
PROUDĚNÍ PLYNŮ A PAR DIFUZORY

Jiří Škorpík, skorpik.jiri@email.cz

Úvod	5.3
Energetická bilance difuzoru	5.3
Tvary difuzorů	5.5
Ztráta odtržením proudění	5.8
NADZVUKOVÉ DIFUZORY	5.9
Problémy difuzorů při nenávrhových stavech	5.10
Difuzorové lopatkové kanály	5.12
Ejektory a injektorY	5.13
Náporový motor	5.16
Odkazy	5.17
Přílohy	5.19

Author: Jiří, Škorpík (first name, surname)

Issue date: April 2016, Februar 2023 (2th ed.)

Title: Proudění plynů a par difuzory

Journal: Transformační technologie (on-line journal at transformacni-technologie.cz; fluid-dynamics.education; fluid-dynamics.education; stirling-engine.education)

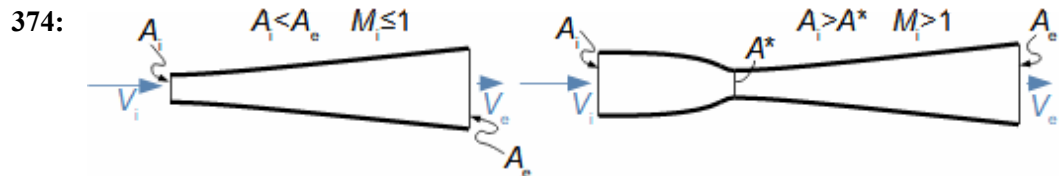
ISSN: 1804-8293

Copyright©Jiří Škorpík, 2016-2023

All rights reserved.

Úvod

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



vlevo-podzvukový difuzor, krátce difuzor; vpravo-nadzvukový difuzor. A [m^2] průřez difuzoru; V [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] rychlost plynu; M [Mach] Machovo číslo; 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.

V článku jsou často použity stejné pojmy jako v článku Proudění plynů a par tryskami – 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.

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.

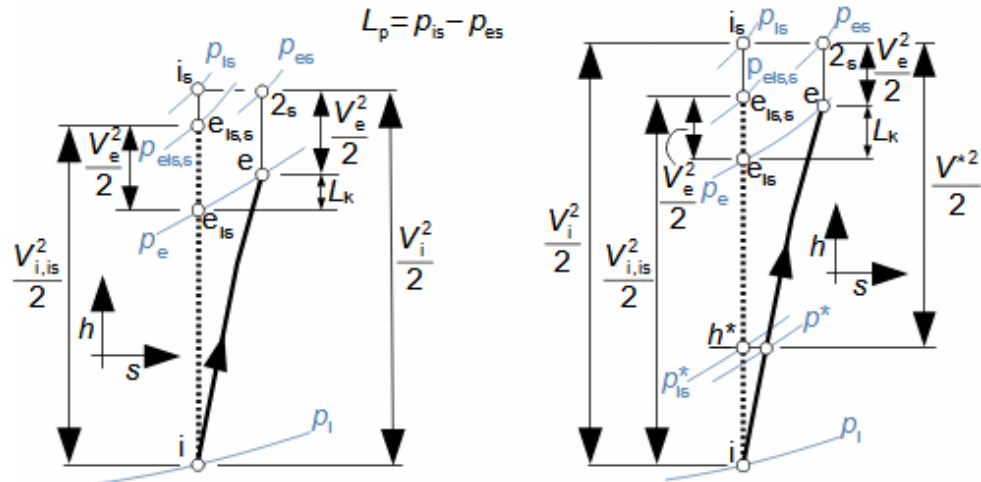
Energetická bilance difuzoru

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 98. Tlaková ztráta L_p je pak definována jako ztráta mezi celkovým tlakem na výstupu a vstupu difuzoru. K překonání ztrát L_k a dosažení stejného tlaku jako při kompresi beze ztrát je nutné zvýšit kinetickou energii na vstupu do difuzoru právě o hodnotu L_k .

Hmotnostní tok plynu difuzorem závisí na velikosti nejmenšího průřezu difuzoru, což je u podzvukového vstupní průřez A_i a u nadzvukového kritický průřez difuzoru A^* .

Hmotnostní tok se pak vypočítá z rovnice kontinuity pro parametry plynu v tomto průřezu.

