektoru nebo injektoru



A-hnací tekutina; B-hnaná tekutina; 1-sací zóna; 2-hrdlo difuzoru (směšovací zóna); 3-výstupní difuzor.

~
Transformace
energie ve směšovací
zóně

Tvar hrdla difuzoru musí být navržen tak, aby v něm docházelo k postupnému předávání kinetické energie hnané tekutině a vyrovnání rychlostního pole. V hrdle difuzoru už musí také docházet k transformaci kinetické energie na tlakovou, to přispívá ke stabilizaci rychlostního pole a současně snižuje vnitřním tření v difuzoru, jenž je funkcí rychlosti proudění. Takže tlak na vstupu do difuzorové části bude větší než tlak na sání hnané tekutiny.

Ejekční poměr ve
směšovací zóně

Poměr mezi hmotnostním tokem hnané a hnací tekutiny, označovaný jako ejekční poměr, lze stanovit z energetické bilance směšování v hrdle difuzoru, viz **Vzorec 404**.

– 404: –

$$\mu = \frac{\dot{m}_B}{\dot{m}_A} = - \frac{\Delta u_A + \Delta \left(\frac{p}{\rho} \right)_A + \Delta \left(\frac{V^2}{2} \right)_A}{\Delta u_B + \Delta \left(\frac{p}{\rho} \right)_B + \Delta \left(\frac{V^2}{2} \right)_B}$$

u [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] vnitřní tepelná energie 1 kg pracovní tekutiny; μ [1] ejekční poměr [Dejč, 1967, s. 419]. Odvození rovnice při vynechání vlivu změny potenciální energie je v **Příloze 404**. Výpočet ejektoru a injektoru je také proveden v [Hibš, 1981], [Dejč, 1967], [Kadrnožka, 1984], [Nechleba and Hušek, 1966].

~
Zvýšení vnitřní
tepelné energie

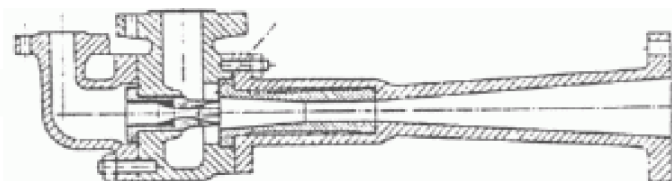
Vnitřní tepelná energie v proudovém čerpadle se zvyšuje v důsledku ztrát (transformace kinetické energie nebo tlakové na tepelnou) nebo sdílením tepla hnací a hnané tekutiny. K největší změně vnitřní tepelné energie dochází, jestliže jedna z pracovních tekutin kondenzuje v prostoru hrdla. Typickým příkladem je proudové čerpadlo parního kotle, viz **Úloha 410, s. 5.15**.

~
Použití ejektorů

Ejektory mají široké uplatnění v průmyslu. V důlním průmyslu se používají pro čerpání kapalin s velkými hloubkami [Nechleba and Hušek, 1966, s. 218], v energetice pro odsávání parovzdušné směsi z kondenzátoru parních turbín, kde hnací tekutinou je pára (**Obrázek 699**).

– 699: –

Příklad provedení
ejektoru jako vývěvy
kondenzátoru páry

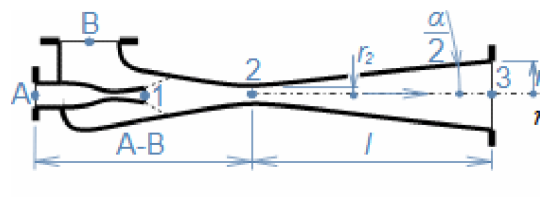


[Nožička, 2000]

~
Příklad použití
injektoru jako
napájecího čerpadla

Injektory se používají jako napájecí čerpadla vody do parních kotlů parních lokomotiv. 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 při expanzi, viz **Úloha 410**. Pára tuto kinetickou energii ve směšovací komoře předává vodě a současně kondenzuje. Nutnou podmínkou funkce takového čerpadla je, aby pára zkondenzovala ještě v hrdle difuzoru, respektive aby difuzorem protékala jen kapalina bez bublinek páry, jinak nelze dosáhnout požadovaného tlaku. Navíc bublinky páry zvyšují riziko kavitačního opotřebení difuzoru. Hnací pára zcela zkondenzuje v hrdle difuzoru, pokud přisává odpovídající množství studené vody (hnaná kapalina). To znamená, že s teplotou nasávané vody (hnané tekutiny), klesá výkon čerpadla.