98:



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_k [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] ztráta; L_p [Pa] tlaková ztráta. Index $_s$ označuje celkový stav plynu, index $_{is}$ izoentropickou kompresi.

Z h - s diagramu také vyplývá, že kritická rychlost V^* 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 $p^* < p^*_{is}$. 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 rychlosti zvuku – 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 nejnáze 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).

Při výpočtu nového difuzoru (jeho ztrát) lze využít podobnosti účinnosti s modely nebo již vyrobenými difuzory. Přesnost takového návrhu je závislá na míře podobnosti porovnávaných difuzorů.

Účinnost difuzoru při nestlačitelném proudění

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.

$$415: \underbrace{\frac{p_i}{\rho} + \frac{V_i^2}{2} + g \cdot z_i}_{H_i} = \underbrace{\frac{p_e}{\rho} + \frac{V_e^2}{2} + g \cdot z_e + L_k}_{H_e} \quad \begin{array}{l} g \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}\text{] gravitační zrychlení; } H_i, e \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]} \\ \text{celková energie kapaliny na vstupu, respektive} \\ \text{výstupu; } z \text{ [m] výška osy difuzoru od} \\ \text{referenční roviny; } \rho \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}\text{]}. \end{array}$$

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

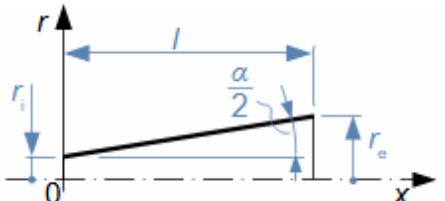
$$411: \eta = \frac{H_e}{H_i} = \frac{H_i - L_k}{H_i}$$

Tvary difuzorů

V praxi se používají v podstatě tři tvary difuzorů. Nejjednodušším tvarem je kuželový difuzor. Pro krátké difuzory s co nejrovnoměrnejším rychlostním polem na výstupu se používá tzv. kournoutový difuzor. Výhody i nevýhody obou tvarů v sobě kombinují tzv. odstupňované difuzory, které bývají kompromisem několika požadavků.

Kuželové difuzory a jim podobné

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°. Geometrie kuželového difuzoru je blízká geometrii divergentní části Lavalovy trysky.

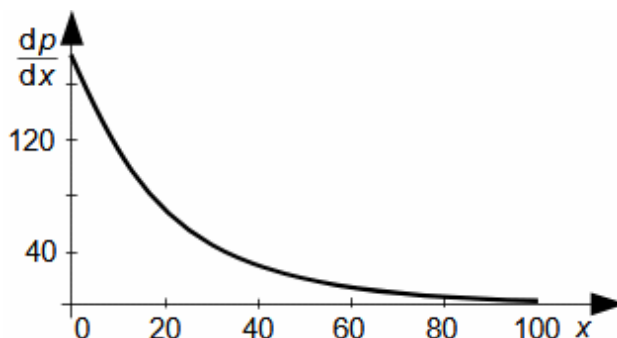
$$458: \begin{array}{l} r \text{ [m] poloměr; } \alpha \text{ [}^\circ\text{] úhel} \\ \text{rozšíření difuzoru; } l \text{ [m] délka} \\ \text{difuzoru; } x \text{ [m] vzdálenost v} \\ \text{ose.} \end{array}$$


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

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: Stanovte průběh gradientu tlaku v kuželovém difuzoru délky 100 mm, počátečního poloměru 20 mm, úhel rozšíření 23,18°. Parametry na vstupu do difuzoru: 82 m·s⁻¹, 110 kPa, 20 °C, suchý vzduch. Vstupní a výstupní parametry plynu jsou totožné

z Úlohy 441. Uvažujte proudění beze ztrát. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 456.



Průběh gradientu tlaku v kuželovém difuzoru. dp/dx [kPa·m⁻¹] gradient tlaku; x [mm].

Tvary difuzorů navržené podle požadavků na gradient tlaku

Kornoutové difuzory jsou navrženy na konstantní gradient tlaku po délce difuzoru nebo na jiný požadovaný průběh gradientu, než je u kuželových difuzorů. K návrhu tvaru difuzoru lze použít i Rovnici 432, která je odvozenou z rovnice pro výtokovou rychlost a rovnice kontinuity za zjednodušujícího předpokladu, že rychlost proudění má v celém průřezu pouze osový směr – především u stěn se ale rychlost od osového směru odklání. Tato rovnice byla použita i při řešení Úlohy 441, kde je úkolem navrhnout difuzor s konstantním gradientem tlaku.

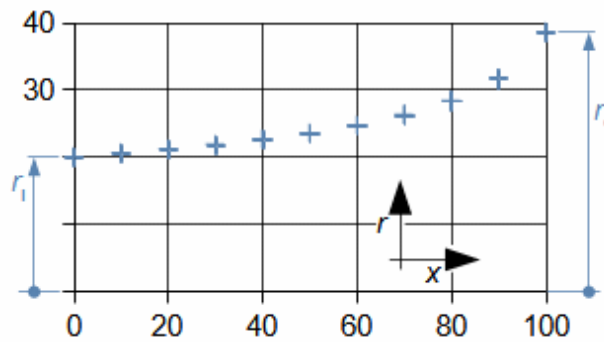
$$432: \frac{1}{A} \frac{dA}{dx} = \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} r \cdot T_i^{\frac{n-1}{n}} \frac{1}{\rho_i^{\frac{n-1}{n}} V^2 \cdot p^{\frac{1}{n}}} - \frac{1}{n} \frac{1}{\rho} \right) \frac{dp}{dx}$$

n [1] exponent polytropického děje; r [J·kg⁻¹·K⁻¹] individuální plynová konstanta plynu; κ [1] konstanta adiabatického děje (poměr tepelných kapacit). Odvození je provedeno v Příloze 432.

Kornoutové difuzory mají na konci prudké rozšíření (viz Úloha 441), 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 [Dejč, 1967, 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. Difuzory s konstantním gradientem tlaku mají také rovnoměrnější rychlostní profil než difuzory kuželové a proto se používají před chladiči, respektive tepelnými výměníky [Goroščenko, 1952, s. 67], [Frass, 1989, s. 155].

Úloha 441: Navrhněte difuzor kruhového průřezu odpovídající požadavku $dp/dx = \text{konst.}$ Parametry na vstupu do difuzoru: 82 m·s⁻¹, 110 kPa, 20 °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.



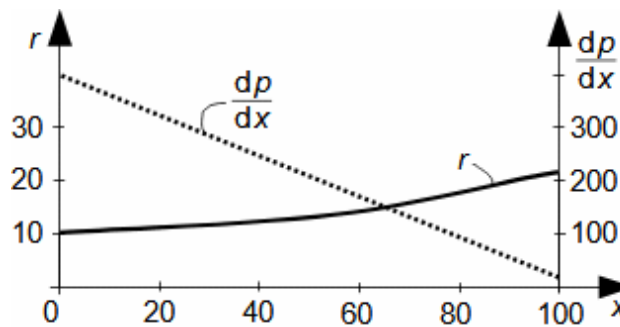
Vypočítaný průběh změny poloměru difuzoru s konstantním tlakovým gradientem – tzv. kornoutový tvar [Frass, 1989, s. 156]. r [mm]; x [mm]

Postup řešení Úlohy 441

1. zadání: $V_i; p_i; t_i; p_e; l; r_i$	3. odečet: stavy vzduchu pro jednotlivé p_x z $h-s$
2. výpočet: p_x pro jednotlivé souřadnice x	4. výpočet: r_x pro jednotlivé x

Odstupňované difuzory se používají k napodobení ideálního tvaru difuzoru z pohledu odtržení mezní vrstvy od stěn, nebo tam, kde je málo prostoru pro hladký difuzor. Takový ideální difuzor má hruškovitý tvar, viz Obrázek 430. V difuzoru takového tvaru se gradient tlaku snižuje postupně, tak jak klesá energie v mezní vrstvě (přibližně lineárně) [Dejč, 1967, s. 388].

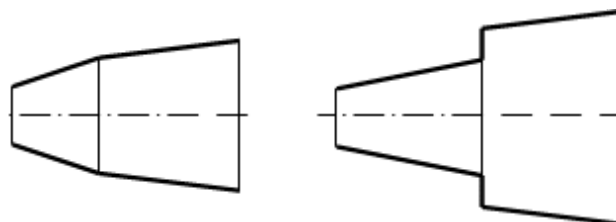
430:



Difuzor s lineární změnou gradientu tlaku: x [mm]. Na obrázku je difuzor o parametrech: $dp/dx=400$ kPa·m⁻¹, $r_i=10$ mm, $p_i=110$ kPa.