- **Úloha 410:** – Navrhněte základní rozměry injektoru (proudového napájecího čerpadla) parního kotle (injektor). Napájecí voda je čerpána z otevřené nádrže o teplotě 70 °C do tlaku 0,54 MPa. Požadovaný průtok napájecí vody je 60 kg·h⁻¹. Účinnost difuzorové části uvažujete 80 %. Hodnota účinnosti trysky zahrnuje i účinnost předávání kinetické energie z páry čerpané vodě a činí 10 %. Rychlost syté páry na vstupu do čerpadla je 20 m·s⁻¹. Rychlost vody na vstupu i výstupu čerpadla je 3 m·s⁻¹. Neuvažujte tlakové ztráty v kotli a v potrubí. Řešení úlohy je uvedeno v **Příloze 410**.



$$\eta_{A-2} = \frac{\frac{V_2^2}{2} - \frac{V_B^2}{2} + \frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_B}{\rho_B}}{\left(h_A - h_{1is} - \frac{V_2^2}{2}\right) - \left(\frac{p_2}{\rho_2} + \frac{p_{1is}}{\rho_{1is}}\right)} \mu$$

η_{A-2} [1] účinnost expanze v trysce a předávání hybnosti ve směšovací komoře (odvození v **Příloze 410**, §4).

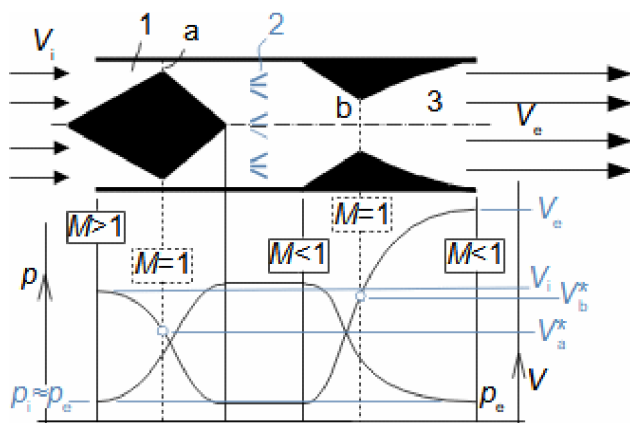
Náporové motory

Náporové 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. Oproti turbokompresorovým motorům neobsahují turbokompresorovou a turbínovou část. Při pohybu nadzvukovou rychlostí se významně mění hodnoty dosažených tlaků, odtud rozlišujeme konstrukci náporového motoru typu **Ramjet** vhodný pro nižší nadzvukové rychlosti a typu **Scramjet** vhodnější pro velmi vysoké nadzvukové rychlosti.

~
Ramjet proudové
motory

Na **Obrázku 114** je funkce náporového motoru typu Ramjet, který je charakteristický dvěma kritickými průřezy a to pro vtok komprimovaného vzduchu a výtok horkých spalin. Hmotnostní tok tryskou je vyšší než hmotnostní tok vzduchu v kritickém průřezu difuzoru-b o množství paliva. Proto řízení výkonu takového motoru je obtížné (při poklesu průtoku klesá tlak ve spalovací komoře).

114:



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.

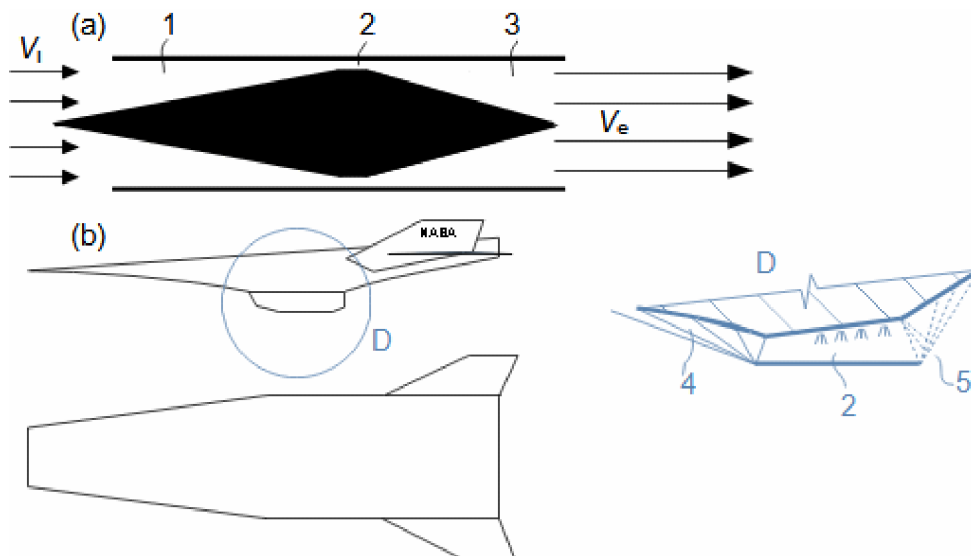
Optimální pracovní
rychlost motorů
Ramjet