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 kužely i skokové změny průměrů [Dejč, 1967, s. 393], viz také Obrázek 831.

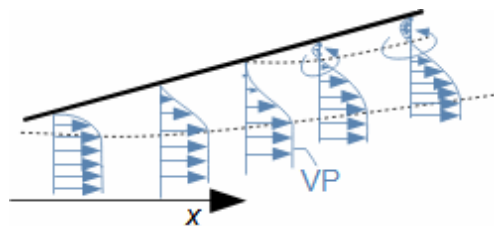
831:



Ztráta odtržením proudění

Mimo ztrát způsobené vnitřním třením nebo u nadzvukových difuzorů v rázových vlnách vzniká téměř vždy v ústí difuzoru ztráta odtržením proudění od stěn difuzoru. Na Obrázku 418 je průběh odtržení proudu od stěny. 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. Ztráta vzniklá odtržením proudění se projeví na nárůstu tlakové ztráty difuzoru.

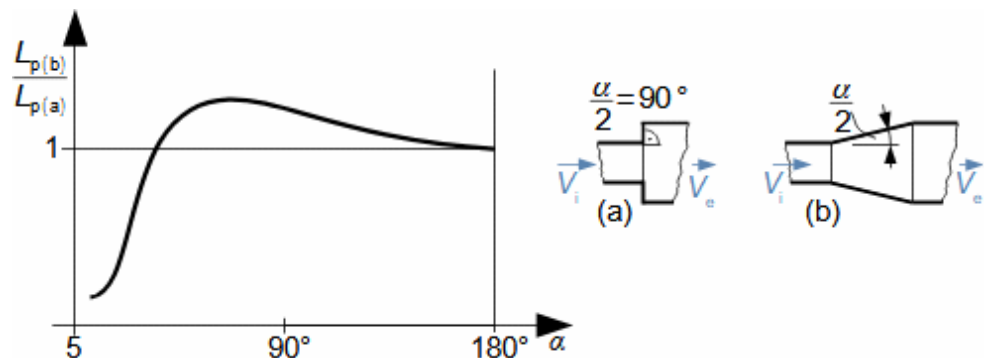
418:



VP-rychlostní profil (velocity profile).

Tlaková ztráta způsobená třením a odtržením proudění je také funkcí délky difuzoru a úhlu rozšíření. 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, do jakého úhlu rozšíření má smysl, z pohledu ztrát, konstruovat difuzor nebo pouze náhlé rozšíření.

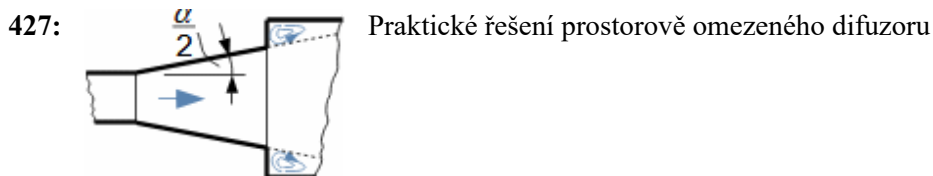
631:



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

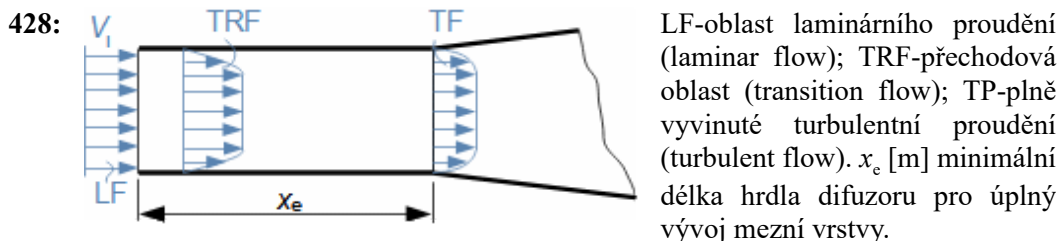
Podle Obrázku 631 může být tlaková ztráta kuželového difuzoru od určitého úhlu větší než pro případ náhle rozšířeného kanálu. To je způsobeno tím, že ztráta vnitřním třením klesá s úhlem rozšíření α , ale ztráta vířením při odtržení mezní vrstvy s úhlem α roste. Takže při proudění náhle rozšířeným průřezem vznikají pouze víry při odtržení [Maštovský, 1964, s. 88], které způsobují zvýšení entropie stejným mechanismem jako při škrcení proudění clonou.

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). Toto řešení lze přirovnat k hladkému kornoutovému difuzoru.



Opatření ke snížení citlivosti na odtržení mezní vrstvy

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 turbulentní méně citlivé na odtržení mezní vrstvy než proudění laminární – 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, ve kterém proběhne vývoj mezní vrstvy až do turbulence viz Obrázek 428.



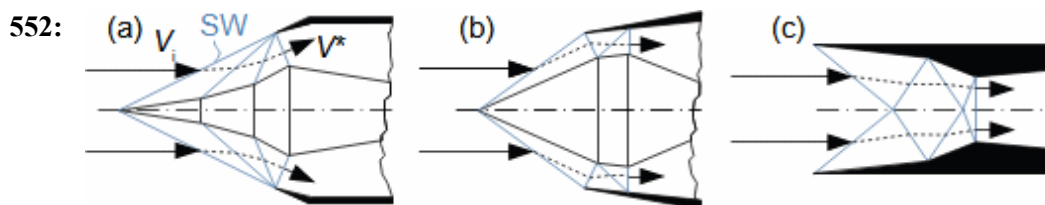
Turbulenci proudu lze také zvýšit různými vestavbami v difuzoru, viz [Dejč, 1967, s. 395], [Japikse and Baines, 1995]. Některé vestavby udělují proudu obvodovou složku rychlosti a odstředivá síla způsobí vyšší tlak u stěn difuzoru. Typickým příkladem jsou sací trouby vodních turbín, ve kterých se využívá pro stabilizaci mezní vrstvy malá obvodová složka proudění na výstupu z turbíny. Proudění na konci difuzoru lze také stabilizovat přísáváním plynu přes otvory v této části difuzoru apod.

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. Problém, podle [Dejč, 1967, s. 405], takových nadzvukových difuzorů je v tom, že v reálu hned na vstupních hranách vzniknou šikmé rázové vlny případně další uvnitř konvergentní části.

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.



(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).

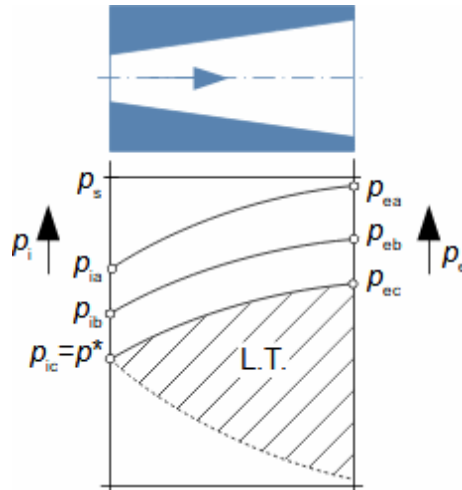
Tvary nadzvukových difuzorů musí obsahovat složitý mechanismus ovládnutí složité, proto se nadzvukové difuzory se vstupní rychlosti asi $M < 1,5$ Mach konstruují bez zužující se části. Před rozšiřující se částí je pouze hrdlo difuzoru s konstantním průřezem podobně, jak je zobrazeno na Obrázku 428(c). 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. 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

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 trysku

Na Obrázku 554 jsou znázorněny tři nenávrhové stavy podzvukového difuzoru označené písmeny a, b, c. Tyto nenávrhové stavy jsou vyvolány změnou vstupní rychlosti V_i , přičemž platí: $V_{ia} < V_{ib} < V_{ic} = a$. Rychlost V_{ic} je tedy zvuková, respektive kritická. 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 Hugoniotův teorém.