Náporové motory samostatně pracují až při vyšších rychlostech (maximální účinnosti dosahují při 5 Maších). Například britská střela GWS-30 Sea Dart používá motor ramjet v kombinaci se startovacím raketovým motorem na tuhé palivo.

~
Scramjet proudové
motory

Pružnější regulaci výkonu náporového motoru lze získat sloučením kritického průřezu difuzoru a trysky – taková konstrukce motoru se nazývá scramjet, jehož schéma je uvedeno na **Obrázku 512a**. 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 dosahují motory Scramjet až při 9 Maších.

512:



(a) schéma funkce proudového motoru Scramjet; (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.

*X-43A letoun s
pohonem Scramjet*

Experimentální bezpilotního letoun X-43A s pohonem Scramjet dosáhl rychlosti 6,83 Machů během 10 minutového letu. Pracovní rychlosti dosáhl pomocí urychlovací rakety ve výšce 30 000 m, přičemž celá soustava byla vypuštěna z bombardéru B-52B. Letoun X-43A využívá efektu šikmo seříznuté Lavalovy trysky, tj. vytvoření expanzních vln, které nahrazují protilehlou stěnu trysky – letoun je tím lehčí.

Odkazy

- ŠKORPÍK, Jiří, 2022, Základní rovnice lopatkových strojů, *turbomachinery.education*, Brno, <https://turbomachinery.education/zakladni-rovnice-lopatkovych-stroju.html>.
- ŠKORPÍK, Jiří, 2022b, Aerodynamika profilových mříží, *turbomachinery.education*, Brno, <https://turbomachinery.education/aerodynamika-profilovych-mrizi.html>.
- ŠKORPÍK, Jiří, 2023, Technická matematika, *engineering-sciences.education*, Brno, engineering-sciences.education/technicka-matematika.html.
- ŠKORPÍK, Jiří, 2024, Technická termomechanika, *engineering-sciences.education*, Brno, [on-line], ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://engineering-sciences.education/technicka-termomechanika.html>.
- DEJČ, Michail, 1967, *Technická dynamika plynů*, SNTL, Praha.
- FRAAS, Arthur, 1989, *Heat exchanger design*, John Wiley&Sons, Inc., ISBN 0-471-62868-9.
- GOROŠČENKO, B. T., 1952, *Aerodynamika rychlých letounů*, Technicko-vědecké vydavatelství, Praha.
- HIBŠ, Miroslav, 1981, *Proudové přístroje*, SNTL – Nakladatelství technické literatury, n. p., Praha, DT 621.694.
- JAPIKSE, David, BAINES, N., 1995, *Diffuser design technology*, Concepts ETI, Norwich, ISBN 0933283083.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, 1984, *Tepelné elektrárny a teplárny*, SNTL-Nakladatelství technické literatury, Praha.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, 2004, *Tepelné turbíny a turbokompresory I*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, ISBN 80-7204-346-3.
- MAŠTOVSKÝ, Otakar, 1964, *Hydromechanika*, Státní nakladatelství technické literatury, Praha.
- MICHELE, F. et al., 2010, *Historie a současnost Parní turbíny v Brně*, Siemens, Brno, ISBN: 978-80-902681-3-5.
- NECHLEBA, Miroslav, HUŠEK, Josef, 1966, *Hydraulické stroje*, Státní nakladatelství technické literatury, Praha.
- NOŽIČKA, Jiří, 2000, Osudy a proměny trysky Lavalovy, *Bulletin asociace strojních inženýrů*, č. 23, ASI, Praha.