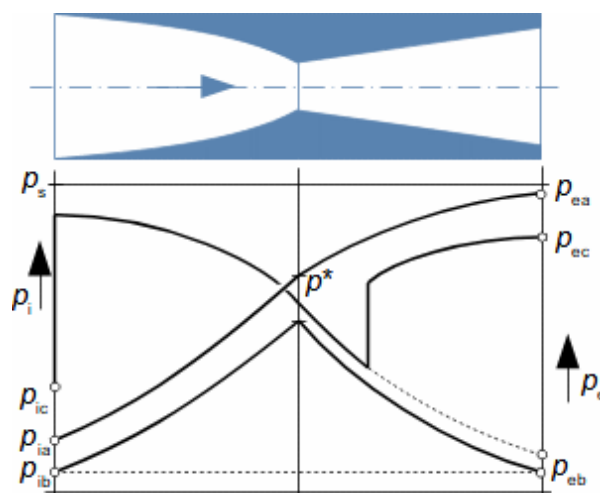
554:



L.T.-oblast funkce Lavalovy trysky.

Podobné chování nastává i u konvergentních částí nadzvukových difuzorů, které se v některých stavech mohou chovat také jako Lavalova tryska a mohou v této části vznikat i rázové vlny, jak je znázorněno. Na Obrázku 654 jsou tři případy přičemž platí $V_{ic} < V_{ia} < V_{ib} > a$. 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

654:



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.

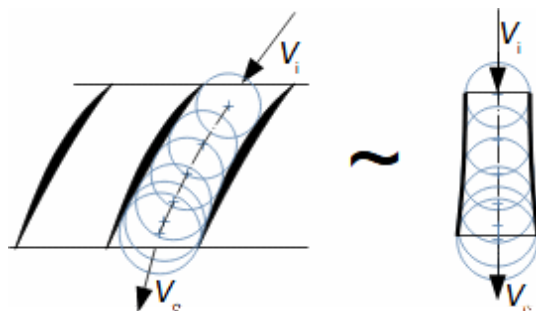
Náročnější experimenty s proměnným protitlakem difuzorů, při kterých je záměrně vyvoláván vznik rázových vln jsou uvedeny v [Dejč, 1967, s. 410-415].

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.

Difuzorové lopatkové kanály

Difuzorové lopatkové kanály, ze kterých se skládají lopatkové mříže lopatkových strojů 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. 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 tlaku, který v zahnutých kanále vzniká, to je také jedna z příčin proč jsou difuzorové lopatkové profily málo zahnuté.

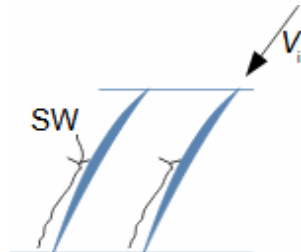
745:



Pokud je nátoková rychlost blízká rychlosti zvuku, potom je vysoká pravděpodobnost, že v některém místě proudění

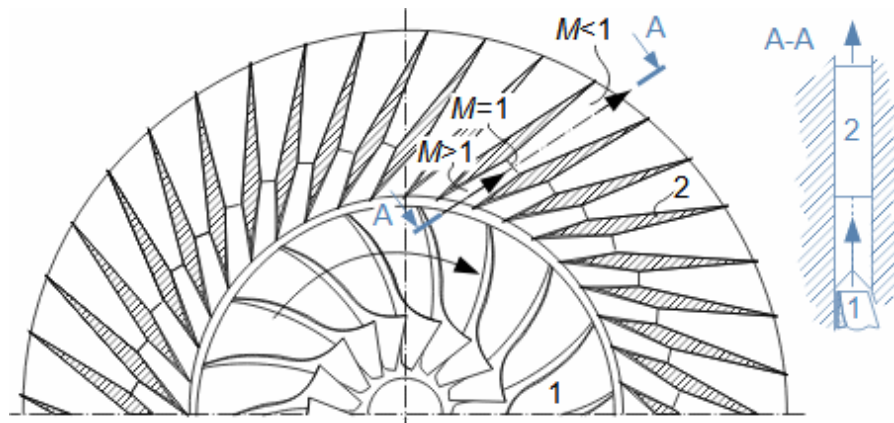
v blízkosti profilu tuto rychlost na sací straně lopatky přesáhne. Nicméně na výstupu z difuzorového kanálu je tlak vyšší než na vstupu a to i průtočný průřez, takže podle Hugoniotova teorému musí dojít ke skokové změně nadzvukové rychlosti na podzvukovou, to se děje lokálně blízko profilu v λ -rázové vlně, viz Obrázek 864. Opatření pro snížení vlivu takové rázové vlny je popsáno v [Kadrnožka, 2004, s. 136].

864:



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 turbokompresorů (Obrázek 770).

770:



Příklad uspořádání nadzvukového turbokompresoru: 1-oběžné kolo radiálního kompresoru; 2-lopátky difuzoru se supersonickým profilem.

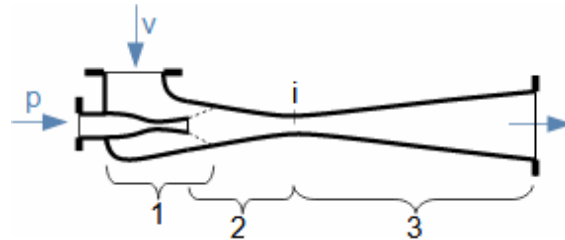
Nadzvukové rychlosti na vstupu do lopatkových mříží by šlo očekávat i u prvních stupňů turbokompresorů proudových motorů nadzvukových letounů. Nicméně v těchto případech se nadzvukové proudění snižuje na podzvukové už v hrdle motoru, které je konstruováno jako nadzvukový difuzor viz Obrázek 552.

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. To se děje přibližně v hrdle difuzoru, viz Obrázek 112. 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.

112:

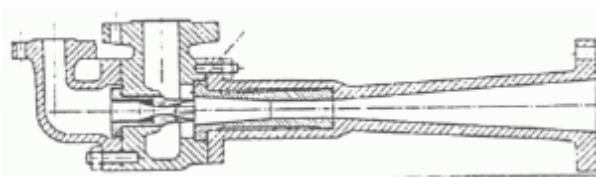


p-hnací tekutina; v-hnaná tekutina; 1-sací zóna; 2-hrdlo difuzoru (směšovací zóna); 3-výstupní difuzor.

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.

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 [Nožička, 2000].

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.

Tvar hrdla difuzoru musí být navržen tak, aby v něm docházelo k postupnému předání kinetické energie hnané tekutině a vyrovnání rychlostního pole. V hrdle difuzoru už musí také docházet k transformaci kinetické energie na tlakovou [Dejč, 1967, 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.

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 systém, viz Vzorec 404.

Vnitřní tepelná energie proudovém čerpadle 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.

404:

$$\mu = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_s} = - \frac{\Delta U_s + \Delta \left(\frac{p}{\rho} \right)_s + \Delta \left(\frac{V^2}{2} \right)_s}{\Delta U_w + \Delta \left(\frac{p}{\rho} \right)_w + \Delta \left(\frac{V^2}{2} \right)_w}$$

U [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$] vnitřní tepelná energie 1 kg pracovní tekutiny; μ [1] ejekční, respektive injekční poměr [Dejč, 1967, s. 419]. Index $_s$ označuje hnací a index $_w$ hnanou pracovní tekutinu. 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].

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 h - s diagramu parního oběhu. 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.

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 kavitačního 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 °C, jelikož je při spouštění tlak výstupu z čerpadla blízký atmosférickému, při kterém voda vaří, tak čerpadlo nemůže uspokojivě fungovat.

Ejektory se používají velmi často k čerpání kapalin z velkých hloubek těžebních vrtů. Provozní data (včetně účinností) a konstrukce takových čerpadel jsou uvedena v [Nechleba and Hušek, 1966, s. 218].

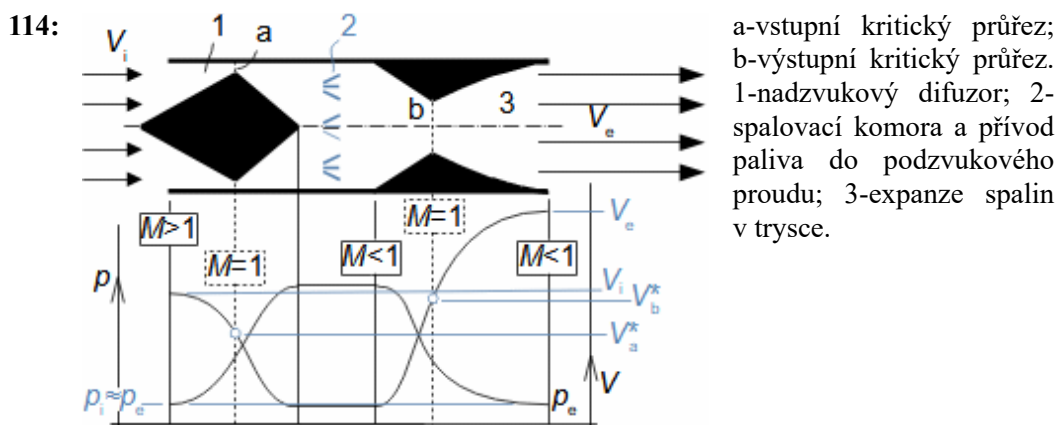
Úloha 410: Navrhněte základní rozměry proudového napájecího čerpadla parního kotle (injektor). Napájecí voda je čerpána z otevřené nádrže o teplotě 90 °C do tlaku 0,54 MPa. Požadovaný průtok napájecí vody je 60 $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$. Účinnost difuzorové části uvažujete

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.

Náporový motor

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. Oproti klasickým proudovým motorům neobsahuje 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.

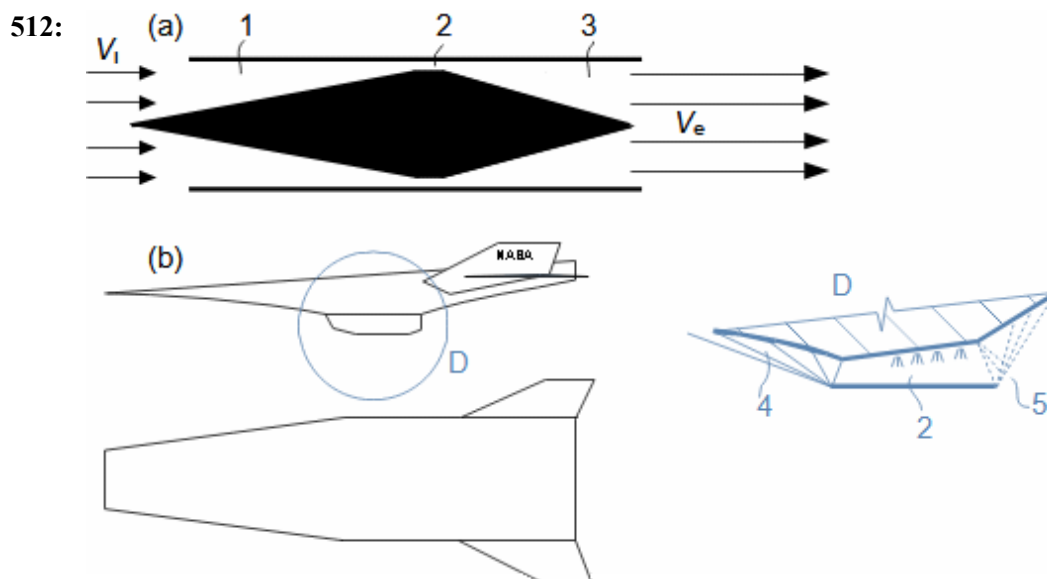
Na Obrázku 114 je funkce náporového motoru typu Ramjet je charakteristická dvěma kritickými průřezy a to pro vstup komprimovaného vzduchu a výstup horkých spalin. Hmotnostní průtok tryskou je vyšší než hmotnostní průtok vzduchu v kritickém průřezu difuzoru b o množství paliva. Proto řízení výkonu takového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



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 $M=5$ Mach.

Pružnější regulaci výkonu lze získat sloučením kritického průřezu difuzoru a trysky taková konstrukce motoru se nazývá scramjet, jehož schéma je uvedeno na Obrázku 512(a). 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 $M=9$ Mach.

Na Obrázku 512(b) je popis experimentálního bezpilotního letounu X-43A s pohonem Scramjet. Tento letoun dosáhl rychlosti 6,83 Machů během asi 10 minutového letu. Pracovní rychlosti dosáhl pomocí urychlovací rakety ve výšce 30 000 m. Soustava X-43A s urychlovací raketou startovala z bombardéru B-52B. Letoun X-43A využívá efektu šikmo seříznuté Lavalovy trysky, tj. vytvoření expanzních vln, které řídí expanzi a nahrazují tak protilehlou stěnu trysky – letoun je tím lehčí.



Odkazy

- ŠKORPÍK, Jiří, 2013, Technická termomechanika, *Transformační technologie*, Brno, [online], ISSN 1804-8293, <https://www.transformacni-technologie.cz/43.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.
-